



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**“REDISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE
CALOR PARA UN CALENTADOR DE PASO
INSTANTÁNEO”**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A N:

FEDERICO GUILLÉN ALVARADO

CÉSAR JAVIER ESPINOZA HERNÁNDEZ

TUTOR:

BILLY ARTURO FLORES MEDERO NAVARRO



MÉXICO, D.F.

2014

Índice

Introducción	iv
Objetivo.....	v
Alcances.....	v
Hipótesis.....	v
Capítulo 1.- Antecedentes.....	1
1.1. Historia	1
1.2. Tipos de calentadores.....	2
1.3. Fundamentos de transferencia de calor.....	6
1.4. Transferencia de calor	7
1.5. Intercambiadores de calor	10
1.6. Tipos de intercambiadores	11
1.7. Efectividad de los intercambiadores de calor	17
Capítulo 2.- Análisis de los intercambiadores de calor	18
2.1. Ecuaciones de transferencia de calor	18
2.2. Ecuaciones de tipos de intercambiadores de calor	20
2.3. Análisis del calentador.....	28
2.4. Resultados teóricos	29
Capítulo 3.- Rediseño del intercambiador de calor.....	33
3.1. Principios básicos de ventilación	33
3.2. Propuestas	43
3.3. Análisis matemático	43
3.4. Análisis de casos	46
Capítulo 4.- Evaluación y resultados	48
4.1. Evaluación de los gases a la salida del accesorio.....	48
4.2. Evaluación del agua a la salida del accesorio	51
4.3. Ahorro del consumo de gas.....	53
4.4. Análisis económico	54
4.5. Propuesta final.....	55
Conclusiones	56
Apéndices	57
Bibliografía	64

Lista de figuras:

1. Calentador de agua alimentado por keroseno ^[12]	1
2. Calentador de depósito ^[2]	2
3. Calentador de paso ^[2]	3
4. Calentador de paso instantáneo ^[2]	4
5. Componentes del calentador de paso instantáneo ^[14]	5
6. Mecanismos de transferencia de calor ^[15]	8
7. Intercambiador de calor de carcasa y tubos básica ^[11]	11
8. Intercambiador de calor de doble tubo ^[6]	12
9. Intercambiador de calor de tipo plato ^[11]	12
10. Flujo paralelo ^[11]	13
11. Contraflujo ^[11]	14
12. Flujo cruzado ^[11]	14
13. Flujo mezclado y no mezclado ^[8]	15
14. Intercambiador de paso simple y de múltiples pasos ^[11]	15
15. Intercambiador de calor regenerativo y no-regenerativo ^[11]	16
16. Analogía entre los conceptos de resistencia térmica y eléctrica ^[8]	18
17. Red de resistencias térmicas para un intercambiador de calor de tubo doble ^[8]	20
18. Vista del extremo de un tubo recto ^[11]	22
19. Efectividad para un NTU y relación de capacidades dados ^[8]	27
20. Calentador de paso instantáneo <i>TEKTINO</i>	28
21. Componentes del calentador de paso instantáneo <i>TEKTINO</i>	29
22. PE, PD y PT en un punto ^[21]	35
23. Pérdida de caudal con la longitud ^[20]	35
24. Tipos de ventiladores ^[20]	38
25. Curvas características de diferentes tipos de ventiladores ^[20]	39
26. Obtención de punto de trabajo ^[20]	40
27. Accesorio para mejoramiento del calentador (Propuesta 1)	46
28. Accesorio para mejoramiento del calentador (Propuesta 2)	47
29. Accesorio para mejoramiento del calentador (Propuesta 3)	48
30. Diagrama del calentador con dispositivo	49
31. Ventilador <i>Silverstone</i> , modelo FM81 ^[24]	51
32. Tubo helicoidal del intercambiador de calor	52
33. Propuesta final	55

Lista de tablas:

1. Datos del calentador	28
2. Capacidad calorífica para gases de combustión	31
3. Rugosidad superficial absoluta	41
4. Propiedades de los gases a 300°C	43
5. Propiedades de los gases compuestos a 300°C	44
6. Propiedades del agua saturada a 25°C	44
7. Propiedades de los gases compuestos a 300°C	44
8. Medidas del tubo helicoidal	52
9. Cargas térmicas del calentador	53
10. Costos del dispositivo	54

Para este trabajo todas las fórmulas y datos se encuentran en unidades del sistema métrico [MKS].

Introducción

El incremento de demanda de los calentadores de agua se debe, en gran medida, al gran número de viviendas en la ciudad. Los tipos de calentadores de agua más conocidos son los de depósito, de paso de alta recuperación y los de paso instantáneo, así como los combustibles más utilizados son el gas natural y el gas L.P (así como eléctricos).

En la actualidad, con el estudio de los intercambiadores de calor, se observa que estos tipos de dispositivos son muy ineficientes y que los combustibles que utilizan son cada vez más caros. Por lo cual, se ha hecho la búsqueda de diferentes tipos de calentadores tratando de hallar el más eficiente y conveniente a cada vivienda.

En este proyecto se realiza el análisis de estos calentadores (específicamente el de paso instantáneo) para poder obtener un menor consumo de gas en relación al mismo incremento, o mayor, de la temperatura del agua, obteniendo así una mayor eficiencia del calentador. Se buscará aumentar el aprovechamiento del calor suministrado por el quemador.

Lo cual se podría lograr gracias al precalentamiento del agua, por medio de la recirculación de los gases de escape. Esto se obtiene en base al redireccionamiento de los gases de escape del calentador a través de un intercambiador de calor, el cual aumenta la temperatura del agua de la tubería, antes de entrar al calentador, de esta manera la carga térmica necesaria cedida por el calentador al agua será menor.

Al recircular estos gases se deben de tomar en consideración la variación de presiones que puedan existir. Debido a estas variaciones se tendrá que hacer un análisis de los flujos, dentro del intercambiador, para determinar si es necesario un ventilador para la salida de los gases.

El mejorar la eficiencia del calentador por medio de un elemento externo y sin modificar su estructura original, permitirá que este accesorio se pueda utilizar en diferentes calentadores que tengan estas características. Así se tendrá una gran ventaja, ya que no será necesario cambiar de calentador para poder obtener el ahorro en el consumo de gas.

Objetivos

Mejorar el diseño del intercambiador de calor de un calentador de paso instantáneo para un hogar logrando una mejor eficiencia térmica y un ahorro de combustible.

Alcances

1. Lograr un mayor aprovechamiento del calor suministrado por el quemador.
2. Mejorar la transferencia de calor entre el agua y los gases de combustión.
3. Reducir el gas necesario para obtener las temperaturas de salida deseadas del agua.
4. Obtener una mejora viable según el tiempo de recuperación de cada calentador.

Se plantea aumentar la temperatura de entrada del flujo de agua al calentador 5°C, disminuir un 25% el gasto del gas natural (con lo cual bajaría el costo) así como reducir las emisiones de gases contaminantes.

Todos estos alcances se harán solamente en base a calentadores de paso instantáneo para el hogar.

Hipótesis

Existe la posibilidad de mejorar el uso del combustible del calentador por medio del uso de los gases de escape para dar un precalentamiento al agua que entrará al calentador.

Se realizará el análisis de un calentador de agua de paso instantáneo de hogar, el cual utiliza gas natural. Se enfocará el análisis en la parte del intercambiador de calor para observar las pérdidas que éste pueda tener, una vez hecho el análisis se buscará la manera de implementar una mejora al calentador de agua, con el fin de poder reducir el consumo de gas natural. Finalmente se propondrá un modelo a computadora, el cual muestre estas mejoras.

Capítulo 1.- Antecedentes

El calentador de agua es un dispositivo termodinámico que utiliza energía para elevar la temperatura del agua, la cual se encuentra a temperatura ambiente y por medio de una fuente de energía como son: electricidad, solar, geotérmica, alternativas o recicladas, combustibles fósiles (carbón, queroseno, gas natural y gas L.P.). Sirve en distintas actividades domésticas y comerciales como son: uso de regadera, lavado, cocina, limpieza principalmente. A nivel industrial los usos son variados para el agua, así como para el vapor de está.

1.1. Historia

A lo largo de la historia el hombre ha buscado diferentes formas para poder obtener agua caliente y con ello satisfacer sus necesidades. En un inicio, se obtenía colocándola bajo los rayos del sol o en recipientes, que se ponían en contacto con el fuego (principios del siglo XIX) ^[3].

Gracias a los ingenieros de la revolución industrial Denis Papin (1647-1712), Thomas Newcomen (1663-1729), Joseph Black (1728-1799), James Watt (1736-1819), Sadi Carnot (1796-1832) ^[1]; se inventaron y estudiaron formas de producir fuerzas a partir del fuego, dando el inicio de la máquina de vapor y posteriormente las calderas.

Fue hasta en 1920 ^[3] cuando se construyó el primer calentador de agua, el cual contaba con un depósito de agua y se alimentaba con keroseno (figura 1). De ahí se empezó a desarrollar esta tecnología así como su eficiencia, hasta los calentadores que conocemos ahora.



Figura 1: Calentador de agua alimentado por keroseno ^[12].

En la actualidad existen diversas opciones de calentadores de uso doméstico: gas, solares y eléctricos; siendo el más utilizado, el de gas. Debido al fácil acceso a los equipos, a la instalación de estos en las viviendas, los costos tanto del calentador como del combustible. Hoy en día hay un

aumento significativo en el uso de calentadores solares, pero debido a la radiación también es necesario tener un calentador a gas o eléctrico, ya que el calentador solar no siempre puede dar la temperatura o cantidad de agua necesaria para el consumo de una vivienda ^[13].

1.2. Tipos de calentadores

Existen tres principales tipos de calentadores de agua a gas: de depósito, de paso, de rápida recuperación e instantáneos.

Para la mejor elección de un calentador para una vivienda se debe de considerar el número de servicios simultáneos. Los servicios se miden como: medio servicio el uso del lavabo (3 l/min ^[2]), un servicio el uso de la regadera (7 l/min ^[2]) y dos servicios el uso de lavadora o baño en tina (14 l/min ^[2]).

1.2.1. Calentador de depósito

Este tipo de calentador se caracteriza por tener un tanque interno en el cual se almacena el agua (ver figura 2). Ahí se calienta con un quemador hasta llegar a la temperatura seleccionada en el termostato, punto en el cual se apaga automáticamente. Cuando el agua del depósito se enfría o se usa, se repite el proceso.

El flujo de gas, el cual permite que el quemador encienda, es abierto cada vez que el agua se enfría o se usa, debido a que el agua que ingresa se encuentra a temperatura ambiente, teniendo una flama pequeña (piloto), la cual se encuentra encendida todo el tiempo para encender el gas proveniente del quemador.

Otros elementos a considerar en este tipo de calentadores son el tiempo de recuperación, es decir la cantidad de litros que se pueden calentar por minuto y la rapidez con la que lo haga.

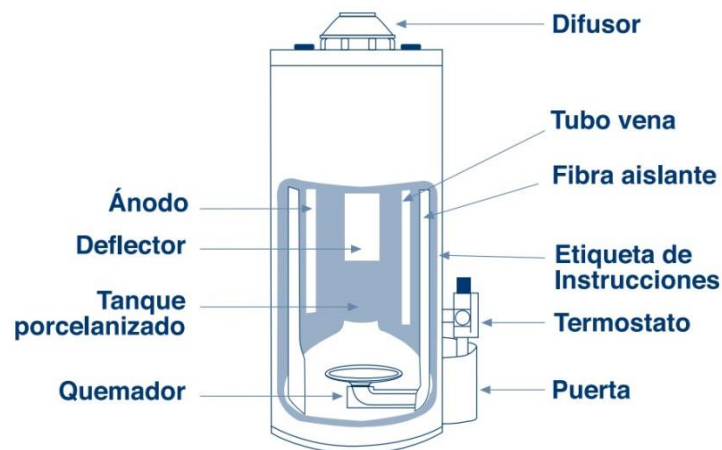


Figura 2: Calentador de depósito ^[2].

1.2.2. Calentador de paso de alta recuperación

Este tipo de calentador es similar al de depósito, la diferencia radica en que el agua fría entra por tubos previamente calientes y al llegar al depósito, el cual es más pequeño, tarda menos en calentar, así, el abastecimiento de agua caliente es constante (ver figura 3). Se activa cuando se abre una llave de agua caliente y cierra el paso del gas para el quemador al cerrarla. Estos calentadores también se utilizan un piloto, además de que el agua se calentará más rápido pero se consumirá más gas.

En este modelo se obtiene agua caliente sin límites y sin tiempo de espera, el tamaño de los calentadores dependerá de la demanda de agua caliente. Requiere de una presión mínima del agua. En este tipo de aparatos la capacidad de calentamiento se mide en litro por minuto (l/min), lo cual depende de la presión del agua.

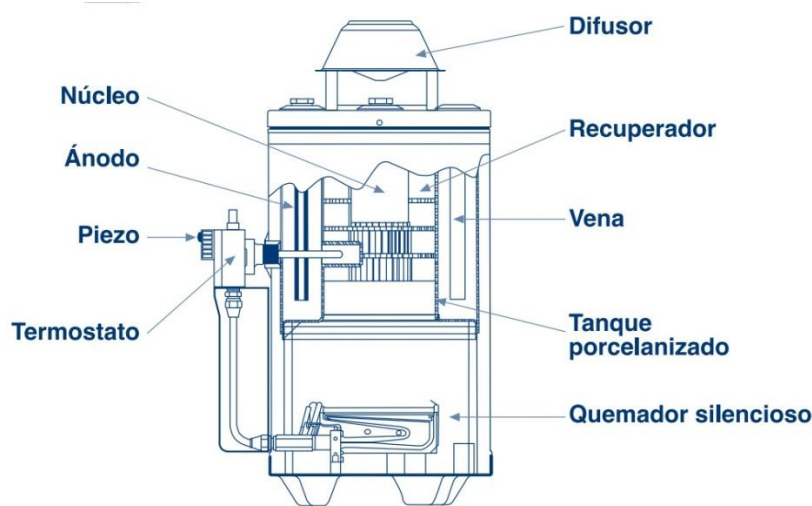


Figura 3: Calentador de paso ^[2].

1.2.3. Calentador de agua instantáneo

Este tipo de calentador se caracteriza por no tener depósito, el calentamiento se hace durante el recorrido de agua fría por el serpentín (intercambiador de calor), debido al quemador que se encuentra debajo del intercambiador de calor. No cuenta con piloto, ya que tiene un sistema de encendido automático que provocará una chispa para encender el quemador en el instante que se abre una llave de agua caliente (ver figura 4).

La gran ventaja de este tipo de calentador frente a los anteriores es que no usa piloto, lo que da un ahorro en gas que va desde el 40% hasta el 70% ^[4]. Los calentadores de paso sin piloto es una de las últimas innovaciones en el mercado. Según la empresa *Bosch*, éste significa un ahorro en consumo de gas y una llama consume 13 gramos de gas por hora y hasta 113 kilogramos al año ^[5].

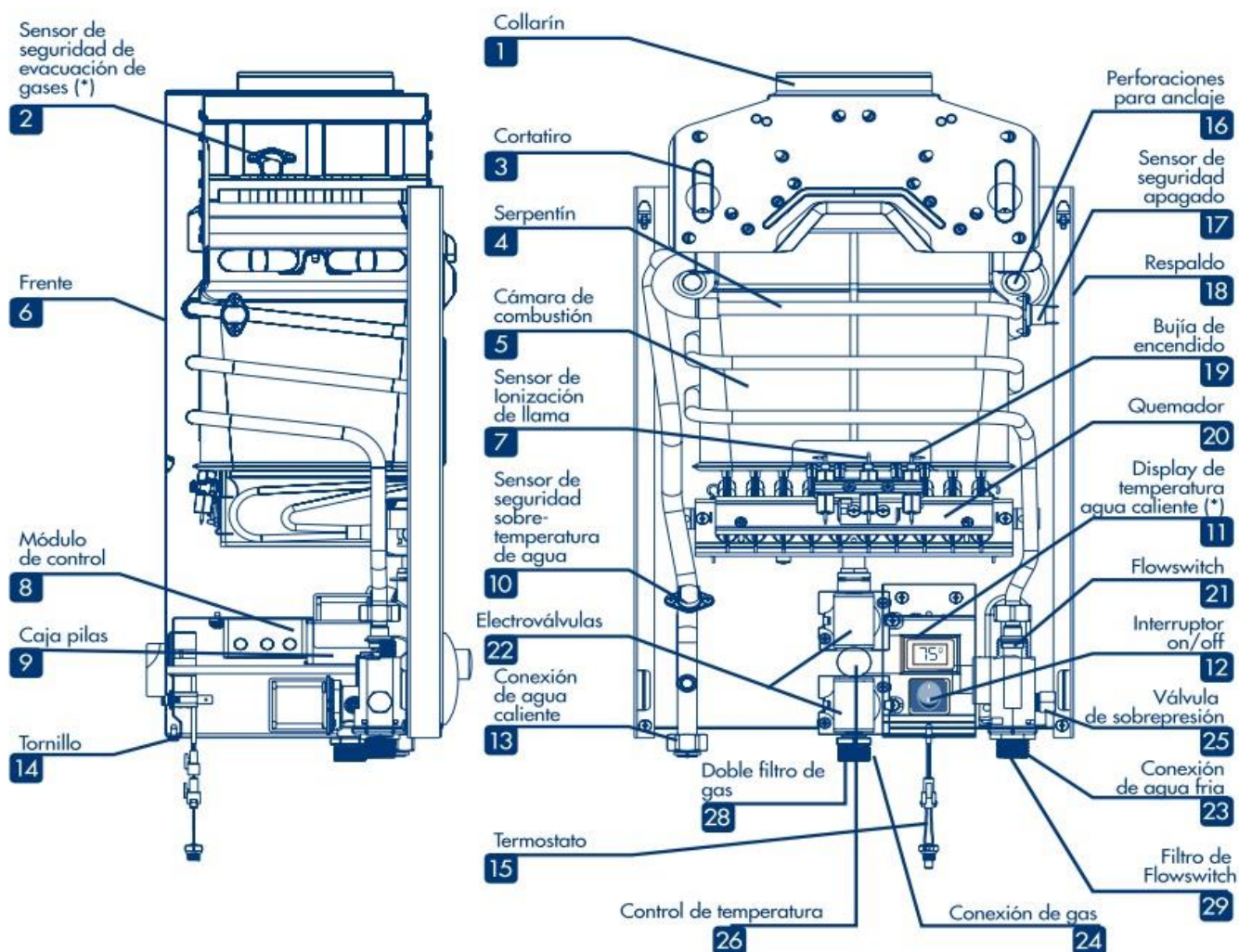


Figura 4: Calentador de paso instantáneo ^[2].

1.2.3.1. Partes principales del calentador de paso instantáneo:

- **Cuerpo de agua:** posibilita el encendido automático del quemador principal en función de la demanda realizada al abrir un grifo de la instalación de agua caliente.
- **Cuerpo de gas:** determina el funcionamiento del quemador principal en función de si es modulante o fijo. Incorpora elementos de seguridad y de encendido.
- **Intercambiador:** es el cuerpo donde se realiza el intercambio térmico entre los gases de la combustión del quemador principal y el agua que circula por el interior del serpentín.
- **Campana extractora de productos de la combustión:** tolva de acero que recoge los gases para su evacuación.

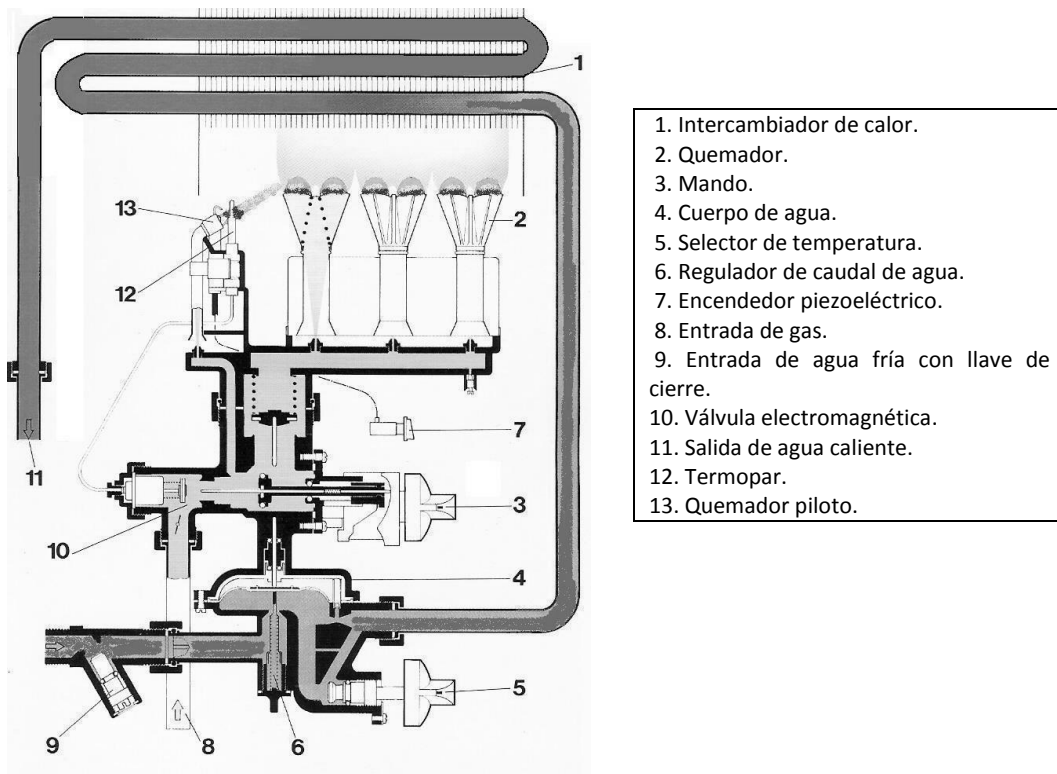


Figura 5: Componentes del calentador de paso instantáneo ^[14].

1.2.3.2. Elementos

- El conjunto quemador está constituido por varios quemadores de llama contruidos en acero. La mezcla combustible adecuada del gas y el aire se realiza en el cuerpo de cada uno de los quemadores por mediación del diseño en la forma y por el efecto Venturi, para posteriormente salir por una rejilla.
- El mando es el accionador manual para las funciones de apagado, encendido del piloto y funcionamiento normal.
- El intercambiador de calor o serpentín se realiza en cobre con baño de estaño-plomo para proteger de corrosiones por los ácidos que puedan producir los gases y el vapor de agua de la combustión. La superficie de intercambio debe ofrecer un buen rendimiento térmico con el mínimo espacio por eso se utiliza una plancha que forma el hogar de la combustión.
- La campana extractora de productos de la combustión debe permitir una buena recogida de los gases. Mediante el contratiro que incorpora debe evitar un posible retroceso (revoque) de los gases de la combustión. El sistema de extracción de gases debe completarse con la instalación de un conducto de evacuación vertical que asegure el tiro de los gases (fuerza ascensional o descendente de los gases debido a la densidad por la temperatura que posean).

El flujo correcto de los gases quemados se produce cuando el tiro natural no tiene perturbaciones. Cuando existen perturbaciones, por entrada de aire frío desde el conducto o cuando hay obstrucciones en el mismo, el contratiempo actúa evitando que la llama se dirija hacia el interior del calentador pero entonces se produce un aumento de temperatura en la campana de extracción de los productos de la combustión.

- La electroválvula es un elemento que en combinación con el termopar constituyen el dispositivo de seguridad del aparato de gas. El termopar es un elemento que genera electricidad cuando recibe calor de la llama del quemador piloto y alimenta a la electroválvula.
- El selector de temperatura (verano-invierno) es un bypass que deriva una cantidad variable de caudal para que no ejerza influencia sobre la membrana.
- El regulador de caudal de agua estabiliza el caudal en función de las variaciones de presión que pueda sobrevenir al cuerpo de agua. El sistema de encendido puede ser:
 - ❖ De encendido manual con cerillas o mecheros de la llama piloto.
 - ❖ De encendido manual por dispositivo piezoeléctrico de la llama piloto.
 - ❖ De encendido manual por torrente de chispa de la llama piloto.
 - ❖ De encendido automático por torrente de chispa de la llama piloto.
 - ❖ De encendido automático por transformador de AT y Bujía.
 - ❖ De encendido automático por dinamo.

1.3. Fundamentos de transferencia de calor

1.3.1. Calor y temperatura

El calor se define como la energía cinética total de todos los átomos o moléculas de una sustancia ^[15]. El concepto de calor se usa para describir la energía que se transfiere de un lugar a otro, aunque este concepto se confunda con el concepto de temperatura, estos son diferentes.

La temperatura es una medida de la energía cinética promedio de los átomos y moléculas individuales de una sustancia, es una magnitud física relacionada con la energía interna que tenga un sistema termodinámico ^[15]. El calor es energía en tránsito, siempre fluye de una zona de mayor temperatura a una de menor temperatura.

La energía no fluye de un sistema de temperatura baja a uno de temperatura alta a menos de que se realice un trabajo (sin cambio de presión).

1.3.2. Capacidad calorífica y calor específico

La capacidad calorífica (C) de cualquier sustancia se define como la cantidad de calor (Q) que se requiere para elevar la temperatura de una sustancia en un grado Celsius ^[15].

$$Q = C \Delta T \quad (1.1)$$

La capacidad calorífica siempre será proporcional a la masa, por lo que es conveniente definir la capacidad calorífica por unidad de masa (para no depender de la masa), que se llama calor específico (c) ^[15].

$$c = \frac{C}{m} \quad (1.2)$$

De aquí se podrá determinar la energía calorífica Q transferida entre una sustancia de masa m y los alrededores para un cambio de temperatura ^[15], dando:

$$Q = mc \Delta T \quad (1.3)$$

1.3.3. Primera ley de la termodinámica

La primera ley de la termodinámica es una generalización de la ley de la conservación de la energía que incluye los posibles cambios en la energía interna ^[15]. Es una ley que se puede aplicar a todos los tipos de procesos.

La energía se puede intercambiar entre un sistema y sus alrededores de dos formas. Una es realizando trabajo por o sobre el sistema y la otra por transferencia de calor ^[15].

Tendremos que en un sistema termodinámico se producirá un cambio desde un estado inicial i a un estado final f , en el cual se absorbe o libera una cantidad de calor Q y se realiza un trabajo W por o sobre el sistema. El cambio de energía interna del sistema será la diferencia de $Q - W$, este valor no cambiará para diferentes procesos (estado inicial a estado final) ya que el cambio de energía interna es independiente de la trayectoria o procesos que se realicen para ir de un estado a otro. La energía interna U será una función de estado y tendremos que la primera ley es:

$$\Delta U = U_f - U_i = Q - W \quad (1.4)$$

1.4. Transferencia de calor

La transferencia de calor es energía en tránsito, como resultado de un gradiente o diferencia de temperatura, lo que provoca el movimiento del calor ^[6]. Es la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos llamados *fuentes* y *recibidores* ^[7], la rapidez de transferencia de energía térmica ^[8].

Existen tres mecanismos básicos de la transferencia de calor: conducción, convección y radiación (fig. 6).

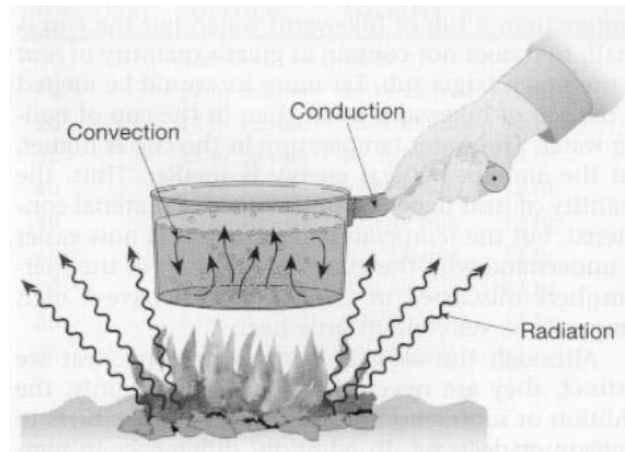


Figura 6: Mecanismos de transferencia de calor ^[15].

1.4.1. Conducción

Es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes, las menos energéticas, como resultado de las interacciones entre esas partículas ^[8]. Esto se da sin un movimiento perceptible de las sustancias. El calor se puede conducir a través de gases, líquidos y sólidos ^[6].

La conducción se obtiene por medio de la forma simplificada de la ley de Fourier, para la conducción de calor en una dimensión (x):

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dt}{dx} \quad (1.5)$$

Donde:

$\dot{Q}_{cond}$ = transferencia de calor por conducción.

A= área de la pared.

k= conductividad térmica.

$\frac{dt}{dx}$ = gradiente de temperatura.

La conductividad térmica es una medida de la capacidad de un material para conducir calor ^[8]. Sus valores se pueden obtener por medio de tablas.

1.4.2. Convección

Es el modo de transferencia de calor entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos^[8]. La mecánica de fluidos tiene un papel importante en el análisis de los problemas de convección^[6].

Los procesos que comprenden cambio de fase de un fluido también se consideran como convección a causa del movimiento del fluido inducido durante el proceso^[8].

La convección se divide en dos: forzada y natural.

La convección forzada se da cuando el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos^[8]. La convección natural se da cuando el movimiento del fluido es causado por fuerzas de empuje, las cuales son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura del fluido^[8].

La convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa por la ley de Newton de enfriamiento:

$$\dot{Q}_{conv} = hA \Delta t \quad (1.6)$$

Donde:

$\dot{Q}_{conv}$ = transferencia de calor por convección.

A= área superficial.

h= coeficiente de transferencia de calor.

Δt = diferencia de temperatura.

El coeficiente de transferencia de calor no es una propiedad del fluido, se obtiene de forma experimental. Su valor depende de las variables que influyen sobre la convección^[8].

1.4.3. Radiación

Es la energía emitida por la materia en la forma de ondas electromagnéticas (o fotones), como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas^[8]. A diferencia de la convección, no se necesita de un espacio lleno de materia para que las superficies intercambien calor^[10].

La velocidad de radiación que puede ser emitida desde una superficie a una temperatura T_s se expresa por la ley de Stefan-Boltzmann como:

$$\dot{Q}_{emitida} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \quad (1.7)$$

Donde

$\dot{Q}_{emitida}$ = transferencia de calor emitida.

ε = emisividad.

σ = constante de Stefan-Boltzmann.

A_s = área de la superficie.

T_s = temperatura de la superficie.

Un cuerpo negro es la superficie idealizada que emite radiación a la velocidad máxima posible. La radiación emitida por las superficies reales es menor que la emitida por un cuerpo negro ^[8]. Esto determina la emisividad de una superficie, la cual será 1 para un cuerpo negro y para las superficies reales estará en el intervalo $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

La absorptividad es la fracción de la energía de radiación incidente sobre una superficie que es absorbida por ésta ^[8]. Su valor está en el intervalo $0 \leq \alpha \leq 1$, siendo el cuerpo negro el absorbente perfecto ($\alpha = 1$).

La ley de Kirchhoff afirma que la emisividad y la absorptividad de una superficie a una temperatura y longitud de onda dadas son iguales ^[8]. La velocidad a la cual una superficie absorbe la radiación se determina por:

$$\dot{Q}_{absorbida} = \alpha \dot{Q}_{incidente} \quad (1.8)$$

Para las superficies opacas (no transparentes), la parte de la radiación incidente no absorbida por la superficie se refleja ^[8].

Estos tres mecanismos no pueden existir simultáneamente en un medio. Un sólido puede comprender conducción y radiación pero no convección, pero puede presentar convección y/o radiación en sus superficies expuestas a un fluido o a otras superficies. A través de un fluido, la transferencia de calor se tiene por conducción o convección, pero no las dos. En la mayoría de los gases la radiación es prácticamente despreciable. En el vacío, la transferencia de calor solo se produce por radiación, ya que para los otros dos mecanismos se requiere de la presencia de un medio material.

1.5. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son dispositivos que permiten remover calor de un punto a otro, un fluido (líquido o gas) a otro fluido, de manera específica en una determinada aplicación ^[11]. El calor solo se transfiere en una sola dirección, del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura ^[11]. Estos son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, tales como en sistemas de calefacción, acondicionamiento, procesos químicos, producción de energía, etc. ^[8] No se permite que se combinen los dos fluidos que intervienen. La transferencia

de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa. Algunas razones por las que se utilizan los intercambiadores de calor son:

- Calentar un fluido frío mediante un fluido con mayor temperatura.
- Reducir la temperatura de un fluido mediante un fluido con menor temperatura.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mediante un fluido con mayor temperatura.
- Condensar un fluido en estado gaseoso por medio de un fluido frío.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mientras se condensa un fluido gaseoso con mayor temperatura.

Los intercambiadores de calor se pueden clasificar de diferentes maneras, tales como su tipo de construcción y su tipo de operación. A continuación se explicarán brevemente.

1.6. Tipos de intercambiadores

1.6.1. Por su construcción:

A pesar de la variedad de formas y tamaños, la construcción de los intercambiadores de calor se pueden dividir en tres principales categorías (con algunas excepciones): carcasa y tubo, doble tubo y plato.

1.6.1.1. Carcasa y tubo

El primero consiste en un conjunto de tubos en un contenedor llamado carcasa. El flujo de fluido dentro de los tubos se le denomina flujo interno y el que fluye en el interior del contenedor como fluido de carcasa o fluido externo ^[11]. Debido a los costos de los materiales, al tener una gran diferencia de presiones entre los fluidos, el líquido con mayor presión se circula a través de los tubos, mientras que el de más baja presión circula del lado de la carcasa ^[11].

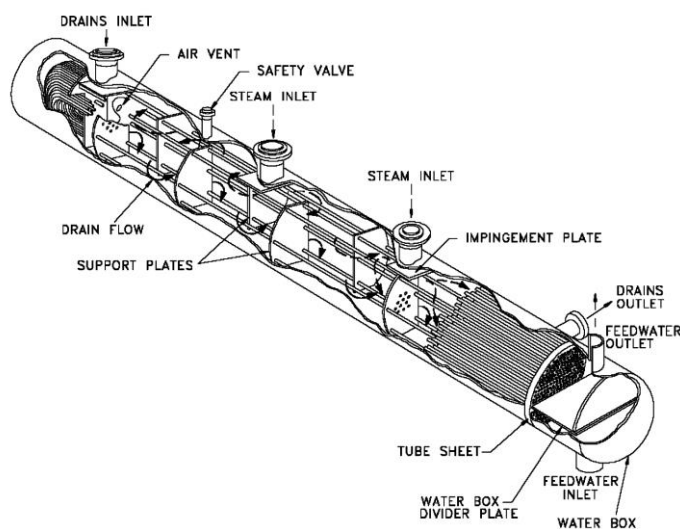


Figura 7: Intercambiador de calor de carcasa y tubos básica ^[11].

1.6.1.2. Doble tubo

Este intercambiador de calor consiste en dos tubos concéntricos de diámetros diferentes (figura 8). Un fluido pasa por el tubo más pequeño (*tube fluid*), mientras que el otro lo hace por el espacio anular entre los dos tubos (*annulus fluid*). Hay dos posibles tipos de operación de flujo en este intercambiador, de flujo paralelo y de contraflujo.

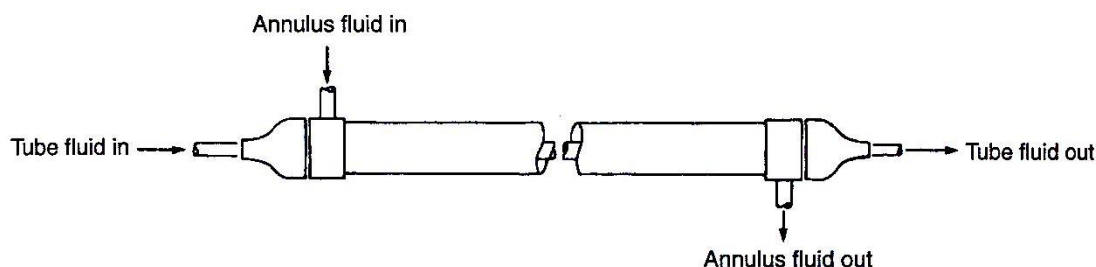


Figura 8: Intercambiador de calor de doble tubo ^[6].

1.6.1.3. Plato

El tercero, como se ve en la figura (9), consiste en placas en vez de tubos para separar a los fluidos (caliente y frío) ^[11]. Los fluidos se alternan entre cada una de las placas y los baffles dirigen el flujo entre las placas. Al tener las placas un área superficial muy grande, se da una gran transferencia de calor en cada uno de los líquidos. Debido a su alta eficiencia para transferir calor, los intercambiadores de calor de plato son mucho más pequeños que los de carcaza y tubos con la misma capacidad de intercambio de calor ^[11].

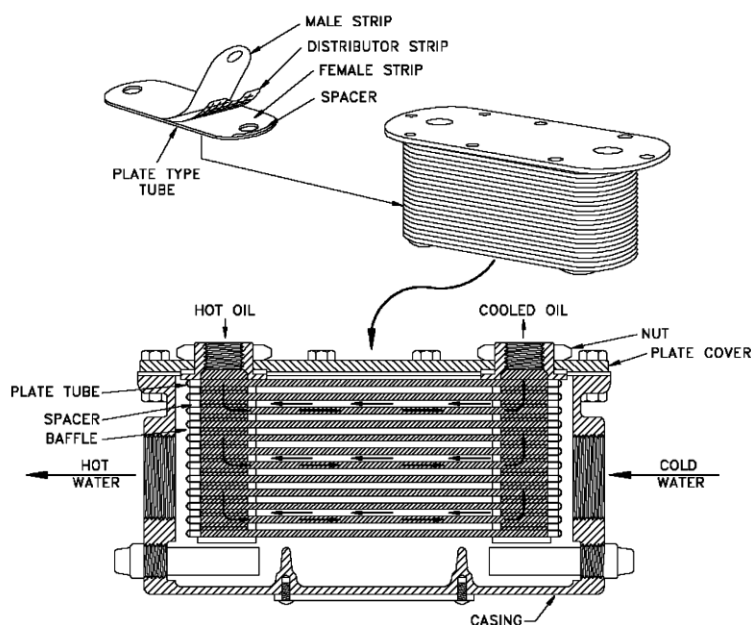


Figura 9: Intercambiador de calor de tipo plato ^[11]

Este tipo de intercambiador se utiliza solamente para aplicaciones donde la presión es pequeña o no muy alta. Debido a los avances en cuanto a sellos y juntas, cada vez es más común utilizar este tipo de equipos.

1.6.2. Por su operación:

Otra forma en la que se pueden clasificar los intercambiadores de calor es por la dirección relativa que existe entre los dos flujos de fluidos. Existen tres categorías, las cuales son: flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado.

1.6.2.1. Flujo paralelo

Existe cuando el flujo interno y el flujo externo fluyen en la misma dirección, como se observa en la figura (10). Ambos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y presentan una diferencia de temperatura significativa. La temperatura de los fluidos se aproxima, uno disminuyendo y el otro aumentando, tratando de alcanzar el equilibrio térmico. El fluido con menor temperatura nunca alcanzará la temperatura del fluido más caliente.

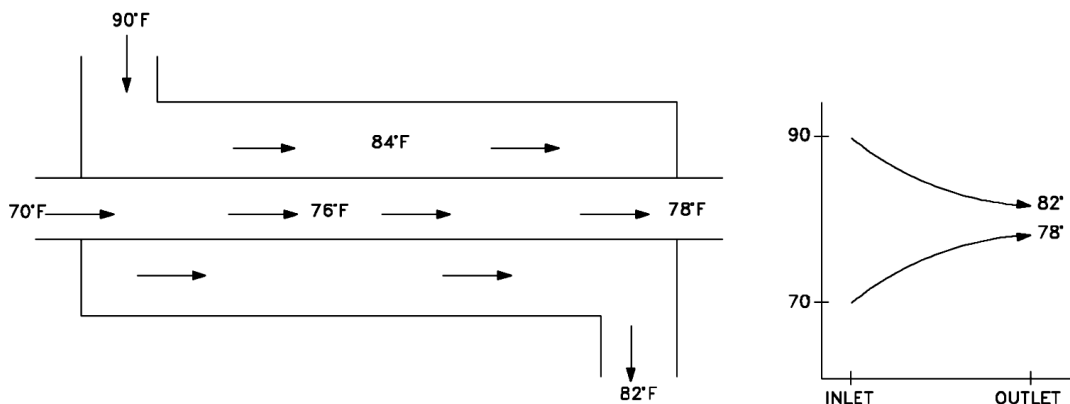


Figura 10: Flujo paralelo ^[11].

1.6.2.2. Contraflujo

Se presenta cuando ambos fluidos van a la misma dirección pero uno de ellos tiene sentido contrario (figura 11). Los fluidos entran por diferentes extremos. Al salir el fluido de menor temperatura por el extremo donde entra el fluido de mayor temperatura, la temperatura del fluido más frío se aproximará al del fluido de entrada. Esto ocasiona que este tipo de intercambiador sea más eficiente que los otros dos tipos. Puede presentar la temperatura más alta en el fluido frío y la más baja en el fluido caliente al realizarse la transferencia de calor.

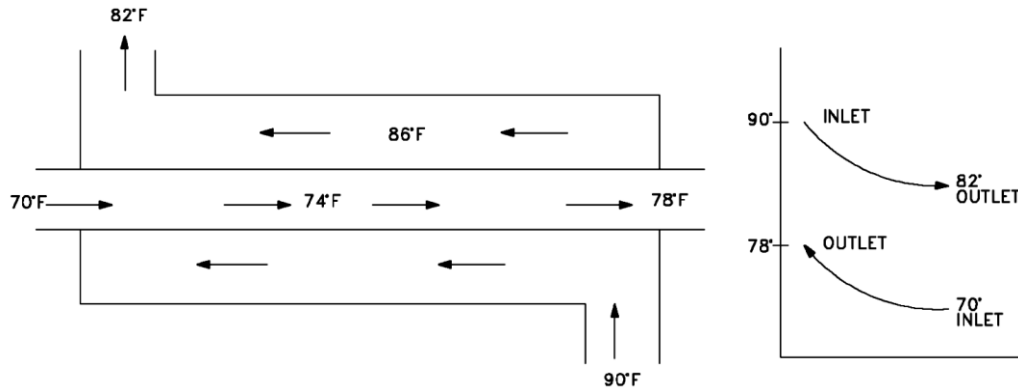


Figura 11: Contraflujo ^[11].

1.6.2.3. Flujo cruzado

Se da cuando uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro, uno pasa a través de los tubos mientras que el otro pasa alrededor de estos, como se ve en la figura (12). Se usan comúnmente cuando uno de los fluidos presenta un cambio de fase.

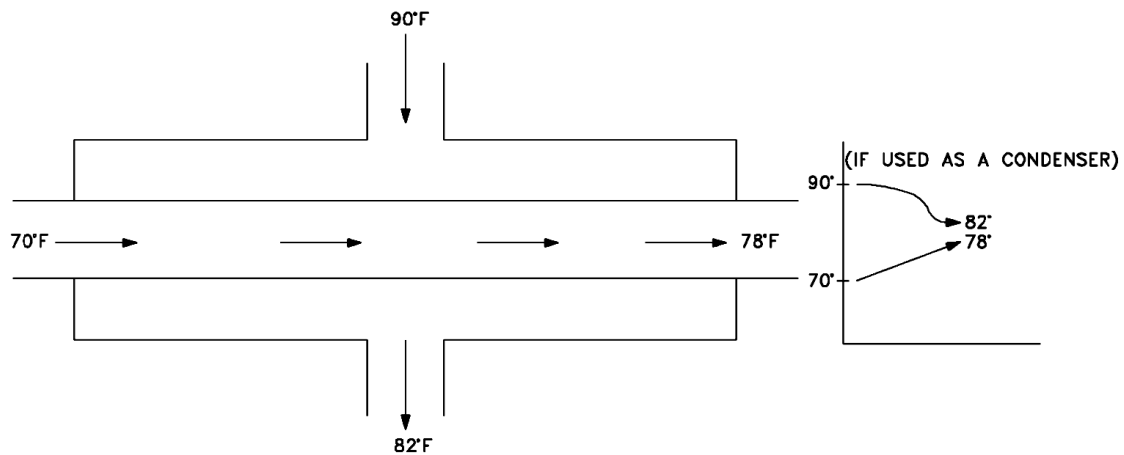


Figura 12: Flujo cruzado ^[11].

Este se puede dividir en flujo no mezclado o mezclado (figura 13), dependiendo de su configuración. El no mezclado se da cuando se impide el movimiento en la dirección transversal del fluido que pasa alrededor, el mezclado se da cuando el fluido si tiene la libertad para moverse en la dirección transversal.

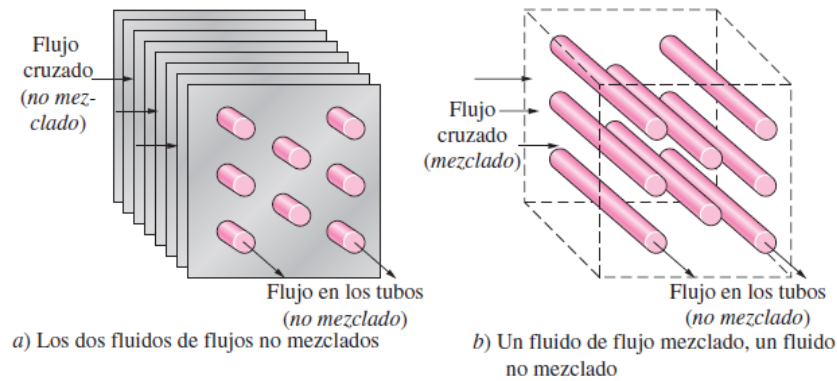


Figura 13: Flujo mezclado y no mezclado ^[8].

1.6.3. De paso simple y múltiples pasos:

Una forma de poder combinar características de dos o más intercambiadores y dar un mejor desempeño es al pasar ambos fluidos varias veces dentro de un intercambiador de paso simple. Cuando se da la transferencia de calor entre los fluidos del intercambiador más de una vez, se denomina intercambiador de múltiples pasos (figura 14), si solo se da la transferencia una sola vez, se denomina intercambiador de paso simple o un solo paso (figura 14).

Comúnmente se utilizan dobleces, en los tubos, en forma de “U” en los extremos para poder invertir el sentido del flujo, lo cual permitirá al fluido regresar e incrementar el área de transferencia del intercambiador. Otro método es el uso de baffles o platos dentro del intercambiador.

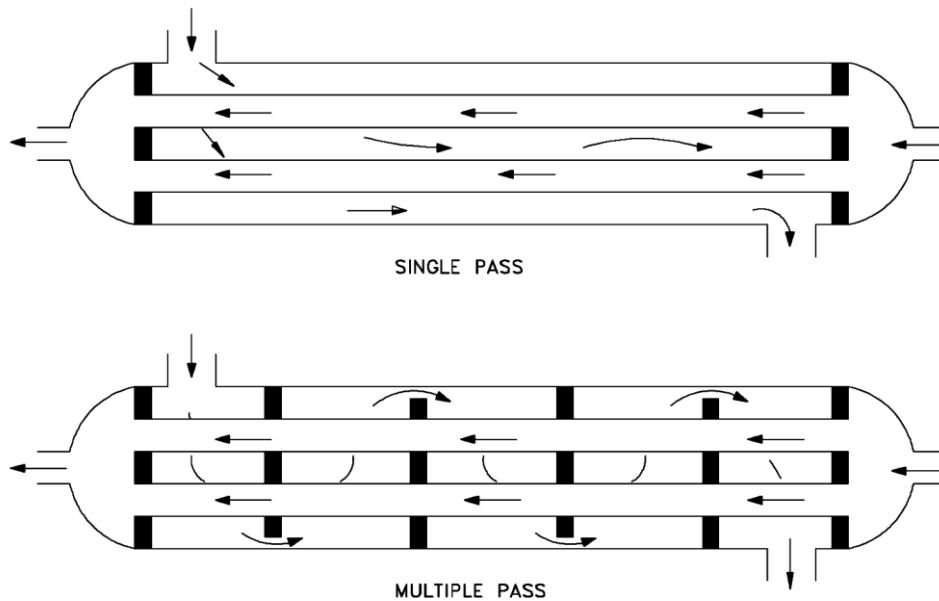


Figura 14: Intercambiador de paso simple y de múltiples pasos ^[11].

1.6.4. Regenerativos y No-regenerativos

En un intercambiador regenerativo se utiliza el mismo fluido como fluido caliente y frío (figura 15). El fluido caliente abandona el sistema cediendo su calor a un regenerador y después regresa al sistema. Se utilizan comúnmente en sistemas con temperaturas altas, ya que el fluido que abandona el proceso principal contiene energía que se puede utilizar para recalentar (regenerar) el fluido de regreso, mejorando la eficiencia del intercambiador.

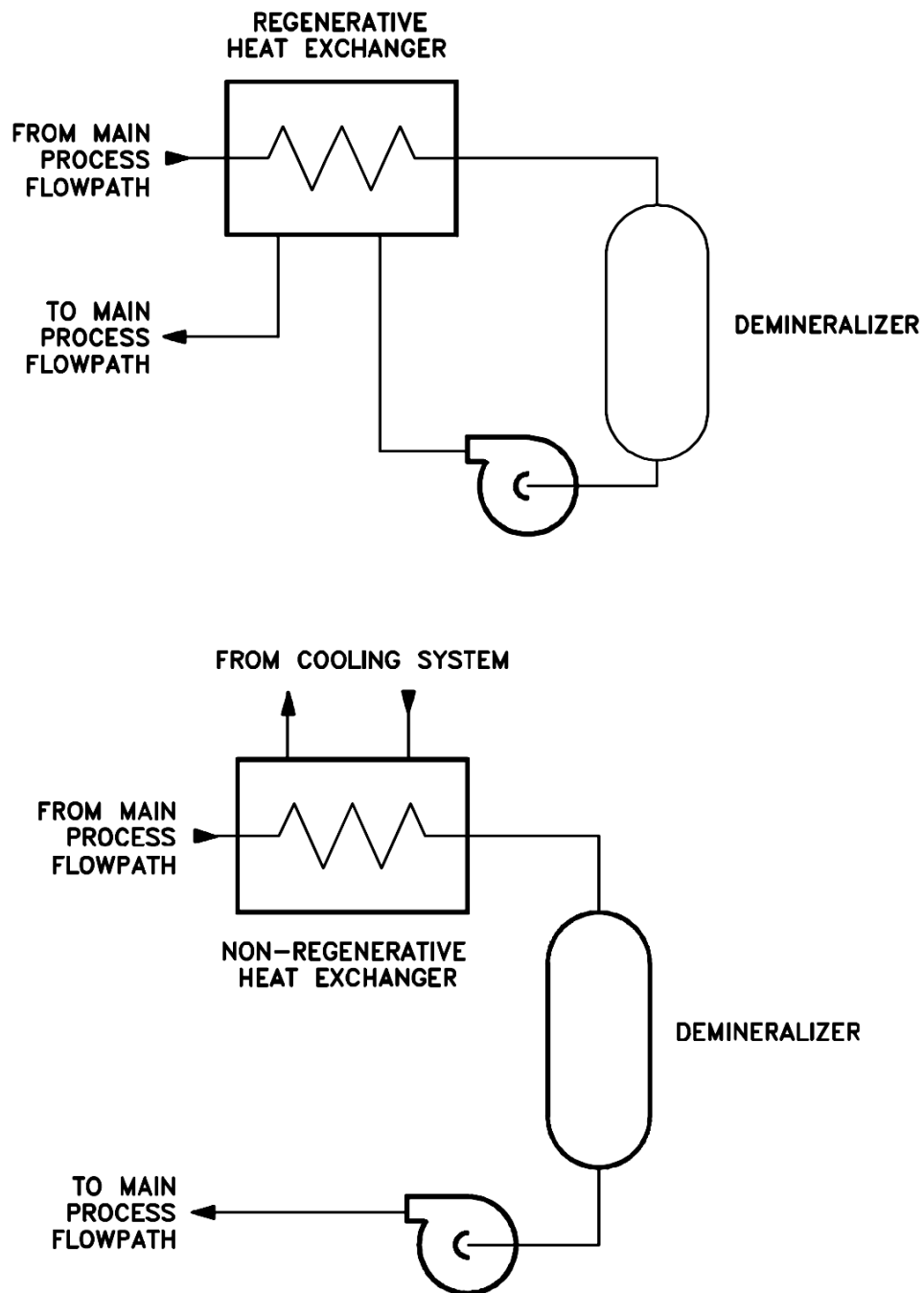


Figura 15: Intercambiador de calor regenerativo y no-regenerativo [11].

1.7. Efectividad de los intercambiadores de calor

La efectividad de transferencia de calor se define como la razón de la transferencia de calor lograda en un intercambiador de calor a la máxima transferencia posible, si se dispusiera de área infinita de transferencia de calor. A la mayor razón de capacidad se le designa mediante C y a la menor capacidad mediante c .

En el caso del contra flujo, es aparente que conforme se aumenta el área del intercambiador de calor, la temperatura de salida del fluido mismo se aproxima a la temperatura de entrada del fluido máximo en el límite conforme el área se aproxima al infinito.

En el caso del flujo paralelo, un área infinita solo significa que la temperatura de ambos fluidos sería la lograda si se permitiera que ambos se mezclaran libremente en un intercambiador de tipo abierto.

Para dichos cálculos se encuentran expresiones aritméticas que expresan la transferencia de calor lograda, por diferentes tipos de intercambiadores de calor.

Capítulo 2.- Análisis de los intercambiadores de calor

2.1. Ecuaciones de transferencia de calor

Todas estas ecuaciones están planteadas hacia el área de los intercambiadores de calor.

2.1.1. Tipos de resistencias térmicas

2.1.1.1. Conducción

Para la conducción de calor, ecuación (1.5), a través de una pared plana, considerando dx como el espesor L de la pared, se puede reacomodar para tener:

$$\dot{Q}_{cond,pared} = \frac{T_1 - T_2}{R_{pared}} \quad (2.1)$$

Donde:

$$R_{pared} = \frac{L}{kA} \quad (2.2)$$

Es la resistencia térmica de la pared en contra de la conducción de calor (resistencia a la conducción) ^[8]. Esta dependerá de su configuración geométrica y sus propiedades térmicas. Se le llama resistencia térmica por su analogía con el concepto de las resistencias eléctricas (figura 16).

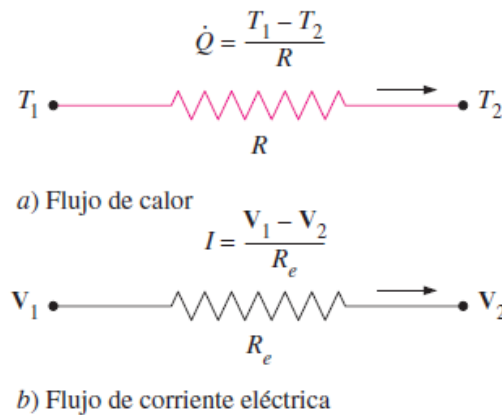


Figura 16: Analogía entre los conceptos de resistencia térmica y eléctrica ^[8].

2.1.1.2. Convección

Para la convección, ecuación (1.6), se puede reacomodar para obtener:

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_1 - T_2}{R_{conv}} \quad (2.3)$$

Donde:

$$R_{conv} = \frac{1}{hA_s} \quad (2.4)$$

Es la resistencia térmica de la superficie contra la convección de calor (resistencia a la convección)^[8]. La resistencia a la convección es válida para superficies de cualquier forma, siempre que h tienda a ser constante y uniforme.

2.1.1.3. Radiación

Para la radiación, ecuación (1.7), considerando una pared rodeada por un gas, tendremos que:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4) = h_{rad} A_s (T_s - T_{alred}) = \frac{T_s - T_{alred}}{R_{rad}} \quad (2.5)$$

Dónde:

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} A_s} \quad (2.6)$$

Es la resistencia térmica de una superficie contra la radiación (resistencia a la radiación)^[8]. El coeficiente de transferencia de calor por radiación permite expresar la radiación de manera análoga a la convección, en término de una diferencia de temperatura. Este coeficiente depende de la temperatura.

$$h_{rad} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{A_s (T_s - T_{alred})} = \varepsilon \sigma (T_s^2 + T_{alred}^2) (T_s + T_{alred}) \quad (2.7)$$

2.1.2. Red de resistencias térmicas

Al tener un análisis donde el calor se transfiere en una dirección a través de diferentes mecanismos de transferencia de calor (sólidos y/o fluidos, vacío) se utilizará el método de red de resistencias.

Éste consiste en:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} \quad (2.8)$$

Donde:

$\dot{Q}$ = transferencia de calor total.

$T_{\infty 1}$ = temperatura del primer extremo.

$T_{\infty 2}$ = temperatura del último extremo.

R_{total} = resistencia total.

Al tener las resistencias en serie, una después de otra, se tiene:

$$R_{total} = \sum R_{cond} + \sum R_{conv} + \sum R_{rad} \quad (2.9)$$

Al tener las resistencias en paralelo, una junto a otra, se tiene:

$$\frac{1}{R_{total}} = \frac{1}{\sum R_{cond}} + \frac{1}{\sum R_{conv}} + \frac{1}{\sum R_{rad}} \quad (2.10)$$

Hay que considerar que pueden existir combinaciones entre estos dos tipos de resistencias.

2.2. Ecuaciones de tipos de intercambiadores de calor

La función general de un intercambiador de calor es transferir calor de un fluido a otro. Los componentes básicos de los intercambiadores se pueden ver como un tubo por donde un flujo de fluido está pasando mientras otro fluido fluye alrededor de dicho tubo ^[11]. Por lo tanto, existirán tres intercambios de calor (figura 17):

- Transferencia de calor convectiva del fluido hacia la pared interna del tubo.
- Transferencia de calor conductiva a través de la pared del tubo.
- Transferencia de calor convectiva desde la pared externa del tubo hacia el fluido exterior.

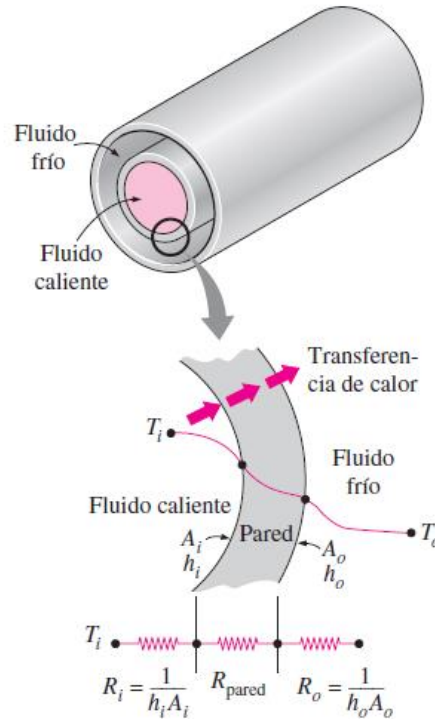


Figura 17: Red de resistencias térmicas para un intercambiador de calor de tubo doble ^[8].

Los intercambiadores de calor operan durante largos periodos (sin cambios meteorológicos) por lo que no tienen grandes cambios en sus condiciones de operación lo que hace considerar sus flujos como estacionarios. A causa de esto, el gasto de masa de los fluidos será constante, al igual que sus propiedades. Se podrán despreciar los cambios de energía cinética y potencial al haber poco o ningún cambio de velocidades y elevaciones.

2.2.1. Análisis de los intercambiadores de calor

Se considerará que existen dos flujos, el flujo caliente con una razón de capacidad calorífica C_h y para el fluido frío se tendrá C_c .

$$C_h = \dot{m}C_{ph} \quad (2.11)$$

$$C_c = \dot{m}C_{pc} \quad (2.12)$$

Dónde:

$\dot{m}$ = flujo másico.

C_{ph} = capacidad calorífica a presión constante del flujo caliente.

C_{pc} = capacidad calorífica a presión constante del flujo frío.

Con base en la Primera Ley de la Termodinámica (ecuación 1.4) se puede establecer un balance del calor transferido entre ambos flujos:

$$Q = C_h(T_1 - T_2) = C_c(t_2 - t_1) \quad (2.13)$$

Donde:

T = temperatura del flujo caliente.

t = temperatura del flujo frío.

La ecuación (2.13) es una representación ideal del intercambiador de calor, sin considerar pérdidas y al conocer temperaturas de operación y flujos másicos. Si se considera el tamaño del intercambiador, para mejorar su capacidad o eficacia, se tendrá:

$$Q = U_h\eta_{ov,h}A_h\Delta T = U_c\eta_{ov,c}A_c\Delta T \quad (2.14)$$

Donde:

U = coeficiente global de transferencia de calor.

A = área de la superficie.

ΔT = diferencia de temperaturas.

η_{ov} = eficacia de intercambio de aleta.

En el caso donde no se conoce η_{ov} para el intercambiador, se puede decir que ^[11]:

$$\eta_{ov,h} = \eta_{ov,c} = 1 \quad (2.15)$$

Entonces el proceso de intercambio de calor completo se representará por:

$$Q = U_h \eta_{ov,h} A_h \Delta T = U_c \eta_{ov,c} A_c \Delta T = C_h (T_1 - T_2) = C_c (t_2 - t_1) \quad (2.16)$$

2.2.1.1. Área de la superficie

Para obtener las áreas de la superficie se considerará un tubo de longitud L (figura 18). Se tiene un espesor δ_w , con lo cual las áreas serán:

$$A_i = \pi d_i L \quad (2.17)$$

$$A_o = \pi d_o L \quad (2.18)$$

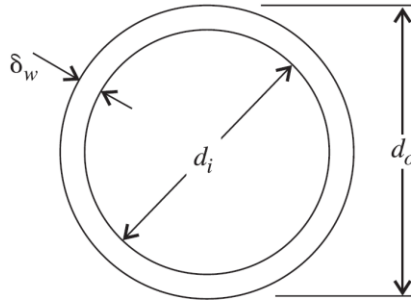


Figura 18: Vista del extremo de un tubo recto ^[11].

2.2.1.2. Coeficiente de transferencia de calor total

Para el intercambiador de calor se tendrán cinco resistencias térmicas principales ^[11].

1. Resistencia de capa convectiva de lado del fluido con mayor temperatura:

$$R_h = \frac{1}{h_h \eta_{ov,h} A_h} \quad (2.19)$$

2. Resistencia de capa convectiva de lado del fluido con menor temperatura:

$$R_c = \frac{1}{h_c \eta_{ov,c} A_c} \quad (2.20)$$

3. Resistencia en el lado caliente por suciedad (residuos de materiales indeseables):

$$R_{dh} = \frac{1}{h_{dh} \eta_{ov,h} A_h} \quad (2.21)$$

4. Resistencia en el lado frío por suciedad:

$$R_{dc} = \frac{1}{h_{dc} \eta_{ov,c} A_c} \quad (2.22)$$

5. Resistencia del material del intercambiador:

$$R_m = \begin{cases} \frac{\delta_m}{k_m A_m} & \text{paredes planas} \\ \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_m L n_t} & \text{tubos circulares} \end{cases} \quad (2.23)$$

Donde:

δ_m = espesor del material.

A_m = área del material.

n_t = número de tubos.

La red de resistencias se encontrará en serie y la resistencia total se puede representar por:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_h \eta_{ov,h} A_h} + \frac{1}{h_c \eta_{ov,c} A_c} + \frac{1}{h_{dh} \eta_{ov,h} A_h} + \frac{1}{h_{dc} \eta_{ov,c} A_c} + R_m \quad (2.24)$$

Que se podrá reescribir como:

$$U = \frac{1}{\frac{A}{h_h \eta_{ov,h} A_h} + \frac{A}{h_c \eta_{ov,c} A_c} + \frac{A}{h_{dh} \eta_{ov,h} A_h} + \frac{A}{h_{dc} \eta_{ov,c} A_c} + AR_m} \quad (2.25)$$

Si el espesor del material es pequeño y su conductividad térmica es grande, la resistencia térmica del material se puede despreciar.

Considerando que el intercambiador de calor no tiene aletas y ambos lados (caliente y frío) no tienen suciedad, se tendrá:

$$U_h = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} \frac{A_h}{A_c}} \quad (2.26)$$

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_h A_h} + \frac{1}{h_c A_c}} \quad (2.27)$$

2.2.1.3. Métodos para análisis de intercambiadores de calor

Los métodos del análisis de los intercambiadores de calor dependerá de la tarea que se busque realizar, ya sea la de seleccionar un intercambiador de calor que logre un cambio de temperatura específica de una corriente de fluido de gasto de masa conocido o predecir las temperaturas de salida de las corrientes de los fluidos en un intercambiador de calor específico ^[8].

Para el primer caso se usará el de la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD), al conocer, o determinar, las temperaturas de entrada y salida de los fluidos. Con esto, se podrá determinar el tamaño de un intercambiador de calor.

Para el segundo caso se usará el método de la efectividad-NTU. Este caso sirve para la determinación de la velocidad de transferencia de calor, así como las temperaturas de salida de los fluidos, conociendo el tipo y tamaño del intercambiador de calor.

2.2.1.3.1. Método de la diferencia media logarítmica de temperatura LMTD

La diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío varía a lo largo del intercambiador, por lo que resulta conveniente tener una diferencia media de temperatura (ΔT_m) para la ecuación (2.14).

La diferencia de temperatura ΔT entre los fluidos será grande a la entrada del intercambiador pero irá disminuyendo en forma exponencial hacia la salida. La temperatura del fluido frío nunca podrá alcanzar la temperatura del fluido caliente, sin importar cuán largo sea el intercambiador.

La diferencia de temperatura media logarítmica es la forma apropiada de la diferencia de temperatura promedio para el análisis de los intercambiadores de calor (flujo paralelo o contraflujo).

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.28)$$

Donde:

ΔT_1 y ΔT_2 representan la diferencia de temperatura entre los dos fluidos en ambos extremos del intercambiador. No existe diferencia con respecto a cuál de los dos extremos se designe como entrada o salida.

2.2.1.3.2. Factor de corrección

La relación para la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} se desarrolla en relaciones similares para los intercambiadores de flujo cruzado y de casco y tubos de pasos múltiples, pero las expresiones resultan demasiado complicadas por las complejas condiciones de flujo.

Entonces resulta conveniente relacionar la diferencia equivalente de temperatura con la relación de la diferencia media logarítmica para el caso de contraflujo, teniendo:

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{ml, CF} \quad (2.29)$$

Donde:

F= factor de corrección.

$\Delta T_{ml, CF}$ = diferencia media logarítmica de temperatura para el caso del intercambiador a contraflujo.

El factor de corrección dependerá de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío. Este factor de corrección será menor que la unidad. El valor límite de $F = 1$ será para el intercambiador a contraflujo. Esto quiere decir que el factor de corrección es una medida de la desviación de la ΔT_{ml} con respecto a los valores correspondientes para el caso de contraflujo ^[8].

El factor de corrección estará en función de las razones P y R, definidas como:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (2.30)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{C_c}{C_h} \quad (2.31)$$

El valor de P irá desde 0 hasta 1. Por otra parte, el valor de R podrá ir desde 0 hasta infinito. $R = 0$ corresponde al cambio de fase (condensación o ebullición) del lado del casco y $R \rightarrow \infty$ corresponde al cambio de fase del lado del tubo. El factor de corrección será 1 para estos dos casos. Por lo tanto, el factor de corrección para un condensador o una caldera es $F = 1$, sin importar su configuración ^[8].

2.2.1.3.3. Método de la efectividad-NTU

Este método usa un parámetro adimensional llamado efectividad de la transferencia de calor ε :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (2.32)$$

Donde:

$\dot{Q}$ = velocidad de la transferencia de calor real.

$\dot{Q}_{max}$ = velocidad máxima posible de la transferencia de calor.

La transferencia de calor real e puede obtener con base a un balance de energía en los fluidos, se expresa como:

$$\dot{Q} = C_c(T_{c, sal} - T_{c, ent}) = C_h(T_{h, sal} - T_{h, ent}) \quad (2.33)$$

Donde:

T_c = temperaturas del fluido frío.

T_h = temperaturas del fluido caliente.

La transferencia de calor será máxima cuando se dé una de las siguientes situaciones:

- El fluido frío se calienta hasta la temperatura de entrada del caliente
- El fluido caliente se enfría hasta la temperatura de entrada del frío

El fluido con la razón de capacidad calorífica menor experimentará el cambio más grande en la temperatura (diferencia de temperatura máxima), la cual es la diferencia entre las temperatura de entrada de los fluidos caliente y frío. Por lo tanto, la velocidad máxima posible de transferencia de calor será:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{h, ent} - T_{c, ent}) \quad (2.34)$$

Donde:

C_{min} = capacidad calorífica menor entre C_h y C_c .

$T_{h, ent}$ = temperatura de entrada del fluido caliente.

$T_{c, ent}$ = temperatura de entrada del fluido frío.

Al conocer la efectividad del intercambiador, se podrá determinar la velocidad de transferencia de calor real.

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} \quad (2.35)$$

Para las relaciones de la efectividad de los intercambiadores de calor se utiliza el NTU (número de unidades de transferencia), el cual es la medida del área superficial de transferencia de calor. Entre mayor sea el NTU, más grande es el intercambiador de calor Este es un número adimensional y se expresa como:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.36)$$

Donde:

U = coeficiente de transferencia de calor total.

A = área superficial de transferencia del intercambiador.

También resulta conveniente otra cantidad adimensional que es la relación de capacidades

C :

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.37)$$

Entonces se tendrá que la efectividad de un intercambiador de calor está en función de NTU y de la relación de capacidades.

$$\varepsilon = \text{función}(NTU, c) \quad (2.38)$$

Con esto se han desarrollado relaciones de la efectividad para un gran número de intercambiadores, así como gráficas. [Apéndice D]

En base a los valores de la efectividad se puede observar que:

- El valor de la efectividad varía desde 0 a 1. Aumenta con rapidez para los valores pequeños de NTU ($NTU \leq 1.5$) y con lentitud para valores más grandes. Por lo tanto, no es justificable económicamente un intercambiador de calor con un NTU grande ($NTU \geq 3$) ni un intercambiador de gran tamaño. Resulta poco viable, desde el punto de vista económico, tener un intercambiador de calor con una efectividad elevada.
- Los intercambiadores de contraflujo son los que tienen una efectividad más elevada, seguido de los de flujo cruzado con los dos fluidos en flujo no mezclado. Los más bajos son los de flujo paralelo. (figura 19)

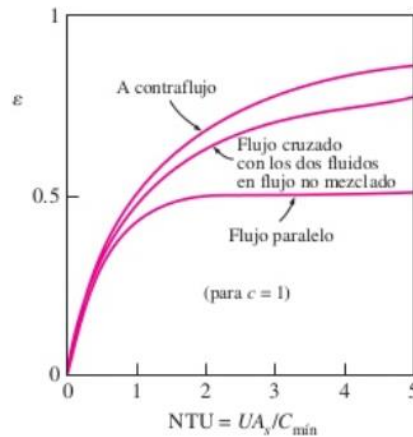


Figura 19: Efectividad para un NTU y relación de capacidades dados ^[8].

- La efectividad de un intercambiador de calor es independiente de la relación de capacidades para valores de NTU menores que 0.3.
- El valor de la relación de capacidades va desde 0 hasta 1. Para un NTU dado, la efectividad se convierte en un máximo para $c = 0$ (condensador o caldera) y en un mínimo para $c = 1$. Entonces, sin importar el tipo de intercambiador, se tendrá que:

$$\varepsilon = \varepsilon_{m\acute{a}x} = 1 - \exp(-NTU) \quad (2.39)$$

2.3. Análisis del calentador

Toda la teoría presentada acerca de transferencia de calor e intercambiadores de calor se puede utilizar para el análisis de los calentadores.

Se ha decidido realizar el análisis de un calentador de paso de tipo instantáneo, enfocando este análisis a los calentadores que utilizan gas natural, en los cuales existe una gran diversidad de modelos y/o marcas. Se escogió el siguiente modelo debido a la disponibilidad del mismo y que cumple con las características antes especificadas.

Tabla 1: Datos del calentador.

Datos del calentador	
Marca	TEKTINO
Producto	Calentador para agua
Tipo	Instantáneo
Modelo	SB06-5N
Tipo de gas	Natural
Presión de gas mínima	1.76 kPa. (0.018 Kg/cm ²)
Presión hidrostática mínima en el circuito de agua para la apertura de la válvula de gas (requerida)	0.039 MPa. (0.4 Kg /cm ²)
Presión máxima de trabajo	0.45 MPa. (4.59 Kg/cm ²)
Incremento de temperatura	En aumento de 25° C, como mínimo 0.1084 [kg/s] (6.5 [l/min])
Flujo de Gas Natural	1.07 m ³ /hr. (0.000297 m ³ /s)
Carga térmica	11 KW.



Figura 20: Calentador de paso instantáneo *TEKTINO*



Figura 21: Componentes del calentador de paso instantáneo *TEKTINO*

2.4. Resultados teóricos

Se tiene en consideración que las condiciones iniciales van a ser:

Las condiciones ambientales que se tomarán serán las promedio del Distrito Federal, que son $P_{atm} = 77.327 \text{ kPa}$ ^[23] y $T_{amb} = 25^\circ\text{C}$.

Con base a estas condiciones ambientales podemos considerar que la temperatura de entrada del agua (fluido frío) será la misma que la temperatura del ambiente. Por otro lado, para la temperatura de los gases de combustión (fluido caliente) se tomará la temperatura de la flama adiabática. Por medio de la normas ^[17] y ^[18] sobre calentadores para agua de la Secretaría de Energía, se establece que debe existir un incremento de la temperatura del agua mínimo de 25°C (que se tomará en consideración).

$$T_{h,ent} = T_{flama}$$

$$T_{c,ent} = 25^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_c = 25^\circ\text{C}$$

Por medio de tablas ^[8], se obtendrán las propiedades de ambos fluidos. Para el poder calorífico del Gas Natural, se considerarán los datos oficiales de la Secretaría de Energía ^[19].

$$Cp_c = 4.186 \left[\frac{KJ}{kgK} \right] \leftarrow agua$$

$$Cp_h = 2 \left[\frac{KJ}{kgK} \right] \leftarrow metano$$

$$PC_{infGN} = 34,352.7 \left[\frac{KJ}{m^3} \right]$$

$$\rho_{aire\ 25^\circ C} = 1.184 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

A través de los datos del calentador, se obtendrá el flujo másico del agua y del gas.

$$\dot{m}_c = 0.1084 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

$$\dot{m}_h = \dot{m}_{gc} = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{aire}$$

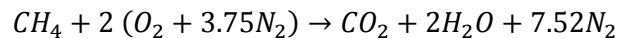
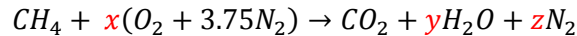
$$\dot{m}_{comb} = \dot{m}_{GN} = \rho_{aire} \delta_{GN} \dot{m}_{GN}$$

$$= 1.1 \left[\frac{m^3}{h} \right] \left(1.184 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \right) (0.6)(60)^{-1} = 2.1667 \times 10^{-4} \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Para obtener la temperatura de flama adiabática, se realizará una relación estequiométrica con la consideración de que se tendrá una combustión completa, es decir, que tiene un 100% de aire (no hay exceso de aire y se quema todo el combustible). El Gas Natural tiene un porcentaje muy alto de metano por lo que se hará la consideración, para simplificar el análisis, de tomar solo el metano.

A partir de ello se podrá obtener el flujo másico de los gases de combustión.

Gas natural $\rightarrow$ Metano



$$\begin{array}{l} 4 - H - 2(2) \\ 1 - C - 1 \\ 2 - O_2 - 2 \\ 7.5 - N_2 - 7.5 \end{array}$$

$$m_{comb} = 12 + 4(1) = 16 [kg]$$

$$m_{aire} = 2[32 + 3.75(28)] = 16 [kg]$$

$$F = m_{comb}/m_{aire} = 0.058$$

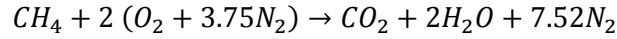
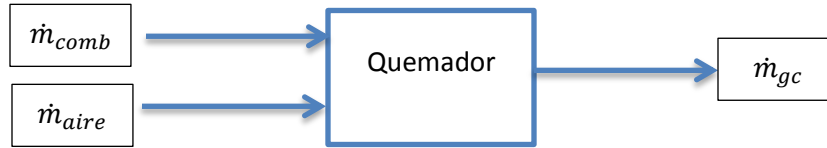


Tabla 2: Capacidad calorífica para gases de combustión

Elemento	Masa molar	Porcentaje	Masa molar * Cp
CO_2	1	9.5%	(44.01)(0.844)
H_2O	2	19%	(18.016)(1.8646)
N_2	7.52	71.5%	(28.016)(1.0399)
Total	10.52		30.742
			$Cp_{gc} = 2.922 [KJ/kgK]$

$$F = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{aire}} \rightarrow \dot{m}_{aire} = \frac{\dot{m}_{comb}}{F} = \frac{0.013}{0.058} = 0.003735 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{aire} = 0.0039517 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

$$PC_{comb} = \rho_{aire} \delta_{GN} PC_{comb}$$

$$= 34,352.7 \left[\frac{KJ}{m^3} \right] \left(0.7104 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \right)^{-1} = 48,356.8412 \left[\frac{KJ}{kg} \right]$$

$$T_{flama} = \frac{\dot{m}_{comb} Cp_{comb} T_o + \dot{m}_{aire} Cp_{aire} T_o + \dot{m}_{comb} PC_{comb}}{\dot{m}_{gc} Cp_{gc}}$$

$$= \frac{(0.013)(2.237)(298) + (0.2241)(1.007)(298) + (0.013)(48,356.8412)}{(0.2371)(2.922)}$$

$$= 1,016.10023 = 743 \text{ } ^\circ C$$

Una vez que se obtuvieron las condiciones iniciales para ambos fluidos se podrá calcular el calor máximo ($\dot{Q}_{max}$), explicado anteriormente.

$$C_h = \dot{m}C_{ph} = (0.2373)(2) = 0.00791 \left[\frac{KW}{K} \right]$$

$$C_c = \dot{m}C_{pc} = (6.5)(4.186) = 0.453483 \left[\frac{KW}{K} \right]$$

$$C_h = C_{min}$$

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{h,ent} - T_{c,ent}) = 0.4746(743 - 25) = 5.68[KW]$$

$$\dot{Q}_{max} = 5.68 [KW]$$

Con el valor obtenido de la carga máxima, se puede observar que esta es menor a la carga térmica del calentador, debido a que esta $\dot{Q}_{max}$ es la necesaria para poder elevar la temperatura del flujo de agua sin considerar las pérdidas que se tienen en el dispositivo (calentador de agua).

Haciendo una comparación, se obtendrá la carga térmica necesaria para que el flujo del agua eleve su temperatura 25°C.

Calor del agua:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{agua}C_p\Delta T \quad (2.40)$$

$$= 0.1083 \left[\frac{kg}{s} \right] (4.186 \left[\frac{KJ}{kgK} \right]) (25 K)$$

$$= 11.34[KW]$$

Al observar este resultado, se ve que la carga térmica coincide con la de los datos del calentador de agua analizado.

Capítulo 3.- Rediseño del intercambiador de calor

3.1. Principios básicos de ventilación

3.1.1. Ventilación

La ventilación es aquella técnica que permite sustituir el aire interior de un área de trabajo, por su falta de pureza, temperatura inadecuada o humedad excesiva; por un aire exterior de mejores características^[20].

Se emplean dos tipos generales de sistemas de ventilación, los de impulsión y los de extracción^[21]. Los de impulsión se utilizan para impulsar aire a un área de trabajo. Los de extracción se emplean para eliminar contaminantes generados por alguna operación. Un programa completo de ventilación es el que incluye tanto la impulsión como la extracción.

3.1.2. Sistemas de ventilación

3.1.2.1. Sistemas de impulsión

Estos sistemas se emplean con dos finalidades^[21]:

1. Crear un ambiente confortable (sistemas de calefacción, refrigeración y ventilación).
2. Para sustituir el aire extraído.

En muchos casos, ambos sistemas (impulsión y extracción) están acoplados.

Un sistema de impulsión deberá de incluir una sección de toma de aire, filtros, equipos de calefacción y/o refrigeración, ventilador, conductos, etc.

Si se recircula una parte del aire impulsado por el sistema, será necesario un sistema de retorno.

3.1.2.2. Sistemas de extracción

Se clasifican en dos grupos:

1. **General.-** Pueden emplearse para el control del ambiente térmico y/o para la eliminación de contaminantes. Normalmente el aire contaminado se descarga a la atmósfera.
2. **Localizada.-** Se basan en el principio de capturar el contaminante muy cerca de su origen. Es el método más usado ya que es el de mayor eficacia.

Estos sistemas (extracción localizada), se componen de cuatro tipos de elementos básicos: elemento de captación, sistema de conductos (donde se incluye la chimenea de salida y/o el conducto de recirculación), el depurador y el ventilador.

El elemento de captación sirve para poder captar el contaminante atrapándola en una corriente de aire dirigida hacia dicho elemento. Para poder transportar el aire contaminado a través del sistema, es necesario disponer un sistema de conductos. El ventilador sirve para vencer las pérdidas debidas al rozamiento, pérdidas de calor y de las uniones de conductos.

3.1.3. Definiciones básicas

El flujo volumétrico (caudal) se define como el volumen o cantidad de aire que atraviesa una sección determinada por unidad de tiempo.

$$Q = A V \quad (3.1)$$

Donde:

Q = caudal.

V = velocidad media.

A = área de la sección.

El aire, o cualquier otro fluido, siempre circulan de las regiones de mayor presión total a las de menor, en ausencia de aporte de energía (ventilador) ^[21]. Una masa de aire en movimiento tiene asociadas tres presiones distintas, pero relacionadas.

La presión estática (PE) se define como la presión que tiende a hinchar o colapsar el conducto. Puede ser positiva o negativa con respecto a la presión atmosférica local, pero debe medirse perpendicularmente a la dirección del flujo de aire.

La presión dinámica (PD) e define como la presión requerida para acelerar el aire desde velocidad cero hasta una cierta velocidad y es proporcional a la energía cinética de la corriente de aire.

$$V = 4.43 \sqrt{\frac{PD}{d}} \quad (3.2)$$

Donde:

PD = presión dinámica [mmcda]

V = velocidad

d = diámetro del conducto

La presión dinámica se ejerce únicamente en la dirección del flujo y es siempre positiva.

La presión total (PT) es la suma algebraica de las presiones estática y dinámica (figura 22).

$$PT = PE + PD \quad (3.3)$$

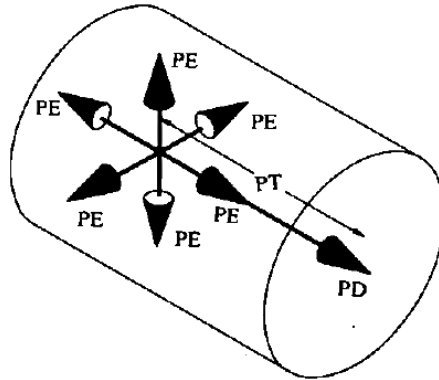


Figura 22: PE, PD y PT en un punto ^[21].

Esta presión puede ser positiva o negativa con respecto a la presión atmosférica, por lo que siempre va descendiendo a medida que se produce el avance del aire por el interior del conducto. Únicamente aumentará al pasar a través de un ventilador (figura 23).

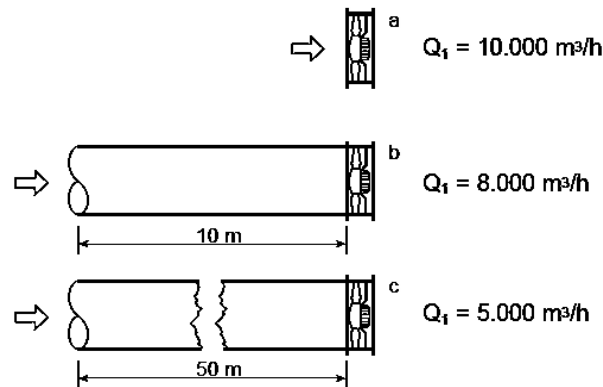


Figura 23: Pérdida de caudal con la longitud ^[20].

3.1.4. Teorema de Bernoulli

Para un flujo unidimensional que se mueve a través de una corriente de fluido, que entra al sistema y una sola corriente sale del mismo, se pueden tomar las siguientes consideraciones.

Partiendo de la ecuación de la primera ley de la termodinámica (1.4), se tendrá que considerar un flujo unidimensional, reversible y permanente (estacionario) ^[22].

Se obtendrá:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \quad (3.4)$$

Esta ecuación también se puede deducir a partir del principio de conservación de la cantidad de movimiento para un fluido sin fricción.

Para poder obtener la presión total ^[22] se tendrá:

$$P_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} + \rho gz_1 = P_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} + \rho gz_2 = \textit{Presión total constante} \quad (3.5)$$

Donde se puede observar que el término donde se encuentra la velocidad, será la presión dinámica, donde se encuentre la presión será la presión estática y el último término la presión potencial.

Para la carga total ^[22]:

$$\frac{gP_1}{\rho} + \frac{gv_1^2}{2} + z_1 = \frac{gP_2}{\rho} + \frac{gv_2^2}{2} + z_2 = \textit{Carga total constante} \quad (3.6)$$

Donde el término con la velocidad será la carga de velocidad, la que tenga el término de presión la carga de presión y donde la altura será la carga potencial.

Cabe mencionar que cuando se analice un flujo de trabajo con fricción (flujo real), se deberán de considerar las pérdidas de carga debidas al material y forma.

3.1.5. Ventiladores

Un ventilador es una máquina rotativa que pone el aire, o un gas, en movimiento ^[20]. Es una turbomáquina que transmite energía para generar a presión necesaria para mantener un flujo continuo de aire. El aire circula por un conducto gracias a la diferencia de presión que existe entre sus extremos.

Las presiones que se tendrán por el ventilador se rigen por el teorema de Bernoulli, tomando en cuenta las siguientes consideraciones: diferencias de nivel de hasta 100 m o ser un conducto horizontal, velocidades inferiores a 50 m/s y régimen estacionario. Con este teorema, no se consideran las presiones por diferencia de altura.

3.1.5.1. Clasificación

Los ventiladores se clasifican de diferentes maneras, a veces estando en diferentes denominaciones. Es común que esta clasificación se asigne dependiendo a las características del caso que se esté tratando.

3.1.5.1.1. Función

- **Ventiladores con envolvente.-** Suele ser tubular. Existen impulsores (entrada libre y salida entubada), extractores (entrada entubada y descarga libre) e impulsores-extractores (entrada y salida entubadas). (Figura 24, inciso a)
- **Ventiladores murales.-** También conocidos como extractores, tienen la función de trasladar aire entre dos espacios separados por un muro o pared. (Figura 24, inciso b)
- **Ventiladores de chorro.-** Aparatos usados para proyectar una corriente de aire incidiendo sobre personas o cosas. (Figura 24, inciso c)

3.1.5.1.2. Trayectoria del aire

- **Ventiladores centrífugos.-** En estos la trayectoria del aire sigue una dirección axial a la entrada y paralela a un plano radial a la salida (entrada y salida en ángulo recto). (Figura 24, inciso d)
- **Ventiladores axiales.-** La entrada de aire al aparato y su salida siguen una trayectoria según superficies cilíndricas coaxiales. Los envolventes también se consideran como axiales.
- **Ventiladores transversales.-** La trayectoria del aire en el rodete es normal a eje tanto a la entrada como a la salida, cruzando el cuerpo del mismo. (Figura 24, inciso e)
- **Ventiladores helicocentrífugos.-** El aire entra siguiendo una trayectoria según la superficie cilíndrica coaxial y sale paralela a un plano radial. (Figura 24, inciso f)

3.1.5.1.3. Presión

- **Baja presión.-** Su presión máxima no alcanza los 70 Pa. Suelen ser centrífugos y se suelen utilizar en climatizadores. (Figura 24, inciso g)
- **Media presión.-** Si la presión se encuentra entre los 70 y 3,000 Pa. Pueden ser centrífugos o axiales. (Figura 24, inciso h)
- **Alta presión.-** Cuando la presión se encuentra por encima de los 3,000 Pa. Suelen ser centrífugos con rodetes estrechos y de gran diámetro. (Figura 24, inciso i)

3.1.5.1.4. Condiciones de funcionamiento

- **Estándar.-** Circulan aire sin cargas importantes de contaminantes, humedad, polvo, partículas agresivas y temperaturas máximas de 40° si el motor está en la corriente de aire.
- **Especiales.-** Son diseñados para tratar el aire caliente, corrosivo, húmedo, etc. o bien para ser instalados en el tejado. (Figura 24, inciso j)

3.1.5.1.5. Sistema de accionamiento

- **Directo.-** Cuando el motor eléctrico tiene el eje común con el rodete o hélice del ventilador.
- **Transmisión.-** Cuando se transmite la potencia por correas y poleas para separar el motor de la corriente del aire. (Figura 24, inciso k)

3.1.5.1.6. Control de las prestaciones

Es el caso de ventiladores de velocidad variable por el uso de reguladores eléctricos, de compuertas de admisión o descarga, modificación del caudal por inclinación variable de los álabes de las hélices, etc. (Figura 24, inciso l)

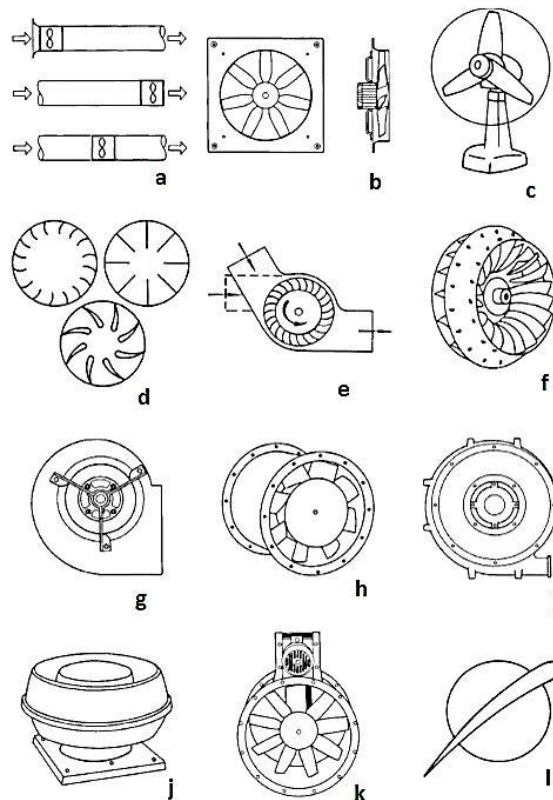


Figura 24: Tipos de ventiladores ^[20].

3.1.5.2. Curva característica

La curva característica se obtiene por medio de ensayos y sirve para determinar la capacidad del ventilador para transferir la potencia al aire que mueve ^[20]. Para estos ensayos, el ventilador se hace funcionar a un régimen de giro constante y se toman en cuenta los valores de diferentes caudales movidos, según sea la pérdida de carga que debe vencerse. Los valores que se toman en las gráficas de las curvas características son los distintos valores caudal-presión.

Cuando la descarga sea libre, el ventilador dará el máximo caudal que puede mover cuando la presión estática (PE) sea nula ($PT = PD$). Cuando el ventilador está obturado, se tendrá el mínimo caudal, con lo que la presión dinámica (PD) será nula ($PT = PE$).

Estas curvas, junto con las de potencia absorbida (potencia que consume el motor que acciona el ventilador) y la curva de rendimiento (rendimiento del ventilador dependiendo del caudal que se está moviendo), reciben el nombre de característica de un ventilador.

Al tener las curvas características de los ventiladores, se podrá comprender mejor su comportamiento. En la figura 25, se tienen tres ventiladores de mismo diámetro de rodete. Con las curvas características se podrá seleccionar el tipo de ventilador adecuado para cada situación.

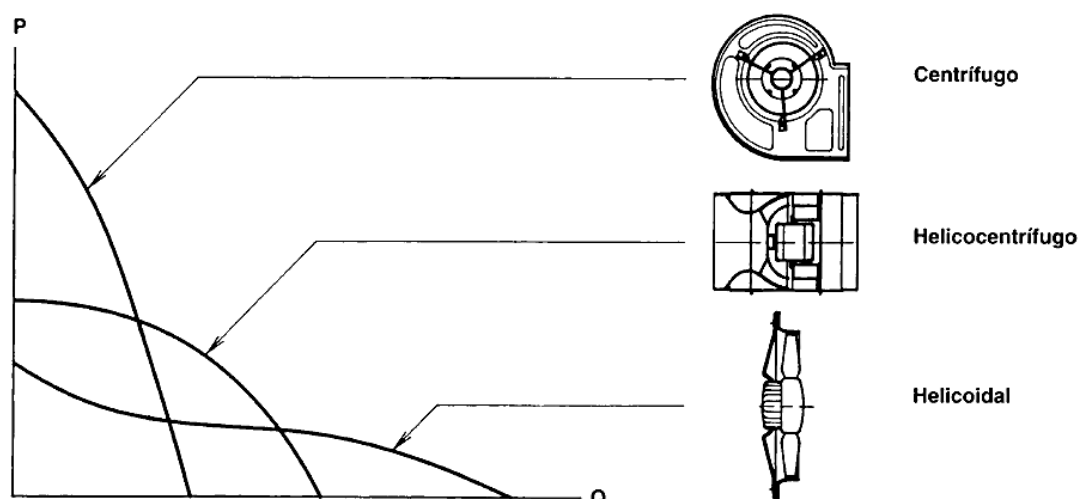


Figura 25: Curvas características de diferentes tipos de ventiladores ^[20].

Según sea el ventilador, tipo y tamaño, existirá una zona de su curva característica recomendable para su uso. Fuera de ella puede haber un mal funcionamiento.

3.1.5.3. Punto de trabajo

La curva característica de un ventilador puede variar dependiendo de su velocidad de rotación. Se debe de considerar que un ventilador puede funcionar moviendo distintos caudales y comunicándoles distintas presiones.

Para saber exactamente en qué condiciones funcionara el ventilador, se deberá de conocer la curva que relaciona la pérdida de carga de la instalación con el caudal que pasa por ella (curva resistente de la instalación).

Se puede encontrar su punto de trabajo al superponer las curvas características del ventilador y la curva resistente del conducto, teniendo como punto de trabajo la intersección entre ambas curvas (figura 26) o por medio de una ecuación.

$$P_2 = P_1 \left[\frac{Q_2}{Q_1} \right]^2 \quad (3.7)$$

Donde:

P_1 = pérdida referida al primer caudal.

P_2 = pérdida referida al segundo caudal.

Q_1 = caudal conocido.

Q_2 = caudal supuesto.

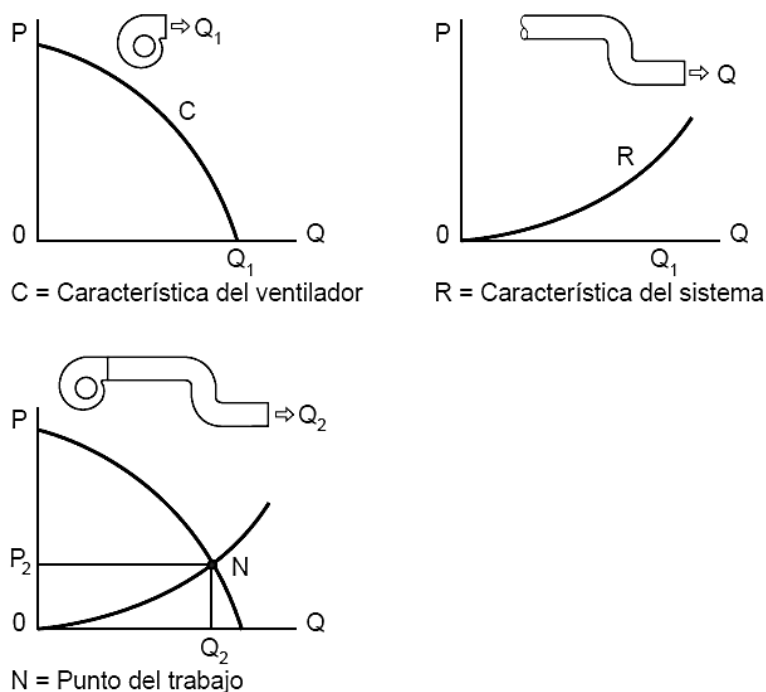


Figura 26: Obtención de punto de trabajo ^[20].

3.1.6. Pérdida de carga en conductos

Existen dos componentes de la pérdida global de presión total en un tramo de conducto:

3.1.6.1. Pérdida de carga en tramos rectos

Esta pérdida es una función compleja de la velocidad del aire, diámetro del conducto, densidad y viscosidad del aire y de la rugosidad superficial del conducto. Para esto, se deberá obtener el número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu} \quad (3.8)$$

Donde:

Re = Número de Reynolds.

V = velocidad.

d = diámetro del conducto.

ρ = densidad.

μ = viscosidad.

La rugosidad superficial se da mediante la rugosidad relativa. La rugosidad relativa es el cociente de la altura media de la rugosidad del material (ϵ) entre el diámetro del conducto.

Tabla 3: Rugosidad superficial absoluta

Material	Rugosidad absoluta ϵ (cm)
Chapa galvanizada	0,015
Acero	0,005
Aluminio	0,005
Conducto flexible (alma descubierta)	0,3
Conducto flexible (alma recubierta)	0,09
Estas cifras son valores de diseño, que pueden sufrir variaciones notables según cual sea el proceso de fabricación.	

L.F. Moody combinó estos efectos en un gráfico único (Diagrama de Moody) con el cual, conociendo el número de Reynolds y la rugosidad relativa, se puede hallar el factor de fricción.

Utilizando la ecuación del factor de fricción de Darcy-Weisbach, se podrá determinar la pérdida de carga global en el tramo:

$$h_f = f \frac{L}{d} PD \quad (3.9)$$

Donde:

h_f = pérdida de carga en el conducto.

f = factor de fricción.

d = diámetro del conducto.

PD = presión dinámica.

Existen alternativas para obtener el factor de fricción, fuera del diagrama de Moody. Una es la ecuación de Churchill (pequeño porcentaje de error en toda la gama de flujos):

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + (A + B)^{-3/2} \right]^{1/12} \quad (3.10)$$

Donde:

$$A = \left\{ -2.457 \ln \left[\left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7 d} \right) \right] \right\}^{16} \quad (3.11)$$

$$B = \left(\frac{37.53}{Re} \right)^{16} \quad (3.12)$$

3.1.6.2. Pérdida de carga en puntos singulares (codos, uniones, etc.)

El flujo de aire no siempre pasa por tramos rectilíneos sino que suelen presentarse irregularidades en su trayectoria, que son los puntos singulares. Todos estos ofrecerán resistencia al paso del aire provocando pérdidas de carga.

Existen diversos métodos para calcular la pérdida de carga debida a puntos singulares, siendo la más utilizada la que se explicará a continuación.

3.1.6.2.1. Método del coeficiente $<n>$

Este método se basa en calcular la pérdida de carga de un elemento de la trayectoria en función de la presión dinámica PD del aire que circula y un coeficiente $<n>$ de proporcionalidad, determinados experimentalmente.

$$h_p = n PD \quad (3.13)$$

Donde:

h_p = pérdida de carga en puntos singulares.

n = coeficiente de pérdidas en puntos singulares.

PD = presión dinámica.

Al sumar las pérdidas de carga en los puntos singulares y las de los tramos rectos, se tendrá la pérdida de carga total del sistema de conducción.

3.2. Propuestas

Para poder obtener un mejoramiento de la eficiencia del calentador de paso instantáneo se tendrán distintas posibilidades:

- Precalentamiento: poder calentar el flujo de agua antes de su entrada al intercambiador de calor.
- Mejores materiales: con lo que el calentador de agua podrá tener un mayor intercambio de calor.
- Recalentamiento: recircular los gases que se obtienen del quemador para el intercambiador de calor.

Se considera que la mejor forma de mejorar su eficiencia es la adición de un accesorio que englobe estas tres opciones. Este accesorio se fijará a la salida de los gases de combustión (chimenea), que conducirá estos al intercambiador de calor, por el cual fluirá el agua antes de que ésta llegue a la entrada del calentador.

Por lo tanto se deberá de realizar un análisis matemático para poder obtener diferentes diseños que cumplan con este mejoramiento.

Al ser un accesorio, este se podrá implementar en diferentes tipos de calentadores de paso instantáneo, en vez de modificar algún o algunos elementos en el interior del calentador, con lo que se volvería una mejora menos viable.

3.3. Análisis matemático

Para determinar el coeficiente de transferencia total del intercambiador se tendrán las siguientes consideraciones:

- La resistencia térmica del tubo interior (agua) es despreciable.
- Los flujos se encuentran completamente desarrollados (estado estacionario).
- Las propiedades del agua y de los gases son constantes a lo largo del proceso.

Ya con estas consideraciones se buscarán las propiedades de los gases a 300°C, mostrados en la siguiente tabla:

Tabla 4: Propiedades de los gases a 300°C

	ρ [Kg/m ³]	C_p [KJ/Kg K]	K [W/m]	ν [m ² /s]	Pr
CO ₂	0,9358	1,06	0,03814	0,00002866	0,745
H ₂ O	0,3831	1,997	0,4345	0,0000534	0,941
N ₂	0,5956	1,07	0,04309	0,00004783	0,7078
AIRE	0,611283	1,063961	0,0479323	4,818E-05	0,709124

Al considerar los porcentajes obtenidos de la relación estequiométrica en la Tabla 2 y suponer que se agregará un 10% de aire a la salida debido a la ventilas, se obtienen las siguientes propiedades:

Tabla 5: Propiedades de los gases compuestos a 300°C

	ρ Kg/m ³	C_p KJ/Kg K	K W/m	v m ² /s	Pr
GASES COMPUESTOS	0,5899179	1,2270581	0,11008212	4,7178E-05	0,7509902

Por otro lado, para el agua saturada, se puede calcular la velocidad media, número de Reynolds, número de Nusselt, y coeficiente de transferencia de calor por convección en el tubo “h”, según las propiedades a 25 °C.

Tabla 6: Propiedades del agua saturada a 25°C

Agua		
$\dot{m}$	0,108333333	kg/s
ρ	997	kg/ m ³
Ac	0,000163993	m ²
D_h	0,01445	m
v	8,93681E-07	m ² /s
Pr	6,14	
k	0,607	W/m K
v	0,662584653	m/s
Re	10713,38405	
Nu	79,60429922	
h	3343,931462	W/ m ² °C

De manera similar, es posible calcular las mismas variables para los gases compuestos, obteniendo:

Tabla 7: Propiedades de los gases compuestos a 300°C

GASES COMPUESTOS		
$\dot{m}$	0,016345945	kg/s
ρ	0,5899179	kg/ m ³
Ac	0,005610997	m ²
D_h	0,07013	m
v	4,71784E-05	m ² /s
Pr	0,7509902	
k	0,110082115	W/m K
v	4,938310936	m/s

Tabla 7: Propiedades de los gases compuestos a 300°C (continuación)

Re	7340,726037	
Nu	28,68819882	
h	45,0314787	W/ m ² °C

Con ello es posible determinar, con la ecuación (2.24), el coeficiente de transferencia de calor total “U”.

$$U = 44.4331 \left[\frac{W}{m^2 \text{°C}} \right]$$

Para obtener la razón de transferencia de calor en el intercambiador se propone lograr un aumento de temperatura en el agua de 3°C. Para ello, usando la ecuación (1.3) resultará que:

$$Q = 1.449 [KW]$$

Con esta misma ecuación, esta vez para los gases compuestos, se determina la temperatura de salida de estos:

$$T_s = 219.27 \text{ °C}$$

Al obtener estos valores, se deberá de considerar las pérdidas del accesorio al exterior. Para minimizar estas pérdidas se utilizará un aislante (lana mineral ^[25]). El accesorio se envolverá con una capa de 10 cm. Con esto se tendrá que:

$$Q = 15.96 [W]$$

Con lo que habrá un $Q_T = 1.6190 [KW]$

Posteriormente se calcula la diferencia de temperatura media logarítmica con la ecuación (2.28) resultando:

$$\Delta T_{ml} = 230.87 \text{ °C}$$

Una vez que se tiene esta información es posible calcular el área de contacto superficial necesaria para el intercambiador de calor, con la ecuación (2.14), obteniendo:

$$A_s = 0.1578 [m^2]$$

Finalmente, al conocer el tipo y medidas del tubo a emplear en el intercambiador se puede calcular la longitud del tubo necesaria para el intercambiador de calor.

$$L = 3.16 [m]$$

3.4. Análisis de casos

Una vez que se tiene la longitud del tubo es posible determinar la geometría más conveniente para el accesorio que llevará el intercambiador de calor.

Se realizaron diferentes propuestas, pero las más importantes fueron las siguientes:

- **Propuesta 1**

En esta se tendrá un codo de 90° a la salida de la chimenea del calentador para conducir a los gases de combustión. Estos envolverán el tubo en forma horizontal de cuatro pasos (intercambiador de calor). Posteriormente se tendrá otro codo de 90° para sacar los gases de combustión, hacia el exterior.

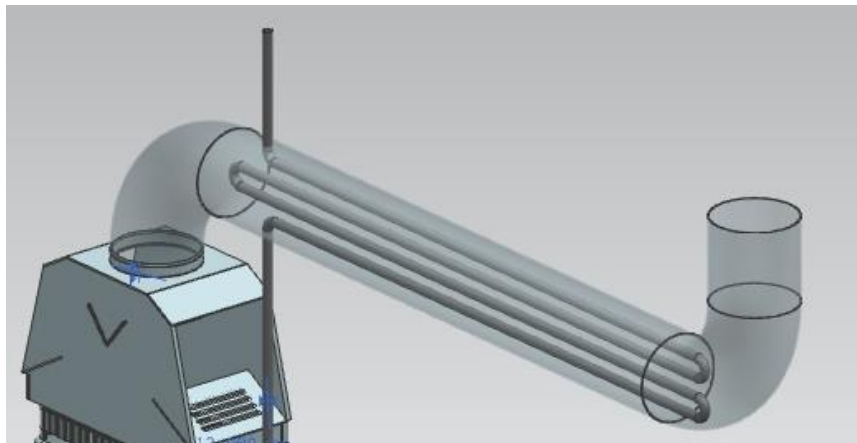


Figura 27: Accesorio para mejoramiento del calentador (Propuesta 1).

- **Propuesta 2**

En esta se tendrán dos codos de 45°, unidos por un tubo recto, a la salida de la chimenea. Estos conducirán, de forma vertical, los gases de combustión a través del intercambiador de calor, el cual se encuentra de forma helicoidal. Posteriormente, al igual que la propuesta 1, se tendrá otro codo de 90° para sacar los gases de combustión, de forma horizontal.

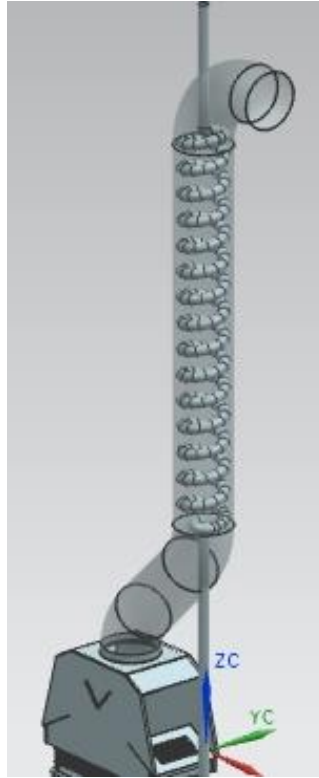


Figura 28: Accesorio para mejoramiento del calentador (Propuesta 2).

Al tener estas propuestas, se puede observar que el número dos es la mejor debido a la longitud total del tubo, ya que, en la primera se necesita un área de 97.5 cm en horizontal y de 32.4 cm en vertical, lo cual lo vuelve más estorboso y con mayor posibilidad de fallar debido al peso. Mientras que en la segunda propuesta se necesita un tubo de 99.5 cm en vertical y de 35.9 cm en horizontal, lo cual resulta ser más práctico.

Todo esto pone la primera propuesta como la mejor, siempre y cuando se tengan las condiciones necesarias en el lugar donde se encuentra el calentador.

Capítulo 4.- Evaluación y resultados

4.1. Evaluación de los gases a la salida del accesorio

Una vez propuesto el accesorio, se deberá de evaluar su buen funcionamiento. Lo primero que se tendrá que evaluar serán los gases de escape que pasan a través del intercambiador de calor (por el interior del accesorio).

Para facilitar el movimiento del flujo de los gases de escape a través del accesorio se ha decidido modificar los codos de 45°, junto con su unión por medio de un tubo recto, por dos codos de 90° (también para poder simplificar su manufactura). Con esto se tendrá un área de 93.2 cm en vertical y de 42.34 cm en horizontal.

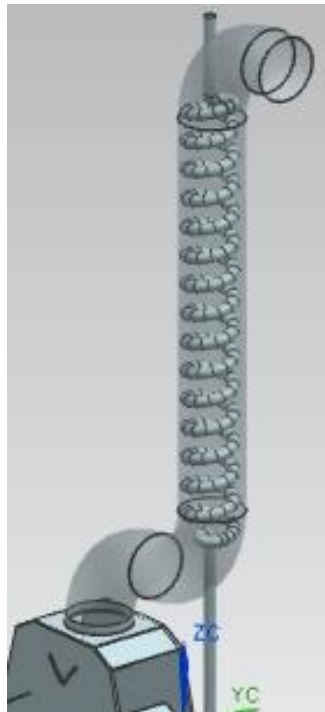


Figura 29: Accesorio para mejoramiento del calentador (Propuesta 3).

Una vez hecho esta modificación en el accesorio, se podrá obtener las presiones de mayor importancia para su buen funcionamiento. Estas serán:

- Presión a la entrada: al haber entradas de aire en la campana, por ambos lados, y tener el accesorio empotrado en la misma salida de los gases de escape, se considerará la presión como la del ambiente.

- Presión a la salida: deberá ser mayor a la presión del ambiente para poder permitir la salida de los gases de escape.

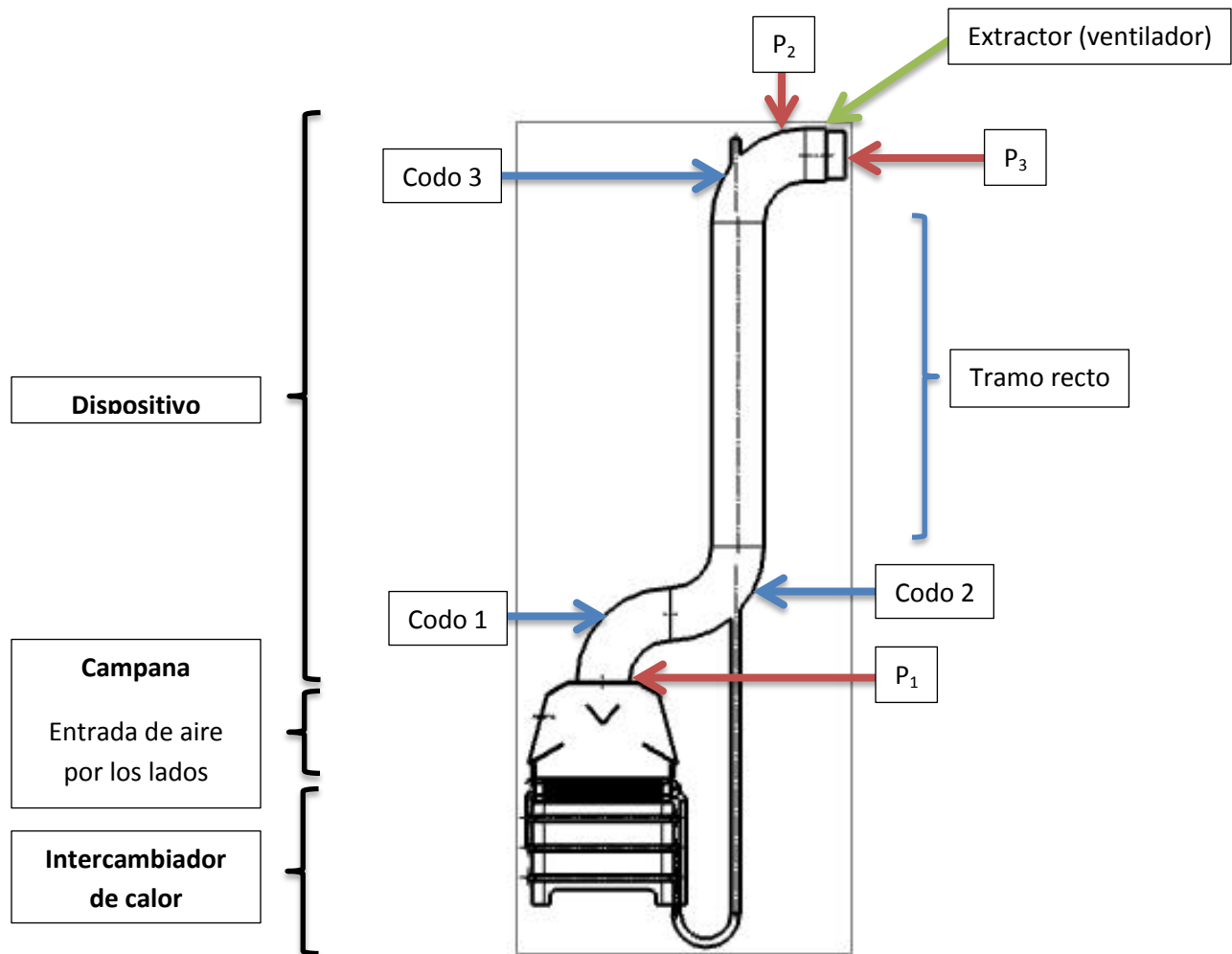


Figura 30: Diagrama del calentador con dispositivo.

Para poder obtener la presión a la salida, se usará el teorema de Bernoulli desde la presión inicial (presión atmosférica) hasta la presión final, tomando en cuenta las pérdidas que existirán por el cambio de altura, cambio de velocidad, los tres codos de 90° y por el tramo de tubo recto (figura 30).

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - 3h_p - h_f = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Se considerará que tanto la velocidad de entrada como el cambio de altura no afectarán significativamente por lo que se podrá despreciar.

Se tendrá que:

$$\frac{P_1}{\gamma} - 3h_p - h_f = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

Donde:

$$3h_p = \frac{n v_2^2}{2g} = 3(0.3195) = 0.9585 [m] \quad \leftarrow \text{codos}$$

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v_2^2}{2g} = 0.2926 [m] \quad \leftarrow \text{tramo recto}$$

$$P_2 = -\gamma \left(\frac{v_2^2}{2g} + 3h_p + h_f \right)$$

Se obtuvo que:

$$P_2 = -14.59 [Pa]$$

Considerando que $P_{atm} = 0$, la presión de salida deberá ser mayor a la P_{atm} . Con esto se muestra que los gases de escape no saldrán del accesorio, por lo que se necesitará de un elemento que permita el desalojo de los gases.

Este elemento será un extractor, el cual se encontrará justo a la salida del accesorio. se deberá de obtener la potencia necesaria para el extractor que se necesite (figura 30).

Se tendrá que:

$$\frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + H_V = \frac{P_3}{\gamma} + z_3 + \frac{v_3^2}{2g}$$

De igual forma se podrán despreciar tanto las alturas como las velocidades. Para determinar la carga del ventilador se debe de tomar la presión pasando el extractor igual o mayor a la presión atmosférica

$$H_V = -\frac{P_2}{\gamma} = 2.53 [m]$$

Por lo tanto:

$$\dot{W} = \frac{\gamma Q H_V}{\eta_V} = 0.5021 [W]$$

Al conocer el flujo de los gases de escape, el cual es de $0.0277709 [m^3/s]$, se puede encontrar el ventilador que se ajuste a este. El ventilador que se utilizará será de la marca *Silverstone*^[24], el modelo FM81 (figura 31).



Figura 31: Ventilador *Silverstone* ^[24], modelo FM81 ^[24].

Este ventilador tiene un flujo máximo de $0.03441 \text{ [m}^3/\text{s}]$ y se tendrá una potencia de 1.06 W (6 W de consumo eléctrico).

Con este ventilador se asegura el desalojo de los gases de escape y lograr el funcionamiento del accesorio.

4.2. Evaluación del agua a la salida del accesorio

Ahora se deberá de evaluar el movimiento del flujo de agua a través de la tubería (intercambiador de calor). Para esto, se tendrán que considerar las caídas de presiones que se ocasionan en el tubo helicoidal, ya que podría causar un mal funcionamiento del calentador a la entrada del agua.

Para que el sistema tenga un buen desempeño se debe tener un balance adecuado de presiones, tanto de la red de agua fría como la de agua caliente, según la instalación hidráulica que exista. Estas se definen en tres tipos, las cuales son ^[28]:

- **Alta presión:** sistema de alimentación de agua por tinaco elevado, sistema hidroneumático o sistema con bomba presurizadora. La presión deberá ser mayor a 294 kPa hasta 588 kPa.
- **Media presión:** mismos sistemas de alimentación que en el de alta presión. La presión deberá ser mayor a 98 kPa y menor a 294 kPa.
- **Baja presión:** sistema de alimentación por tinaco en la azotea de la vivienda. Su presión estará entre los 20 y 98 kPa.

El tubo helicoidal del intercambiador de calor tendrá las siguientes características:

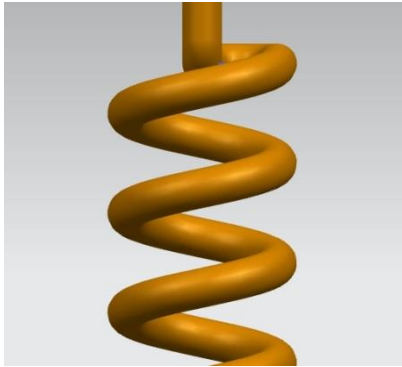


Tabla 8: Medidas del tubo helicoidal

Medidas	
Número de vueltas	15
Paso	0.04 [m]
Diámetro	0.06 [m]
Longitud	2.89 [m]
Tubería de cobre tipo "M"	

Figura 32: Tubo helicoidal del intercambiador de calor

Con base en un conjunto de correlaciones ^[27] se podrá obtener la caída de presión del tubo, teniendo que:

$$\Delta P = 8 F_c \left(\frac{L_t}{d_i} \right) \rho \frac{u_t}{2} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-j} \quad (4.1)$$

Donde:

ΔP = caída de presión.

F_c = factor de fricción para tubos curvos.

L_t = longitud del tubo.

d_i = diámetro interno del tubo.

ρ = densidad del fluido.

u_t = velocidad media del fluido en la tubería.

μ = viscosidad dinámica del fluido.

μ_w = viscosidad dinámica a la temperatura media de pared.

j = factor de corrección de la viscosidad {0.25 para flujo laminar, 0.14 para flujo turbulento}.

Obteniendo los datos correspondientes, se tendrá que:

$$\Delta P = 4,470.33 \text{ Pa} = 4.47 \text{ kPa}$$

Al tener el valor de la caída de presión, se puede observar que esta no tendrá un cambio significativo para la instalación hidráulica. Recordando los datos del calentador (tabla 1), con esto la presión mínima necesaria será ahora de 0.0435 MPa y el calentador seguirá siendo de baja presión.

4.3. Ahorro de consumo de gas

Después de evaluar las presiones de ambos fluidos se podrá obtener un balance del calentador.

$$Q_T = Q_D + Q_{pD} + Q_{pT} + Q_{cal} \quad (4.2)$$

Donde:

Q_T = calor total (ecuación 2.40)

Q_D = calor del dispositivo.

Q_{pD} = pérdidas del dispositivo.

Q_{pT} = pérdidas del tubo de agua a la entrada del calentador.

Q_{cal} = calor del calentador.

Cada uno se calculará de la siguiente manera:

$$Q_D = \dot{m}C_p\Delta T_{dispositivo} = (0.1084)(4.186)(3.2) = 1,449.06 [W]$$

$$Q_{pD} = \frac{\Delta T}{R} = \frac{\Delta T}{\frac{L}{Ak_{lana\ mineral}}} = \frac{219 - 25}{\frac{0.1}{(1.084 * 0.086)0.092}} = 16.63 [W]$$

$$Q_{pT} = k_{lana\ mineral}A\Delta T = (0.027)(0.6718 * 0.1158)(3.2) = 0.021 [W]$$

De los cuales se podrá obtener el calor del calentador con el uso del dispositivo:

Tabla 9: Cargas térmicas del calentador

Cargas térmicas del calentador [W]	
Q_T	11,340
Q_D	1,449.06
Q_{pD}	16.63
Q_{pT}	0.021
Q_{cal}	9.906

El aumento de la carga térmica total debido al dispositivo hará que la carga térmica necesaria del calentador disminuya y, por lo tanto, su consumo de combustible.

El consumo del combustible será:

$$\dot{m}_{comb} = 0.2048 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Basándose en los datos del calentador (tabla 1), el consumo de gas inicial era de 0.2275 kg/s, dará:

$$\text{Ahorro de combustible} = \left(1 - \frac{\dot{m}_{con\ disp}}{\dot{m}_{comb}}\right) \times 100 = 9.97\%$$

4.4. Análisis económico

Se sabe que una persona en una ciudad gasta entre 200 y 400 litros al día ^[29], por lo que se tomará el promedio (300 litros) de los cuales el 50% de esta agua se calienta. La media de habitantes en una vivienda es de 4 personas, por lo que se hablará de un consumo de 600 litros de agua caliente por día. Sabiendo que el gasto mínimo del calentador de agua instantáneo es de 6.5 l/min se tendrá un tiempo de uso del calentador de 93 min.

Al conocer el precio del gas natural, de \$6.1253 ^[30] por m³, se podrá estimar que al día se gasta un mínimo de \$10.16 y al mes (30 días) un gasto de \$304.76.

Para obtener el precio final del dispositivo se tomarán en cuenta los materiales así como la manufactura y costos por ingeniería.

Se tendrá que:

Tabla 10: Costos del dispositivo

Material	Precio
Lana mineral 1.20 m X 60 cm, 5 cm espesor	\$130.00
Tubo flexible de cobre de ½ " 3 metros	\$155.00
Tubo de cobre de ½ " 1 metro	\$20.00
3 codos de 45° 3 ½ " Acero galvanizado	\$175.00
Tubo de acero galvanizado 3 ½ " 1 metro	\$135.00
Ventilador Silverstone FM81	\$200.00
Subtotal	\$815.00
Costos por ingeniería y manufactura	25 % del subtotal
TOTAL	\$1,020.00

Al saber que el calentador de paso instantáneo con el dispositivo tiene un ahorro del 9.97%, se obtendrá que al día el gasto de gas natural será de \$9.15 y al mes de \$274.38.

Con esto se tendrá un ahorro de \$1.01 al día y de \$30.38 al mes.

Teniendo en cuenta este ahorro y el costo del dispositivo, se podrá calcular el tiempo en que se pagará el dispositivo con el ahorro de combustible, el cual será en 2 años y 10 meses.

4.5. Propuesta final

Una vez realizadas todas las evaluaciones, se tendrá la propuesta final.



Figura 33: Propuesta final

Conclusiones

El objetivo principal de esta tesis era la de modificar el intercambiador de calor del calentador para tener una mejor eficiencia térmica además de un ahorro de combustible. A lo largo del trabajo se observó que era más viable agregar un dispositivo en vez de modificar el interior del calentador, esto para poder lograr el objetivo.

Debido a que se realizó el diseño de un dispositivo, este podrá utilizarse en diferentes tipos de calentadores de paso instantáneo que tengan características similares al calentador de paso en estudio. Con esto se logra abarcar un área más grande de usuarios sin necesidad de alterar el interior del calentador.

El dispositivo se diseñó en base a diferentes especificaciones, tales como: menor consumo de combustible, reutilización de los gases de escape, mínima caída de presiones del agua, altura no mayor a 1 m permitiendo su instalación sin modificar la del calentador, medidas compatibles del intercambiador de calor con chimeneas comerciales, aumento mínimo de temperatura de 2°C, mayor aprovechamiento de los gases de escape y desalojo de los gases de escape.

Con base a las especificaciones, se logró el diseño del dispositivo obteniendo una propuesta final consistente en dos codos de 90°, un tubo recto de 54.7 cm, un codo de 90° y un ventilador, todos de un diámetro de 80 mm. En su interior contendrá un tubo helicoidal de 2.89 m de longitud, con un diámetro de 60 mm, una separación de 40 mm y de 15 vueltas. El material del tubo exterior será de acero galvanizado y del tubo interior de cobre.

En el diseño del intercambiador de calor se escogió de forma helicoidal debido al mayor aumento de temperatura que pueda dar y su mayor longitud en menor espacio aunque tenga mayor caída de presión con respecto a un tubo recto.

En transferencia de calor solo se han obtenido valores de forma experimental para los tubos helicoidales. Debido a esto, cabe mencionar que el cálculo del intercambio de calor del dispositivo se realizó tomando como un tubo recto el tubo helicoidal, por lo que se espera un mayor aumento de temperatura en el dispositivo.

Cabe mencionar que aunque este trabajo se enfoca hacia los calentadores de uso doméstico, se observa que podría beneficiar más a las pequeñas y medianas empresas, tal como una tintorería, debido a que daría un gran ahorro a estas empresas.

Como trabajo a futuro se podrá cambiar el control tanto del calentador como el dispositivo. Dependiendo la época del año, cuando la temperatura del ambiente sea mayor necesitará más flujo de agua y menor temperatura del agua (menor flujo de gas) y cuando esta sea menor se necesitará menor flujo de agua y mayor temperatura del agua (mayor flujo de gas).

Apéndices

A. Conductividad térmica

1. Tabla de algunos materiales a temperatura ambiente^[8]

Material	k , W/m · °C*
Diamante	2 300
Plata	429
Cobre	401
Oro	317
Aluminio	237
Hierro	80.2
Mercurio (l)	8.54
Vidrio	0.78
Ladrillo	0.72
Agua (l)	0.607
Piel humana	0.37
Madera (roble)	0.17
Helio (g)	0.152
Caucho suave	0.13
Fibra de vidrio	0.043
Aire (g)	0.026
Uretano, espuma rígida	0.026

*Multiplíquese por 0.5778 para convertir a Btu/h · ft · °F.

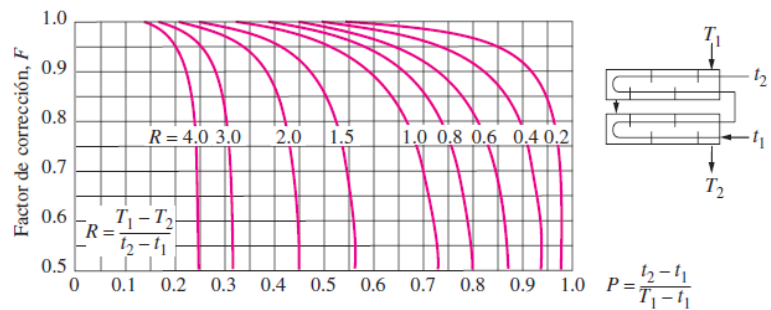
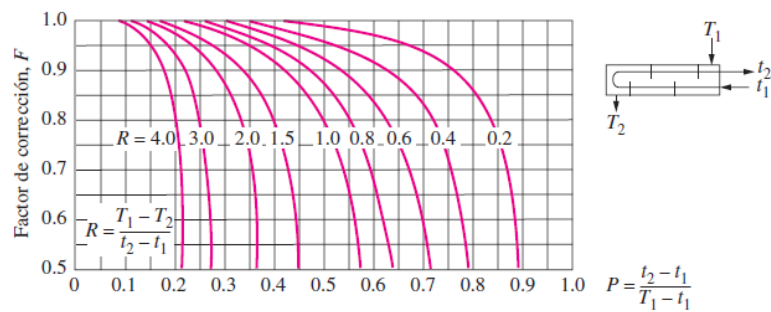
2. Tabla de materiales que varían con la temperatura^[8]

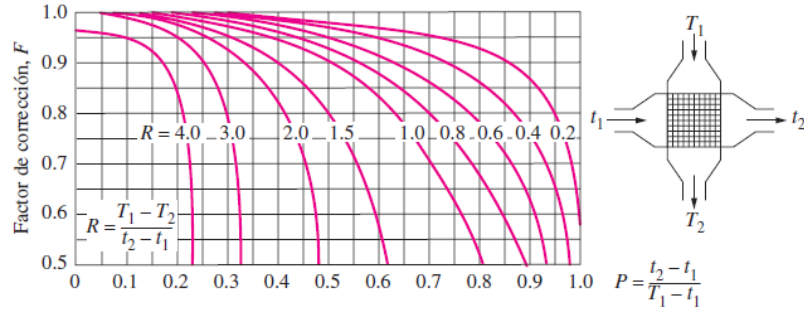
T , K	Cobre	Aluminio
100	482	302
200	413	237
300	401	237
400	393	240
600	379	231
800	366	218

B. Tabla de difusividad térmica^[8] (temperatura ambiente)

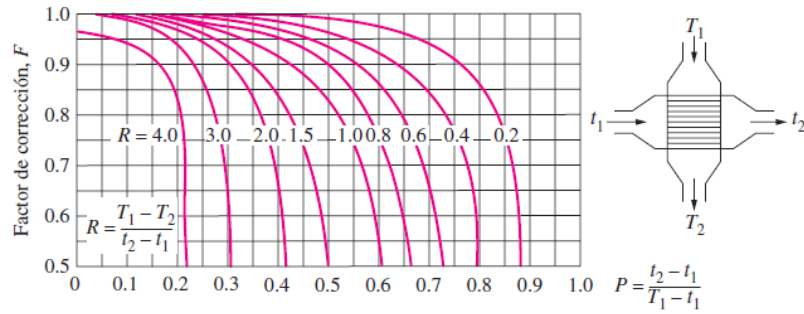
Material	α , m ² /s*
Plata	149×10^{-6}
Oro	127×10^{-6}
Cobre	113×10^{-6}
Aluminio	97.5×10^{-6}
Hierro	22.8×10^{-6}
Mercurio (l)	4.7×10^{-6}
Mármol	1.2×10^{-6}
Hielo	1.2×10^{-6}
Concreto	0.75×10^{-6}
Ladrillo	0.52×10^{-6}
Suelo macizo (seco)	0.52×10^{-6}
Vidrio	0.34×10^{-6}
Lana de vidrio	0.23×10^{-6}
Agua (l)	0.14×10^{-6}
Carne de res	0.14×10^{-6}
Madera (roble)	0.13×10^{-6}

C. Diagramas de factor de corrección^[8]





c) Flujo cruzado de un solo paso con los dos fluidos de flujo no mezclado



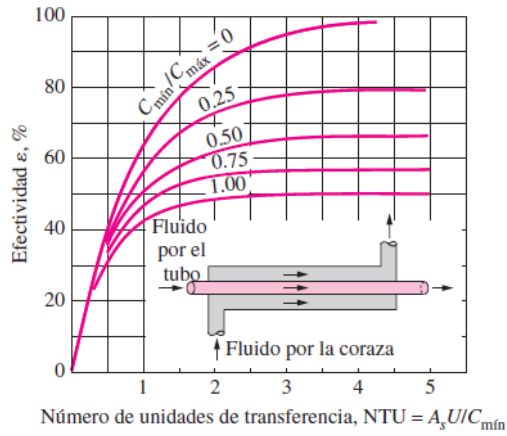
d) Flujo cruzado de un solo paso con uno de los fluidos de flujo mezclado y el otro no mezclado

D. Efectividad

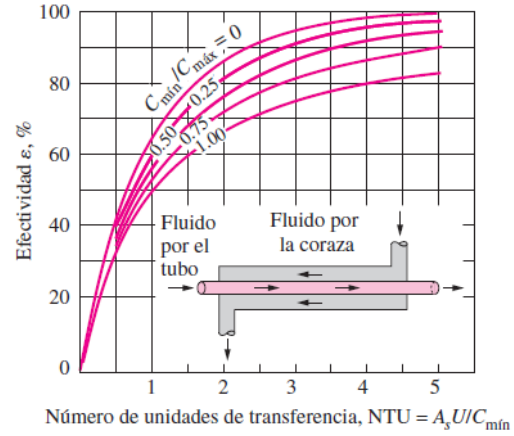
1. Relaciones de la efectividad para los intercambiadores de calor^[8]

Tipo de intercambiador de calor	Relación de la efectividad
1 <i>Tubo doble:</i>	
Flujo paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$
2 <i>Tubos y coraza</i>	
Un paso por la coraza y	
2, 4, ... pasos por los tubos	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
3 <i>Flujo cruzado (un solo paso)</i>	
Los dos fluidos en flujo no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1] \right\}$
$C_{m\acute{a}x}$ mezclado, $C_{m\acute{i}n}$ no mezclado	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp \{1 - c[1 - \exp(-NTU)]\})$
$C_{m\acute{i}n}$ mezclado, $C_{m\acute{a}x}$ no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
4 <i>Todos los intercambiadores con $c = 0$</i>	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

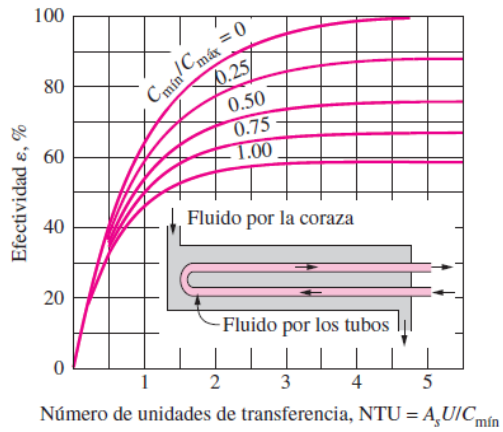
2. Efectividad para los intercambiadores de calor^[8]



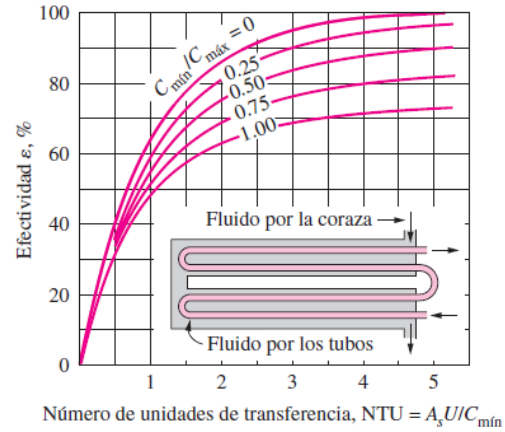
a) Flujo paralelo



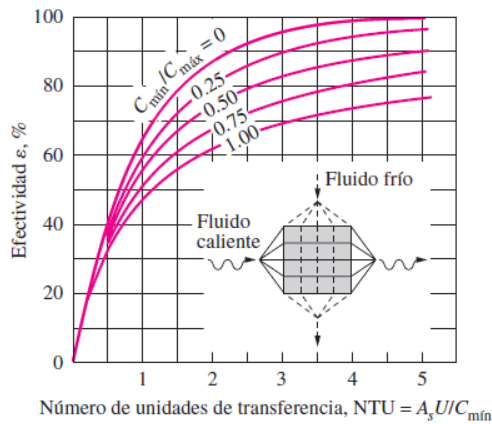
b) Contraflujo



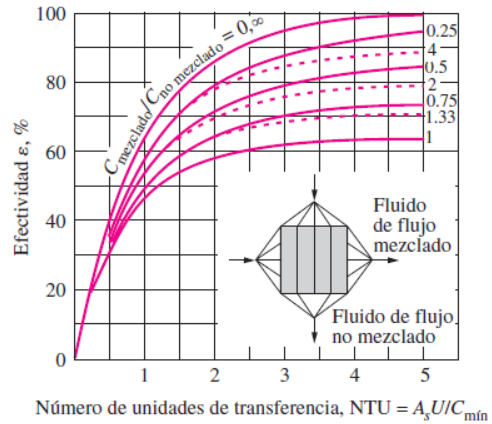
c) Un paso por la coraza y 2, 4, 6, ... pasos por los tubos



d) Dos pasos por la coraza y 4, 8, 12, ... pasos por los tubos

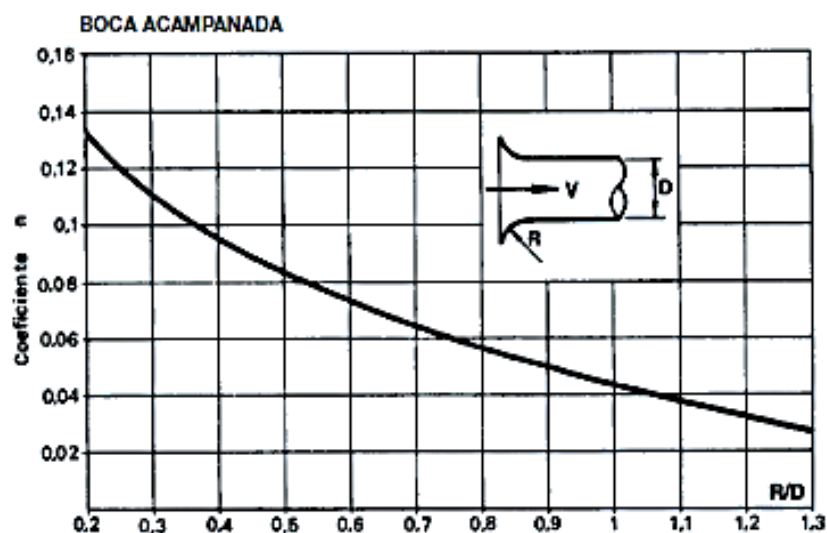


e) Flujo cruzado con los dos fluidos de flujo no mezclado



f) Flujo cruzado con uno de los fluidos de flujo mezclado y el otro no mezclado

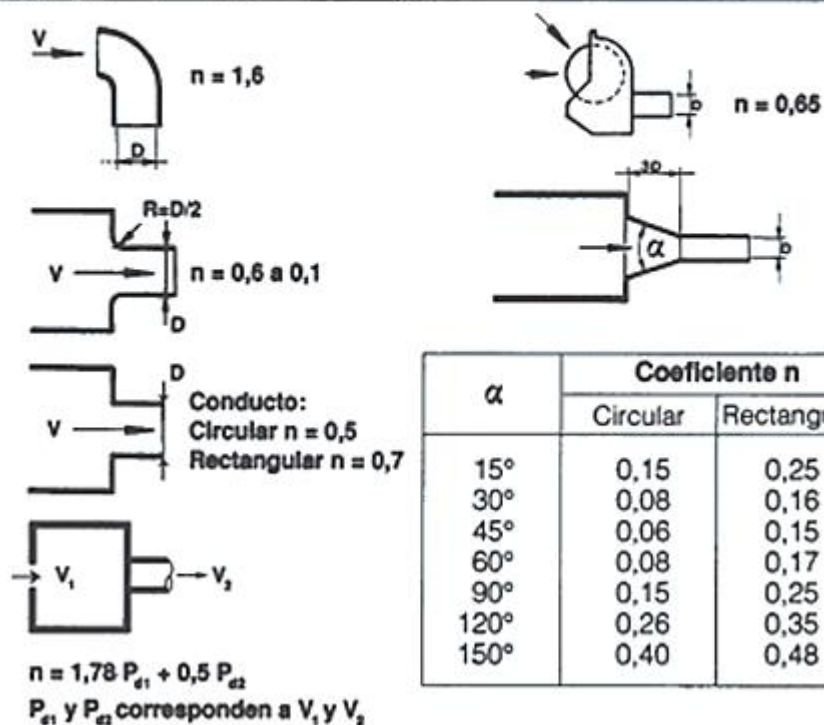
E. Coeficiente <<n>> entradas a conductos



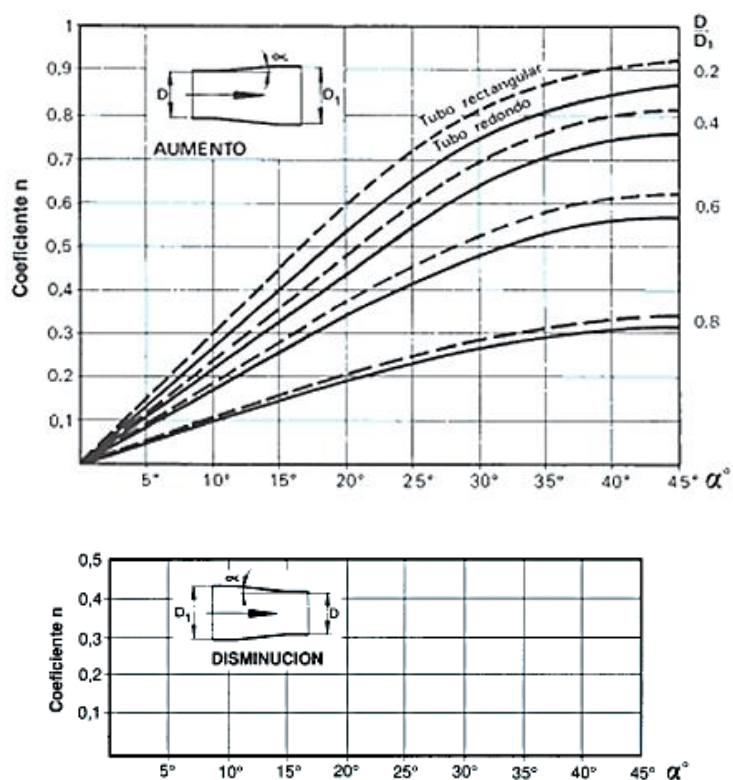
ENTRADAS VARIAS

Figura

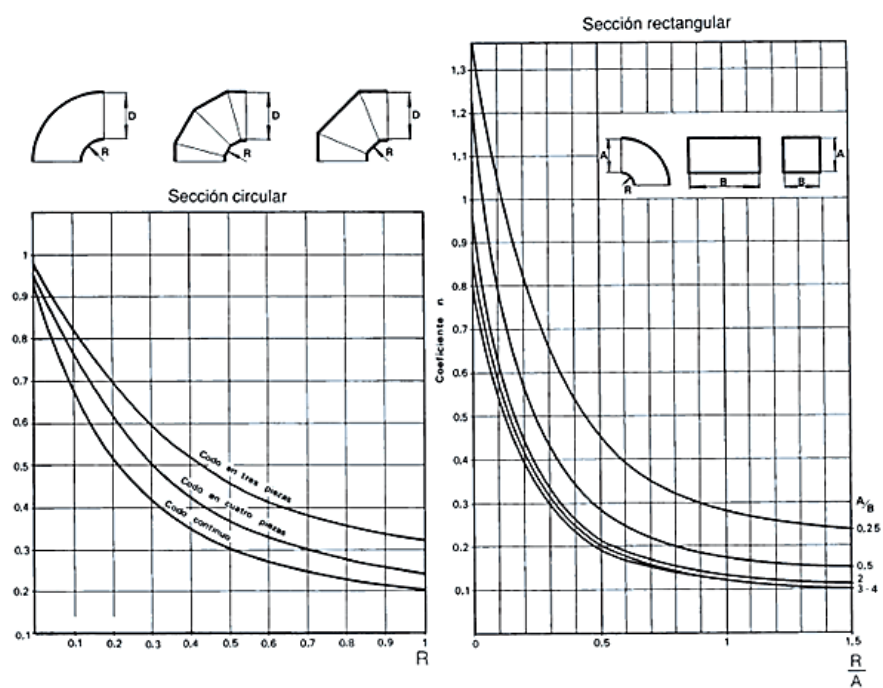
Conducto	Coeficiente n			
Circular	0,87	0,49	0,2	1,8
Rectangular	1,25	0,7		



F. Coeficiente $\langle n \rangle$ cambios de sección

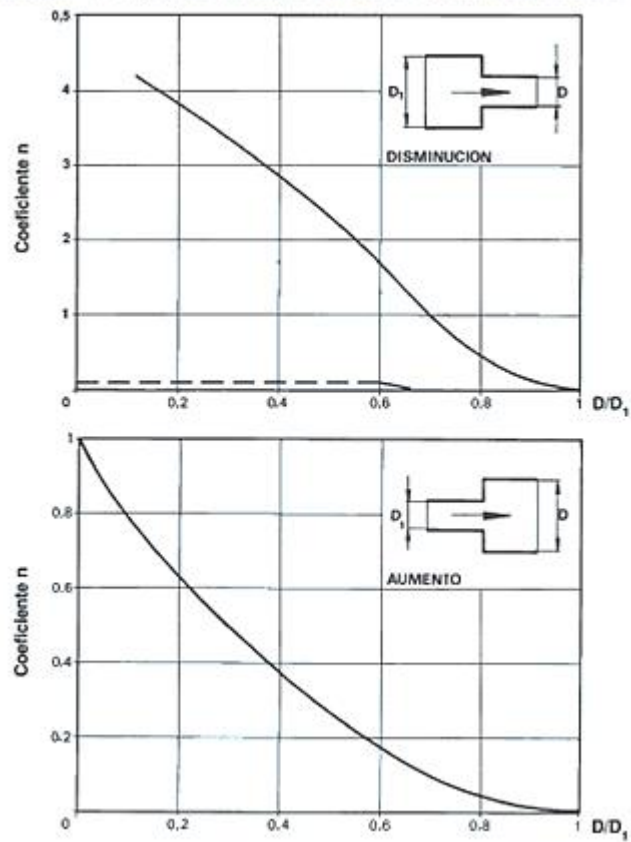


G. Coeficiente $\langle n \rangle$ de pérdidas de carga en codos

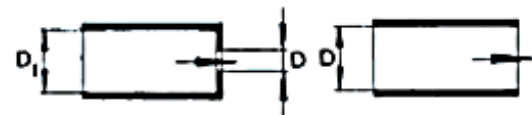
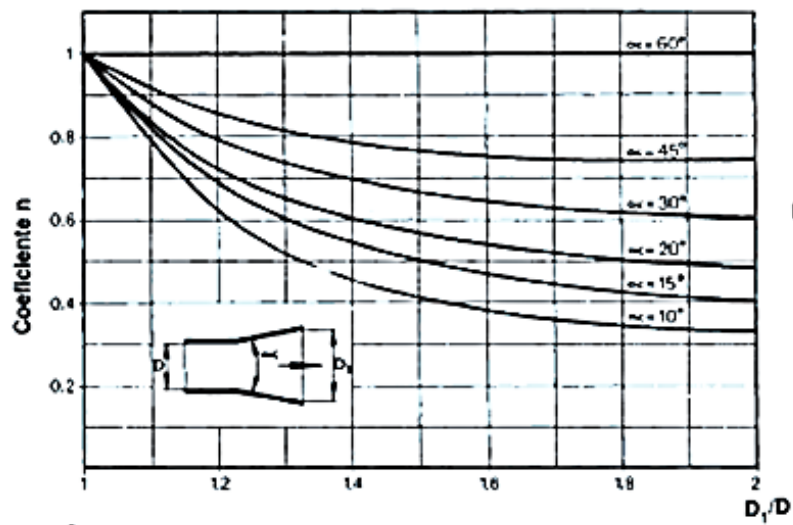


H. Coeficiente <<n>> cambios bruscos

Coeficientes "n" de pérdida de carga referidos a la velocidad del aire en D



I. Coeficiente <<n>> salida de conducto



D/D_1	0,25	0,5	0,75	1
n	2,5	1,9	1,5	1

Bibliografía

- [1] Moreno Gómez, Esteban; López Sancho, José María *Breve historia de la máquina de vapor* DIGITAL CSIC, 2012.
- [2] Portal Cinsa, *Cinsa de paso*
www.cinsaboilers.com.mx/cinsa-instantaneo-ficha-tecnica.html
- [3] Revista del consumidor, *Estudio de calidad: calentadores de agua de uso doméstico*, 2011
- [4] Portal H2O TEK, *Fabricación, Distribución y Venta en línea "Tips y Noticias"* México
<http://www.h2otek.com.mx/tips-y-noticias.htm>
- [5] Portal EL UNIVERSAL.mx *Calentadores, ¿cuál es el mejor?*____ 2007
<http://www.eluniversal.com.mx/finanzas/55809.html>
- [6] Janna, William S., *Engineering heat transfer*, CRC Press, Taylor and Francis, 3rd Ed.
- [7] Kern Donald Q., *Procesos de transferencia de calor*, McGraw-Hill Book Company, Inc. New York, 1979
- [8] Cengel Yunus A., *Transferencia de calor*, McGraw-Hill Interamericana, Segunda edición, 2004
- [9] Carrero Mantilla Javier Ignacio, *Equipos de transferencia de calor, una guía de estudio*, Universidad Nacional de Colombia, Bogotá, 2008
- [10] Karlekar B. V., Desmond R. M., *Transferencia de calor*, Nueva Editorial Interamericana, Segunda edición, 1986
- [11] Jaramillo O.A., *Intercambiadores de calor*,_ Centro de Investigación en Energía, UNAM, 2007
- [12] Portal 123RF Antiguo queroseno quema calentador espacio en Austria
es.123rf.com/photo_9417900_antiguo-queroseno-quema-calentador-espacio-en-austria.html
- [13] Portal Pregunta Frecuentes: ¿Se puede instalar el Calentador Solar sin respaldo (boiler)?, ¿El calentador solar sustituye el calentador a gas (boiler)? Guía de instalación Calentador Solar Rotoplas
www.rotoplas.com/assets/files/construccion/guiaCSA.pdf
- [14] Portal Reparaciones *Reparando calentadores de agua*____septiembre, 2010
http://reparandocosasdelhogar.blogspot.mx/2010_09_01_archive.html#.UWLnsFeyhat
- [15] Inzunza B. Juan, *Física: Introducción a la mecánica*, Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, U. de Concepción, Chile, Primera edición, 2002
- [16] W. M. Kays y A. L. London, *Compact Heat Exchangers*, 3a edición, Nueva York, McGraw-Hill, 1984
- [17] Secretaria de Energía NORMA Oficial Mexicana NOM-011-SESH-2012, Calentadores de agua de uso doméstico y comercial que utilizan como combustible Gas L.P. o Gas Natural.- Requisitos de seguridad, especificaciones, métodos de prueba, marcado e información comercial 2012.

- [18] Secretaría de Energía NORMA Oficial Mexicana NOM-020-SEDG-2003, Calentadores para agua que utilizan como combustible gas L.P. o natural, de uso doméstico y comercial. Requisitos de seguridad, métodos de prueba y marcado diciembre de 2003
- [19] Portal Secretaría de Energía Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía, A2- Tablas y figuras http://www.conae.gob.mx/wb/CONAE/CONA_694_a2_tablas_y_figura?page=2
- [20] Salvador Escoda S.A., *Manual Práctico de Ventilación*, Catálogo Técnico, 2^{da} Edición
- [21] Goberna, Ricardo (Coordinador general del proyecto), *Ventilación Industrial*, Generalitat Valenciana, Direcció General de Treball, 1^{ra} Edición en español, 1992
- [22] Huang, Francis F. , *Ingeniería Termodinámica*, Compañía Editorial Continental, Segunda edición, México, 1997
- [23] Portal Secretaría de Energía *Consumo de Alta Presión*
www.energia.gob.mx/portal/Default.aspx?id=1640
- [24] Portal SilverStone Product Model: FM81 Especificaciones ventilador 80mm
www.silverstonetek.com/product_legacy.php?area=es&lmo=
- [25] Portal Distribuidora Térmica Acústica del Centro, S.A. de C.V. *ISOMAX (LANA MINERAL)*
www.dtamexico.com
- [26] Mas Bautista Ronald Eduardo, *Diseño de sistema de extracción de emisiones de gases de combustión de biomasa bajo condiciones controladas*, Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, 2011
http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/123456789/1006/MAS_BAUTISTA_ROMALD_GASES_COMBUSTION_BIOMASA.pdf?sequence=1
- [27] Del Valle Azócar Duran Rogelio, *Estudio del comportamiento hidráulico de un flujo dentro de una tubería helicoidal utilizando las técnicas de dinámica de fluidos computacional (CFD)*,_Universidad de Oriente Venezuela, Barcelona, 2009
<http://ri.biblioteca.udo.edu.ve/bitstream/123456789/1072/1/Tesis.ESTUDIO%20DEL%20COMPORTAMIENTO%20HIDR%C3%81ULICO%20DE%20UN%20FLUJO%20DENTRO%20DE%20UNA%20TUBERIA%20HELICOIDAL.pdf>
- [28] Portal Infonavit *Especificación de calentadores para agua que utilizan combustible de gas destinados a ser usadas en desarrollos de "Hipoteca verde"* Junio, 2012
<http://portal.infonavit.org.mx/wps/wcm/connect/eb9d36b4-d8f7-4007-811e-e88771b0f095/Anexo+6.+Especificaci%C3%B3n+de+calentadores+para+agua+que+utilizan+combustible+de+gas+destinados+a+ser+usados+en+desarrollos+de+Hipoteca+Verde+ANCE-ESP-05.pdf?MOD=AJPERES>
- [29] Comisión Nacional del Agua *Manual de agua potable, alcantarillado y saneamiento* Diciembre, 2007
<ftp://ftp.conagua.gob.mx/Mapas/libros%20pdf%202007/Proyecto%20Electromec%20nicos%20Tipo%20para%20Plantas%20de%20Bombe%20de%20Agua%20Potable%20en%20Poblaciones%20Rurales.pdf>
- [30] Gas Natural Fenosa *Factura 2do bimestre 2014* Mayo, 2014