

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO

**Diseño y Construcción de un Intercambiador de Calor para el Biodigestor a
Escala Piloto y Control de las Condiciones de Temperatura**

Juan José Montesinos

Tesis de grado presentada como requisito para la obtención de título de
Ingeniero Químico

Quito, noviembre 2009

Agradecimientos

Un gran número de personas hicieron posible la realización de esta tesis. La más importante la Dr.-Ing. Daniela Almeida S. profesora de la Universidad San Francisco de Quito quien con sus ideas y consejos ayudó a ser posible esta tesis. También un agradecimiento muy especial a Carlos Fabara, M.Sc., director del Departamento de Química e Ingeniería Química de la USFQ, a Gustavo Muñoz, PhD., miembro del comité de tesis y a todos los profesores del área de Ingeniería Química por enseñarme los conocimientos que me ayudaron a realizar los cálculos, construcción y puesta en marcha del intercambiador.

Un agradecimiento a las personas que ayudaron a la fabricación del intercambiador y a todos los compañeros que conjuntamente con su trabajo se logró poner en marcha tanto el intercambiador como los otros proyectos para terminar con una planta piloto que opera en buenas condiciones.

Estoy muy agradecido por la ayuda financiera de la Universidad San Francisco para la realización del proyecto.

Y por ultimo un agradecimiento muy especial a mis padres y amigos por el apoyo brindado durante todo el proyecto.

Resumen

Este proyecto incluye el diseño y construcción de un intercambiador de calor para el biodigestor a escala piloto del Laboratorio de Desarrollo de Energías Alternativas de la USFQ LADEA. El biorreactor contiene bacterias anaeróbicas que al digerir desechos orgánicos producen biogás que contiene principalmente metano. Para que las bacterias produzcan la mayor cantidad de biogás, su temperatura debe estar entre 35-40 °C. Por las condiciones climáticas de la ciudad de Cumbayá, la temperatura del biorreactor se mantiene entre 25-28 °C, por lo que se decidió construir un intercambiador de calor para incrementar la temperatura del biorreactor a los niveles deseados y aislar el biorreactor mediante un recubrimiento de lana de vidrio y aluminio. Una vez realizadas las investigaciones respectivas de los tipos de intercambiadores de calor existentes, se determinó que la mejor opción para este caso es un intercambiador de tubo y carcasa, el cual consta de un tanque que en su interior lleva un tubo de cobre doblado en forma de serpentín por donde pasará el lodo a ser calentado. La ventaja de este intercambiador es que provee de buena transferencia de calor y es muy compacto por lo que se prevé un ahorro de espacio. Con las ecuaciones de diseño se determinó que para calentar el lodo se requiere de una longitud de tubería de seis metros. Se dobló el tubo y se construyó el intercambiador para posteriormente ser instalado en la tubería de recirculación del lodo. El siguiente paso fue el modelado y la instalación del sistema de control del intercambiador. Las condiciones de temperatura dentro del biorreactor son medidas mediante un sensor tipo RTD en el centro del biorreactor. Un controlador automático recibirá la señal de temperatura del biorreactor; si está más bajo que el punto de consigna encenderá la resistencia del intercambiador para que el agua del tanque sea calentada y por tanto calentará el lodo que pasa por el tubo de cobre. Una vez alcanzado el punto de consigna el controlador apagará la resistencia del intercambiador.

Abstract

The purpose of this project is to design and build a heat exchanger for the scale bioreactor that is built in the Alternative Energy Laboratory of the USFQ, LADEA. Within the bioreactor anaerobic bacteria digest organic waste and transform it into biogas, a methane rich gas. To produce the highest amount of biogas the temperature of the bacteria has to remain constant between 35-40 °C. The climatic conditions of the city of Cumbayá vary the temperature of the bioreactor. Therefore, the necessity to build a heat exchanger to maintain temperature to desired levels and isolate the bioreactor appeared. First the required research was done about different types of heat exchangers to be able to choose and design the best alternative to build a heat exchanger. The final design is a tube and shell heat exchanger with a bended copper tube. The advantage of this heat exchanger is that it has a good heat transfer efficiency and due to the shape of the tube it is very compact, saving space in the laboratory. With the design equations we determined that to heat the slurry, six meters of copper tube were required. The tube was bended, the heat exchanger was built and then it was attached to the recycle stream in the bioreactor. The next step was the modelling and installation of the control system. The temperature conditions are measured with a RTD type sensor located in the middle of the bioreactor. An automatic controller will receive the temperature signal, if it is under the set point, the controller will turn on the heat exchanger resistance to heat the water bath. Once the sensor reaches the set point, the controller will turn off the resistance and so the temperature will remain constant.

Indice

Resumen -----	iii
Abstract -----	iv
Indice -----	v
Lista de Figuras -----	vi
Lista de Tablas -----	vii
Nomenclatura -----	viii
1. Introducción -----	1
1.1 Antecedentes -----	1
1.2 Objetivo -----	2
2. Fundamentos teóricos -----	3
2.1 Función del intercambiador de calor en un biorreactor -----	4
2.2 Fundamentos de la transferencia de calor -----	5
2.3 Arreglos de corrientes en un intercambiador de calor -----	8
2.4 Tipos de intercambiadores de calor -----	11
2.5 Ecuaciones de diseño para un intercambiador de calor -----	17
3. Balance de Energía del Biorreactor -----	23
3.1 Balance de energía sin aislamiento térmico -----	23
3.2 Balance de energía con aislamiento térmico -----	29
4. Aislamiento del reactor -----	31
5. Diseño y construcción del intercambiador de calor -----	35
5.1 Cálculos para el diseño del intercambiador de calor -----	35
5.2 Diseño y construcción del intercambiador de calor -----	41
6. Resultados y Discusión -----	50
7. Control y operación del intercambiador -----	55
8. Conclusiones y recomendaciones -----	60
9. Referencias -----	62

Lista de Figuras

2.1: Transferencia de calor por conducción -----	5
2.2: a) Transferencia de calor por convección natural. b) Transferencia de calor por convección forzada-----	6
2.3: Energía del sol que viaja por el espacio para calentar la Tierra -----	7
2.4: Arreglos de corrientes en intercambiadores de calor -----	8
2.5: Perfiles de temperatura para intercambiador de flujo paralelo y contracorriente-----	10
2.6: Intercambiador de tubo y carcasa-----	12
2.7: Intercambiador de placas -----	14
2.8: Tubo con aletas-----	15
2.9: Intercambiador de tubo aleteado-----	15
2.10: Intercambiador de espiral -----	16
2.11: Intercambiador de doble tubo. a) flujo en paralelo b) flujo en contracorriente-----	17
2.12: Transferencia de calor con modelo de circuito térmico-----	19
3.1: Espacio de control del sistema para el balance de energía-----	23
4.1: Biorreactor sin aislamiento térmico -----	32
4.2: Biorreactor con aislamiento térmico -----	33
4.3: Temperatura del biorreactor quince días antes y quince días después de ser aislado -----	34
5.1: Serpentín dentro del tanque-----	44
5.2: Acoples que salen del tanque y están soldados tanto al tanque como al serpentín -----	44
5.3: Busching superior para salida de agua unido a un acople de hierro galvanizado-----	45
5.4: Busching en el fondo del tanque para acoplar la resistencia eléctrica-----	46
5.5: Resistencia conectada al intercambiador -----	46
5.6: Intercambiador antes de ser pintado-----	47
5.7: Intercambiador después de ser pintado -----	47
5.8: Intercambiador de calor conectado al sistema de recirculación del biorreactor -----	48
5.9: Intercambiador de calor conectado al sistema de recirculación y bypass-----	48
7.1: Circuito eléctrico del controlador del intercambiador de calor-----	55
7.2: Diagrama del proceso con el sistema de control -----	56
7.3: Diagrama de bloques del sistema de control -----	57
7.4: Resultado de la simulación del controlador en Matlab -----	59

Lista de Tablas

3.1: Parámetros para determinar el calor que ingresa al sistema -----	24
3.2: Parámetros para calcular las pérdidas de calor en las tuberías y en el biorreactor -----	25
3.3: Cálculo del coeficiente externo de la película en la tubería-----	26
3.4: Cálculo del coeficiente interno de la película en la tubería -----	27
3.5: Resultados de la pérdida de calor por tubería-----	27
3.6: Cálculo del coeficiente externo de la película en la tubería-----	28
3.7: Cálculo del coeficiente interno de la película en la tubería -----	28
3.8: Resultados de las pérdidas de calor por el biorreactor-----	28
3.9: Resultados de las pérdidas de calor con aislamiento-----	30
5.1: Parámetros iniciales de los fluidos en el diseño del intercambiador de calor -----	36
5.2: Parámetros iniciales de las tuberías en el diseño del intercambiador de calor -----	36
5.3: Cálculos para determinar el coeficiente de transferencia externo de la película de los tres materiales-----	37
5.4: Cálculos para determinar el coeficiente de transferencia de calor interior para los tres materiales -----	38
5.5: Determinación del área de transferencia y de la longitud de tubería con el nuevo coeficiente de transferencia de calor global del sistema (hierro galvanizado) -----	39
5.6: Determinación del área de transferencia y de la longitud de tubería con el nuevo coeficiente de transferencia de calor global del sistema (cobre) -----	40
5.7: Determinación del área de transferencia y de la longitud de tubería con el nuevo coeficiente de transferencia de calor global del sistema (acero) -----	40
5.8: Lista de precios para construcción e instalación del intercambiador de calor-----	49
6.1: Resultados de la prueba de calentamiento con agitación externa del agua de calentamiento-----	51
6.2: Resultados de la prueba de calentamiento sin agitación del agua de calentamiento -----	52
6.3: Resultados prueba de enfriamiento-----	53

Nomenclatura

A	Área de transferencia de calor	$[m^2]$
A_{tubo}	Área transversal del tubo	$[m^2]$
Q	Calor necesario para calentar o enfriar	$[W]$
$C_{p \text{ agua}}$	Capacidad calorífica del agua	$[J/kg \cdot K]$
$C_{p \text{ lodo}}$	Capacidad calorífica del lodo	$[J/kg \cdot K]$
\dot{V}_{lodo}	Caudal de recirculación del lodo	$[m^3/s]$
U_d	Coefficiente de transferencia de calor global del sistema	$[W/K \cdot m^2]$
λ	Coefficiente de transferencia del material	$[W/K \cdot m]$
h_0	Coefficiente externo de la película	$[W/K \cdot m^2]$
h_i	Coefficiente interno de la película	$[W/K \cdot m^2]$
k_{agua}	Conductividad térmica del agua	$[W/K \cdot m]$
k_{lodo}	Conductividad térmica del lodo	$[W/K \cdot m]$
σ	Constante de Stefan-Boltzman	$[W/m^2 \cdot K^4]$
ΔT	Delta de temperatura	$[K]$
ΔT_{ML}	Delta de temperatura media logarítmica	$[K]$
ρ_{agua}	Densidad del agua	$[kg/m^3]$
ρ_{lodo}	Densidad del lodo	$[kg/m^3]$
$D_{\text{tubería}}$	Diámetro de la tubería dentro del intercambiador	$[m]$
μ	Eficiencia	$[\%]$
s	Espesor	$[m]$
$Q_{\text{resistencia}}$	Flujo calórico de la resistencia	$[W]$
G	Flujo másico específico	$[kg/m \cdot s]$
\dot{m}_{agua}	Flujo másico de agua necesario para calentar	$[kg/s]$
\dot{m}_{lodo}	Flujo másico del lodo	$[kg/s]$
$h_{\text{tubería}}$	Longitud de tubería para intercambio de calor	$[m]$
N_{Nu}	Número de Nusselt	$[-]$
N_{Pr}	Número de Prandtl	$[-]$
N_{Re}	Número de Reynolds	$[-]$

$T_{1 \text{ agua}}$	Temperatura del agua a la entrada del intercambiador	[K]
$T_{2 \text{ agua}}$	Temperatura del agua a la salida del intercambiador	[K]
$T_{1 \text{ lodo}}$	Temperatura del lodo a la entrada del intercambiador	[K]
$T_{2 \text{ lodo}}$	Temperatura del lodo a la salida del intercambiador	[K]
T_w	Temperatura en la pared de la tubería	[K]
$T_{\text{prom agua}}$	Temperatura promedio del agua en el intercambiador	[K]
v_{agua}	Velocidad del agua en el intercambiador	[m/s]
v_{lodo}	Velocidad del lodo en la tubería	[m/s]
μ_{agua}	Viscosidad del agua	[Ns/m ²]
μ_{lodo}	Viscosidad del lodo	[Ns/m ²]
V_{carcasa}	Volumen de la carcasa	[m ³]
V_{reactor}	Volumen del reactor	[m ³]

1. Introducción

1.1 Antecedentes

El interés en encontrar nuevas fuentes de energía renovable a partir de materias primas secundarias ha llevado al desarrollo de nuevos procesos, entre ellos el de la biodigestión anaerobia, que por medio del metabolismo anaeróbico de bacterias produce biogás, un gas combustible rico en metano.^[1] La digestión anaeróbica consiste en degradar desechos orgánicos en forma de sólidos, líquidos y lodos para formar principalmente metano. En comparación con la digestión aerobia, la anaerobia se lleva a cabo en ausencia de oxígeno y es un proceso más lento.^[2] La bioquímica y microbiología de la digestión anaeróbica es bastante compleja, pero existen etapas principales con las cuales se puede entender el proceso de digestión. En el primer paso los compuestos orgánicos solubles son metabolizados por bacterias anaeróbicas para producir ácidos orgánicos volátiles, como el ácido acético o el fórmico, y pequeñas cadenas de ácidos grasos. En menor cantidad también se producen alcoholes como el etanol y propanol, entre otros. Durante esta fase la temperatura óptima es de 35 °C y el pH óptimo está en el rango de 4-6. El segundo paso y el más importante es la producción de metano y dióxido de carbono. Las bacterias anaerobias que actúan en este paso se llaman metanogénicas y transforman los ácidos volátiles y los alcoholes en CO₂ y CH₄.^[3] Además de estos gases también se produce H₂S, el cual debe ser removido para que no produzca corrosión ni malos olores. La temperatura óptima en esta etapa está en el rango de 35 - 40 °C y el pH debe de ser neutro.^[4]

Los dos pasos de la digestión anaerobia se pueden realizar dentro de un mismo reactor o se puede separar en dos reactores. La conversión alcanzada, con respecto a la producción de biogás, en dos reactores es mayor que en un solo reactor. Para utilizar un solo reactor se debe utilizar las condiciones óptimas para las bacterias metanogénicas que son las limitantes del proceso. Por lo tanto se opera a pH entre 6 – 7 y temperatura entre 35 – 38 °C para que se obtenga una buena producción de ácidos, alcoholes y posteriormente metano. Cualquier alteración en la temperatura produce cambios en la producción de metano. El sistema no funciona adecuadamente a temperaturas menores de 35 °C, es decir la conversión de ácidos y alcoholes a metano va a ser muy baja.^[5]

Es así que investigando nuevas fuentes de energía el Laboratorio de Desarrollo de Energía Alternativas del Departamento de Química e Ingeniería Química de la Universidad San Francisco de Quito (LADEA) decidió construir una planta piloto que sirva para transformar desperdicios agroindustriales en biocombustible, una fuente de energía renovable. Las investigaciones en varios temas la están realizando diferentes estudiantes del Departamento de Química e Ingeniería Química para lograr como objetivo final una planta que produzca biogás, el cual puede ser transformado en diferentes formas de energía.

1.2 Objetivos

Una parte fundamental de la planta piloto es el biodigestor que utiliza el metabolismo anaerobio para producir biogás. Después de varios estudios se determinó que para poder producir la mayor cantidad de gas se requiere que dentro del tanque se mantenga una temperatura ideal, entre 35 - 40 °C. Desafortunadamente por las condiciones climáticas del Distrito Metropolitano de Quito, específicamente en el valle de Cumbayá, el biodigestor no alcanzaba la temperatura deseada por lo que se necesitó de un intercambiador de calor para poder elevar la temperatura y así lograr el desempeño óptimo del reactor.

En este trabajo se analizará, diseñará y construirá un intercambiador de calor con el propósito de elevar la temperatura del biorreactor sin afectar las condiciones con las que éste trabaja actualmente. El intercambiador debe funcionar de forma automática utilizando un sistema de control y en el futuro se quiere utilizar el mismo biogás del reactor para generar la energía calórica necesaria para calentar el agua que circulará por el intercambiador y así calentar el lodo del interior del biorreactor para obtener una producción óptima de biogás y un ahorro de energía significativo.

El objetivo final del proyecto es mantener con la ayuda del intercambiador de calor y del aislamiento la temperatura óptima de funcionamiento de las bacterias dentro del biorreactor sin importar la temperatura que se tenga fuera del sistema y que se produzca la mayor cantidad de biogás. Así la planta piloto crecerá y con la ayuda de estudiantes y colaboradores se logrará obtener una planta modelo la cual produzca continuamente energía renovable en forma de biogás y que ayudará a un mejor desarrollo tanto local como nacional.

2. Fundamentos teóricos

Previo al diseño y a la construcción del intercambiador de calor es necesario revisar los fundamentos teóricos del intercambio de calor. El flujo de fluidos a través de tubos en especial con área transversal circular ha tenido una aplicación muy importante en el área de ingeniería química. La aplicación más importante es el intercambio de calor, la cual se ha estudiado en gran detalle por sus usos y beneficios.^[6] Dentro de la industria química los intercambiadores de calor han tomado diferentes nombres de acuerdo a su aplicación y se les ha dividido en cinco categorías. La primera aplicación del intercambiador es como calentador y se utiliza para calentar fluidos en un proceso. Por lo general se utiliza vapor como medio de calentamiento. La segunda es como enfriador y al contrario del calentador se utiliza para enfriar fluidos. Los fluidos enfriados no cambian de fase en esta clase de intercambiadores, solo se reduce su temperatura. El fluido más común para enfriar es el agua. La tercera aplicación es como condensadores que se diferencian de los enfriadores ya que en los condensadores existe un cambio de fase de gas a líquido. Este objetivo se logra al eliminar, en el condensador, el calor latente de un vapor para transformarlo a fase líquida. La aplicación más común de condensadores es en destilación y en procesos donde se pueda condensar gases peligrosos para que no sean emanados a la atmósfera. En cuarto lugar se tiene los hervidores, los cuales son usados en los procesos de destilación. Al contrario de los condensadores, los hervidores dan el calor latente para transformar una fase líquida en gas. Por último se tiene los evaporadores los cuales sirven para concentrar una mezcla, evaporando el agua que está presente. Para lograr evaporar se utiliza vapor y bajas presiones que ayudan a que el agua hierva a menor temperatura.^[7]

En la industria química se utiliza intercambiadores de calor ya que ahorran energía y por tanto dinero. En la mayoría de procesos no se desperdicia el calor generado y se reutiliza para otros procesos minimizando el consumo energético.^[2]

2.1. Función del intercambiador de calor en un biorreactor

Ante la necesidad de buscar nuevas fuentes de energía se están desarrollando biorreactores para la producción de biogás. En estos biorreactores bacterias anaeróbicas descomponen la materia orgánica y la transforman en biogás. Para que el metabolismo de las bacterias funcione de manera eficiente se debe mantener una temperatura constante. La condición óptima de temperatura para las bacterias de los reactores está entre 35 - 40 °C.^[4] En el caso que la temperatura baje, el rendimiento de producción de biogás decaerá ya que el metabolismo de las bacterias se vuelve más lento. Por tal motivo se debe mantener la temperatura del lodo a la temperatura óptima del metabolismo de las bacterias. Pero si se introduce algún dispositivo de calentamiento directo como una resistencia o una llama fuera del reactor, el lodo puede superar la temperatura óptima y matar a todos los organismos dentro del tanque. Por lo tanto, la mejor forma de calentar y controlar la temperatura es a través de un intercambiador de calor.

El intercambiador se colocará separado del reactor conectado al sistema de recirculación del lodo. Con el intercambiador se va a calentar lentamente el lodo ya que por la parte exterior va a circular agua a una temperatura que no va a exceder los 50 °C, de tal manera que en el poco tiempo que el lodo pasa por el intercambiador podrá aumentar su temperatura en no más de 5 °C. Estas pequeñas diferencias de temperatura son más fáciles de controlar con un dispositivo electrónico automático ya que los cambios van a ser suaves y no tan drásticos como sería con una llama o un dispositivo directamente conectado.

Por la parte de consumo energético un intercambiador puede ser la mejor opción porque se puede usar parte del biogás producido por el mismo biorreactor para calentar el agua que circula por el intercambiador. No se necesita de mucho gas ya que la temperatura del agua caliente no es muy alta, de tal manera que va a ser mayor la producción de gas que va a ser utilizada para la generación de energía que lo que se usa para calentar el agua del intercambiador. Así, un intercambiador ayuda a optimizar la operación del biorreactor y puede generar buenos ingresos económicos y un ahorro de energía.

2.2. *Fundamentos de la transferencia de calor*

Antes de poder realizar el diseño del intercambiador de calor se debe entender primero el principio de transferencia de calor. Se considera transferencia de calor a la transición de energía térmica en forma de calor de un objeto o fluido caliente a uno frío.^[8] El intercambio de calor siempre se da de una fuente caliente a una fría. Existen tres formas de transferencia de calor: radiación, convección y conducción. La transferencia de calor por conducción se da dentro de cualquier material que separa dos fluidos con diferentes temperaturas. También se produce conducción en fluidos, por ejemplo en dos líquidos que se encuentran a diferente temperatura, el calor del fluido caliente se transferirá al fluido frío. Debe existir siempre un gradiente de temperatura entre los dos lados del material para que exista conducción, de otro modo no habría transferencia de calor.^[9] En la Figura 2.1 se puede apreciar un metal expuesto a una llama. La parte más caliente del metal va a empezar a transferir su calor hacia la parte más fría del metal.

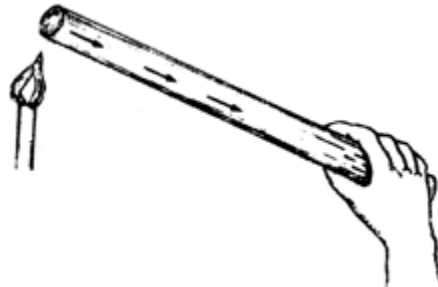


Figura 2.1: Transferencia de calor por conducción

Para poder entender el proceso de conducción se debe analizar el fenómeno a nivel molecular. Cuando las moléculas absorben energía térmica empiezan a vibrar en su propio eje aumentando su energía cinética y produce que las moléculas vecinas también empiecen a vibrar, al llegar al otro lado del material la energía cinética vuelve a cambiar a energía térmica y por tanto se da una transferencia de calor. Este proceso de transferencia depende del material, de tal manera que va a existir materiales que conduzcan muy rápido el calor y otros que demoren más o no conduzcan.^[10] Fourier vio este fenómeno en 1822 y propuso la siguiente ecuación, la cual describe el flujo de calor por conducción en el material en una dirección.^[11]

$$\frac{q}{A} = -k \frac{dT}{dx} \quad 2.1$$

donde q es el flujo calórico [W], A es el área de transferencia [m^2], k es el coeficiente de conductividad térmica [W/K·m], T es la temperatura [K] y x es la distancia de intercambio de calor [m].

Otra forma de transferencia de calor se da por convección. Este fenómeno se da cuando un fluido entra en contacto con una superficie. Si existe un gradiente de temperatura entre los dos habrá un intercambio de calor. Existen dos formas de convección. La primera llamada convección forzada por donde con factores externos como bombas, agitadores o ventiladores se mueve el fluido para que los elementos del fluido que no están en contacto con la superficie lo estén. Y la convección libre o natural que es causada por un cambio en la densidad del fluido. Al aumentar la temperatura de un fluido su densidad cambia y provoca un movimiento natural del mismo que hace que el fluido siga intercambiando calor.

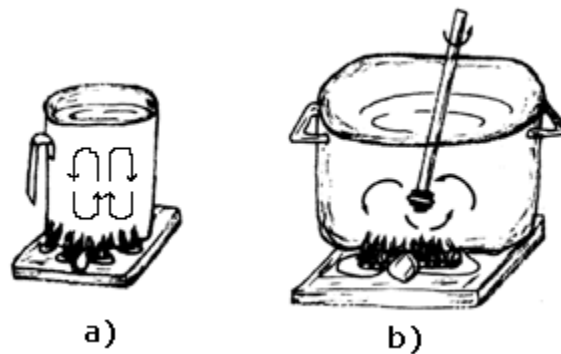


Figura 2.2: a) Transferencia de calor por convección natural. b) Transferencia de calor por convección forzada

En la Figura 2.2, en el literal “a” se puede ver como la llama calienta las moléculas cercanas al fondo del recipiente. Estas moléculas disminuyen su densidad y suben haciendo que las moléculas frías de la parte superior del recipiente empiecen a descender para ser calentadas. Esto es un ejemplo de convección natural. En la Figura 2.2, literal “b” se puede ver como en la convección forzada las moléculas son agitadas por un agente externo. En 1701 Newton dio a

conocer la ecuación para la rapidez de transferencia de calor convectivo la cual se expresa de la siguiente forma:^[12]

$$\frac{q}{A} = -h\Delta T \quad 2.2$$

donde h es el coeficiente de transferencia de calor [W/K·m²] y ΔT es el gradiente de temperatura T₂-T₁ expresada en [K].

La última de las tres formas de transferencia de calor es la radiación. Esta forma de transferencia no necesita de un medio para su propagación. Es decir que se da una transferencia perfecta cuando existe vacío total. Por ejemplo, como se puede ver en la Figura 2.3 la energía del sol viaja a través del vacío del espacio y cuando llega a la Tierra calienta su superficie.^[13]

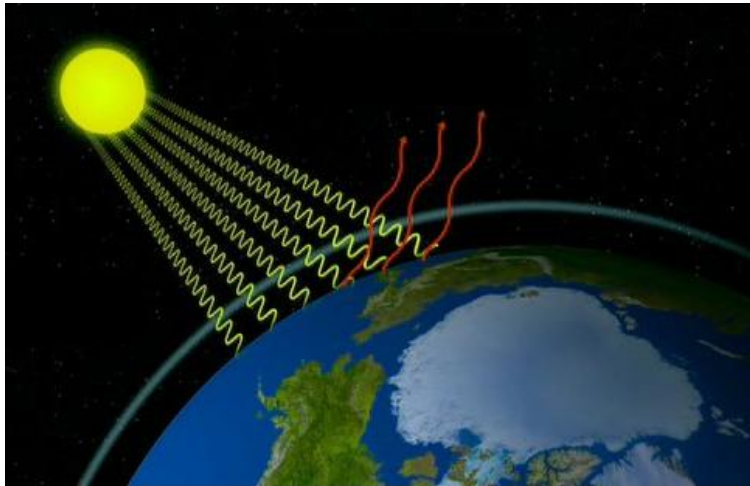


Figura 2.3: Energía del sol que viaja por el espacio para calentar la Tierra

Todavía no se determina exactamente como se transfiere la energía radiante, se cree que puede ser tanto de naturaleza ondulatoria como corpuscular. La ecuación que describe este fenómeno tan complejo es muy sencilla y se expresa de la siguiente manera.^[8]

$$\frac{q}{A} = \sigma T^4 \quad 2.3$$

donde σ es la constante de Stefan-Boltzman [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4$] y T es la temperatura de la superficie donde llega la radiación [K].

Dado que la transferencia por radiación se da en el vacío no se tomará en cuenta para el diseño del intercambiador de calor y solo se usarán los fenómenos de convección y de conducción.

2.3. Arreglos de corrientes en un intercambiador de calor

El intercambio de calor comúnmente se da entre dos corrientes. Existen cuatro arreglos de las corrientes para que se dé el intercambio de calor: intercambiadores con flujo paralelo donde las dos corrientes a diferentes temperaturas fluyen en el mismo eje y en la misma dirección; intercambiadores con flujo en contracorriente donde las dos corrientes a diferentes temperaturas fluyen en el mismo eje, pero en dirección opuesta; e intercambiadores con flujo en cruz donde las corrientes fluyen en diferentes ejes, en otras palabras la una corriente fluye perpendicular a la otra. Este tipo de intercambiador puede ser de paso simple o de paso múltiple, donde una corriente pasa varias veces perpendicular a la otra corriente.^[14] En la Figura 2.4 se muestra gráficamente los cuatro tipos de arreglos. En los intercambiadores las dos corrientes no necesariamente tienen que estar en la misma fase, una puede ser líquida y la otra puede ser gaseosa.^[15]

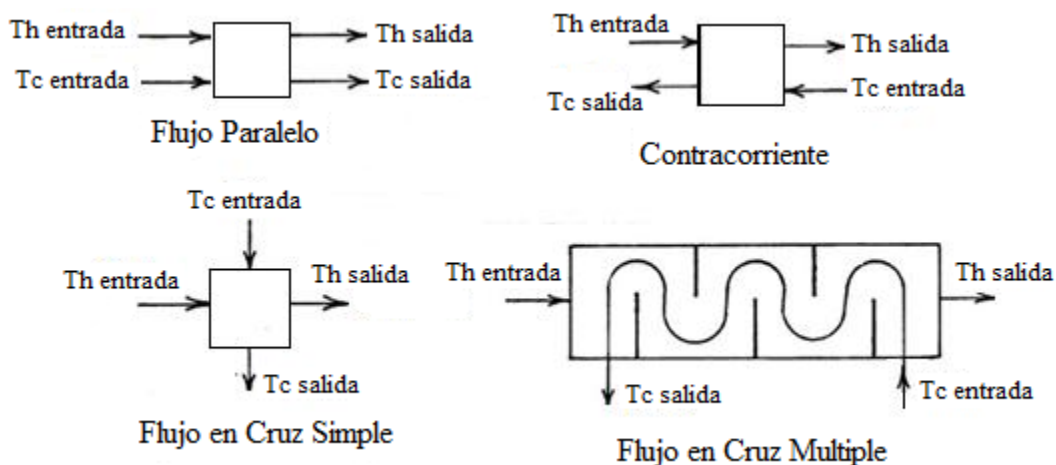


Figura 2.4: Arreglos de corrientes en intercambiadores de calor

donde T_h es la temperatura del fluido caliente a la entrada y salida del intercambiador y T_c es la temperatura del líquido frío a la entrada y salida del intercambiador.

Cada configuración antes descrita tiene sus ventajas en diferentes aplicaciones. La mayor ventaja en los intercambiadores de calor de flujo múltiple sobre los otros intercambiadores es que se los puede hacer muy compactos, economizando en espacio y material de construcción y también es más fácil su construcción ya que no se tiene que construir compartimentos en los extremos de los tanques para los dos fluidos. Además, su eficiencia energética es mucho más alta ya que al permanecer más tiempo el fluido a ser calentado o enfriado dentro del intercambiador, el intercambio de calor es mucho mayor. Sin embargo, la mayor desventaja es la pérdida de presión del fluido en su paso por el intercambiador. En algunos casos esta pérdida de presión no tiene mucha importancia como en las torres de enfriamiento donde el flujo desciende por gravedad y no se requiere de ninguna fuente de energía para producir el movimiento del fluido. En cambio, en un intercambiador de flujo forzado donde se utiliza bombas o compresores es importante considerar la pérdida de presión ya que se quiere minimizar el consumo de energía para que el proceso sea eficiente. Por lo tanto, durante el diseño de intercambiadores de flujo en cruz múltiple se procurará tener una alta capacidad de cambio de calor y un mínimo en pérdida de presión.^[16]

Por otro lado, siempre se han comparado los intercambiadores de calor de flujo paralelo y de contracorriente tanto en sus ventajas como en sus desventajas ya que su funcionamiento y su fabricación son muy similares. Bajo condiciones comparables, el intercambiador de contracorriente transfiere más calor que un intercambiador de flujo en paralelo como se ve en la Figura 2.5. En un intercambiador de flujo paralelo el ΔT va disminuyendo a lo largo del intercambiador haciendo que la transferencia sea menor a medida que los fluidos se acercan a la salida del intercambiador. En cambio en un intercambiador de flujo en contracorriente el ΔT permanece casi constante a lo largo del intercambiador haciendo que durante todo el tiempo que los líquidos están en contacto el intercambio de calor sea igual^[17].

Los perfiles de temperatura de la Figura 2.5 muestran dos desventajas en el diseño de los intercambiadores de calor de flujo en paralelo. La primera es la gran diferencia de temperatura a la entrada entre el fluido a ser calentado y el que proporciona calor, lo cual causa estrés térmico. La expansión y la contracción de los materiales de construcción pueden provocar daños en el material, como son fisuras o rompimiento total por la diferencia de temperatura de los fluidos. La

segunda desventaja es que la temperatura del flujo frío a la salida del intercambiador nunca sobrepasa la temperatura más baja del fluido caliente. Esto quiere decir que en un intercambiador de flujo en paralelo la temperatura de salida del líquido frío no va a superar a la temperatura a la salida del líquido caliente por lo que habrá una pérdida de calor. Por tanto, este tipo de intercambiador no es tan eficiente. Al contrario, en un intercambiador de contracorriente la temperatura de salida del líquido frío sí puede superar a la temperatura a la salida del líquido caliente haciendo que el intercambiador sea más eficiente.^[18]

La ventaja del diseño del intercambiador de flujo paralelo se obtiene cuando se quiere que los dos fluidos salgan aproximadamente a la misma temperatura. Resumiendo, el intercambiador de flujo en contracorriente tiene tres ventajas sobre el de flujo paralelo. Primero, la uniformidad en la diferencia de temperatura entre los dos fluidos minimiza el estrés térmico. Segundo, la temperatura del fluido frío a la salida del intercambiador puede alcanzar la temperatura de entrada del líquido caliente obteniendo un mejor intercambio de calor y por ende una mejor eficiencia; y tercero la uniformidad en la diferencia de temperatura produce una razón de transferencia de calor más uniforme a través de todo el intercambiador.^[8]

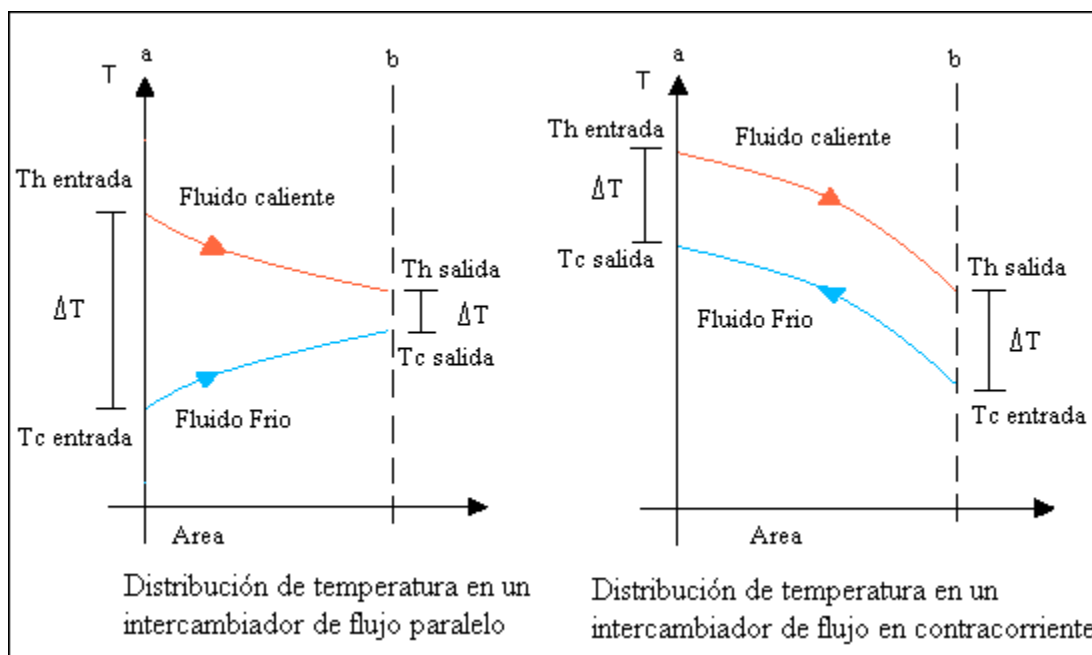


Figura 2.5: Perfiles de temperatura para intercambiador de flujo paralelo y contracorriente

2.4. Tipos de intercambiadores de calor

Conociendo los arreglos de corrientes de los fluidos y los diferentes usos que se han dado a los intercambiadores de calor se han creado diferentes diseños. Cada uno de ellos trabaja a diferentes condiciones y su aplicación depende de las propiedades físicas de los fluidos que se están usando. Entre los tipos de intercambiadores más comunes y más usados se encuentran el de tubo y carcasa, de placas, de tubo aleteado, de doble tubo y en espiral.

El intercambiador de tubo y carcasa consiste de una carcasa que en su interior contiene una serie de tubos, los cuales pueden tener aletas o pueden ser tubos lisos, por donde pasa el líquido que se quiere calentar o enfriar. Los tubos también tienen dos arreglos, pueden ser rectos y pasar una sola vez por el intercambiador o pueden ser doblados en “U” para que pase dos veces por el intercambiador. Por el lado de la carcasa fluye el líquido el cual servirá para dar o absorber energía.^[16] El intercambio de calor entre los dos fluidos se produce en las paredes de los tubos. Para el diseño de este tipo de intercambiadores se recomienda que el líquido más caliente, corrosivo y con mayor presión fluya por el lado de los tubos.^[19] Para que el intercambiador de tubo y carcasa sea eficiente debe tener una gran área de transferencia. Este propósito se logra incrementando el número de tubos dentro de la carcasa. Existen dos clases de intercambiadores de tipo tubo y carcasa: los que funcionan con fluidos en una sola fase y los que funcionan con dos fases. Los intercambiadores de calor de una fase sirven solo para calentar un fluido mientras que los de dos fases sirven para hacer hervir un líquido y transformarlo en vapor o para condensar un gas. El cambio de fase usualmente se produce en el lado de la carcasa. Este tipo de intercambiadores se usa cuando las condiciones de temperatura son mayores a 260 °C y las de presión mayores a 30 bar. Para el diseño se debe tener mucha consideración al escoger el tipo de material a ser usado en los tubos. Se debe escoger un material que tenga buena transferencia de calor, pero que a su vez sea resistente al estrés térmico causado por las altas temperaturas ya que se puede fracturar o romper. Además el material debe ser compatible con los fluidos que pasan por los dos lados. Por las condiciones a las que este tipo de intercambiador funciona se utiliza en refinerías y en procesos químicos que utilizan presiones y temperaturas altas.^[20] En la Figura 2.6 se muestra un intercambiador de tubo y carcasa donde los tubos son rectos y pasan una sola vez

por el intercambiador.^[21] El fluido que fluye por la carcasa entra directamente al intercambiador y pasa alrededor de los tubos intercambiando calor. Para que se produzca un mejor intercambio se agregan deflectores los cuales crean turbulencia en el fluido que pasa por la carcasa incrementando la convección forzada y haciendo que todas las moléculas del fluido intervengan en el intercambio de calor. El fluido que fluye por los tubos entra primero a una cámara en el exterior del intercambiador donde se distribuye en todos los tubos. El fluido pasa a lo largo de todo el intercambiador cambiando calor y sale a una cámara al otro extremo del intercambiador para salir por la tubería.^[20]

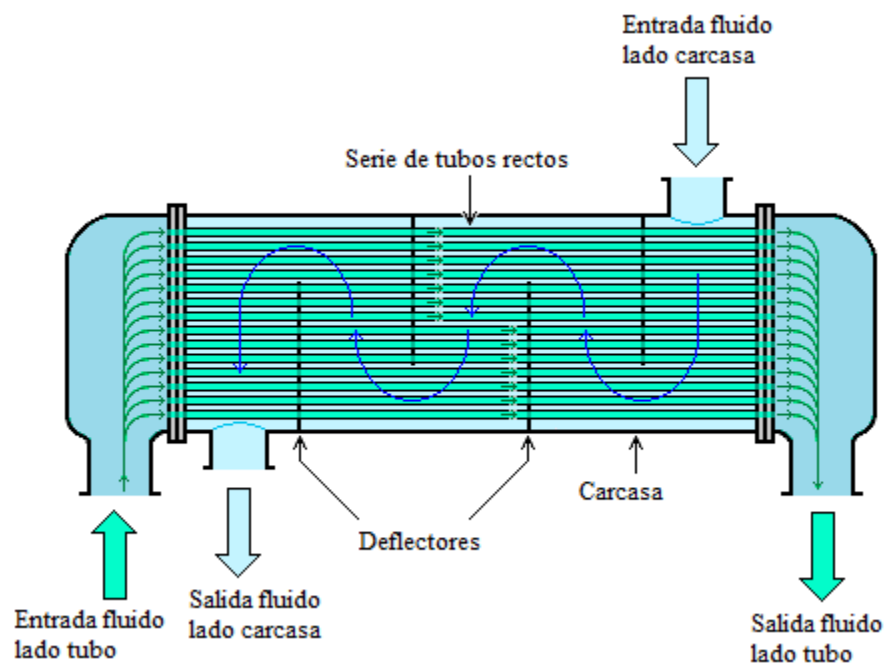


Figura 2.6: Intercambiador de tubo y carcasa

El intercambiador de placas es muy usado en la industria ya que provee de gran área de transferencia. Este tipo de intercambiador consta de varias placas delgadas. Las placas tienen canales de diámetro muy pequeño por donde pasa el fluido a ser calentado o enfriado. Para lograr una buena hermeticidad entre las placas se puede pegar y poner empaques de caucho o también pueden ser soldadas y no tener empaques de caucho.^[22] Se debe escoger el tipo de unión de las placas dependiendo de la aplicación que se le quiere dar al intercambiador y de las condiciones de los fluidos. Las placas se ordenan alternadamente, de tal manera que una placa que contiene

fluido caliente siempre va a estar en contacto con dos placas que contienen fluido frío y viceversa. Esto facilita el cambio de calor e incrementa la velocidad de cambio de temperatura. Cada placa posee una canalización interna por donde fluye el líquido. Los canales son fabricados de tal manera que el fluido fluya directamente hacia la salida del intercambiador. Los canales tienen una separación de 3-10 mm entre sí y dependen de la viscosidad y densidad del fluido que va a pasar por los canales.^[23] Los canales sirven también para generar turbulencia en los fluidos. Los diámetros de los canales son muy pequeños por lo que se puede trabajar a altas velocidades, generando turbulencia en el fluido y mejorando el intercambio de calor. Los pasajes por donde fluyen las dos corrientes de los fluidos de los cuales se quiere intercambiar calor, como se ve en la Figura 2.7, se encuentran en los extremos del intercambiador y en cada extremo se tiene un pasaje de fluido caliente y uno de frío. Las placas pueden ser lisas o también corrugadas. El material más usado para las placas es acero inoxidable ya que provee gran resistencia a la corrosión, a altas temperaturas y a altas presiones. Comparado con los intercambiadores de tubo y carcasa, para una misma cantidad de intercambio de calor, el intercambiador de placas es mucho más pequeño ya que las placas y sus corrugaciones dan un área de transferencia más grande. Por tal motivo un intercambiador de placas es considerado más efectivo que uno de tubo y carcasa.^[24]

Las ventajas de los intercambiadores de placas son la flexibilidad para su operación, ya que dependiendo de los fluidos utilizados o del proceso se pueden agregar o retirar placas para aumentar o disminuir el área superficial y lograr que el intercambio de calor sea óptimo. Otra ventaja es que por su gran área de transferencia el intercambiador es muy compacto haciendo que ocupe poco espacio y su fabricación es económica. También es de fácil acceso para su limpieza, se puede retirar las placas individualmente, limpiarles y volverles a unir. Por otro lado, las desventajas son las fugas que pueden tener en las uniones entre placas y la pérdida de presión en los pasajes, por lo que hay que considerar costos de bombeo en su diseño.^[24]

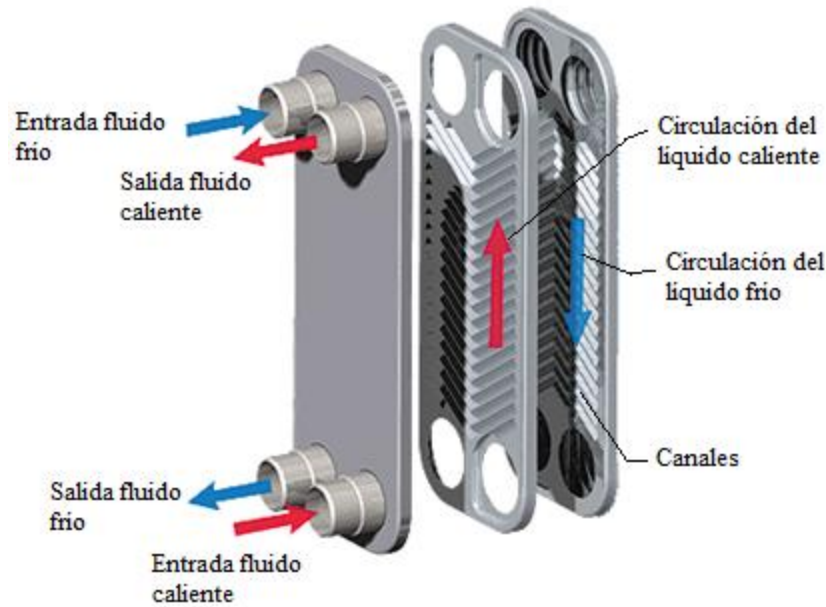


Figura 2.7: Intercambiador de placas

El intercambiador de tubo aleteado es muy usado en la industria por su efectividad al rato de intercambiar calor. Este tipo de intercambiador está compuesto por tubos provistos de aletas que pueden ser de diferentes tamaños y formas. Las aletas pueden ser rectas u onduladas y sirven para dar una mejor eficiencia en la transferencia de calor ya que el área de transferencia es muy grande. Como se puede ver en la Figura 2.8 cuando se utiliza un diámetro de tubería pequeño se requiere de aletas de gran longitud para poder realizar un intercambio de calor efectivo. Al contrario con una tubería de diámetro grande se requiere aletas pequeñas porque el tubo ya da suficiente área superficial para garantizar un buen intercambio de calor.^[11] Usualmente las aletas son fabricadas de aleaciones de aluminio ya que estos materiales tienen un alto coeficiente de transferencia de calor y también hacen que el intercambiador reduzca su peso.^[20] El peso se puede reducir en un factor de cinco con respecto a un intercambiador de tubo y carcasa brindando la misma eficiencia de intercambio. La mayor aplicación que se da a estos intercambiadores es en radiadores de motores. En la Figura 2.9 se puede apreciar un intercambiador de tubo aleteado donde el fluido a ser enfriado, usualmente líquido, circula dentro de la tubería, mientras que el fluido que enfría, generalmente aire, atraviesa la tubería aleteada.^[25]

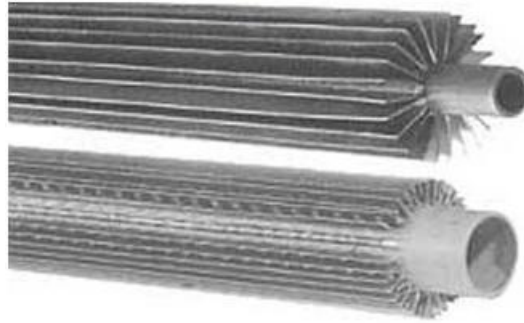


Figura 2.8: Tubo con aletas

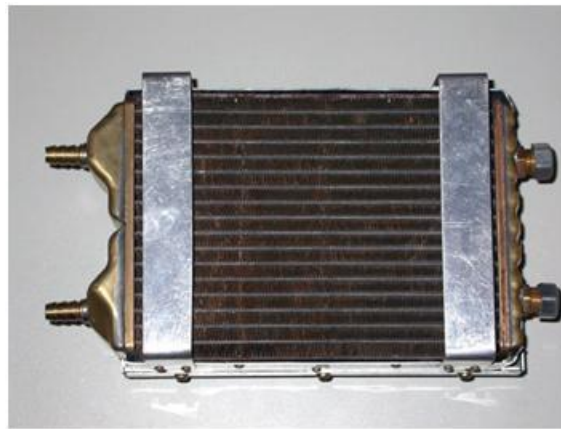


Figura 2.9: Intercambiador de tubo aleteado

El intercambiador de espiral está formado por una cámara en forma helicoidal o de espiral que se encuentra dentro de otro recipiente u otro espiral. El flujo caliente entra por el centro del intercambiador y fluye hacia afuera del mismo mientras que el fluido frío entra por la parte exterior y fluye hacia el centro del intercambiador por donde sale. La ventaja de este intercambiador es que por la forma de las cámaras ocupa poco espacio y por ser de una sola pieza se evita muchas soldaduras donde pueden existir roturas del material y fugas de los fluidos.^[26] En la Figura 2.10 se muestra un intercambiador de espiral donde el fluido caliente entra por el centro y sale por la parte externa superior (A), mientras que el fluido frío entra por la parte superior externa y sale por el centro (B). Este tipo de intercambiadores se utilizan cuando se requiere de gran área superficial y de un mayor tiempo de contacto entre los dos fluidos. Así la eficiencia de este intercambiador es muy buena en espacio reducido.^[20]

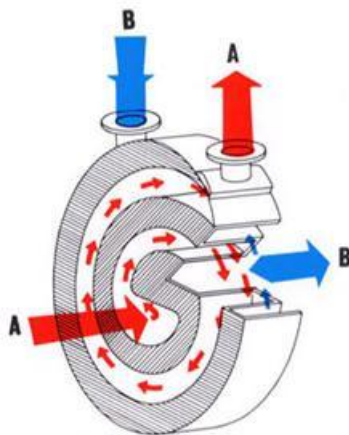


Figura 2.10: Intercambiador de espiral

El último intercambiador descrito aquí es el de doble tubo, el cual está formado por dos tubos de diferente diámetro. El tubo de menor diámetro pasa por el interior del tubo de mayor diámetro. Al tubo externo se le llama anular. La longitud de los tubos no debe de pasar de los seis metros ya que el tubo interior puede pandearse y provocar una mala distribución del líquido por el tubo anular.^[27] Al igual que en la tubería del intercambiador de tubo y carcasa se recomienda que el fluido con mayor presión, temperatura, densidad y el más corrosivo pase por el tubo interno y los fluidos que demanden condiciones menores pasen por el tubo anular. En la tubería interna se puede agregar aletas para mejorar el intercambio de calor cuando se utilizan fluidos viscosos o gases.^[14] En la Figura 2.11 se muestra un intercambiador de doble tubo con dos diferentes tipos de arreglos. En la figura de la izquierda se muestra un arreglo de flujo paralelo. Este arreglo no es muy común en la industria química ya que se trabaja a altas temperaturas y causa shock térmico el cual se transmite a rupturas y daños en el material. Lo más usado es un arreglo en contracorriente como se muestra en el lado derecho de la Figura 2.11. Este sistema permite una mejor eficiencia en el intercambio de calor.^[19]

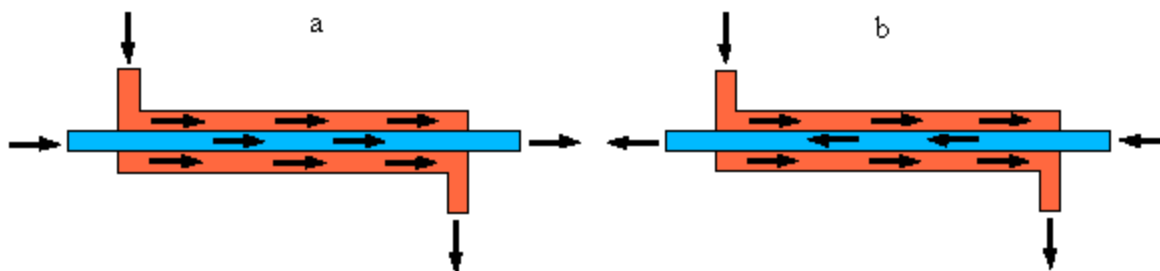


Figura 2.11: Intercambiador de doble tubo. a) flujo en paralelo b) flujo en contracorriente

Existen otros diseños de intercambiadores de calor pero los intercambiadores descritos en este trabajo son los más comunes y los que se utilizarán para definir el diseño final del intercambiador de calor que se construirá en la planta piloto del Laboratorio de Energías Alternativas de la USFQ, LADEA.

2.5. Ecuaciones de diseño para un intercambiador de calor

Para poder diseñar un intercambiador de calor se debe considerar las propiedades tanto del fluido que queremos enfriar o calentar como del fluido que se va a utilizar para dar o recibir esa energía en forma de calor. También se debe considerar las propiedades del material de la pared entre los dos fluidos. Para empezar con el diseño es necesario encontrar la cantidad de energía que se debe dar o retirar del sistema y va a ser expresada como flujo calórico. El flujo de calor es igual en toda el área de la pared donde se está realizando la transferencia de calor y está definido por la ecuación de flujo calórico.^[11]

$$Q = U_d A \Delta T_{ML} \quad 2.4$$

donde Q es el flujo calórico [W], U_d es el coeficiente de transferencia de calor global del sistema [W/K·m²], A es el área de transferencia [m²] y ΔT_{ML} es la diferencia de temperatura media logarítmica entre los fluidos fríos y calientes a la entrada y a la salida de un intercambiador [K]. Esta diferencia se explicará más adelante en el texto.

El coeficiente de transferencia de calor global del sistema U_d depende del material que separa los fluidos y de los fluidos que se están utilizando para la transferencia de calor. Para poder determinar el coeficiente global de transferencia de calor se utiliza el modelo lineal de fluidos equivalentes en forma de circuito térmico.^[20] Este análisis se realiza en una dimensión. El modelo indica las resistencias en serie que el calor tiene que sobrepasar para poder transferir calor de un fluido caliente hacia otro frío. Este modelo es análogo al de circuitos eléctricos donde la corriente está representada en este caso por el flujo de calor y las resistencias por los coeficientes de transferencia de los fluidos y del material usado como barrera. La transferencia a través del sólido depende del espesor del material ya que a mayor espesor habrá menor flujo calórico y viceversa.^[11] Este modelo indica que no solo la pared que separa los fluidos es una resistencia, también existen dos resistencias más que se encuentran en los fluidos, estas resistencias de los fluidos se encuentran concentradas en una película adyacente a la pared. La película interna del fluido se encuentra en el interior de la tubería y se asienta en la superficie. Mientras que la película externa del fluido pasa por el exterior de la tubería y se asienta en la superficie externa. La resistencia que tiene que pasar el flujo calórico es la suma de todas las resistencias tanto en los fluidos como en la pared. La resistencia de la pared depende de su espesor. Al modelo se le considera lineal porque en cada resistencia la diferencia de temperatura tiene carácter lineal. La Figura 2.12 muestra el perfil de temperatura con el modelo de circuito térmico. La zona A es donde se encuentra el fluido más caliente. La zona C es la barrera sólida que separa los dos fluidos. La zona B es donde se encuentra el fluido más frío. La zona “d” es la película del líquido caliente mientras que la zona “e” es la película del líquido frío. El flujo calórico depende de las resistencias que impongan los coeficientes de transferencia de los fluidos internos, h_i , y externos, h_o ; el coeficiente de transferencia del material usado como barrera y el espesor. Todos estos parámetros influyen en el cálculo del coeficiente de transferencia global del sistema. Para calcular los coeficientes las fórmulas son diferentes ya que el número de Reynolds cambia cuando se trata de la parte interna o externa en una pared.

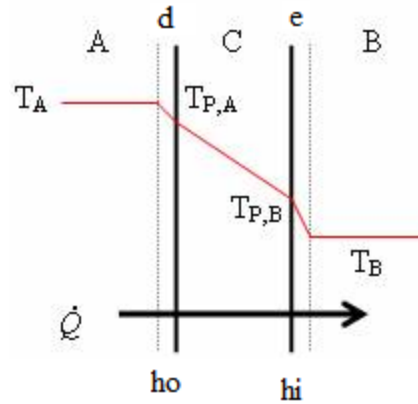


Figura 2.12: Transferencia de calor con modelo de circuito térmico

Para realizar el cálculo del coeficiente de transferencia global del sistema se debe considerar la película del interior de la pared, la película del exterior de la pared y el espesor de la pared. Con esos datos se puede calcular el coeficiente de transferencia de calor global mediante la siguiente expresión.

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} + \frac{s}{\lambda} \quad 2.5$$

donde U_d es el coeficiente de transferencia global del sistema [$W/K \cdot m^2$], h_o es el coeficiente de transferencia de calor externo de la película [$W/K \cdot m^2$], h_i es el coeficiente de transferencia de calor interno de la película [$W/K \cdot m^2$], s es el espesor de la pared que separa los dos fluidos [m] y λ es el coeficiente de transferencia de calor del material [$W/K \cdot m$].

El coeficiente externo de la película depende del número de Reynolds para el caso de convección natural y está dado por la ecuación 2.6.

$$N_{Re} = \frac{4 \cdot G}{\mu} \quad 2.6$$

donde G es el flujo másico específico por unidad de longitud del cilindro [$kg/s \cdot m$] y μ es la viscosidad del fluido [Ns/m^2].

La ecuación del coeficiente externo de la película está dada por la siguiente expresión.

$$h_0 = 1.51 \left(\frac{k^3 \cdot \rho^2 \cdot g}{\mu^2} \right)^{\frac{1}{3}} (N_{Re})^{-\frac{1}{3}} \quad 2.7$$

donde h_0 es el coeficiente externo de la película [W/K·m²], k es la conductividad térmica del lodo [W/K·m] y g es la gravedad [m/s²].

Por otro lado el coeficiente interno de la película está dado por la ecuación.

$$h_i = \frac{N_{Nu} \cdot k}{D} \quad 2.8$$

donde h_i es el coeficiente interno de la película [W/K·m²], N_{Nu} es el número de Nusselt [-], k es la conductividad térmica del lodo [W/K·m] y D es el diámetro de la tubería [m].

El número Nusselt depende del número de Reynolds y del número de Prandtl de acuerdo a la siguiente expresión.

$$N_{Nu} = 0.023(N_{Re})^{0.8}(N_{Pr})^{0.3} \quad 2.9$$

$$N_{Pr} = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad 2.10$$

donde N_{Pr} es el número de Prandtl [-] y C_p es la capacidad calórica del fluido [J/kg·K].

En el caso del coeficiente interno de la película se utiliza el número de Reynolds para flujo dentro de un cilindro, por lo que se debe considerar el diámetro de la tubería a ser usada. La ecuación 2.11 muestra el número de Reynolds para flujo en cilindros con el diámetro de tubería.

$$N_{Re} = \frac{D \cdot \rho \cdot v}{\mu} \quad 2.11$$

donde D es el diámetro de la tubería [m], ρ es la densidad del fluido que pasa por la parte externa de la tubería [kg/m³] y v es la velocidad del fluido [m/s].

Estas ecuaciones se aplican en el diseño de intercambiadores de calor. En la ecuación 2.1 en lugar de utilizar la diferencia de temperatura entre los dos fluidos, se utiliza la diferencia de temperatura media logarítmica.^[11] Este término toma en consideración las temperaturas de entrada y de salida de los dos fluidos y se expresa de la siguiente manera.

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{2\ hot} - T_{1\ hot}) - (T_{1\ cold} - T_{2\ cold})}{\ln\left(\frac{T_{2\ hot} - T_{1\ hot}}{T_{1\ cold} - T_{2\ cold}}\right)} \quad 2.12$$

donde el subíndice 1 significa la entrada del fluido al intercambiador, el subíndice 2 significa la salida del fluido en el intercambiador y los subíndices hot y cold se refieren al fluido caliente que entrega calor y al fluido frío que absorbe el calor, respectivamente. Para el diseño se define las temperaturas de los fluidos a la entrada y salida del intercambiador y se determina la diferencia de temperatura media logarítmica utilizando la ecuación 2.12. Posteriormente, conociendo el flujo másico del fluido que se quiere calentar se calcula el calor que el fluido debe absorber para subir su temperatura, para este propósito se utiliza la ecuación 2.13.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T_{ML} \quad 2.13$$

donde \dot{Q} es el flujo calórico [W], \dot{m} es el flujo másico del fluido [kg/s], C_p es la capacidad calorífica del fluido [J/kg·K] y ΔT es la diferencia de temperatura media logarítmica [K].

Una vez obtenido el calor necesario para calentar o enfriar un fluido en un intercambiador, se puede determinar la cantidad del otro fluido que se necesita para elevar la temperatura. Utilizando la ecuación 2.13, reemplazando las propiedades físicas, como es el C_p del fluido que se va a utilizar para dar energía y despejando para el flujo másico, se obtiene la cantidad de fluido.

Una vez conocidos los flujos de calor necesario, el coeficiente global de transferencia de calor, el cual fue calculado con los coeficientes internos y externos de las películas en una tubería cilíndrica, y la diferencia de temperatura media logarítmica se puede calcular el área de intercambio de calor utilizando la ecuación 2.14. Dado que por lo general se utilizan tubos para

el intercambio de calor, se puede determinar la longitud de estos mediante geometría por la siguiente ecuación.

$$A = \pi \cdot D \cdot h \quad 2.14$$

donde A es el área transversal de un tubo cilíndrico [m²], D es el diámetro del cilindro [m] y h es la longitud del cilindro [m]. Una vez que se conoce el área de transferencia se debe seleccionar el tipo de intercambiador que se va a construir y los materiales que se van a utilizar para su construcción. Además se debe ver la mejor ubicación para el intercambiador al igual del espacio que este va a ocupar. Por último se debe diseñar el sistema de control que se va a describir posteriormente en el texto para que funcione automáticamente.

3. Balance de Energía del Biorreactor

Para determinar la energía que se está agregando al sistema a través del intercambiador de calor y la que se está perdiendo en forma de calor por el tanque, tuberías y bomba es pertinente hacer un balance de energía. Este balance nos indicará las medidas que debemos adoptar para que el sistema ahorre energía. Primero se hará un análisis del balance de energía del biorreactor sin aislamiento térmico y luego con aislamiento térmico.

3.1 Balance de energía sin aislamiento térmico

Para el balance de energía se va a hacer un análisis de lo que sucede dentro y fuera del biorreactor, en las tuberías y en los elementos adicionales como en la bomba. El siguiente diagrama muestra el espacio de control que se utilizara para el balance.

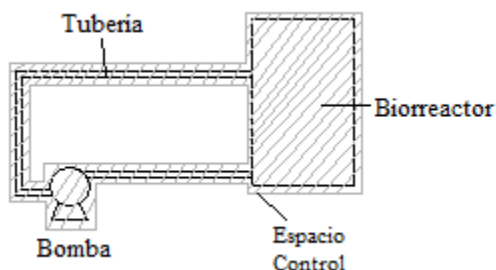


Figura 3.1: Espacio de control del sistema para el balance de energía

La Figura 3.1 muestra todas las partes que se analizarán en el balance de energía. La bomba y la reacción química dentro del biorreactor aportan energía al sistema, mientras que por las paredes de la tubería y del biorreactor se pierde energía. Así el balance de energía se puede escribir de la siguiente forma.

$$A = Q_{Rxn} + Q_{bomba} + Q_{tubería} + Q_{biorreactor} \quad 3.1$$

donde A es la acumulación de calor del sistema [kW], Q_{Rxn} es el calor que el sistema gana por la entalpía de la reacción [kW], Q_{bomba} es el calor agregado al sistema por la bomba [kW], $Q_{tubería}$ es el calor que se pierde por las paredes de la tubería [kW] y $Q_{biorreactor}$ es el calor que se pierde por las paredes del biorreactor [kW].

Para poder calcular el calor de la reacción se debe usar la siguiente expresión.

$$Q_{Rxn} = r(-\Delta H_{Rxn})V \quad 3.2$$

donde r es la velocidad de reacción [$\text{mol}/\text{m}^3 \cdot \text{s}$], ΔH_{Rxn} es el cambio de entalpía para transformar la materia orgánica en biogás (-145 J/mol),^[2] y V es el volumen donde se produce la reacción [m^3]. Ya que no se conoce la cinética de la reacción se asumirá un valor de 1.

Para determinar el calor de la bomba se debe conocer la cantidad de energía mecánica que se transmite al líquido. El resto se considera pérdida, la cual es en forma de calor. La siguiente expresión es usada para calcular el calor que la bomba da al sistema.

$$Q_{bomba} = P * \eta \quad 3.3$$

donde P es la potencia (550 kW), η es la eficiencia de la bomba en transformar energía mecánica en energía cinética. Tanto la bomba como la reacción aportan energía al sistema ya que la reacción es exotérmica. En la Tabla 3.1 se muestran los parámetros que se utilizaron para determinar tanto el calor que aporta la bomba como el de la entalpía de reacción.

Tabla 3.1: Parámetros para determinar el calor que ingresa al sistema

Velocidad de reacción	r	1	$\text{mol}/\text{m}^3 \cdot \text{s}$
Entalpía de reacción	ΔH_{Rxn}	-145	J/mol
Volumen de reacción	V	0.44	m^3
Calor de reacción	Q_{Rxn}	63.8	W
Potencia de la bomba	P	550	W
Rendimiento de la bomba	η	0.651	-
Calor de la bomba	Q_{Bomba}	358.05	W

Por otro lado para calcular el calor que se pierde del sistema se hizo un análisis de las pérdidas de calor en las tuberías y en el tanque. Las pérdidas de calor dependen del tipo del material del tanque, de la tubería y de los fluidos que se encuentran en ambos lados tanto de las tuberías como del tanque. Al igual que para el diseño del intercambiador se determinará el calor perdido con el modelo lineal de fluidos equivalentes en forma de circuito térmico. Este modelo nos ayuda a encontrar el coeficiente global de transferencia de calor U_d . Como se mencionó antes en el texto este análisis consta de dos películas, una externa y otra interna donde el calor se transfiere por convección en los fluidos y en la pared se transfiere por conducción. En la Tabla 3.2 se muestran los parámetros que se utilizaron para el cálculo de las pérdidas de calor.

Tabla 3.2: Parámetros para calcular las pérdidas de calor en las tuberías y en el biorreactor

Temperatura del aire	T_{aire}	15	°C
Densidad del aire	ρ_{aire}	0.93	kg/m ³
Diámetro de la tubería	$D_{\text{tubería}}$	0.0195	m
Diámetro del tanque	D_{tanque}	0.78	m
Velocidad del aire	V_{aire}	0.1	m/s
Flujo másico del lodo	m_{lodo}	0.1327	kg/s
Capacidad Calorífica del lodo	$C_p \text{ lodo}$	4187	J/kg·K
Densidad del lodo	ρ_{lodo}	995	kg/m ³
Velocidad del lodo	V_{lodo}	1.05	m/s
Coefficiente de transferencia del polipropileno	$\lambda_{\text{tubería}}$	0.13	W/m·K
Coefficiente de transferencia del hierro galv.	λ_{tanque}	490	W/m·K
Espesor de la tubería	$S_{\text{tubería}}$	0.003	m
Espesor del tanque	S_{tanque}	0.006	m

Con estos parámetros se realizó el análisis de pérdidas de calor en la tubería. Utilizando las ecuaciones 2.6 y 2.11 se determinaron los números de Reynolds para el lado externo y para el lado interno de la tubería, respectivamente. Posteriormente se reemplazó los valores en la ecuación 2.7 y se logró determinar el coeficiente externo de la película. Para determinar el coeficiente interno de la película se calculó el número de Prandtl con la ecuación 2.10 y con el número de Reynolds calculado anteriormente se reemplazaron estos dos valores en la ecuación

2.9 para determinar el número Nusselt. Una vez obtenido estos valores se usó la ecuación 2.8 para sacar el valor del coeficiente interno de la película. Con la ecuación 2.5 y los datos de los dos coeficientes, tanto externo como interno, más el espesor de la tubería y el coeficiente de transferencia de calor del material se logró determinar el coeficiente global de transferencia de calor del sistema. Con el coeficiente de transferencia global del sistema se utilizó la siguiente expresión para determinar el calor por pérdida en la tubería.

$$Q_{tubería} = U_d A (T_{aire} - T_{lodo}) \quad 3.4$$

donde Q es el flujo calórico [kW], U_d es el coeficiente global del sistema [$W/K \cdot m^2$], A es el área superficial de la pared que separa los dos fluidos [m^2], T_{aire} es la temperatura ambiente [K] y T_{lodo} es la temperatura del lodo que pasa por el interior de la tubería o del biorreactor [K]. La Tabla 3.3 y Tabla 3.4 muestran los resultados obtenidos para el cálculo de la película interna y externa de la tubería.

Tabla 3.3: Cálculo del coeficiente externo de la película en la tubería

Temperatura del lodo	T_{lodo}	35	°C
Temperatura del ambiente	T_e	15	°C
Temperatura de la pared	T_w	25	°C
Viscosidad del aire	μ_{aire}	1.69E-05	Ns/m ²
Conductividad térmica del aire	k_{aire}	0.0262	W/K·m
Número de Reynolds para el lado exterior	N_{re}	1.07E+02	-
Coeficiente de transferencia de calor externo	h_0	25.76	W/K·m²

Tabla 3.4: Cálculo del coeficiente interno de la película en la tubería

Viscosidad del lodo	μ_{lodo}	7.63E-03	Ns/m ²
Conductividad térmica del lodo	k_{lodo}	0.6225	W/K·m
Número de Prandtl	N_{pr}	51.32	-
Número de Reynolds para el lado interior	N_{re}	2.67E+03	-
Número de Nusselt	N_{Nu}	4.13E+01	-
Coeficiente de transferencia de calor interno	h_i	1318.67	W/K·m²

Una vez realizados los cálculos de las películas internas y externas se procedió a calcular el coeficiente global de transferencia y las pérdidas de calor en la tubería. La Tabla 3.5 muestra los resultados de las pérdidas en la tubería.

Tabla 3.5: Resultados de la pérdida de calor por tubería

Coeficiente global de transferencia	U	15.96	W/K·m ²
Longitud de la tubería	$L_{\text{tubería}}$	5.25	m
Area superficial de la tubería	$A_{\text{tubería}}$	0.323	m ²
Flujo calórico en la tubería	$Q_{\text{tubería}}$	-103.11	W

De igual manera se realizaron los cálculos para determinar cuánto calor se pierde por las paredes del biorreactor. El procedimiento para los cálculos fue similar al de las tuberías pero esta vez se utilizó el coeficiente de transferencia del material y las dimensiones del área superficial del biorreactor. La Tabla 3.6 y Tabla 3.7 muestran los resultados obtenidos para el biorreactor.

Tabla 3.6: Cálculo del coeficiente externo de la película en el biorreactor

Temperatura del lodo	T_{lodo}	35	°C
Temperatura del ambiente	T_{aire}	15	°C
Temperatura de la pared	T_w	25	°C
Viscosidad del aire	μ_{aire}	1.69E-05	Ns/m ²
Conductividad térmica del aire	k_{aire}	0.03	W/K·m
Número de Reynolds para el lado exterior	N_{re}	4.28E+03	-
Coeficiente externo	h_0	7.53	W/K·m²

Tabla 3.7: Cálculo del coeficiente interno de la película en el biorreactor

Viscosidad del lodo	μ_{lodo}	7.63E-03	Ns/m ²
Conductividad térmica del lodo	k_{lodo}	0.62	W/K·m
Número de Prandtl	N_{pr}	51.32	-
Número de Reynolds para el lado interior	N_{re}	1.02E+05	-
Número de Nusselt	Nu	7.60E+02	-
Coeficiente interno	h_i	606.42	W/K·m²

Una vez realizados los cálculos de las películas internas y externas se procedió a calcular el coeficiente global de transferencia y las pérdidas de calor en el biorreactor. La Tabla 3.8 muestra los resultados de las pérdidas en el biorreactor.

Tabla 3.8: Resultados de las pérdidas de calor por el biorreactor

Coeficiente global de transferencia	U_d	7.44	W/K·m ²
Largo del biorreactor	L	1.25	m
Diametro del biorreactor	D	0.78	m
Area superficial de las tapas	A_{tapas}	0.96	m ²
Area superficial del cilindro	A_{cilindro}	3.06	m ²
Area superficial del biorreactor	$A_{\text{biorreactor}}$	4.02	m ²
Flujo calórico en el biorreactor	$Q_{\text{biorreactor}}$	-598.20	W

Se puede ver tanto en los resultados de pérdidas por tubería como en el reactor, que el flujo calórico tiene signo negativo, esto quiere decir que el calor está saliendo del sistema. Utilizando la ecuación 3.1 se obtiene que la acumulación del sistema es -293.94 W, lo cual indica que se está perdiendo mucha energía en el sistema y la principal pérdida se encuentra en las paredes del biorreactor. Por tal motivo se realizaron los cálculos de las pérdidas de calor en el sistema con aislamiento térmico alrededor del biorreactor como se muestra a continuación.

3.2 Balance de energía con aislamiento térmico

Para esta sección los calores de la bomba, de reacción y pérdida por la tubería van a ser los mismos, lo único que cambia es que en el reactor se analizarán las pérdidas de calor con un aislamiento de lana de vidrio y cubierto con aluminio. El modelo es análogo a las resistencias de un circuito eléctrico en serie, por lo que para los cálculos estos se sumarán. La siguiente expresión se utilizará para el cálculo del flujo calórico en el biorreactor.

$$Q = \frac{(T_{aire} - T_{lodo})}{\frac{1}{U_d A} + \frac{s_{lana}}{k_{lana} A} + \frac{s_{aluminio}}{k_{aluminio} A}} \quad 3.5$$

donde Q es el flujo calórico [kW], U_d es el coeficiente global del sistema [$W/K \cdot m^2$], A es el área superficial de la pared que separa los dos fluidos [m^2], T_{aire} es la temperatura ambiente [K] y T_{lodo} es la temperatura del lodo que pasa por el interior del biorreactor [K], s es la espesor del aislamiento tanto para la lana como para el aluminio [m] y k es la conductividad térmica de la lana y del aluminio [$W/K \cdot m$]. La Tabla 3.9 muestra los resultados obtenidos para el flujo calórico con el aislamiento térmico.

Tabla 3.9: Resultados de las pérdidas de calor con aislamiento

Area superficial	A	4.02	m ²
Coefficiente global de transferencia	U	7.44	W/K·m ²
Espesor de la lana de vidrio	S _{lana}	0.02	m
Espesor del aluminio	S _{aluminio}	1.00E-04	m
Conductividad térmica de la lana de vidrio	k _{lana}	0.039	W/K·m
Conductividad térmica del aluminio	k _{aluminio}	0.043	W/K·m
Calor biorreactor con aislamiento	Q_{biorreactor}	-123.66	W

Se puede observar que el flujo calórico es mucho menor que sin aislamiento, la pérdida de calor por el biorreactor se reduce en un 79.33%. Con este dato la acumulación de la ecuación 3.1 es de 180.65 W, lo cual indica que la bomba está aportando con mucha energía y eso se transmite en un incremento de temperatura. Es así que se aislará el reactor y se controlará para que no haya mucha acumulación de energía y la temperatura se mantenga constante en 36 °C.

4. Aislamiento del reactor

Comúnmente se fabrican reactores de metal por su resistencia a temperatura, presión, golpes, resistencia química y fácil manipulación. Las propiedades moleculares de los metales hacen que el metal sea un buen conductor de calor y de electricidad.^[9] Un biorreactor contiene bacterias las cuales transforman la materia orgánica en biogás. Aparte de gas también se genera biomasa y calor durante el metabolismo. El calor puede ser usado para mantener la temperatura óptima de las bacterias dentro del biorreactor.^[1] Pero si el reactor es de metal, es muy fácil que ingrese o que salga calor del sistema debido a su buena conductividad térmica y así altere el funcionamiento de las bacterias dentro del reactor.

El biorreactor a escala piloto construido en el Laboratorio de Desarrollo de Energías Alternativas de la USFQ, LADEA, está ubicado en el Distrito Metropolitano de Quito, precisamente en el valle de Cumbayá. Por la altitud a la que se encuentra la ciudad, el clima es muy diverso y en las noches la temperatura puede bajar hasta 10 °C y así alterar la temperatura dentro del biorreactor. Las mediciones de temperatura que se tomaron en el biorreactor después de su puesta en marcha fueron entre 25 °C y 28 °C y tras realizar los cálculos de las pérdidas de calor con y sin aislamiento del biorreactor, se decidió aislar el reactor para que el calor producido por las bacterias y el calor aportado por la bomba de recirculación se mantenga dentro del rango deseado. En la Figura 4.1 se muestra el reactor antes de ser aislado.



Figura 4.1: Biorreactor sin aislamiento térmico

Para el aislamiento del reactor metálico se decidió utilizar lana de vidrio. Para esto se tomó el rollo de lana y se le corto de tal manera que se pueda cubrir con un solo pedazo el perímetro del cilindro. Para que entren los acoples en la lana se realizaron pequeños cortes circulares del tamaño del acople. En el caso de que los acoples estén conectados a otro elemento como tuberías se hizo un corte circular del tamaño del acople y un corte largo para que la lana se pueda abrir. Una vez cubierto el reactor con la lana se procedió a sujetar la lana con alambre galvanizado en tres puntos: superior, inferior y en el medio.

Para los extremos del cilindro se hizo un corte cuadrado de la lana, un poco más grande que el diámetro de la circunferencia del cilindro. Se hicieron los cortes para los acoples y se puso la lana tanto en la parte superior como inferior del biorreactor. Para fijar la lana se le unió al alambre superior e inferior y se ajustaron los alambres. También se colocaron dos alambres que cubran el largo del reactor y sostengan el aislamiento inferior.

Una vez concluido el proceso de cobertura del reactor con la lana de vidrio se prosiguió a cubrirle con aluminio porque este material refleja el calor y mantiene la temperatura en la lana. Además el aluminio es una protección para que las pelusas de la lana no estén en el aire y se

perda material aislante. El proceso fue envolver al biorreactor completamente con los rollos de aluminio. A continuación se muestra el reactor con el aislamiento terminado.



Figura 4.2: Biorreactor con aislamiento térmico

El aislamiento del reactor fue terminado y en la Figura 4.3 se muestra los datos de temperatura quince días antes de ser colocado el aislamiento y quince días después. Claramente se aprecia como la temperatura subió notablemente.

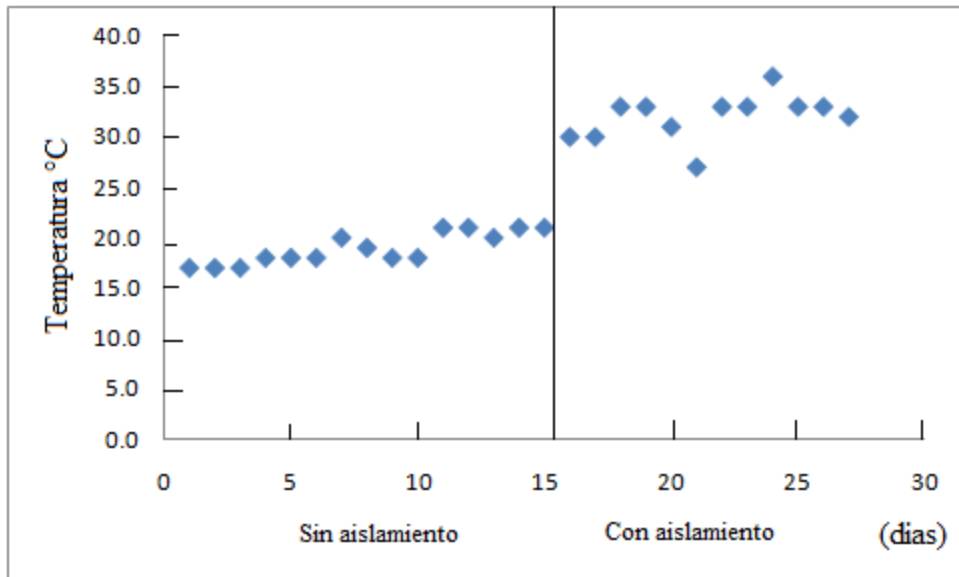


Figura 4.3: Temperatura del biorreactor quince días antes y quince días después de ser aislado

5. Diseño y construcción del intercambiador de calor

Dada la necesidad de mantener el biorreactor a una temperatura constante se decidió incorporarle un intercambiador de calor que utilice agua como fuente de calentamiento o de enfriamiento y se empezó con el diseño. Para el diseño se debe calcular en primer lugar el área de transferencia necesaria para calentar el lodo, y con ello poder determinar la longitud de tubería que se debe construir para que exista el intercambio de calor deseado. En segundo lugar y una vez que se hayan calculado todos los datos necesarios es conveniente elegir el tipo de intercambiador de calor más conveniente que se acoja a las necesidades de la planta. Y por último se realizará su construcción.

5.1. Cálculos para el diseño del intercambiador de calor

Para empezar con el diseño del intercambiador se debe establecer la temperatura a la que debe subir el lodo del reactor y las temperaturas de entrada y de salida de agua. Para el agua se decidió tomar un delta de temperatura igual a 5 °C. El diámetro de la tubería que se estableció fue igual a la tubería de recirculación del reactor para evitar taponamientos en el caso de elegir un diámetro más pequeño. También se consideró el flujo másico del lodo al cual está trabajando la recirculación del reactor. Este flujo está definido por el proceso de digestión. Una vez obtenidos los datos se prosiguió a seleccionar el material de la tubería del interior del intercambiador, por donde pasa el lodo. Las opciones para la selección son hierro galvanizado, acero inoxidable y cobre. Se escogió el hierro galvanizado por ser una de las tuberías más abundantes en el mercado y es fácil y económico adquirir una. El cobre y el acero se escogieron por su resistencia a la corrosión y por ser buenos conductores de calor. En literatura se obtuvo el coeficiente de transferencia de calor de los tres materiales y las capacidades caloríficas tanto del lodo como del agua. Ya que la composición del lodo es un poco compleja y no se pudo encontrar un valor específico de la capacidad calorífica se decidió, viendo que su densidad es similar a la del agua y que en su composición consiste en más de 98% de agua, usar el valor de capacidad calorífica del agua. Todos los datos mencionados se muestran en la Tabla 5.1 y Tabla 5.2.

Tabla 5.1: Parámetros iniciales de los fluidos en el diseño del intercambiador de calor

Flujo másico del lodo	m_{lodo}	0.1327	kg/s
Temp. del lodo a la salida del intercambiador	$T_{2 \text{ lodo}}$	36	°C
Temp. del agua a la entrada del intercambiador	$T_{1 \text{ agua}}$	55	°C
Temp. del agua a la salida del intercambiador	$T_{2 \text{ agua}}$	50	°C
Temp. promedio del agua	$T_{\text{prom agua}}$	52.5	°C
Capacidad calorífica del lodo	$C_p \text{ lodo}$	4187	J/kg·K
Capacidad calorífica del agua	$C_p \text{ agua}$	4187	J/kg·K
Densidad del agua	ρ_{agua}	1000	kg/m ³
Densidad del lodo	ρ_{lodo}	995	kg/m ³
Velocidad del agua	V_{agua}	0.1	m/s
Velocidad del lodo	V_{lodo}	1.0528	m/s

Tabla 5.2: Parámetros iniciales de las tuberías en el diseño del intercambiador de calor

Diámetro de la tubería de lodo	$D_{\text{tubería}}$	0.01905	m
Coefficiente de transferencia de calor de hierro	λ_{hierro}	490	W/m·K
Coefficiente de transferencia de calor de cobre	λ_{cobre}	2700	W/m·K
Coefficiente de transferencia de calor de acero	λ_{acero}	180	W/m·K
Espesor de la tubería hierro	S_{hierro}	0.0018	m
Espesor de la tubería cobre	S_{cobre}	0.0021	m
Espesor de la tubería acero	S_{acero}	0.0018	m

Una vez obtenidos los parámetros del sistema se empezó con el diseño del intercambiador. Para el diseño se realiza una comparación entre los tres materiales para ver cuál es la mejor opción para la construcción del intercambiador. El procedimiento fue el mismo para los tres materiales. Basándose en la teoría de intercambio de calor en la película entre la pared y los fluidos se calculó los coeficientes de transferencia en el lado de la carcasa (exterior) y en el lado del tubo (interior). Por propósitos de cálculos se dividió los análisis en dos partes. La primera parte es un análisis de lo que pasa en el lado exterior del tubo con el agua y la segunda parte es lo que pasa en el interior del tubo con el lodo. En primer lugar se analizará lo que pasa

en el lado de la carcasa. Ya que no se conoce la temperatura a la que puede bajar el lodo dentro del reactor por razones climáticas se decidió realizar un perfil de temperaturas que vaya desde 20 °C hasta 30 °C. Lo primero que se hizo fue sacar la temperatura promedio en la pared de la tubería. Para lograr este objetivo se sacó un promedio entre la temperatura promedio del agua y la temperatura a la cual está circulando el lodo. Para cada temperatura en el perfil y con la ayuda de la tabla de viscosidades de líquidos a 1 atm del Anexo 1A y la figura del Anexo 1B se logró determinar la viscosidad del agua.^[28] Posteriormente, se obtuvo la conductividad térmica del agua utilizando la tabla de conductividades térmicas del anexo 2 y utilizando la ecuación 2.6 se calculó el número de Reynolds.^[28] Todos los datos calculados y obtenidos se reemplazaron en la ecuación 2.7 para obtener el coeficiente de transferencia de calor externo de la película, h_0 . A continuación se muestran las tablas de los cálculos del coeficiente de transferencia de calor exterior de la película para los tres materiales.

Tabla 5.3: Cálculos para determinar el coeficiente de transferencia externo de la película de los tres materiales

Temperatura del lodo a la entrada	Temperatura en la pared	Viscosidad del agua	Conductividad térmica del agua	Numero de Reynolds	Coficiente externo de la película
$T_{l \text{ lodo}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_w [^{\circ}\text{C}]$	$\mu_{\text{agua}} [\text{Ns/m}^2]$	$k_{\text{agua}} [\text{W/m}\cdot\text{K}]$	N_{re}	$h_0 [\text{W/m}^2\cdot\text{K}]$
20.0	36.3	0.000760	0.621	1671	2032
21.0	36.8	0.000750	0.622	1693	2042
22.0	37.3	0.000746	0.622	1702	2048
23.0	37.8	0.000742	0.623	1712	2054
24.0	38.3	0.000730	0.624	1740	2067
25.0	38.8	0.000720	0.624	1764	2078
26.0	39.3	0.000709	0.625	1791	2091
27.0	39.8	0.000700	0.625	1814	2102
28.0	40.3	0.000690	0.626	1841	2114
29.0	40.8	0.000686	0.627	1851	2120
30.0	41.3	0.000675	0.627	1881	2134

Por otro lado se realizaron los cálculos correspondientes a la parte interna de la película, que a su vez corresponde al lado del tubo por donde circula el lodo. De igual manera, para el

perfil de temperatura del lodo se determinó su viscosidad y su conductividad térmica.^[28] Con esos datos se procedió a determinar el número de Prandtl utilizando la ecuación 2.10 y de la misma manera que en el lado de la carcasa con la ecuación 2.11 se calculó el número de Reynolds para el lodo. Ya que el coeficiente interno depende del número de Nusselt, se reemplazó el número de Reynolds y el de Prandtl en la ecuación 2.9. Una vez obtenido el número de Nusselt se procedió a determinar el coeficiente de transferencia de calor interior de la película utilizando la ecuación 2.8. A continuación se muestra la Tabla 5.4 con los datos obtenidos para los tres materiales.

Tabla 5.4: Cálculos para determinar el coeficiente de transferencia de calor interior para los tres materiales

Temperatura del lodo a la entrada	Viscosidad del lodo	Conductividad térmica del lodo	Numero Prandtl	Numero Reynolds	Numero Nusselt	Coficiente interno de la película
$T_{1 \text{ lodo}} [^{\circ}\text{C}]$	$\mu_{\text{lodo}} [\text{Ns/m}^2]$	$k_{\text{lodo}} [\text{W/m}\cdot\text{K}]$	N_{pr}	N_{re}	Nu	$h_i [\text{W/m}^2\cdot\text{K}]$
20.0	0.00103	0.602	7.17	12916	80.8	3826
21.0	0.00101	0.603	7.02	13172	81.5	3869
22.0	0.00100	0.604	6.93	13304	81.9	3894
23.0	0.00096	0.605	6.64	13858	83.5	3980
24.0	0.00095	0.606	6.55	14019	83.9	4008
25.0	0.00093	0.608	6.41	14305	84.8	4055
26.0	0.00092	0.609	6.29	14540	85.4	4094
27.0	0.00090	0.610	6.18	14782	86.1	4133
28.0	0.00088	0.611	5.99	15204	87.2	4198
29.0	0.00085	0.612	5.81	15652	88.4	4265
30.0	0.00085	0.614	5.77	15744	88.7	4283

Ya obtenidos los dos coeficientes de transferencia de calor de las películas se determinó el coeficiente de transferencia de calor global del sistema utilizando la ecuación 2.5. Para cada temperatura de entrada del lodo se calculó la diferencia de temperatura media logarítmica utilizando la ecuación 2.12. Posteriormente utilizando la ecuación 2.13 se determinó la cantidad de calor que se debe entregar al lodo para poder subir la temperatura hasta 36 °C. Una vez obtenido el calor que debe absorber el lodo se puede calcular la cantidad de agua por unidad de

tiempo que se requiere para calentar el lodo. Para este propósito se utilizó la ecuación 2.13 con el mismo calor requerido para el lodo y las temperaturas del agua propuestas en la Tabla 5.1 y despejando para el flujo másico del agua \dot{m} se logró obtener la cantidad necesaria de agua que se debe añadir al intercambiador para calentar el lodo a 36 °C. Con todos los datos obtenidos se calculó el área necesaria para el intercambio de calor entre el agua y el lodo. La ecuación utilizada fue la 2.4 y conociendo la forma cilíndrica de la tubería y utilizando la ecuación 2.14 se determinó el largo de tubería que se necesita instalar en el intercambiador para que se dé el intercambio que se desea y poder subir la temperatura del lodo. Las siguientes tablas muestran los resultados obtenidos para cada material.

Tabla 5.5: Determinación del área de transferencia y de la longitud de tubería con el nuevo coeficiente de transferencia de calor global del sistema (hierro galvanizado)

Temperatura del lodo a la entrada	Coficiente global del sistema	Diferencia de temp. media logarítmica	Flujo Calórico	Flujo másico de agua	Area de transferencia	Longitud de tubería
T_1 lodo [°C]	U_d [W/°C·m ²]	ΔT_{ML} [°C]	Q [J/s]	\dot{m}_h [kg/s]	A [m ²]	$h_{tubería}$ [m]
20.0	1321	9.46	8890	0.425	0.712	11.9
21.0	1330	9.10	8334	0.398	0.688	11.5
22.0	1336	8.74	7779	0.372	0.666	11.1
23.0	1348	8.37	7223	0.345	0.640	10.7
24.0	1357	8.00	6667	0.318	0.614	10.3
25.0	1367	7.61	6112	0.292	0.587	9.8
26.0	1377	7.21	5556	0.265	0.559	9.3
27.0	1386	6.81	5001	0.239	0.530	8.9
28.0	1399	6.38	4445	0.212	0.498	8.3
29.0	1409	5.94	3889	0.186	0.464	7.8
30.0	1417	5.48	3334	0.159	0.429	7.2

Tabla 5.6: Determinación del área de transferencia y de la longitud de tubería con el nuevo coeficiente de transferencia de calor global del sistema (cobre)

Temperatura del lodo a la entrada	Coficiente glogal del sistema	Diferencia de temp. media logaritmica	Flujo Calórico	Flujo másico de agua	Area de transferencia	Longitud de tuberia
T_1 lodo [°C]	U_d [W/°C·m ²]	ΔT_{ML} [°C]	Q [J/s]	m_h [kg/s]	A [m ²]	$h_{tuberia}$ [m]
20.0	1326	9.46	8890	0.425	0.709	11.8
21.0	1336	9.10	8334	0.398	0.686	11.5
22.0	1341	8.74	7779	0.372	0.664	11.1
23.0	1353	8.37	7223	0.345	0.637	10.7
24.0	1363	8.00	6667	0.318	0.612	10.2
25.0	1373	7.61	6112	0.292	0.585	9.8
26.0	1383	7.21	5556	0.265	0.557	9.3
27.0	1392	6.81	5001	0.239	0.528	8.8
28.0	1405	6.38	4445	0.212	0.496	8.3
29.0	1415	5.94	3889	0.186	0.462	7.7
30.0	1423	5.48	3334	0.159	0.427	7.1

Tabla 5.7: Determinación del área de transferencia y de la longitud de tubería con el nuevo coeficiente de transferencia de calor global del sistema (acero)

Temperatura del lodo a la entrada	Coficiente glogal del sistema	Diferencia de temp. media logaritmica	Flujo Calórico	Flujo másico de agua	Area de transferencia	Longitud de tuberia
T_1 lodo [°C]	U_d [W/°C·m ²]	ΔT_{ML} [°C]	Q [J/s]	m_h [kg/s]	A [m ²]	$h_{tuberia}$ [m]
20.0	1310	9.46	8890	0.425	0.718	12.0
21.0	1319	9.10	8334	0.398	0.694	11.6
22.0	1325	8.74	7779	0.372	0.672	11.2
23.0	1337	8.37	7223	0.345	0.645	10.8
24.0	1346	8.00	6667	0.318	0.620	10.4
25.0	1356	7.61	6112	0.292	0.592	9.9
26.0	1365	7.21	5556	0.265	0.564	9.4
27.0	1375	6.81	5001	0.239	0.535	8.9
28.0	1387	6.38	4445	0.212	0.502	8.4
29.0	1397	5.94	3889	0.186	0.468	7.8
30.0	1405	5.48	3334	0.159	0.433	7.2

Como se puede observar en las Tablas 5.9 a 5.11 los datos para el área y longitud de tubería que se obtuvieron con los tres materiales son muy similares por lo que cualquiera de los tres materiales serviría para la construcción del intercambiador.

5.2. *Diseño y construcción del intercambiador de calor*

Para la construcción del intercambiador se realizó un análisis sobre la forma que este debía tener. Las opciones que se tenían son los intercambiadores antes vistos en los fundamentos teóricos. En literatura se encontró que el intercambiador más utilizado para calentar lodos es el de doble tubo.^[29] Aquí se analizará todas las opciones de intercambiadores para escoger la mejor opción para su funcionamiento y construcción.

El intercambiador de placas es muy efectivo para el intercambio de calor ya que tiene un gran área de intercambio, pero sus canales en las placas tienen un diámetro muy pequeño, entre 3-10 mm, y provocaría taponamientos por los sólidos contenidos en el lodo.^[23] Además la construcción de un intercambiador de placas es más complicada que los otros intercambiadores ya que se debe construir de tal forma que armado quede totalmente hermético, pero que a su vez sea de fácil manipulación para sacar las placas individualmente para su limpieza y mantenimiento.

El intercambiador de tubo aleteado se utiliza cuando se requiere de un área de transferencia bastante grande. En el caso de este proyecto el área de transferencia no es muy grande por lo que en la tubería del intercambiador no es necesario añadir aletas. Además comúnmente se utiliza el intercambiador de tubo aleteado cuando el fluido que enfría es aire.

El intercambiador de doble tubo también es muy efectivo para la transferencia de calor pero su construcción es bastante complicada en la parte de los codos ya que es difícil soldar dos codos de diferentes tamaños con los materiales que se van a utilizar. Además requiere un gran espacio para utilizar la tubería de longitud calculada. Por otra parte el intercambiador en espiral es muy útil ya que ahorra mucho espacio por ser compacto. Su desventaja es que por su construcción el flujo del biorreactor también puede perder mucha presión y no sería efectivo el intercambio.

El intercambiador de tubo y carcasa es muy efectivo para el intercambio de calor ya que el fluido para calentar la tubería pasa por los tubos del intercambiador y el fluido que fluye por la parte externa de los tubos tiene turbulencia lo cual hace que el intercambio sea mejor. Un arreglo posible de los tubos internos de este tipo de intercambiadores de calor es el de una serie de tubos por donde pasaría el lodo. Para que el lodo se distribuya por los tubos se requiere de cámaras a los extremos del intercambiador lo cual genera una gran pérdida de presión y ya que el flujo al que recircula el lodo por el biorreactor es bajo se perdería totalmente la presión y no habría recirculación. Otro tipo de arreglo es el de un solo tubo doblado en forma de serpentín. Al doblar el tubo de esa forma se ahorra mucho espacio y además el fluido que fluye por el interior del tubo no pierde mucha presión.

Una vez analizadas todas las opciones de los intercambiadores se decidió escoger la mejor opción para el laboratorio. Principalmente se decidió unir dos tipos de intercambiadores basándonos en sus ventajas. Se decidió construir un intercambiador de tubo y carcasa por su fácil construcción y su efectividad en el intercambio de calor. El área de intercambio se realizó por un solo tubo enrollado en forma de serpentín para optimizar el espacio requerido para el intercambio. Al tubo se decidió hacerlo como serpentín basándonos en las ventajas del intercambiador en espiral de ser muy compacto. Así vamos a tener la ventaja de un buen intercambio de calor por la carcasa y el tubo y vamos a ahorrar en espacio y material por el serpentín.

Para la selección del tipo de intercambiador de calor que se debía construir también hay que analizar la parte económica. Ya que todos los materiales daban una misma área de transferencia, la opción para seleccionar un material es la más barata. Se analizaron los precios y se encontró que entre el hierro galvanizado y el cobre no existía una gran diferencia de precio, siendo el cobre un poco más costoso. El cobre además tiene la propiedad de que no se oxida fácilmente y va a poder resistir los ataques del agua y del lodo. Al contrario del hierro galvanizado que se corroe muy fácilmente. En lo que se refiere al acero, el precio fue más caro que los otros por sus propiedades como material, pero el intercambiador no requiere de muchas resistencias hacia los fluidos que se están utilizando por lo que este material quedó descartado. Dada la poca diferencia entre el cobre y el hierro galvanizado y como el cobre tiene la ventaja que se le puede doblar en cualquier forma mientras que el hierro galvanizado no se puede doblar, se decidió utilizar cobre como material para la tubería del intercambiador.

Para la construcción del tubo interior, se encontró que la longitud de tubería de cobre más larga que se vende en el mercado es de seis metros. En los cálculos se obtuvo una longitud de tubería de siete metros. Sin embargo se decidió comprar una sola tubería y no acoplar un metro más para que no haya fugas ni uniones soldadas que puedan provocar corrosión del material o que el agua de calentamiento ingrese a la tubería por donde pasa el lodo. Se compró un tubo de cobre flexible para que sea más fácil doblarlo ya que el tubo rígido hubiera resultado difícil.

Lo primero que se hizo una vez obtenido el tubo fue llevar el tubo donde un soldador para que pueda doblar el tubo en la forma de serpentín. Para poder lograr la curvatura se requería de calor y de mucha paciencia para no romper el tubo. El diámetro mínimo que el soldador pudo doblar para que el tubo no se arrugue ni se rompa fue de 25 cm. El tanque que se consiguió para la carcasa no superaba los 40 cm de largo, por lo que se hacía posible meter el serpentín dentro del tanque con el diámetro al que se le pudo doblar.

Se logró doblar el tubo e introducirlo en el tanque sin problema y que los dos extremos estén ubicados en el mismo lado del serpentín. Para conectar el serpentín con la tubería de lodos se soldaron dos codos de cobre a los extremos del serpentín y se soldó un pedazo de tubo de 10 cm en cada extremo para que salga del tanque. A la tubería que sale del intercambiador también se le soldó una unión roscada para que se pueda conectar a la tubería de recirculación del biorreactor. El acople que sale fue soldado al tanque para que no haya fugas de agua. La Figura 5.1 muestra el tanque con el serpentín. Se puede ver como al final del tubo se le colocó un codo y en la Figura 5.2 se ve el acople que sale de la carcasa y que fue soldado al codo del interior del tanque.



Figura 5.1: Serpentín dentro del tanque



Figura 5.2: Acoples que salen del tanque y están soldados tanto al tanque como al serpentín

Por otro lado se debía conectar la entrada y salida de agua a la carcasa, por lo que al otro extremo de la entrada y la salida del tubo de cobre se decidió soldar dos bushings de $\frac{1}{2}$ pulgada ya que las tuberías de agua por lo general tienen un diámetro de $\frac{1}{2}$ pulgada. El bushing inferior fue puesto casi al filo inferior del tanque para que sea fácil la evacuación de agua en el caso de ser necesario. El bushing superior fue puesto sobre el serpentín con el fin de que el tubo de cobre siempre esté cubierto con agua. La Figura 5.3 muestra un tubo de $\frac{1}{2}$ pulgada unido al

busching superior. Cualquier tubería de $\frac{1}{2}$ pulgada puede ser enroscada en el busching del tanque.



Figura 5.3: Busching superior para salida de agua unido a un acople de hierro galvanizado

Para calentar el agua se decidió utilizar una resistencia eléctrica, la cual fue sacada de un tanque eléctrico. Para poder acoplar la resistencia al intercambiador se soldó un busching de $1\frac{1}{4}$ pulgadas en la parte inferior donde se roscó la resistencia. En la Figura 5.4 se muestra el tanque con el serpentín y en el fondo se puede ver el busching soldado para la resistencia eléctrica. La Figura 5.5 muestra la resistencia eléctrica, que se utilizará para el calentamiento del agua enroscada, en el busching de $1\frac{1}{4}$ pulgadas.



Figura 5.4: Busching en el fondo del tanque para acoplar la resistencia eléctrica



Figura 5.5: Resistencia conectada al intercambiador

Una vez realizadas todas las soldaduras, se prosiguió a pintar el tanque para evitar corrosión. La Figura 5.6 muestra el intercambiador tapado antes de ser pintado y la Figura 5.7 muestra el intercambiador después de ser pintado. Concluido el proceso de pintura y de secado el

intercambiador quedó listo para ser probado y posteriormente ser instalado en el sistema de recirculación del biorreactor.



Figura 5.6: Intercambiador antes de ser pintado



Figura 5.7: Intercambiador después de ser pintado

Una vez terminada su construcción se conectó al biorreactor, la Figura 5.8 muestra el intercambiador conectado al sistema de recirculación. Además se puede ver en la tubería del intercambiador de calor un bypass que permite o no el paso del lodo a través del intercambiador

de calor. También sirve para que la recirculación no deje de funcionar en caso de que haya que hacer mantenimiento del intercambiador.



Figura 5.8: Intercambiador de calor conectado al sistema de recirculación del biorreactor



Figura 5.9: Intercambiador de calor conectado al sistema de recirculación y bypass

Concluida la construcción se procedió a determinar el costo del intercambiador. La Tabla 5.8 que se muestra a continuación muestra los precios de los accesorios utilizados para la construcción del intercambiador y para su instalación en la tubería de recirculación del biorreactor. Además muestra los precios de mano de obra de las personas que ayudaron a construir el intercambiador de calor.

Tabla 5.8: Lista de precios para construcción e instalación del intercambiador de calor

Cantidad	Descripción	Precio \$
1	Tubería de cobre flexible 3/4 pulgada 6 mts	46.80
2	Terminales de cobre macho 3/4 pulgada	3.10
2	Neplo de hierro galvanizado 1/2 pulgada	1.68
2	Codo de cobre 90° 3/4 pulgada	1.76
1	Confección de espiral tubo de cobre	15.00
1	Tanque de agua	5.40
1	Soldadura de acoples y neplos	30.00
1	Busching de hierro galvanizado 2 pulg. a 1/2 pulg.	2.24
1	Contactador 18A	34.44
Total \$		140.42

6. Resultados y Discusión

La primera puesta en marcha del intercambiador se realizó en frío, es decir que se hicieron pruebas de funcionamiento antes de ser conectado al biorreactor. El fluido utilizado en este caso tanto para el calentamiento como para el enfriamiento fue agua. Las pruebas constaron de dos partes: pruebas de calentamiento y pruebas de enfriamiento. Primero se realizaron las pruebas de calentamiento las cuales consistieron en calentar el agua de la carcasa por medio de la resistencia hasta 40 °C y luego hacer pasar agua fría a diferentes flujos por el serpentín interior para determinar cuánto se calienta. Las pruebas de calentamiento se dividieron en dos partes, la primera utilizando factores externos para mezclar el agua de la carcasa, y la segunda dejando que el agua circule por convección natural. Para todas las pruebas se tomó el agua fría directo de la toma de agua y se le unió al tubo de cobre del serpentín por medio de una manguera. Para medir el flujo se utilizó un cronómetro para medir el tiempo que se demora en llenar una probeta de 500 mL. La Tabla 6.1 muestra los resultados de la primera prueba de calentamiento con agitación externa. En la tabla se puede apreciar que la temperatura de entrada del agua fría es constante, al igual que la temperatura del agua caliente dentro del tanque. En la Tabla 6.1 también se ve que con menor flujo la temperatura del líquido frío subió en 18 °C y la temperatura del agua caliente bajó solo 1 °C. Es así que se concluyó que el material tiene un gran coeficiente de transferencia de calor. El agua caliente solo disminuyó un grado de temperatura porque el tanque contiene mucho más fluido que lo que pasa por la tubería. Analizando el último valor del flujo de la tabla se puede apreciar que la temperatura del agua fría sube 3.5 °C mientras en el lado del agua caliente la temperatura bajó 7 °C, ya que el flujo del agua fría circulante por la tubería era tan grande que no alcanzaba a ser calentada y en vez enfriaba la tubería y ésta a su vez enfriaba el agua caliente. El flujo al que va a trabajar el biorreactor es de aproximadamente 133.33 mL/s, comparando este valor con los flujos de la Tabla 6.1 vemos que el lodo puede subir entre 3-4 °C utilizando agua de calentamiento a una temperatura de 40 °C por lo que llegar a la temperatura óptima de 36 °C va a ser fácil y el control va a poder ser efectivo haciendo que no se exceda la temperatura óptima del biodigestor.

Tabla 6.1: Resultados de la prueba de calentamiento con agitación externa del agua de calentamiento

Flujo agua fría	Temp agua fría entrada	Temp agua fría salida	Temp agua caliente entrada	Temp agua caliente salida	Diferencia de temp. media logaritmica	Flujo Calórico
m_c [ml/s]	$T_{C\ in}$ [°C]	$T_{C\ out}$ [°C]	$T_{h\ in}$ [°C]	$T_{h\ out}$ [°C]	ΔT_{ML}	Q [W]
25.39	16	34	40	39	5.88	3012.94
29.59	16	33	40	39	5.65	2892.91
56.75	16	31	40	38	6.45	3305.09
62.75	16	29	40	38	5.88	3010.42
71.02	16	27	40	37	6.16	3154.14
82.92	16	25	40	36	6.17	3158.50
99.21	16	22	40	35	5.48	2809.68
116.55	16	21.5	40	35	5.25	2687.36
131.49	16	20	40	34	4.93	2526.80
155.76	16	19.5	40	33	5.05	2586.65

Concluida la prueba con agitación externa se decidió realizar pruebas sin agitación. La Tabla 6.2 muestra los resultados obtenidos. Analizando los primeros datos se puede observar que la temperatura del agua fría aumentó en 19 °C y la temperatura del agua caliente disminuyó 2 °C. Comparando con la prueba utilizando agitación se puede determinar que la convección natural es más efectiva que la agitación y que se está transfiriendo más calor al fluido frío, lo cual es nuestro objetivo. Todos los datos de los resultados con convección natural muestran en general un mayor ΔT_{ML} lo cual significa que para un calor determinado que se quiere calentar o enfriar se requiere de menor área de transferencia para realizar el intercambio y por tanto el intercambiador va a ser más efectivo.

Tabla 6.2: Resultados de la prueba de calentamiento sin agitación del agua de calentamiento

Flujo agua fría	Temp agua fría entrada	Temp agua fría salida	Temp agua caliente entrada	Temp agua caliente salida	Diferencia de temp. media logaritmica	Flujo Calórico
m_c [ml/s]	$T_{C\ in}$ [°C]	$T_{C\ out}$ [°C]	$T_{h\ in}$ [°C]	$T_{h\ out}$ [°C]	ΔT_{ML}	Q [W]
25.44	16	35	40	38	7.55	3868.23
33.83	16	34	40	38	7.28	3730.27
47.92	16	34	40	37	8.37	4288.51
66.25	16	33	40	36	8.98	4602.50
76.21	16	31	40	36	8.32	4263.20
84.13	16	29	40	35	8.37	4288.93
97.52	16	28	40	35	8.00	4095.93
119.01	16	24	40	35	6.38	3269.75
126.37	16	22.5	40	34	6.25	3199.95
151.59	16	19	40	34	4.33	2217.13

Una vez realizadas las pruebas de calentamiento se decidió realizar pruebas de enfriamiento para el caso en que el biorreactor exceda su temperatura óptima. Se utilizó un flujo en el serpentín con tres temperaturas diferentes, 60, 40 y 30 °C. La temperatura de enfriamiento que pasa por la carcasa fue de 17 °C. Como se puede ver en la Tabla 6.3 a la temperatura más caliente con el flujo similar al que opera el reactor, la temperatura desciende en 10 °C. A la temperatura de 40 °C, que sería una posibilidad real a la que el biorreactor pueda subir, y con el flujo parecido al del biorreactor la temperatura bajó en 6 °C por lo que en caso de que la temperatura exceda los 36 °C óptimos se le va a poder controlar y enfriar utilizando agua como refrigerante.

Tabla 6.3: Resultados prueba de enfriamiento

Flujo agua fría	Temp agua caliente entrada	Temp agua caliente salida	Temp agua fría entrada	Temp agua fría salida	Diferencia de temp. media logaritmica	Flujo Calórico
m_c [ml/s]	$T_{h\ in}$ [°C]	$T_{h\ out}$ [°C]	$T_{C\ in}$ [°C]	$T_{C\ out}$ [°C]	ΔT_{ML}	Q [W]
86.24	60	46	16	21	8.74	4477.76
112.79	60	50	16	20	6.55	3354.38
135.11	60	53	16	20	5.36	2746.16
79.63	40	29	16	20	6.92	3544.73
99.06	40	32	16	19	5.10	2611.39
137.81	40	34	16	19	4.33	2217.13
89.15	30	22	16	18	4.33	2217.13
105.37	30	25	16	18	3.27	1677.19
137.44	30	26.5	16	17.5	2.36	1209.17

Posterior a las pruebas realizadas en el intercambiador y viendo que se obtuvieron buenos resultados se decidió conectar el intercambiador de calor al sistema de recirculación del biorreactor. Una vez conectado se llenó el intercambiador con agua; el biorreactor estaba funcionando a 38 °C y al pasar por el intercambiador se enfrió a 35 °C en quince minutos y el agua del intercambiador se calentó de 15 °C a 35 °C. Esa temperatura se mantuvo por el calor que la bomba aporta al sistema, al igual que el calor que se genera por el metabolismo de las bacterias. Posteriormente se conectó la resistencia del intercambiador al sistema automático de control para que se prenda automáticamente de acuerdo a la temperatura que se quiere mantener en el biorreactor. Se decidió mantener el biorreactor a 36 °C. La resistencia se prendió y se calentó hasta 36 °C, al llegar a esta temperatura se apagó el sistema de control y por ende la resistencia.

Cada vez que se alimenta el biorreactor la temperatura baja hasta 34°C y se demora aproximadamente una hora en calentar hasta 36°C. Este tiempo se debe a que el volumen del reactor es grande y la temperatura del agua que calienta la resistencia no supera los 45°C para que las bacterias que pasan por la tubería no se mueran. Ahora la persona encargada puede calibrar la temperatura a la que quiere trabajar para lograr una producción óptima de biogás.

Una vez que se instaló y se puso en marcha el intercambiador de calor, se determinó la eficiencia del mismo. Para lograr sacar la eficiencia se determinó la relación entre la cantidad de calor que absorbe el lodo y la que pierde el agua. Para el cálculo del valor de la eficiencia se dividió la masa del lodo dentro del reactor multiplicado por su capacidad calorífica y el cambio de temperatura luego de pasar por el intercambiador, para la masa de agua dentro del intercambiador multiplicado por su capacidad calorífica y el cambio de temperatura luego de que el lodo pasó por el intercambiador de calor. En la ecuación 6.1 se ve los parámetros utilizados para determinar la eficiencia del intercambiador de calor.

$$\mu = \frac{m_{agua} * C_p \text{ agua} * \Delta T_{agua}}{m_{lodo} * C_p \text{ lodo} * \Delta T_{lodo}} \quad 6.1$$

Los cambios de temperatura fueron medidos manualmente con un termómetro. Para este diseño se determinó que la eficiencia es de 40.31%, es decir que en cada pasada el lodo absorbe ese porcentaje de calor del agua. Cabe resaltar que mientras se agrega calor al agua, la resistencia sigue prendida y dando calor al agua por lo que para el cálculo de la eficiencia se apagó la resistencia y se dejó que el lodo suba a 36°C.

7. Control y operación del intercambiador

Para el control automático de la temperatura en el biodigestor se utilizó un controlador MT-543R y un sensor de temperatura PT100. El sensor de temperatura se encuentra conectado al biorreactor. El sistema de control lee la temperatura del biorreactor y enciende o apaga la resistencia del intercambiador. La resistencia del intercambiador funciona a 220V y se le puede regular la temperatura. Esta resistencia se enciende o se apaga dependiendo de la temperatura a la que se encuentra el agua del tanque. Es así que se tendrá dos dispositivos de seguridad para que el intercambiador no se exceda en temperatura y mate las bacterias que pasan por la tubería.

Para que el controlador encienda o apague la resistencia del intercambiador se instaló un contactor en el panel de control. Este contactor lee la temperatura de la RTD “Resistive temperatura device” del biorreactor y dependiendo del valor enciende o apaga la resistencia. El circuito eléctrico que se instaló se describe a continuación en la Figura 7.1.

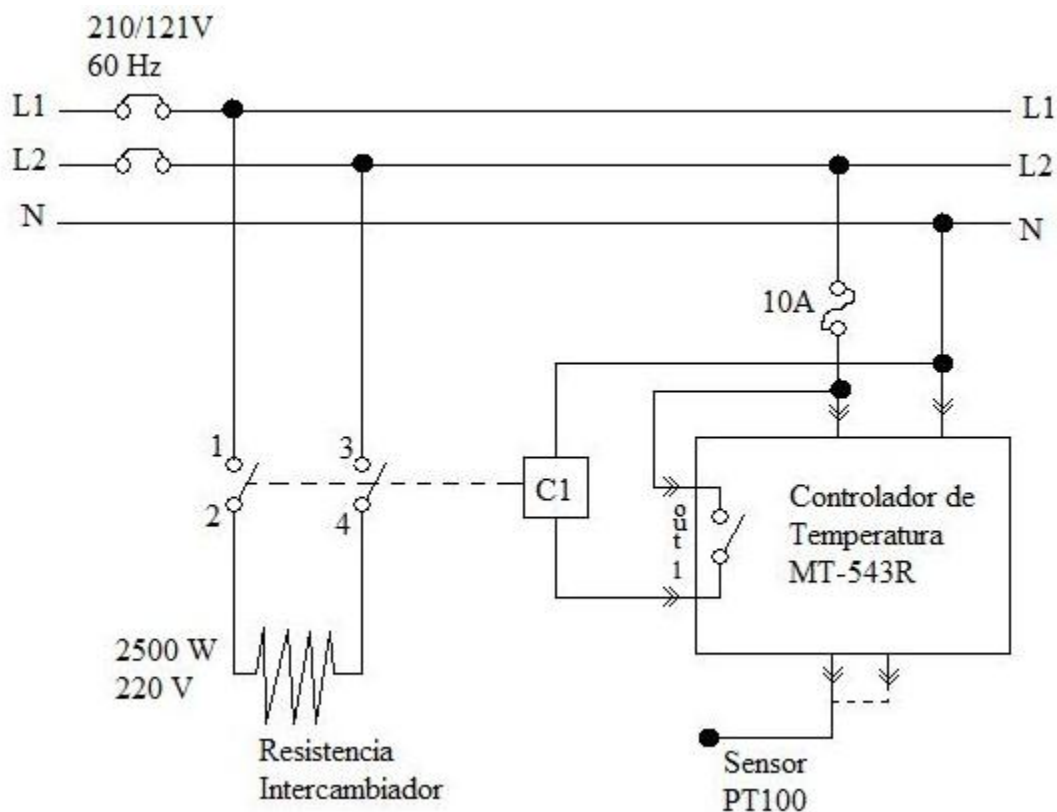


Figura 7.1: Circuito eléctrico del controlador del intercambiador de calor

En la Figura 7.1 se muestra el circuito eléctrico donde L1 y L2 son las fases que vienen directo del medidor, N es la fase neutro, C1 es el contactor que enciende o apaga la resistencia del intercambiador de calor dependiendo del valor que lee la RTD del biorreactor.

Una vez instalado el sistema de control se determinó la ecuación de diseño. Para esto se hizo un diagrama del sistema y se realizó un balance de energía alrededor del intercambiador de calor y del biorreactor. La Figura 7.2 muestra como es el diagrama de flujo del proceso con el sistema de control.

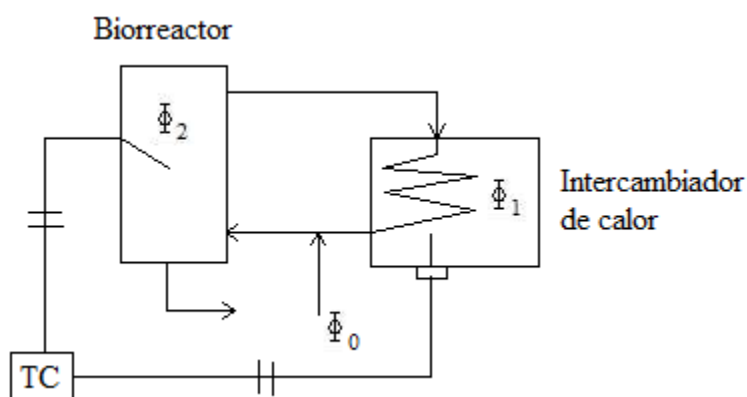


Figura 7.2: Diagrama del proceso con el sistema de control

El sistema consiste en un elemento de segundo orden que está dividido en el intercambiador de calor, donde existe una resistencia la cual calienta el agua de la carcasa y una capacitancia que es el volumen de agua donde se almacena calor, y el biorreactor, donde la resistencia es la capacidad del lodo en calentarse a través del tubo de cobre y la capacitancia es el volumen del lodo en el biorreactor donde se almacena la energía ganada. Realizando un balance térmico en el biorreactor se obtuvo la siguiente expresión:

$$\dot{V}_{lodo} \rho_{lodo} C_{p_{lodo}} (T_0 - T_2) + UA(T_1 - T_2) = V_{reactor} \rho_{lodo} C_{p_{lodo}} \frac{dT_2}{dt} \quad 7.1$$

donde \dot{V}_{lodo} es el caudal de recirculación del lodo, ρ_{lodo} es la densidad del lodo, $C_{p_{lodo}}$ es la capacidad calorífica del lodo, T_0 es la temperatura de la alimentación, T_2 es la temperatura del

biorreactor, T_1 es la temperatura del agua del intercambiador de calor, U es el coeficiente global de transferencia de calor y A es el área de intercambio. De igual manera se realizó un balance de energía en el intercambiador de calor y se obtuvo la siguiente expresión:

$$Q_{resistencia} - Q_{intercambiador} = V_{carcasa} \rho_{agua} C_{p,agua} \frac{dT_1}{dt} \quad 7.2$$

donde $Q_{resistencia}$ es el calor de la resistencia eléctrica que tiene un valor de 2.5 kW. Utilizando las definiciones previamente mencionadas y reemplazando $V_{reactor} \rho_{lodo} C_{p,lodo} = C_1$, $V_{carcasa} \rho_{agua} C_{p,agua} = C_2$, $UA = R_1$ y $\dot{V}_{lodo} \rho_{lodo} C_{p,lodo} = R_2$ se logró obtener el diagrama de bloques. En el diagrama Φ_2 es la temperatura del biorreactor que lee la RTD, además es la variable de salida del sistema, Φ_1 es la temperatura de la carcasa del intercambiador y la variable de alteración del sistema, Φ_0 es la temperatura de la alimentación y la variable de entrada del sistema, Φ_{set} es la temperatura del punto de consigna y Así el controlador compara la temperatura del punto de consigna con la temperatura del biorreactor y enciende o apaga la resistencia según sea necesario. A continuación se muestra la Figura 7.3 con el diagrama de bloques del sistema.

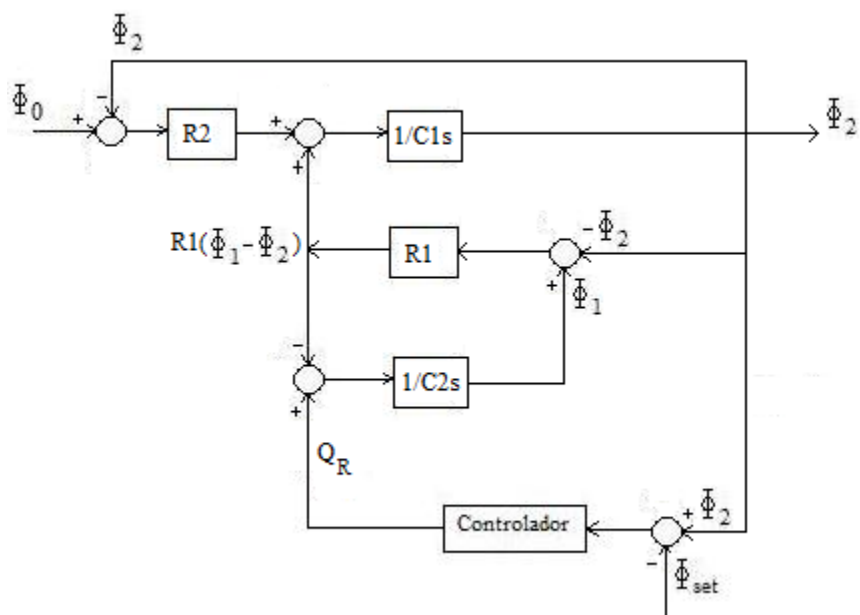


Figura 7.3: Diagrama de bloques del sistema de control

En el diagrama de bloques se puede ver que la temperatura del biorreactor se compara con la temperatura del punto de consigna Φ_2 del controlador, si la temperatura del biorreactor es menor automáticamente el controlador mandara un calor expresado en $Q_{\text{resistencia}}$. Este calor se compara con el calor del agua del intercambiador. Si el agua llega a la temperatura deseada se apaga la resistencia y la temperatura del agua se compara con la temperatura del biorreactor y ocurre el intercambio de calor. R_1 es la resistencia de la tubería de cobre. La temperatura del biorreactor también se compara con la temperatura de alimentación y existe un intercambio de calor interno dentro del biorreactor. Con el diagrama de bloque y las ecuaciones del balance energético se logró determinar la ecuación de transmitancia, la cual se expresa de la siguiente manera:

$$\frac{\phi_2}{\phi_0} = \frac{1/R_1}{T^2 s^2 + 2\xi T s + 1} \quad 7.3$$

donde

$$T^2 = \frac{C_1 C_2}{R_1 R_2} \quad 7.4$$

$$2\xi T = \frac{R_1 C_1 + R_2 C_2 + R_1 C_2}{R_1 R_2} \quad 7.5$$

Una vez conectado todos los dispositivos de control se decidió poner el punto de consigna en 36°C. Se abrió la recirculación y el lodo empezó a pasar por el intercambiador. Se demoró aproximadamente una hora en calentarse desde 32 °C hasta 36 °C y cuando alcanzó esa temperatura el contactor se apagó y por ende la resistencia también. Actualmente la temperatura del intercambiador permanece constante en 36°C y se acciona cuando se alimenta al biorreactor ya que la alimentación ingresa a menor temperatura y enfría el contenido del biorreactor. En general en cada alimentación la temperatura disminuye hasta 34°C y se demora aproximadamente una hora en calentarse hasta la temperatura óptima.

Este proceso fue simulado en Matlab, ver modelo en Anexo 3. El modelo consiste en resolver las dos ecuaciones diferenciales del balance de energía simultáneamente mediante el

método de Euler. Este método consiste en aproximar una recta tangente a la curva derivada de la ecuación diferencial en un punto dado. La aproximación de la recta tangente es la solución del modelo. Como resultado de la simulación se obtuvo que para el intercambiador se tiene un sistema subamortiguado, es decir, la curva empieza en un valor fijo y se acerca al valor que se quiere llegar. Para el caso del biorreactor se obtuvo un sistema oscilatorio amortiguado, el cual oscila en la temperatura de consigna. La Figura 7.4 muestra el gráfico de cómo sube la temperatura en el intercambiador de calor y dentro del biorreactor. El gráfico inferior simula la temperatura del lodo y se comprobó que alcanza la temperatura de consigna en 0.9 h, lo cual concuerda con el tiempo que se midió manualmente.

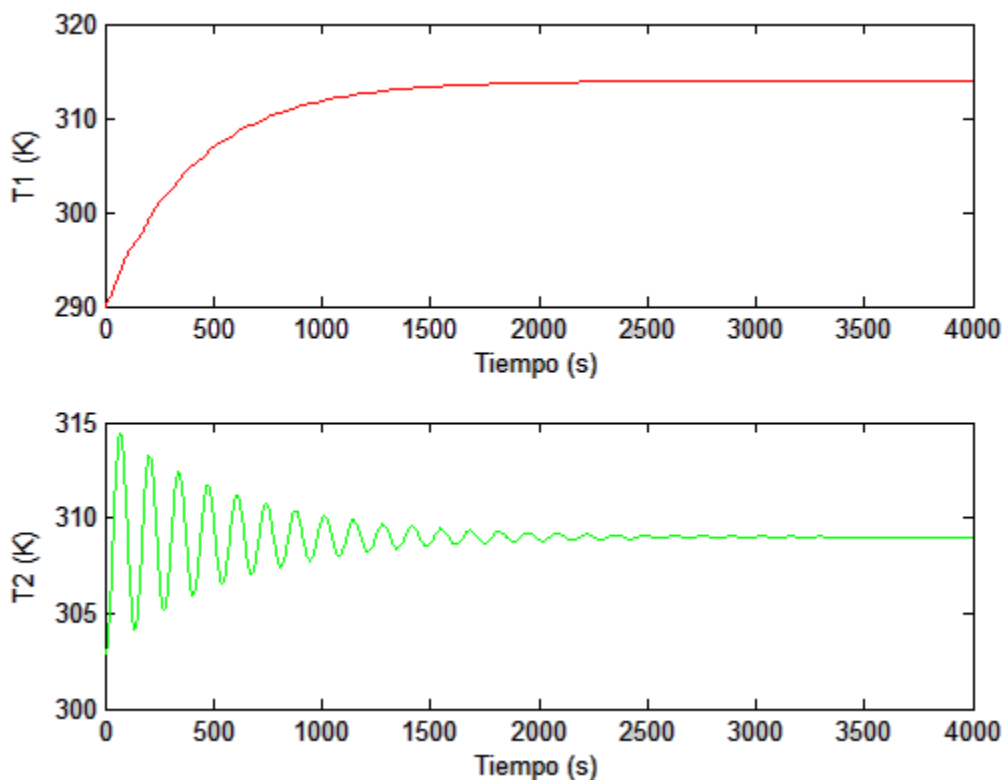


Figura 7.4: Resultado de la simulación del controlador en Matlab

8. Conclusiones y recomendaciones

Se investigó los diferentes tipos de intercambiadores de calor para escoger el más adecuado para controlar la temperatura en el biorreactor del Laboratorio de Desarrollo de Energías Alternativas de la USFQ LADEA. Primero se realizó un balance de energía del biorreactor para determinar si se necesitaba instalar un aislamiento. Con el balance de energía se determinó que las pérdidas de calor sin aislamiento del biorreactor son de -598.20 W, mientras que con aislamiento realizando nuevamente un balance de energía y se determinó que las pérdidas de calor del sistema son de -123.66 W, por lo que era necesario aislar el reactor. Para el aislamiento se utilizó lana de vidrio cubierta de aluminio para que refleje el calor. Las pérdidas de calor en el biorreactor se reduce con aislamiento en un 79.33%. Dado que todavía había que aportar con un poco de energía para mantener constante la temperatura de las bacterias se decidió construir el intercambiador de calor.

El intercambiador de calor escogido fue del tipo de tubo y carcasa que consta de un tanque o carcasa que en su interior pasa una tubería doblada en forma de serpentín. Esta forma de intercambiador fue elegida ya que provee de gran área de intercambio de calor y el espacio que ocupa es muy reducido. Una vez escogido el intercambiador de calor se procedió al diseño en sí. Mediante cálculos se conoció el calor que se necesitaba aportar al sistema y la longitud de tubería para que el lodo suba a 36 °C. Se hizo los análisis para tres materiales: hierro galvanizado, cobre y acero. La longitud de tubería necesaria fue similar para los tres materiales por lo que el material para la tubería fue elegido por su costo y por la capacidad de ser doblado y de resistir a los ataques de corrosión del lodo. Por tales motivos se decidió utilizar cobre como material para la tubería. Una vez construido el intercambiador de calor se prosiguió a hacer la puesta en marcha en frío. Este proceso se dividió en dos partes, pruebas de calentamiento y pruebas de enfriamiento. Para las pruebas de calentamiento se calentó el agua del intercambiador de calor con la resistencia y se pasó agua fría con diferentes flujos por el serpentín y se tomó los datos de cuanto se calienta el agua del interior del tubo. Para la prueba de enfriamiento se puso agua fría en el intercambiador de calor y se pasó agua con tres diferentes temperaturas por el interior del serpentín. Terminado esto se conectó el intercambiador de calor al sistema de recirculación del biorreactor, así el lodo va a estar en constante contacto con el agua caliente del intercambiador. Para el calentamiento del agua del intercambiador se utilizó una resistencia

eléctrica conectada a un sistema de control, el cual lee la temperatura del biorreactor y dependiendo del punto de consigna grabado en el controlador prende o apaga la resistencia del tanque. Terminadas estas pruebas se realizó la puesta en marcha en caliente donde se instaló el intercambiador de calor al biorreactor. Una vez conectado el intercambiador se demoró aproximadamente una hora en subir su temperatura de 28°C a 36°C donde actualmente permanece constante para una mejor producción de biogás. Para mantener la temperatura constante se instaló el sistema de control automático, el cual mide la temperatura del biorreactor mediante un RTD, compara con el punto de consigna y si se requiere que la temperatura suba, el sistema acciona la resistencia del intercambiador de calor. El agua del intercambiador de calor se calienta y transfiere ese calor al lodo. Una vez que el biorreactor alcanza la temperatura deseada, el controlador apaga la resistencia eléctrica. Para comprobar cómo funciona el controlador se realizó la simulación del sistema en Matlab y se comprobó exactamente los resultados que se vieron experimentalmente.

Se recomienda siempre mantener la temperatura de la resistencia eléctrica en no más de 45°C ya que el agua del tanque, a pesar que el sistema de control apaga la resistencia, permanece a una temperatura alta y por tanto el lodo del biorreactor aumentará su temperatura. Además comprobar siempre que no se tape la bomba de recirculación ya que el lodo que no circula en el intercambiador aumenta drásticamente su temperatura y mata a todos los organismos del lodo. Así si se cumplen todas las recomendaciones el intercambiador va a ser una herramienta muy útil para mantener constante la temperatura del biorreactor. Actualmente se cumplieron todos los objetivos, el intercambiador fue diseñado con éxito y funciona automáticamente con el sistema de control.

9. Referencias

- ¹ Uri Marchaim, *Biogas processes for sustainable development*, Food and agriculture organization, 1992, pp 101-115.
- ² Shuler Michael, Kargi Fikret, *Bioprocess Engineering*, Prentice Hall, 2007, pp 155-191.
- ³ David P. Chynoweth, Ron Isaacson, *Anaerobic digestion of biomass*, 1987, pp 18-24.
- ⁴ Dieter Deublein, Angelika Steinhauser, *Biogas from waste and renewable resources*, Wiley-VCH, 2008, pp 323-326.
- ⁵ David House, *The biogas handbook*, House Press, 3rd edition, 2006, pp 67-75.
- ⁶ Noel de Nevers, *Fluid Mechanics for Chemical Engineers*, Mc Graw Hill, 3rd edition, 2005, pp 103-141.
- ⁷ Theodore L. Brown, H. Eugene Lemay, Bruce Edward Bursten, H. Lemay. *Chemistry: The Central Science*. Prentice Hall, 8th edition, 1999, pp 748-759.
- ⁸ Hewitt, G, Shires, G, Bott, T, *Process Heat Transfer*, CRC Press Inc, 1994, pp 128-147.
- ⁹ Frank P. Incropera, David P. DeWitt, Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, *Introduction to heat transfer*, Wiley, 5th edition, 2006, pp 556-600.
- ¹⁰ Jack Holman, *Heat transfer*, McGraw-Hill, 9th edition, 2001, pp 83-89.
- ¹¹ Welty J., Wicks C., Wilson R, *Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa*, Limusa, 1998, pp 269-303.
- ¹² Gregory Nellis, Sanford Klein, *Heat transfer*, Cambridge University Press, 1st edition, 2008, pp 349-375.
- ¹³ Adrian Bejan and Allan D. Kraus, *Heat transfer handbook*, Wiley-Interscience, 2003, pp 646-657.
- ¹⁴ E. Cao, *Intercambiadores de calor*, 1st edition, editorial, 2004, pp 31-35.
- ¹⁵ Sadik Kakaç and Hongtan Liu, *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design*, CRC Press, 2nd edition, 2002, pp 401-418.
- ¹⁶ Kern Donald, *Procesos de transferencia de calor*, Mc Graw Hill, 1979, pp 61-69.

- ¹⁷ Saunders, E. A, *Heat Exchangers: Selection, Design and Construction*, Longman Scientific and Technical, 1988, pp 281-303.
- ¹⁸ Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic, *Fundamentals of heat exchanger design*, 1st edition, 2002, pp 548-590.
- ¹⁹ Arthur P. Fraas, *Heat exchanger design*, John Wiley & Sons, 2nd edition, 2008, pp 102-123.
- ²⁰ Walas S, Couper J, Fair J, Penney R, *Chemical Process equipment-selection and design*, Elsevier, 2003, pp 165-216.
- ²¹ http://en.wikipedia.org/wiki/Heat_exchanger.
- ²² T. Kuppan, *Heat exchanger design handbook*, CRC Press, 1st edition, 2000, pp 709-746.
- ²³ L. Wang, B. Sunden, and R. M. Manglik, *Plate heat exchangers: Design, Applications and performance*, WIT Press, 1st edition, 2007, pp 43-67.
- ²⁴ Kanti K. Mahajan, *Design of process equipment*, Pressure Vessel Handbook Pub, 3rd edition, 1992, pp 148-155.
- ²⁵ Detlev G. Kroger, *Air-cooled heat exchangers and cooling towers: thermal-flow performance evaluation and design*, Penwell Corp, 2004, pp 271-276.
- ²⁶ Bengt Sundén, R.K. Shah, *Advances in compact heat exchangers*, R.T. Edwards Inc, 2007, pp 5-11.
- ²⁷ J. M. Coulson, J. F. Richardson, *Coulson & Richardson's Chemical Engineering*, Butterworth Heinemann, 6th edition, 1999, pp 393-394.
- ²⁸ Perry, Robert H., Green, Don W, *Manual del ingeniero químico*, 7th edition, 2001, pp 2-322, 3-315.
- ²⁹ R. S. Ramalho, *Tratamiento de aguas residuales*, Reverte, 1996, pp 177-186.

ANEXO 1A: Tabla viscosidades de líquidos

2-322 PHYSICAL AND CHEMICAL DATA

TABLE 2-365 Viscosities of Liquids: Coordinates for Use with Fig. 2-33

Liquid	X	Y	Liquid	X	Y
Acetaldehyde	15.2	4.8	Freon-113	12.5	11.4
Acetic acid, 100%	12.1	14.2	Glycerol, 100%	2.0	30.0
Acetic acid, 70%	9.5	17.0	Glycerol, 50%	6.9	19.6
Acetic anhydride	12.7	12.8	Heptane	14.1	8.4
Acetone, 100%	14.5	7.2	Hexane	14.7	7.0
Acetone, 35%	7.9	15.0	Hydrochloric acid, 31.5%	13.0	16.6
Acetonitrile	14.4	7.4	Iodobenzene	12.8	15.9
Acrylic acid	12.3	13.9	Isobutyl alcohol	7.1	18.0
Allyl alcohol	10.2	14.3	Isobutyric acid	12.2	14.4
Allyl bromide	14.4	9.6	Isopropyl alcohol	8.2	16.0
Allyl iodide	14.0	11.7	Isopropyl bromide	14.1	9.2
Ammonia, 100%	12.6	2.0	Isopropyl chloride	13.9	7.1
Ammonia, 26%	10.1	13.9	Isopropyl iodide	13.7	11.2
Amyl acetate	11.8	12.5	Kerosene	10.2	16.9
Amyl alcohol	7.5	18.4	Linseed oil, raw	7.5	27.2
Aniline	8.1	18.7	Mercury	18.4	16.4
Anisole	12.3	13.5	Methanol, 100%	12.4	10.5
Arsenic trichloride	13.9	14.5	Methanol, 90%	12.3	11.8
Benzene	12.5	10.9	Methanol, 40%	7.8	15.5
Brine, CaCl ₂ , 25%	6.6	15.9	Methyl acetate	14.2	8.2
Brine, NaCl, 25%	10.2	16.6	Methyl acrylate	13.0	9.5
Bromine	14.2	13.2	Methyl <i>i</i> -butyrate	12.3	9.7
Bromotoluene	20.0	15.9	Methyl <i>n</i> -butyrate	13.2	10.3
Butyl acetate	12.3	11.0	Methyl chloride	15.0	3.8
Butyl acrylate	11.5	12.6	Methyl ethyl ketone	13.9	8.6
Butyl alcohol	8.6	17.2	Methyl formate	14.2	7.5
Butyric acid	12.1	15.3	Methyl iodide	14.3	9.3
Carbon dioxide	11.6	0.3	Methyl propionate	13.5	9.0
Carbon disulfide	16.1	7.5	Methyl propyl ketone	14.3	9.5
Carbon tetrachloride	12.7	13.1	Methyl sulfide	15.3	6.4
Chlorobenzene	12.3	12.4	Napthalene	7.9	18.1
Chloroform	14.4	10.2	Nitric acid, 95%	12.8	13.8
Chlorosulfonic acid	11.2	18.1	Nitric acid, 60%	10.8	17.0
Chlorotoluene, ortho	13.0	13.3	Nitrobenzene	10.6	16.2
Chlorotoluene, meta	13.3	12.5	Nitrogen dioxide	12.9	8.6
Chlorotoluene, para	13.3	12.5	Nitrotoluene	11.0	17.0
Cresol, meta	2.5	20.8	Octane	13.7	10.0
Cyclohexanol	2.9	24.3	Octyl alcohol	6.6	21.1
Cyclohexane	9.8	12.9	Pentachloroethane	10.9	17.3
Dibromomethane	12.7	15.8	Pentane	14.9	5.2
Dichloroethane	13.2	12.2	Phenol	6.9	20.8
Dichloromethane	14.6	8.9	Phosphorus tribromide	13.8	16.7
Diethyl ketone	13.5	9.2	Phosphorus trichloride	16.2	10.9
Diethyl oxalate	11.0	16.4	Propionic acid	12.8	13.8
Diethylene glycol	5.0	24.7	Propyl acetate	13.1	10.3
Diphenyl	12.0	18.3	Propyl alcohol	9.1	16.5
Dipropyl ether	13.2	8.6	Propyl bromide	14.5	9.6
Dipropyl oxalate	10.3	17.7	Propyl chloride	14.4	7.5
Ethyl acetate	13.7	9.1	Propyl formate	13.1	9.7
Ethyl acrylate	12.7	10.4	Propyl iodide	14.1	11.6
Ethyl alcohol, 100%	10.5	13.8	Sodium	16.4	13.9
Ethyl alcohol, 95%	9.8	14.3	Sodium hydroxide, 50%	3.2	25.8
Ethyl alcohol, 40%	6.5	16.6	Stannic chloride	13.5	12.8
Ethyl benzene	13.2	11.5	Succinonitrile	10.1	20.8
Ethyl bromide	14.5	8.1	Sulfur dioxide	15.2	7.1
2-Ethyl butyl acrylate	11.2	14.0	Sulfuric acid, 110%	7.2	27.4
Ethyl chloride	14.8	6.0	Sulfuric acid, 100%	8.0	25.1
Ethyl ether	14.5	5.3	Sulfuric acid, 98%	7.0	24.8
Ethyl formate	14.2	8.4	Sulfuric acid, 60%	10.2	21.3
2-Ethyl hexyl acrylate	9.0	15.0	Sulfuryl chloride	15.2	12.4
Ethyl iodide	14.7	10.3	Tetrachloroethane	11.9	15.7
Ethyl propionate	13.2	9.9	Thiophene	13.2	11.0
Ethyl propyl ether	14.0	7.0	Titanium tetrachloride	14.4	12.3
Ethyl sulfide	13.8	8.9	Toluene	13.7	10.4
Ethylene bromide	11.9	15.7	Trichloroethylene	14.8	10.5
Ethylene chloride	12.7	12.2	Triethylene glycol	4.7	24.8
Ethylene glycol	6.0	23.6	Turpentine	11.5	14.9
Ethylidene chloride	14.1	8.7	Vinyl acetate	14.0	8.8
Fluorobenzene	13.7	10.4	Vinyl toluene	13.4	12.0
Formic acid	10.7	15.8	Water	10.2	13.0
Freon-11	14.4	9.0	Xylene, ortho	13.5	12.1
Freon-12	16.8	5.6	Xylene, meta	13.9	10.6
Freon-21	15.7	7.5	Xylene, para	13.9	10.9
Freon-22	17.2	4.7			

ANEXO 1B: Grafico viscosidades de líquidos

ATAC TRANSPORT PROPERTIES

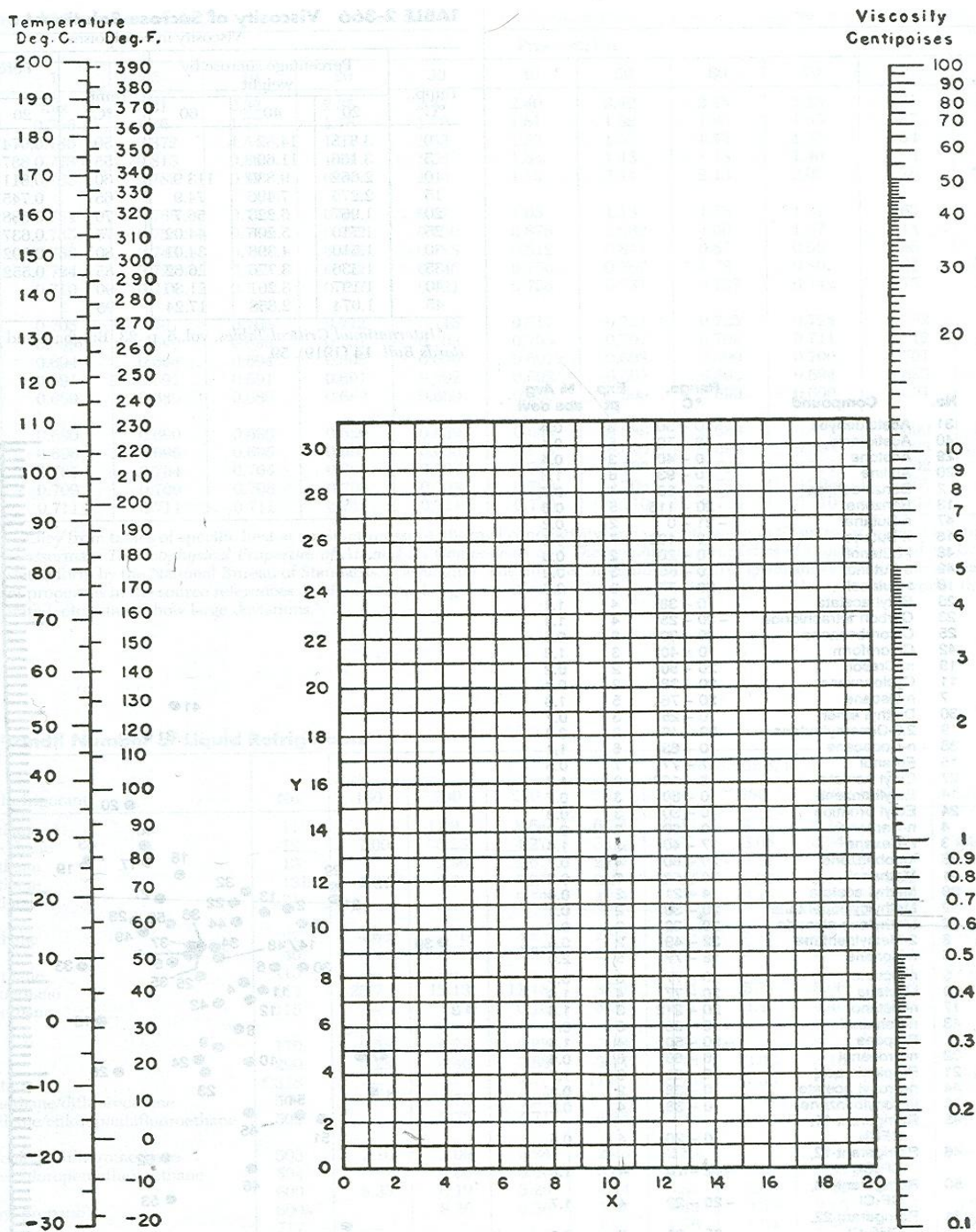


FIG. 2-33 Nomograph for viscosities of liquids at 1 atm. For coordinates see Table 2-365. To convert centipoises to pascal-seconds, multiply by 0.001.

ANEXO 2: Conductividades térmicas de gases líquidos

TRANSPORT PROPERTIES 3-215

Table 3-285. Thermal Conductivity of Gases*

To obtain conductivity in watts/(m.)($^{\circ}$ K.) multiply by 10^{-2}

Temp., $^{\circ}$ K.	Substance														
	Air	NH ₃	Ar	CCl ₄	CO ₂	C ₂ H ₆	He	H ₂	Kr	CH ₄	Ne	N ₂	O ₂	H ₂ O	Xe
100	0.93	...	0.66	7.2	6.7	...	1.08	2.19	0.96	0.93		
150	1.38	...	0.96	9.5	10.1	0.50	1.84	3.04	1.39	1.38		
200	1.80	1.53	1.26	...	0.94	...	11.5	13.1	0.68	2.17	3.62	1.83	1.83	...	0.38
250	2.21	1.96	1.52	...	1.30	...	13.4	15.7	0.80	2.75	4.29	2.22	2.26	...	0.48
300	2.62	2.47	1.77	0.69	1.66	2.15	15.1	18.3	1.00	3.42	4.89	2.59	2.66	61	0.58
350	3.00	3.04	2.00	0.85	2.04	2.84	16.6	20.4	1.13	4.00	5.46	2.93	2.98	67	0.66
400	3.38	3.70	2.22	1.01	2.43	3.56	18.4	22.5	1.26	4.93	6.01	3.27	3.30	2.66	0.74
450	3.73	4.40	2.44	1.16	2.83	4.36	20.1	24.7	1.38	5.79	6.53	3.59	3.63	3.10	0.82
500	4.07	5.25	2.66	1.30	3.25	...	21.8	26.6	1.51	6.68	7.03	3.89	4.12	3.58	0.90
600	4.69	6.70	3.07	1.44	4.07	...	25.0	30.5	1.75	8.52	7.97	4.46	4.73	4.63	1.05
700	5.24	...	3.41	1.58	4.81	...	27.8	34.2	1.98	10.46	8.86	4.98	5.28	5.81	1.20
800	5.73	...	3.74	...	5.51	...	30.4	37.8	2.21	...	9.71	5.48	5.89	7.08	1.35
900	6.20	...	4.06	...	6.18	...	33.0	41.2	2.42	...	10.53	5.97	6.49	8.41	1.49
1000	6.67	...	4.4	...	6.82	...	35.4	44.8	2.62	...	11.34	6.47	7.10	9.78	1.64
1200	7.63	...	4.9	...	8.0	...	40.5	52.8	2.98	...	12.16	7.6	8.2	...	1.95

*Condensed from Vargaftik *et al.*, "Heat Conductivity of Gases and Liquids," FTD-MT-24-133-71 (AD 736963), 1971. The Russian original appeared in 1970. This source contains 256 references. For elements in solid, liquid, or gaseous state see Ho, Powell, and Liley, *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 1, 279 (1972). A compilation for refrigerants appears in Table 15, Chap. 14 of the 1972 A.S.H.R.A.E. "Fundamentals." For other substances and for mixtures see Touloukian, Liley, and Saxena, TPRC Data Series, vol. 3, Plenum, New York, 1970. Angerhofer and Hanley, *N.B.S. Rept.* 10700, p. 43 1971, give pressure-effect tables for nine fluids. An extensive collection for organic fluids was given by Missenard, *Cahiers Therm.*, C2, Paris, 1971. 1 watt/(m.)($^{\circ}$ K.) = 0.860 kcal./(m.)/(hr.)($^{\circ}$ K.) = 0.00239 cal./(cm.)/(sec.)($^{\circ}$ K.) = 0.5782 B.t.u./(ft.)/(hr.)($^{\circ}$ F.). H-Y. Chang [*Chem. Eng.*, 80(9) 122-123 (1973)] gives a nomograph for the variation with temperature of the thermal conductivity of 46 gases at atmospheric pressure. Reference 6 of this paper was actually published as a 237-page report in 1973.

Table 3-286. Thermal Conductivity of Water and Steam*

mwatts/(m.)($^{\circ}$ K.)

Pressure, bars	Temp., $^{\circ}$ C.										
	0	50	100	150	200	250	300	400	500	600	700
1	569	643	24.8	28.7	33.2	38.2	43.4	54.9	67.4	80.6	94.3
50	573	647	684	690	668	618	52.5	60.2	72.0	85.0	98.6
100	577	651	688	693	672	625	54.5	68.6	77.6	89.8	103
150	581	655	691	696	676	633	55.9	82.2	84.3	95.1	108
200	585	659	695	700	681	639	57.1	107	92.6	101	113
250	589	662	698	703	685	646	58.2	157	103	107	118
300	592	666	701	706	689	652	59.2	264	116	114	124
350	596	669	704	710	693	657	60.1	351	132	122	129
400	599	672	707	713	697	662	60.9	390	153	130	135
450	603	675	710	716	701	667	61.6	416	180	139	142
500	606	678	713	720	704	671	62.2	436	206	149	148

*Extracted from Appendix, Table 3, of Official Report of meeting of the Thermal Conductivity panel, 6th International Conference on the Properties of Steam, Paris, 1964. For unit equivalence, see Table 3-286.

ANEXO 3

% Programa para obtener la solución grafica de la ecuación diferencial del balance de energía utilizando el método de Euler

```
function [ salida ] = Intercambiador( funcion )
```

```
T0 = input ('\nIngrese el valor T0(288):');
T10 = input ('\nIngrese el valor T1(290): ');
T20 = input ('\nIngrese el valor T2(303): ');
dt = input ('\nIngrese el valor dt (2): ');
```

```
T0(1)=T0;
T1(1)=T10;
T2(1)=T20;
t(1)=0;
Tad = 10;
T2set=309;
Eint(1)=0;
Eder(1)=0;
```

```
iteraciones = [];
```

```
for i=1:2000
```

```
    E(i) = T2set - T2(i);
    TAM(i)= feval('Controlador', E(i), Eint(i), Eder(i) );
    T0(i) = TAM(i) + Tad;
```

```
    [T1dot(i), T2dot(i)] =feval('Tdot', T0(i), T1(i), T2(i) );
```

```
    iteraciones = [iteraciones; (i) t(i) TAM(i) T0(i) T1(i) T2(i) ];
```

```
    t(i+1)=t(i)+ dt;
    T1(i+1)=T1(i)+ T1dot(i)*dt;
    T2(i+1)=T2(i)+ T2dot(i)*dt;
    Eint(i+1) = Eint(i) + E(i)*dt;
    Eder(i+1) = Eder(i) + E(i)*dt;
```

```
end
```

```
fprintf ('\n \n');
```

```

fprintf('iteraciones (i) t(i) TAM(i) T0(i) T1(i) T2(i)');
fprintf ('\n');

subplot(2,1,1), plot(t,T1,'r')
xlabel('Tiempo (s)')
ylabel('T1 (K)')

subplot(2,1,2), plot(t,T2,'g')
xlabel('Tiempo (s)')
ylabel('T2 (K)')

iteraciones

fprintf ('\n \n');

% Ecuacion del controlador
function [ TAM ] = xdot( E, Eint, Eder )

ti = 5;
td = 0.1;
G = 30;

TAM = 1 + (G*(E + (Eint/ti)+ (td*Eder)));

% Balance de energia del intercambiador de calor y del biorreactor
function [ T1dot, T2dot ] = xdot( T0, T1, T2)

F = 1.33e-4;      %m3/s
denslodo = 995;  %kg/m3
densagua = 1000; %kg/m3
Cplodo = 4187;   %J/kg °C
Cpagua = 4187;   %J/kg °C
Qres = 2500;     %W
U = 1400;        %W/m2 °C
A = 0.36;        %m2
V2 = 0.55;       %m3
V1 = 0.05;       %m3

T1dot = (Qres - (U*A*(T1-T2)))/(V1*densagua*Cpagua);

T2dot = ((F*denslodo*Cplodo*(T0-T2))+(U*A*(T1-T2)))/(V2*denslodo*Cplodo);

```