



MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR  
UNIVERSIDAD DE GRANMA  
FACULTAD DE CIENCIAS TÉCNICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



*UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI*  
*Unidad Académica de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas*  
*Extensión "La Maná"*

## **Trabajo de Diploma**

*En opción al título de Ingeniero Electromecánico*

**TÍTULO:** DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS TÉRMICOS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS CON FLUIDOS ORGÁNICO-VAPOR.

**Diplomante:** Jonathan Alexis Montaguano Toaquiza

Bayamo. M.N.  
CURSO ACADÉMICO 2018-2019



MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR  
UNIVERSIDAD DE GRANMA  
FACULTAD DE CIENCIAS TÉCNICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



*UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI*  
*Unidad Académica de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas*  
*Extensión "La Maná"*

## **Trabajo de Diploma**

***En opción al título de Ingeniero Electromecánico***

**TÍTULO:** DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS TÉRMICOS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS CON FLUIDOS ORGÁNICO-VAPOR.

**Diplomante:** Jonathan Alexis Montaguano Toaquiza.

**Tutor:** Dr. C. Ing. Alain Ariel de la Rosa Andino. Prof. Aux.

**Jefe Disciplina Integradora:** Dr. C. Ing. José Eduardo Márquez Delgado. Prof. Aux.

Bayamo. M.N.  
CURSO ACADÉMICO 2018-2019

## PÁGINA DE ACEPTACIÓN

Los abajo firmantes hacemos constar que el presente trabajo constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Granma; certificando que el mismo ha sido realizado según lo indicado en la GUÍA METODOLÓGICA PARA LA REDACCIÓN Y PRESENTACIÓN DE INFORMES DE TRABAJOS DE DIPLOMA Y PROYECTOS DE CURSO DEL INGENIERO MECÁNICO DE LA UNIVERSIDAD DE GRANMA y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura.

---

Dr. C. Ing. Alain Ariel de la Rosa Andino.  
Tutor

---

Dr.C. Ing. José E. Márquez Delgado  
Jefe Disciplina Integradora

Luego de estudiada la exposición del diplomante: **JONATHAN ALEXIS MONTAGUANO TOAQUIZA**, así como las opiniones del tutor y el oponente del presente trabajo de diploma, el tribunal emite la calificación de\_\_\_\_\_.

---

Presidente del Tribunal  
Nombre y Apellidos. Firma.

---

Secretario  
Nombre y Apellidos. Firma.

---

Vocal  
Nombre y Apellidos. Firma.

## DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Declaro que soy autor de este Trabajo de Diploma y que autorizo a la Universidad de Granma, a hacer uso del mismo, con la finalidad que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución.

Firma: \_\_\_\_\_



**JONATHAN ALEXIS MONTAGUANO TOAQUIZA.**

**JONATHAN ALEXIS MONTAGUANO TOAQUIZA** autoriza la divulgación del presente trabajo de diploma bajo licencia CreativeCommons de tipo Reconocimiento No Comercial Sin Obra Derivada, se permite su copia y distribución por cualquier medio siempre que mantenga el reconocimiento de sus autores, no haga uso comercial de las obras y no realice ninguna modificación de ellas. La licencia completa puede consultarse en: <https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/es/legalcode.es>

**JONATHAN ALEXIS MONTAGUANO TOAQUIZA** autoriza al Departamento de Ingeniería Mecánica adscrito a la Universidad de Granma a distribuir el presente trabajo de diploma en formato digital bajo la licencia CreativeCommons descrita anteriormente y a conservarlo por tiempo indefinido, según los requerimientos de la institución, en el repositorio de materiales didácticos disponible en:

<ftp://fct.udg.co.cu/Documentos/0-INGENIERIA%20MECANICA/TESIS/>

## AGRADECIMIENTOS

A lo largo de mi carrera universitaria, he recibido el apoyo de muchas personas quienes con su aporte he podido llegar a cumplir unos de mis objetivos y poder conocer personas que me han brindado sus conocimientos para la realización de este proyecto.

Quiero agradecer al Dr. C. Ing. Alain Ariel de la Rosa Andino, por haberme dado la oportunidad de realizar mi proyecto de titulación.

A mis jefes de trabajo, que gracias a su apoyo y confianza que depositaron en mí, tuve la oportunidad de realizar mi proyecto de titulación en la hermana República de Cuba, donde conocí a muchos amigos que me brindaron el apoyo necesario para lograr el objetivo.

A mis compañeros de clases que mediante su amistad se han convertido mi familia durante los 5 años de estudio, donde se compartió momentos buenos y malos, pero con la bendición de dios se pudo llegar a la meta

A la Universidad Técnica de Cotopaxi – Extensión La Maná, por los conocimientos adquiridos en la formación como ingeniero electromecánico y a la Universidad de Granma por haberme dado la oportunidad de realizar mi proyecto de titulación.

## DEDICATORIA

A mi dios todo poderoso a quien le agradezco poder cumplir uno de mis metas.

A mi madre y a mi padre, por haberme dado la vida, por haberme dado su apoyo y por haber hecho posible llegar hasta aquí.

A mis hermanas Mariuxi y Angie, por su apoyo en los momentos difíciles en mi carrera universitaria.

Y quiero dedicarme a mí mismo por cumplir esta meta.

Muchas gracias a todos.

## RESUMEN

El presente trabajo se realizó para la línea de molida de la Fábrica de Conservas de Frutas y Vegetales en el municipio Yara provincia Granma. Dicha fábrica pertenece a la Unidad Empresarial de Base Granma. El mismo tuvo como objetivo determinar los parámetros térmicos de un intercambiador de calor (IC) de tubos concéntricos que permita garantizar el calentamiento y esterilización del fluido orgánico para la posterior separación semilla-corteza de algunos vegetales. Para ello se propuso una metodología de cálculo basada en los fundamentos básicos de la termodinámica técnica y la transferencia de calor para el posterior ensamblaje y montaje del intercambiador de calor en el lugar de trabajo. Dentro de los principales resultados obtenidos se destacan una eficiencia de 61% del equipo. Otros de los resultados son la determinación del área de transferencia de calor con 6,697 m<sup>2</sup>. Esto se debe a las pérdidas por radiación y convección que son inevitables en estos tipos de equipos pertenecientes a la industria alimenticia por no poderse aislar térmicamente para garantizar la inocuidad de los alimentos. Por otro lado, las temperaturas de salida del fluido orgánico son mantenidas según las normativas entre 85 °C y 115 °C.

## ABSTRACT

The present investigation was carried out for the grinding line in the Tinned Food and Vegetables Factory in Yara municipality, Granma, which belongs to the Basic Business Unit from this province. The objective was aimed at determining the thermic parameters of a heat exchanger (HE) of concentric tubes which permits to guarantee heating and sterilization of organic fluid for the seed-skin separation of some vegetables. In this direction it was proposed a methodology of calculation based on the basic foundations of technical thermodynamics and the heat transference for the subsequent assembling and mounting of heat exchanger at workplace. Among the most relevant outcomes it was obtained a 61% of the machine's efficiency. Other results are identified with the determination of the heat transference area with 6,697 m<sup>2</sup>. This constitutes a consequence of losses by radiation and convection which are unavoidable in these types of machines of food industry since it is not possible to be thermically isolated to guarantee ailments' inoculation. On the other hand, organic fluids outlet temperatures are maintained according to the normatives between 85°C and 115°C.



## TABLA DE CONTENIDO

I - INTRODUCCIÓN	1
II - DESARROLLO .....	6
CAPÍTULO 1. ANTECEDENTES Y ESTADO ACTUAL SOBRE LA TRANSFERENCIA DE CALOR Y LOS INTERCAMBIADORES.....	6
1.1. La transferencia de calor.....	6
1.1.1. Transferencia de calor por conducción .....	6
1.1.2. Transferencia de calor por convección .....	7
1.1.3. Transferencia de calor por radiación.....	7
1.2. Intercambiadores de calor.....	8
1.3. Clasificación de los intercambiadores de calor .....	9
1.4. Uso y aplicaciones de los intercambiadores de calor .....	14
1.5. Análisis de investigaciones relacionadas con la temática objeto de estudio.	15
Conclusiones del capítulo.....	18
CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS .....	20
2.1. Localización del área experimental .....	20
2.2.1. Descripción de la labor y del flujo productivo de fábrica .....	20
2.2.2. Diagrama de flujo de la metodología de cálculo .....	21
2.2.3. Configuración geométrica .....	21
2.2.4. Temperaturas de entradas y salidas .....	22
2.3. Metodología de cálculo.....	22
2.3.1. Para el flujo frío.....	23
2.3.2. Para el flujo caliente.....	24
CAPÍTULO 3. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS DE LOS PARÁMETROS TÉRMICOS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS.....	31
3.1. Análisis de los resultados relacionados con los parámetros de flujo frío. ....	31
3.2. Análisis de los resultados relacionados con los parámetros de flujo caliente..	32
3.3. Conclusiones del capítulo.....	33
III - CONCLUSIONES .....	35
IV - RECOMENDACIONES.....	37
V - BIBLIOGRAFÍA.....	39

## I - INTRODUCCIÓN

Los intercambiadores de calor son dispositivos que transfieren la energía térmica interna entre dos o más fluidos a diferentes temperaturas (Umamahesh y Vvenugopal, 2015; Arka y Sunnilbhai, 2016; Saravanakumar *et al.*, 2017). Los mismos se encuentran presentes en casi todos los sistemas térmicos complejos de las industrias y representan el vehículo de mayor utilización para la transferencia de calor en las aplicaciones de los procesos industriales (Arzu *et al.*, 2011; Zare *et al.*, 2016; Silaipillayarputhur y Khurshid, 2019) y domésticos (Lei *et al.*, 2010). Ellos son seleccionados para utilizarlos en servicios como: enfriamiento de líquidos o gases, procesos de condensación de vapores de refrigerantes o de vapor de agua, procesos de evaporación de refrigerantes, agua u otros líquidos; procesos de extracción de calor y calentamiento regenerativo del agua de alimentación a calderas; para la recuperación del calor en efluentes gaseosos y líquidos residuales calientes, para el enfriamiento de aire y aceite de lubricación en compresores, turbinas y motores, mediante camisas de enfriamiento y muchas otras aplicaciones industriales (Amin, 2013).

Debido a la amplia aplicación de estos equipos se han llevado a término varias investigaciones en el ámbito internacional que han tenido como centro el diseño y optimización de los intercambiadores de calor (Amin, 2013; Hadidi *et al.*, 2013; Reyes *et al.*, 2014; Cavazzuti *et al.*, 2015; Kujan y Shakh, 2015; Mazzucco *et al.*, 2016; Montes *et al.*, 2016; Touatit y Bougriou, 2018). El análisis de los coeficientes de transferencia de calor (Vera *et al.*, 2010; Constantinescu y Petran, 2011; Torres *et al.*, 2014; Sadeghzadeh *et al.*, 2015; Nath *et al.*, 2017), así como la influencia de los elementos estructurales de los intercambiadores en las características termo-hidráulicas (Menéndez *et al.*, 2016).

Una de las empresas que juega un papel importante en el desarrollo de la región es la Unidad Empresarial de Base Granma, la cual la integran, entre otras entidades, la fábrica de conserva de frutas y vegetales de Yara. Esta industria tiene carácter

agroindustrial y su misión es elaborar y comercializar conservas de frutas, vegetal, legumbres y viandas mediante la transformación y utilización de materias primas que provienen directamente de la agricultura.

Para llevar a cabo varias de las actividades directas a la producción se necesita energía calorífica. Un ejemplo de estas actividades es la que se realiza en la línea de producción de salsa de tomate. En cuya línea, al inicio del proceso, es necesario lograr con calidad la separación semillas-cortezas. Para lograrlo es necesario un intercambiador de calor cuya función es calentar el fluido orgánico (jugo de frutas o vegetales) a temperatura ambiente (26°C) hasta las temperaturas entre 85 y 115°C con el fin de disminuir la viscosidad del fluido para el fin antes mencionado. Dicho intercambiador de calor tiene más de 40 años de explotación, por lo que la actividad antes mencionada no se efectuaba con la calidad requerida, producto de las frecuentes interrupciones provocadas a causa de la obsolescencia técnica. Además de que dicho intercambiador de calor era del tipo tubo y coraza, el cual para este tipo de actividad según estándares internacionales no cumple con requisitos higiénicos sanitarios. Por lo anteriormente expuesto se propone el siguiente problema de investigación.

**Problema de investigación:**

En la fábrica de conserva de frutas y vegetales de Yara se han presentado interrupciones en la línea de molida, debido a las fallas que ha presentado el intercambiador de calor que garantiza el calentamiento y esterilización del fluido orgánico para lograr la correcta separación semilla-corteza de algunos vegetales.

**Objeto de Estudio:**

Intercambiador de calor de tubos concéntricos para el calentamiento y esterilización del fluido orgánico.

**Campo de acción:**

La determinación de los parámetros térmicos de un intercambiador de calor de tubos concéntricos para el calentamiento y esterilización del fluido orgánico para la posterior separación semilla-corteza de algunos vegetales.

### **Hipótesis:**

Si se determinan los parámetros térmicos de un intercambiador de calor de tubos concéntricos se logrará un correcto funcionamiento de la línea de molienda, garantizando el calentamiento y esterilización del fluido orgánico para la posterior separación semilla-corteza de algunos vegetales.

### **Objetivo general:**

Determinar los parámetros térmicos de un intercambiador de calor de tubos concéntricos que garantice el calentamiento y esterilización del fluido orgánico para la posterior separación semilla-corteza de algunos vegetales.

### **Objetivos específicos:**

1. Establecer una metodología basada en las ecuaciones matemáticas de los principios básicos de los fundamentos de la termodinámica técnica y transferencia de calor que permita determinar los parámetros térmicos de un intercambiador de calor de tubos concéntricos.
2. Obtener los datos iniciales requeridos para los cálculos de los parámetros térmicos del intercambiador de calor de tubos concéntricos, tales como diámetros externos e internos de los tubos seleccionados, así como, la temperatura de entrada y salida del flujo frío y caliente.
3. Aplicar la metodología propuesta para la determinación de los parámetros térmicos de un intercambiador de calor de tubos concéntricos.
4. Obtener las magnitudes de los parámetros térmicos de un intercambiador de calor de tubos concéntricos.

### **Tareas de investigación:**

1. Realización de una búsqueda de información sobre los antecedentes de la termodinámica técnica, transferencia de calor y los intercambiadores de calor.
2. Obtención de los datos requeridos para los cálculos de los parámetros térmicos del intercambiador de calor de tubos concéntricos, diámetros y temperaturas del flujo frío y caliente.

3. Aplicación de la metodología propuesta para la determinación de los parámetros térmicos de un intercambiador de calor de tubos concéntricos.
4. Obtención de las magnitudes de los parámetros térmicos de un intercambiador de calor de tubos concéntricos.
5. Redacción del informe técnico resultado de la presente investigación.

### **Métodos de investigación.**

#### **Teóricos:**

- El método histórico – lógico: vinculado al conocimiento de las etapas de los objetos en su sucesión cronológica. Mediante este método se analiza la trayectoria concreta de la teoría y su condicionamiento a los diferentes períodos de la historia.
- El método de análisis y síntesis: fue el punto de partida de la descomposición de las diferentes partes y cualidades del diseño analizado, para la identificación de las variables a estudiar.
- El método sistémico – estructural: permitió lograr coherencia entre el sistema de variables estudiadas (parámetros de cálculos), delimitando su comportamiento y la interrelación entre ellas.

#### **Empíricos:**

- El método de criterio de experto: permitió tener en cuenta opiniones, criterios y sugerencias de otros especialistas en la materia objeto de investigación.
- El método de observación científica: ayudó a obtener información acerca del comportamiento de diferentes elementos en el proceso.

**CAPÍTULO 1. ANTECEDENTES Y ESTADO ACTUAL SOBRE LA TRANSFERENCIA DE CALOR Y LOS INTERCAMBIADORES.**

## **II - DESARROLLO**

### **CAPÍTULO 1. ANTECEDENTES Y ESTADO ACTUAL SOBRE LA TRANSFERENCIA DE CALOR Y LOS INTERCAMBIADORES.**

#### **1.1. La transferencia de calor**

Siempre que existe un gradiente de temperaturas en un sistema o siempre que dos cuerpos con diferentes temperaturas se ponen en contacto, se transfiere energía y es cuando se da el proceso que se conoce como transferencia de calor.

Este fenómeno o proceso denominado transferencia de calor es definido por Holman (1998) como la ciencia que trata de predecir el intercambio de energía que puede tener lugar entre cuerpos materiales, como resultado de una diferencia de temperatura. Y esta transferencia de calor en un sistema según Moring (1969) puede transmitirse por conducción o radiación o por ambas.

Shukla *et al.* (2015), refirieron que existen tres medios principales para lograr la transferencia de calor, conducción, convección y radiación. Los intercambiadores de calor funcionan según los principios de la transferencia de calor por convección y conducción. La radiación se produce en cualquier proceso. Sin embargo, en la mayoría de los intercambiadores de calor, la contribución de la radiación es minúscula en comparación con la de la convección y la conducción.

##### **1.1.1. Transferencia de calor por conducción**

Los fenómenos de transferencia de calor por conducción se encuentran en prácticamente todo el mundo físico y el dominio industrial (Sandor y Roloff, 1999).

Moring (1969), refirió que la transferencia de calor por conducción tiene virtud en lugar de dos mecanismos: las moléculas o átomos moviéndose más aprisa (vibrando en un

sólido o moviéndose en forma restringida en un líquido) en las partes más calientes de un cuerpo, transfieren una parte de su energía por medio de choques a las moléculas adyacentes; y los electrones libres proporcionan un flujo de energía en el sentido de la temperatura decreciente.

Moran y Shapiro (1999), reafirmaron que se reconocen dos métodos básicos de transferencia de calor, conducción y radiación térmica. Para el caso de la transferencia de calor por conducción refirieron que aparece en sólidos, líquidos y gases desde las partículas más energéticas de una sustancia, a las partículas adyacentes menos energéticas por las interacciones entre las partículas.

Holman (1998), expresó que cuando en un cuerpo existe un gradiente de temperatura hay una transferencia de energía desde la región a alta temperatura hacia la región a baja temperatura. Y a este fenómeno se le llama transferencia de calor por conducción.

### **1.1.2. Transferencia de calor por convección**

Para el caso de la transferencia de calor por convección Kern (1965) y Moring (1969), plantearon que es un medio de mover energía de un lugar otro, es decir es un transporte de energía. Y ocurre debido a que un fluido en movimiento recoge energía de otro cuerpo caliente y lo entrega a un cuerpo más frío. Por ejemplo, el aire que rodea al horno de un sistema de calefacción por aire caliente recibe calor por radiación y conducción. Este aire más caliente, siendo más ligero, se elevará y circulará por la casa (o será forzado por medio de un ventilador), cediendo energía por radiación y conducción para mantener la casa y su contenido a buena temperatura.

### **1.1.3. Transferencia de calor por radiación**

Moring (1969), reportó que la transferencia de calor por radiación se concibe como ondas electromagnéticas. Y este fenómeno tiene lugar debido a que un cuerpo caliente emite más calor que el que recibe y un cuerpo frío recibe más calor del que emite.

Por su parte Moran y Shapiro (1999), emitieron el siguiente criterio. La transferencia de calor por radiación es emitida por la materia como resultado de cambios en las



configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas en su interior. La energía se transporta mediante ondas electromagnéticas (o fotones). A diferencia de la conducción, la radiación térmica no requiere soporte para propagarse y puede tener lugar incluso en el vacío. Las superficies sólidas, los gases y los líquidos emiten, absorben y transmiten radiación térmica en grados distintos.

Holman (1998), resumió que la transferencia de calor por radiación no es más que la radiación electromagnética emitida por un cuerpo como resultado de su temperatura.

Finalmente Sandor y Roloff (1999), expresaron que todos los materiales emiten y absorben continuamente energía radiactiva al disminuir o aumentar sus niveles de energía molecular. Esta energía de radiación térmica se puede considerar como una onda electromagnética o un paquete de energía sin masa, llamado fotones.

Como se ha expresado anteriormente estos tres fenómenos de una forma u de otra están presentes en el desempeño de los intercambiadores de calor, debido a que en los mismos se efectúa la transmisión de calor de una sustancia a otra.

## **1.2. Intercambiadores de calor**

Deepika y Surendar (2016), plantearon que los intercambiadores de calor son dispositivos que se utilizan para transferir energía térmica de un fluido a otro.

Investigadores como Kumar *et al.* (2017) expresaron que un intercambiador de calor es un dispositivo que se utiliza para transferir energía térmica (entalpía) entre dos o más fluidos, entre una superficie sólida y un fluido, o entre partículas sólidas y un fluido, a diferentes temperaturas y en contacto térmico.

Por otro lado Saravanakumar *et al.* (2017), refirieron que los intercambiadores de calor son dispositivos que transfieren el calor del medio caliente al medio frío sin mezclar ambos medios, ya que ambos medios se separan generalmente con una pared sólida.

Finalmente Kumar y Kumar (2018), reportaron que un intercambiador de calor es un dispositivo planeado para intercambiar calor de manera beneficiosa. Y generalmente no

hay interacciones externas entre el calor y el trabajo.

De lo anteriormente expuesto se puede resumir que el intercambiador de calor no es más que un radiador diseñado para transferir calor entre dos fluidos, o entre la superficie de un sólido y un fluido en movimiento. Estos dos fluidos (líquidos, gases) pueden estar en contacto o separados por una barrera sólida. Debido a ello estos equipos presentan gran uso y aplicación.

### 1.3. Clasificación de los intercambiadores de calor

El tipo más simple de intercambiador de calor consta de dos tubos concéntricos de diámetros diferentes ensamblados uno dentro del otro, llamado intercambiador de calor de tubo doble o tubos concéntricos. En este tipo de dispositivo el fluido caliente pierde calor entrando al intercambiador por el tubo interno, y el fluido frío adquiere calor pasando por la sección anular, comúnmente conocida como encamisado (Karlekar y Desmond, 1996)

Según Holman (1998) y Cengel (2002), los intercambiadores de calor de tubos concéntricos se clasifican según el tipo de flujo como flujo paralelo, contraflujo (Figura 1.1 a) y disposición de flujo cruzado (Figura 1.1 b).

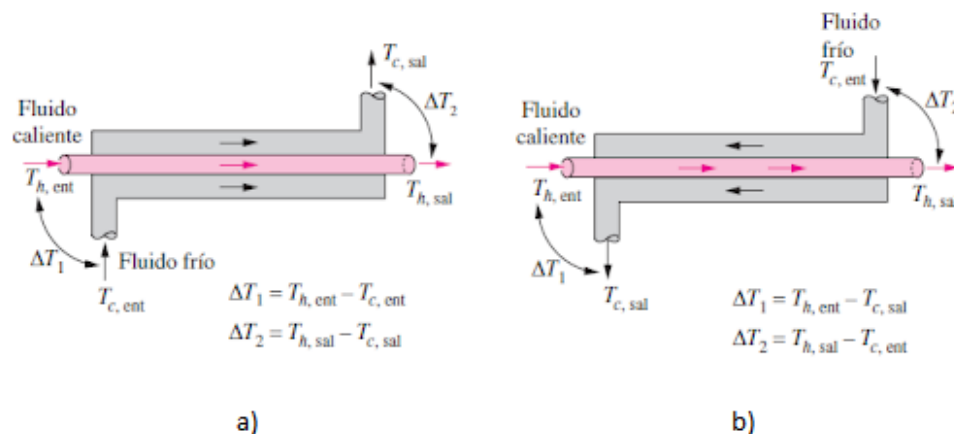
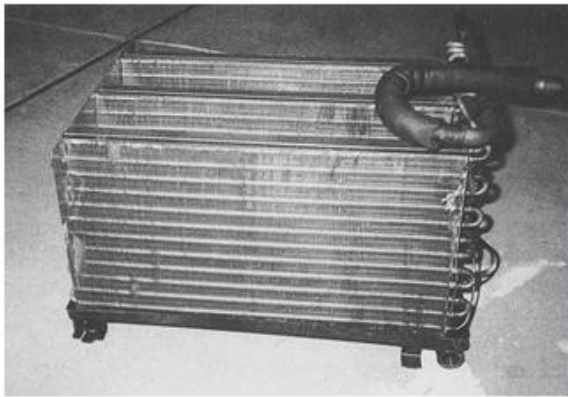


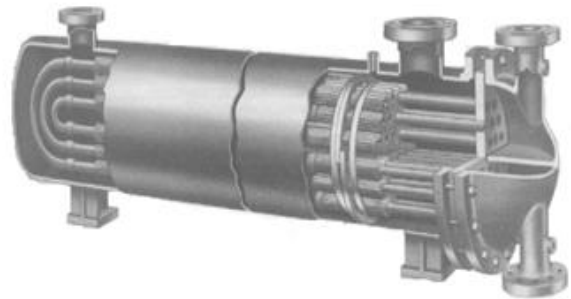
Figura 1.1. Intercambiadores de calor. a) De flujo paralelo. b) A contraflujo. Fuente: (Cengel, 2002).

En flujo paralelo, tanto el fluido caliente como el frío entran en el intercambiador de calor en el mismo extremo y se mueven en la misma dirección. En contracorriente, los fluidos calientes y fríos ingresan al intercambiador de calor en los extremos opuestos y fluyen en dirección opuesta. En el flujo cruzado, las corrientes de fluido caliente y frío se mueven perpendiculares entre sí.

En términos de tipo de construcción, los intercambiadores de calor se clasifican como intercambiadores de calor compactos, de carcasa y tubos (Figura 1.2) y regenerativos. Los intercambiadores de calor compactos están diseñados específicamente para obtener grandes áreas de superficie de transferencia de calor por unidad de volumen. La gran área de superficie en los intercambiadores de calor compactos se obtiene uniendo una placa delgada muy espaciada o aletas corrugadas a las paredes que separan los dos fluidos (Cengel, 2002).



a)



b)

Figura 1.2. Intercambiadores de calor. a) Compacto. Fuente: (Cengel, 2002). b) Carcasa y tubos. Fuente: (Holman, 1998).

Un intercambiador de calor se clasifica como compacto si  $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  o  $(200 \text{ ft}^2/\text{ft}^3)$  donde  $\beta$  es la relación entre el área de la superficie de transferencia de calor y su volumen, que se denomina densidad de área. La densidad de área para el intercambiador de calor de doble tubo no puede ser del orden de  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ . Por lo tanto, no se puede clasificar como un intercambiador de calor compacto (Cengel, 2002).

En los intercambiadores de calor compactos, los dos fluidos generalmente se mueven perpendiculares entre sí, y tal configuración de flujo se llama flujo cruzado. El flujo cruzado se clasifica además como flujo no mezclado y mixto, según la configuración del flujo, como se muestra en la Figura 1.3. En (a) se dice que el flujo cruzado no está mezclado, ya que las aletas de la placa obligan al fluido a fluir a través de una separación específica en particular y evitan que se mueva en la dirección transversal (es decir, paralela a los tubos). Se dice que el flujo cruzado en (b) se mezcla ya que el fluido ahora está libre para moverse en la dirección transversal. Ambos fluidos están sin mezclar por ejemplo, en el radiador de un automóvil. La presencia de mezcla en el fluido puede tener un efecto significativo en las características de transferencia de calor del intercambiador.

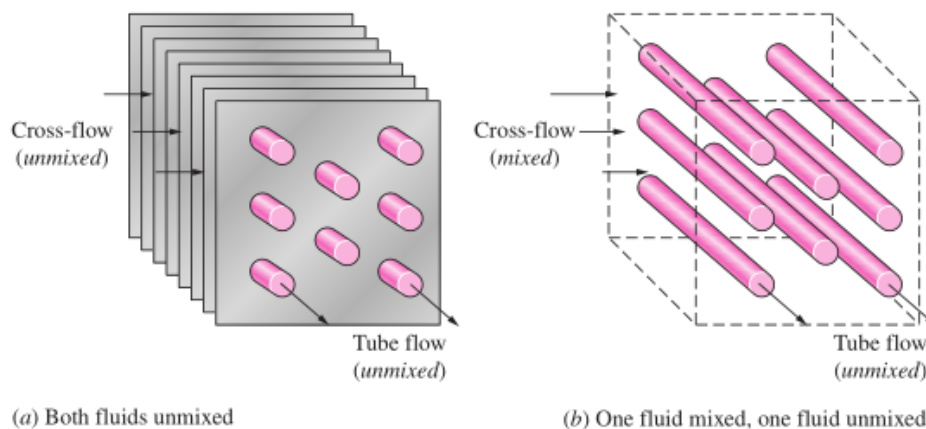


Figura 1.3. Intercambiadores de calor de flujo cruzado. a) Ambos fluidos sin mezclar. b) un fluido mezclado, un fluido sin mezclar. Fuente: (Cengel, 2002).

Hay una gran cantidad de otras configuraciones llamadas cambiadores de calor compactos, que se utilizan principalmente en las corrientes de gases en las que los coeficientes globales de transferencia de calor son bajos, y es deseable conseguir una gran superficie en un volumen pequeño. Estos intercambiadores tienen, por lo general, áreas de más de  $650 \text{ m}^2$  por metro cúbico (Holman, 1998).

Los intercambiadores de calor de carcasa y tubos son los dispositivos con mayores aplicaciones industriales (Figura 1.4). Los mismos contienen una gran cantidad de tubos

empacados en una carcasa con sus ejes paralelos a los de la propia carcasa. En ellos los deflectores se colocan comúnmente en la carcasa para obligar a que el fluido del lado de la carcasa fluya a través del armazón para mejorar la transferencia de calor y mantener una separación uniforme entre los tubos. Los deflectores interrumpen el flujo de fluido y se necesitará un mayor poder de bombeo para mantener el flujo. Por otro lado, los deflectores eliminan los puntos muertos y aumentan la tasa de transferencia de calor.

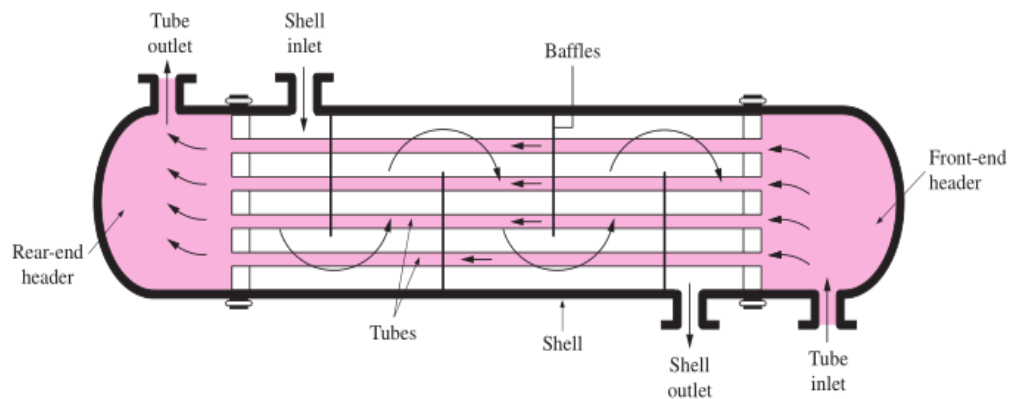


Figura 1.4. Esquema de un intercambiador de calor de carcasa y tubos. Fuente: (Cengel, 2002).

Los intercambiadores de calor de carcasa y tubos también se clasifican de acuerdo con el número de pases de carcasa y tubos involucrados. Los intercambiadores de calor en los que todos los tubos hacen un giro en U en la coraza, por ejemplo, se denominan intercambiadores de calor de un paso de carcasa y de paso de dos tubos (Figura 1.5 a). Del mismo modo, un intercambiador de calor que involucra dos pasadas en la carcasa y cuatro pasadas en los tubos se denomina intercambiador de calor de dos carcasas y cuatro pases de tubo (Figura 1.5 b).

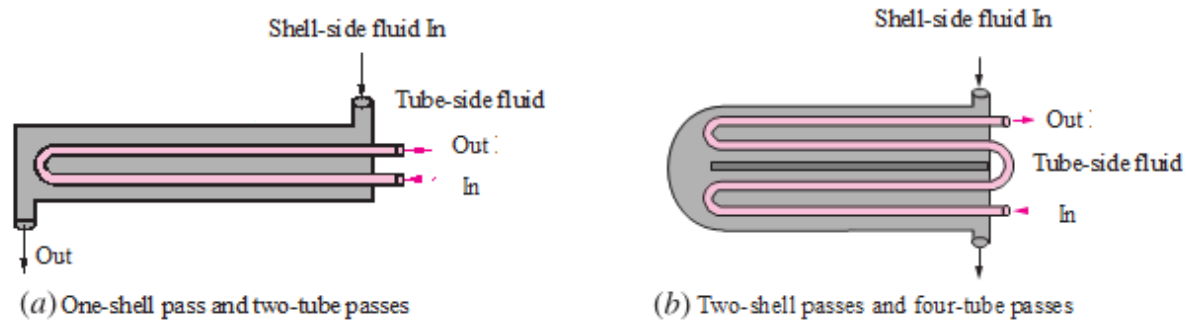


Figura 1.5. Arreglos de flujo en intercambiadores de calor de carcasa y tubo. a) Intercambiadores de calor de un paso de carcasa y de paso de dos tubos. b) Intercambiador de calor de dos carcasas y cuatro pasajes de tubo Fuente: (Cengel, 2002).

El intercambiador de calor regenerativo (Figura 1.6) implica el paso alternativo de las corrientes de fluido caliente y frío a través de la misma área de flujo.

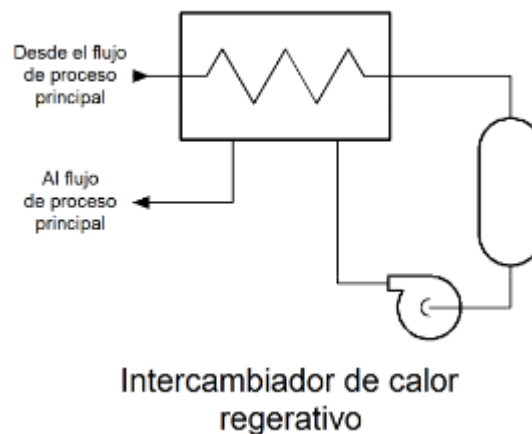


Figura 1.6. Esquema de un intercambiador regenerativo. Fuente: (Kreith *et al.*, 1999)

El tipo de intercambiador de calor regenerativo de tipo estático es básicamente una masa porosa que tiene una gran capacidad de almacenamiento de calor, como una malla de alambre cerámico. Los fluidos calientes y fríos fluyen alternativamente a través de esta masa porosa. El calor se transfiere del fluido caliente a la matriz del regenerador durante el flujo del fluido caliente y de la matriz al fluido frío. Así, la matriz sirve como

un medio de almacenamiento de calor temporal. El regenerador de tipo dinámico involucra un tambor giratorio y un flujo continuo del fluido caliente y frío a través de diferentes porciones del tambor, de modo que cualquier porción del tambor pase periódicamente a través de la corriente caliente, almacenando calor y luego a través de la corriente fría, rechazando este calor almacenado. De nuevo, el tambor sirve como medio para transportar el calor de la corriente de fluido caliente a la fría.

Hasta aquí se refieren diferentes tipos de intercambiadores de calor, los cuales varían dependiendo la configuración geométrica del flujo y su tipo de construcción, etc. En lo adelante nos referiremos a su uso y aplicaciones.

#### **1.4. Uso y aplicaciones de los intercambiadores de calor**

Los intercambiadores de calor son ampliamente utilizados en las industrias de fabricación y procesos para varias aplicaciones (Silaipillayarputhur y Khurshid, 2019).

Son útiles en muchos procesos de ingeniería como los de generación de energía, procesamiento químico, refrigeración electrónica, aire acondicionado, refrigeración y aplicaciones de procesamiento de alimentos y de automóviles (Saravanakumar *et al.*, 2017).

Amin (2013), refiere que son seleccionados para utilizarlos en servicios como: enfriamiento de líquidos o gases, procesos de condensación de vapores de refrigerantes o de vapor de agua, procesos de evaporación de refrigerantes, agua u otros líquidos; procesos de extracción de calor y calentamiento regenerativo del agua de alimentación a calderas; para la recuperación del calor en efluentes gaseosos y líquidos residuales calientes, para el enfriamiento de aire y aceite de lubricación en compresores, turbinas y motores, mediante camisas de enfriamiento y muchas otras aplicaciones industriales.

Umamahesh y Vvenugopal (2015), reportan que las aplicaciones típicas implican calentar o enfriar una corriente fluida de interés y la evaporación o condensación de corrientes de fluidos de uno o varios componentes. En otras aplicaciones, el objetivo

puede ser recuperar o rechazar el calor, o esterilizar, pasteurizar, fraccionar, destilar, concentrar, cristalizar o controlar el fluido del proceso.

La elección del intercambiador de calor para una aplicación determinada depende de varios factores, como la aplicación, el área de piso disponible, los recursos disponibles, las conexiones en el campo, el costo y muchos más. En un entorno altamente competitivo, es esencial que el intercambiador de calor entregue la transferencia de calor requerida, ocupe menos espacio, pesa menos y tenga un precio competitivo (Silaipillayarputhur y Khurshid, 2019).

Debido a la gran gama de aplicación que presentan los intercambiadores de calor se han llevado a término varias investigaciones en el ámbito internacional que han tenido como centro el diseño y optimización de los mismos, así como, el análisis de los coeficientes de transferencia de calor y la influencia de los elementos estructurales de los de estos dispositivos en sus características termo-hidráulicas.

### **1.5. Análisis de investigaciones relacionadas con la temática objeto de estudio**

Joshua (2009), diseñaron un intercambiador de calor de tubos concéntricos para estudiar el proceso de transferencia de calor entre dos fluidos a través de una partición sólida. Adoptaron una disposición a contraflujo y el método de análisis de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD). Se utilizó agua como fluido para el experimento. Las temperaturas del agua fría y caliente suministradas al equipo fueron de 87°C y 27°C, respectivamente, y la temperatura de salida del agua después del experimento fue de 73°C para agua caliente y de 37°C para agua fría. Los resultados del experimento se tabularon y se dibujó un gráfico de las temperaturas medias. El intercambiador de calor fue 73,4% eficiente y tiene un coeficiente global de transferencia de calor de 711W / m<sup>2</sup>K y 48 ° C de diferencia de temperatura media de registro. La investigación tiene en cuenta diferentes tipos de intercambiadores de calor.

Peigné *et al.* (2013), efectuaron un estudio experimental de un intercambiador de calor de tres tubos concéntricos integrado en un sistema de calefacción en viviendas de bajo consumo energético. El objetivo fue evaluar las temperaturas de salida resultantes y la



cantidad de calor recuperado por el aire de ventilación para evaluar la viabilidad y el rendimiento del acoplamiento de una unidad de recuperación de calor de ventilación mecánica y un intercambiador de calor de tubo concéntrico triple integrado en la chimenea de una habitación. Para ello detallan los tres componentes principales del sistema combinado que fue desarrollado, la configuración de acoplamiento adoptada, así como el protocolo utilizado y los sensores implementados en una configuración experimental realizada en un laboratorio. En el mismo se discuten las tasas de transferencia de calor obtenidas de las mediciones para los diversos fluidos, así como la efectividad de los intercambiadores de calor. Finalmente, las temperaturas de salida resultantes de los tres fluidos que se intercambian en el intercambiador de calor de triple tubo concéntrico objeto de estudio y se compararon con las proporcionadas por soluciones analíticas obtenidas con un modelo matemático. Se encontró que las tasas de transferencia de calor se pronostican con una diferencia relativa inferior al 5% en comparación con los valores experimentales y que dicho sistema permite cubrir la totalidad o la mayor parte de las pérdidas de calor en un edificio con eficiencia energética.

Sahoo *et al.* (2016) llevaron a término una investigación experimental para un intercambiador de calor de tubo concéntrico triple helicoidal con diferentes disposiciones de flujo. Fluido normal en el interior - caliente en el medio - frío en el anillo exterior (NHC) y fluido en la tubería interna - caliente en el medio - fluido normal en anillo exterior (CHN) con tipos de flujo paralelo y contracorriente. Se tomó en cuenta la longitud del intercambiador de calor y la efectividad se calculó para el flujo paralelo y en contracorriente en las disposiciones de NHC y CHN. Dentro de los resultados se encontró que el intercambiador de calor de tres tubos helicoidales concéntricos demostró ser efectivo y se concluye en que la disposición de contraflujo de N-H-C con un alto caudal de flujo de fluido fue más eficaz que otras disposiciones.

Deepika y Surendar (2016), diseñaron y fabricaron un intercambiador de calor utilizando tuberías de cobre y hierro con longitud de 1,8 metros. Para el diseño y fabricación del mismo se realizaron experimentos para configuraciones de flujo en paralelos y

contracorriente en tres condiciones de caudales máxicos donde se cambian el caudal de agua fría y el caudal de agua caliente. Las temperaturas de entrada y salida fueron medidas utilizando termopares en varios lugares. El coeficiente de transferencia de calor general se calculó y se comparó con el flujo paralelo y a contracorriente para el rendimiento teórico y real del intercambiador de calor. Encontrándose que el flujo a contracorriente es mayor que el flujo paralelo. Concluyendo que el coeficiente de transferencia de calor para el flujo paralelo y a contracorriente en el análisis teórico y experimental es menor.

Kumar *et al.* (2017) realizaron un análisis para un intercambiador de calor de tubo en tubo con un coeficiente de transferencia de calor constante. Teniendo en cuenta varios factores presentes que pueden afectar las características de transferencia de calor del intercambiador. Para ello, efectuaron el experimento utilizando diferentes fluidos y análisis, utilizando la metodología ANSYS 15.0 FDC. Dentro de los principales resultados destacan que la transferencia de calor es mayor para el intercambiador de calor de dos tuberías que el de tres.

Saravanakumar *et al.* (2017), investigaron en el diseño y análisis experimental de intercambiadores de calor de tubos concéntricos con varias aletas, con el objetivo de predecir y comparar el rendimiento del intercambiador de calor de carcasa y tubos con aletas utilizando aletas hexagonales y semicirculares. Para ello desarrollaron modelos de intercambiadores de calor a contracorriente. Los resultados se compararon entre cada modelo y entre aletas hexagonales y semicirculares. Las dependencias de intercambio de calor del coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión se investigan a través de experimentos. Para incrementar la eficiencia del intercambiador de calor se cambiaron varias configuraciones en el diseño. El coeficiente de transferencia de calor global de los intercambiadores se calculó y se comparó con los resultados de las aletas hexagonales y semicirculares, seleccionando una aleta adecuada que podría producir una tasa de transferencia de calor y una eficiencia más alta que la otra. Se concluye que la eficiencia del intercambiador de calor para las aletas semicirculares se incrementa en un 3%, y para las aletas hexagonales se incrementa

en un 6% del intercambiador de calor de tubo con aletas. Así que la aleta hexagonal es más eficiente que la semicircular.

### **1.6. Conclusiones del capítulo**

- Los fenómenos de transferencia de calor expuestos anteriormente conducción, convección y radiación están presentes de una forma u otra en el desempeño de los intercambiadores debido a que en los mismos se efectúa la transmisión de calor de una sustancia a otra.
- Los intercambiadores de calor más utilizados en las industrias son los de tubos concéntricos y los de tubo y coraza.
- Debido al gran uso y aplicación que tienen los intercambiadores de calor los mismos son objetos de un sin número de investigaciones con el objetivo de buscar diseños más económicos y de mayor eficiencia, lo cual está avalado por los estudios que se publican cada año en revistas de prestigio.

## **CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS**

## CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS

El presente capítulo expone la metodología de cálculo para la determinación de los parámetros térmicos de un intercambiador de calor de tubos concéntricos. Con la finalidad de conocer la eficiencia con que puede operar el mismo en el calentamiento del fluido orgánico de frutas y vegetales.

### 2.1. Localización del área experimental

La ejecución de la investigación tuvo lugar en línea de molienda de la Fábrica de Conservas de Frutas y Vegetales Yara de la provincia Granma, Cuba. La misma se encuentra situada en la carretera Bayamo–Manzanillo, km 47 (Figura 2.1).



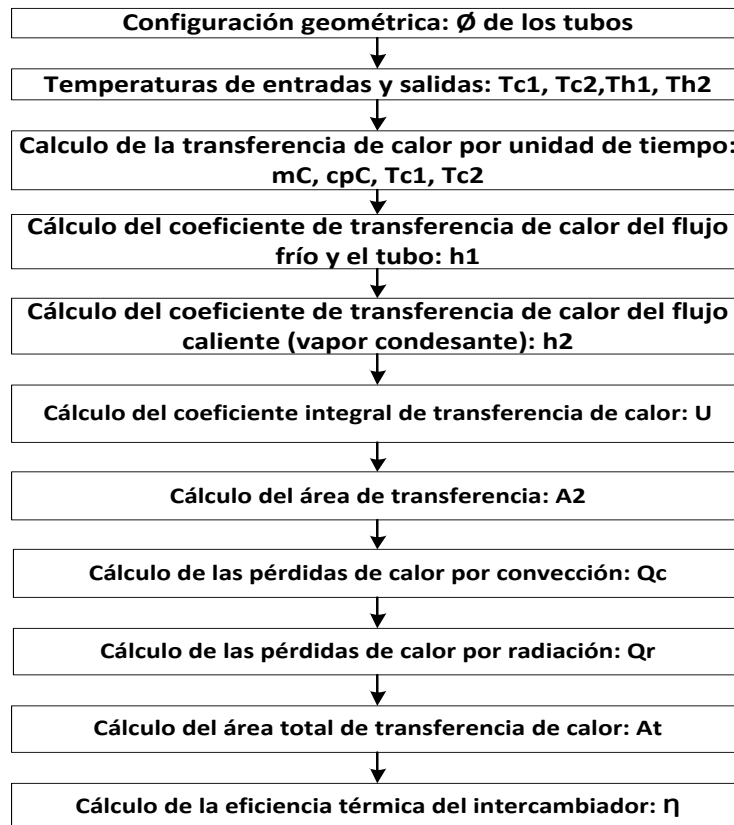
**Figura 2.1.** Localización de la fábrica de conserva de frutas y vegetales de Yara.

#### 2.2.1. Descripción de la labor y del flujo productivo de fábrica

La fábrica está compuesta por cuatro líneas productivas para la producción y de estas líneas, tres son las que juegan un papel determinante en la elaboración de los productos. La materia prima fundamental la constituyen las frutas naturales y los vegetales elaborándose a base de los mismos y con la adición de algunas sustancias químicas tales como preservantes, constituyendo una gama de productos de gran aceptación entre la población y el mercado interno en divisa.

### 2.2.2. Diagrama de flujo de la metodología de cálculo

El presente trabajo se realizó siguiendo una metodología de cálculo expuesta de forma general en la figura 2.2.



**Figura 2.2.** Diagrama de flujo del procedimiento de cálculo.

### 2.2.3. Configuración geométrica

Para los cálculos iniciales y el posterior ensamblaje y montaje del intercambiador de calor, fueron necesarios los diámetros iniciales de los tubos seleccionados (tabla 2.1) con un 20% de níquel.

**Tabla 2.1.** Diámetros de los tubos requeridos para para el diseño del intercambiador.

Nomenclatura	Descripción	U/M	Valor
D <sub>1</sub>	Diámetro exterior del tubo interior	mm	90
d <sub>1</sub>	Diámetro interior del tubo interior	mm	80
D <sub>2</sub>	Diámetro interior del tubo exterior	mm	106
D <sub>3</sub>	Diámetro exterior del tubo exterior	mm	109

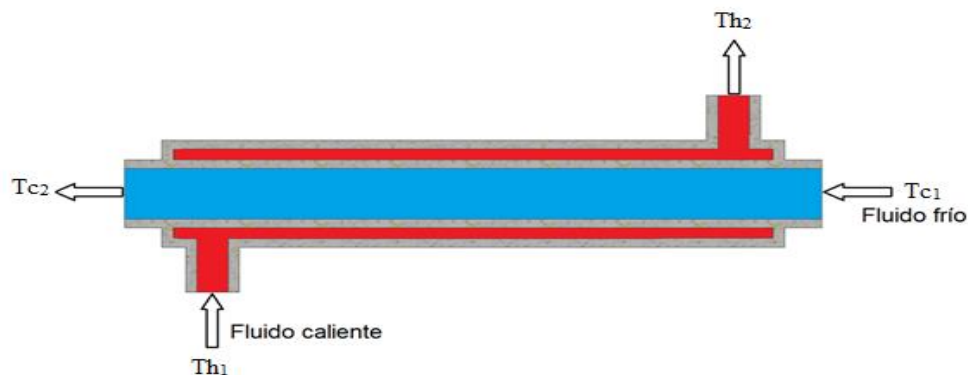
### 2.2.4. Temperaturas de entradas y salidas

En la tabla 2.2 se presentan los datos de temperaturas de entrada y salidas de los fluidos analizados.

Tabla 2. Temperaturas del flujo frío y caliente.

Nomenclatura	Descripción	U/M	Valor
$T_{c1}$	Temperatura de entrada del flujo frío	°C	30
$T_{c2}$	Temperatura de salida del flujo frío	°C	85
$T_{h1}$	Temperatura de entrada del flujo caliente	°C	120
$T_{h2}$	Temperatura de salida del flujo caliente	°C	118

El flujo frío a calentar es un líquido orgánico con un 96 % de agua y un 4 % de sólidos solubles o insolubles. Por lo que se asumió que este fluido se puede tratar como agua. El fluido caliente es vapor saturado a 120°C de temperatura y presión absoluta de 2 kg/cm<sup>2</sup>. El flujo másico del fluido frío es de 1,331 kg/s. En la figura 2.3 se muestra la disposición de los fluidos que, en este caso, son flujos cruzados.



**Figura 2.3.** Intercambiador de calor de tubos concéntricos con flujos cruzados. Fuente: (Holman, 1998).

### 2.3. Metodología de cálculo

Para la determinación de los parámetros térmicos del intercambiador de calor se estableció una metodología basada en las ecuaciones matemáticas de los principios básicos de los fundamentos de la termodinámica técnica y transferencia de calor

descritas por Moring (1969), Incropera (1996), Holman (1998), Moran y Shapiro (1999) y Cengel (2002).

### 2.3.1. Para el flujo frío

#### Cálculo de la transferencia de calor por unidad de tiempo

Para determinar la transferencia de calor por unidad de tiempo, y admitiendo que el calor cedido por un fluido es totalmente absorbido por el otro, (no hay pérdidas térmicas), se puede hacer el siguiente balance de energía según la ecuación 2.1.

$$Q = mC * cpC * (Tc_1 - Tc_2) \quad (2.1)$$

Donde:  $Q$ - es el calor absorbido en kcal/s,  $mC$ - flujo másico del flujo frío en kg/s,  $cpC$ - es el calor específico a presión constante del flujo frío en kcal/kg·°C,  $Tc_1$ - es la temperatura de entrada del flujo frío y  $Tc_2$ - es la temperatura de salida del flujo frío, ambas en °C.

$$Re = \frac{\rho * Um * d_1}{\mu} \quad (2.2)$$

Donde:  $\rho$ - es la densidad en kg/m<sup>3</sup> y la misma está tabulada (Moran y Shapiro, 1999),  $Um$ - es la velocidad media en m/s,  $d_1$ - es el diámetro interior del tubo interior en m y  $\mu$ - es la viscosidad dinámica en kg/ms la misma esta tabulada (Holman, 1998).

#### Cálculo de la velocidad media

La velocidad media fue calculada mediante la ecuación 2.3.

$$Um = \frac{m}{\rho * A} \quad (2.3)$$

Donde:  $m$ - es la masa en kg/s y  $A$ -es el área del tubo interior en m<sup>2</sup>.

#### Cálculo del área del tubo interior

Para determinar el área del tubo interior se hizo a partir de la ecuación 2.4.

$$A = \frac{\pi * D_1^2}{4} \quad (2.4)$$

Dónde:  $D_1$ - es el diámetro exterior del tubo interior en m y  $\pi$ -constante.

#### Cálculo del número de Nusselt

Gnielinski (1976), refiere que se puede determinar mediante la expresión 2.5. Con la cual se pueden obtener mejores resultados para flujos turbulentos en tubos lisos, con



valores de coeficiente de Prandtl entre  $0,5 < Pr < 500$  y número de Reynolds entre  $3000 < Re < 10^6$ .

$$Nu = 0.012(Re^{0.87} - 280)Pr^{0.4} \quad (2.5)$$

Donde:  $Nu$ - es el número de Nusselt y  $Pr$ - es el coeficiente de Prandtl el cual se encuentra tabulado (Holman, 1998).

**Cálculo del coeficiente de transferencia interior entre el flujo frío y el tubo.** Para su determinación se emplean la ecuación 2.6.

$$Nu = \frac{h_1 * d_1}{k} \quad (2.6)$$

Al despejar la ecuación 2.6 se obtiene la ecuación 2.7.

$$h_1 = \frac{Nu * k}{d_1} \quad (2.7)$$

Donde:  $h_1$ - es el coeficiente de transferencia de calor interior y el tubo en  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ,  $d_1$ - es el diámetro interior del tubo interior en m, y  $k$ - es la conductividad térmica  $W/m \cdot ^\circ C$ , tabulado.

### 2.3.2. Para el flujo caliente

**Cálculo del flujo caliente (vapor condensante a 2 kg/cm<sup>2</sup> de presión y 120 °C de temperatura)**

$$Q = m_c * \Delta H \quad (2.8)$$

Despejando el flujo másico del flujo caliente ( $m_c$ ) se obtiene la siguiente ecuación 2.9.

$$m_c = \frac{Q}{\Delta H} \quad (2.9)$$

Donde:  $Q$ - es el calor cedido kcal y  $\Delta H$ - variación de la entalpía en kcal/kg.

### Cálculo del número de Reynolds

El mismo fue determinado mediante la expresión 2.2, con la excepción que para este caso se calcula con el valor del diámetro equivalente del ánulo ( $X_1$ ) en metros.

### Cálculo del diámetro equivalente del ánulo

$$X_1 = D_2 - D_1 \quad (2.10)$$

Donde:  $D_2$ - es el diámetro interior del tubo exterior y  $D_1$ - es el diámetro exterior del tubo interior; ambos en metros.

### Cálculo de la velocidad media

La velocidad media del flujo caliente se determinó por medio de la ecuación 2.11.

$$Um = \frac{m}{\rho * A_1} \quad (2.11)$$

Dónde: m- es el flujo másico en kg/s y A<sub>1</sub>- el área del ánulo en m<sup>2</sup>.

### Cálculo del área del ánulo

El área del ánulo se determinó mediante la ecuación 2.12.

$$A_1 = \frac{\pi * (D_2^2 - D_1^2)}{4} \quad (2.12)$$

Donde: X<sub>1</sub>- es el diámetro equivalente del ánulo en m y π- constante.

### Cálculo del número de Nusselt

La ecuación 2.13 calcula el número de Nusselt aplicable a tubos horizontales lisos.

$$Nu = 0.012(Re^{0.87} - 280)Pr^{0.4} \quad (2.13)$$

Donde: Nu- es el número de Nusselt (adimensional) y Pr- es el coeficiente de Prandtl (adimensional) el cual se encuentra tabulado en él Holman (1998).

Según Moring (1969), al condensarse los vapores sobre una superficie, pueden hacerlo de dos formas: condensación por gota o condensación de tipo de película. Si la superficie esta manchada o contaminada por ácido graso, la condensación tiene lugar en gota debido a que el agua no baña la superficie aceitosa. En usencia del manchador o contaminante, se produce la condensación del tipo película similar al caso que nos ocupa. En este caso, el valor medio del coeficiente de película se calculó mediante la ecuación 2.14.

### Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del flujo caliente

$$h_2 = 0,725 \left( \frac{k^3 * \rho^2 * g_0 * h_{fg}}{ND_1 * \mu * \Delta t} \right)^{0.25} \quad (2.14)$$

Donde: k- es el coeficiente de conductividad térmica en kcal m/h m<sup>2</sup> °C (Moring, 1969), ρ- es la densidad del vapor en kg/m<sup>3</sup> (Moring, 1969), g<sub>0</sub>- es la aceleración de la gravedad en m/h<sup>2</sup> (Moring, 1969), h<sub>fg</sub>- es la entalpía de vapor saturado en kcal/kg (Moring, 1969), N- número de tubos, D<sub>1</sub>- diámetro exterior del tubo interior en m, μ- viscosidad dinámica en kg/h m (Moring, 1969), la misma esta tabulada (Moring, 1969) y Δt- variación de temperatura de vapor en °C. El coeficiente de transferencia de calor de flujo caliente h<sub>2</sub>

por esta ecuación sale en kcal/ h m<sup>2</sup> °C, al multiplicarlo por el factor de conversión 1,163 del sistema internacional de unidades quedaría en W/m<sup>2</sup> °C.

### **Cálculo del coeficiente integral de transferencia de calor.**

Según Nath *et al.* (2017) el mismo puede ser determinado mediante la ecuación 2.15.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + R} \quad (2.15)$$

Donde:  $U$ - es el coeficiente integral de transferencia de calor W/m<sup>2</sup> °C,  $h_1$ - es el coeficiente de transferencia de flujo frío W/m<sup>2</sup> °C,  $h_2$ - es el coeficiente de transferencia de flujo caliente en W/m<sup>2</sup> °C y  $R$ - son las resistencias a la transferencia de calor en W/m<sup>2</sup> °C, se encuentra tabulado por Cengel (2002).

### **Cálculo de la temperatura media logarítmica**

Considerando el intercambiador de calor de doble tubería, los fluidos pueden circular tanto paralelos como a contracorriente. La transferencia de calor en este dispositivo de doble tubería se determinó mediante la ecuación 2.16.

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln(T_{h2} - T_{c2}) / (T_{h1} - T_{c1})} \quad (2.16)$$

Donde:  $T_{c1}$ - temperatura de entrada del flujo frío,  $T_{c2}$ - temperatura de salida del flujo frío,  $T_{h1}$ - temperatura de entrada del flujo caliente y  $T_{h2}$ - temperatura de salida del flujo caliente, todas en °C.

### **Cálculo del área de transferencia**

Dado que la ecuación 2.17 es la transferencia de calor en el dispositivo de tubo concéntrico:

$$Q = U \cdot A_2 \cdot \Delta T_m \quad (2.17)$$

Para determinar el área de transferencia se realizó mediante despeje y se obtuvo la ecuación 2.18.

$$A_2 = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_m} \quad (2.18)$$

Donde:  $Q$ - es el calor absorbido en kcal,  $U$ - es el coeficiente integral de transferencia de calor y  $\Delta T_m$ - es la temperatura media logarítmica en °C.

### Cálculo de las pérdidas de calor por convección

Para expresar el efecto global de la convección, se utiliza la ley de Newton del enfriamiento expresada en la ecuación 2.19.

$$Qc = h_3 * A_2 * \Delta T \quad (2.19)$$

Para determinar las pérdidas por convección se debe calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en la superficie del tubo exterior con el aire ( $h_3$ ) mediante la ecuación 2.20.

$$h_3 = \frac{k \cdot Nu_f}{D_3} \quad (2.20)$$

Donde:  $Nu_f$ —es el número de Nusselt de película y  $k$  - es el coeficiente de conductividad térmica del aire expresado en  $W/m \cdot K$ .

El coeficiente  $k$  se determinó según él Holman (1998), tabla A5 “Propiedades del aire a la presión atmosférica”, pág. 446, a través de la determinación previa de la temperatura media del fluido (aire)  $T_f$  mediante la ecuación 2.21 (ver anexo 1).

$$T_f = \frac{T_p + T_\infty}{2} \quad (2.21)$$

Donde:  $T_f$ - es la temperatura media del fluido (aire),  $T_p$ - es la temperatura exterior del tubo exterior y  $T_\infty$ - es la temperatura ambiente del fluido (aire); todas en K.

Por medio de la ecuación 2.22 se determinó el número de Nusselt de película.

$$Nu_f = C(Gr_d \cdot Pr)^m \quad (2.22)$$

Donde:  $C$ - es una constante para superficies isotermas,  $Gr_d$ - es el número de Grashof para cilindros horizontales,  $Pr$ - es el número de Prandtl para cilindros horizontales que se obtiene a través de la tabla A5 “Propiedades del aire a la presión atmosférica”, pág. 446 previamente determinado el valor de la temperatura media del fluido del aire  $T_f$  y  $m$  es constante en superficies isotermas para cilindros horizontales, determinada por medio de la tabla 7.1, pág. 236. Ambas tablas se encuentran en él Holman (1998). Ver anexo 2.

$$Gr_d Pr = \frac{g\beta(T_p - T_\infty)D_3^3}{\nu^2} Pr \quad (2.23)$$

Donde:  $g$ - aceleración de la gravedad en  $m/s^2$ ,  $\beta$ - coeficiente de expansión volumétrica en  $K^{-1}$ ,  $T_p$ - temperatura de la pared del tubo en  $K$ ,  $T_\infty$ - temperatura del aire en  $^\circ C$ ,  $D_3$ - diámetro exterior del tubo exterior en  $m$ ,  $\nu^2$ - viscosidad cinemática en  $m^2/s$  se obtiene

de la tabla A5 “Propiedades del aire a la presión atmosférica”, pág. 446 previamente determinado el valor de la temperatura media del fluido del aire  $T_f$ .

El parámetro  $\beta$  se determinó por la ecuación 2.24.

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (2.24)$$

Las diferencias de temperaturas se calculan por la ecuación 2.25.

$$\Delta T = T_p - T_\infty \quad (2.25)$$

Donde:  $T_p$ - es la temperatura exterior en el tubo y  $T_\infty$ - es la temperatura del aire; ambas en K.

### **Cálculo de las pérdidas de calor por radiación**

La ecuación 2.26 representa la pérdida de energía por radiación de un objeto donde no circula aire.

$$Q_r = \varepsilon_1 * \sigma * A_2(Tt^4 - Ta^4) \quad (2.26)$$

Donde:  $Q_r$ - son las pérdidas de calor por radiación en W,  $A_2$ - es el área de transferencia en  $m^2$ ,  $Tt$ - es la temperatura exterior del tubo en  $^\circ C$ ,  $Ta$ - es la temperatura del aire en  $^\circ C$ ,  $\sigma$ - es la constante de Stefan Boltzmann en  $W/m^2 \cdot K^4$  y  $\varepsilon_1$ - es la emisividad del acero inoxidable (0,55-0,57).

### **Cálculo del área total de transferencia de calor**

El área total de transferencia de calor se determinó a través de la ecuación 2.27.

$$A_t = \frac{Q_t}{U * \Delta T_m} \quad (2.27)$$

Donde:  $Q_t$ -es la cantidad de calor transferido en W,  $U$ -es el coeficiente integral de transferencia de calor, y  $\Delta T_m$ -es la temperatura media logarítmica en  $^\circ C$ .

Sin embargo, para determinar  $A_t$ , es necesario calcular el valor de  $Q_t$  mediante la ecuación 2.28.

$$Q_t = Q + Q_c + Q_r \quad (2.28)$$

Donde:  $Q$ - es el calor absorbido o cedido en W,  $Q_c$ - son las pérdidas de calor convección en W y  $Q_r$ - son las pérdidas de calor por radiación en W.

### **Cálculo de la eficiencia térmica del IC**

La eficiencia del intercambiador de calor se calculó a través de la ecuación 2.29.

$$\eta = \frac{T_{f2} - T_{f1}}{T_{c2} - T_{f1}} \quad (2.29)$$

Donde:  $\eta$ - es la eficiencia del IC en %,  $T_{c1}$ - es la temperatura de entrada del flujo frío en °C,  $T_{c2}$ -es la temperatura de salida del flujo frío en °C y  $T_{h1}$  -es la temperatura de entrada del flujo caliente en °C.

## 2.2. Conclusiones del capítulo

De la metodología anteriormente propuesta se concluye que:

- La metodología propuesta expone de manera simplificada las principales ecuaciones matemáticas con las que pueden ser determinados los principales parámetros térmicos de un intercambiador de calor de tubos concéntricos.
- La metodología descrita permitirá obtener las magnitudes de los parámetros térmicos del intercambiador de calor de tubos concéntricos, con lo cual se podrán tomar decisiones para posibles modificaciones del diseño e incrementar su eficiencia.

**CAPÍTULO 3. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS DE LOS  
PARÁMETROS TÉRMICOS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR  
DE TUBOS CONCÉNTRICOS**

## **CAPÍTULO 3. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS DE LOS PARÁMETROS TÉRMICOS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS**

En este capítulo se presentan los resultados una vez que se aplicó la metodología expuesta anteriormente para la determinación de los parámetros térmicos del intercambiador de calor de tubos concéntricos. Efectuando una comparación de los estos resultados con los valores encontrados en estudios reportados por prestigiosos investigadores de la materia objeto de estudio que se han dedicado a los estudios de los fundamentos de la termodinámica técnica y transferencia de calor así como, el diseño y optimización de los intercambiadores de calor, el análisis de los coeficientes de transferencia de calor y la influencia de los elementos estructurales de los intercambiadores en las características termo-hidráulicas.

### **3.1. Análisis de los resultados relacionados con los parámetros de flujo frío.**

#### **Parámetros del flujo frío (líquido orgánico).**

Calor cedido o absorbido (Q). El mismo fue determinado mediante la ecuación 2.1, obteniéndose un valor de 73,205 kcal/s equivalente a 306 017 W.

**Número de Reynolds (Re).** Se obtuvo un valor de  $4,13 \cdot 10^4$  por lo que el régimen de fluido es turbulento. El mismo se determinó a través de la ecuación 2, siendo necesario para obtener su valor la velocidad media del fluido ( $U_m = 2,686 \cdot 10^{-1}$  m/s) y el área del tubo interior ( $A = 5,027 \cdot 10^{-3}$  m<sup>2</sup>). Parámetros que fueron calculados mediante las expresiones 2.3 y 2.4 respectivamente. Este resultado difiere de los reportados por Nath *et al.* (2017) los cuales obtuvieron un número de Reynolds de  $1,00 \cdot 10^4$ ; este bajo valor a pesar de ser turbulento se debe a que las dimensiones del intercambiador de calor analizados por estos investigadores son inferiores a las tenidas en cuenta en el presente estudio, así como las temperaturas de los fluidos  $T_{c2}$ ,  $T_{h1}$  y  $T_{h2}$ .

**Número de Nusselt (Nu).** Se calculó mediante la ecuación 2.5, la cual es válida para flujos turbulentos y se obtuvo un valor de 196,20, magnitud que se acerca a la reportada por Incropera (1996), aunque difiere de las referidas por Nath *et al.* (2017). Las causas



de estas diferencias son las mismas que para el número de Reynolds anteriormente expuesto.

**Coefficiente de transferencia interior entre el flujo y el tubo ( $h_1$ ).** Su valor es de 1 591,67 W/m<sup>2</sup>°C y se obtuvo mediante la ecuación 2.7, la que constituye un despeje de la 6. Este valor se acerca a los referidos por Incropera (1996) y Holman (1998).

### **3.2. Análisis de los resultados relacionados con los parámetros de flujo caliente. Parámetros de flujo caliente (vapor condensante).**

**Flujo másico del flujo caliente ( $m_c$ ).** Este parámetro fue determinado a través de la expresión matemática 2.9, que a su vez es un despeje de la ecuación 2.8. El mismo arrojó un valor de 0,139 kg/s el cual se acerca al reportado por Nath *et al.* (2017) el cual es de 0,14 kg/s.

**Número de Reynolds ( $Re$ ).** Se determinó mediante la ecuación 2.2. Siendo necesario calcular la velocidad media del fluido ( $U_m=40,706$  m/s) y el área del anulo ( $A_1=2,6\cdot 10^{-3}$  m<sup>2</sup>) a través de las expresiones 2.11 y 2.12. Por lo que el número de Reynolds es igual a  $6,92\cdot 10^4$ , siendo el flujo de régimen turbulento. El anterior resultado difiere del obtenido por Nath *et al.* (2017) el cual reportó un valor de número de Reynolds de  $1,25\cdot 10^4$ . Esta diferencia se debe a que las dimensiones de los intercambiadores de calor analizados por estos investigadores son inferiores a las tenidas en cuenta en el presente estudio, así como las temperaturas de los fluidos  $T_{c2}$ ,  $T_{h1}$  y  $T_{h2}$ .

**Número de Nusselt ( $Nu$ ).** De igual forma que para el flujo frío se calculó mediante la ecuación 2.13, obteniéndose un valor de 157,89, magnitud que difiere de las referidas por Nath *et al.* (2017) y las causas de estas posibles diferencias son las mismas que para el número de Reynolds anteriormente expuesto.

**Coefficiente de transferencia de calor flujo caliente ( $h_2$ ).** Se determinó utilizando la ecuación 2.14. El valor obtenido es de 2 745,8 W/m<sup>2</sup>°C, el cual está cerca de los referidos por Incropera (1996) y Holman (1998).

**Coefficiente integral de transferencia de calor ( $U$ ).** El valor obtenido es de 826,63 W/m<sup>2</sup>°C y se determinó mediante la expresión matemática 2.16. Valor de este

coeficiente que se encuentra cerca a las magnitudes reportadas por Incropera (1996) y Holman (1998). Sin embargo difiere de valor reportado por Nath *et al.* (2017) que es de  $634 \text{ W/m}^2\text{C}$ . Diferencia dada debido a que el intercambiador de calor de los mencionados autores operan agua-agua. El intercambiador de calor que ocupara la presente investigación funciona con fluido orgánico-vapor.

**Cálculo de la temperatura media logarítmica ( $\Delta T_m$ ).** Se obtuvo a través de ecuación 2.17 y su valor es de  $56,81^\circ\text{C}$ .

**Área de transferencia ( $A_2$ ).** La misma se obtuvo con la ecuación 2.19, la que constituye un despeje de ecuación 2.18. Se obtuvo un valor de  $6,52 \text{ m}^2$ .

**Área por pérdidas por convección ( $Q_c$ ).** Su valor es de  $4\ 847,88 \text{ W}$ . Para su determinación se emplearon las expresiones 2.20 y 2.21. Con esta última se obtuvo el coeficiente de transferencia de calor por convección en la superficie del tubo exterior con el aire ( $h_3$ ), el mismo es de  $5,95 \text{ W/m}^2\text{C}$ .

**Pérdida de transferencia de calor por radiación ( $Q_r$ ).** Se determinaron por la expresión 2.23 y su magnitud es de  $3\ 342,85 \text{ W}$ .

**Área total de transferencia ( $A_t$ ).** El área total de transferencia es de  $6,697 \text{ m}^2$ .

**Cálculo de la eficiencia del IC ( $\eta$ ).** Se calculó mediante la ecuación 2.26 y su magnitud es del 61%. Este valor coincide con los reportados por Kays y London (1964) para casos semejantes.

### 3.3. Conclusiones del capítulo

- Se determinaron los parámetros térmicos de un intercambiador de calor de tubos concéntricos obteniéndose valores que se asemejan a los reportados por otros investigadores en estudios similares.
- Las diferencias encontradas en relación a la investigación realizada por Nath *et al.* (2017) se debe a que el intercambiador de calor de los mencionados autores opera a agua-agua.

### **III - CONCLUSIONES**

### III - CONCLUSIONES

1. Se determinaron los parámetros térmicos de un intercambiador de calor de tubos concéntricos obteniéndose una eficiencia del 61 % y un flujo másico de 1 a 2  $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ , con lo cual se garantiza el calentamiento y esterilización del fluido orgánico para la posterior separación semilla-corteza de algunos vegetales.
2. En la industria alimenticia de conservas de frutas y vegetales puede utilizarse un modelo simplificado de cálculo como el expuesto en este trabajo para obtener los principales parámetros térmicos de un intercambiador de calor calentador de fluidos orgánico que requiera temperaturas entre 80 °C y 115 °C para su esterilización.
3. Para los valores de flujo másico del fluido frío referidos en la conclusión 1, el gasto de vapor deberá oscilar entre 400 y 600  $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$  si se quiere mantener la eficiencia calculada.

#### **IV - RECOMENDACIONES**

#### **IV - RECOMENDACIONES**

Se recomienda trabajar en el revestimiento de las tuberías que transportan el fluido caliente con el objetivo de disminuir las pérdidas por transferencia al medio y mejorar la eficiencia del intercambiador de calor.

## **V - BIBLIOGRAFÍA**

**V - BIBLIOGRAFÍA**

- AMIN, H., MOJTABA, H. Y ALIN.: "A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using imperialist competitive algorithm (ICA) from economic point of view", *Energy Conversion and Management*, 67: 66-74, 2013.
- ARKA, A. y D. D. SUNNILBHAI: "Optimization of shell and tube heat exchanger", *International journal for scientific research & development*, 3(11): 27-35, 2016.
- ARZU, S. S.; K. BAYRAM y K. ULAS: "Design and economic optimization of shell and tube heat exchangers using Artificial Bee Colony (ABC) algorithm", *Energy Conversion and Management*, 52: 3356–3362, 2011.
- CAVAZZUTI, M.; E. AGNANI y M. A. CORTICELLI: "Optimization of a finned concentric pipes heat exchanger for industrial recuperative burners", *Applied Thermal Engineering*, 84: 110-117, 2015.
- CENGEL, Y.: *Heat Transfer: A Practical Approach with EES Ed.* McGraw-Hill Higher Education, 2002.
- CONSTANTINESCU, D. y H. PETRAN: "Assessment of real heat transfer coefficients through shell and tube and plate heat exchangers", *Journal of Civil Engineering Research*, 11(1): 10-17, 2011.
- DEEPIKA, K. y E. SURENDAR: "Design and Fabrication of Concentric Tube Heat Exchanger", *International Journal of Latest Trends in Engineering and Technology*, 7(3): 81-91, 2016.
- GNIELINSKI, V.: "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", *Int. Chem.*, 16: 359-368, 1976.
- HADIDI, A.; M. HADIDI y A. NAZARI: "A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using imperialist competitive algorithm (ICA) from economic point of view", *Energy Conversion and Management*, 67: 66-74, 2013.
- HOLMAN, J. P.: *Transferencia de calor*, Ed. McGRAW-HILL/INTERAMERICANA, Aravaca. Madrid. España, 1998.
- INCROPRERA, F. P.: *Fundamentals of heat and mass transfer*, Ed. Felix Varela, La Habana, 1996.
- JOSHUA, F.: "Design and Construction of a Concentric Tube Heat Exchanger", *AU Journal of Technology - Assumption University*, 13(2): 128-133, 2009.
- KARLEKAR, B. V. y DESMOND: *Transferencia de calor*, Ed. Interamericana, S. A., Mexico, 1996.
- KAYS, W. y A. LONDON: *Compact Heat Exchangers*, Ed. McGraw-Hill Book Company, 2da edición, Nueva York, 1964.
- KERN, D. Q.: *Process heat transfer*, Ed. McGraw-Hill International Book Company, 1965.
- KREITH, F.; R. F. BOEHM; G. D. RAITHBY; K. G. T. HOLLANDS; N. V. SURYANARAYANA; M. F. MODEST; V. P. CAREY; J. C. CHEN; N. LIOR; R. K. SHAH; K. J. BELL; R. J. MOFFAT; A. F. MILLS; B. A. E.; L. W. SWANSON; V. W. ANTONETTI; J. T. F. IRVINE y M. CAPOBIANCHI: *Heat and Mass Transfer. Mechanical Engineering Handbook*. Boca Raton: Frank Kreith, pp. 1999.
- KUJAN, P. y T. M. SHAKH: "Design and optimization of shell and tube heat exchanger using HTRI software", *Indian Journal of applied research*, 5(1): 10-13, 2015.



- KUMAR, R. y A. KUMAR: "Experimental study of concentric tube heat exchanger using copper-water based nanofluid", *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*, 41(1): 190-198, 2018.
- KUMAR, Y. D.; A. PATEL; A. GUPTA; I. RANJAN y S. K. PRATAP: "Analysis of concentric pipe heat exchanger", *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 4(5): 1613-1616, 2017.
- LEI, Y.; Y. HE y L. TIAN: "Hydrodynamics and Heat Transfer Characteristics of a Novel Heat Exchanger with Delta-winglet Vortex Generator", *Chemical Engineering Science*, 65(5): 1551-1562, 2010.
- MAZZUCCO, A.; T. G. VOSKUILEN; E. L. WATERS; T. POURPOINT, L. y M. ROKNI: "Heat exchanger selection and design analyses for metal hydride heat pump systems", *International Journal of hydrogen energy*, 41: 4198-4213, 2016.
- MENÉNDEZ, P. A.; P. R. BORRADO y S. D. SACASAS: "Análisis de la influencia del número de venecianas en intercambiadores de calor compactos", *Ingeniería Mecánica*, 19(3): 176-184, 2016.
- MONTES, M. J.; R. BARBERO; R. ABBAS y A. ROVIRA: "Performance model and thermal comparison of different alternatives for the Fresnel single-tube receiver", *Applied Thermal Engineering*, 104: 162-175, 2016.
- MORAN, M. J. y H. N. SHAPIRO: *Fundamentos de termodinámica técnica*, Ed. Reverté S.A., Barcelona. España, 1999.
- MORING, F. V.: *Termodinámica*, Ed. Felix Varela, Ciudad de la Habana, 1969.
- NATH, V. T.; P. NASHINE; S. D. VIKRAM; S. T. SUBHASCHANDRA y D. PANWAR: "ANN: Prediction of an experimental heat transfer analysis of concentric tube heat exchanger with corrugated inner tubes", *Applied Thermal Engineering*, 120: 219-227, 2017.
- PEIGNÉ, P.; C. INARD y L. DRUETTE: "Experimental study of a triple concentric tube heat exchanger integrated into a wood-based air-heating system for energy-efficient dwellings", *Energies*, 6: 184-203, 2013.
- REYES, R. M. B.; R. J. L. MOYA; C. F. O. MIGUEL.; D. E. M. FÍRVIDA y P. J. A. VELÁZQUEZ: "Automatización y optimización del diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza mediante el método de Taborek", *Ingeniería Mecánica*, 17(1): 18-79, 2014.
- SADEGHZADEH, H.; M. ALIEHYAEI y M. A. ROSEN: "Optimization of a Finned Shell and Tube Heat Exchanger Using a Multi-Objective Optimization Genetic Algorithm ", *Sustainability*, 7: 11679-11695, 2015.
- SAHOO, M.; V. M. BEHERA; S. N. DAS y H. C. DAS: "Experimental investigation and performance analysis of triple concentric helical tube heat exchanger", *International Journal of Engineering and Technology (IJET)*, 8(5): 2264-2271, 2016.
- SANDOR, B. I. y R. ROLOFF: *Mechanical Engineering Handbook. Heat and Transfer*, Ed. Frank Kreith, Boca Raton, 1999.
- SARAVANAKUMAR, K.; N. SIVAKUMAR; R. RAJESH; S. S. y R. SIVASANKAR: "Design and Experimental Analysis of Concentric Tube Heat Exchangers with Various Fins", *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 6(7): 551-4557, 2017.
- SHUKLA, A.; A. KUMAR y T. D. RAJ: "Design Procedure of Shell and Tube Heat Exchanger", *International Journal of Engineering and Technical Research*, 3(15): 116-119, 2015.

- SILAIPILLAYARPUTHUR, K. y H. KHURSHID: "The desing of shell and tube heat exchanger- a review", *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development (IJMPERD)*, 9(1): 87-102, 2019.
- TORRES, T. E.; M. Y. RETIRADO y L. E. GÓNGORA: "Coeficientes de transferencia de calor experimental para el enfriamiento de licor en intercambiadores de calor", *Ingeniería Mecánica*, 17(1): 68-77, 2014.
- TOUATIT, A. y C. BOUGRIOU: "Optimal diameters of triple concentric-tube heat exchangers", *International Journal of Heat and Technology*, 36(1): 367-375, 2018.
- UMAMAHESH, K. y K. VVENUGOPAL: "Design and anaysis of double pipe heat exchanger using computational method", *International journal of professional engineering studies*, 5(2): 59-74, 2015.
- VERA, G. F.; C. J. R. GARCÍA; M. J. GONZÁLVEZ; R. CABELLO; R. LLOPIS; D. SANCHEZ y E. TORRELLA: "A simplified model for shell-and-tubes heat exchangers: Practical application", *Applied Thermal Engineering*, 30: 1231-1241, 2010.
- ZARE, K., B.; D. KANCHAN y N. PATEL: "Design of double pipe heat exchanger", *International journal of science technology and managenment*, 5(12): 161-174, 2016.

## **ANEXOS**

### Anexo 1. Propiedades del aire a la presión atmosférica. Fuente: (Holman, 1998)

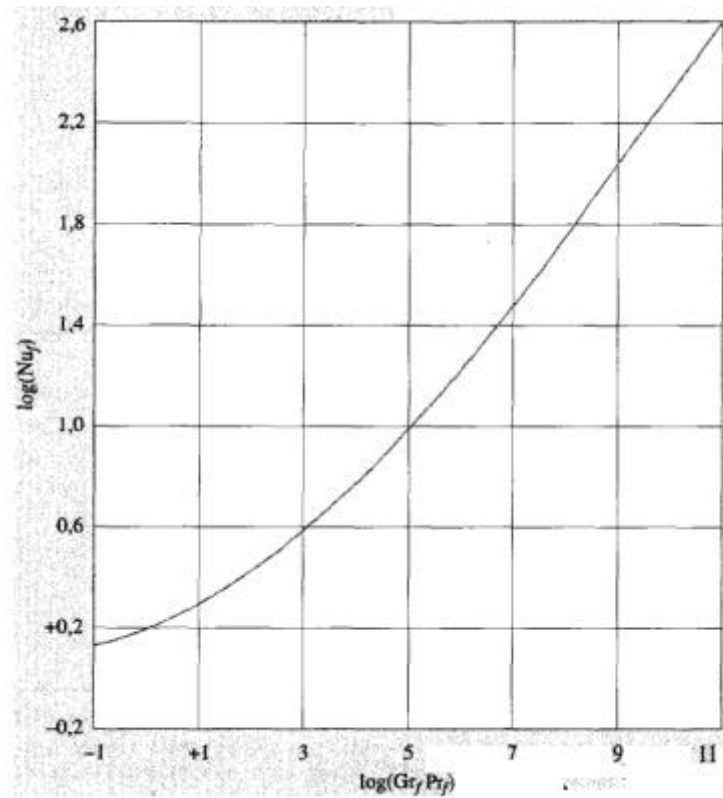
Los valores de  $\mu$ ,  $k$ ,  $C_p$  y  $Pr$  dependen poco de la presión y se pueden utilizar en un intervalo amplio de presiones

T (K)	$\rho$ (kg m <sup>-3</sup> )	$C_p$ (kJ/kg°C)	$\mu \times 10^5$ (kg/m·s)	$\nu \times 10^{-6}$ (m <sup>2</sup> /s)	$k$ (W/m °C)	$\alpha \times 10^4$ (m <sup>2</sup> /s)	Pr
100	3,6010	1,0266	0,6924	1,923	0,009246	0,02501	0,770
150	2,3675	1,0099	1,0283	4,343	0,013735	0,05745	0,753
200	1,7684	1,0061	1,3289	7,490	0,01809	0,010165	0,739
250	1,4128	1,0053	1,5990	11,31	0,02227	0,15675	0,722
300	1,1774	1,0057	1,8462	15,69	0,02624	0,22160	0,708
350	0,9980	1,0090	2,075	20,76	0,03003	0,2983	0,697
400	0,8826	1,0140	2,286	25,90	0,03365	0,3760	0,689
450	0,7833	1,0207	2,484	31,71	0,03707	0,4222	0,683
500	0,7048	1,0295	2,671	37,90	0,04038	0,5564	0,680
550	0,6423	1,0392	2,848	44,34	0,04360	0,6532	0,680
600	0,5879	1,0551	3,018	51,34	0,04659	0,7512	0,680
650	0,5430	1,0635	3,177	58,51	0,04953	0,8578	0,682
700	0,5030	1,0752	3,332	66,25	0,05230	0,9672	0,684
750	0,4709	1,0856	3,481	73,91	0,05509	1,0774	0,686
800	0,4405	1,0978	3,625	82,29	0,05779	1,1951	0,689
850	0,4149	1,1095	3,765	90,75	0,06028	1,3097	0,692
900	0,3925	1,1212	3,899	99,3	0,06279	1,4271	0,696
950	0,3716	1,1321	4,023	108,2	0,06525	1,5510	0,699
1000	0,3524	1,1417	4,152	117,8	0,06752	1,6779	0,702
1100	0,3204	1,160	4,44	138,6	0,0732	1,969	0,704
1200	0,2947	1,179	4,69	159,1	0,0782	2,251	0,707
1300	0,2707	1,197	4,93	182,1	0,0837	2,583	0,705
1400	0,2515	1,214	5,17	205,5	0,0891	2,920	0,705
1500	0,2355	1,230	5,40	229,1	0,0946	3,262	0,705
1600	0,2211	1,248	5,63	254,5	0,100	3,609	0,705
1700	0,2082	1,267	5,85	280,5	0,105	3,967	0,705
1800	0,1970	1,287	6,07	308,1	0,111	4,379	0,704
1900	0,1858	1,309	6,29	338,5	0,117	4,811	0,704
2000	0,1762	1,338	6,50	369,0	0,124	5,260	0,702
2100	0,1682	1,372	6,72	399,6	0,131	5,715	0,700
2200	0,1602	1,419	6,93	432,6	0,139	6,120	0,707
2300	0,1538	1,482	7,14	464,0	0,149	6,540	0,710
2400	0,1458	1,457	7,35	504,0	0,161	7,020	0,718
2500	0,1394	1,688	7,57	543,5	0,175	7,441	0,730

**Anexo 2. Constantes para utilizarlas para superficies isotermas. Fuente: (Holman, 1998)**

<b>Geometría</b>	<b><math>Gr_f \cdot Pr_f</math></b>	<b>C</b>	<b>m</b>	<b>Ref (s)</b>
Planos y cilindros verticales	$10^{-1}-10^4$	Usar Fig. 7.7	Usar Fig. 7.7	4
	$10^4-10^9$	0,59	1/2	4
	$10^9-10^{13}$	0,021	2/3	30
	$10^9-10^{13}$	0,10	1/3	22,16
Cilindros horizontales	$0-10^{-5}$	0,4	0	4
	$10^{-5}-10^4$	Usar Fig. 7.8	Usar Fig. 7.8	4
	$10^4-10^9$	0,53	1/4	4
	$10^9-10^{12}$	0,13	1/3	4
	$10^{-10}-10^{-2}$	0,675	0,058	76
	$10^{-2}-10$	1,02	0,148	76
	$10^2-10^4$	0,850	0,188	76
	$10^4-10^7$	0,480	1/4	76
	$10^7-10^{12}$	0,125	1/3	76
Superficie superior de placas calientes o superficie inferior de placas frías	$2 \times 10^4 - 8 \times 10^6$	0,54	1/4	44,52
Superficie superior de placas calientes o superficie inferior de placas frías	$8 \times 10^6 - 10^{11}$	0,15	1/3	44,52
Superficie inferior de placas calientes o superficie de placas frías	$10^5 - 10^{11}$	0,27	1/4	44, 37, 75
Cilindro vertical, altura=diámetro. Longitud característica=diámetro	$10^4 - 10^6$	0,775	0,21	77
Sólidos irregulares, longitud características=distancia que una partícula fluida recorre en la placa límite	$10^4 - 10^9$	0,52	1/4	78

**Anexo 3. Correlación de la transferencia de calor por convección natural en placas verticales. Fuente: (Holman, 1998)**



**Anexo 4. Correlación de la transferencia de calor por convección natural de cilindros horizontales calientes. Fuente: (Holman, 1998)**

