



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN

"INSTRUMENTACION Y CONTROL DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR"

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
JAIME ISRAEL GONZALEZ ESTEVES

ASESOR:
M.I. JOSE GUADALUPE ALFONSO RAMOS ANASTASIO

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.

2002

TESIS CON FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE  
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN  
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR  
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO  
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN  
PRESENTE

ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijares  
Jefe del Departamento de Exámenes  
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESJS:

"Instrumentación y control de un intercambiador de calor"

que presenta el pasante: Jaime Israel González Esteves  
con número de cuenta: 9224919-4 para obtener el título de :  
Ingeniero Mecánico Electricista

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

ATENTAMENTE

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 20 de Marzo de 2002

PRESIDENTE

M. I. José Guadalupe Alfonso Ramos Anastasio

VOCAL

Ing. Samuel Pérez Díaz

SECRETARIO

Ing. Jorge Buendía Gómez

PRIMER SUPLENTE

M. I. Felipe Díaz del Castillo Rodríguez

SEGUNDO SUPLENTE

Ing. Rolando Cortés Montes de Oca

*J. Mijares*  
*Rec.*  
*[Firma]*  
*[Firma]*

# Agradecimientos

- **A Dios mi padre:** por haberme concedido la vida, por todos los dones que me ha dado y por la forma maravillosa en que se ha manifestado en mi vida; créeme señor que lo que yo hago con esos regalos es mi regalo para ti
- **A mi Madre:** por que si Dios dispuso de un ángel para que me cuidara, me amara y me consolara, estoy seguro de que lo puso en ti mamá, Te amo y gracias por todo tu cariño, este logro es para ti.
- **A mi Padre:** a ti papá te agradezco el haber sido hasta los 8 años mi héroe, hasta los 15 mi maestro, hasta los 20 mi ejemplo, y hasta siempre mi amigo. Te amo papá, este logro también es para ti.
- **A mi hermano Juan:** por que a tu manera me has enseñado el valor del trabajo y la humildad, por que tienes un gran corazón y lo compartes con toda la familia y por ser simplemente mi hermano. El destino hizo que nos parieran madres diferentes, no obstante Dios nos hizo hermanos.
- **A mi hermano Miguel :** Gracias por la paciencia que has tenido con este hermano tuyo tan mamuco y por mostrarnos que un hombre debe estar dispuesto a pagar el precio por ser quien desea ser.
- **A mis amigos de la infancia:** a Jacobo el hermano mayor que yo escogí, a mi fundita Victor Hugo, a Arturo , a Adrián, a Uriel, a Renato, a Juan José, a el Lic. Froylan Castro por enseñarme a darle un valor mas alto a la amistad, a Carla y a Ana Luisa, gracias a todos por ser quienes son y por estar siempre conmigo.
- **A mis amigos de la Rep. Est. IME:** Por que me enseñaron el valor de la justicia y de luchar por lo que uno cree, gracias al Pato, a Armaño, a todos los Pinkis, a Abimael, al niño, a Gabriel, a Mauro y a todos en general.
- **A mi asesor el Ing. José Gpe. A. Ramos Anastasio:** Por su paciencia, por su guía generosa y por enseñarme el valor del trabajo, también por que sin usted esta meta no sería posible.
- **A la UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MÉXICO y a la FES- CUAUTITLAN;** por que me recibieron con lo brazos abiertos, y por haberme formado como un profesionista. Te prometo Universidad pagarte cada una de las clases que tome en tu seno siendo un profesionista honrado y cabal.

**A Verónica**

*Por que ha sido pensando en ti y en el deseo de que camines orgullosa del hombre que te lleva del brazo, que me he esforzado por cumplir esta meta. A ti querida amiga, amada compañera y admirable mujer, te doy también las gracias .  
Te amo y lo haré por siempre*

# INDICE DE MATERIAS

## INTRODUCCIÓN

1

### CAPITULO 1 PRINCIPIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

1.1 Clasificación de los procesos de transmisión de calor.	7
1.1.1 Conducción	7
1.1.1.1 Ley de Fourier	9
1.1.1.2 Conductividad térmica	10
1.1.1.3 Derivación de la ecuación general de la conducción.	12
1.1.2 Convección	16
1.1.2.1 El concepto de medio continuo	17
1.1.2.2 Presión	18
1.1.2.3 Masa y densidad de flujo	18
1.1.2.4 Gasto másico y gasto volumétrico	18
1.1.2.5 Viscosidad	20
1.1.2.6 Flujo incompresible y flujo compresible	21
1.1.2.7 Flujo laminar y flujo turbulento	22
1.1.2.8 Gradientes de temperatura en convección forzada	23
1.1.2.9 Coeficientes de película	25
1.1.2.10 Parámetros adimensionales	26
1.1.3 Radiación	30
1.1.3.1 Naturaleza de la radiación	31
1.1.3.2 Intensidad de la radiación	34
1.1.3.3 Potencia emisiva	38
1.1.3.4 Influencia de temperatura en la potencia emisiva: Ley de Stephan-Boltzmann	39

### CAPITULO 2 CLASIFICACION DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

2.1 Introducción.	42
2.2 Clasificación de acuerdo con las trayectorias de los fluidos	43
2.3 Descripción de los tipos más comunes de intercambiadores de calor	44
2.3.1 Intercambiadores de calor de doble tubo	44
2.3.2 Intercambiadores de calor de tubos y envolvente	45
2.3.3 Intercambiadores de calor de placas	48
2.3.4 Intercambiadores de calor en espiral	50
2.3.5 Intercambiadores de calor de lamella	52
2.3.6 Intercambiadores de calor enfriados por aire	53
2.4 Clasificación de intercambiadores de calor de haz y envolvente	54

### **CAPITULO 3**

#### **DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR**

3.1	Introducción	59
3.2	Descripción de partes y componentes	60
3.2.1	Cuerpo	60
3.2.2	Tubos	60
3.2.3	Espejos	61
3.2.4	Cabezales	62
3.2.5	Mamparas o soportes	63
3.2.5.1	Mamparas segmentadas	64
3.2.5.2	Mamparas tipo corona y disco	65
3.2.5.3	Mamparas tipo ventana	66
3.2.5.4	Mamparas longitudinal	67
3.2.5.5	Mamparas tipo orificio	67
3.2.6	Mamparas deflectoras o placas de choque	68
3.2.7	Juntas de expansión	69
3.2.8	Boquillas	70
3.2.9	Válvulas de seguridad	70
3.2.10	Drenaje	70
3.2.11	Venteo	70
3.3	Factores que afectan el diseño de intercambiadores de calor	71
3.3.1	Consideraciones para la selección del diseño de intercambiadores de calor de haz y envolvente	71
3.3.2	Caída de presión	72
3.3.3	Diferencia media de temperaturas	72
3.3.4	Tipos de flujo	74
3.3.5	Propiedades de los fluidos	75
3.3.6	Tamaño de los tubos	76
3.3.7	Arreglo	76
3.4	Análisis del coeficiente global de transferencia de calor	78
3.5	Diseño termodinámico	80
3.5.1	Método Seider y Tate para el cálculo del coeficiente individual de película y caída de presión del lado de los tubos	81
3.5.2	Método Kern para el cálculo del coeficiente individual de película y caída de presión del lado de la envolvente	87

### **CAPITULO 4**

#### **PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DE CONTROL**

4.1.	Bosquejo histórico	91
4.2.	Concepto de control	92
4.2.1	Facetas del problema de control	94
4.3	Definición de sistema	96
4.4	Algunas definiciones importantes en la teoría de control	97
4.4.1	Campo de medida	97
4.4.2	Alcance	97
4.4.3	Error	98
4.4.4	Precisión	98
4.4.5	Zona muerta	99

4.4.6 Sensibilidad	99
4.4.7 Repetibilidad	99
4.4.8 Histéresis	99
4.4.9 Campo de medida con elevación de cero	100
4.4.10 Campo de medida con supresión de cero	100
4.4.11 Elevación de cero	100
4.4.12 Supresión de cero	100
4.4.13 Deriva	100
4.4.14 Fiabilidad	100
4.4.15 Resolución	100
4.4.16 Resolución infinita	100
4.4.17 Ruido	101
4.4.18 Estabilidad	101
4.4.19 Temperatura de servicio	101
4.4.20 Vida útil de servicio	101
4.4.21 Reproducibilidad	101
4.4.22 Respuesta frecuencial	101
4.5 Modelos matemáticos	102
4.5.1 Sistemas lineales	102
4.5.2 Sistemas no lineales	102
4.6 Funciones de transferencia	103
4.7 Diagramas de bloques	104
4.7.1 Detector de error	105
4.7.2 Diagrama de bloques en un sistema de lazo cerrado	105
4.8 Clasificación de instrumentos de control	107
4.8.1 Instrumentos ciegos	107
4.8.2 Instrumentos indicadores	107
4.8.3 Instrumentos registradores	108
4.8.4 Elementos primarios	108
4.8.5 Transmisores	108
4.8.6 Transductores	109
4.8.9 Controladores	110
4.8.10 Elementos finales de control	110
4.9 Código de identificación de instrumentos	111

## **CAPITULO 5 CRITERIOS PARA EL CONTROL E INSTRUMENTACIÓN**

5.1 Introducción	112
5.2 Características del proceso de intercambio de calor	113
5.3 Control manual de un intercambiador	114
5.3.1 Cambios de carga	116
5.3.2 Capacitancia	117
5.3.3 Resistencia	118
5.3.4 Tiempo de transporte	118
5.4 Control automático de un intercambiador de calor	119
5.4.1 Control on-off	119
5.4.2 Control proporcional	121
5.4.3 Control integral	122
5.4.4 Control Proporcional e integral	123

5.4.5 Control Proporcional y derivativo	123
5.4.6 Control Proporcional, integral y derivativo	125
5.5 Instrumentos para medir temperatura	126
5.5.1 Termómetros de vidrio	127
5.5.2 Termómetro bimetálico	127
5.5.3 Termómetro de bulbo y capilar	128
5.5.4 Termómetro de resistencia	128
5.5.5 Termistores	129
5.5.6 Termopares	130
5.6 Elementos finales de control	132

## **CAPITULO 6 MONITOREO DE LOS PARÁMETROS MEDIBLES EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR**

6.1 Introducción	134
6.2 Modelo matemático de un intercambiador de calor	134
6.3 Resultados del experimento	140
6.3.1 Cálculo derivados del experimento	142

## **CAPITULO 7 RESULTADOS**

7.1 Introducción	153
7.2 Modelación del sistema de control por medio de un simulador asistido por computadora	154
7.2.1 Aplicación del software Simulink para la simulación del modelo matemático	154
7.3 Comparación del modelo matemático con los resultados de la prueba	159
7.4 Conclusión	161

## **CAPITULO 8 CONCLUSIONES**

### **APÉNDICE**

A1.- Descripción de equivalencias Birmingham	166
A2.- Graficas Para la obtención de el factor de corrección de diferentes tipos de intercambiadores de calor y arreglos de flujos	167
A3.- Valores aproximados de coeficientes globales de transferencia de calor para diseño.	169
A4.- Disposición de los espejos de tubos (cuenta de tubos)	170
A5.- Curva de transferencia de calor lado de tubos. (adaptada de Sieder y Tate)	171
A6.- Curva de transferencia de calor, agua en los tubos	172
A7.- Factores de fricción para el lado de los tubos	173
A8.- Curva de transferencia de calor para lado de la envolvente	174
A9.- Factores de fricción, lado de la coraza, para haces de tubos con deflectores segmentados 25%	175
A10. Norma para la identificación de instrumentos ANSI/ISA-S 5.1 Generalidades	176

### **BIBLIOGRAFÍA**

183

# INTRODUCCIÓN

---

## ❖ **Objetivos**

A través de este trabajo de tesis se cumplirán los siguientes objetivos:

- Establecer un criterio para el diseño de sistemas intercambiadores de calor.
- Instalar un equipo de intercambio de calor en los laboratorios de Térmica y Fluidos para que sea utilizado por los estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica Eléctrica.
- Aplicar los conocimientos adquiridos durante la carrera.
- Entender de manera práctica el concepto de "Integración de Tecnología" con la instalación de equipo de control en dicho sistema.
- Establecer criterios para el control e instrumentación de dicho sistema.

## ❖ **Marco histórico**

Al analizar las situaciones físicas, inherentemente enfocamos nuestra atención en alguna porción de materia la cual separamos en nuestra imaginación del resto de las cosas y la aislamos del medio ambiente externo a ella, al final esta porción,

previamente separada y aislada, es llamada por nosotros *sistema*. Todo lo que excluimos y fue dejado fuera del sistema y que tiene alguna relación con su comportamiento lo denominamos como medio ambiente, entonces nuestro trabajo es tratar de determinar el comportamiento del sistema averiguando como interactúa con su medio ambiente.

Ahora bien, cuando dos sistemas a diferentes temperaturas se ponen en contacto, la temperatura final que alcanzan ambos sistemas tiene un cierto valor comprendido entre las dos temperatura iniciales, esta es una observación común. El hombre a tratado desde tiempo atrás de encontrar una explicación a este tipo de fenómenos. Hasta principios del siglo XIX, se explicaban estos fenómenos admitiendo o sugiriendo que existía una sustancia *material*, llamada *Calórico*, y se creía que un cuerpo a elevada temperatura contenía dentro de si mayor calórico que otro a baja temperatura, y que cuando estos dos cuerpos se ponían en contacto, el cuerpo rico en calórico comunicaba algo de esta sustancia al otro, hasta que ambos cuerpos alcanzaban la misma temperatura.

Aunque la teoría del calórico podía describir procesos como la conducción del calor de una manera someramente satisfactoria, sin embargo, el concepto de calor como sustancia, cuya cantidad total permanecía constante<sup>1</sup>, a la larga no pudo resistir la prueba de los experimentos. No obstante todavía describimos muchos cambios de temperatura comunes como el paso de "algo" desde un cuerpo que se encuentra a mayor temperatura hasta otro que se encuentra a menor temperatura, a ese algo le llamamos *CALOR*.

Una definición (aun incompleta pero ilustrativa) de *calor* es la siguiente

*"Calor es aquello que se comunica entre un sistema y su medio ambiente como resultado únicamente de la diferencia de temperatura que hay entre ambos"*

A la larga se llevo a entender que el calor es una forma de energía y no una sustancia. La primera prueba que arrojó estos resultados, y que concluyo que el calor no

---

<sup>1</sup> Sabemos que la masa es una constante universal, y que no es posible crear materia de la nada.

podía ser una sustancia fue dada por Benjamín Thompson (1753-1814), un Norteamericano que mas tarde llego a ser Conde Rumford de Baviera .

Rumford observo este fenómeno mientras supervisaba las operaciones de perforación de cañones para el gobierno Bávaro. En este proceso, el alma del cañón se conservaba llena de agua, sobre todo en la parte del barreno para evitar que éste se sobrecalentara . El agua se tenia que reponer constantemente ya que se evaporaba durante el taladrado. Y se aceptaba que era calórico lo que debía ser proporcionado al agua para que esta hirviera, y la producción incesante de calórico se explicaba admitiendo que cuando una sustancia se subdividía en partículas mas y mas finas (como resultado de la perforación) su capacidad de retener el calórico se veía disminuida, y que el calórico desprendido de este modo era la causa de que al agua hirviera.

Sin embargo Rumford observo en experimentos específicos que el agua hervía aun cuando los útiles para taladrar se encontraban embotados (esto es, en contacto con lodo, no con partículas grandes de tierra) y que ya no cortaban ni subdividían materia alguna.

*... Al razonar este asunto, no debemos olvidar el tener en consideración esta circunstancia tan notable, que la fuente de calor generado por rozamiento , en estos experimentos, parecia evidentemente ser inagotable... me parece extremadamente difícil, si no totalmente imposible, formarse una idea clara de alguna cosa capaz de ser excitada y comunicada en la forma como el calor era excitado y comunicado en estos experimentos , como no sea el MOVIMIENTO.<sup>2</sup>*

Fue aquí el nacimiento de la idea de que el trabajo mecánico, gastado en el proceso de taladrar era la causa de la creación del *Calor*. La idea no fue claramente expresada sino hasta mucho tiempo después , por otros investigadores . En lugar de la continua desaparición de la energía mecánica y la continua creación de calor , no obedeciendo ninguno de estos acontecimientos a algún principio que los relacionara, se visualizo entonces todo el proceso como una transformación de energía de una forma en otra, conservándose la energía total.

Aun cuando el concepto de energía y su conservación parece evidente y siempre imaginable hoy día, en los años 1800 era una idea novedosa que había escapado a

---

<sup>2</sup> Memoria presentada por Rumford ante la Royal Society en 1798 .

grandes mentes como Galileo y Newton por solo mencionar algunos. En la historia subsecuente del desarrollo de la ciencia , esta idea de conservación condujo a los nuevos científicos a descubrimientos muy importantes. Aunque varios pensadores de varias partes del mundo llegaron al concepto de la conservación de la energía casi al mismo tiempo (como muestra de la inquietud general por este fenómeno) y todos ellos con experimentos realizados, no obstante al principio, todos ellos fueron recibidos friamente o fueron ignorados completamente. Estos principios de conservación fueron formulados independientemente por Sadi Carnot (1796-1832) en Francia, Julius Von Mayer (1814-1878) en Alemania, James Joule (1818-1889) en Inglaterra , Hermann Von Helmholtz (1821-1894) en Alemania, y L.A. Colding (1815-1888) en Dinamarca<sup>3</sup>

Fue Joule quien demostró experimentalmente que al convertir una cantidad dada de energía mecánicamente en calor , siempre se produce la misma cantidad de calor. Así fue como se establecía la equivalencia del calor y la energía mecánica al considerar que ambas son formas de energía. Helmholtz por su parte expresó de manera clara que no solamente el calor y la energía mecánica son equivalentes sino que todas las formas de energía lo son, y que no es físicamente posible que desaparezca una cantidad dada de una forma de energía sin que aparezca una cantidad exactamente igual en alguna de las otras formas.

Hoy en día, con un conocimiento mas amplio sobre este fenómeno, es posible diseñar equipos capaces de conducir toda esta energía hacia volúmenes de control en los que deseamos intervenir para cambiar alguna de sus propiedades, por ejemplo la temperatura. Los intercambiadores de calor son un ejemplo de este tipo de equipos y constituyen una de las herramientas de proceso mas usadas de la industria.

### ❖ Justificación

En efecto, una gran parte de los procesos que se llevan a cabo en el campo de la ingeniería implican la producción o absorción de energía en forma de calor. Las leyes que rigen la transmisión del calor y los instrumentos que tienen por objeto su control, son

<sup>3</sup> De acuerdo con la publicación Reflections (1872) del ingeniero francés Sadi Carnot, es claro que el fue el primero que lleo al principio de la conservación de la energía antes que cualquier otro. Cabe mencionar casi todos los hombres que entendieron este principio eran jóvenes y estaban profesionalmente fuera del campo de la física cuando efectuaron sus contribuciones. Mayer era un medico de 25 años, Helmholtz un fisiólogo de 32 años, Colding un ingeniero de 27 años; Joule un industrial de 25 años, y Carnot un ingeniero de 34 años . Comparativamente Rumford de 45 años era muy grande.

la razón de este trabajo de investigación, y son por tanto de gran importancia para la industria. Cualquier ingeniero deberá cuando menos estar familiarizado con este fenómeno para que en el ejercicio de su carrera cuente con un criterio amplio en caso de que requiera solucionar alguna situación en la práctica.

# PRINCIPIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

---

## Capítulo 1

La termodinámica enseña que el intercambio de energía que ocurre entre dos sistemas en virtud exclusivamente de la diferencia de temperatura entre ellos se denomina *Calor*. Por lo tanto la ciencia de la termodinámica trata las transiciones cuantitativas y reacomodos de energía como calor en los cuerpos. La ciencia de *transferencia de calor* tiene como campo de estudio la razón ó variación de intercambio de calor entre cuerpos *calientes* y *fríos* llamados *fuentes* y *recibidor*. Esto significa que la ciencia de *transferencia de calor* pretende no únicamente explicar como es que la energía puede ser transferida, sino también predecir su velocidad y atender a las variables que afectan este intercambio de energía; En efecto, la termodinámica solo atiende a los estados inicial y final de este proceso de intercambio y por el contrario, la transferencia de calor atiende a los estados intermedios y lo que ocurre en el lapso en que se desarrolla esta transferencia.

Como ejemplo de un problema tratado por la termodinámica y por la transferencia de calor se muestran los siguientes:

- a) Considérese el enfriamiento que ocurre cuando una barra de acero caliente se introduce en un cubo con agua, la termodinámica puede usarse para predecir la temperatura final de equilibrio del conjunto de Barra de acero-agua, sin embargo la termodinámica no puede decir cuanto tiempo de tardara el sistema en alcanzar la condición de equilibrio. Por el contrario la transferencia de calor puede utilizarse para predecir la temperatura de la barra de acero y del agua como una función del tiempo.
- b) Cuando se condensa una libra de vapor o se vaporiza una libra de agua, el cambio de energía en los dos procesos es idéntico, Por otro lado, la velocidad a la que cualquiera de estos dos procesos puede llevarse a cabo mediante una fuente o receptor independiente es, sin embargo, inherentemente muy distinta. Por la experiencia sabemos que generalmente la vaporización es un fenómeno mucho más rápido que la condensación.

Por lo tanto, debido a que una gran parte de los procesos que se efectúan en el campo de la ingeniería implican la producción o absorción de energía en forma de calor. Las leyes que rigen la transmisión del calor y los instrumentos que tienen por objeto su control, son la razón de este trabajo de investigación, y son por tanto de gran importancia para la industria. Es entonces necesario: primero, estudiar los mecanismos básicos de transmisión de calor y analizar los métodos cuantitativos fundamentales del calculo de estos fenómenos; y segundo, la aplicación de estos principios al proyecto de los equipos para el control y manejo de la transferencia de calor.

## **1.1 Clasificación de los procesos de transmisión de calor**

El calor puede transmitirse por uno o más de los tres mecanismos básicos siguientes:

### **1.1.1 Conducción:**

Este fenómeno se da cuando el calor se transmite a través de un cuerpo por la transferencia de la cantidad de movimiento de sus moléculas o átomos sin que exista mezcla, por ejemplo: la trasmisión de calor a través de las paredes de un horno de ladrillos, o la envuelta metálica de una caldera

Este mecanismo es más fácil de comprender por el estudio de la conducción a través de sólidos, ya que en este caso no existe ningún otro tipo de mecanismo de transmisión de calor.

La conducción es la transferencia de calor a través de un material fijo como la pared mostrada en la figura 1.1, la dirección de flujo de calor será perpendicular a la pared, y si las superficies de la pared son isotérmicas<sup>1</sup> y el cuerpo es homogéneo<sup>2</sup> (del mismo material) e isotrópico<sup>3</sup>.

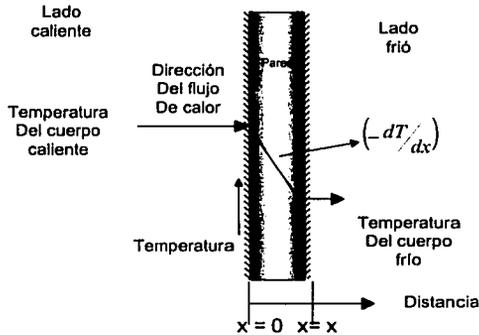


Fig. 1.1 Flujo de calor a través de una pared

Supongamos que una fuente de calor existe del lado izquierdo de la pared y que en la superficie derecha existe un receptor de calor, la ley básica de transmisión de calor por conducción puede ser escrita de la siguiente manera

$$\text{Velocidad de transmisión} = \frac{\text{Fuerza de impulsión}}{\text{Resistencia}} \quad (1.1)$$

<sup>1</sup> Isotérmica; misma temperatura

<sup>2</sup> Un material es homogéneo cuando muestra o exhibe las mismas propiedades mecánicas a lo largo de él.

<sup>3</sup> Un material isotrópico es aquel en el que no solo se muestran las mismas propiedades a través de él, si no que, si se estudian las propiedades de un material en cualquier dirección a partir de un punto cualquiera este conservará sus propiedades, es decir es homogéneo en todas direcciones.

La fuerza de impulsión es la diferencia de temperatura de la parte caliente menos la parte fría del sólido<sup>4</sup>, puesto que el calor solo se transmite cuando existe una diferencia de temperaturas.

### 1.1.1.1 Ley de Fourier

El termino de resistencia de la ecuación 1.1 se define por medio de la ley de Fourier. Sea A el área de una pared de espesor L, y uniforme la temperatura en el área A de una de las caras y también uniforme pero más baja, en la misma área de la otra cara. Además de que el calor fluirá de manera perpendicular al plano A.

La ley de Fourier establece que la cantidad de calor que fluye a través del material uniforme es proporcional al área<sup>5</sup>, la caída de temperatura, e inversamente proporcional a la longitud del camino recorrido por el flujo.

Si se toma una sección diferencial de longitud  $dL$  paralela al área A en un punto cualquiera intermedio de la pared, con una diferencia de temperatura  $dT$  en esta capa, la ley de Fourier en este caso dice que la cantidad de calor  $dQ'$  que fluye en la unidad de tiempo  $dt$  se puede representar entonces como

$$\frac{dQ'}{dt} = - \frac{kAdT}{dL} \quad (1.2)$$

En la que  $k$  es una constante de proporcionalidad<sup>6</sup>. Si el gradiente de temperatura  $dT/dL$  no varia con el tiempo, entonces la velocidad de transmisión de calor es constante:

$$\frac{dQ'}{dt} = \text{constante} = q = - \frac{kAdT}{dL} \quad (1.3)$$

<sup>4</sup> Esto puede ser similar a la diferencia de potencial medida en volts, de tal modo que en un extremo de un conductor tenemos un potencial mayor que en el otro extremo y debido a esta diferencia de potencial existe trabajo sobre los electrones.

<sup>5</sup> Como si fuera la cedula de una tubería y su relación con el flujo

<sup>6</sup> El signo menos es necesario por que la velocidad de la transmisión de calor se tomo positiva en la dirección de la temperatura menor, por consiguiente la temperatura decrece en esa misma dirección, por lo que  $dT/dL$  debe ser negativo.

Tomando a  $q$  como la velocidad en hrs. de transmisión de calor y puesto que normalmente solo se conocen las temperaturas en las dos caras de la pared y no las temperaturas intermedias a lo largo del camino en el que calor fue transmitido, es preciso entonces que la ley de Fourier sea integrada sobre la totalidad del camino, desde  $L=0$  hasta  $L =$  longitud total. Ahora bien, también existen casos en los que  $k$  es función de la temperatura, pero esta es independiente de la longitud del camino recorrido. Así mismo,  $A$  puede variar con la longitud pero esto es independiente de la temperatura. Así que si separamos variables de manera pertinente tenemos:

$$\frac{q dL}{A} = -k dt \quad (1.4)$$

Integrando la ecuación 1.4 tomando a  $T_1$  como la temperatura mas elevada tenemos:

$$q \int_b^a \frac{dL}{A} = - \int_{T_1}^{T_2} k dT = \int_{T_2}^{T_1} k dT \quad (1.5)$$

Puesto que la velocidad del flujo de calor es constante. En general, la variación de  $k$  con la temperatura puede tomarse como lineal, por lo que  $k_m$ , la media aritmética del valor de  $K$ , puede considerarse como constante. Si  $A$  no varia con  $L$  (por ejemplo, en el caso de la pared plana), la Ec. (1.5) puede integrarse:

$$\frac{qL}{A} = k_m (T_2 - T_1) = k_m \Delta T$$

o bien:

$$q = \frac{k_m A \Delta T}{L} \quad (1.6)$$

Comparando las Ecs. (1.6) y (1.1) y recordando que  $\Delta T$  es la fuerza impulsora del calor, se ve que la resistencia tiene el valor de  $\frac{L}{k_m A}$ .

### 1.1.1.2 Conductividad Térmica

En muchos de los sistemas que se analizan en ingeniería, esta involucrado algún flujo, tal como: flujo de calor, flujo de electrones, flujo de fluido, etc. Se ha observado también que la cantidad que fluye es directamente proporcional a la diferencia de potencial e inversamente proporcional a la resistencia que existe para el libre paso de este flujo.

$$\text{Flujo} \propto \frac{\text{potencial}}{\text{Resistencia}} \quad (1.7)$$

En un circuito hidráulico simple, la presión en el sistema es la diferencia de potencial, y la rugosidad de la tubería es la resistencia al flujo. En un circuito eléctrico las aplicaciones más simples son expresadas por la ley de Ohm: el voltaje en el circuito es el potencial y la dificultad con la que los electrones emigran de la zona con mayor potencial a la de menor potencial es la resistencia eléctrica. De manera similar, el flujo de calor a través de una pared, es resultado de una diferencia de temperatura que existe entre la superficie caliente y la fría. Recíprocamente, de la ecuación 1.7, cuando dos superficies de una pared están a diferente temperatura, necesariamente existe un flujo y una resistencia al flujo de calor. La *conductancia* es la recíproca de la resistencia al flujo de calor, y la ecuación 1.7 puede expresarse como

$$\text{Flujo} \propto \text{conductancia} \times \text{potencial} \quad (1.8)$$

Para que la ecuación 1.8 pueda ser una igualdad, la conductancia debe evaluarse de tal modo, que ambos lados sean dimensional y numéricamente correctos. Supóngase que una cantidad medida de calor  $Q'$  Btu ha sido transmitida por una pared de tamaño conocido en un intervalo de tiempo  $t$  con una diferencia de temperatura medida  $\Delta T$  °F. Escribiendo de nuevo la ecuación 1.8 tenemos

$$Q = \frac{Q'}{t} = \text{conductancia} \Delta T \quad \text{Btu/h}$$

por lo tanto la conductancia tendrá dimensiones de Btu/(hr)(°F). La conductancia es una propiedad ponderable de toda la pared, de tal modo que la ecuación queda

$$Q = \frac{Q'}{t} = k \frac{A}{L} \Delta T \quad (1.9)$$

donde  $k$  tiene las unidades de  $\text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2 \text{ de área de flujo})(^\circ\text{F de diferencia de temperatura})/(\text{pie de grueso de pared})^7$

### 1.1.1.3 Derivación de la ecuación general de la conducción.

Anteriormente se definió intuitivamente el concepto de conducción de calor por observaciones no calificadas de las relaciones entre flujo de calor, potencial y resistencia. Es entonces necesario desarrollar una ecuación que tenga una aplicación más amplia con la que incluso se logre la deducción de otras ecuaciones que tal vez se utilicen en lo posterior, o tal vez que estas nuevas ecuaciones sean casos particulares de esta ecuación general. La ecuación 1.9 puede escribirse en forma diferencial

$$\frac{dQ'}{dt} = kdA \frac{dT}{dx} \quad (1.10)$$

Aquí podemos ver que existen incrementos diferenciales de calor, diferenciales de tiempo, diferenciales de área, diferenciales de temperatura, y diferenciales de distancia, de tal modo que la única expresión propia del material del que estamos hablando es  $k$  y por ello es independiente de las otras variables, si nos referimos a la figura 1.2, tenemos un cubo de volumen elemental de un material cualquiera que recibe una cantidad de calor  $dQ'_1$ , cuyas unidades son Btu, a través de la cara  $yz$  en un intervalo de tiempo  $dt$ , ahora bien, suponiendo que todas las caras excepto las que se encuentran en el plano  $yz$ , están aisladas térmicamente.

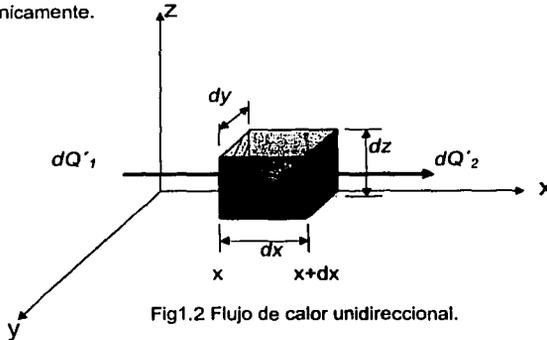


Fig.1.2 Flujo de calor unidireccional.

<sup>7</sup> En el sistema métrico, la conductividad térmica se reporta como  $\text{cal}/(\text{seg})(\text{cm}^2)(^\circ\text{C}/\text{cm})$ .

En el mismo intervalo de tiempo, la cantidad de calor  $dQ_2$  abandona el lado derecho. Es claro que pueden ocurrir cualquiera de estos tres hechos:

1.  $dQ_1$  puede ser mayor que  $dQ_2$ , de manera que este volumen elemental almacenaría calor en su interior, aumentando con esto la temperatura promedio del cubo.
2.  $dQ_1$  puede ser menor que  $dQ_2$  de manera que el cubo pierda calor en el transcurso de  $dt$ , en otras palabras que entregue una cantidad de calor extra.
3.  $dQ_1$  y  $dQ_2$  pueden ser iguales, de manera que el calor simplemente pasara a través del volumen elemental sin afectar el almacenamiento del calor.

Tomando cualquiera de los dos primeros casos, que son los que nos interesan por su naturaleza, y además de ser los mas generales se puede definir un término de almacenamiento o depresión  $dQ'$  como la diferencia entre el calor que entra y el calor que sale<sup>a</sup>

$$dQ = dQ_1 - dQ_2 \quad (1.11)$$

De acuerdo con la ecuación (2.5), el calor que entra en la cara izquierda, si tomamos a  $dA$  como  $dydz$ , y tomamos únicamente la parcial de la temperatura en la dirección del eje  $x$  recordando que en las otras direcciones la temperatura no varia ya que el cuerpo esta aislado, entonces tenemos.

$$\frac{dQ'}{dt} = k dydz \left( - \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (1.12)$$

El gradiente de temperatura  $-\frac{\partial T}{\partial x}$  puede variar, ya sea con el tiempo o la posición, esto es, que la temperatura del sólido varíe con el tiempo, ó si en el interior existe alguna fuente o un sumidero de calor. La variación de  $-\frac{\partial T}{\partial x}$  como una función de

<sup>a</sup> Nótese que si tomáramos el tercer caso en el que  $dQ_1$  y  $dQ_2$  son iguales la diferencia entre el calor que entra y el que sale sería cero, lo que invalidaría la ecuación 1.11

la distancia  $f(x)$ , será tomada como la parcial de  $\left(-\frac{\partial T}{\partial x}\right)$  con respecto a  $x$ , que queda como  $-\frac{\partial(\partial T / \partial x)}{\partial x}$ , que no es sino la variación del gradiente de temperatura en la dirección del flujo de calor  $dx$ .

Si la variación de la temperatura y de las posibles fuentes de calor o sumideros es evaluada en la distancia  $dx$  que va desde  $x$  hasta  $x+dx$ , puede ocurrir que  $dQ_2 > dQ_1$ , esto es que el cubo pierda calor en el transcurso de  $dt$ , o en otras palabras que entregue una cantidad de calor extra lo cual querría decir que existe una fuente interna de calor. Por lo tanto el cambio total del gradiente de temperatura en una distancia  $dx$  estará dado por  $-\frac{\partial(\partial T / \partial x)}{\partial x} dx$  o escrito de otra manera  $-\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} dx$ . Entonces en la posición  $x$  (ver Fig. 1.3) el gradiente de temperatura es  $\left(-\frac{\partial T}{\partial x}\right)$ , y en  $x+dx$  después de haber pasado por las fuentes o sumideros de calor el gradiente de temperatura será

$$-\frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} dx$$

lo cual nos dará el gradiente de  $dQ_2$  a la salida del cubo, y en la misma forma como en la ecuación (1.12) esta dado por

$$\frac{\partial Q_2}{dt} = k dy dz \left( -\frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} dx \right) \quad (1.13)$$

de la cual si sustituimos en la ecuación 1.11 tenemos

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_1}{dt} - \frac{dQ_2}{dt} = k dy dz \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) dx \quad (1.14)$$

Ahora bien, al cambiar la temperatura, también cambiara la energía interna del sistema, si analizamos el cambio de temperatura  $-dT$  grados por unidad de tiempo  $dT/dt$

en el intervalo de tiempo  $dt$  estar dado por  $-\frac{dT}{dt} dt$  grados. Puesto que el análisis se realiza en un volumen elemental, es necesario definir el calor específico a volumen constante,  $c_v$  [Btu/(pie)(°F)] obtenido multiplicando el calor específico del material por la densidad  $\rho$ . Este será entonces el calor necesario para elevar el volumen  $dx dy dz$  por

$$\frac{dT}{dt} dt^\circ F$$

para ello se requiere un cambio de calor en el cubo que esta dado por

$$\frac{dQ'}{dt} = c\rho dx dy dz \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.15)$$

igualando a las ecuaciones 1.15 y 1.14 tenemos

$$\frac{dQ'}{dt} = c\rho dx dy dz \frac{\partial T}{\partial t} = k dy dz \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) dx \quad (1.16)$$

de lo cual tenemos

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k}{c\rho} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) \quad (1.17)$$

Esta ecuación también llamada *ecuación general de Fourier*, y el termino  $\frac{k}{c\rho}$  se llama difusividad térmica, debido a que incluye en el todas las propiedades involucradas en la conducción del calor. Por otra parte, si retiramos el aislante térmico sabemos que el calor podrá fluir en todas direcciones (x, y, z), y que entonces el gradiente de temperatura en dichas direcciones tendrá que incluir todas las trayectorias posibles del flujo por lo que introduciendo el operador  $\nabla^2$  de la función de transferencia de calor tendremos

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k}{c\rho} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (1.18)$$

\* Este es el símbolo matemático para el gradiente de una función vectorial.

### 1.1.2 Convección:

Cuando existe transferencia de calor en un sistema en el cual hay un fluido en movimiento, esta es llamada transferencia de calor por convección. El fluido frío adyacente a superficies calientes recibe el calor que luego transfiere al resto del fluido frío mezclándose con él.

La convección natural se observa como resultado del movimiento del fluido debido a los cambios de la densidad del mismo que resultaron del cambio de temperatura, la convección forzada ocurre cuando existe agitación mecánica en el fluido, esta agitación puede aplicarse por medio de un agitador, aun cuando en muchas de las aplicaciones de la ingeniería la agitación se obtiene circulando los fluidos caliente y frío a velocidades considerables en lados opuestos de tubos.

La convección libre y forzada ocurren a diferentes velocidades, la última es la más rápida y por lo tanto la más común. Los factores que promueven altas transferencias para la convección forzada no tienen el mismo efecto en la convección libre o natural, y aunque el estudio de la convección libre es importante, por la aplicación final de este trabajo de investigación solo nos concentraremos en la obtención de razones para la transferencia de calor en presencia de convección forzada.

Ahora bien, recordemos de mecánica de fluidos que cuando un fluido está en movimiento y el movimiento es de tal naturaleza que el número de Reynolds excede un valor determinado, el carácter del flujo puede cambiar desde viscoso ó laminar a turbulento pasando por una zona de transición. También sabemos que en régimen de flujo turbulento existe, muy cercano a la pared que retiene el flujo, una película de fluido en régimen laminar. Supongamos que el calor está fluyendo a través de una pared que retiene un fluido<sup>10</sup>, esta película en régimen laminar es de gran importancia para la determinación de la velocidad de la transmisión de calor, esto es por que el calor que alcance el centro del fluido debe pasar a través de esta película por conducción, y las conductividades térmicas para los fluidos son muy bajas, es decir, cuanto más espesor tiene esta película, mayor será la resistencia que ofrecerá al paso de calor. Y por otra parte más allá de la película, la turbulencia ofrece una igualación rápida de la

<sup>10</sup> Puede ser un tubo

temperatura. Por lo tanto, la película límite ofrece una resistencia importante al flujo de calor desde la pared al centro de la masa.

Es entonces casi imposible empezar el estudio de la convección, si no ponemos la debida atención en los conceptos que atañen al movimiento de los fluidos, sus características y capacidades de control, ya que es el movimiento de un fluido el que caracteriza este principio, por ello, como toda disciplina científica, desarrollaremos ciertas definiciones que nos serán de utilidad para el estudio de la transferencia de calor por convección.

### 1.1.2.1 El concepto de medio continuo

Una de las formas para estudiar el movimiento de un fluido es tratando al fluido como si fuera una cantidad sumamente grande de moléculas, sujetándose el movimiento de cada una de ellas a las leyes de la mecánica. Se intenta con ello predecir el comportamiento macroscópico del fluido tomando en cuenta los principios de la mecánica, y aunque es cierto que con este procedimiento es posible obtener expresiones para la conservación de la materia y de la energía, y para el balance de la cantidad de movimiento, así como de otras propiedades como la viscosidad, etc; sin embargo, el análisis resulta bastante complejo y generalmente de poco interés práctico.

En su lugar se utiliza el concepto de *medio continuo*. El cual ignora las moléculas individuales que forman al fluido y se supone que este consiste de materia continua. En cada punto del espacio ocupado por este fluido continuo se supone que existe un valor único para la velocidad, la presión, la densidad, etc. Es decir, se acepta que las variables y propiedades del fluido son propiedades continuas del espacio o variables de campo. De este modo, podemos formular funciones de movimiento continuo, y con ello utilizar herramientas tan ilustrativas y exactas como el cálculo vectorial y obtener ecuaciones diferenciales que describan las variaciones de nuestro objeto de estudio con respecto al tiempo y el espacio.

### 1.1.2.2 Presión

La presión en un punto se define como el esfuerzo –fuerza por unidad de área- que actúa en dirección perpendicular a una superficie normalmente sumergida en un fluido<sup>11</sup>; de lo que se obtiene:

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} = \frac{dF}{dA}$$

Podemos ver que la expresión anterior no podría ser sin la definición de medio continuo, ya que al saber que un fluido continuo ejerce la misma presión en todas direcciones, nos resultaría muy difícil conceptualizar esta variable.

### 1.1.2.3 Masa y densidad de flujo.

Al igual que todos los cuerpos y sustancias simples, la cantidad de un flujo bajo estudio se puede caracterizar mediante su masa. Sin embargo por la naturaleza de los fluidos resulta la mayoría de las veces más conveniente utilizar la propiedad conocida como densidad la cual se expresa mediante

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V}$$

Se puede ver nuevamente que esta expresión carecería de sentido físico si no se acepta antes la hipótesis de que un fluido es un medio continuo. La densidad, entonces, constituye una variable de campo y, al igual que la temperatura, la velocidad y la presión, puede cambiar de un punto a otro.

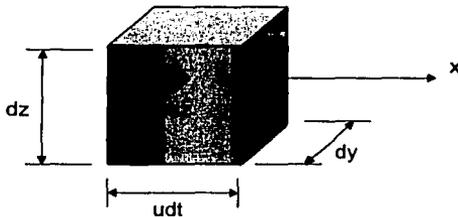
### 1.1.2.4 Gasto másico y gasto volumétrico

El gasto másico es un concepto cinemático muy importante en el estudio del movimiento de los fluidos. Este se define como la masa que cruza una superficie imaginaria en el

<sup>11</sup> No confundamos el concepto de fluido con el de un líquido, ya que una superficie puede estar sumergida en un gas como el aire que también es un fluido.

campo de flujo por unidad de tiempo. Para representar de manera seria el gasto másico es necesario tomar en cuenta la naturaleza vectorial de la velocidad del fluido y de la orientación que cualquier superficie tiene con respecto a un sistema de coordenadas. Así mismo, es necesario considerar que las propiedades del fluido cambian de un punto a otro en la superficies. El primer problema se resuelve con el producto escalar de los vectores de velocidad y de posición del la superficie, y los segundo se resuelve estudiando la variación de las características por medio de la integral definida en toda la superficie bajo consideración. Sin entretenernos en todo lo que esto implica<sup>12</sup>, considérese la figura 1.3

Fig. 1.3 Gasto másico a través de un elemento de superficie



Se trata de un elemento diferencial de superficie  $dydz$  perpendicular a la dirección  $x$ , a lo largo de la cual fluye un fluido de densidad  $\rho$  y velocidad  $u$ . De este modo, el volumen de fluido  $dV$  que a pasado a través del elemento de área  $dydz$  en un intervalo de tiempo  $dt$  se expresa como:

$$\frac{dV}{dt} = udydz$$

lo cual tienen unidades del volumen por unidad de tiempo, y si multiplicamos a esta expresión por la densidad del fluido, se obtiene la masa que a cruzado a través del elemento de área en ese mismo lapso de tiempo, lo cual queda

$$m = \rho \frac{dV}{dt} = \rho udydz$$

<sup>12</sup> En este sentido, el lector puede consultar cualquier texto de mecánica de fluidos, ya que esto escapa del nuestro objeto de estudio.

de lo que deducimos que el gasto volumétrico, de uso común cuando la densidad del fluido es constante ya se había considerado y se expresa como

$$Q = \frac{dV}{dt} = udydz$$

y en el caso de una superficie no diferencial<sup>13</sup>, perpendicular a la dirección del flujo las expresiones quedarían como sigue

$$m = \int_A \rho u dydz$$

$$Q = \int_A u dydz$$

de lo que se obtiene

$$m = \rho u A$$

$$Q = u A$$

### 1.1.2.5 La viscosidad

Resultara difícil el estudio de la convección en lo sucesivo ya que inherentemente existe el movimiento de los fluidos. Es por ello necesario definir una propiedad que tienen importantes conexiones entre las convección y el movimiento de los fluidos, *la viscosidad*. Para evaluar esta propiedad en mecánica de fluidos, es necesario hacer dos suposiciones:

1. Donde existe una interfase sólido-liquido, no existe desplazamiento o corrimiento entre ambos.
2. La regla de Newton: el esfuerzo de corte es proporcional al esfuerzo en dirección perpendicular al movimiento.

<sup>13</sup> Esto es, que no fuera posible separar un volumen elemental cúbico, por la forma de el área a estudiar

Una partícula de líquido no sometido a esfuerzo, como se muestra en la Fig. 1.4a, adoptar la forma de la Fig. 1.4b, cuando una película de este mismo líquido se sujete a un esfuerzo de corte.

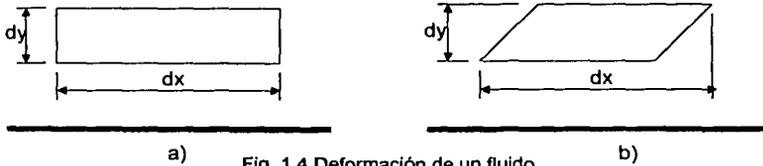


Fig. 1.4 Deformación de un fluido

La razón del corte es proporcional al gradiente de velocidad  $du/dy$ . Aplicando la regla de Newton, si  $\tau$  es el esfuerzo de corte entonces:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (1.19)$$

donde  $\mu$  es una constante de proporcionalidad de lo que cuyas unidades son

$$\mu = \frac{\tau}{du/dy} \left\{ \begin{array}{l} \text{En los sólidos origina una deformación y es} \\ \text{equivalente al modulo de elasticidad} \\ \text{En los líquidos origina una deformación a un} \\ \text{ritmo dado} \end{array} \right.$$

### 1.1.2.6 Flujo incompresible y flujo compresible.

En general, se acostumbra dividir a los fluidos en gases y líquidos. Se sabe que los gases son fácilmente compresibles, estando su densidad determinada por la presión y la temperatura a la que estén sujetos. Los líquidos por el contrario apenas pueden comprimirse cuando se encuentran bajo la acción de una presión muy grande; por lo tanto, se acostumbra clasificarlos como incompresibles. Sin embargo, se ha visto que los gases también resultan incompresibles cuando se mueven con velocidades moderadas. De tal manera que en la actualidad se utilizan los términos, flujo incompresible para significar el movimiento de un gas a velocidades altas y flujo compresible para el movimiento de un fluido a velocidades bajas, trátase de un líquido ó de un gas.

### 1.1.2.7 Flujo laminar y flujo turbulento.

**Numero de Reynolds:** Cuando un liquido fluye en un tubo horizontal, puede hacerlo en forma de torbellino no localizado y es conocido como flujo turbulento, como se muestra en la figura 1.5, graficando la velocidad local en la tubería vs. la distancia a su centro. Si la velocidad del liquido disminuye bajo cierto valor determinado, la naturaleza del flujo cambia y desaparece la turbulencia. La partículas dejan de hacer movimientos circulares (torbellino) y se mueven en líneas paralelas a lo largo del eje del tubo, y a esto se le conoce como flujo laminar.

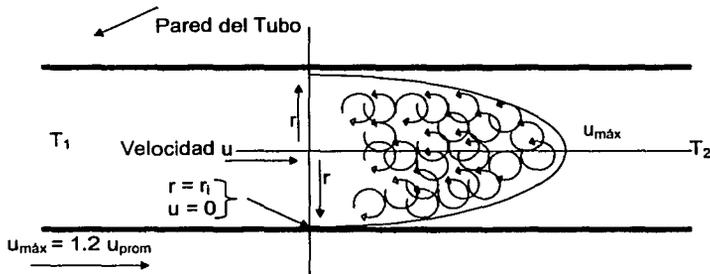


Fig. 1.5 Flujo turbulento en un tubo

Un experimento usado para la determinación visual del tipo de flujo, consiste de un tubo de vidrio a través del cual fluye agua. Se inyecta una corriente muy fina de anilina en el centro del tubo, y si la tinta permanece en el centro en un distancia razonable, es indicador de que existe un flujo laminar<sup>14</sup>.

Otros experimentos han indicado que el flujo laminar procede como el deslizamiento de delgados cilindros concéntricos de liquido, uno dentro del otro, como se muestra en la figura 1.6

<sup>14</sup> Son sinónimos flujo laminar, flujo lamina, flujo viscoso y flujo paralelo.

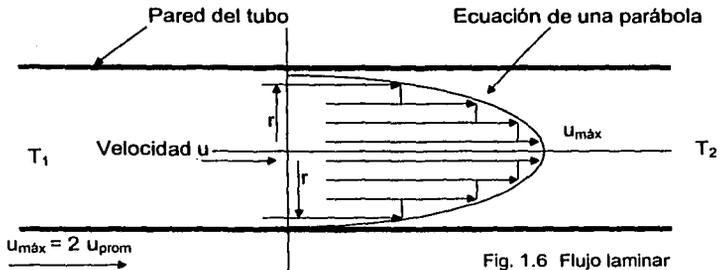


Fig. 1.6 Flujo laminar en tubos

También podemos ver que la distribución de las velocidades de los cilindros es parabólica, con el máximo al centro y aproximándose a cero en la pared del tubo.

Reynolds observó que el tipo de flujo adquirido por un líquido era influido por varios factores como la velocidad, la densidad y la viscosidad del líquido, además de el diámetro del tubo. Reynolds relacionó estas variables en el cociente  $Du\rho/\mu$ , llamado en su honor *numero de Reynolds (Re)*, y se encuentra que siempre que existe flujo turbulento el valor numérico de  $Re$  excede las cercanías de 2300 y usualmente cuando excede 2100.

Por otra parte, la definición de transferencia de calor por convección procede principalmente como resultado de una mezcla, y mientras que este requerimiento es satisfecho por el flujo turbulento, no lo es por el flujo laminar. El flujo laminar es, de hecho, una forma de conducción cuyo estudio escapa del objeto de estudio de el presente trabajo. De hecho, la velocidad a la que el calor es transferido hacia/o de un líquido a un tubo, es considerablemente menor en el flujo laminar que en el turbulento, y en la práctica en la industria es casi siempre deseable evitar condiciones tales como la baja velocidad de los fluidos, lo cual es causa del flujo laminar.

#### 1.1.2.8 Gradientes de temperatura en convección forzada.

La distribución de temperatura a través de una columna de fluido, en convección forzada, que también es calentada o enfriada, está íntimamente relacionada con las velocidades del flujo en la columna. En la figura 1.7 se presentan los gradientes de

temperatura para el caso en que se transmite desde un fluido caliente a través de una pared metálica al interior de un fluido frío.

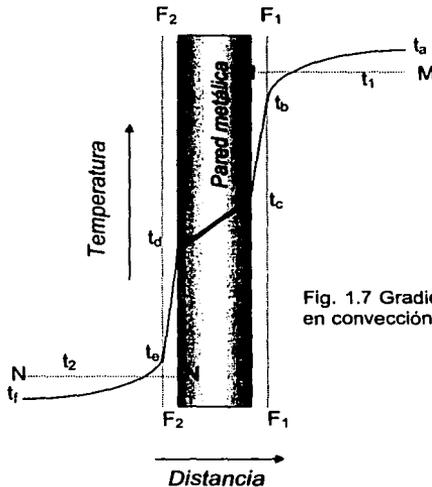


Fig. 1.7 Gradientes de temperatura en convección forzada

Las líneas de puntos  $F_1, F_1$  y  $F_2, F_2$  a cada lado de la pared metálica representan los límites de las películas en flujo laminar, y todas las partes de fluido situadas a la derecha de  $F_1, F_1$  e izquierda de  $F_2, F_2$  están en régimen turbulento<sup>15</sup>. El gradiente de temperatura desde el centro de la masa del fluido caliente hasta la pared metálica, esta representado por la línea curva  $T_a T_b T_c$ . La temperatura  $T_a$  es la máxima temperatura en el fluido caliente,  $T_b$  es la temperatura en el límite entre las regiones de régimen turbulento y laminar, y la temperatura  $T_c$  es la temperatura en la cara de separación entre el fluido y la pared metálica. Del mismo modo tenemos el significado para la línea  $T_d T_e T_f$  es análogo. En la realización de los cálculos sobre la transferencia de calor se acostumbra utilizar como temperatura del fluido, no la máxima temperatura  $T_a$ , ni la temperatura en la superficie exterior de la película  $T_b$ , sino más bien la temperatura media del fluido, tal como se obtendrá si se mezclase completamente y se tomase su temperatura media  $T_1$  que estará comprendida entre  $T_b$  y  $T_c$ , y se encuentra indicada en la figura 1.14 por la línea

<sup>15</sup> Esto no quiere decir que existe realmente una línea a un lado de la cual el flujo es laminar y del otro lado es laminar. Sin embargo existe una capa de amortiguamiento que se estudia en mecánica de fluidos

MM. De nuevo el mismo razonamiento se aplica en la parte del fluido frío, cuya temperatura media esta designada por  $t_2$  y esta representada por la línea NN.

Ahora bien el gradiente de temperatura  $T_r T_s$  esta originado por el calor transmitido en conducción pura, normalmente a través de un material cuya conductividad térmica es conocida y en la mayor parte de los casos es una pequeña fracción de la diferencia total de temperatura  $T_0 T_i$ .

### 1.1.2.9 Coeficientes de película.

Considérese una pared de tubería con convección forzada de diferentes magnitudes en ambos lados del tubo, como se muestra en la figura 1.8. En el interior el calor es depositado por un fluido caliente, y en el lado exterior el calor es recibido por un liquido frío. Cualquiera de las resistencias puede ser medida independientemente, obteniendo la diferencia de temperatura entre la superficie del tubo y la temperatura promedio del liquido.

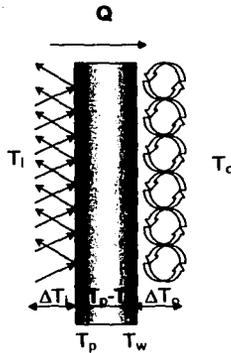


Fig. 1.8 Dos coeficientes de convección

La transferencia de calor puede determinarse a partir del cambio de calor sensible<sup>18</sup> en cualesquiera de los fluidos y a lo largo de la longitud del tubo en la cual ocurra la transferencia de calor . Si designamos a la resistencia interior del tubo como  $R_i$  , y a la resistencia exterior como  $R_o$  ; a las temperaturas interiores y exteriores de la pared del

<sup>18</sup> Calor sensible es aquel que puede sentirse en un punto, cuando existe una diferencia de temperaturas.

tubo como  $T_p$  y  $T_w$  respectivamente, y aplicando la expresión para el estado estable tenemos:

$$Q = \frac{A_i(T_i - T_p)}{R} = \frac{A_o(T_w - T_o)}{R} \quad (1.20)$$

donde  $T_i$  es la temperatura del fluido caliente en la parte interior  $T_o$  es la temperatura del fluido frío en el exterior. Reemplazando al las resistencias por sus recíprocos ( $1/R$ ) y renombrándolas como  $h_i$  y  $h_o$  respectivamente tenemos

$$Q = h_i A_i \Delta T_i = h_o A_o \Delta T_o \quad (1.21)$$

Los recíprocos de las resistencias de transferencia de calor tienen las dimensiones de  $\text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$  de diferencia de temperatura, y son llamados coeficientes individuales de película.

Además de que el coeficiente de película es una medida del flujo de calor por unidad de superficie y por unidad de temperatura, indica la razón o velocidad a la cual fluidos que tienen una variedad de propiedades físicas y bajo diferentes grados de agitación, transfieren calor.

De todo lo anterior podemos ver que existen varios factores que influyen en los coeficientes de película, tales como el tamaño del conducto, y si el fluido se considero o no que esta dentro del conducto, la velocidad del fluido, y algunas variables mas. Con todas esas variables y cada una de ellas con su propio grado de influencia en la razón de transferencia de calor (coeficiente de película), es comprensible que no exista una deducción que permita el calculo directo de estos coeficientes de película. Por lo que es deseable estudiar un método de correlación mediante el cual con algunos experimentos básicos y con un amplio rango de variables, se pueda obtener relaciones que mantengan su validez para cualquiera proceso que las contenga a todas ó solo a una parte de ellas.

#### **1.1.2.10 Parámetros adimensionales.**

Sabemos por nuestro el estudio que hasta el momento tenemos en materia de transferencia de calor por convección que dependiendo de los regimenes de flujo que se tenga en los escurrimientos a estudiar ya sea turbulento ó laminar, compresible o incompresible, etc. En cada uno de los cuales se tienen un comportamiento

completamente distinto, además de lo antes citado en la deducción de las ecuaciones fundamentales<sup>17</sup>, sabemos que la solución de las mismas se vuelve muy complicada y en ocasiones resultaría poco cercano a la realidad si no tomamos en cuenta otros factores.

El camino mas cercano a la solución es intentar simplificar las ecuaciones hasta donde matemáticamente nos sea posible aprovechando para este efecto todo el conocimiento que podamos tener sobre el escurrimiento. En general lo mas recomendable (o a veces lo único que se puede hacer) es caracterizar<sup>18</sup> el escurrimiento mediante los llamados *parámetros adimensionales*.

Esto es, hacer combinaciones adimensionales con toda la información sobre las propiedades del escurrimiento, utilizando para este efecto los valores que sean típicos e inherentes a el, de tal modo que si caracterizamos una ecuación con valores típicos de un escurrimiento obtendremos por consecuencia a su vez valores típicos para todo el sistema, y estos son los *parámetros adimensionales*. Por ejemplo al combinar adecuadamente los valores de un fluido podemos obtener el Numero de Reynolds que aunque no tiene dimensiones en especifico nos aporta información muy exacta sobre las condiciones de flujo que están ocurriendo. Existen dos ventajas enormes al considerar estos parámetros:

1. Por el lado analítico, resulta posible despreciar algunos términos de las ecuaciones fundamentales pues llevan asociados uno o varios de estos parámetros.
2. Por el lado experimental resulta mas sencillo, abstraer, sistematizar y realizar un experimento si las variables que intervienen en el se agrupan en parámetros adimensionales.

El método de solución propuesto es entonces trabajar directamente con las ecuaciones diferenciales que rigen el movimiento del fluido bajo consideración, lo cual nos permite reducir las posibilidades de cometer un error en la omisión de algún parámetro o variable.

---

<sup>17</sup> Estas ecuaciones son también conocidas como ecuaciones de Navier-Stokes

<sup>18</sup> Cuando un fenómeno natural, por la complejidad del mismo, o por el gran número de variables que intervienen en el no se puede definir teóricamente, entonces se caracteriza.

El análisis dimensional se basa en la premisa de que cualquier relación que describa un fenómeno debe ser *dimensionalmente homogénea*<sup>19</sup>, de tal modo que todos los términos de una ecuación para poder ser operacionales deberán tener entonces las mismas dimensiones, pero si conseguimos que todas las variables que conforman cada uno de los términos se les asigne una forma adimensional, al operarla contra otras cantidades constantes de igual dimensión<sup>20</sup>, que puedan considerarse valores típicos del escurrimiento obtendremos una ecuación diferencial que contenga valores adimensionales como literales. Esta forma de la ecuación será análoga a la original excepto que en esta nueva representación de la ecuación algunos términos estarán multiplicados por combinaciones adimensionales de las cantidades y valores típicos del sistema. Estos son llamados generalmente *parámetros adimensionales* los cuales se describen a continuación:

$$\text{Re} = \frac{\rho V_0 L}{\mu} ; \text{Número de Reynolds}$$

$$\text{Pr} = \frac{c_i}{k} ; \text{Número de Prandtl}$$

$$\text{Ec} = \frac{V_0^2}{c(T_f - T_0)} ; \text{Número de Eckert}$$

El **Número de Reynolds** se puede considerar como un parámetro representativo del cociente de las fuerzas de inercia entre las fuerzas asociadas a la viscosidad, y es así que su valor nos permite saber la influencia relativa de estos dos tipos de efectos

El **Número de Prandtl** de manera similar agrupa exclusivamente ciertas cualidades del escurrimiento, esto es, la relación que existe entre el calor específico y la conductividad térmica por la viscosidad cinemática y a esto se le llama difusividad. Este número también se puede poner en función de la difusividad térmica del escurrimiento y se escribe

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}$$

Por lo tanto el **Número de Prandtl** representa la *relativa difusión* en el fluido de los efectos viscosos y los efectos térmicos. Este parámetro varía desde 0.01 para metales

<sup>19</sup> Esta condición está fundamentada en la teoría de las combinaciones lineales. Se recomienda al lector para su verificación la consulta de cualquier tratado de álgebra lineal.

<sup>20</sup> Esto es: metros/metros = 1

líquidos o hasta 1000 en el caso de líquidos muy viscosos es de gran relevancia para la solución de la ecuación De la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento de Navier-Stokes.

Para completar esta presentación de los parámetros adimensionales de las ecuaciones fundamentales de convección de calor, conviene introducir un parámetro adimensional importante. Dicho parámetro tiene estrecha relación con la condición de frontera en una pared sobre la cual se mueve un fluido . De este modo sabemos que el flujo de calor por unidad de área entre el fluido y la pared sólida, perpendicular a esta, se expresa como:

$$\frac{q}{A} = -k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right]_{y=0} \quad (1.22)$$

Esta expresión donde  $T(x,y)$  y  $k$  son la temperatura y la conductividad térmica del fluido, respectivamente, y la dirección "y" se mide perpendicularmente a la pared y es apropiada por que *en la superficie de la pared, no hay movimiento de fluido y la transferencia de calor ocurre solo por conducción*<sup>21</sup>. Ahora bien, si se expresa  $q$  a través de coeficiente de convección  $h$ , es decir,

$$q = hA(T_o - T_f) \quad (1.23)$$

si igualamos los 1.22 y 1.23 tenemos

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right]_{y=0} = h(T_o - T_f)$$

despejando el coeficiente  $h$  tenemos

$$h = \frac{-k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right]_{y=0}}{T_o - T_f} = \frac{-k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right]_{y=0}}{T}$$

sustituyendo las ecuaciones adimensionales para los valores de "T" y "Y" tenemos

$$h = \frac{-k(T_f - T_o) \left. \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right]_{y=0}}{L(T_o - T_f)}$$

realizando operaciones tenemos

---

<sup>21</sup> Concepto de capa límite

$$h = \left. \frac{k}{L} \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right]_{y=0}$$

si despejamos el gradiente de temperatura tenemos

$$\left. \frac{hL}{k} = \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right]_{y=0} \quad (1.24)$$

Y como sabemos que ambas partes de esta ecuación son adimensionales, entonces se puede definir otro parámetro adimensional conocido como número Nusselt es:

$$\mathbf{Nu} = \frac{hL}{k} \quad ; \quad \mathbf{Número\ de\ Nusselt}$$

El **Numero de Nusselt** es un parámetro que representa al gradiente de temperaturas adimensional en la pared. Se puede ver por inspección en la ecuación 1.43 que el número de Nusselt incluye al coeficiente  $h$ , y que permite determinar el flujo de calor entre una pared y un fluido que sobre ella se mueve, El calculo de **Nu** a través de la ecuación 1.43 uno de los principales objetivos al resolver la mayoría de los problemas de transferencia de calor, ya sea por métodos analíticos o por métodos experimentales.

### 1.1.3 Radiación:

Hemos analizado de manera particular que en la transferencia de calor por conducción y por convección, se requiere –necesariamente- la presencia de un gradiente de temperatura que concebido físicamente requiere de alguna forma de materia que puede ser un gas, un líquido o un sólido.

Por el contrario la transferencia de calor por radiación térmica no requiere materia<sup>22</sup>. Este es un proceso en extremo importante, y en el sentido físico –por el hecho de no requerir la presencia de materia- es quizá el más interesante de los métodos de transferencia de calor. Es relevante para muchos procesos industriales de calentamiento, enfriamiento y secado, así como también para métodos de conversión que incluyen la utilización de combustibles fósiles y radiación solar.

<sup>22</sup> Esto es posible por que muchos de los procesos transferencia de calor por radiación se llevan a cabo en el vacío

Cuando estamos expuestos a los rayos solares, experimentamos una sensación instantánea de calor. Este calor no se transmite por conducción, ya que el espacio entre el sol y la atmósfera terrestre es un vacío casi completo; y tampoco por convección ya que el fluido en presencia (generalmente aire) calentado ascendería, alejándose de nuestro cuerpo y proporcionaría una cantidad de calor inherentemente despreciable. En este caso estamos experimentando los efectos del calor *radiante*. Está energía térmica se transmite sin la ayuda de moléculas intervinientes, todos los cuerpos emiten calor radiante. Cuanto mayor sea la temperatura de un cuerpo, en proporción será la cantidad de radiación que emitirá

### 1.1.3.1 Naturaleza de la Radiación

Se acepta generalmente que cuando una partícula elemental cargada eléctricamente experimenta algún tipo de transición, parte de la energía se convierte en otra forma de energía llamada radiación electromagnética. Existen a su vez, distintos tipos de radiación electromagnética, como son: la radiación cósmica, los rayos gamma, los rayos ultravioleta, la luz visible, la luz infrarroja, las ondas de radio, las ondas ultrasónicas, por mencionar solo las más conocidas. Cada uno de estos casos pertenece a diferentes partículas excitadas de manera diferente; así, por ejemplo, los rayos gamma se producen durante la fisión del núcleo del átomo, y las ondas de radio se generan al hacer pasar corrientes eléctricas a través de un conductor<sup>23</sup>.

Ahora bien, la radiación térmica se asocia con la intensidad a la que la materia emite energía como resultado de su temperatura finita. En este momento toda la materia que nos rodea está emitiendo radiación, los artefactos como mobiliario, o la misma casa, y por tierra también se emite radiación, o la atmósfera o el sol, también son emisores de radiación. Cuando las partículas elementales de una sustancia generan ondas electromagnéticas en virtud de sus movimientos rotacionales y de sus vibraciones, se trata de la emisión de radiación térmica, este mecanismo se relaciona con la energía liberada como consecuencia de oscilaciones o transiciones de los muchos electrones que constituyen la materia. Estas oscilaciones a su vez, son sostenidas por la energía

---

<sup>23</sup> Como es el caso de un cable coaxial.

interna, y por tanto la temperatura de la materia. En conclusión asociamos la emisión de radiación térmica con condiciones provocadas térmicamente dentro de la materia, se puede afirmar entonces que la radiación térmica representa la transformación de la energía interna de una sustancia en energía electromagnética.

Todas las formas de materia emiten radiación. Para gases y para sólidos semitransparentes con vidrio y cristales de sal a temperaturas elevadas, la emisión es un fenómeno volumétrico, como se muestra en la figura 1.9. Es decir, la radiación que emerge de un elemento finito de materia es el efecto integrado de la emisión local a través del volumen.

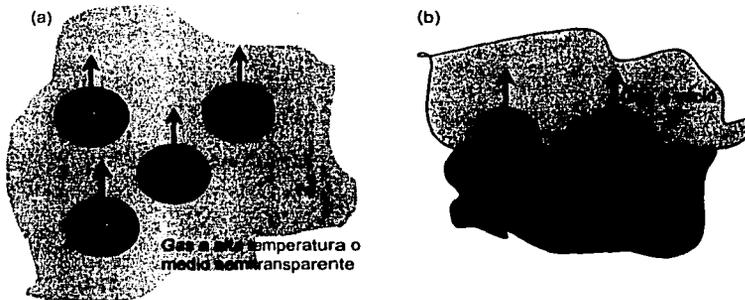


Figura 1.9. Proceso de emisión. (a) Como fenómeno volumétrico, (b) Como Fenómeno superficial

Sin embargo para nuestro objeto de estudio nos concentraremos en situaciones para las que la radiación es un *Fenómeno superficial*. En la mayoría de los sólidos y líquidos la radiación emitida desde las moléculas interiores es fuertemente absorbida por las moléculas contiguas. En consecuencia, la radiación que se emite desde un sólido o líquido se origina de moléculas que están a una distancia de aproximadamente  $1\mu\text{m}$  de la superficie expuesta. Es por esta razón que la emisión desde un sólido o líquido en un gas contiguo o un vacío se ve como un fenómeno superficial.

Entonces al saber que la naturaleza de la radiación esta íntimamente ligada con las radiaciones electromagnéticas, debemos saber que estas radiaciones se propagan a una velocidad de 300,000 kilómetros por segundo, que es valor al que se desplaza la luz<sup>24</sup>. La longitud de onda de estas radiaciones varía de acuerdo a su origen, y esta variación es muy grande. Los rayos X, por ejemplo pueden tener solo alrededor de 0.0000001 centímetros de longitud de onda, en cambio, las ondas de radio pueden a su vez alcanzar varios kilómetros de largo. En específico, algunas ondas *Calóricas* son más largas que otras. *Cuanto mayor es la temperatura de un cuerpo radiante, tanto mas cortas son las ondas electromagnéticas que de el emanan.*<sup>25</sup>

Cuando el calor radiante incide sobre un cuerpo, parte de el se refleja, otra parte atraviesa el cuerpo, y otra parte es absorbida. Solo la parte absorbida calienta el cuerpo<sup>26</sup> como se muestra en la Fig. 1.10. Si el cuerpo es liso y sumamente pulido, la mayor parte del calor se reflejara y se absorberá poco; si la superficie es mate y áspera, se absorberá gran parte de la radiación electromagnética y una parte pequeña se reflejara dando como consecuencia un aumento en la temperatura<sup>27</sup>.

Ahora bien, en cuanto a las ondas que solo serán transmitidas dentro del cuerpo, existen algunos cuerpos que son transparentes a la luz pero opacos al calor, y viceversa, como el vidrio que es transparente a la luz , pero completamente opaco al calor, o el yodo que es opaco a la luz pero transparente al calor. El color también tiene un papel importante en la absorción ó reflexión de la ondas electromagnéticas; los cuerpos oscuros absorben mas calor que los de color claro, y esto es debido a la longitud de onda que conforma a la luz visible, y en particular a las longitudes de onda de los diferentes colores. Es común ver que los colores oscuros absorben mas radiación ya que su longitud de onda es mucho mas corta que la de los colores claros.

<sup>24</sup> Nótese que la luz también es un tipo de radiación electromagnética.

<sup>25</sup> Enciclopedia de las Ciencias, Vol. 5, Págs. 34-35, 8ª ed, Ed GROLIER, México 1987.

<sup>26</sup> Debido a que al ser absorbida entra en contacto íntimo e interactúa con las moléculas y las partículas elementales que constituyen al cuerpo en cuestión.

<sup>27</sup> Comúnmente, cuando ocurre este fenómeno se dice que el cuerpo absorbió calor, aunque estrictamente este mal fundamentada esta proposición.

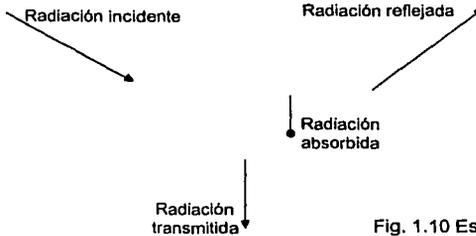


Fig. 1.10 Esquema que muestr los efectos de la radiación incidente

### 1.1.3.2 Intensidad de la Radiación

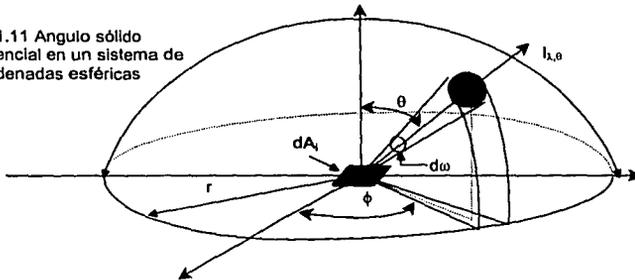
Todos los cuerpos emiten radiación como resultado del nivel de energía interna y, por lo tanto, de la temperatura a la que se encuentren. No obstante en la mayor parte de los sólidos y los líquidos la radiación térmica generada por las partículas interiores se absorbe fácilmente en las partículas contiguas; por lo tanto, solamente en aquellas sustancias transparentes para el rango de longitudes de onda bajo consideración se logra tener una radiación que cruce hacia el exterior de las fronteras del sistema, lo cual constituiría –solo en el caso de las sustancias transparentes a la radiación térmica- una emisión que se podría denominar *volumétrica*. Por lo explicado anteriormente la radiación de sólidos y líquidos será –por conveniencia de cálculos y conceptos<sup>28</sup>– vista como un fenómeno de superficie, es decir, que las únicas partículas que absorben o emiten energía radiante son las que se encuentran inmediatamente por debajo de las fronteras del cuerpo.

Sin embargo, es preciso –en función de ser exactos en nuestras proposiciones– representar de manera sistemática la radiación térmica emitida por una superficie en diversas direcciones, es necesario proponer el concepto de *intensidad de la radiación*.

Para definir este concepto, considérese el ángulo sólido diferencial  $d\omega$  que aparece en la figura 1.11., referido a un sistema de coordenadas esféricas  $(r, \theta, \phi)$

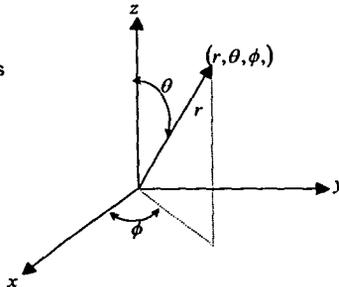
<sup>28</sup> El estudio de estos casos generalmente presenta complicaciones derivadas de la fuerte interacción de la propia sustancia con la radiación térmica y de la intervención simultánea de mecanismos de transferencia de calor, como la conducción y la convección.

Fig. 1.11 Ángulo sólido diferencial en un sistema de coordenadas esféricas



Considere la emisión en una dirección particular desde una elemento  $dA_i$  como se muestra en la figura anterior. Esta dirección se puede especificar en términos de los ángulos cenital y azimutal  $\theta$  y  $\phi$  respectivamente, de un sistema de coordenadas esféricas ver figura 1.1, . Una superficie diferencialmente pequeña en el espacio  $dA_n$ , subtende un ángulo sólido  $d\omega$  cuando se ve desde un punto  $dA_i$ .

Fig.1.12 Sistema de coordenadas esféricas



En la siguiente figura (Fig. 1.13a) podemos ver que el ángulo  $d\beta$  se define por una región entre los radios de un círculo y se mide como la razón del elemento de longitud de arco  $ds$  sobre el círculo al radio  $r$  del círculo. De manera análoga, la figura 1.13b el ángulo sólido diferencial  $d\omega$  esta definido por una región entre los rayos de una esfera y se mide como la razón del elemento de área  $dA_n$  sobre la esfera al cuadrado del radio de la esfera.



Fig. 1.13; Definición de ángulos (a) plano, (b) sólido

El área  $dA_n$  es normal a la dirección  $(\theta, \phi)$ , y según se muestra en la figura 1.14, se puede representar como  $dA_n = r^2 \text{sen} \theta d\theta d\phi$  para una superficie esférica. Por consiguiente

$$d\omega = \text{sen} \theta d\theta d\phi \quad (1.25)$$

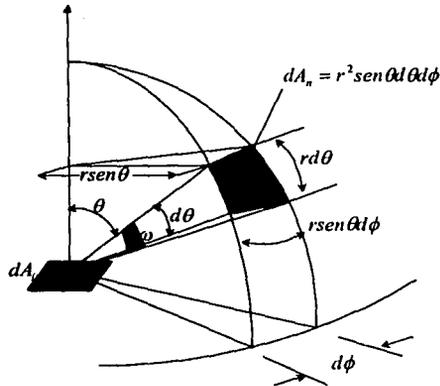


Fig. 1.14 Ángulo sólido subtendido por  $dA_n$  en un punto sobre  $dA_i$  en el sistema de coordenadas esféricas

En tanto que al ángulo plano  $d\beta$  se mide en radianes (rad.), la unidad del ángulo sólido  $d\omega$  es el estereorradián (sr).

La energía radiante emitida por el elemento de área  $dA_i$  que pasa a través del elemento  $dA_n$  se puede expresar mediante la *intensidad monocromática de radiación*  $I_{\lambda}$ . Definimos formalmente  $I_{\lambda}$  como la razón a la que se emite energía radiante a la longitud de onda  $\lambda$  en la dirección  $(\theta, \phi)$ , por unidad de área de la superficie emisora normal a esta dirección, por unidad de ángulo sólido alrededor de esta dirección, y por intervalo de longitud de onda unitaria  $d\lambda$  alrededor de  $\lambda$ . Nótese que el área que se usa para definir la intensidad es la componente de  $dA_i$  perpendicular a la dirección de la radiación. La figura 1.15 muestra que esta área proyectada es igual a  $dA_i \cos \theta$ . En efecto es como parecería  $dA_i$  a un observador situado en  $dA_n$ .

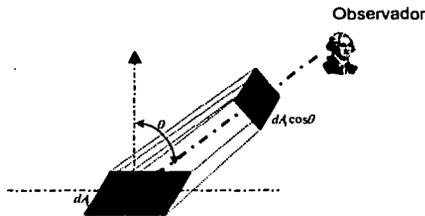


Figura 1.15 área proyectada para definir la intensidad de radiación

La intensidad espectral que tiene unidades de  $W/[(m^2)(sr)(\mu m)]$  es entonces

$$I_{\lambda, e}(\lambda, \theta, \phi) \equiv \frac{dQ}{dA_i \cos \theta d\omega d\lambda} \quad (1.26)$$

donde  $(dQ/d\lambda) \equiv dQ_\lambda$  es la razón a la que la radiación de longitud de onda  $\lambda$  sale de  $dA_i$  y pasa a través de  $dA_n$ . Al reacomodar la ecuación 1.25 se sigue que

$$dQ_\lambda = I_{\lambda, e}(\lambda, \theta, \phi) dA_i \cos \theta d\omega \quad (1.27)$$

Donde  $dQ_\lambda$  tiene unidades de  $W/\mu m$ . Esta expresión permite calcular la rapidez a la que la radiación emitida por una superficie se propaga en la región de espacio definida por el ángulo sólido  $d\omega$  alrededor de la dirección  $(\theta, \phi)$ . Sin embargo, para calcular esta cantidad, se debe conocer la intensidad espectral  $I_{\lambda, \theta}$  de la radiación emitida. Al expresar la ecuación 1.26 por unidad de área de superficie emisora y sustituir la ecuación 1.25 (que describe a  $d\omega$ ), el flujo de radiación espectral asociado con  $dA_i$  es:

$$dQ_\lambda = I_{\lambda, \theta}(\lambda, \theta, \phi) \cos \theta \sin \theta d\theta d\phi \quad 29 \quad (1.28)$$

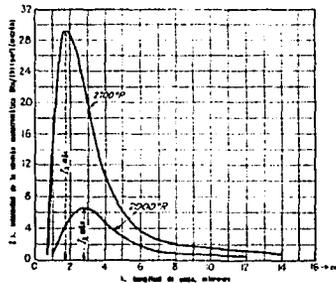
### 1.1.3.3 Potencia emisiva

La cantidad total de energía radiante que incluye todas las longitudes de onda emitidas por un cuerpo por unidad de área y de tiempo, es definida como "*Potencia Emisiva Total*" que es denotada por la letra E y sus unidades son

$$\left[ \frac{BTU}{Hrpic^2} \right].$$

Ahora bien, la energía emitida a cada longitud de onda puede determinarse Usando para ello un prisma dispersor y una termopila. Estas mediciones tomadas en un cuerpo dado, al graficarse producirán curvas como las mostradas en la figura 1.20, para cada temperatura establecida. Estas curvas ilustran la Intensidad de la energía radiante  $I_\lambda$  contra las longitudes de onda de micrones, Note que para una temperatura particular, cada curva posee una longitud de onda en la que la cantidad de energía espectral emitida es un máximo.

Fig. 1.20 Intensidad de radiación monocromática para un cuerpo caliente a diferentes temperaturas.



<sup>29</sup> Nótese que desaparece la expresión  $dA_i$  debido a que al expresar la ecuación 1.46 por unidad de área emisora se debe dividir entre  $dA_i$  lo que hace que el cociente resulte la unidad.

En efecto, la curva para una sola temperatura describe la cantidad de energía emitida por una longitud de onda, por lo tanto, el área bajo esta curva será entonces la suma de toda la energía radiada por el cuerpo a todas sus longitudes de onda. Entonces, la potencia emisiva total es el área bajo la curva y puede ser computada por

$$E = \int_0^{\infty} I_{\lambda} d\lambda \quad (1.29)$$

La relación entre  $I_{\lambda}$  y  $\lambda$  ha sido centro de atención a lo largo de la historia de la ciencia<sup>30</sup> de muchas investigaciones tanto experimentales como matemáticas, Planck fue el primero en reconocer la naturaleza cuantica de la energía radiante y desarrollo una expresión matemática que se adapta considerablemente a la curva de energía espectral de la figura 1.16, y es dada por

$$I_{\lambda} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{C_2/\lambda T} - 1} \quad (1.30)$$

donde  $I_{\lambda}$  = intensidad de emisión monocromática  $\left[ \frac{BTU}{(Hr)(pie^2)(micron)} \right]$

$\lambda$  = longitud de onda en micrones

$C_1$  y  $C_2$  = Constantes con valores  $1.16 \times 10^8$  y 25,740 respectivamente.

T = Temperatura del cuerpo, °R

#### 1.1.3.4 Influencia de la temperatura en la potencia emisiva: Ley de Stefan-Boltzmann.

En efecto, si un cuerpo radia energía, la cantidad de energía radiada puede ser determinada por la ley de Planck (ec 1.30), Ahora bien, esta ecuación también llamada de cuerpo negro monocromático puede ser aplicada para sumar toda la energía por integración del área bajo la curva (ec. 1.29), entonces,

$$E = \int_0^{\infty} \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{C_2/\lambda T} - 1} d\lambda \quad (1.31)$$

Sea

$$x = \frac{C_2}{\lambda T} \quad (1.32)$$

<sup>30</sup> Decimos ciencia por que este concepto fue de interés para muchas disciplinas y no solo para la transferencia de calor.

De aquí que

$$\lambda = \frac{C_2}{xT} \quad (1.33)$$

tomando diferenciales tenemos

$$d\lambda = \left( -\frac{C_2}{x^2 T} \right) dx \quad (1.34)$$

Sustituyendo 1.32, 1.33, y 1.34 en 1.31 y reduciendo términos semejantes tenemos.

$$E = \frac{-C_1 T^4}{C_2^4} \int x^3 (e^x - 1)^{-1} dx \quad (1.35)$$

, analizando el termino entre paréntesis podemos ver que representa una serie infinita, y que al desarrollar para este efecto el termino entre paréntesis<sup>31</sup> tenemos

$$E = \frac{-C_1 T^4}{C_2^4} \int x^3 (e^{-x} + e^{-2x} + e^{-3x} + e^{-4x} + \dots) dx \quad (1.36)$$

Si integramos cada termino y tomamos en cuenta solo los primeros cuatro como significativos tenemos

$$E = \frac{C_1 T^4}{C_2^4} (6.44) \quad (1.37)$$

Evaluando constantes en 1.56 tenemos.

$$E = 0.173x10^{-8} T^4 \quad (1.38)$$

La expresión 1.38, representa el área bajo la curva de la Fig. 1.20 desde  $\lambda = 0$  hasta  $\lambda = \infty$ , y establece que la radiación total<sup>32</sup> de un cuerpo negro es directamente proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta del cuerpo. Este hecho se conoce como la ley de Stefan-Boltzmann y la constante  $0.173x10^{-8} \left( \frac{BTU}{Hr \cdot pie^2 \cdot R^4} \right)$  se conoce como la constante de Stefan-Boltzmann comúnmente designada por  $\sigma$ . No obstante, la ecuación 1.38, se derivó de un cuerpo negro perfecto<sup>33</sup>, como los cuerpos en la naturaleza no son negros perfectos, se debe introducir otra constante particular para cada cuerpo en la ecuación 1.38, esta constante es la relación entre las emisividades del

<sup>31</sup> Para mas información sobre solución de series infinitas, refiérase el lector a Swokowski E. W., "Cálculo con Geometría Analítica" ed, 4ª, Ed Iberoamericana, pp. 579, definición 11.37, México 1989.

<sup>32</sup> Total significa que incluye a todas las longitudes de onda.

<sup>33</sup> Se llama *radiación de cuerpo negro* por que los materiales que obedecen esta ley parecen negros a la vista, y esto es por que no reflejan ninguna radiación, por ello parecen negros. De este modo se considera *cuerpo negro* a aquel que absorbe toda la radiación que incide sobre el.

cuerpo negro y el cuerpo en cuestión y se denota como  $E/E_b$ . La relación entre  $E/E_b$  y  $\bar{E}$  puede escribirse como  $E = E_b \epsilon$ . Introduciendo esta constante particular la ecuación 1.38, tenemos

$$E = \epsilon \sigma T^4 \quad (1.39)$$

y

$$\frac{Q}{A} = \epsilon \sigma T^4 \quad (1.40)$$

# CLASIFICACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

---

## Capítulo 2

### 2.1 Introducción

El proceso en el que se transfiere calor entre dos fluidos que están a diferentes temperaturas y que a su vez se encuentran separados entre sí por una pared sólida, es un fenómeno que ocurre en muchas aplicaciones de la ingeniería. El dispositivo que se usa para llevar a cabo esta transferencia de energía se llama *Intercambiador de Calor*, y las aplicaciones específicas en las que se puede encontrar al menos uno de estos equipos es en:

- Calefacción local
- Acondicionamiento de aire
- Producción de potencia.
- Recuperación de calor de desecho.
- Y algunos procesos químicos que implican el enfriamiento o calentamiento de alguna sustancia líquida.

Podemos ver claramente que la variedad de intercambiadores de calor empleados en la industria es tan amplia que resulta imposible establecer una sola clasificación de estos equipos. Es entonces necesario analizar algunos criterios de ordenamiento generalmente aceptados en la práctica, y posteriormente haremos una descripción somera de los equipos principales y más significativos de intercambio de calor.

## 2.2 Clasificación de acuerdo con las trayectorias de los fluidos

Existen cuatro configuraciones típicas en los intercambiadores de calor. La distribución de flujo paralelo, la configuración en *contraflujo* o *contracorriente*, la distribución de *flujo cruzado de un solo paso*, y la distribución de *flujo cruzado de varios pasos* que se describen con más detalle a continuación.

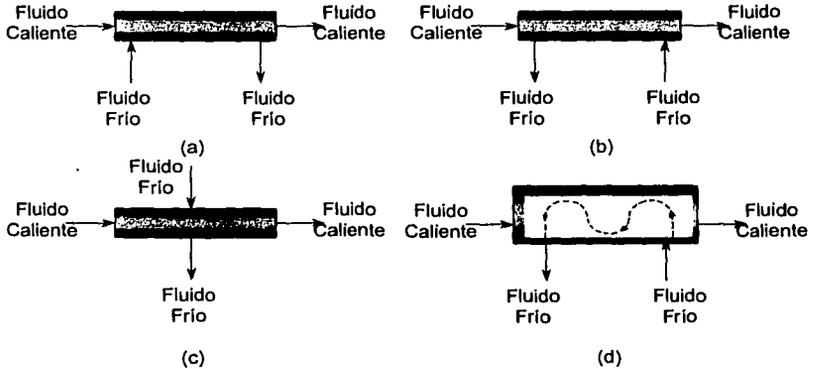


Figura 2.1 Distribución de flujo en un intercambiador de calor, (a) Flujo paralelo, (b) Contraflujo, (c) Flujo cruzado de un solo paso, (d) Flujo cruzado de varios pasos.

La distribución de flujo en paralelo figura 2.1 (a) se caracteriza por tener la entrada de ambos fluidos en el mismo extremo y la salida en el otro; El movimiento de los fluidos se realiza paralelamente en la misma dirección. La configuración en *contraflujo* o *contracorriente* figura. 2.1 (b) dispone la entrada de los fluidos en extremos opuestos del aparato de tal manera que las corrientes de los fluidos son en direcciones contrarias. En los equipos de *flujo cruzado de un solo paso* figura 2.1 (c) las trayectorias de los fluidos son perpendiculares, mientras que en los intercambiadores de *flujo cruzado de varios pasos* figura 2.1(d) uno de los fluidos se mueve transversalmente en forma alternativa a la corriente del otro.

### 2.3 Descripción de los tipos mas comunes de intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor siempre son parte integrante de un proceso, lo que debe tenerse en cuenta para su calculo evitando el diseñarlos como un equipo aislado. En los procesos industriales se utilizan diversos tipos de intercambiadores de calor, de los cuales los mas importantes son los siguientes:

#### 2.3.1 Intercambiadores de calor de doble tubo.

Conocidos mas comúnmente como intercambiadores de calor de tubos concéntricos. Este tipo consta de dos tubos concéntricos con un flujo circulando en el interior de la tubería y otro en el anillo que hay entre ellos, dos desconectores, un cabezal de retorno y un codo en "U" . La tubería interior se soporta al exterior mediante estoperas y el fluido entra al tubo interior a través de una conexión roscada localizada en la parte exterior del intercambiador de calor. Las tés tienen boquillas o conexiones roscadas que permiten la entrad y salida del fluido del ánulo que cruza de una sección a otra a través de un cabezal que sirve de retorno. La tubería interior se conecta mediante una conexión en "U" que generalmente queda expuesta por lo que no proporciona una superficie de transmisión de calor como se muestra en la figura. 2.2.

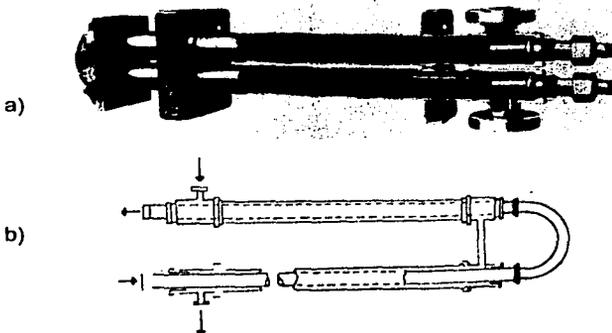


Figura 2.2. a) Intercambiador de calor de doble tubo, b) diagrama de un intercambiador de doble tubo

Estos equipos generalmente se diseñan en longitudes efectivas de 12, 15 y 20 pies, entendiéndose que la longitud efectiva es la distancia en cada uno de los tramos sobre la que ocurre la transferencia de calor y excluyendo la prolongación del tubo interior después de la sección de intercambio. Cuando se emplean longitudes efectivas de más de 20 pies el tubo interior se vence tocando al exterior lo que ocasiona una mala distribución del fluido en el ánulo.

Este tipo de equipos generalmente se ocupan para uso de laboratorio o para equipos en los que se necesitan superficies relativamente pequeñas de transferencia de calor (menos de 200 ft<sup>2</sup>) , o cuando los fluidos están a una presión muy alta.

La desventaja principal en su uso, se debe a su pequeña área de transferencia de calor por lo que en procesos industriales se tendría que hacer uso de varios equipos de este tipo lo que requeriría espacios bastante considerables.

### **2.3.2 Intercambiadores de calor de tubos y envolvente.**

Este tipo se derivó del de doble tubo. Y es el más ampliamente usado. La superficie de calentamiento consiste en un número de tubos espaciado encerrados en una coraza circular con un fluido circulando dentro de los tubos y otro fuera de ellos.

1. *Espejo estacionario.* Este tipo de intercambiador de tubo y envolvente consiste en un cierto número de tubos , rolados en cada extremo del espejo circular y arreglados en una sección transversal circular. En el tipo mas simple de construcción los tubos son rolados y soldados dentro de los espejos y estos junto con las mamparas y tirantes constituyen el haz de tubos; el cuerpo que se encarga de envolver al haz de tubos, con el fin de contener el otro fluido es soldado en la cara interior de los espejos, mismos que a su vez sirven como bridas para fijar los cabezales del intercambiador. Los cabezales son cilindros del mismo diámetro que el cuerpo y se extienden lo suficiente como para contener las boquillas por donde se admitirán y evacuaran los fluidos; tapas de diferentes tipos son soldadas a estas extensiones. Ver figura 2.3. En este tipo de construcción no es accesible el exterior de los tubos ya que la envolvente y los espejos son soldados, la unidad no puede ser limpiada manualmente o por medios mecánicos desde el exterior, lo

que para materiales que tienden a solidificarse este representaría un problema importante, aunque se puede emplear vapor ó en su defecto solventes químicos para su limpieza.

Este tipo de intercambiador no esta provisto para expansiones térmicas diferenciales entre los tubos y la envolvente, durante la operación; por lo que si esta situación no es tomada en cuenta en la etapa de diseño, esto repercutirá en esfuerzos térmicos del material que pueden provocar deformaciones en el equipo. Esto es relativamente sencillo de solucionar, utilizando juntas de expansión flexibles en la envolvente, lo que permitirá la elongación del cuerpo , la envolvente y los tubos,

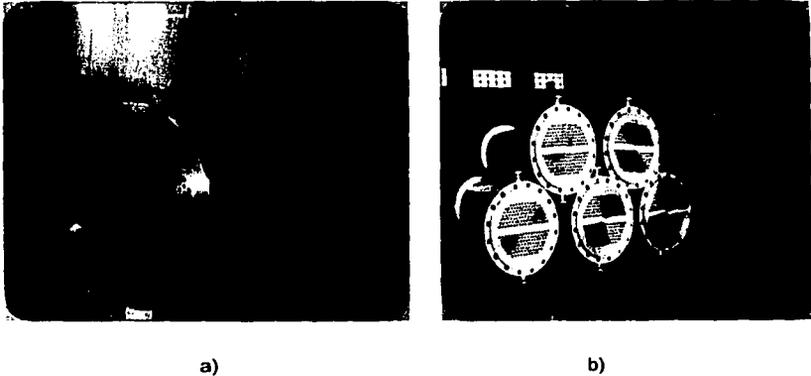


Figura 2.3, a) espejo estacionario, sin envolvente, b) espejo estacionario mostrando la parte bridada y los tubos de admisión.

2. *Tubos en "U"*.- Este tipo de fabricación ofrece varias ventajas sobre el de espejos fijos, pues el cuerpo y el cabezal pueden ser desatornillados del espejo estacionario; y el haz de tubos removido debido a su forma de horquilla lo que nos permitirá el acceso a la parte exterior de los tubos Ver figura 2.4, no sin mencionar que, por su forma y arreglo, los tubos pueden expandirse.

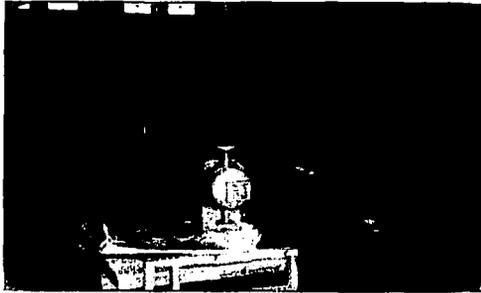


Figura 2.4, Intercambiador de calor de tubos en "U"

Como los tubos pueden deformarse debido a la expansión libre, nos es necesario el uso de un cabezal flotante, y otros componentes que resultan en un ahorro en el costo<sup>1</sup> del intercambiador de calor. Es posible instalar mamparas de manera tradicional.

El diámetro mas pequeño al cual se puede doblar un tubo sin deformar su diámetro exterior en un dobléz en "U" es de 3 o 4 veces el diámetro exterior del mismo, eso significa que resulta necesario omitir algunos tubos en el centro del haz. Este tipo de intercambiadores son usados generalmente para fluidos muy limpios y no es recomendable su uso cuando se espera incrustación dentro de los tubos, su uso es generalmente para condensación de vapor en el interior de los tubos o agua de enfriamiento en el exterior.

- a. *Cabezal flotante.*- Este tipo de intercambiador tiene un espejo que es libre de moverse adelante y atrás como consecuencia de los cambios de temperatura, lo cual elimina los problemas de expansión diferencial. Una cabeza esta formada por la tapa del cuerpo y el espejo flotante. El interior de los tubos se construye para una limpieza accesible, desatornillando y removiendo la tapa del cuerpo, el cabezal flotante y la brida del canal.

<sup>1</sup> El análisis económico en el diseño de intercambiadores de calor va mas allá del alcance del presente trabajo, pero es necesario apunlar que en la práctica este es un factor que debe tomarse en cuenta



Figura 2.5.- Intercambiador de calor de Cabezal Flotante

Más adelante en este capítulo se dará la clasificación propia para este tipo de intercambiadores de calor.

### 2.3.3 Intercambiadores de calor de placas

En un principio este equipo se desarrolló para su uso en plantas de pasteurización, y más tarde se encontró que era una excelente solución para muchas otras aplicaciones dentro de una variedad de diferentes industrias; y se utiliza para el calentamiento, enfriamiento y recuperación de calor.

Los primeros intercambiadores de placas fueron inventados en Alemania a finales del siglo XIX y se han necesitado muchos años para desarrollarlos hasta alcanzar su actual nivel de calidad, su esquema es muy similar al de un filtro prensa. En un principio las placas se construían en forma cuadrada y eran muy gruesas; lo que conducía generalmente a rendimientos muy bajos; estas placas se obtenían fresando planchas de cobre o latón. El invento original fue seguido de una serie de mejoras; pero no fue sino hasta 1920 a 1930 cuando el equipo adquirió su diseño actual. En 1932 una firma alemana hizo un nuevo tipo de placa larga y estrecha cuya forma facilitaba el flujo del fluido, pero sin embargo, estas placas aún seguían siendo fresadas hasta que en 1936 se fabricó la primera placa de una sola pieza sin ninguna soldadura que es la que se sigue utilizando en la actualidad.

Este equipo consiste de un paquete de placas empaquetadas generalmente iguales alineadas y sostenidas arriba y abajo por barras-guía entre dos tapas rígidas o bastidores y ensambladas juntas por tornillos o por un elemento compresor; estas tienen generalmente cuatro orificios abiertos o cerrados de acuerdo a las necesidades. Las boquillas para el flujo de los fluidos pasan por el bastidor hacia el paquete de placas.

Existe entre las placas un espacio libre para el paso del fluido; y estas se mantienen separadas a causa de las corrugaciones o protuberancias; los fluidos circulan alternadamente entre el espacio interno de un orificio en un extremo de la placa, al orificio correspondiente en el otro extremo como se muestra en la figura 2.6, el calor es transferido de esta forma a través de la superficie de la placa.

Este equipo es fácil de limpiar; ya que el pequeño volumen requerido y la elevada turbulencia aunada a la ausencia de depósitos garantiza que los métodos de limpieza químicos son efectivos. Y si se requiere limpieza mecánica se haría muy fácilmente ya que todas las partes que están en contacto con los fluidos son accesibles.

En estos equipos se puede fácilmente aumentar o disminuir el número de placas; dando gran flexibilidad de operación para diferentes capacidades; otra de sus ventajas es que ocupan muy poco espacio.

Figura 2.6 (a)  
Intercambiador de  
Placas

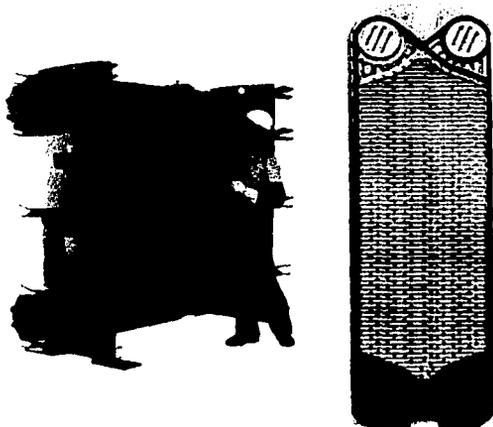
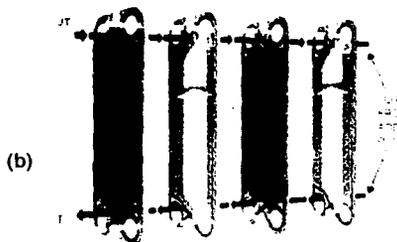


Figura 2.6 continuación, (b) Dirección del flujo



### 2.3.4 Intercambiador de calor en espiral.

Este tipo se empezó a emplear en 1930, y fue diseñado originalmente por la industria de la celulosa, en la cuál había frecuentes casos de incrustación y corrosión, después se utilizó en la industria química y alimenticia; en la actualidad son fabricados principalmente en Suecia, Alemania y Estados Unidos.

La superficie de intercambio está formada por un ensamble de dos placas largas espaciadas y enrolladas sobre un centro abierto para formar un par de pasajes concéntricos por donde circulan los dos fluidos. El espacio entre las placas se mantiene por medio de espaciadores soldados sobre ambas chapas, el cuerpo espiral puede llevar tapas de tal manera que se obtengan tres diferentes arreglos en el flujo.

1. *Ambos fluidos circulando en forma espiral.*- En este arreglo los fluidos circulan usualmente en contracorriente, con el lado frío entrando y fluyendo hacia el centro; y el lado caliente entrando hacia el centro y dirigiéndose hacia fuera, éste modelo incluye tapas iguales en ambos lados y los extremos están formados y soldadas alternadamente de tal manera que , un canal esta abierto en un lado y el otro en el lado contrario, como se muestra en la figura 2.7. Tiene gran aplicación en servicios liquido-liquido , y para gases y vapores condensables siempre y cuando los volúmenes no sean muy grandes para que permitan manejarse en los pasajes.

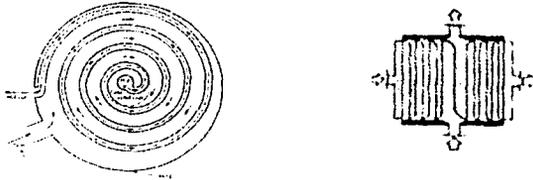


Figura.2.7 Intercambiador con ambos flujos en espiral.

2. *Un fluido circulando en forma espiral y el otro en forma axial a través de la espiral.*- En este modelo, uno de los canales esta cerrado completamente tanto en la parte superior como en la inferior, mientras que el otro esta abierto completamente permitiendo así un flujo cruzado verticalmente a la espiral, el otro fluido fluye en la espiral cerrada en espiral. Este tipo esta diseñado para manejar grandes volúmenes del lado del canal abierto, ver figura 2.9. El cuerpo espiral puede equiparse con tapas cónicas o planas. Este modelo es apropiado para los trabajos en que existe una gran diferencia de volúmenes en los líquidos y se emplea en servicios liquido-liquido, enfriamiento o calentamiento de gases, condensación de vapores o rehervidores.

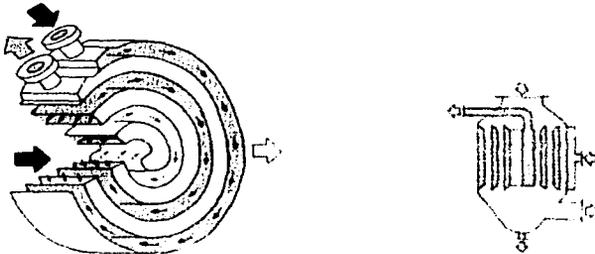


Figura 2.8, Intercambiador con un fluido circulando en forma espiral y otro axial

3. *Un fluido espiral y el otro en una combinación axial y espiral.*- Este en realidad es una combinación del a) y del b), un canal esta abierto en la parte superior y otro en

la parte inferior; pero la tapa superior esta recortada en el centro y equipada con distribuidor de tal forma que una gran cantidad de volumen cruzado, se distribuye a la vez en la parte central de los canales interiores, figura 2.9. Cuando el volumen de vapores es reducido por condensación parcial al contacto con la superficie enfriada por el liquido que circula por la espiral, el volumen restante se sobre enfría a contracorriente al fluir en las espirales periféricas que forman los canales cerrados por la tapa anular arriba y por la tapa plana abajo. Este equipo es muy empleado para condensación de vapor.

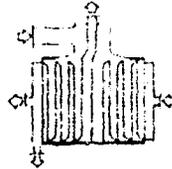


Figura 2.9. Intercambiador con un fluido espiral y el otro en una combinación axial y espiral

En general los intercambiadores de calor en espiral son equipos de los denominados compactos, en los que se obtienen grandes superficies en un pequeño volumen; ocupan muy poco espacio, requieren de muy poco mantenimiento, se pueden hacer fácilmente tanto la limpieza química como la mecánica; son accesibles y su diseño es bastante flexible, su desventaja es su reducida capacidad, su alto costo y no son apropiados para servicios de alta presión (15 atm).

### 2.3.5 Intercambiador de calor de lamella.

Este es una variación del intercambiador de calor tradicional de tubos y envolvente, siendo la principal diferencia que los tubos son planos en vez de redondos, este tipo de equipo fue desarrollado en 1939 en Suecia por Torsten Ramen, siendo el primer modelo usado en la industria de la pasta papelera; su adaptación a la industria química fue muy rápida gracias a su simplicidad de diseño y funcionamiento .

Este equipo consiste en una batería de laminas (que en un intercambiador de calor de tubo y envolvente correspondería al haz de tubos) y un envolvente circular. Aunque el primer modelo fue construido en forma rectangular, en la actualidad su estructura es idéntica a la de los intercambiadores de calor de tubos y envolvente, o sea, cilíndrica.

Para asegurar que todo el diámetro de la envolvente este cubierto por las laminas y se aproveche así toda su capacidad, el haz de laminas se construye de chapa metálica rolada en frío. Esta chapa se introduce a una máquina perforadora que le da la conformación de lamella, las chapas ya conformadas se ensamblan una con otra y se sueldan uniéndose de esta manera el elemento base de este tipo de intercambiador de calor ver figura 2.10. Este equipo utiliza el espacio interior del cuerpo mas eficientemente que el de tubos y envolvente y su costo es mas bajo.

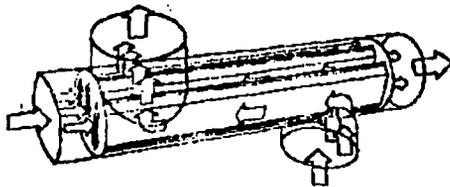


Figura.10 Intercambiador de Lamellas

### 2.3.6 Intercambiador de calor enfriados por aire.

Este tipo de equipos consiste en un haz de tubos aletados o serpentines, rolados o soldados a un cabezal , en este tipo de intercambiadores el fluido de proceso va por dentro y el aire, a flujo cruzado por fuera de ellos; en general se pueden clasificar según su funcionamiento en dos tipos principales; de tiro natural y de tiro mecánico, a su vez este último se clasifica según la naturaleza del ventilador que puede ser de tiro forzado o de tiro inducido; últimamente este equipo ha tenido mayor aceptación dentro de la

industria ya que su construcción es muy simple, el espacio requerido es menor que los de tubos y envolvente y además se obtiene un ahorro en gastos de operación.

Su uso se justifica cuando la temperatura del fluido es alta o cuando el coeficiente individual de transferencia de calor del fluido de proceso es bajo. En la industria se utiliza en trabajos de condensación de vapores, enfriamiento de gases y enfriamiento de líquidos. En la figura 2.11 se muestra este tipo de intercambiador de Calor.

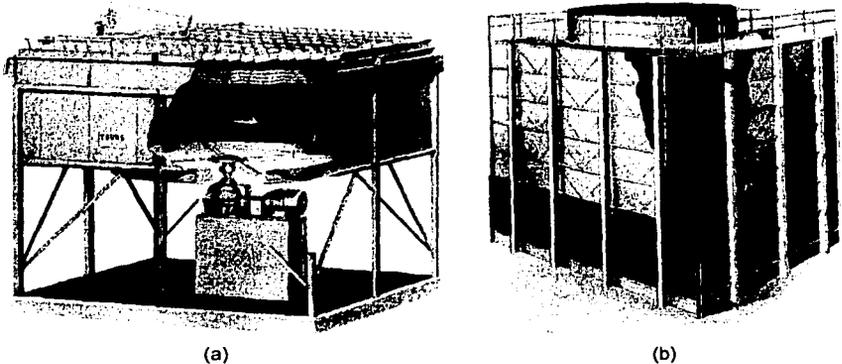


Figura.2.11 Intercambiador de calor enfriado por aire; (a) Tiro forzado, (b) Tiro inducido

La desventaja de este equipo es su limitación en la temperatura de salida del fluido de proceso, su mayor costo inicial comparado con el de tubos y envolvente, peligro de contaminación de gases que escapen a la atmósfera.

#### 2.4 Clasificación de intercambiadores de calor de haz y envolvente.

Como ya dijimos anteriormente este tipo de intercambiadores de calor son los más usados en la industria de proceso, por lo que los diseñadores se han dado a la tarea de crear equipos de esta índole más eficientes, más pequeños, más resistentes a los esfuerzos térmicos, etc. Es por ello que dada la variedad de estos equipos ha sido necesario establecer un código que permita clasificarlos adecuadamente. Esta

nomencultura deberá entonces adecuarse a las necesidades del diseñador, esto es, debe ser flexible y basta para que cualquier diseño pueda albergarse en este código.

La nomenclatura de intercambiadores de calor de haz y envolvente está dada por el código TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) misma que considera tres componentes principales (ver figura 2.12) para este efecto:

1. Cabezal de entrada.
2. Envolvente o carcasa.
3. Cabezal de retorno.

Los intercambiadores de calor de haz y envolvente se designan por tres letras mayúsculas; la primera denota el tipo de cabezal de entrada de los fluidos (A,B,C,D), la segunda indica el tipo de envolvente (E,F,G,H,J,K), y la tercera letra señala el tipo de cabezal de retorno (L,M,N,P,S,T,V). Las combinaciones más frecuentes de estos componentes y sus características son:

Nomenclatura	Característica
AES	Estándar
AET	Fácil mantenimiento del haz de tubos
AJS	Caidas de presión bajas del lado de la envolvente
AGT	Proporcionan mejor potencial de temperatura de los fluidos
BKV y BKT	Rehervidores tipo "Kettle"
CEN y AEL	Con espejo fijo para evitar fugas del fluido de la envolvente

Tabla 2.1 combinaciones frecuentes de intercambiadores de calor según código TEMA.

La figura 2.13 presenta algunos intercambiadores de calor de haz y envolventes cuya aplicación es poco frecuente en la industria, y esto es porque, aunque útiles, el grado de dificultad de su diseño, operación o mantenimiento los hacen un equipo poco versátil y de difícil acceso.

En general los intercambiadores de calor de haz y envolvente pueden operar dentro de un rango de temperatura de los fluidos muy amplio, aunque inherentemente el material de construcción de los mismos influirá de manera importante en este rubro, por ejemplo:

Rango de temperatura	Material
Desde -200° hasta 20° F	Aleaciones de Níquel
De 20° hasta 650° F	Acero al Carbón
De 650° hasta 1200° F	Aleaciones de cromo-molibdeno
Más de 1200° F	Aceros inoxidables

Tabla 2.2 materiales recomendados para la construcción de intercambiadores de calor según el rango de temperaturas al que sean sometidos.

La selección de materiales para la construcción de intercambiadores de calor depende también de la naturaleza corrosiva del fluido y de la erosión que este mismo puede causar. Para este efecto el código ASME, sección VIII, división 2, presenta la composición química, la codificación o clave y el esfuerzo permisible, de acuerdo a la temperatura de operación de cada uno de los materiales de construcción para este tipo de intercambiadores, todo esto en función de la presentación del material, es decir, si es: forja, placa, tubo, fundición, etc. Los códigos ASME y TEMA, son la base para efectuar el diseño mecánico de los intercambiadores de calor de haz y envolventes.

**CLASIFICACIÓN DE  
INTERCAMBIADORES DE CALOR**

**ELEMENTOS MECÁNICOS**

1.- Canal de distribución - Cabezal estacionario	11.- Brida de la envolvente a su tapa	21.- Tapa del cabezal flotante externo	31.- Placa de partición -divisor
2.- Canal de distribución -Bonete	12.- Boquilla de la envolvente	22.- Faldón del cabezal flotante	32.- Conexión para ventilación
3.- Brida del cabezal estacionario-canal o bonete	13.- Brida de la tapa de la envolvente	23.- Caja de empaquetadura	33.- Conexión para drenaje
4.-Tapa del canal	14.- Junta de expansión	24.-Empaque	34.- Conexión para instrumentos
5.- Boquilla del canal estacionario	15.- Espejo flotante	25.-Contrabrida de la caja	35.- Silleta de soporte
6.- Espejo estacionario	16.- Tapa del cabezal flotante	26.-Anillo opresor	36.- Anillo de levantamiento.
7.- Tubos de transmisión	17.- Brida del cabezal flotante	27.-Vanillas tensoras y espaciadores	37.- Mensula de soporte
8.- Envolvente o carcasa	18.- Contrabrida dividida del cabezal flotante.	28.-Deflectores transversales o placas soporte	38.- Venedero
9.- Tapa de la envolvente	19.- Anillo dividido	29.-Mampara de choque	39.- conexión para control de nivel.
10.- Boquilla de la envolvente al espejo estacionario	20.-Brida deslizante de apoyo.	30.-Mampara longitudinal	

Tabla 2.3 Partes componentes de los intercambiadores de calor mostrados en la figura 2.13.

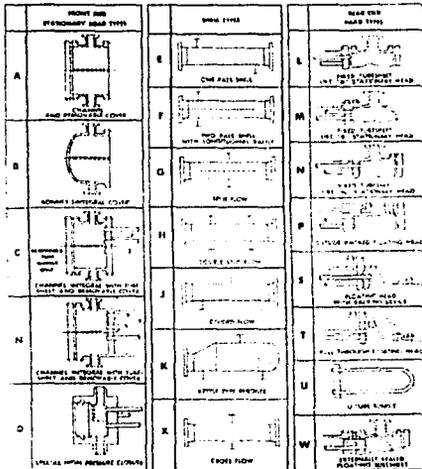


Figura 2.12.- Código TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association)

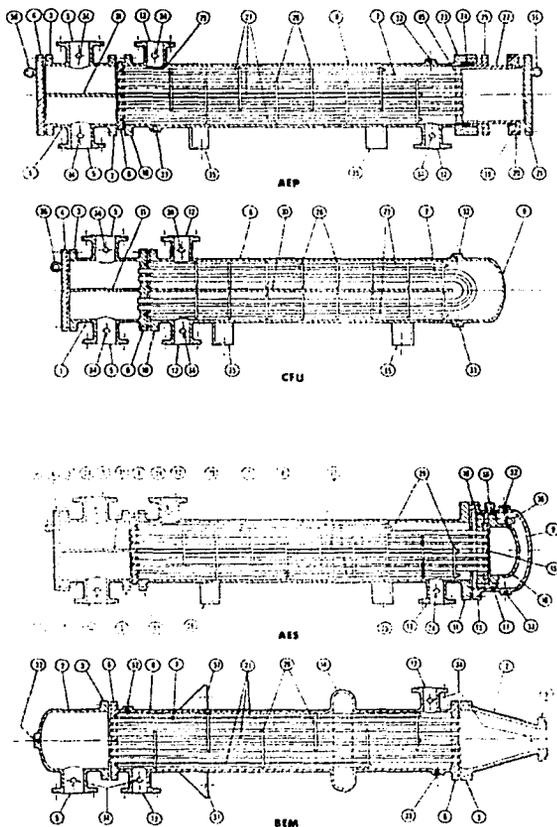


Figura 2.13, Intercambiadores de calor poco usados por la complejidad de sus diseño, (Vienen con su Código TEMA)

# **CRITERIOS PARA EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR**

---

## **Capítulo 3**

### **3.1 Introducción**

Las aplicaciones de los principios de la transferencia de calor al diseño de un equipo destinado a cubrir con algún propósito determinado y específico en ingeniería, es un tema muy importante, ya que al aplicar todos esos conceptos al diseño, el diseñador está integrando los logros que nos brinda la ciencia a la tecnología, esto es, sintetiza la información obtenida, aplica los conceptos científicos y crea un artefacto útil a la sociedad y contribuye al crecimiento del acervo científico mundial.

El peso, el tamaño y el número de partes componentes de los intercambiadores de calor empleados en diferentes aplicaciones son factores importantes dentro de cada aplicación cualesquiera que sea y deben considerarse sus efectos en el desempeño de un intercambiador de calor. Cada aplicación particular tendrá por consiguiente, sus propias implicaciones de diseño.

A continuación se presenta una descripción breve de los componentes más comunes de un intercambiador de calor y algunas observaciones al respecto de cada uno de ellos, las cuales darán al diseñador un panorama general de su aplicación y geometría.

## 3.2 Descripción de partes y componentes.

Los intercambiadores de calor mas comúnmente usados en la industria son los intercambiadores de tubos y envolvente, los componentes que los conforman son análogos para otros tipos de intercambiador. El desempeño de todo intercambiador de calor dependerá de la correcta elección y diseño de sus partes componentes, algunas de esta partes y sus características mas importantes se enlistan a continuación:

**3.2.1 *Cuerpo.***- Es la parte que envuelve el haz de tubos, de ahí el nombre de envolvente<sup>1</sup>, normalmente los cuerpo de hasta 24 pulg. de diámetro se fabrican de acero. El espesor de la pared del tubo se calcula aplicando el código ASME<sup>2</sup>, pero normalmente para envolvente con diámetro interior de 12 a 24 pulg., el espesor de 3/8 pulg. Es satisfactorio para presiones de hasta 300 Psig.

**3.2.2 *Tubos.***- El haz de tubos puede estar constituido por tubos lisos ó aletados, aunque generalmente se usan tubos lisos, esto es por que los tubos aletados se usan generalmente cuando por el lado de la envolvente circula un gas, ó para algunos condensadores y cuando se tienen líquidos viscosos.

A este tipo de tubos se les conoce como tubos para condensador y es importante que no se les confunda con lo tubos normales de acero o cualquier otro tipo de tubería, ya que los diámetros interior y exterior de estos tubos deben de cumplir con tolerancias muy estrictas para no afectar el coeficiente de transferencia de calor. Los materiales con los que son fabricados son variados, los que incluyen acero al carbón, acero inoxidable de varios tipos, cobre, aleación cobre níquel 70-30, aluminio cobre, aluminio y latón, y se pueden obtener una gran variedad de gruesos de pared según las presiones de trabajo a las que se sometan.

El grueso de pared está definido por el calibrador "Birmingham" para alambre, que en la práctica es conocido como Calibrador BWG para tubos de intercambiadores de calor o condensadores. En la apéndice A1 se muestran los

<sup>1</sup> En el capítulo anterior se describen algunos de estos.

<sup>2</sup> American Society of Mechanical Engineers, Sección VIII

diferentes tamaños de tubos que generalmente se encuentran disponibles de los cuales, los más empleados son los diámetro de  $\frac{3}{4}$  y 1 pulg.

Con el fin de sujetar los tubos a los espejos se utiliza la soldadura o por expansión de los mismos, ésta se lleva a cabo haciendo dos hendiduras, cada una por lo genera de  $\frac{1}{8}$  de pulg. de ancho por 1  $\frac{1}{64}$  de pulg. de profundidad, dentro de los cuales se expande la pared del tubo.

En función de seleccionar el diámetro adecuado de los tubos hay que tomar en cuenta varios factores como el hecho de estandarizar con otros intercambiadores de calor existentes como modelos, poniendo atención en que un diseño con diámetros mucho mas pequeños es más compacto y consecuentemente económico que si estuviera fabricado con tubos mas gruesos. Cuando el precio y tamaño no son un factor tan commensurable, son recomendables los diámetros grandes cuando la caída de presión disponible es pequeña o cuando, por la naturaleza de los fluidos, se espera tener incrustación dentro de los tubos, para lo que es muy conveniente usar diámetros mayores de  $\frac{3}{4}$  de pulg (diámetros menores tendrían problemas al tratar de limpiarlos).

**3.2.3 Espejos;** Este componente es una de las partes más importantes de los intercambiadores de calor, ya que en ellos van sujetos los tubos y auxilian a la separación de los fluidos. En general casi todos los intercambiadores de calor utilizan un disco sencillo como espejo, a excepción de que se trabaje con fluidos peligrosos o corrosivos tales como :

- a. Cloro
- b. Ácido clorhídrico
- c. Bióxido de azufre, anhídrido maleico
- d. Anhídrido ftálico
- e. Etc.

En general fluidos altamente corrosivos y flamables en los que puede haber alguna mezcla por cualquier hendidura o fuga de cualquier tipo en la envolvente a los tubos o viceversa (lo cual podría provocar reacciones altamente peligrosas

siendo entonces un problema complejo que debemos solucionar desde el diseño), es preferible en estos casos utilizar un doble espejo, aunque es considerablemente más caro por el costo de la placa y por las operaciones que implica soldar o rolar dos veces los tubos al espejo doble.

**3.2.4 Cabezales.-** La selección del cabezal depende del uso que se le quiera dar, aunque esto parece obvio, se describen a continuación algunos criterios importantes relacionados con el cabezal.

**3.2.4.1** *Los cabezales de espejo fijo*, aunque económicos, tienen algunas desventajas:

- I.El lado de la envolvente resulta inaccesible para cualquier efecto, esto es, resulta imposible realizar limpieza mecánica e inspección visual.
- II.No cuenta con una protección que resuelva el problema de la expansión térmica de los tubos y la coraza.

**3.2.4.2** *Los cabezales de tubos en "U"*, también de fabricación económica, son buenos para cuando se requiera trabajar con altas presiones donde el medio de presión se encuentra del lado de los tubos.

**3.2.4.3** *Los cabezales flotantes*, empleados con frecuencia en la industria de petroquímica debido a su relativamente fácil acceso para posibles mantenimientos, revisiones, o limpiezas, y también por su cualidad de estar diseñados para soportar expansiones entre tubos y envolvente. No obstante, se debe tener mucho cuidado y un buen plan de mantenimiento ya que debido a esta característica (expansión térmica) pueden existir puntos de fuga, por lo que las presiones de trabajo están limitadas a trabajar entre 56 kg/cm<sup>2</sup> y 70 kg/cm<sup>2</sup>.

Los cabezales sirven para lograr que el fluido penetre al intercambiador por las boquillas y sea conducido hacia los tubos para salir por el otro cabezal y su boquilla correspondiente si y solo si fuera de un solo paso. Cuando en un intercambiador de calor de tubos existe más de un paso, uno de los

cabezales sirve como retorno del fluido (es por eso que se le llama cabezal de retorno) y el cabezal de admisión también sirve de cabezal de salida.

**3.2.5 Mamparas o soportes.-** Estas representan un aditamento muy importante en el comportamiento de un intercambiador de calor ya que por lo explicado en el capítulo 1 específicamente en el tema de convección, se sabe que es posible lograr coeficientes de transferencia de calor más altos cuando el fluido se mantiene en estado de turbulencia.

La turbulencia es obtenida por medio de mamparas fuera de los tubos; éstas hacen que el fluido circule en ángulos rectos con respecto al eje de los tubos. Las mamparas tienen dos propósitos:

- I. Dirigir el fluido del lado de la envolvente.
- II. Soportar a los tubos y prevenir vibraciones.

El espacio mínimo recomendado entre mamparas, habitualmente es de 1/5 del diámetro de la envolvente, pero no menor de 50.8mm (2 plg), y la mayor distancia entre mamparas por funcionalidad no debe ser mayor que una distancia igual al diámetro interior de la envolvente.

La forma en que se comporta un fluido del lado de la envolvente en un intercambiador de calor, está en función de la efectividad del contacto del fluido con los tubos, éste es efecto directo de la mampara empleada. La selección y corte de una mampara determina la velocidad del fluido entre la mampara y la pared de la envolvente, y el espaciado entre mamparas determina la velocidad del flujo cruzado y paralelo, mismos factores que afectan de manera directa la transferencia de calor y la caída de presión. Muy a menudo, el lado de la envolvente está limitado a valores muy bajos de caída de presión, esto es que por las condiciones de proceso debemos mantener los niveles de presión en la entrada y en la salida de intercambiadores de calor, por lo que el patrón de la mampara se debe ajustar para cumplir con estas condiciones de trabajo y al mismo tiempo, proveer un coeficiente de transferencia de calor máximo.

Así mismo, las mamparas son usadas también como soporte de los tubos únicamente. Estas mamparas de soporte son por lo general del tipo mamparas segmentadas, en un plano vertical permitiendo el corte y el paso del fluido, también se utilizan en plano horizontal. Solamente la mitad de los tubos puede ser cargado en un soporte, por lo que las placas de soporte deben orientarse alternadamente.

Los orificios para el paso de los tubos a través de las mamparas generalmente son de 1.5875 mm (1/32 plg) mayor que el diámetro exterior de los tubos, esto es porque si existe un espacio grande entre la mampara y el tubo, la vibración natural del fluido causara que el filo de la mampara "lacere" o incluso corte el tubo. Existen varios tipos de mamparas las cuales serán descritas brevemente a continuación.

**3.2.5.1 Mamparas segmentadas.** Este tipo de mampara es el que se usa con más frecuencia dentro de la industria cuando se requieren cortes verticales y horizontales, ya que proporciona un excelente grado de turbulencia y altos coeficientes de transferencia de calor, todo esto debido a que dirige el fluido sobre los tubos en forma transversal.

La mampara es un círculo en donde una porción ya sea vertical u horizontal es cortada, este corte representa el área libre de flujo para el fluido de la envolvente y es generalmente del 16% al 46%. El corte de la mampara se expresa como la relación de la altura del corte del segmento al diámetro interior de la envolvente siendo el de 20% el corte óptimo ya que proporciona la mayor transferencia de calor para una caída de presión dada.

El corte vertical (ver figura 3.1) es empleado generalmente para servicio en condensadores verticales, o bien en rehervidores y vaporizadores o intercambiadores llevando materiales en suspensión o fluidos pesados. En este arreglo se debe tomar en cuenta que los gases incondensables pueden escapar o ir al tope de la unidad provocando zonas no propicias para la transferencia de calor, y el vapor que se condensa puede quedar

atrapado lo cual se puede prever dejando una pequeña porción abierta en la parte inferior de la mampara. En la figura 3.1 se muestra una mampara segmentada.

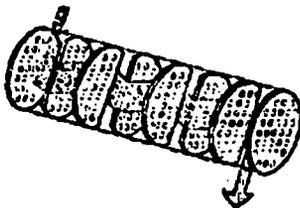


Figura 3.1 Mampara segmentada de corte vertical.

El corte horizontal (ver figura 3.2), se usa generalmente para fases líquidas que no contengan sólidos en suspensión. Si existen gases disueltos en el líquido no se debe de emplear este tipo de corte o deberán dejarse canales para el paso de estos gases. Este tipo de mampara es usada por que su diseño reduce la acumulación de depósitos en el fondo del envolvente. En la figura 3.2 se muestra una mampara de corte horizontal.

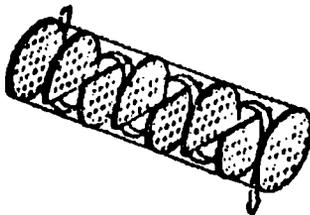


Figura 3.2 Mampara segmentada de corte horizontal.

3.2.5.2 *Mamparas tipo corona y disco.* Este tipo de mampara (ver figura 3.3) consta de una placa circular misma a la que se le ha cortado el centro (corona), y es seguida por la mampara de disco o corona, la cual es un

disco sólido localizado en el centro del haz de tubos. La figura 3.3 muestra una mampara tipo corona y disco..

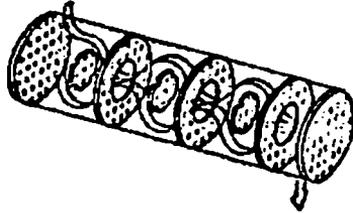


Figura 3.3 Mampara tipo corona y disco.

Aunque estas mamparas pueden ser tan efectivas como las segmentadas para la transferencia de calor en una sola fase, no son empleadas con tanta frecuencia, ya que el fluido debe estar limpio para evitar que el sedimento se deposite detrás de la corona y con esto sea obstruida el área de transferencia de calor. En el caso de que existan gases incondensables disueltos que puedan desprenderse, estos podrían quedar atrapados en el tope de la corona y si existieran condensables, el líquido no podría ser drenado a menos que hubiera vías de salida en la base la corona.

3.2.5.3 *Mampara tipo ventana.*- Este tipo de mamparas (ver figura 3.4), están abiertas teóricamente  $2/3$  del área libre del lado de la envolvente y, generalmente, son usadas en grupos de tres, cada tubo es soportado al final de cada tercer mampara y se utilizan cuando no es práctico un flujo transversal, debido a que este tipo de mampara no tiene tantas limitaciones de caída de presión. La figura 3.4 muestra una mampara tipo ventana.

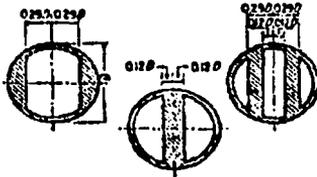


Figura 3.4 Mampara tipo ventana.

**3.2.5.4 Mampara longitudinal.** Este es un tipo de mampara que divide a la envolvente en dos o más secciones, como se muestra en la figura 3.5, obteniéndose así envolvente de varios pasos. Estas no se utilizan a menos que vayan soldadas a la envolvente y a los espejos. La experiencia nos indica lo siguiente: se ha probado con varios dispositivos para sellar la mampara y la envolvente pero ninguna ha tenido buen resultado por ello la necesidad de la soldadura. No es muy conveniente emplear envolventes de varios pasos, a menos que su diámetro sea lo suficientemente grande para que facilite soldar la mampara a la envolvente.

Este tipo de mampara por su geometría y área efectiva de flujo proporciona mayores velocidades y da excelentes coeficientes de transferencia de calor del lado de la envolvente. Se recomienda ampliamente que las mamparas y los tubos sean del mismo material. En la figura 3.5 se muestra una mampara longitudinal.

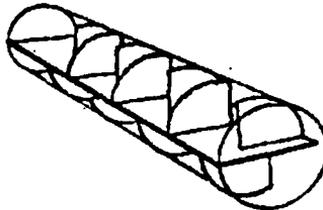


Figura 3.5 Mampara longitudinal.

**3.2.5.5 Mamparas tipo orificio.-** Este tipo de mampara por su diseño es raramente utilizada con excepción de diseños especiales, ya que cubre completamente la sección transversal de la envolvente, y está provista con barrenos taladrados para cada uno de los tubos, desde 1.5875mm (1/16 plg) hasta 3.175mm (1/8 plg) mayor que el diámetro exterior de los tubos, y es ahí por donde el fluido viaja en forma paralela a ellos (ver figura 3.6).

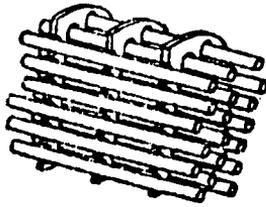


Figura 3.6 Mampara tipo orificio

En este tipo de mamparas se presenta gran turbulencia y se incrementa notablemente el coeficiente de transferencia de calor, así como la caída de presión. Los condensadores se drenan bien y los incondensables se ventean por la parte superior. Este diseño está limitado para fluido muy limpios es por ello que no es muy empleado en la industria.

**3.2.6 Mamparas deflectoras o placas de choque.** Este tipo de mamparas se encuentran localizadas en el área en la que ingresa el fluido al intercambiador de calor hacia la envolvente y por encima del haz de tubos (ver figura 3.7). Estos sirven para evitar que partículas sólidas suspendidas o corrientes de altas velocidades erosionen los primeros tubos y también para distribuir el flujo de entrada. Si las placas de choque se usan en forma adecuada en relación con las mamparas, el fluido se distribuirá en forma debida a través del haz de tubos en la sección de entrada pues de lo contrario algunos tubos perderían contacto con el fluido perdiendo de esta manera área de transferencia de calor.

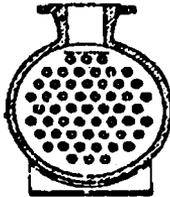


Figura 3.7 Mamparas deflectoras o placas de choque.

**3.2.7 Juntas de expansión.** La diferencia de temperaturas y de coeficientes de expansión en un intercambiador de calor provoca esfuerzos térmicos que traen consigo expansión diferencial entre los tubos y la envolvente. Para la solución de este problema se requiere de un mecanismo que permita a este movimiento sin que esto afecte el paso del fluido, la tarea del diseño nos brinda un elemento llamado junta de expansión que sirve para sofocar los efectos de la expansión térmica.

El uso de juntas de expansión está en función directa de la expansión diferencial y de las condiciones cíclicas de temperatura que son esperadas durante la operación. A continuación se describen algunos tipos de juntas de expansión y sus usos más comunes;

- I. Tapas planas.* Está formada por dos tapas planas concéntricas con ceja, soldadas a la envolvente del cambiador de calor; la tapa plana puede flexionarse para amortiguar la expansión diferencial. Este diseño es generalmente empleado para servicios de vacío y presiones debajo de 1 kg/cm<sup>2</sup> manométrico.
- II. Tapas abombadas.* Este diseño consta de dos tapas abombadas o curvadas. El diámetro de estas tapas es generalmente de 203.2mm o más, y es mayor que el diámetro de la envolvente; la unión de soldadura a la envolvente, está sujeta a severos esfuerzos, pero la junta que conecta a las tapas está sujeta a menor esfuerzo durante la expansión diferencial debido a la curvatura de las tapas.
- III. Envolvente abocinada o pedazos de tubo.* La envolvente puede ser abocinada para conectarse con una sección del tubo, o un tubo puede ser rolado y cortado a la mitad y a una cuarta parte para después ser soldados estas tres piezas a la envolvente para formar un anillo. Este tipo de juntas soporta muy bien los esfuerzos por su geometría curva.

IV. *Tapas formadas.* Un par de tapas elípticas o toriesféricas pueden usarse, soldándose a la envolvente del intercambiador de calor para formar la junta de expansión.

V. *Junta tipo campana.* Este tipo de junta está constituida por dos tapas abombadas y acampanadas para formar una especie de "S". Aunque caras, la forma curvada reduce el aumento de esfuerzos en las soldaduras de unión en la envolvente y en las tapas.

**3.2.8 Boquillas.-** Éstas tienen como función el enlace entre el intercambiador de calor y los demás equipos del proceso por medio de las tuberías. Éstas boquillas ya sean de entrada o salida de los fluidos son dimensionadas por medio de una evaluación de caída de presión convencional o bien por los perfiles de velocidad más comunes. Debe tomarse en cuenta que para presiones bajas y servicios de vacío, las velocidades no son un parámetro que pueda establecer un criterio para el dimensionamiento de este tipo de conexiones.

**3.2.9 Válvulas de seguridad.** En ocasiones por las condiciones de proceso se requieren de algunas boquillas especiales este es el caso de las válvulas de seguridad, que generalmente son requeridas del lado de la envolvente de los intercambiadores de calor. Su dimensionamiento depende de las condiciones de proceso.

**3.2.10 Drenaje.** Este tipo de boquillas son necesarias del lado de la envolvente y generalmente en el fondo de la mayoría de los cabezales. Estas sirven para solventar el peligro de inundación dentro de la operación por lo que en ocasiones serán necesarias varias boquillas para facilitar el drenado entre las mamparas.

**3.2.11 Venteo.** Son colocados usualmente del lado de la envolvente pero también con frecuencia del lado de los tubos. Su función es permitir el venteo de materiales inertes o que por su naturaleza generen presión.<sup>3</sup>

<sup>3</sup> Coples o medios coples de 25.4mm y 422kg/cm<sup>2</sup> son recomendados para boquillas de drenaje y venteo

Los coples también son usados para otros usos (tanto del lado de los tubos como de la envolvente) como son muestreos, termómetros, manómetros, termopares, entre otros.

### **3.3 Factores que afectan el diseño de intercambiadores de calor.**

#### **3.3.1 Consideraciones para la selección del diseño de intercambiadores de calor de haz y envolvente.**

La selección de componentes en el diseño de intercambiadores de calor depende un gran número de factores, una selección adecuada, así como un diseño satisfactorio estarán en función de parámetros medibles tales como: costo, facilidad de limpieza, diferencias de temperaturas, corrosión, presión de operación, caída de presión y riesgos.

Los intercambiadores de calor grandes están diseñados específicamente para una aplicación particular; pero los intercambiadores de calor pequeños pueden estar diseñados con propósitos muy diversos.

Otro de los factores a considerar es la naturaleza del fluido del lado de la envolvente, ya que está constituye un factor decisivo en la selección del tipo de intercambiador. Debido a que el lado de la envolvente es difícil de limpiar, se deberá escoger para ello el fluido más limpio y menos corrosivo.

Lograr minimizar o eliminar el problema de la corrosión supone el empleo de materiales de construcción muy especiales y por ello costosos.

Otro factor importante es la viscosidad debido a que si el fluido tiene una viscosidad alta es recomendable manejarlo fuera de los tubos para que con ayuda de los deflectores o mamparas se le pueda someter a un régimen de turbulencia ya que si fuera dentro de los tubos éste fluiría en régimen laminar lo que traería consecuencias importantes en las condiciones de intercambio de calor.

Ahora bien, si el fluido debe manejarse a altas presiones por razones inherentes al proceso, es recomendable colocarlo dentro de los tubos ya que de lo contrario el

envolvente deberá ser diseñado para presiones altas y en consecuencia tendrá paredes muy gruesas y muy costosas.

Se ha visto que uno de los factores que más influencia tienen en el diseño de un intercambiador de calor es el costo y el tamaño. Las dos variables que más afectan estos dos parámetros de diseño son: las caídas de presión disponibles en ambas corrientes y la diferencia de temperaturas entre las dos corrientes.

**3.3.2 Caída de presión.** Todos los procesos en la industria que requieren de la transferencia de calor entre fluidos contienen una caída de presión  $\Delta P$  disponible<sup>4</sup>.

La caída de presión disponible puede variar, según el proceso, de unos cuantos mm de Hg trabajando a vacío, y hasta decenas de  $\text{kg/cm}^2$  en procesos de alta presión. En los casos en que las velocidades son muy altas no es práctico utilizar toda la  $\Delta P$  disponible<sup>5</sup> debido a que las velocidades resultantes pueden causar problemas de erosión. La siguiente tabla muestra una lista de  $\Delta P$  razonables para varios niveles de presión:

Niveles de Presión	$\Delta P$ Recomendable
Sub-atmósfera	1/10 de presión absoluta
0.07 a 0.7 $\text{kg/cm}^2$	1/2 de presión manométrica de operación
De 0.7 $\text{kg/cm}^2$ en adelante	0.35 $\text{kg/cm}^2$

Tabla 3.2 Rangos de presión ( $\Delta P$ ) recomendados para diferentes niveles de presión.

**3.3.3 Diferencia media de temperaturas.** Resulta aparentemente obvio que en un intercambiador de calor son importantes las temperaturas de entrada y salida de los fluidos de proceso y de servicio, aunque en ocasiones no son diseñadas con la precisión adecuada ya que normalmente se seleccionan en las primeras etapas del diseño de una planta.

<sup>4</sup> Esto quiere decir que existe un rango de presiones en las que el proceso puede variar sin ser seriamente afectado

<sup>5</sup> Esto es trabajar en el rango de presión más alto.

Uno de los factores a tomar en cuenta es el efecto de la diferencia media de temperaturas en el costo del intercambiador<sup>6</sup> ya que este factor tiene una gran influencia en el área de transmisión de calor requerida.

Al elegir los niveles medio de temperatura se debe tener muy presente también, que una temperatura mayor del medio de calentamiento o menor del medio de enfriamiento produce mayores diferencias medias de temperatura ; no obstante, si estas diferencias son muy grandes pueden ocurrir los siguientes fenómenos: incrustación, descomposición del producto y/o precipitación de materiales.

Aunque no existen reglas específicas para determinar la aproximación de temperaturas ideal, a continuación se incluyen algunos criterios que ayudarán a fijar la diferencia de temperaturas, para varios tipos de intercambiadores de calor [1].

- a) La diferencia mas grande de temperaturas a la salida deberá ser cuando menos de 20°C .
- b) La diferencia mas pequeña de temperaturas a la entrada deberá ser como mínimo de 5° C.
- c) Cuando se enfría una corriente de proceso con agua, no deberá exceder la temperatura de salida de la corriente del proceso , si el cambiador tiene un paso en la envolvente y más de un paso en los tubos.
- d) Cuando se enfría o condensa un fluido la temperatura del medio de enfriamiento deberá ser cuando menos 5° C mayor que el punto de congelación del fluido enfriado o condensado.
- e) Para enfriamiento de reactores se deberá mantener una diferencia de temperaturas de 10° C a 15° C entre la temperatura de reacción y la temperatura del medio de enfriamiento para permitir mejor control de la reacción. La figura 3.8 muestra la forma en que se calculan las diferencia las e temperatura

<sup>6</sup> Entre más eficiente sea al intercambiador de calor, mas caro será su costo.

Para ilustrar lo expuesto en los incisos anteriores en la figura 3.8 puede verse la manera en que se determina diferencia de temperaturas en un intercambiador de calor.

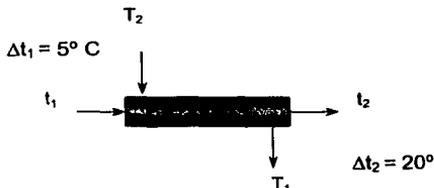
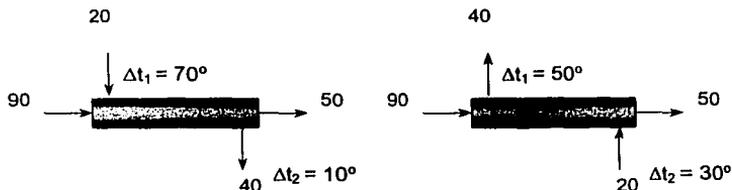


Figura 3.8 Diferencias de temperatura recomendadas en un intercambiador de calor

**3.3.4 Tipos de flujo.** En un intercambiador de calor de un solo paso en la envolvente y un solo paso en los tubos, la transferencia de calor depende de la dirección relativa entre los fluidos, esto es, puede existir flujo en paralelo y flujo en contracorriente<sup>7</sup>. La dirección de los fluidos afecta directamente a la diferencia media logarítmica de temperaturas Ver figura 3.9



Flujo en paralelo

- a)  $\Delta t_1 = (90 - 20)^\circ C = 70$
- b)  $\Delta t_2 = (50 - 40)^\circ C = 10$
- c)  $\Delta t_m = \frac{70 - 10}{\ln \frac{70}{10}} = 30.3$

Flujo a contracorriente

- a)  $\Delta t_1 = (90 - 40)^\circ C = 50$
- b)  $\Delta t_2 = (50 - 20)^\circ C = 30$
- c)  $\Delta t_m = \frac{50 - 30}{\ln \frac{50}{30}} = 39.15$

Figura 3.9 Influencia de la dirección del flujo en la diferencia media de temperatura

<sup>7</sup>Como fue descrito en el capítulo No. 2.

En el ejemplo mostrado en la figura anterior se puede ver que existe una ventaja térmica a contracorriente<sup>8</sup>.

Con un análisis no complicado puede verse que en un arreglo en paralelo, el fluido caliente no puede ser enfriado debajo de la temperatura de salida del fluido frío, de aquí que los intercambiadores de calor con flujo en paralelo tienen una capacidad mínima de recuperación de calor. No obstante este tipo de flujo se prefiere cuando existe la posibilidad de que el fluido más caliente alcance su punto de congelación.

**3.3.5 Propiedades de los fluidos.** (Localización). Una de las cosas más relevantes en el diseño de un intercambiador de calor, es saber cual de los fluidos circulará en la envolvente y cual en los tubos. Es necesario que los datos de las propiedades físicas de los fluidos sean los más exactos y veraces como sea posible. No obstante, como la mayoría de los fluidos más comunes son mezclas, la obtención de datos de estas se calculan y se estiman, por ello se considera que las temperaturas promedio de los fluidos son suficientes para este efecto. Así mismo se requieren datos como: Calor específico, densidad, conductividad térmica y viscosidad.

Para determinar que fluidos debe ir en el lado de la envolvente o cual en los tubos se deben considerar los siguientes puntos:

- a. Corrosión. En la práctica se sabe que se requieren menos elementos de aleación o componentes de recubrimiento cuando el fluido corrosivo circula dentro de los tubos.
- b. Incrustación. Si se coloca el fluido incrustante del lado de los tubos, se consigue mayor control en la velocidad, esto implica que el aumento en la velocidad del fluido disminuye la incrustación, y más aun que los tubos rectos son fáciles de limpiar sin necesidad de mover el haz completo y que es más fácil realizar una limpieza química del lado de los tubos.

<sup>8</sup> Cabe mencionar que esto ya no es válido cuando uno de los fluidos, o más aun los dos, se está condensando o evaporando con un proceso isotérmico.

- c. Temperatura. Las altas temperatura requieren elementos de aleación muy especiales, no obstante se requieren menos de estos si el fluido caliente circula del lado de los tubos.
- d. Viscosidad. Se obtienen mayores velocidades, y mayor transferencia de calor, si el fluido viscoso circula del lado de la envolvente.
- e. Flujo. Si se coloca el fluido con un flujo menor del lado de la envolvente se conseguirá un diseño mas económico. Existe turbulencia del lado de la envolvente a velocidades mas bajas que del lado de los tubos.

**3.3.6 Tamaño de los tubos.** Cuando en el diseño de intercambiadores de calor se utilizan tubos de diámetros pequeños (15.875 a 25.4 mm) son mas compactos y económicos, aunque solo son aplicables cuando la  $\Delta P$  disponible del lado de los tubos es pequeña, o existe una gran posibilidad de incrustación

Los tubos mas pequeños usados normalmente son de 15.875 mm (5/8 plg), aunque en aplicaciones muy especiales se usan de 12.7 mm (1/2 plg), 9.52 mm (3/8 plg), o de 6.35 (1/4 plg).

Ahora bien, la inversión por unidad de área de transferencia de calor para cambiadores largos con diámetros en la envolvente relativamente pequeños; las restricciones de longitud para los tubos son mínimas<sup>9</sup>, siendo la única limitante que comercialmente solo se venden tramos de tubos de 10,12,14,16,18 y 20 pies [1].

**3.3.7 Arreglo.** El arreglo de los tubos puede ser :

- a) Triangular
- b) Cuadrado
- c) Rómbico

<sup>9</sup> Excepto que por su propio peso exista pandeo, por lo que se recomienda el uso de mamparas.

El arreglo triangular da mejores coeficientes del lado de la envolvente y da más área de transferencia de calor para el mismo diámetro, y se utiliza únicamente cuando no es necesario hacer limpieza del exterior de los tubos ya sea mecánicamente o manualmente debido a que esta distribución no permite el acceso a los tubos. Sin embargo, los tubos pueden ser limpiados por medios químicos, haciendo circular un solvente adecuado a través de la envolvente sin necesidad de desmantelar la unidad, mientras que los arreglos cuadrado y romboidal son utilizados cuando se requiere limpieza mecánica del lado de la envolvente [1] (ver figura 3.10).

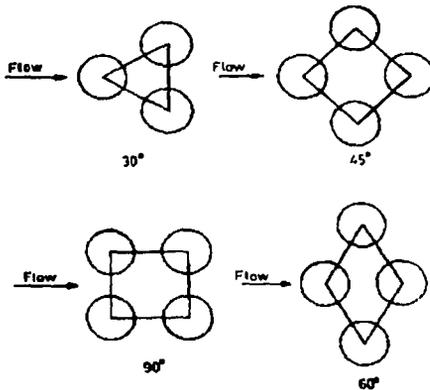


Figura 3.10 Arreglos triangular, cuadrado, y romboidal, así como sus posiciones con respecto al flujo. [3]

Los arreglos cuadrado y romboidal dan menores  $\Delta P$  aunque coeficientes más bajos que el arreglo triangular.

### 3.4 Análisis del Coeficiente Global de Transferencia de Calor.

En el capítulo 1 se ha estudiado de manera mas empírica el coeficiente global de transferencia de calor, cuando se estudio este fenómeno a través de una pared plana, como se muestra en la figura 3.9 (ver capitulo 1), expresada por

$$q = \frac{T_a - T_b}{\frac{1}{h_1 A} + \frac{\Delta x}{kA} + \frac{1}{h_2 A}} \quad (3.1)$$

donde  $T_a$  y  $T_b$  son las temperaturas del fluido a cada lado de la pared. El coeficiente global de transferencia de calor es definido mediante la relación.

$$q = UA\Delta T_{global} \quad (3.2)$$

Coeficiente global de transferencia de calor a través de una pared plana.

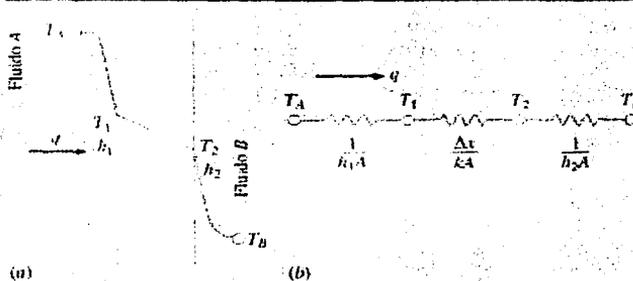


Fig. 3.11. Coeficiente global de transferencia de calor para una pared plana [2]

Esta fue analizada en el capítulo 1 para una pared plana cuando se hablo de los principios de transferencia de calor por convección, pero en este caso la transferencia de calor por convección en un intercambiador de calor de pared plana no es frecuente ; el caso mas importante seria el de tener un coeficiente global de transferencia de calor con dos tubos concéntricos como se muestra en la figura 3.10.

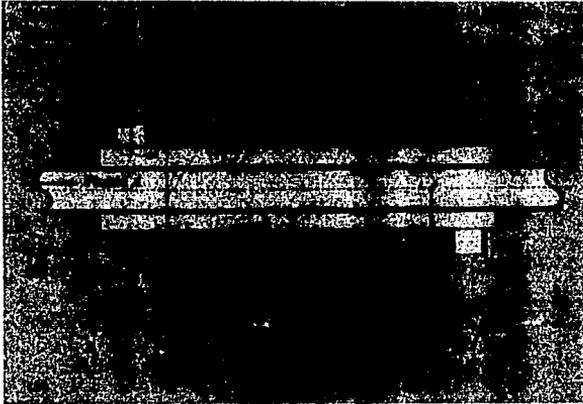


Fig. 3.10, Coeficiente global de transferencia de calor para dos tubos concéntricos [2]

En esta aplicación, el fluido circula por el interior del tubo más pequeño, Por otro lado el otro fluido discurre por el espacio anular existente entre los tubos, y el coeficiente global de transferencia de calor obtenido del circuito térmico de la figura 3.11 es el siguiente.

$$q = \frac{T_a - T_b}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e A_e}} \quad (3.3)$$

Aquí los índices i y e corresponden al interior y exterior del tubo más pequeño. Para una consideración detallada sobre la obtención de esta ecuación se remite al lector a las discusiones de los capítulos de convección de las referencias [2, 6, 7]

El coeficiente global de transferencia de calor puede estar basado tanto en el área interior del tubo como en la exterior, esto está en función únicamente del criterio del diseñador, por tanto, los coeficientes "U" quedan expresados de la siguiente manera.

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_e/r_i)}{2\pi kL} + \frac{A_i}{A_e h_e}} \quad (3.4)$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{A_e}{A_i h_i} + \frac{A_e \ln(r_e/r_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_e}} \quad (3.5)$$

En efecto, estas ecuaciones proporcionan un coeficiente global de transferencia de calor aproximado, y aunque en la realidad el calculo de este coeficiente se puede llevar a cabo de manera practica (y será descrita mas adelante) estas ecuaciones proveen al diseñador de valores aproximados a este coeficiente, y además en la referencias [4 y 5] existe una base de datos para distintos coeficientes globales que serán seguramente una herramienta poderosa para el diseñador puesto que se les encuentra con frecuencia en la practica.

### 3.5 Diseño Termodinámico.

La operación de intercambio de calor puede efectuarse en diferentes equipos de transmisión, muy diferentes unos de otros, pero diseñados para la misma función de acuerdo con los mismos fundamentos de diseño antes de decidir cual de todos estos diseños es el más ventajoso, se deben tener en cuenta todos los puntos tratados anteriormente

En esta tesis se utilizará la combinación de dos métodos: uno para obtener el dimensionamiento del equipo, la caída de presión y el coeficiente de película del lado de los tubos. El segundo método será usado para obtener el coeficiente de película y la caída de presión del lado de la envolvente, y con ambos obtener el coeficiente global de transferencia de calor, de diseño y limpio.

En general, el problema a resolver será el cálculo del área de transferencia de calor  $A$ , para obtenerla, es preciso el conocimiento del coeficiente global de transferencia de calor  $U$ .

El método de cálculo a seguir será la suposición de un valor de este coeficiente  $U$ , encontrando una área de transferencia de calor determinada y la comprobación posterior del valor supuesto hasta obtener la convergencia. Si la suposición del coeficiente no está muy ajustada a la realidad, el método señalado puede obligar a repetir el cálculo varias veces hasta conseguir el diseño adecuado. Una buena estimación de este coeficiente puede representar un ahorro considerable de tiempo, pero esto requiere cierta experiencia, por lo cual existen diferentes tablas confiables con valores aproximadas de estos coeficientes según la naturaleza de los fluidos. Como ya se menciona anteriormente, las referencias [4 y 5] contienen valores de  $U$  usados en la práctica. No obstante, en el apéndice A1 se encuentran algunos valores de  $U$  usados en la práctica.

No bastará con definir el valor del área simplemente mediante un número, sino que habrá que indicar además, todas las características que se hayan tenido en cuenta para su cálculo, como son: tipo de cambiador, diámetro, longitud, número de tubos y distribución, número de pasos de circulación de cada fluido, entre otras.

### 3.5.1 Método Seider y Tate

**Para el cálculo del coeficiente individual de película y caída de presión del lado de los tubos**

El método de Saeider y Tate se utiliza para obtener el predimensionamiento del equipo, el coeficiente individual de transferencia de calor y la caída de presión para el lado de los tubos.<sup>10</sup> Este método es una secuencia de 17 pasos a seguir para la obtención de los valores citados con anterioridad.

- **Datos necesarios para el cálculo de coeficiente individual de película.**

1. Densidad
2. Viscosidad
3. Calor específico
4. Conductividad térmica
5. Gasto másico de los fluidos

---

<sup>10</sup> El presente método fue tomado de la referencia [1], por lo que, respetando al autor, si el lector requiere de una información mas detallada favor de referirse al citado libro.

6. Temperatura de entrada y salida de los fluidos
7. Factor de ensuciamiento
8. Caída de presión disponible
9. Calor latente (cuando haya cambio de fase),
10. Presión de operación: tubos y envolvente.

• **Secuencia de calculo**

1.- Determinar qué fluido habrá de circular por los tubos, y cual discurrirá por la envolvente, tomando en cuenta los criterios analizados al principio de este capítulo.

2.- Obtener la carga térmica Q de acuerdo a las siguientes expresiones:

$$Q = W_t C_{p_t} \Delta T_t = W_e C_{p_e} \Delta T_e \quad (3.6)$$

$$Q = W_v \lambda_v + W_{liq} C_{p_{liquid}} (T_1 - T_2) \quad (3.7)$$

Aquí  $W_t$  y  $W_e$  Representan el gasto másico de los tubos y la envolvente  $\left[ \frac{lb}{Hr} \right]$ ,  $C_{p_t}$  y

$C_{p_e}$  representan el calor específico del fluido de los tubos y envolvente  $\left[ \frac{Btu}{lb^\circ F} \right]$ ,  $\Delta T_t$  y

$\Delta T_e$  representan la temperatura promedio de los tubos y envolvente, respectivamente

[°F],  $W_v$  y  $W_{liq}$  Representan el gasto másico del vapor y del liquido  $\left[ \frac{lb}{Hr} \right]$ ,  $C_{p_{liq}}$  Calor

específico del liquido  $\left[ \frac{Btu}{lb^\circ F} \right]$  y  $T_1$  y  $T_2$  representan la temperatura de entrada y de

salida del fluido respectivamente.

3.- Calcular de la diferencia media de temperaturas  $\Delta T_m$ , de acuerdo a la siguiente expresión

$$\Delta T_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (3.8)$$

Aquí  $\Delta t_1 - \Delta t_2$  representa la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos en cada extremo del intercambiador (ver fig 3.8). Estas temperaturas se provienen de los valores de diseño que se obtuvieron anteriormente, esto es, el diseñador sabe que temperaturas puede manejar su proceso, tanto al fluido de proceso como al de control le corresponden valores de diseño. En efecto, el diseñador sabe que temperaturas de proceso debe manejar como consecuencia del mismo y, también sabe o puede delimitar la temperatura del fluido de control. No obstante en ocasiones alguno de los fluidos responde a variaciones de temperatura que no dependen totalmente del calor transmitido, por lo que el lector deberá métodos de cálculo por zonas, mismos que si el lector desea conocer, refiérase a [1, 3, 8].

- 4.- Obtener el Factor Ft debido al numero de pasos de acuerdo a las expresiones 3.9 y 3.10 y utilizando para este efecto el apéndice A2, y eliminar todos los intercambiadores que tengan un valor de Ft menor de 0.85.

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (3.9)$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (3.10)$$

- 5.- Cálculo de la diferencia media de temperaturas LMTD de acuerdo a la siguiente expresión

$$LMTD = \Delta T_{m,t} \times Ft \quad (3.11)$$

- 6.- Encontrar el área de transferencia de calor  $A$  mediante la suposición del coeficiente global de transferencia de calor utilizando los valores mostrados en el apéndice A2 de acuerdo a la siguiente expresión

$$A = \frac{Q}{U_o LMTD} \quad (3.12).$$

- 7.- Fijar las características de los tubos de acuerdo a los criterios expuestos en la primera parte de este capítulo seleccionando: longitud L, diámetro nominal d, arreglo y espesor de pared MWG.

8.- Obtener el número de tubos  $N_t$  de acuerdo a la expresión:

$$N_t = \frac{A}{(ae)L} \quad (3.13)$$

Aquí  $ae$  es el área exterior por unidad de longitud del tubo [pie<sup>2</sup>/pie], obtenida del apéndice A3.

9.- Calcular del área de flujo por los tubos  $a_f$  de acuerdo a la siguiente expresión:

$$a_f = \frac{N_t a'_f}{144xn} \quad (3.14)$$

Aquí  $a'_f$  es el rea de flujo de tubo por pie y  $n$  el número de pasos por los tubos. El número de pasos por lo tubos "n" se fija de acuerdo a la caída de presión permisible, y el procedimiento es: Suponer un valor (1,2,4,6 u 8 pasos) . Si la caída de presión es mayor que la permitida suponer un valor de pasos menor sin dejar de tomar en cuenta que se debe aprovechar al máximo la caída de presión disponible.

10.- Obtener el diámetro interior de la envolvente (Di) y diámetro limite de los tubos (Dotl) del apéndice A4.

11.- Calculo de la masa velocidad  $G_t$  de acuerdo a la expresión.

$$G_t = \frac{W}{a_f} \quad (3.15)$$

Aquí  $a'_f$  es el rea de flujo de tubo por pie y  $W$  es la masa del fluido en cuestión.

12.- Cálculo de la velocidad  $V$ .

$$V = \frac{G_t}{3600xp} \quad (3.16)$$

Aquí  $p$  es la densidad del fluido (lb/pie<sup>3</sup>)

El valor de la velocidad estará en función de la caída de presión disponible. Pero en el supuesto de que se haga circular agua en lado de los tubos, que es lo mas común, se tendrá entonces, por experiencia, como mínimo una velocidad de 3 pies/seg. Lo anterior es para evitar las incrustaciones , no obstante, se debe tener como máximo una velocidad de 10 pies/seg, con el fin de evitar erosión.

13.- Cálculo del número de Reynolds. Nre.

$$Nre = \frac{di \cdot Gt}{\mu} \quad (3.17)$$

donde  $\mu$  = Viscosidad del liquido en (lb/pie Hr)

14.- Obtener el factor Colburn  $J_H$  del apéndice A5.

15.- Calculo del coeficiente individual de película para el lado de los tubos  $h_o$ .

$$hi = J_H \frac{k}{di} (Pr)^{1/3} \phi_t \quad (3.18)$$

$$\frac{hio}{\phi_t} = \frac{hi}{\phi_t} \frac{di}{do} \quad (3.19)$$

Aquí  $di$  es el diámetro interior de los tubos [plg],  $k$  es la conductividad térmica del fluido [BTU/Hr pie<sup>2</sup> °F/pie],  $Pr$  es un parámetro adimensional llamado número de Prandtl y

se obtiene mediante la expresión  $Pr = Cp \frac{\mu}{k}$ ,  $\phi_t$  es el factor de corrección por la variación

de la viscosidad y se calcula mediante la expresion  $\phi_t = \frac{\mu}{\mu_w}$ , donde  $\mu$  es la viscosidad

del fluido evaluada a la temperatura media [lb/pie Hr],  $\mu_w$  es la viscosidad del fluido evaluada a la temperatura de la pared  $T_w$  [lb/pie Hr],

El factor  $\phi_t$  se puede tomar como la unidad si y solo si no existe una variación grande en la viscosidad con la temperatura. El valor  $h_o$  se puede obtener en el apéndice 8, cuando se use Agua.

16.- Cálculo de la temperatura de la pared  $T_w$ . Cuando el fluido caliente esta dentro del tubo se aplicaran las siguientes expresiones.

$$T_w = tm + \frac{hio}{hio + hs} (Tm - tm) \quad (3.19)$$

$$T_w = t_m - \frac{h_s}{h_{io} + h_s} (T_m - t_m) \quad (3.20)$$

Cuando el fluido caliente va por fuera de los tubos el cálculo se hará de acuerdo a las siguientes expresiones.

$$T_w = t_m + \frac{h_s}{h_{io} + h_s} (T_m - t_m) \quad (3.21)$$

$$T_w = t_m - \frac{h_{io}}{h_{io} + h_s} (T_m - t_m) \quad (3.22)$$

Aquí  $t_m$  y  $T_m$  son la temperatura promedio para el fluido de los tubos y envolvente [°F] respectivamente,  $H_s$  es el coeficiente individual de película para la envolvente [BTU/Hr pie<sup>2</sup> °F].

17.- Obtener la caída de presión para el lado de los tubos  $\Delta P_t$ .

- a) Obtener el factor de fricción  $f$  del apéndice A7.
- b) Caída de presión en la sección transversal recta  $\Delta P_r$ .

$$\Delta P_t = \frac{f G t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} (d_i)(S) \phi} \quad (3.23)$$

- c) Caída de presión en el retorno  $\Delta P_r$ .

$$\Delta P_r = \frac{4n(v)^2}{(S)(2g)} \cdot \frac{62.5}{144} \quad (3.24)$$

- d) Caída de presión total en los tubos.

$$\Delta P_t = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (3.25)$$

donde  $s$  = Gravedad específica; y  $g$  = Aceleración de la gravedad (pie/Hr<sup>2</sup>)

### 3.5.2 Método Kern

Para el cálculo del coeficiente individual de película y caída de presión del lado de la envolvente.

Este método se usa para obtener los valores de caída de presión y coeficiente de transferencia de calor del lado de la envolvente y así también obtener datos sobre las mamparas, velocidades, etc.

- **Secuencia de calculo**

1.- Cálculo del área de Flujo Ae.

$$Ae = \frac{Di(C')(B)}{144(Pt)} \quad (3.26)$$

Aquí Di es el diámetro interior de la envolvente [pies], Pt es el Pitch [plg], C' es el claro entre los tubos [plg] el cual se calcula mediante la expresión  $c' = P_T - do$ , y B es la distancia entre mamparas

En este punto, el diseñador se tiene que apoyar en los criterios descritos en la primera parte de este capítulo para seleccionar el espacio entre mamparas, pudiendo empezar con el mínimo permitido para este efecto y tomando en cuenta la  $\Delta P$  disponible.

2.- Calculo de la masa velocidad de la envolvente.

$$G_e = \frac{W_e}{Ae} \left[ \frac{lb}{Hr \cdot pie^2} \right] \quad (3.27)$$

3.- Cálculo del numero de Reynolds. Nre.

$$Nre = \frac{De Ge}{\mu e} \quad (3.28)$$

Aquí  $De$  es el diámetro equivalente [plg] determinado por la siguiente expresión

$$De = \frac{4 \cdot \text{Arca Libre}}{\text{Perímetro humedo}} = \frac{4(P_T^2 - \pi d_o^2 / 4)}{\pi d_o} \quad [\text{plg}] \quad (3.29)$$

misma que se usa únicamente para arreglo cuadrado, del mismo modo tenemos otra expresión para arreglo triangular la cual se muestra a continuación

$$De = \frac{4 \left( \frac{1P_T}{2} \times 0.8660P_T - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\frac{\pi d_o}{2}} \quad [\text{plg}] \quad (3.30)$$

Aquí  $P_T$  es el espacio entre los tubos Ver figura 3.11, y  $d_o$  es el diámetro exterior del tubo. Los datos de  $De$  para los arreglos mas comunes se muestran en el apéndice A4.

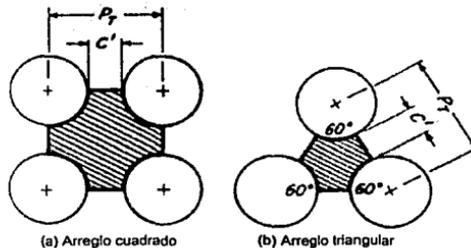


Figura 3.11. Distancia entre tubos Pitch.

4.- Obtener el factor Colburn  $J_H$  del apéndice A5.

5.- Calcular el coeficiente de película  $h_s$  usando el factor Colburn obtenido en el inciso anterior mediante la siguientes expresiones

$$h_s = J_H \left( \frac{C_P \cdot \mu_e}{k} \right)^{1/3} \cdot \phi_e \quad (3.31)$$

$$\frac{hs}{\phi_s} = J_H \frac{k}{D} \left( \frac{Cp\mu}{k} \right)^{1/3} \quad (3.32)$$

6.- Cálculo de temperatura de pared Tw de acuerdo a la siguiente expresión

$$tw = tc + \frac{hs}{hio} + \frac{\phi_s}{\phi_t} \frac{hs}{\phi_s} (Tc - tc) \quad (3.33)$$

7.- Obtención de  $\phi_t$  y  $\phi_s$ .

$$\phi_t = \left( \frac{\mu}{\mu_{nv}} \right)^{0.14} \quad y \quad \phi_s = \left( \frac{\mu}{\mu_{nv}} \right)^{0.14} \quad (3.34)$$

8.- Corregir los coeficientes de película por  $\phi_t$  y  $\phi_s$ .

9.- Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor limpio Uc.

$$Uc = \frac{1}{\frac{1}{hio} + \frac{1}{hs} + \frac{1}{hw}} \quad (3.35)$$

Aquí  $hw = t/k$ , debido a que este valor es generalmente muy pequeño se desprecia,  $t$  es el espesor de la pared del tubo y  $k$  es la conductividad térmica del material  $\left[ \frac{BTU}{HrPie^2 \cdot F} \right]$ . Así que finalmente la expresión anterior queda de la siguiente manera

$$Uc = \frac{hio \cdot hs}{hio + hs} \quad \left[ \frac{BTU}{HrPie^2 \cdot F} \right] \quad (3.36)$$

10.- Cálculo del coeficiente de incrustación Rd.

a) Obtenga la superficie externa /pie lin a'' en el apéndice A1 . Área de transferencia de calor ,  $A = a'' LN_1 [pie^2]$

b)  $Ud = \frac{Q}{A\Delta t}$

- c) Obtener el factor de obstrucción  $R_d$  de acuerdo a la siguiente expresión

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} \left[ \frac{Hr P i e^{2.0} F}{BTU} \right] \quad (3.37)$$

si  $R_d$  igual o excede el factor de obstrucción requerido, siga con la caída de presión<sup>11</sup>.

#### 11.- Caída de presión.

- Con el numero de Reynolds del paso 3, obtenga  $f$  [ $\text{pie}^2/\text{plg}^2$ ] de el apéndice A9.
- Número de veces que el fluido cruza el haz de tubos  $N+1 = 12L/B$  (3.38)
- Obtención de la caída de presión.

$$\Delta P = \frac{f G_i^2 D_i (N+1)}{5.2 \times 10^{10} D_i s \phi} \quad [\text{lb/plg}^2] \quad (3.39)$$

## Referencias

- [1] Herrera Jorge, "Curso de diseño de equipos", ESIQIE, IPN, México 1981.
- [2] Hollman J. P., "Transferencia de Calor", Ed Mc Graw-Hill, España 1998.
- [3] Gupta J. P. "Working with Heat Exchangers, Questions & Answers", Ed. Hemisphere Publishing Corporation, USA 1990.
- [4] Perry, J. H. , "Chemical Engineers' Handbook", 4ª ed, Ed Mc Graw-Hill, New York 1963.
- [5] American Society Of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers Guide, annually
- [6] Incropera, F. P. y De Witt, D. P., "Fundamentos de Transferencia de Calor", 4ª ed, Ed PRENTICE HALL, México 1999
- [7] Cervantes, J. "Fundamentos de Transferencia de Calor", Ed Universidad Nacional Autónoma de México y Fondo de Cultura Económica S. A., UNAM, 1999.

<sup>11</sup> El  $R_d$  calculado debe estar siempre entre los límites para cada caso específico. Si este es mayor, esto indica que el intercambiador esta sobrado en área de transferencia de calor, y si es menor , quiere decir que habrá que hacer limpieza muy frecuentemente.

# PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DE CONTROL

---

## Capítulo 4

### 4.1 Bosquejo histórico.

El control, aunque parece una actividad nueva, ya era usado por el ser humano en el siglo III antes de Cristo. Tesibio, inventor griego, diseñó en aquel entonces una clepsidra<sup>1</sup> que usaba un mecanismo similar al que se usa actualmente en los carburadores. El termostato y algunos mecanismos que hacían que los molinos mantuvieran las aspas contra el viento, aun cuando este cambiara de dirección. Estos últimos, fueron inventados en el siglo XVII y XVIII, respectivamente.

No obstante, el verdadero desarrollo de los sistemas de control fue hasta la revolución industrial. Por ejemplo, fue en la revolución industrial cuando James Watt adaptó el primer regulador automático de velocidad a la máquina de vapor. A mediados del siglo XIX James C. Maxwell analizó por primera vez cierto tipo de gobernadores de velocidad y lo más novedoso, relacionó el problema de la estabilidad de los mismos con un problema algebraico, mismo que no fue resuelto hasta la llegada de Hurwitz en 1930. Por otro lado Nyquist y Bode dos científicos que desarrollaron técnicas de análisis para sistemas con retroalimentación usando para este efecto conceptos de respuesta en frecuencia.

---

<sup>1</sup> Reloj de agua.

Con el ímpetu general en el desarrollo de sistemas mas exactos y rápidos que tenían los industriales en esa época y que actualmente constituye el que una empresa esté o no en la punta de la competencia o que se considere un paso delante de las demás, lo cual constituirá la ventaja económica de la misma, se crearon nuevos procesos y productos que requerían una especial atención en la práctica.

Por ello estos procesos industriales exigen la inclusión de muchas disciplinas por la variedad de los mismos; los procesos y productos abarcan las industrias: petroquímica, alimenticia, cerámica, eléctrica, siderurgica, de procesos térmica, papelera, textil, entre otros.

En todos estos procesos es necesario mantener constantes<sup>2</sup> algunas magnitudes que pueden ser:

1. Presión.
2. Caudal.
3. Nivel
4. Temperatura
5. pH
6. Conductividad
7. Viscosidad
8. Velocidad
9. Humedad
10. Punto de rocío
11. Etc.

Los instrumentos que para suplir estas necesidades fueron diseñados, reciben el nombre de instrumentos de control y permiten el mantenimiento y la regulación de estas constantes en condiciones mas idóneas que las que podría proporcionar un operador.

#### **4.2 Concepto de control**

El hecho de enunciar una definición sobre la disciplina del control puede ser al mismo tiempo difícil y arriesgado. Difícil por que el control es una multidisciplina, ya que alberga

---

<sup>2</sup> Esto quiere decir, que se mantengan en un valor fijo deseado según las necesidades del proceso.

un número muy grande de conocimientos que sería complejo tratar de resumir en unos renglones, y arriesgado por que es posible por lo anterior dejar fuera de la definición , por grande que esta sea, algún aspecto importante.

En efecto, se propone caracterizar primeramente el concepto de control por medio de unos ejemplos y después, ya formada una idea intuitiva de los problemas que se plantean en esta disciplina, se introducirá el estudio de un intercambiador de calor por medio de la teoría de control por medio de un lenguaje exento de ambigüedades como es el lenguaje de las matemáticas.

Informalmente se dice que el problema del control o dicho de otra manera, la misión del control es seleccionar de un conjunto específico o arbitrario de elementos que pueden ser: parámetros, configuraciones, funciones del tiempo, características, etc., aquellos que aplicados a un sistema previamente seleccionado, logren que el sistema mencionado se comporte de una manera deseada. De este modo se puede decir que un problema de control es por ejemplo, seleccionar el punto de apoyo de la palanca de un regulador de nivel para que con ello la altura del líquido en el recipiente se mantenga constante a pesar de la variaciones en el gasto de salida. En la figura 4.1 se muestra un mecanismo regulador de nivel.

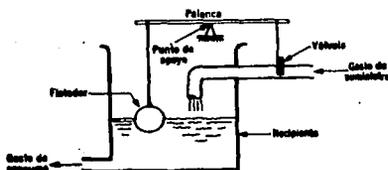


Figura 4.1.- Regulador de nivel

Otro ejemplo puede ser un inversionista, que tienen en su poder un cantidad de dinero al iniciar el año, mismo que desea colocar en el mercado de valores. ¿Cuál deberá ser su política de inversión para tener el mayor capital posible al finalizar el año?. Un ejemplo mas se plantea a continuación; la composición del torrente de salida de un reactor depende de la temperatura y composición del flujo de entrada. ¿Cómo variar la temperatura para obtener una conversión máxima a cierto producto en la salida?.

De aquí que, los problemas de control pertenecen a disciplinas que en apariencia son totalmente disyuntas, es decir, no parece existir ningún elemento de comparación entre ellas, no obstante existen tres elementos en común.

1. Un elemento que es susceptible de modificación (*entrada*).
2. Un elemento que se desea tenga ciertas características o comportamiento (*salida*).
3. Y un tercero que relaciona la entrada con la salida (*Proceso*).

En la tabla 4.1 se identifican la entrada, salida y el proceso de los ejemplos propuestos.

<b>Problema</b>	<b>Entrada</b>	<b>Salida</b>	<b>Planta</b>
Control de nivel	Localización del punto de apoyo	Variaciones en el nivel de líquido	Relaciones mecánicas del sistema
Inversionista	Cantidad de acciones a comprar y vender en cierta fecha	Cantidad de efectivo al finalizar el año	Mecanismo de la bolsa de valores
Reactor químico	Temperatura del flujo de alimentación	Composición del torrente de salida	Relaciones de balance y cinética del reactor.

Tabla 4.1

En la figura 4.2. se puede ver una representación de la entrada, la salida y la planta a la cual se le conoce como diagrama de bloques.



Figura 4.2 Representación esquemática de un sistema

#### 4.2.1 Facetas del problema de control.

Cuando se trata de resolver un problema real en la práctica, en general se plantean varias preguntas: ¿Se puede modelar el proceso?, ¿Se puede verificar el comportamiento del modelo?, ¿Qué es lo que se puede hacer para lograr que el proceso se comporte de

acuerdo con una política preescrita?. Las respuestas a dichas preguntas representan lo que llamamos facetas del control y se enuncian a continuación:

- a). *Modelado.* Para lograr, en la práctica, hacer un análisis serio, necesariamente se requiere de un modelo, ya que en caso de que se requieran pruebas es mucho más fácil y barato hacerlas en un modelo, y por si fuera poco es más económico por que los errores serían menos lamentables y la pérdida económica también. La selección del modelo depende del uso que se le quiera dar y de los recursos con los que se cuente, puede ser desde un modelo matemático hasta un modelo a escala físico.
- b). *Simplificación.* Un modelo con muchas variables del proceso, en la mayoría de los casos complica el análisis. Por ello conviene en las posibles suposiciones que simplifiquen el modelo y su influencia en la verosimilitud del mismo. Las matemáticas permiten hacer abstracciones y suposiciones que simplifican en mucho los modelos.
- c). *Simulación.* Ya elaborado el modelo, es posible verificar su validez por métodos analíticos o de simulación. También la simulación suele usarse para familiarizarse con las condiciones de proceso, como por ejemplo antes de probar un avión se hacen en tierra simulaciones de vuelo.
- d). *Estabilidad.* Para las aplicaciones de la ingeniería es necesario que estas sean estables, esto es, que si se aplica una entrada o excitación pequeña la salida también sea pequeña, Ningún ingeniero en la práctica deseará que a una variación mínima de las condiciones de proceso, la salida salte a valores extremos.
- e). *Estimación.* En algunas ocasiones es necesario estimar valores en función de las entradas y salidas, un ejemplo es determinar la temperatura en cierto punto de un reactor con base en la composición de los productos de entrada y de salida.
- f). *Identificación.* Estimar el valor de ciertos parámetros desconocidos de un proceso únicamente basándose en la entrada y salida es el propósito de la identificación. Por ejemplo, determinar la posición del punto de apoyo del sistema de la figura 4.1 basados en los flujos de suministro y de consumo.
- g). *Regulación.* El problema esencial del control es mantener el proceso en un valor fijo predeterminado, Por ejemplo, mantener la temperatura de un

fluido a 80° C sin importar los cambios que ocurran en la temperatura exterior.

- h). *Optimización.* Cuando el objetivo del problema de control es minimizar o maximizar algún parámetro o cantidad se tiene un problema de optimización.

#### 4.3 Definición de sistema.

En la sección anterior se estableció que para resolver algún problema de control es adecuado elaborar un modelo matemático del sistema en cuestión, o dicho de otra manera, obtener una abstracción de este y al final expresarlo en términos de un lenguaje estructurado, lógico, analítico y sistemático como el lenguaje matemático.

La palabra sistema es utilizada con frecuencia en nuestro entorno. Estamos ampliamente familiarizados con expresiones como : “el sistema económico”, “el sistema métrico”, “estamos en contra del sistema”, “el sistema de telefonía celular”. No obstante, la palabra sistema, aunque familiar, no esta propiamente definida en nuestro acervo, por lo que, en general, pensamos que sistema “*es un conjunto de entes ligados por una relación*”[1], pero esta definición no es suficiente para el propósito del presente trabajo. Resulta conveniente separar los entes en dos grupos. Uno que en lo sucesivo llamaremos entradas y otro que llamaremos salidas. Por lo que la definición de sistema se convirtió en “una relación entre entradas y salidas”.

Un ejemplo de sistema, de acuerdo a la definición anterior puede ser el de una fabrica de dulces, que transforma materias primas como empaques, azúcar, colorantes y otros insumos como energía eléctrica, combustible, mano de obra etc. (entradas) en dulces (salidas).

Así entonces, si la entrada del sistema se representa como “*u*” y la salida como “*y*” el tipo de sistema que estudiaremos puede denotarse en el lenguaje matemático por la siguiente relación.

$$y = S[u] \qquad (4.1)$$

Por otro lado, si el sistema guarda unicidad, esto es, que a cada elemento del dominio le corresponde uno y solo uno del recorrido, que en otras palabras significa que a cada entrada le corresponde solo una salida<sup>3</sup>, entonces por esta característica dicha relación es una función. El interés de este trabajo se centrará en aquellos sistemas que tanto la entrada como la salida pueden ser representadas por funciones de una variable independiente "t", que en la práctica, y en la mayoría de los casos es el tiempo. Asumiremos también que a cada sistema le es inherente un tiempo  $t_c$  (tiempo de creación), este tiempo es el que representa el instante en que comienza a existir el sistema<sup>4</sup>. Por lo tanto, todas las funciones que representen la entrada y la salida deberán estar definidas para cualquier tiempo t que cumpla con el intervalo  $T = \{t \in T / 0 \leq t \leq \infty\}$ .

#### 4.4 Algunas definiciones importantes en la teoría de control.

Los instrumentos de control empleados en la industria son muy variados, y las ramas de la industria que los ocupan también, por ello se ha unificado la terminología empleada para que tanto fabricantes, usuarios y entidades que intervienen directa o indirectamente en el campo de la instrumentación industrial no incurran en ambigüedades en el momento de la comunicación. Las definiciones de los términos empleados están relacionadas con las hechas por la SAMA (Scientific Apparatus Makers Association) en su norma PMC20. en la figura 4.3 se presentan las gráficas de estas definiciones.

##### 4.4.1 Campo de medida (range)

Espectro o conjunto de valores de la variable medida que están comprendidos dentro de los límites superior e inferior de la capacidad de medida o de transmisión del instrumento, y se expresa estableciendo los dos valores extremos del instrumento, por ejemplo, el campo de medida del instrumento de temperatura de la Fig. 4.3 es de 100-300° C.

##### 4.4.2 Alcance (Span)

Es la diferencia algebraica entre los valores superior e inferior del campo., para el ejemplo descrito en la Figura 4.3 el Span es de 200° C.

<sup>3</sup> Esto es importante en los sistemas de control, ya que es poco predecible un sistema que a una misma excitación o entrada le puedan ser asociados varios estados en la salida.

<sup>4</sup> Esto no excluye el hecho de pueda existir un sistema con  $t_c = -\infty$ , lo que sería considerar que el sistema siempre ha existido

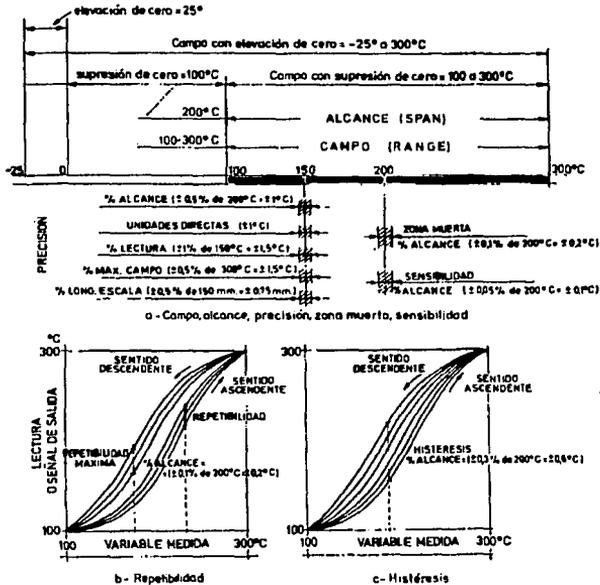


Fig. 4.3 Definiciones para un instrumento de temperatura.

#### 4.4.3 Error

ES la diferencia algebraica entre el valor leído o transmitido por el instrumento y el valor real de la variable medida.

#### 4.4.4 Precisión (Accuracy).

La precisión es la tolerancia de medida o de transmisión del instrumento y define los límites de los errores cometidos cuando el instrumento se emplea en condiciones normales de servicio. Hay varias formas para expresar la precisión:

- Tanto por ciento de alcance (Span). Ejemplo, en el instrumento de la figura 1.3, para una lectura de  $150^{\circ}\text{C}$  y una precisión de  $\pm 0.5\%$ , el valor real de la temperatura estará comprendido entre  $150 \pm 0.5 \cdot 200 / 100 = 105^{\circ} \pm 1$ .

- b) Directamente en unidades de la variable medida; precisión de  $\pm 1^\circ \text{ C}$ .
- c) Tanto por ciento de la lectura efectuada. Ejemplo; Precisión de  $\pm 0.1\%$  de  $150^\circ \text{ C}$  es decir,  $\pm 1.5^\circ \text{ C}$ .
- d) Tanto por ciento del valor máximo del campo de medida; Ejemplo, precisión de  $0.5\%$  de  $300^\circ \text{ C} = \pm 1.5^\circ \text{ C}$ .

#### **4.4.5 Zona Muerta (Dead Zone o Dead Band).**

Es el campo de valores de la variable que no hace variar la indicación o la señal de salida del instrumento, es decir, un valor que no produce ninguna respuesta y viene dada en tanto por ciento del alcance de la medida; por ejemplo, en el instrumento de la Figura 4.3, la zona muerta es de  $\pm 0.1\%$ , es decir  $0.1 \cdot 200/100 = \pm 0.2^\circ \text{ C}$ .

#### **4.4.6 Sensibilidad (Sensitivity).**

Es la razón entre el incremento de la lectura y el incremento de la variable que lo ocasiona, después de haberse alcanzado el estado de reposo y viene dada en tanto por ciento del alcance de la medida; Ejemplo, si la sensibilidad del instrumento de la figura 4.3 es de  $\pm 0.05\%$  su valor será de  $0.05\% \cdot 200/100 = \pm 0.1^\circ \text{ C}$ .<sup>5</sup>

#### **4.4.7 Repetibilidad (repeatability).**

Es la capacidad del reproducción de las posiciones de la pluma o del índice del instrumento al medir repetidamente valores idénticos de la variable en las mismas condiciones de servicio y el mismo sentido de variación. Recorriendo todo el campo. Esta se expresa en tanto por ciento del alcance; un valor representativo es el de  $0.1\%$ .

#### **4.4.8 Histéresis (Hysteresis).**

La histéresis es la diferencia máxima que se observa en los valores indicados por el índice o la pluma del instrumento para el mismo valor cualquiera del campo de medida, cuando la variable recorre toda la escala en los dos sentidos, ascendente y descendente. Esta se expresa en tanto por ciento del alcance de la medida. Por ejemplo, si en el instrumento de la figura 4.3 es de  $0.3\%$  su valor será de  $\pm 0.3\%$  de  $200^\circ \text{ C}$  que es  $\pm 0.6^\circ \text{ C}$ . En la figura 4.3 se pueden ver las curvas de histéresis que están dibujadas exageradamente para apreciar bien su forma. Cabe notar, que el termino zona muerta esta incluido dentro de la histéresis, y que la repetibilidad no incluye a la histéresis.

<sup>5</sup> Es importante señalar que no debe confundirse el termino sensibilidad con zona muerta, ya que son distintos.

**4.4.9 Campo de medida con elevación de cero.**

Es el campo de medida en el que el valor cero de la variable o señal medida es mayor que le valor inferior del campo.

**4.4.10 Campo de medida con supresión de cero.**

Es el campo de medida en el que el valor cero de la variable o señal medida es menor que le valor inferior del campo.

**4.4.11 Elevación de cero.**

Es la cantidad con que el valor cero de la variable supera el valor inferior del campo.

**4.4.12 Supresión de cero.**

Es la cantidad con que el valor inferior del campo supera el valor cero de la variable.

**4.4.13 Deriva.**

Es una variación en la señal de salida que se presenta en un periodo de tiempo determinado mientras se mantienen constantes la variable medida y todas las condiciones ambientales.

**4.4.14 Fiabilidad.**

Medida de la probabilidad de que un instrumento se comporte dentro de los límites especificados de error a lo largo de un tiempo determinado y bajo condiciones específicas.

**4.4.15 Resolución.**

Magnitud de los cambios en escalón de la señal de salida (expresados en tanto por ciento de la salida de toda al escala), al ir variando continuamente la medida en todo el campo. Es también el grado con que el instrumento puede discriminar valores equivalentes de una cantidad.

**4.4.16 Resolución infinita.**

Capacidad de proporcionar una señal de salida progresiva y continua en todo el campo de trabajo del instrumento.

#### **4.4.17 Ruido.**

Cualquier perturbación eléctrica o señal accidental no deseada que modifica la transmisión o registro de los datos deseados.

#### **4.4.18 Estabilidad.**

Capacidad de un instrumento para mantener su comportamiento durante su vida útil y de almacenamiento especificadas.

#### **4.4.19 Temperatura de servicio**

Campo de temperaturas en el cual se espera que trabaje el instrumento dentro de límites de error especificados.

#### **4.4.20 Vida útil de servicio**

Tiempo mínimo especificado durante el cual se aplican las características de servicio continuo e intermitente del instrumento sin que se presenten cambios en su comportamiento más allá de tolerancias especificadas.

#### **4.4.21 Reproducibilidad**

Capacidad de reproducción de un instrumento de las medidas repetitivas de la lectura o señal de salida para el mismo valor de la variable medida alcanzado en ambos sentidos, en las mismas condiciones de servicio y a lo largo de un período de tiempo determinado. Por ejemplo, un valor representativo sería  $\pm 0,2$  % del alcance de la lectura o señal de salida a lo largo de un período de 30 días.

#### **4.4.22 Respuesta frecuencial**

Variación con la frecuencia de la relación de amplitudes señal de salida/variable medida (y de la diferencia de fases entre la salida y la variable medida) para una medida de variación senoidal aplicada a un instrumento dentro de un campo establecido de frecuencias de la variable medida. Se especifica usualmente como «dentro de  $\pm$  ... % de ... a ... Hz».<sup>6</sup>

---

<sup>6</sup> Todas las definiciones del punto 4.4 fueron tomadas de la referencia, Creus A. "Instrumentación Industrial", ed. 2ª, Ed. Publicaciones Marcombo, México 1980.pp 3-8.

## 4.5 Modelos matemáticos.

La descripción matemática de un sistema ya sea mecánico, eléctrico, térmico, hidráulico, económico, social, bacteriológico, entre otros. Puede ser caracterizado por medio de ecuaciones diferenciales. Es posible como ya dijimos obtener entonces una función respuesta al sistema a una entrada (o función excitadora). Esta descripción matemática se denomina "modelo matemático". Por lo tanto el primer paso en el análisis de un sistema como es el que nos reúne en esta lectura es la elaboración de un modelo. Una vez obtenido el modelo de un sistema es posible usar diversas herramientas de análisis y computacionales para así poder comprender el comportamiento del sistema.

### 4.5.1 Sistemas lineales.

Un sistema lineal es aquel en el que las ecuaciones diferenciales que forman su modelo matemático son lineales también. Una ecuación es lineal si sus coeficientes son constantes o funciones únicamente de la variable independiente<sup>7</sup>. La propiedad más importante de un sistema lineal es que se le puede aplicar el concepto de superposición, el cual establece que la aplicación simultánea de dos funciones excitadoras distintas, es la suma de las dos respuestas individuales, esto es

$$f(t_1 + t_2) = f(t_1) + f(t_2) \quad (4.2)$$

Este principio permite calcular la respuesta a diversas entradas excitadoras<sup>8</sup>, de lo que se podrán construir complicadas soluciones a las ecuaciones diferenciales lineales con soluciones simples.

### 4.5.2 Sistemas no lineales.

Aun cuando las relaciones físicas son frecuentemente descritas por ecuaciones lineales, en la realidad no son en su totalidad lineales. De hecho un estudio minucioso comprueba que los llamados sistemas lineales son realmente lineales tan solo en un rango muy restringido de su dominio (o de operación). Por ejemplo, la salida de un componente mecánico, o hidráulico puede saturarse para niveles elevados de la señal de entrada. O bien puede haber una franja o zona muerta que afecta a las señales muy pequeñas (misma a la que el componente puede ser sensible), los amortiguadores usados en sistemas físicos pueden ser lineales para operaciones de baja velocidad, pero

<sup>7</sup> Si el lector desea conocer más sobre el concepto de linealidad, refiérase a cualquier tratado sobre álgebra lineal.

<sup>8</sup> Si y solo si, el sistema es lineal.

volverse no lineales a velocidades muy altas. En la Figura 4.4 se muestran ejemplos de curvas características de estas zonas de no linealidad.

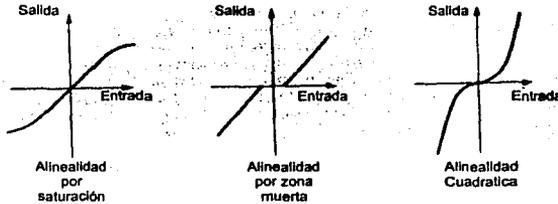


Figura. 4.4 Curvas características de diversas alinealidades

#### 4.6 Funciones de transferencia.

Para entender los modelos usados en la teoría de control, se utiliza generalmente la "función de transferencia" para caracterizar las posibles relaciones entre las funciones de entrada y de salida de sistemas lineales.<sup>9</sup>

La función de transferencia está definida como la relación de la transformada de Laplace de la salida (función respuesta) entre la transformada de Laplace de la entrada (función excitadora), suponiendo que todas las condiciones iniciales son cero [2]. Sea el sistema lineal invariante en el tiempo definido por la siguiente ecuación diferencial:

$$a_0 y^{(n)} + a_1 y^{(n-1)} + a_2 y^{(n-2)} + \dots + a_{n-1} y' + a_n y = b_0 x^{(m)} + b_1 x^{(m-1)} + b_2 x^{(m-2)} + \dots + b_{m-1} x' + b_m x \quad (n \geq m) \quad (4.3)$$

donde las variables  $y$  y  $x$  son la salida y la entrada del sistema respectivamente. Se obtiene, por lo tanto, la función de transferencia de este sistema tomando las transformadas de Laplace de ambos miembros de (4.3) suponiendo que todas las condiciones iniciales son cero tenemos

$$G(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{b_0 s^m + b_1 s^{m-1} + b_2 s^{m-2} + \dots + b_{m-1} s + b_m}{a_0 s^n + a_1 s^{n-1} + a_2 s^{n-2} + \dots + a_{n-1} s + a_n} \quad (4.4)$$

<sup>9</sup> No obstante, es posible extender el concepto de función de transferencia para sistemas no lineales

La función de transferencia relaciona a la salida con la entrada únicamente en términos de los parámetros del sistema, por lo tanto es una característica del sistema, sin embargo, no provee ninguna información acerca de la estructura física del sistema.<sup>10</sup>

#### 4.7 Diagramas de bloques.

El diagramas de bloques de un sistema es la representación grafica de las funciones realizadas por cada elemento y del flujo que sigue cada señal. Por ello, los diagramas indican las interrelaciones existentes entre los componentes. Aunque podríamos discutir largamente si un diagrama de bloques es o no una representación matemática<sup>11</sup>, lo cierto es que estos diagramas nos permiten visualizar en una forma mas sencilla el flujo de las señales del sistema comparados con las representaciones matemáticas puramente abstractas<sup>12</sup>.

Un diagrama de bloques esta compuesto por bloques funcionales que contienen a todas las variables del sistema, estos bloques son enlazados entre si. Los bloques son símbolos que representan la operación matemática que este produce a la salida sobre la señal que tiene a la entrada.

En la figura 4.5 se muestra un diagrama de bloques. La flecha que apunta hacia el bloque indica la entrada y la flecha que sale de el indica la salida. A estas flechas regularmente se les denomina señales. La magnitud de la señal de salida del bloque es igual a la señal de entrada multiplicada por la función que esta dentro del bloque, esto es,

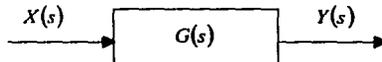
$$X(s) = G(s)Y(s).$$


Fig. 4.5 Diagrama de bloques

La ventaja principal de este tipo de diagramas es que resulta sencillo formar el diagrama global del sistema, colocando los bloques de sus componentes de acuerdo al flujo de las señales, por lo que este diagrama nos permite evaluar la contribución de cada componente en el funcionamiento global del sistema.

<sup>10</sup> Esto es por que las funciones de transferencia de varios sistemas físicamente distintos pueden ser exactamente iguales.

<sup>11</sup> Los diagramas a bloques representan operaciones algebraicas, pero para algunos ingenieros no son una representación matemática en toda la extensión de la palabra.

<sup>12</sup> Finalmente se debe aceptar que los diagramas a bloques también son una abstracción matemática, y que el fin de abstraer algo de la realidad es para hacerlo mas sencillo.

#### 4.7.1 Detector de error

El detector de error produce una señal que es la diferencia entre el punto de consigna o referencia de entrada y la señal de realimentación del sistema de control. Al diseñar una realimentación es muy importante la elección del detector de error, ya que una mala elección no solo provocará una mala lectura sino una mala acción de control, y por ende un mal proceso. En la Figura 4.6 se muestra un detector de error.

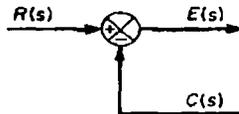


Fig. 4.6 Diagrama de bloques de un detector de error .

Note en la figura 4.6 que el símbolo que indica la operación de suma es el círculo con un aspa, los signos en cada punta de la flecha indican si la señal ha de sumarse o restarse . En el diseño es importante que las señales que habrán de sumarse tengan las mismas unidades.

#### 4.7.2 Diagrama de bloques en un sistema de lazo cerrado.

La Figura 4.7 muestra un diagrama de bloques de un sistema de lazo cerrado. La salida  $C(s)$  es alimentada nuevamente al punto suma, donde se le compara con la entrada de referencia  $R(s)$ . La salida del bloque  $C(s)$  es obtenida en este caso multiplicando la función de transferencia  $G(s)$  por la entrada del bloque  $E(s)$ .

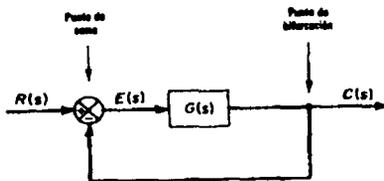


Fig. 4.7 Diagrama de bloque de un sistema de lazo cerrado.

Entonces, todo sistema de control puede ser representado por un diagrama formado por bloques funcionales, puntos de suma y puntos de bifurcación.<sup>13</sup>

En ocasiones, es necesario convertir la señal de salida a unidades congruentes con la señal de entrada, para poder inyectar la señal de salida al punto suma y así poder hacer la comparación con la señal de entrada. En el caso de un intercambiador de calor, la señal de salida que tiene dimensiones de temperatura [°C], debe ser convertida a una f.e.m., o posición, o fuerza u otra magnitud antes de ser comparada con la entrada. Esta conversión es cumplida por el elemento de realimentación cuya función de transferencia es  $H(s)$ , como puede verse en la Figura 4.8. Así, la señal que se inyecta al punto de suma para su comparación con la entrada es  $B(s) = H(s)C(s)$ .

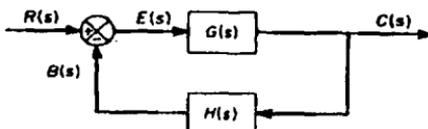


Figura 4.8 Diagrama de bloques de un sistema de lazo cerrado con realimentación convertidora

Para el sistema mostrado en la figura 4.8, la salida  $C(s)$  y la entrada  $R(s)$  están relacionadas de la manera siguiente.

$$\begin{aligned} C(s) &= G(s)E(s) \\ E(s) &= R(s) - B(s) \\ &= R(s) - H(s)C(s) \end{aligned}$$

Si se elimina  $E(s)$  de las ecuaciones anteriores se tiene el resultado siguiente

$$C(s) = G(s)[R(s) - H(s)C(s)]$$

Reacomodando para tener la salida entre la entrada como fue definido en el tema 4.6, se tiene la siguiente expresión:

$$\frac{C(s)}{R(s)} = \frac{G(s)}{1 + G(s)H(s)} \quad (4.5)$$

Esta función de transferencia relaciona la dinámica del sistema de lazo cerrado con la dinámica de los elementos de alimentación y a sus elementos de realimentación. Si el lector desea profundizar en el estudio de los diagramas de bloque refiérase a [2].

<sup>13</sup> Un punto de bifurcación es aquel desde el cual la señal de salida va a otro bloques o puntos de suma.

#### 4.8 Clasificación de Instrumentos de Control.

La clasificación de los instrumentos de medición y de control puede ser una tarea difícil por la complejidad de los mismos, no obstante se puede llegar a una comprensión mas adecuada de los instrumentos si son clasificados. No obstante, esta tarea puede estar llena de escollos y sobre todo, por la variedad de los instrumentos, pueden existir muchas clasificaciones diferentes, cada una con sus propias limitaciones y ventajas. En este trabajo se usara una clasificación de instrumentos de acuerdo a su función, ya que puede resultar mas ilustrativo y comprensible.

De este modo, la clasificación de los instrumentos de medición y control de acuerdo a su función es la siguiente:

**4.8.1 Instrumentos ciegos.** Este tipo de instrumentos no cuenta con una indicación visible de la variable de proceso. Cabe mencionar que los reóstatos y termostatos (por mencionar algunos) también son ciegos, esto es por que aun cuando tienen una escala exterior con un índice de selección , solo es posible ajustar el valor de disparo del instrumento, no es posible saber con ello el valor instantáneo de la variable.

**4.8.2 Instrumentos indicadores.** Estos instrumentos poseen una escala graduada y un índice que permite leer el valor instantáneo de la variable de proceso, los hay analógicos y digitales ver figura 4.4.



Figura. 4.4.- Instrumento indicador de flujo

**4.8.3 Instrumentos registradores.** Estos instrumentos son capaces de registrar el comportamiento de la variable con trazo continuo o a puntos, así mismo pueden ser circulares o de gráfico rectangular, ver figura 4.5.



(Cortesía de Foxboro)

Fig. 4.5.- Instrumento registrador de temperatura

**4.8.4 Elementos primarios.** Sin aquellos que están en contacto directo con la variable de proceso y su función esta en absorber energía del medio controlado para dar al sistema de medición una indicación en respuesta a la variación de la variable medida<sup>14</sup>, ver figura 4.6.

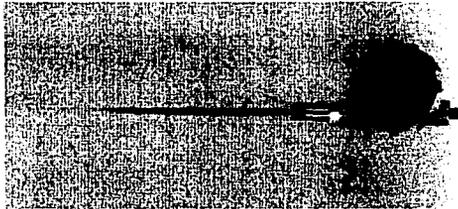


Figura 4.6 Elemento primario de control, (Termopar acompañado de su transmisor)

**4.8.5 Transmisores.** Reciben ó captan la variable de proceso a través de los elementos primarios y la transmiten a su vez en forma de señal que puede ser : neumática de margen de 3 a 15 psi (poundal squared inches<sup>15</sup>), Electrónica de 4

<sup>14</sup> El efecto producido en el elemento primario puede ser una cambio de presión, fuerza, posición, medida eléctrica, etc.

<sup>15</sup> Libras por pulgada cuadrada

a 20 mA de corriente continua<sup>16</sup>. El elemento primario en ocasiones forma parte del transmisor como es el caso de los transmisores de presión diferencial como puede verse en la figura 4.7.

Figura 4.7 Transmisor de presión diferencial.



**4.8.6 Transductores.**- Estos instrumentos reciben una señal de entrada que es función de una o mas cantidades físicas y la convierten a una señal de salida. Tal es el caso de los relevadores, los elementos primarios, entre otros (ver figura 4.8).

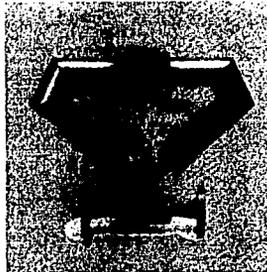


Fig. 4.8 Medidor de flujo másico

<sup>16</sup> También existen transmisores de señal electrónica que trabajan de 1 a 5 mA de c.c., de 10 a 50 mA de c.c. y de 0 a 20 mA de c.c., pero no son muy frecuentes.

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

**4.8.7 Controladores.** Estos instrumentos comparan la variable de proceso (presión, nivel, temperatura, caudal, etc) con una valor preestablecido y ejercen una acción correctiva de acuerdo a la magnitud de la desviación.<sup>17</sup> Para ello envían una señal normalizada a los valores indicados en 4.5.5, misma que actúa sobre un elemento final de control. Figura. 4.9.

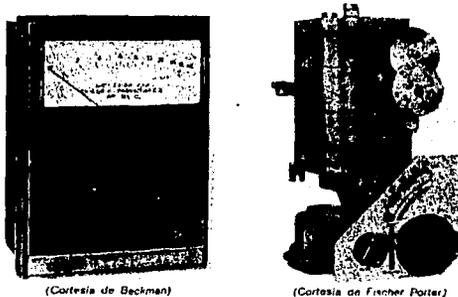
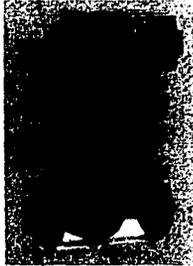


Figura. 4.9 Controladores de temperatura

**4.8.8 Elementos finales de control.-** Estos reciben la señal del controlador y modifican en función de esta última, el agente de control. Este agente puede ser el porcentaje de apertura de una válvula que permita el paso de cierto caudal que controlará algún proceso, por ejemplo, si el control es neumático, el elemento suele ser una válvula neumática o un servomotor neumático que efectúa su carrera al ser actuado por una presión que puede variar de 3 a 15 psi. Si el control es electrónico la válvula o el servo motor son accionados por medio de un convertidor de intensidad que convierte la señal de 4 a 20 mA a neumática de 3 a 15 psi. En control electrónico y en particular en regulación de temperatura de hornos, puede utilizarse un rectificador de silicio (tiristor). Estos últimos actúan como bobinas de impedancia variable varían la corriente de alimentación de las resistencias del horno, del mismo modo que una válvula de control cambia el caudal de fluido en una tubería. Figura. 4.10.

<sup>17</sup> No siempre ocurre esto, como en los casos de los controles todo-nada

Figura. 4.10 Elemento fina de control, Válvula d control.



#### 4.9 Código de identificación de instrumentos.

En la práctica, una sola empresa puede tener miles de instrumentos, para lo cual es importante identificar sin error cada uno de ellos, por ello se han creado una gran variedad de normas y sistemas aceptados por las organizaciones industriales. Por ello la necesidad de la normalización de este campo. Una de las sociedades que ha estudiado mucho sobre este tema es la ISA (Instrument Society of America) cuyas normas establecen sistemas de designación (códigos y símbolos) de aplicación de las industrias química, petroquímica, de aire acondicionado, etc.

En el apéndice A9 se muestra un resumen tomado de la norma ANSI/ISA-S 5.1 1984. Cabe mencionar que estas normas no son de uso obligatorio si no que constituyen una recomendación para la correcta identificación de los instrumentos en la industria.

#### Referencias

- [1] Canales R, y Barrera R. " **Análisis de sistemas dinámicos y Control Automático**", Primera ed, Ed LIMUSA, México 1980, pp 31
- [2] Ogata K. " **Ingeniería de Control Moderna**", Segunda ed. Ed Prentice-Hall, México 1980.

# **CRITERIOS PARA EL CONTROL E INSTRUMENTACIÓN**

---

## **Capítulo 5**

### **5.1 Introducción.**

En la antigüedad y aun en los inicios de la era industrial, la tarea de controlar los procesos era satisfecha mediante tanteo y el método de prueba y error, todos los procesos eran controlados en base a la intuición y la experiencia humana. Por ejemplo, en el cocimiento de tabiques para la construcción el operador era el "instrumento de control" ya que él mismo daba seguimiento al proceso, juzgaba si la tendencia del mismo era buena o en su defecto hacia las correcciones necesarias tomando valores propios del proceso como el color del humo, el tiempo transcurrido, la temperatura, entre otros. Así el operador era quien decidía si era el momento para retirar la pieza, aunque influía también la suerte, por lo que no siempre se extraía el material en las condiciones óptimas.

De un modo natural, las exigencias del mercado se hicieron mayores, lo cual requería de procesos mas eficientes y mayor calidad en la piezas fabricadas. Estas exigencias condujeron a todo aquel que deseaba tener una ventaja competitiva al desarrollo de teorías que permitieron realizar el control de las actividades de fabricación.

En efecto, la teoría de control desarrolló varias técnicas que tenían como objeto regular las actividades de un proceso. En este capítulo se estudiarán algunas técnicas de control para un intercambiador de calor y sus ventajas, para dotar al diseñador de un criterio que le permita la elección del tipo de control que se ajusta a sus necesidades, así como también, se estudiarán los instrumentos de control necesarios para el control de un intercambiador de calor.

## 5.2 Características del proceso de intercambio de calor.

El lazo<sup>1</sup> de control general para un sistema de intercambio de calor esta formado por el proceso, el transmisor, el controlador, y la válvula de control, como puede verse en la figura 5.1.

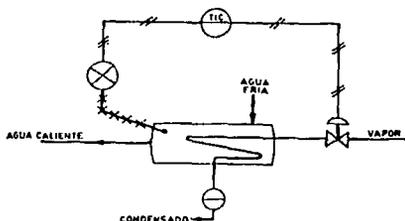


Fig. 5.1 Bucle general de un intercambiador de calor.

Como ya fue definido en la sección 4.2, el proceso relaciona la entrada con la salida y no es susceptible de cambios, esto equivale a un sistema que ha sido desarrollado para llevar a cabo un objetivo<sup>2</sup>. Los procesos revisten las formas mas diversas, desde las mas simples hasta las mas complejas.

El controlador de un proceso ( que antes era el operador), coadyuva para que el proceso cumpla con su objetivo en la transformación del material, y cumple con dos tareas principales:

<sup>1</sup> Camino que sigue la señal siempre y cuando éste termine en el mismo punto en el que salió. Este también es conocido como lazo de control cerrado.

<sup>2</sup> El objeto principal de la teoría del control es regular las variaciones que puedan ocurrir al intentar llevar a cabo un objetivo

- a) Compara la variable medida con una de referencia o deseada (llamado punto de consigna) para poder saber que tan desviada del valor deseado se encuentra esta variable y así determinar el error.
- b) Estabiliza el funcionamiento dinámico del bucle de control y establece acciones mediante circuitos, elementos de tipo hidráulico, mecánicos y neumáticos para reducir o eliminar el error.

Lo anterior constituye un circuito o bucle de control de lazo cerrado (ver Figura 5.2). Un circuito abierto de regulación o circuito de lazo abierto no cuenta con un detector de señal de error y menos de un controlado. Un ejemplo de esto puede ser el proceso de calentamiento de agua en un intercambiador de calor con resistencia eléctrica sumergida. Dada una tensión de alimentación y un flujo de agua constante, la temperatura de salida del agua permanecerá en condiciones de uso. Pero en el momento que cualquiera de estas condiciones cambie, las condiciones de la salida cambiarían, ya que no se puede detectar el error.

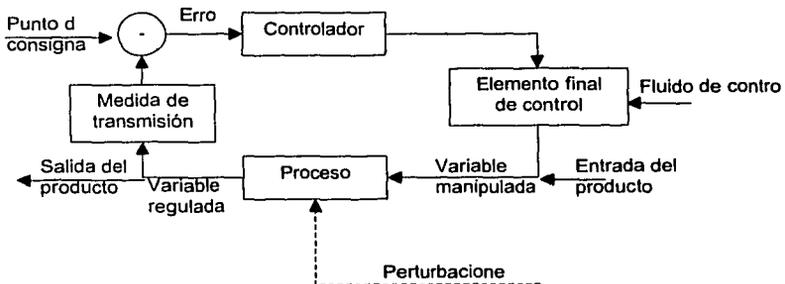


Fig. 5.2 Diagrama de bloque de un intercambiador de calor con un bucle de lazo cerrado.

### 5.3 Control manual de un intercambiador.

Para entender mejor la tarea de control, estudiaremos el ciclo manual que realizaría un operario en un intercambiador de calor (ver figura 5.3).

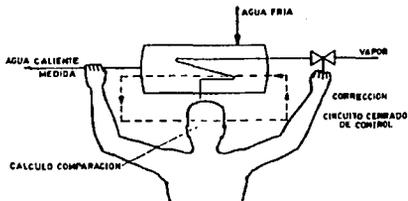


Fig. 5.3 Ciclo manual de un intercambiador de calor.

Primeramente el operario "mide" la temperatura de salida del agua con la mano izquierda y acciona la válvula de vapor hasta obtener la temperatura deseada. Ahora bien, suponiendo que la temperatura de salida del agua es idéntica y constante con respecto al punto de consigna y guardando estas condiciones, supongamos que, en algún momento existe una variación en el caudal de entrada de agua. En efecto, el caudal de agua ha aumentado y como la válvula de control de vapor se encuentra en la misma posición, el intercambiador de calor no llegara a calentar ese aumento en el caudal de agua fría en la entrada. Esto ocasionara una disminución considerable en la temperatura de agua a la salida.

Ahora bien, debido a la inercia natural del proceso, deberá pasar un tiempo hasta que el agua mas fría alcance la mano izquierda del operario, no obstante, cuando este nota la variación en la temperatura, establece una comparación con la temperatura del punto de consigna y calcula cuantas vueltas tendrá que dar a la válvula de control de vapor y en qué sentido, seguido de la respectiva acción manual en la válvula. Esta acción de toma de decisiones y corrección de la posición de la válvula también tienen inherente un tiempo asociado.

Una vez hecha la acción de control, también existe un tiempo para que los efectos de la acción tomada se noten en la temperatura de salida y puedan a su vez ser captados por el operario. Hasta este punto, y no antes, el operario es capaz de saber si su primera acción de control fue suficiente, escasa ó excesiva, por lo que, de ser necesario, efectuará una segunda corrección que al cabo de un tiempo tendrá lugar a otro cambio en la temperatura. El operador volverá a observar estos cambios y efectuara en este caso

una tercera acción de control, y así sucesivamente. Esta serie de operaciones de medida, comparación, cálculo, y corrección constituyen una cadena cerrada de acciones que son realizadas repetidamente por el operario, hasta que la temperatura del agua se equilibra finalmente con respecto al punto de consigna.

Esto último es en esencia la síntesis de la tarea de la teoría de control: medir, comparar, calcular, corregir y regular el valor de una variable de proceso que afecte positivamente<sup>3</sup> en la ejecución y marcha del mismo.

El conjunto de elementos en un circuito cerrado (aunque sea manual) reciben el nombre de "bucle, lazo ó anillo de control" (*Loop control*).

En este punto, hemos visto dos características que es importante subrayar:

- a) Existen cambios en la variable de proceso que no dependen de la entrada, a estos los denominaremos cambios de carga.
- b) Existe un tiempo necesario para que la variable de proceso alcance un nuevo valor cuando se presenta un cambio de carga. Este retardo se debe a una o varias propiedades del proceso como son: *capacitancia, resistencia, y tiempo de transporte*.

Describiremos brevemente cada uno de los fenómenos descritos en los incisos anteriores.

### **5.3.1 Cambios de carga**

La carga de un proceso en un intercambiador de calor, es la cantidad de fluido o agente de control que el proceso requiere en cualquier instante para mantener las condiciones de proceso en equilibrio. En el ejemplo anterior para una cantidad constante de agua a la entrada se requiere una cantidad proporcional de vapor como líquido de control, si el caudal de agua a la entrada cambia, se requerirá un ajuste en el requerimiento de vapor y constituirá por ello un cambio de carga<sup>4</sup>.

Se puede decir que, en general, los cambios de carga en un proceso de intercambio de calor se deben a las siguientes causas:

---

<sup>3</sup> El término positivamente se refiere a que toda acción tomada por un controlador debe afectar al proceso únicamente para coadyuvar a su desempeño, en ocasiones las acciones tomadas por el operario lo único que provocan es que el proceso falle o incluso deje de funcionar permanentemente, lo cual constituye una acción que afecte negativamente al proceso

<sup>4</sup> En un cambio de carga no necesariamente tiene que haber un aumento en el requerimiento de fluido de control, el disminuir el caudal de agua hará que se requiera menos vapor lo cual también es un cambio de carga.

- a) Mayor o menor demanda del fluido de control por el medio controlado.
- b) Variaciones en la calidad del fluido de control. Por ejemplo, una variación en la presión de vapor, una variación en la temperatura del vapor. Etc.
- c) Cambios en las condiciones ambientales. Es claro que en el caso de instalaciones al aire libre las pérdidas por radiación varían considerablemente según la estación del año.
- d) Calor generado o absorbido por una reacción química del proceso (exotérmica o endotérmica).

### 5.3.2 Capacitancia.

La capacitancia en un sistema de intercambio de calor es una medida de las características del proceso para mantener o transferir una cantidad de energía o de material con relación a una cantidad unitaria de alguna variable. La capacitancia del proceso es diferente de la capacidad del mismo, por ejemplo. En la figura 5.4 se ven dos depósitos con la misma capacidad ( $100 \text{ m}^3$ ) pero su capacitancia por unidad de nivel es distinta,  $12.5 \text{ m}^3$  por metro del primero contra  $25 \text{ m}^3$  por metro del segundo.

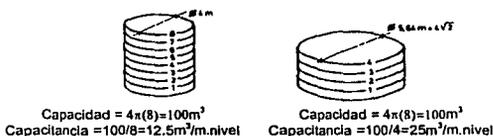


Figura 5.4 Capacitancia con relación a capacidad

Ahora bien, en un proceso una capacitancia relativamente grande es favorable por que es posible que se mantenga en un valor constante la variable controlada cuando se presenta un cambio de carga. No obstante, esta misma característica hace que sea mas difícil llevar a un nuevo valor a la variable controlada, e introduce a su vez un retardo considerable entre la variación del fluido de control y el nuevo valor que toma la variable controlada. En la figura 5.5 a y b pueden verse dos intercambiadores de calor con dos tipos de capacitancias, una grande y otra limitada respectivamente. En el intercambiador de calor de la fig 5.5 "a" el tanque contiene una gran cantidad de liquido, esto provoca que esta masa tan grande estabilice y resista los cambios de carga, las pérdidas de presión en el vapor o los cambios en el ambiente que puedan cambiar la temperatura del

líquido. Estas mismas perturbaciones aplicadas al intercambiador de calor de la figura 5.5 "b" pueden influir poderosamente en la temperatura al ser pequeña la masa del líquido.

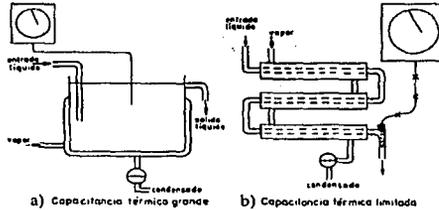


Figura 5.5 Capacitancia térmica

### 5.3.3 Resistencia.

La resistencia es la oposición total o parcial de la transferencia de energía o de material entre dos puntos que se encuentran a diferente temperatura o nivel de potencial energético. En el ejemplo de la figura 5.1 las capacitancias son los tubos de vapor y la envolvente del intercambiador mismos que se encuentran a diferentes estados de energía y por lo tanto a diferentes temperaturas, y la resistencia se manifiesta por que las paredes de los tubos y las capas límite de los fluidos se oponen a la transferencia de energía calorífica entre el vapor y el agua.

### 5.3.4 Tiempo de transporte.

En el intercambiador de calor de la figura 5.1, se vio que a un cambio de carga le es inherente un tiempo para que el agua mas fría excite el sensor y este a su vez mande la señal al controlador. Cabe señalar que durante este tiempo de transporte el sensor no capta prácticamente ningún cambio en la temperatura. El valor de este retardo depende de la velocidad de transporte, y de la distancia de transporte ver figura 5.6.

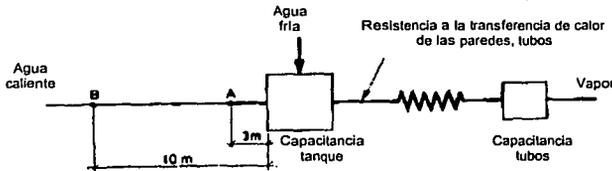


Fig. 5.6 Capacitancia, resistencia y tiempo de transporte.

## 5.4 Control automático de un intercambiador de calor.

Recordando el control manual descrito en la figura 5.3, el operador puede realizar las operaciones en la válvula de la siguiente manera.

1. Puede abrir o cerrar instantáneamente la válvula.
2. Puede abrir o cerrar la válvula lentamente, a una velocidad constante, mientras se mantenga la desviación.
3. Puede abrir la válvula en mayor grado cuando la desviación es mas rápida.
4. Puede abrir la válvula un numero de vueltas constante, por cada unidad de desviación.

Un control automático como ya se menciona en el control manual, compara el valor instantáneo de salida de un proceso con el valor deseado, determina la desviación que esta señal tiene con la señal de referencia y produce una señal de control que reduce esta desviación a cero o a un valor muy pequeño. La forma en que el control automático produce esta señal de control se llama "**acción de control**". En los controles automáticos industriales, en general se ocupan los siguientes tipos de acciones básicas de control: Control on-off o de dos posiciones, control proporcional, control integral, control proporcional y derivativo, y control proporcional integral derivativo. Se analizaran las características principales de estos tipos de acciones de control, para mostrar al lector una guía que le servirá en la posible selección de una acción de control y que ésta se adecue a sus necesidades.

### 5.4.1 Control on-off

En la regulación on-off el elemento final de control se mueve rápidamente entre una de dos posiciones fijas a la otra, que pueden ser simplemente conectado o desconectado. El control on-off o de dos posiciones es relativamente sencillo y económico, es por ello que es ampliamente usado en sistemas de control industriales y domésticos.

Sea la señal de salida  $m(t)$  y la señal de error  $e(t)$ . En un control de dos posiciones, la señal  $m(t)$  permanece en un valor máximo o mínimo, en función de si la señal de error es positiva o negativa, de modo que

$$\begin{aligned} m(t) &= M_1 && \text{para } e(t) > 0 \\ m(t) &= M_2 && \text{para } e(t) < 0 \end{aligned} \quad (5.1)$$

donde  $M_1$  y  $M_2$  son constantes. Generalmente el valor de  $M_2$  es o bien cero o  $-M_1$ . En las acciones de control de dos posiciones generalmente existe un elemento final de control como una válvula accionada por un solenoide eléctrico.

Este tipo de acción de control, tiene un desempeño satisfactorio si el proceso tienen una velocidad de reacción lenta y posee un tiempo de retardo mínimo. Su característica principal es que las posiciones extremas de la válvula permiten que entre y salga energía al proceso de una manera sobrada con respecto a las necesidades de la operación normal. Ver figura 5.7

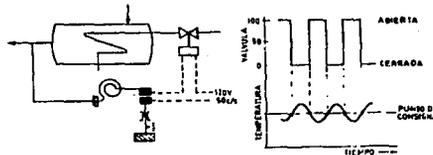


Figura 5.7 Control de dos posiciones on-off

La figura 5.8 muestra una representación de esta acción de control en forma de diagrama de bloques<sup>5</sup>. El rango en que el sistema no permute es llamado brecha diferencial. Esta brecha provoca que la salida del control  $m(t)$  mantenga su valor hasta que la señal de error actuante haya pasado un poco

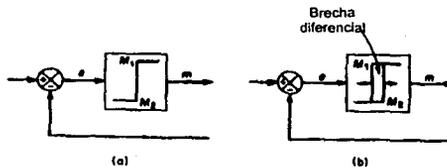


Figura 5.8 (a) Diagrama de bloques de un control de dos posiciones (b) control de dos posiciones con brecha diferencial.

<sup>5</sup> Aunque sería muy ilustrativo, no es posible enfocar nuestra atención en el aprendizaje de las operaciones con diagramas de bloques, si el lector desea obtener mas información al respecto, refiérase a cualquier libro o tratado de control y automatización.

#### 5.4.2 Control Proporcional.

Para un control de acción proporcional la relación entre la salida del controlador  $m(t)$  y la señal de error actuante  $e(t)$  es la siguiente

$$m(t) = k_p e(t) \quad (5.2)$$

o en magnitudes de Laplace.

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_p \quad (5.3)$$

Aquí,  $K_p$  es llamada sensibilidad proporcional o mas comúnmente ganancia.

Recordando que la cantidad de mecanismos que pueden aplicarse en un control es muy grande consideremos que a cualquiera de ellos, el control proporcional es en esencia un amplificador con ganancia ajustable. En la figura. 5.9 se muestra un diagrama de bloques de esta acción de control.

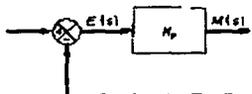


Figura 5.9 Diagrama de bloques de una acción de control proporcional.

Por lo tanto, en una acción proporcional existe una relación continua entre la variable controlada y la posición del elemento final de control, es decir, la válvula se mueve el mismo valor por cada unidad de desviación.

En un intercambiador de calor un controlador proporcional cuyo punto de consigna es de  $150^{\circ}\text{C}$  con un intervalo de acción de  $100\text{-}200^{\circ}\text{C}$ , véase figura 5.10, cuando la variable controlada esta a  $100^{\circ}\text{C}$  o menos<sup>6</sup>, la válvula esta totalmente abierta; cuando se encuentra a  $200^{\circ}\text{C}$  o mas la válvula esta totalmente cerrada, y entre  $100$  y  $200^{\circ}\text{C}$  la posición de la válvula es *proporcional al valor de la variable controlada*,

<sup>6</sup> Esto quiere decir que existe por lo tanto una banda proporcional, ya que si es rebasado uno de los limites de esta banda, el elemento final de control tomara el valor extremo correspondiente.

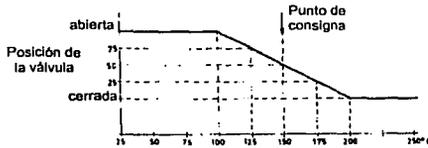


Figura 5.10 Acción de control proporcional

### 5.4.3 Control Integral.

Cuando se tiene un control con acción integral, el valor de la variación con respecto al tiempo de la salida del controlador  $m(t)$  varía proporcionalmente a la señal de error actuante  $e(t)$ . Es decir:

$$\frac{dm(t)}{dt} = k_i e(t) \quad (5.4)$$

de aquí que si deseamos obtener el valor de  $m(t)$  integramos ambos miembros de (5.4) y tenemos

$$m(t) = k_i \int e(t) dt \quad (5.5)$$

donde  $k_i$  es una constante regulable. Transformando la expresión anterior al dominio de Laplace y ordenando para obtener la forma de función de transferencia es

$$\frac{M(s)}{E(s)} = \frac{K_i}{s} \quad (5.6)$$

Si el valor de  $e(t)$  se duplica, entonces el valor de  $m(t)$  varía dos veces más rápido. Entonces para un error actuante  $e(t) = 0$ , el valor de la acción de control se mantiene constante y estacionaria. En la figura 5.11 se muestra el diagrama de bloques de un control integral.

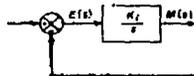


Figura 5.11 Diagrama de bloques de una acción integral

#### 5.4.4 Control Proporcional e Integral.

Este tipo de acción reúne a la acción proporcional y a la integral en una sola acción. Se debe recordar el principio de superposición visto en la sección 4.5.1, de tal modo que este tipo de acción queda definida por la siguiente expresión

$$m(t) = k_p e(t) + k_i \int e(t) dt \quad (5.7)$$

aquí

$$k_i = k_p / T_i$$

sustituyendo el valor de  $k_i$  en 5.7 y obteniendo la función de transferencia en el dominio de Laplace tenemos

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_p \left( 1 + \frac{1}{T_i s} \right) \quad (5.8)$$

como se vio en 5.3.1  $K_p$  es la sensibilidad proporcional o ganancia, y  $T_i$  es el tiempo integral. Ambas constantes son regulables. El tiempo  $T_i$  regula la acción de control integral, mientras que  $K_p$  afecta tanto a la parte proporcional como a la integral de la acción de control. Resumiendo, ante un error actuante  $e(t)$ , la señal de salida  $m(t)$ , experimenta un salto inicial igual a la acción proporcional, y a continuación sigue una variación gradual de  $m(t)$  a una velocidad proporcional al error actuante  $e(t)$ . En la figura 5.12 (a) se muestra un diagrama de bloques de una acción proporcional e integral, y su efecto sobre una señal de error escalón (b) en la salida  $m(t)$  (c)

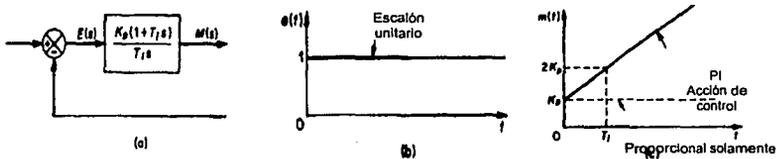


Fig. 5.12 (a) Diagrama de bloques de una acción proporcional e integral, (b) entrada escalón unitario y (c) salida de la acción de control.

#### 5.4.5 Control Proporcional y Derivativo.

En la sección 5.3.4 se vio claramente que es posible por el principio de superposición reunir en una sola acción de control a dos acciones diferentes, y el caso de la acción de control proporcional y el derivativo cumplen con el mismo principio, la acción de control proporcional y derivativa tienen la siguiente ecuación.

$$m(t) = k_p e(t) + k_p T_d \frac{de(t)}{dt} \quad (5.9)$$

y la función de transferencia en el dominio de Laplace

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_p (1 + T_d s) \quad (5.10)$$

Aquí  $K_p$  representa la sensibilidad proporcional o ganancia y  $T_d$  es el tiempo derivativo. Existe una acción derivativa cuando el valor de la salida del control es proporcional a la velocidad<sup>7</sup> de variación de la señal de error actuante es decir

$$m(t) = K_p T_d \frac{de(t)}{dt} \quad (5.11)$$

En otras palabras, en la acción derivada existe una relación lineal y continua entre la velocidad de variación de la variable controlada y la posición del elemento final de control, es decir, el movimiento de la válvula será proporcional a la velocidad de cambio de la variable, por ejemplo, en el caso de la temperatura, cuanto más rápido varíe tanto más se moverá la válvula, ver figura 5.13.

En la figura 5.13 se puede ver que si la señal de error actuante  $e(t)$  es una función rampa unitaria (ver figura 5.13 (b)), la salida de control  $m(t)$  tendrá una variación como la que se muestra en la figura en la 5.13 (c). Es claro que la acción de control derivativa tienen un carácter de anticipación<sup>8</sup>, lo cual representa una ventaja considerable, no obstante, también amplifica las señales de ruido y puede producir saturación en el accionador.

<sup>7</sup> Primera variación con respecto al tiempo, o primera derivada.

<sup>8</sup> aunque por su puesto ninguna acción puede anticiparse a un evento que no ha ocurrido, su carácter es el de crear las condiciones de reacción más idónea.

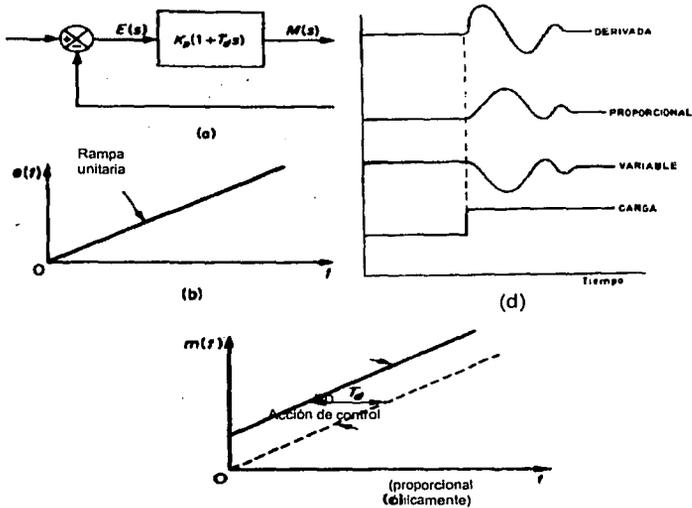


Figura 5.13 . (a) diagrama de bloques de una acción de control proporcional y derivativa, (b) y (c) muestran una entrada rampa y su salida, y (d), reacciones proporcional y derivada con respecto a un cambio de carga.

#### 5.4.6 Control Proporcional, Integral y Derivativo.

Este tipo de acción es la combinación de las acciones proporcional, derivada e integral, y comúnmente se le conoce como "control PID". Este tipo de acción tiene todas las ventajas y desventajas de cada una de sus acciones componentes individuales. La ecuación de un control PID combinada será entonces

$$m(t) = k_p e(t) + k_p T_d \frac{de(t)}{dt} + \frac{k_p}{T_i} \int e(t) dt \quad (5.12)$$

o su función de transferencia en dominio de Laplace

$$\frac{M(s)}{E(s)} = k_p \left( 1 + T_d s + \frac{1}{T_i s} \right) \quad (5.13)$$

Aquí  $k_p$  es la sensibilidad del sistema proporcional,  $T_d$  el tiempo derivativo y  $T_i$  el tiempo integral. En la figura 5.14 (a) se puede ver el diagrama de bloque de un control PID. Si  $e(t)$  es una función rampa unitaria como la de la figura 5.14 (b), la salida del control PID  $m(t)$  se puede ver en la figura 5.14 (c).

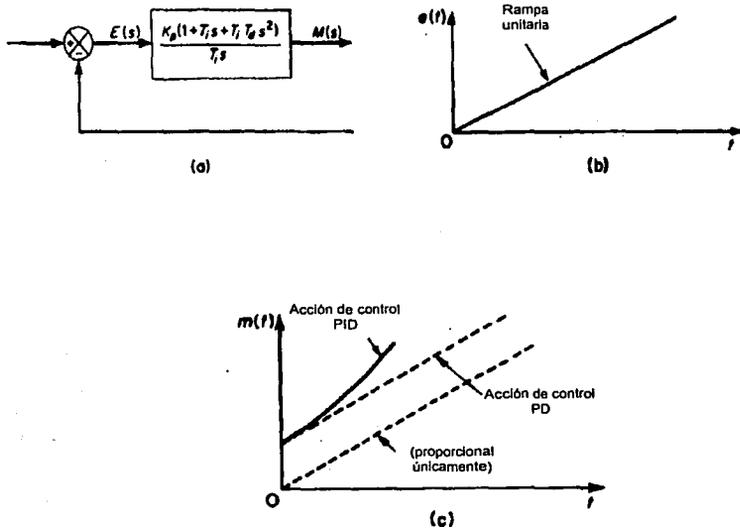


Figura 5.14 acción de control proporcional, derivativa e integral.

### 5.5 Instrumentos para medir temperatura.

Medir la temperatura es una de las actividades más comunes y más importantes de la industria por su peligrosidad e impacto en los procesos. Cada sistema de medida tiene limitaciones propias, mismas que están en función de la aplicación para la que fueron diseñadas e inherentemente de los principios físicos en los que tienen su fundamento.

Algunos tipos de limitaciones también se definen por la distancia entre el elemento de medida, la precisión, la velocidad de sensado por el controlador, el instrumento receptor, etc. Analizaremos los métodos mas comunes para medir la temperatura, sus limitaciones y ventajas, para así brindar un criterio general al lector para la elección de un elemento de medición de temperatura.

Los instrumentos de temperatura usan para su funcionamiento diversos fenómenos físicos que de alguna manera son influidos por la temperatura los cuales pueden ser:

1. Variaciones en volumen o en estado de los cuerpos (sólidos, líquidos ó gases)
2. Variación de resistencia de un conductor (sondas de resistencia).
3. Variación de resistencia en un semiconductor (termistores).
4. f.e.m. creada en la unión de dos metales distintos (termopares).
5. intensidad de la radiación total emitida por el cuerpo (pirómetros de radiación).

#### **5.5.1 Termómetro de vidrio**

Un termómetro de vidrio es en esencia un deposito de vidrio que resguarda algún líquido que al calentarse sufre un cambio en su volumen (se expande) y sube por el tubo capilar. Este aumento en el volumen esta en función de la temperatura y la relación es una función lineal por lo que es posible graduar el deposito para que a cada aumento de volumen le sea asociada una temperatura, algunos márgenes de trabajo de los termómetros de vidrio son:

Tipo de fluido	Rango de temperaturas
Mercurio	-35 a 280° C
Mercurio (tubo capilar lleno de gas)	-35 a 450° C
Pentano	-200 a 20° C
Alcohol	-10 a 50° C
Tolueno	-70 a 100° C

**Tabla 5.1 Márgenes de trabajo de fluidos empleados en termómetros de vidrio.**

### 5.5.2 Termómetro bimetalico

Los termómetros bimetalicos funcionan bajo el principio de dilatación de los cuerpos. A cada cuerpo (en este caso particular los metales) le esta asociado un coeficiente de dilatación único y particular. La dilatación de un metal es un fenómeno similar a la expansión de un fluido con el cambio de temperatura. Cuando dos metales unidos por su frontera<sup>9</sup> se dilatan, y por sus diferentes coeficientes de dilatación experimentaran esfuerzos térmicos que provocaran flexión en los mismos lo cual provocara una deformación que se encuentra en función del cambio de temperatura. Las laminillas bimetalicas pueden ser curvas, rectas, helicoidales, etc. Ver Fig. 5.15. Un termómetro bimetalico típico tiene muy pocas partes móviles<sup>10</sup>, solo la aguja indicadora sujeta al extremo del bimetal y el propio bimetal. El eje principal de movimiento y el elemento se encuentran sujetos con cojinetes y todo el conjunto se debe diseñar y construir con mucha precisión para evitar cualquier tipo de rozamiento o interferencia en el movimiento, por ello el elemento no cuenta con engranajes que signifiquen algún mantenimiento o que exijan que el personal tenga acceso al interior del instrumento. La precisión de un termómetro bimetalico es de  $\pm 1\%$  y su campo de medida es de  $-200^{\circ}$  a  $500^{\circ}$  C.

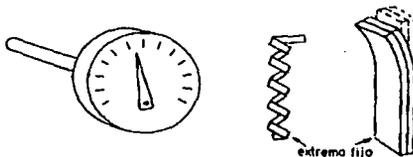


Fig. 5.15 Termómetro bimetalico.

### 5.5.3 Termómetro de Bulbo y capilar

Este tipo de termómetro, como su nombre lo dice, consisten en un bulbo que se encuentra conectado a una espiral por medio de un capilar. El bulbo se encuentra lleno de algún fluido<sup>11</sup> con propiedades térmicas conocidas, mismo que al expandirse por efecto de la temperatura provoca que la espiral se desenrolle moviendo así una aguja sobre una

<sup>9</sup> Al decir unidos por su frontera me refiero a que no se encuentran aleados.

<sup>10</sup> Recordemos que la deformación produce inherentemente un movimiento, por lo que incluir en el diseño de estos instrumentos mas partes móviles podría producir errores en la medición.

<sup>11</sup> Este puede ser líquido o gaseoso.

escala para indicar con esto un cambio de temperatura en el bulbo. Existen tres clases de termómetros de bulbo y capilar:

Clase I : Termómetros actuados por líquido.

Clase II : Termómetros actuados por vapor.

Clase III : Termómetros actuados por gas.

Clase IV : Termómetros actuados por mercurio.

#### 5.5.4 Termómetros de resistencia.

Los termómetros de resistencia consisten usualmente en un arrollamiento de hilo muy fino de un conductor abobinado entre capas de material aislante y protegido con un revestimiento de vidrio o de cerámica. El material seleccionado tiene un "coeficiente de temperatura de resistencia" que expresa la variación de la resistencia de un conductor a medida que aumenta en un grado o más la temperatura con respecto a la resistencia del mismo conductor a una temperatura de referencia. La relación entre la temperatura y la resistencia esta expresada por:

$$R_t = R_0 (1 + \alpha t) \quad (5.14)$$

donde

$R_0$  = resistencia en ohmios a 0° C.

$R_t$  = resistencia en ohmios a t° C.

$\alpha$  = coeficiente de temperatura de la resistencia.

Esto es valido solo si la relación que existe entre la resistencia y la temperatura es lineal, si no lo es la expresión que describe este fenómeno es la siguiente:

$$R_t = R_0 (1 + \alpha t + \beta t^2 + \delta t^3 + \dots) \quad (5.15)$$

en la que  $\alpha, \beta, \delta, \dots$ , son coeficientes de temperatura de la resistencia.

Los materiales generalmente usados en sondas de resistencia son el platino y el níquel, no obstante, las características por la que un material puede ser elegido son:

1. Alto coeficiente de temperatura de la resistencia, ya que así el instrumento será muy sensible.

2. Alta resistividad, esto es por que cuanto mayor sea la resistencia a una temperatura dada mayor será la variación por grado.
3. Que la relación entre la resistencia y la temperatura sea lineal.
4. Rigidez y ductilidad, lo cual permitirá hacer mas sencilla la manufactura.
5. Estabilidad en las características del material durante su vida útil.

### 5.5.5 Termistores

Un termistor es un semiconductor con un coeficiente de temperatura negativo de valor elevado y que guarda una relación lineal de tensión-corriente siempre que la temperatura varíe con lentitud con respecto al tiempo<sup>12</sup>.

La relación entre la resistencia del termistor y la temperatura viene dada por

$$R_t = R_o e^{\beta \left( \frac{1}{T_t} - \frac{1}{T_o} \right)} \quad (5.16)$$

donde

$R_o$  = resistencia en ohmios a la temperatura absoluta  $T_o$ .

$R_t$  = resistencia en ohmios a la temperatura absoluta de referencia  $T_o$ .

$\beta$  = constante dentro de un intervalo moderado de temperatura.

Los termistores generalmente se conectan a puentes de Wheatstone convencionales o a otros circuitos para medir resistencia, Cuando se mide en intervalos amplios de temperatura no se recomienda el uso de termistores ya que sus características no son lineales aunque se puede asegurar su desempeño, esto es por que al tener altos coeficientes de temperatura son extremadamente sensibles e incluso se les encuentra en instrumentos con un intervalos de medida (Span) de 1° C.

### 5.5.6 Termopares.

El termopar basa su funcionamiento en el principio descubierto por Seebeck en 1821, que expresa que la circulación de una corriente en un circuito formado por dos metales diferentes cuyas uniones (unión de medida o caliente y unión de referencia) se mantienen

<sup>12</sup> Esto es por que se requiere que el elemento de medición se encuentre en equilibrio térmico, no obstante si la variación no es brusca la medición es confiable.

a distinta temperatura (ver Fig. 5.16). Esta circulación de corriente obedece a dos efectos termoeléctricos combinados:

1. El efecto peltier que provoca la liberación o absorción de calor en la unión de dos metales distintos cuando una corriente circula a través de la unión [1].
2. El efecto Thompson que consiste en la liberación o absorción de calor cuando una corriente circula a través de un metal homogéneo en el que existe un gradiente de temperaturas[1].

La combinación de estos efectos es la causa de la circulación de corriente al cerrar un circuito en el termopar.

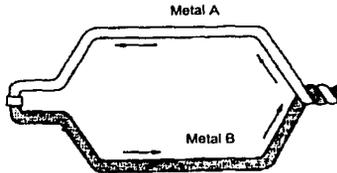


Fig 5.16. Termopar.

Es entonces necesario precisar que al existir una corriente en un conductor y una resistencia<sup>13</sup> es evidente que en el circuito se desarrolla una pequeña tensión continua proporcional a la temperatura de la unión de medida, siempre y cuando exista una diferencia de temperatura con la unión de referencia.

En la tabla 5.2 muestra los diferentes termopares usados comúnmente en la industria, la f.e.m. que pueden generar y las temperaturas de operación de cada uno de ellos.

Tipo	Intervalo de medida	f.e.m. mV/°C	Límites de error del termopar		Cable de extensión		
			Regular	Premium	Temperatura	Error	
						Regular	Premium
Cobre	-185°C a -60°C	0.0052	±2%	±1%	-60 a +95°C	±0.8°C	
Constantan	-06°C a +95°C		±0.8%	±0.4%			
Tipo T	95°C a 370°C		±0.75%	±0.37%			
Hierro	0°C a 425°C	0.055	+2.2%	+1.1%	0-200°C	±2.2°C	±1.1°C

<sup>13</sup> La resistencia se crea al calentar el conductor, recordando el principio de que a mayor temperatura mayor resistencia.

**CRITERIOS PARA EL CONTROL  
E INSTRUMENTACIÓN**

Constantan Tipo J	425°C a 725°C 0°C a 300°C 300°C a 550°C		±0.5%	±0.3%			
Cromel- Alumel Tipo K	0°C a 400°C 400°C y sup.	0.04	±3% ±0.75%			0-200° C	±3° C
Cobre Constantan (hilo de extensión)						0-200° C	±5° C
Pl-Pt/Rh 13%	0°C a 1100°C 1100°C a 1400°C	0.012	±1% ±2%			25 a 200° C	±6% o
Tipo R	1400°C a 1600°C		±3%				±5° C
Pl-Pt/Rh 10%	0°C a 1100°C 1100°C a 1400°C	0.010	±1% ±2%			25 a 200° C	±6% o
Tipo S	1400°C a 1600°C		±3%				±5° C

Tabla 5.2 Características de los termopares

Para la selección del termopar no basta con la tabla anterior, también es necesario conocer los valores de f.e.m. generada con respecto a la temperatura que se pueden obtener en algún manual de termopares comerciales o en la referencia [2].

La relación existente entre la resistencia, la corriente y el voltaje es:

$$\Delta V = f.e.m. = mT \quad (5.17)$$

si tomamos elementos diferenciales y los comparamos con el tiempo tenemos

$$\frac{dV}{dt} = m \frac{dT}{dt} \quad (5.18)$$

aplicando la transformada de Laplace tenemos

$$\frac{V(s)}{T(s)} = m \quad (5.19)$$

Aquí V es la "f.e.m." generada por el termopar, "T" es la temperatura a la que esta sometido el termopar y "m" es la pendiente de la curva característica del termopar, misma que puede variar de acuerdo al material de termopar. En la referencia [2] están dadas las f.e.m. generadas a diferentes temperaturas y el termopar respectivo.

### 5.6 Elementos Finales de Control.

Quando se desea que un proceso sea regulado automáticamente y no de manera manual como en el ejemplo de la Fig. 5.3, es necesario que un ente o artefacto actúe la válvula sin que intervenga el ser humano. En el control automático la válvula de control juega este papel. La válvula varia el caudal del fluido de control lo cual sirve para modificar a su vez el valor de la variable controlada. En la figura 5.17 puede verse un esquema de una válvula de control típica.

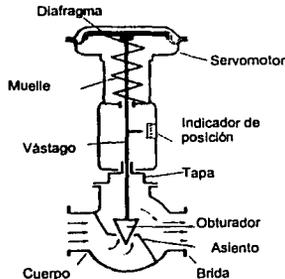


Fig 5.17 Válvula de Control.

Las válvulas pueden ser de varios tipos según sea el diseño del cuerpo y del movimiento del obturador. Para un estudio mas amplio de todos los tipos de válvulas refiérase el lector a [3].

### Referencias

- [1] Creus, A. **Instrumentación Industrial** , 2° ed. Ed Publicaciones Marcombo S.A., México 1979. pp 227
- [2] Creus, A. **Instrumentación Industrial** , 2° ed. Ed Publicaciones Marcombo S.A., México 1979. pp 232-243.
- [3] Creus, A. **Instrumentación Industrial** , 2° ed. Ed Publicaciones Marcombo S.A., México 1979. pp 334-338..

# **MONITOREO DE LOS PARÁMETROS MEDIBLES EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR**

---

## **Capítulo 6**

### **6.1 Introducción.**

En este capítulo se modelara la dinámica del intercambiador de calor ubicado en el Laboratorio de térmica y fluidos de la Facultad de Estudios Superiores Cuautillán, el cual fue prestado para elaborar este trabajo de tesis. Serán monitoreados también los parámetros más importantes del intercambiador y se realizaran los cálculos pertinentes una vez instalado su control y con ello caracterizar completamente al intercambiador de calor.

### **6.2 Modelo matemático de un intercambiador de calor.**

En los procesos de regulación temperatura en intercambiadores de calor existe un fenómeno llamado ganancia. Considérese un intercambiador de calor (figura 6.1) cuyo objetivo es obtener a la salida una temperatura  $y(t)$  cuya función sea constante en el tiempo<sup>1</sup> a pesar de los cambios de carga.

---

<sup>1</sup> Lo cual quiere decir que se desea que la temperatura a la salida tenga un valor constante sin importar los cambios de carga

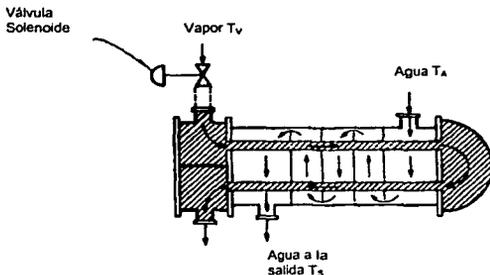


Figura 6.1 Modelo de un intercambiador de calor.

Lo anterior supone que se tendrá que multiplicar el valor de la entrada  $u(t)$  por algún factor que le sea inherente a un cambio de carga, por ello tendrá que variar con cualquier cambio, este valor se conoce como "ganancia". Esto es

$$y(t) = Au(t)$$

donde A es la ganancia. Lo anterior también implica que la ganancia varía con el tiempo según el valor del cambio de carga.

Por ello podemos decir que a cada parte del bucle de control le corresponde una ganancia. En un bucle de control como el que fue descrito en la figura 5.1 la ganancia total del bucle de control equivale al producto de las ganancias del proceso, del transmisor del controlador y de la válvula de control. Esto último se puede expresar como:

$$G = \frac{\Delta T}{\Delta q} \cdot \frac{\Delta v}{\Delta T} \cdot \frac{\Delta s}{\Delta v} \cdot \frac{\Delta q}{\Delta s}$$

Aquí;

$\Delta q$  = Variación de caudal del fluido de control

$\Delta T$  = Incremento de la variable de proceso

$\Delta v$  = Incremento de la señal de salida del transmisor

$\Delta s$  es el incremento en la señal de salida del controlador a la válvula.

Para facilitar el estudio dinámico del sistema el transmisor y la válvula de control se pueden considerar incluidos dentro del proceso con lo que la expresión anterior pasa a

$$G = \frac{\Delta s}{\Delta v} \cdot \frac{\Delta q}{\Delta s}$$

Es evidente que la válvula puede modificar la ganancia del bucle, de aquí que es importante estudiar esta influencia a fin de que las variaciones que produzca sobre la ganancia total de bucle de control no den lugar a que el sistema se salga de control, en otras palabras que sea inestable.

Ahora bien. En un intercambiador de calor la ganancia es inversamente proporcional al caudal del producto que deseamos controlar. En efecto, en el control de temperatura ejecutado por un fluido térmico sobre un producto que para este caso serán vapor y agua respectivamente, se verifica la ecuación

$$Q_A T_A = Q_V c T_V^2 \quad (6.1)$$

Aquí  $Q_A$  es el caudal de agua,  $T_A$  es la temperatura de salida del fluido que deseamos controlar (en este caso agua),  $Q_V$  es el caudal de vapor o de fluido térmico,  $C$  el calor específico del fluido térmico y  $t_v$  es la temperatura del fluido térmico (en este caso vapor). De este modo es posible suponer mediante un análisis sencillo y conveniente que el caudal del agua y la temperatura de vapor son constantes<sup>3</sup>, que la temperatura de salida del agua es la variable que deseamos controlar, que el caudal del vapor es constante y que podemos manipular. En resumen,  $T_A$ ,  $Q_V$ , y  $T_V$  son variables del sistema y están en función del tiempo. El flujo de agua  $Q_A$  es una constante del sistema. Lo antes dicho se puede expresar como se muestra a continuación

$$Q_A T_A(t) = Q_V(t) c T_V$$

aplicando la Transformada de Laplace tenemos

$$Q_A T_A(s) = Q_V(s) c T_V$$

despejando tenemos

$$\frac{T(s)}{Q(s)} = \frac{c T_V(s)}{Q_A} \quad (6.2)$$

A la cual denominaremos la función de transferencia de el intercambiador de calor, misma que toma valores de caudal y los transforma en valores de temperatura.

<sup>2</sup> Creus A. *Instrumentación Industrial*, 2ª ed, Ed. Marcombo, p.p. 352-355, México 1980.

<sup>3</sup> Es importante mencionar que al tratarse de una abstracción matemática es posible establecer este tipo de restricción. Aunque en la realidad es muy probable que existan cambios en el caudal de agua.

Esta ecuación es válida solo para un tiempo en el que la señal ya es estable por lo que es necesario introducir una función en el tiempo que nos muestre el estado transitorio del sistema ya que el comportamiento de la salida no es inmediato. El comportamiento de la temperatura del vapor  $T(s)$  en un sistema intercambiador de calor puede modelarse según la referencia [1] como

$$\frac{T(s)}{Q(s)} = \frac{1}{(1 + RCs)}$$

En el que podemos ver que se trata de un sistema de primer orden que almacena energía en forma de temperatura y que tiene una resistencia térmica que obstaculiza el flujo de calor desde vapor al agua hasta el agua, esta afirmación se hace de la similitud del sistema y de su función de transferencia con un circuito RC (resistencia-capacitor). Aquí el valor de C corresponde a una capacitancia térmica y esta dado por  $C = mC_p$  donde  $m$  es el flujo másico del fluido térmico y  $C_p$  es el calor específico del mismo, por otro lado R esta dado por el valor de la resistencia térmica global del sistema. Entonces la función de transferencia del sistema es

$$\frac{T(s)}{Q(s)} = \frac{C_p t_v}{Q_A} \frac{1}{(1 + mC_p R s)} \quad (6.3)$$

A continuación se describen los elementos que componen el control del intercambiador de calor caso de estudio ubicado el laboratorio de térmica y fluidos de la carrera de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la FES-Cuautitlán mismo que fue facilitado generosamente para este trabajo de tesis.

En efecto, para medir la temperatura del agua a la salida del intercambiador se ha elegido un termopar por su facilidad de instalación y su exactitud. El modelo del termopar lo podemos obtener recordando la expresión 5.19 de la cual tenemos que

$$\frac{V(s)}{T(s)} = m \quad (6.4)$$

Así mismo, sabemos que el sistema de retroalimentación del sistema consiste en medir  $T_s$  a la salida por medio de un termopar. Este dispositivo emite un voltaje  $V_i$  que es proporcional a  $T_s$ . El controlador de temperatura compara este voltaje con uno de referencia que le fue dado  $V_r$ , al cual llamaremos Set Point o punto de consigna, y se obtiene una diferencia de voltajes  $\Delta V = V_r - V_i$ . Este último entra en un bloque que contiene un control on-off el cual manda un voltaje de apertura  $V_A$  a una válvula solenoide que permitirá el paso total del flujo de vapor. En su defecto el controlador suprime el voltaje para que se cierre la válvula solenoide y cancele así el flujo del fluido térmico (figura 6.2).

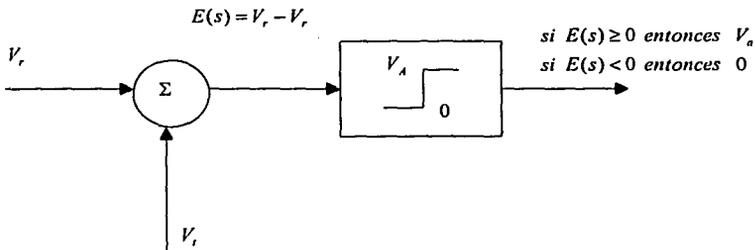


Fig. 6.2 Diagrama de bloques del controlador de temperatura

Las proposiciones a la salida del controlador implican que si el valor de  $E(s)$  es positivo, esto quiere decir que  $V_r$  es mayor que  $V_i$ , lo cual implica que la temperatura que se ha detectado en el termopar es menor que la deseada<sup>4</sup> por lo que el controlador manda un voltaje de apertura  $V_A$  a la válvula solenoide, en el caso opuesto, si el valor del  $E(s)$  es negativo quiere decir que  $V_r$  es menor que  $V_i$ , lo cual implica que el termopar ha detectado una temperatura mayor que la deseada y por ello mandara a cerrar la válvula solenoide.

La válvula solenoide recibe un voltaje de apertura  $V_A$  y permite la entrada de vapor al sistema, para que ocurra este fenómeno debemos transformar unidades de voltaje a la

<sup>4</sup> Dicho correctamente quiere decir que la temperatura es menor que la del set point o punto de consigna.

salida del controlador en unidades de caudal a la entrada del intercambiador, no obstante la función matemática que explica el comportamiento de la válvula solenoide es exactamente igual a la del controlador, es decir una función signo por lo que por simplicidad supondremos que la válvula se encuentra incluida en el controlador y que la salida del mismo es  $Q(s)$ .

Si tomamos las expresiones 6.3 y 6.4 y el diagrama de bloques de la figura 6.2 para construir un diagrama de bloques del sistema completo tenemos el de la figura 6.3.

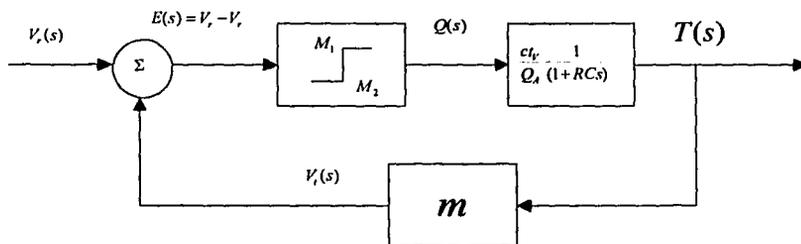


Figura 6.3 Diagrama de bloques de un sistema de control de temperatura de un intercambiador de calor que dispone de un controlador on-off.

El análisis de este tipo de controladores es complicado por su naturaleza no lineal, debido a este problema la función de transferencia  $T(s)/V_r(s)$  no se puede calcular, ni aun con la ayuda de las series de Fourier que en el mejor de los casos nos permitiría eliminar la alinealidad del controlador si y solo si la entrada que se suministre al controlador sea una función senoidal lo cual nos aleja de la solución ya que nuestro caso de estudio tiene una entrada escalón. No obstante en este trabajo se opto por seguir dos caminos.

1. Realizar pruebas instrumentando el intercambiador de calor que se encuentra en el laboratorio de térmica y fluidos tratando de obtener los datos de la variación de la temperatura a la salida con respecto al tiempo y así obtener la respuesta en el tiempo del sistema.

2. Modelar la dinámica del sistema de control completo con el auxilio de un software útil para este efecto llamado Simulink, usando para ello el diagrama de bloques de la figura 6.3 derivado del modelo matemático que fue desarrollado anteriormente y compararlo con los resultados obtenidos en la prueba.

### 6.3 Resultados derivados del experimento.

A las 16:30 hrs del día 12 de febrero se encendió la caldera del laboratorio de térmica para poder realizar la primera prueba que arrojaría datos como los mencionados anteriormente, pero también serviría de parámetro para conocer las fallas, fugas y condiciones en las que se encontraba realmente el intercambiador de calor. De lo anterior se sacaron las siguientes conclusiones.

1. No existen fugas en las uniones y acoplamientos del sistema lo cual permite una correcta medición del caudal ya que no habrá pérdidas en el circuito hidráulico.
2. Las temperaturas de entrada y de salida de los fluidos fueron claras a excepción de la temperatura de salida del agua, por lo cual se decide realizar una prueba exclusivamente para el termopar y el controlador, lo cual consistió calentar agua con una resistencia en un recipiente en el que se encontraba el termopar usado en el experimento, un termómetro de mercurio y un medidor de temperatura digital los cuáles nos darían resultados sobre la exactitud de la acción de control y se obtuvieron los resultados mostrados en la tabla 6.1.

Acción de control	Termopar	Termómetro de mercurio	Termómetro Digital
Disparo de relevador	40° C	43° C	38° C

Tabla 6.1 Temperatura de disparo del medida con diferentes patrones.

3. La histéresis presentada por el instrumento se obtuvo midiendo la temperatura de disparo del relevador cuando el termopar se lleva desde una temperatura menor hasta una mayor al set point hasta que lo rebasa registrando la temperatura a la que se realizo la acción de control. La segunda lectura se toma cuando el termopar se lleva desde una temperatura mayor a una menor

a la del set point y vuelve a rebasar al set point, registrando nuevamente la temperatura exacta a la que el relevador disparó. Los resultados son los de la tabla 6.2.

Acción de control	De 20°C a 45°C	De 50°C a 25°C	Histéresis
Disparo de relevador	40° C	35° C	2.5%

Tabla 6.2 Diferencia en el disparo del relevador entre el avance y el retroceso de la temperatura (Histéresis)

Refiérase el lector a la sección 4.4.8 en que se definió que la histéresis se da en tanto por ciento del alcance del instrumenta, y para este caso el alcance es de 200° C y la diferencia es de 5° C, lo cual representa un 2.5% del alcance del instrumento.

4. El termopar esta conectado a la salida de agua del intercambiador y este a su vez esta conectado a un controlador relevador de temperatura, el cual por sus características es un instrumento ciego. Esto ultimo significa que solo es posible determinar el set point del instrumento pero no es posible saber el valor de la variable en tiempo real, por este hecho se determino la necesidad de acoplar otro termómetro a la salida del agua para salvar este problema.
5. No fue posible determinar el flujo de agua ya que al final se percató el equipo de trabajo que no se conocían las dimensiones de la placa de orificio que esta dispuesta a la entrada del agua para este efecto. Se tuvo que desarmar posteriormente la placa de orificio para medir el diámetro del orificio y los diámetros interiores de la tubería que la contiene obteniéndose los resultados de la tabla 6.3.

Diámetro de la placa de orificio	Diámetro del interior de los tubos
3/8 de pulgada	3/4 de pulgada

Tabla 6.3 Datos sobre las dimensiones de la placa de orificio.

*Conclusiones*; de esta prueba se concluyo la necesidad de otro termómetro para la salida del agua, se requiere conocer exactamente el valor de el disparo del controlador así como su histéresis, se requiere conocer los datos de la placa de orificio y se comprobó la confiabilidad del equipo en cuanto a las fugas del mismo. Dadas las condiciones el la prueba, es decir que había datos desconocidos o poco confiables, fue necesario programar otro ensayo con la correcciones pertinentes para tomar datos mas confiables.

### 6.3.1 Cálculos derivados del experimento.

El intercambiador de calor quedo dispuesto como se muestra en la figura 6.4, donde puede apreciarse que el cabezal de retorno contiene la entrada y la salida de vapor, de lo cual podemos deducir que la coraza contiene a los tubos los cuales tienen un arreglo triangular y están dispuestos en "U". Por el lado de la coraza se puede apreciar la entrada de agua y su salida. Esta disposición de diseño no fue propuesta por el autor de este trabajo si no por quien lo construyó anteriormente. El trabajo fue retomar este equipo que se encontraba fuera de servicio y ponerlo a punto instalando un control.



(a)

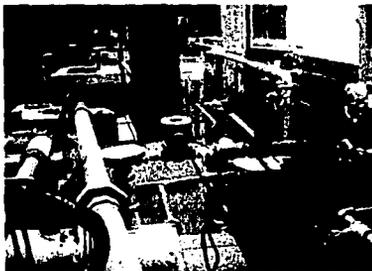


(b)

Figura 6.4 Intercambiador de calor caso de estudio. (a) Entrada y salida de vapor, (b) Salida de agua y termopar,



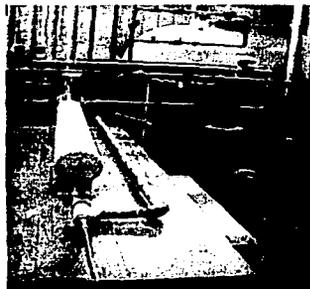
(c)



(d)



(e)



(f)

Figura 6.4 cont. (c) Vista general del intercambiador y controlador de temperatura, (d) Válvula solenoide de vapor, (e) Placa de orificio y entrada de agua (f) vista frontal del intercambiador de calor.

La prueba se llevo a cabo exitosamente obteniéndose los siguientes resultados.

- Temperatura de entrada del vapor =  $136^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de salida del vapor =  $104^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de entrada del agua =  $14^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de salida del agua =  $40^{\circ}\text{C}$
- Presión barométrica =  $77.8\text{ kPa}$
- Presión manométrica =  $1.5\text{ kg/cm}^2 = 147.09\text{ kPa}$

La respuesta en el tiempo se obtuvo midiendo la temperatura con la ayuda de un termómetro a la salida el agua para tiempos cortos (2 seg), se midió la temperatura en estado estable del agua (40 °C promedio), El intervalo de tiempo en que no registro nada el termómetro a la salida (retardo por transporte de .4 de seg), El tiempo que transcurrió en llegar por primera vez al set point (transitorio 15 seg), el intervalo de temperatura en que tardaba en responder la válvula de control una vez alcanzado el set point (2.5 a 5 °C y ), el intervalo de tiempo que transcurría entre el accionamiento de la válvula y su desactivación (10 seg), el intervalo de tiempo que transcurría entre la desactivación de la válvula u su activación (2 seg), la temperatura a la que se volvía a activar la válvula fue de 33 ° C. Con estos datos se obtuvo la grafica de respuesta en el tiempo que se muestra en la figura 6.5.

Tiempo	Temperatura
0	14
0.4	14
10	40
15.5	42
17.5	35
21	40
27.5	42
30	35
32	40
40	42.5
43	36

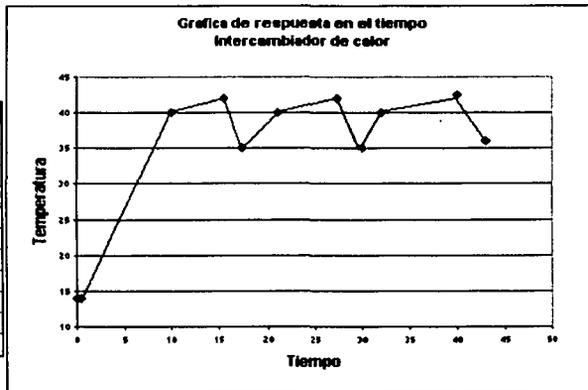


Figura 6.5.- Respuesta en el tiempo del intercambiador de calor derivada de la prueba.

Así mismo se realizaron los cálculos pertinentes para obtener los parámetros faltantes de nuestro modelo matemático como son flujos mássicos, Cp's de ambos fluidos y entalpías. Todo lo anterior se logra mediante el siguiente procedimiento:

- 1) Cálculo del flujo mássico del agua tomando el valor de la caída de presión y el diámetro de la placa de orificio. Para ello se siguió la secuencia de cálculos que se muestra a continuación.
  - a. Caída de presión = 12.8 plg de Hg obtenida de la prueba efectuada y que es equivalente a

$$\Delta P = 12.8 \rho \text{ lg de Hg} \left[ \frac{2.54 \text{ cm}}{1 \text{ plg}} \right] \left[ \frac{101.3 \text{ kPa}}{76 \text{ cm de Hg}} \right] = 43.335 \text{ kPa} = 43335 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

- b. Diámetro de la tubería  $D_1 = 3/4 \text{ plg}$   
 c. Diámetro de la placa de orificio  $D_0 = 3/8 \text{ plg}$   
 d. Área del tubo  $A_1$  que se calcula como se muestra a continuación.

$$A_1 = \frac{\pi}{4} D_1^2 = 0.785(3/4 \text{ plg})^2 = 0.442 \text{ plg}^2 = 2.849 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

- e. Área del tubo  $A_0$  que se calcula como se muestra a continuación.

$$A_0 = \frac{\pi}{4} D_0^2 = 0.785(3/8 \text{ plg})^2 = 0.11 \text{ plg}^2 = 7.097 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

- f. Viscosidad dinámica del agua  $\mu = 0.89 \times 10^{-3} \frac{\text{N seg}}{\text{m}^2}$

- g. Densidad del agua  $\rho = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

- h. Gravedad  $g = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}$

- i. Cálculo de caudal teórico en función de la caída de presión y sin tomar en cuenta fricción en la tubería mediante la siguiente expresión.

$$Q_t = A_0 \sqrt{\frac{2g(\Delta p)}{\rho g \left(1 - \frac{D_0^4}{D_1^4}\right)}} = 7.097 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \sqrt{\frac{2(9.81)(43335) \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}}{1000(9.81) \left(1 - \frac{(3/8)^4}{(3/4)^4}\right) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}}}$$

$$Q_t = 7.097 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \sqrt{\frac{850232.7 \frac{\text{N}}{\text{m seg}^2}}{9810 \left(1 - \frac{0.020}{0.316}\right) \frac{\text{N}}{\text{m}^3}}} = 7.097 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \sqrt{\frac{850232.7 \text{ m}^2}{9189.11 \text{ seg}^2}}$$

$$Q_t = 7.097 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \left(92.52 \frac{\text{m}}{\text{seg}}\right) = 0.007 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

- j. Cálculo de la velocidad del fluido mediante la siguiente expresión.

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.007 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}}{2.849 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 24.57 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

- k. Cálculo del Número de Reynolds

$$NRe = \frac{v D_1 \rho}{\mu} = \frac{24.57 \frac{m}{seg} \times 0.019 m \times 1000 \frac{kg}{m^3}}{0.89 \times 10^{-3} \frac{N \cdot seg}{m^2}} = 5.24 \times 10^5$$

- i. Cálculo del factor  $\beta$  mediante la siguiente expresión

$$\beta = \frac{D_0}{D_1} = \frac{0.375}{0.75} \frac{p \lg}{p \lg} = 0.5 \text{ plg}$$

- m. Cálculo del factor de corrección de la velocidad por efecto de la fricción  $C_0$  usando para este efecto el factor  $\beta$  y  $Nre$  en la grafica para la obtención de  $C_0$  de la referencia [2];  $C_0 = 0.62$

- n. Cálculo del caudal real mediante la siguiente expresión

$$C_0 = \frac{Q_{Real}}{Q_{Teorico}} = \frac{v_{Real} A}{v_{Teorico} A} = \frac{v_{Real}}{v_{Teorico}} \Rightarrow v_{Real} = C_0 v_{Teorico} = 24.57 \times 0.62 = 15.23 \frac{m}{seg}$$

- o. Cálculo del flujo másico mediante la siguiente expresión

$$m_{H_2O} = \ell v A = 1000 \frac{kg}{m^3} \times 15.23 \frac{m}{seg} \times 2.849 \times 10^{-4} m^2 = 4.33 \frac{kg}{seg}$$

- 2) Cálculo de la cantidad de calor entregada por el vapor al agua. Para ello se siguió la secuencia de cálculos que se muestra a continuación.

- a. Si se considera que la cantidad de calor que cedió o perdió el vapor al ganar el agua tenemos la siguiente expresión

$$Q_{Absorbido} = Q_{Cedido} \Rightarrow Q_{H_2O} = Q_{Vap}$$

$$Q_{H_2O} = m_{H_2O} C_{p_{H_2O}} (T_2 - T_1)$$

$$Q_{Vap} = m_{vap} (h_2 - h_1)$$

Por lo tanto tenemos

$$m_{H_2O} C_{p_{H_2O}} (T_2 - T_1) = m_{vap} (h_2 - h_1)$$

Con esta expresión es posible calcular el flujo másico del vapor

- b. Cálculo del calor absorbido por el agua si se tienen los siguientes datos

i. Temperatura de entrada del agua =  $14^\circ C$

ii. Temperatura de salida del agua =  $40^\circ C$

iii. Flujo másico del agua =  $4.33 \frac{kg}{seg}$

Para calcular el calor absorbido por el agua tenemos la siguiente expresión

$$Q_{H,O} = m_{H,O} C p_{H,O} (T_2 - T_1) = 4.33 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \times 4.189 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ \text{K}} (313 - 286)^\circ \text{K}$$

$$Q_{H,O} = 471.035 \frac{\text{kJ}}{\text{seg}} = 471.035 \text{ kW}$$

3) Cálculo de las entalpías del vapor a la entrada y a la salida .

a. Presión manométrica =  $1.5 \frac{\text{kg}_f}{\text{cm}^2} \left| \frac{101.3 \text{ kPa}}{1.033 \frac{\text{kg}_f}{\text{cm}^2}} \right. = 147.09 \text{ kPa}$

b. Presión barométrica = 77.8 kPa

c. Cálculo de la presión =  $P_{\text{man}} + P_{\text{bar}} = 147.09 \text{ kPa} + 77.8 \text{ kPa} = 224.89 \text{ kPa}$

d. Cálculo de las entalpías del vapor a la entrada

- i. Temperatura del vapor a la entrada = 136° C, presión = 224.89 kPa; Si se refiere el lector a cualquier tratado de termodinámica específicamente a la tablas de vapor saturado podemos ver que la temperatura de saturación del vapor a 224.89 kPa es de 123.84° C de lo que deducimos que nuestro caso de estudio se trata de un vapor sobrecalentado.
- ii. Refiérase el lector a las tablas de vapor sobrecalentado de la referencia [3], Aquí se tienen que hacer varias interpolaciones:

1. Interpolación entre los valores de entalpía a 120° C y 150° C para obtener el valor de entalpía a 136° C todo para un valor de presión de 0.20 MPa. Realizar las mismas operaciones para los mismos valores de temperatura pero con las entalpías correspondientes a una presión de 0.30 MPa

2. Interpolación entre las entalpías de 136° C a 0.20 Mpa y 136° C a 0.30 Mpa , para obtener el valor de la entalpía correspondiente a 136° C a 0.224 MPa como se muestra en la tabla 6.4

0.20 MPa		0.224 MPa		0.30 MPa	
T	h	T	h	T	h
120°	2706.7			120°	2725.3
136°	2739.82	136°	2739.82		
150°	2768.8			150°	2761

Tabla 6.4 Interpolación entre valor de vapor sobrecalentado para conocer el valor de la entalpía a 0.224 MPa y a 136° C

- iii. Para el cálculo de la entalpía del vapor a la salida tenemos que la temperatura de vapor = 104° C y la presión es 224.89 kPa por que se puede deducir que el vapor esta por debajo del valor de saturación, lo cual implica que ya existe una calidad de vapor menor a uno. Para calcular la entalpía de este vapor refiérase el lector a [4] o específicamente al diagrama de Mollier para el agua de cualquier otro tratado de termodinámica donde se obtiene que a 104° C y a una presión de 0.224 MPa el agua tiene una calidad de 96% . En efecto, para el cálculo de la entalpía se tiene la siguiente Expresión

$$h = h_f + xh_{fg} \quad (6.5)$$

Aquí  $h_f$  y  $h_{fg}$  son las entalpías de liquido saturado y de evaporación de vapor de agua respectivamente, mismas que pueden obtenerse en la referencia [5] o en las tablas de vapor saturado de cualquier otro tratado de termodinámica y "x" es la calidad de vapor obtenida de [4] que resultado  $x = 0.96$ . Sustituyendo valores obtenidos en la expresión 6.5 tenemos

$$h = 520.72 + 0.96(2191.3) \frac{kJ}{kg} = 2624.36 \frac{kJ}{kg}$$

- e. Cálculo del flujo másico de vapor mediante la siguiente expresión

$$-Q_{vap} = m_{vap}(h_2 - h_1)$$

El signo negativo significa que la energía en forma de calor fluye desde el vapor al agua, esto quiere decir que el vapor perdió energía y por ello este

flujo debe ser negativo. Si sabemos que el calor que gana el agua el que mismo que perdió el vapor tenemos

$$-Q_{vapor} = -Q_{H_2O} = m_{vapor}(h_2 - h_1)$$

Entonces Sustituyendo valores tenemos

$$-471.035 \frac{kJ}{Seg} = m_{vapor}(2740.904 - 2624.36) \frac{kJ}{kg}$$

de aquí despejamos al flujo másico  $m$  de lo cual se tiene que

$$m_{vapor} = \frac{471.035 \frac{kJ}{seg}}{116.54 \frac{kJ}{kg}} = 4.041 \frac{kg}{seg}$$

- 4) De la Referencia [6] se obtuvo el Cp del agua y el Cp del vapor los cuales corresponden a los siguientes valores

$$Cp_{agua} = 4.184 \frac{kJ}{kg^{\circ}K}$$

$$Cp_{vapor} = 1.8723 \frac{kJ}{kg^{\circ}K}$$

- 5) Cálculo del área de transferencia de calor sabiendo que el intercambiador de calor contiene 4 tubos doblados en "u" de 3/8 de pulg de diámetro cada uno. y que la longitud del dobles es de 10 cm de diámetro como se muestra en la figura 6.5

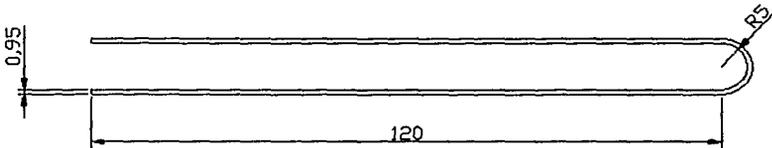


Figura 6.5 Dimensiones promedio de los tubos dentro del intercambiador de calor

Para conocer este valor se siguió la secuencia de cálculos que se muestran a continuación

- a. Cálculo del perímetro del tubo mediante la siguiente expresión

$$P = \pi D = \pi(0.9525cm) = 2.9923cm = 2.9923 \times 10^{-2}m$$

- b. Cálculo del perímetro de la parte del dobles del tubo

$$P/2 = \frac{\pi D}{2} = \frac{\pi(0,9525\text{cm})}{2} = 7,85\text{cm} = 7,5 \times 10^{-2} \text{ m}$$

- c. Cálculo de la longitud del tubo sabiendo que tiene dos tramos de 120 cm y uno 7.85 cm.  $L = (120 + 7,85 + 120) = 247,8539 \text{ cm} = 247,8539 \times 10^{-2} \text{ m}$
- d. Cálculo de el área total del tubo multiplicando la longitud del tubo por el perímetro de su sección transversal

$$A = 2,9923 \times 10^{-2} (247,8539 \times 10^{-2}) \text{ m} = 0,0741 \text{ m}^2$$

- e. Multiplicando esta área por 4 tubos tenemos el área total de transferencia de calor

$$A_{\text{Tot}} = 0,0741 \text{ m}^2 (4) = 0,29667 \text{ m}^2$$

- 6) Cálculo de la media logarítmica de temperatura (LMTD) para un intercambiador de calor a contraflujo mediante el siguiente proceso

- a. Determinación de las temperatura de los fluidos caliente y frío y las respectivas  $\Delta T$  como se muestra en la figura 6.6.

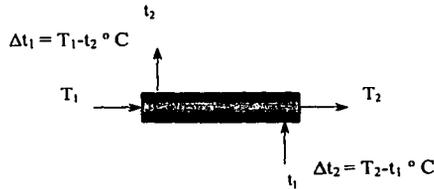


Figura 6.6 Determinación de los  $\Delta T$  para el calculo de la LMTD

- b. De lo anterior se tiene que la entrada de vapor  $T_1 = 136^\circ \text{ C}$ , la salida de vapor  $T_2 = 104^\circ \text{ C}$ , la entrada de agua  $t_1 = 14^\circ \text{ C}$  y la salida de agua  $t_2 = 40^\circ \text{ C}$  de tal modo que los  $\Delta T$  obtenidos se muestran a continuación.

$$\Delta T_1 = T_1 - t_2 = (136 - 40)^\circ \text{ C} = 96$$

$$\Delta T_2 = T_2 - t_1 = (104 - 14)^\circ \text{ C} = 90$$

- c. Determinación de LMTD a contraflujo mediante la siguiente expresión.

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{96 - 90}{\ln \frac{96}{90}} = 92.9677^\circ \text{ C}$$

- 7) Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor mediante la expresión 3.2 vista en el capítulo tres como se muestra a continuación

$$Q = UA\Delta T = UALMTD$$

Ahora bien, como se analizó en el capítulo 3 "U" representa el coeficiente global de transferencia de calor y no es sino la suma de la resistencia que ofrecen la capa laminar del vapor, la pared del tubo y la capa laminar del agua, por lo que estamos en condiciones de calcular la resistencia total de transferencia de calor del intercambiador caso de estudio como se muestra a continuación.

$$U = \frac{Q}{A(LMTD)} = \frac{471.033 \frac{\text{kJ}}{\text{seg}}}{0.2967 \text{ m}^2 (92.9670^\circ \text{ C})} = 17.076 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ \text{ C}}$$

En efecto, de todos los cálculos mostrados anteriormente se muestra a continuación un resumen de los resultados obtenidos

- a) Cp (calor específico) del vapor = 1.8723 kJ/kg<sup>o</sup>K
- b) Temperatura de entrada del vapor = 136<sup>o</sup> C
- c) Temperatura de salida del vapor = 104<sup>o</sup> C
- d) Cp (calor específico) del agua = 4.184 kJ/kg<sup>o</sup>K
- e) Temperatura de entrada del agua = 14<sup>o</sup> C
- f) Temperatura de salida del agua = 40<sup>o</sup> C
- g) Flujo de agua = 4.33  $\frac{\text{kg}}{\text{seg}}$
- h) Flujo de vapor = 4.041  $\frac{\text{kg}}{\text{seg}}$
- i) Presión barométrica = 77.8 kPa
- j) Presión manométrica = 1.5 kf/cm<sup>2</sup> = 147.09 kPa
- k) Presión absoluta = 224.3958 kPa
- l) LMTD = 92.9670<sup>o</sup> C
- m) Área de transferencia de calor = 0.296668 m<sup>2</sup>

---

n) Coeficiente global de transferencia de calor  $U = 17.076 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ C}$

Con estos datos es posible continuar con la modelación asistida por computadora del sistema dinámico del intercambiador de calor lo cual brindara otro parámetro de medición y también permitirá comparar resultados.

## Referencias

- [1] R. Canales, **Análisis de sistemas dinámicos y control automático**, ed 1ª, Ed.LIMUSA, México 1980.
- [2] Janna, **Mechanics of fluids**, Ed Prentice Hall,
- [3] Cengel, Y & Bole, M. **Termodinámica**, Tomo 1, pp A-14 ed 2ª, Ed. Mc Graw-Hill, México 2000.
- [4] Cengel, Y & Bole, M. **Termodinámica**, Tomo 1, pp A-20 ed 2ª, Ed. Mc Graw-Hill, México 2000.
- [5] Cengel, Y & Bole, M. **Termodinámica**, Tomo 1, pp A-12 ed 2ª, Ed. Mc Graw-Hill, México 2000.

# RESULTADOS

---

## Capítulo 7

### 7.1 Introducción

Hasta hace algunos años, si se deseaba observar el comportamiento de un sistema dinámico y a caso se deseaba alguna gráfica de la respuesta en el tiempo de éste con una entrada senoidal (por solo mencionar una) existían solo 4 opciones a escoger:

- 1) Se calculaba la respuesta y se graficaba a mano.
- 2) Alternativamente se podía crear un programa para realizar el calculo y la grafica de la respuesta.
- 3) Construir el sistema y medir la respuesta con reloj en mano o con algún osciloscopio .
- 4) Se buscaba en algún libro la respuesta y la grafica de algún sistema similar.

Para la primera y segunda opción se requiere de una cierta habilidad en el uso de las matemáticas y sobre todo en el uso de algún lenguaje de programación, y hablar de la

tercera y la cuarta opción requería de un excedente de esfuerzo, tiempo, y dinero, lo cual representa hoy día un costo muy alto para el desarrollo de sistemas de control.

Un simulador de sistemas de control es una herramienta poderosa para el diseñador ya que le permite conocer la respuesta en el tiempo y la estabilidad del sistema en estudio sin la necesidad de hacer cálculos tediosos y largos, programas de computadora interminables, y sobre todo se puede ahorrar la construcción del equipo y arriesgarse a que el prototipo no tenga los resultados esperados y que se tenga que desechar.

En este trabajo de tesis fue utilizado un simulador de sistemas de control con el objeto de obtener la respuesta en el tiempo del intercambiador de calor caso de estudio. Este simulador llamado *Simulink* es una herramienta incluida en un software denominado MATLAB. El procedimiento que se siguió fue el siguiente<sup>1</sup>:

- 1) Creación del modelo matemático el cual fue obtenido en la sección 6.2.
- 2) Obtención de los datos o constantes medibles del modelo, con las pruebas y cálculos que se realizaron en la sección 6.3.
- 3) Simulación de la dinámica del sistema intercambiador de calor auxiliado por el SIMULINK, usando las constantes calculadas en el punto 2.

## **7.2 Modelación del sistema de control por medio de un simulador asistido por computadora**

### **7.2.1 Aplicación del software Simulink para la simulación del modelo matemático.**

Para la aplicación de este simulador de sistemas de control se siguió el siguiente procedimiento<sup>2</sup>:

- 1) Primeramente se ejecuta el MATLAB y una vez abierto se selecciona la opción de SIMULINK como se muestra en la figura 7.1

---

<sup>1</sup> El procedimiento que se describe no pretende ser un modelo a seguir ni mucho menos un pequeño curso de MATLAB, ya que no es objeto de este trabajo de tesis que el lector aprenda a usar este software, si no mostrar las ventajas que tiene el uso de la computadora en el análisis de sistemas de control y que los resultados no son mas que uno de los muchos alcances de esta herramienta computacional.

<sup>2</sup> Este procedimiento solo es valido para la versión 5.2 de MATLAB.

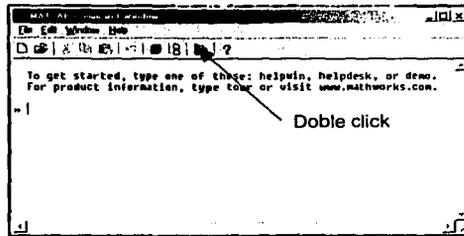


Figura 7.1 Pantalla principal de MATLAB con el icono señalizado de SIMULINK

- 2) Una vez abierto el simulink se visualizaran las pantallas mostradas en las figuras 7.2 (a) y (b) las cuales representan la pantalla de simulación y el menú de herramientas del sistema respectivamente

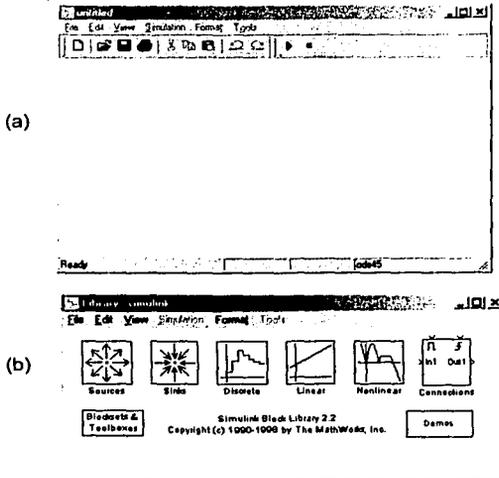


Figura 7.2 (a) pantalla del simulador, (b) menús de herramientas.

- 3) Se abrirán los menús de "Sources, Sinks, Linear, y Non linear" que corresponden a "fuentes, graficadores, elementos lineales, y elementos no lineales" como se muestra en la figura 7.3.

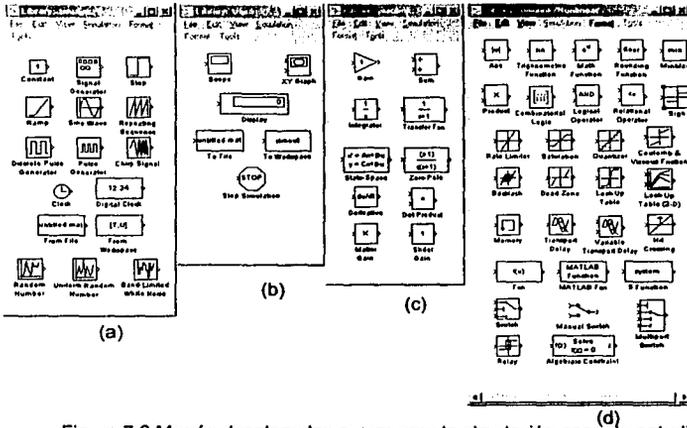


Figura 7.3 Menús desplegados a usar para la simulación caso de estudio; (a)Sources, (b) sinks, (c) linear, (d) non linear.

- 4) Se seleccionan los diagramas de bloques mostrados en la figura 7.4 con el fin de construir el diagrama de bloques general que describe la dinámica del sistema (ver figura 6.3 del capítulo anterior). El procedimiento para lograr colocar estos símbolos en la pantalla del SIMULINK mostrada en el paso 2 (ver figura 7.2 (a)) es: Una vez abiertos los menús citados en el paso 3 (ver figura 7.3) seleccionar el requerido, hacer clic en él y arrastrarlo hasta la pantalla de la figura 7.2 (a), y sucesivamente hasta completar con todos los símbolos requeridos como se muestra en la figura 7.4.

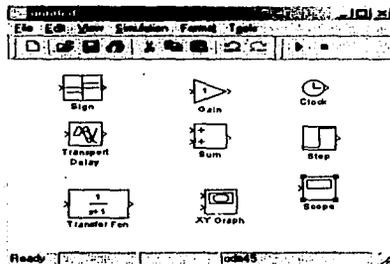


Figura 7.4 Ítems a usar para la construcción del diagrama de bloques del sistema intercambiador de calor

- 5) Conectar de manera apropiada los ítems mencionados en el punto anterior, arrastrando las flechas asociadas a cada bloque. Este proceso requerirá de copiar algunos ítems lo cual se consigue seleccionando el ítem a copiar, seleccionar el menú copiar o teclear Ctrl-c y pegándolo en el lugar donde se desee seleccionando el menú pegar o teclear Ctrl-v. La forma en que debe conectarse el sistema es la que se muestra en la figura 7.5.

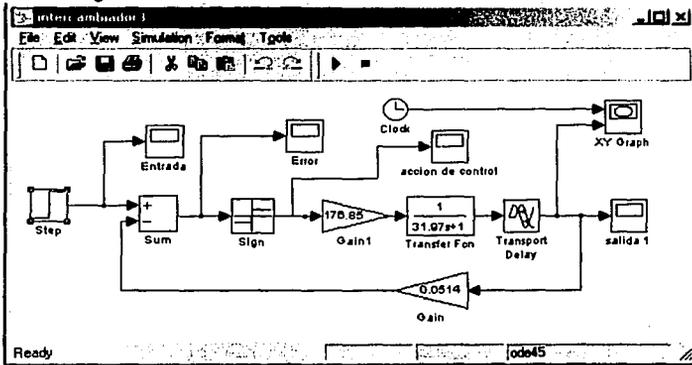


Figura 7.5. Diagrama de bloques del sistema de control

En este paso se deben introducir los valores de cada una de las constantes del sistema. Esto se logra haciendo doble clic en cada el bloque correspondiente y colocando los valores apropiados. Los valores obtenidos para este caso son:

1. Entrada (step) = 2.058 [volts]<sup>3</sup>
  2. Ganancia del intercambiador de calor = 176.85, ésta se calculo sustituyendo las constantes correspondientes a la expresión 6.2 del capítulo anterior.
  3. La constante de amortiguamiento RC = (17.076)(1.8723) = 31.97
  4. El retraso de transporte 0.2
  5. La ganancia del termopar = 0.05145
- 6) Se selecciona el icono con el símbolo de PLAY  de la figura 7.5 para correr la simulación lo cual provocara el despliegue de las graficas de salida, error, entrada y la acción de control, lo cual nos da una idea clara del comportamiento de cada una de las variables del sistema. En la figura 7.6 se muestran los resultados obtenidos por el sistema

<sup>3</sup> Valor del f.e.m. generado por un termopar que se encuentra a 40° C

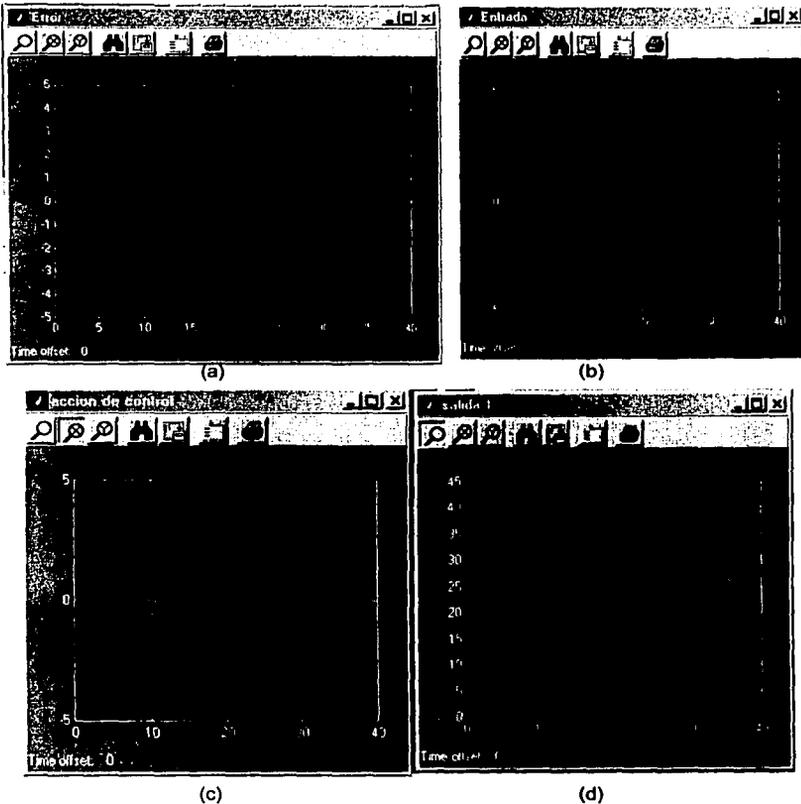


Figura 7.6 (a) Señal de entrada al sistema, (b) señal de error después de la realimentación, (c) acción de control del relevador, (d) gráfica del comportamiento de la temperatura a la salida del intercambiador.

- 7) Así entonces se puede variar alguna de las constantes del sistema y corregirla en el diagrama de bloques para modificar la respuesta en el tiempo, solo se vuelve a seleccionar el icono PLAY y se desplegarán las graficas de respuesta en el tiempo con las nuevas restricciones del sistema.

Puede verse en la figura 7.6 (d) que el sistema tiene un retardo en el tiempo ya que el temporizador no ofrece ninguna respuesta hasta que el fluido caliente circula por donde éste se encuentra y si recordamos el capítulo 5 este concepto se llama retardo por transporte. El sistema tarda un tiempo en alcanzar al set point (aproximadamente 10 segundos), y se mantiene ahí por un lapso de unos 5 segundos hasta que al rebasar el set point cierra la válvula aunque en la prueba aparentemente en este lapso de 5 segundos la válvula se mantenía abierta, no obstante al analizar el modelo matemático y al recordar el ruido intermitente de la válvula deducimos que estuvo abriendo y cerrando muy rápido (figura 7.6 c), y que la caída de temperatura a 35° C fue cuando cerró completamente la válvula, esta caída repentina de temperatura se debe a la histéresis y la inercia del calentamiento ya que es difícil detenerlo. El hecho de que la temperatura llegue 35 grados centígrados permite que abra otra vez la válvula y empiece de nuevo el calentamiento.

### 7.3 Comparación del modelo matemático con los resultados de la prueba.

Lo más importante de un simulador de sistemas dinámicos debe ser su veracidad y confiabilidad para que en función de esto el diseñador efectuó sus cálculos con la confianza de que cuando construya el artefacto la respuesta que obtendrá será si no exactamente igual, si muy similar a la del modelo. En esta sección compararemos las respuestas en el tiempo de ambos análisis y concluiremos algunas cuestiones. En la figura 7.7 (a) y (b).

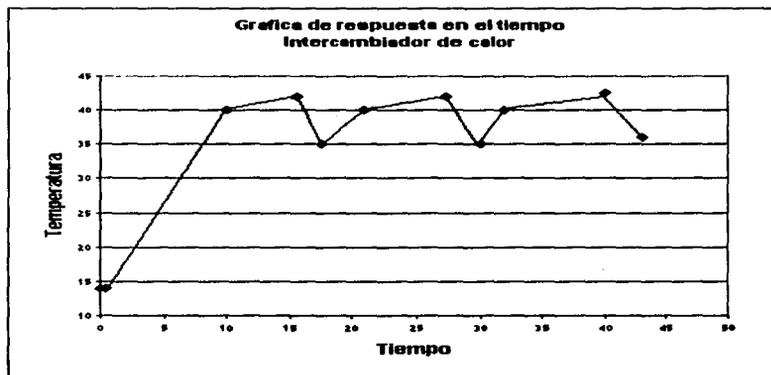


Figura 7.7 (a) Respuesta en el tiempo del sistema derivada de la prueba



Figura 7.7 (b) Respuesta en el tiempo del sistema derivada del SIMULINK.

De lo anterior se puede observar lo siguiente.

- 1) La graficas tanto del SIMULINK como la de la prueba tardan el mismo tiempo en llegar por primera vez al set point, lo cual nos dice que ambos sistemas concuerdan en con la respuesta en el tiempo transitorio.
- 2) El valor en grados centígrados en que excede la temperatura al set point en la grafica de la prueba es de  $2.5^{\circ}\text{C}$  aproximadamente en todo el intervalo de tiempo, es decir, en ningún momento la variación de temperatura es mayor de  $42.5^{\circ}\text{C}$ , y lo mismo ocurre con la grafica del SIMULINK, de lo que vemos que ambos sistemas tienen la misma variación por encima del set point.
- 3) El valor en grados centígrados al que cae la temperatura por debajo del set point en la grafica de la prueba es de  $5^{\circ}\text{C}$  aproximadamente en todo el intervalo de tiempo, es decir, en ningún momento la variación de temperatura es menor de  $35^{\circ}\text{C}$ , y lo mismo ocurre con la grafica del SIMULINK, de lo que vemos que ambos sistemas tienen la misma variación por debajo del set point.

- 4) El tiempo que tarda en caer la temperatura por debajo del set point en ambas graficas es periódico, es decir, cada determinado tiempo existe una caída de temperatura de aproximadamente  $5^{\circ}$  C por debajo del set point. En efecto, a pesar de la similitud de las graficas el periodo en el que caen las graficas es diferente, es decir, la gráfica de la prueba tiene todos los periodos casi iguales y de valor 15 segundos, y la grafica del SIMULINK por el contrario tiene el primer tiempo de caída a 7 segundos aproximadamente y los demás a 15 segundos aproximadamente. El lector puede percatarse de que la única diferencia esta en el primer periodo de caída de temperatura y que en lo sucesivo la respuesta es muy similar aunque desfasada aproximadamente unos 7 segundos.

## 7.4 Conclusión

En conclusión se puede ver que:

- 1) Ambos análisis arrojaron resultados muy similares.
- 2) Las matemáticas no son solo abstracciones que en ocasiones juzgamos irrelevantes o que pensamos nunca habremos de aplicar en la practica.
- 3) Los sistemas dinámicos requieren de un análisis a veces muy complejo como en el caso de la función signo de este sistema por lo que se requiere del auxilio de otras herramientas de cálculo para el diseñador como la computadora.
- 4) Los sistemas computacionales brindan un arma poderosa para el diseñador ya que puede simular el funcionamiento de un sistema sin necesidad de construirlo.
- 5) El ingeniero que analiza sistemas no puede en ninguno de los casos, ni con el mejor matemático y el mejor simulador modelar completamente el mundo real. La naturaleza no se puede modelar exactamente por lo que debemos hacer uso de ciertas abstracciones que nos permitan realizar el modelo y lograr que este se acerque lo mas posible a la realidad, esto último si es posible.

# CONCLUSIONES

---

## Capítulo 8

El presenta trabajo de tesis puede concluir estableciendo las siguientes proposiciones:

- La transferencia de calor es una disciplina que permite al ingeniero usar una forma de energía alterna como es el calor
- Los criterios que se deben de tomar en cuenta para el diseño y construcción de un intercambiador de calor están perfectamente tipificados y estandarizados, por lo que el ingeniero de diseño podrá apegarse a estos para que su trabajo sea un poco mas sencillo.
- Este trabajo no incluye en ninguno de os casos un análisis económico ya que no esta dentro de los alcances propuestos al inicio del mismo. Además de que sus fines didácticos excluyen este concepto.
- La teoría de control es una disciplina complicada pero que representa no solo una fuente de trabajo bien remunerada sino una herramienta poderosa para excluir de errores humanos al proceso productivo. Esto es, nos permite

establecer un sistema autónomo de medición, proceso, verificación y ejecución, lo cual en sí mismo es un avance muy significativo en cualquier proceso.

- La elaboración de un modelo matemático para entender la dinámica de un sistema físico es un proceso complicado, sobre todo por que al ser ingenieros y no matemáticos nos encontramos con barreras de concepto y de abstracción. No obstante es posible encontrar un camino que nos lleve a la conclusión de un modelo.
- No todos los modelos elaborados son fácilmente analizables, Por ello el ingeniero debe recurrir a herramientas computacionales que le permitan obtener información del modelo que e mismo no puede obtener por su complejidad. Esta información puede ser : Estabilidad, respuesta en el tiempo, señal de error, medición, entrada, entre otros. Toda esta información es vital para la puesta en marcha del equipo.

En general este trabajo concluye con la elaboración de un modelo matemático de u intercambiador de calor real que fue provisto para que los alumnos de la carrera en Ingeniería Mecánica y Eléctrica tengan a su alcance una herramienta y un modelo matemático a su alcance.

En ocasiones se piensa que las matemáticas solo brindan al ingeniero un ejercicio para su mente ya que se habla de que en la practica el ingeniero ya no las requiere. No obstante las matemáticas son una herramienta poderosa, constituyen un lenguaje contundente y poco ambiguo, el cual representa la verdadera tecnología.

En efecto se asevera que tecnología no es el artefacto o las luces y conjunto de botones para ejecutar las distintas funciones de un producto. Tecnología es toda la ciencia, los modelos matemáticos y su conjunción (que en la práctica es lo mas difícil) lo que constituye la tecnología. Un ejemplo claro es que cualquier empresa de control que vende capacitación para el uso de sus equipo no brinda dentro del curco ninguna información con respecto a los modelos o principios en los que sustenta el funcionamiento de su equipo, ya que por supuesto ellos tienen claro que es precisamente esa información la que los pone en una ventaja competitiva.

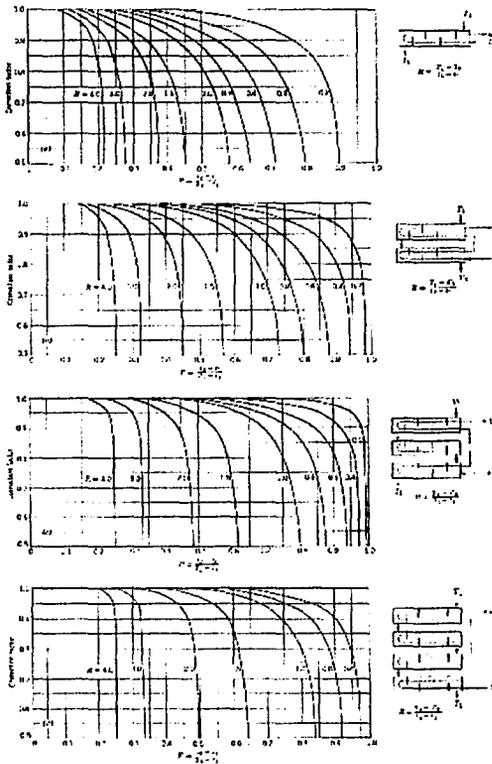
Se concluye firmemente que el papel del ingeniero mexicano en el desarrollo de tecnología (y no solo en su construcción) es fundamental para que la economía de nuestro país avance. Este trabajo de tesis ha demostrado que los modelos matemáticos y físicos pueden ser usados en la industria y brindar ventajas competitivas a la empresa.

# Apendice

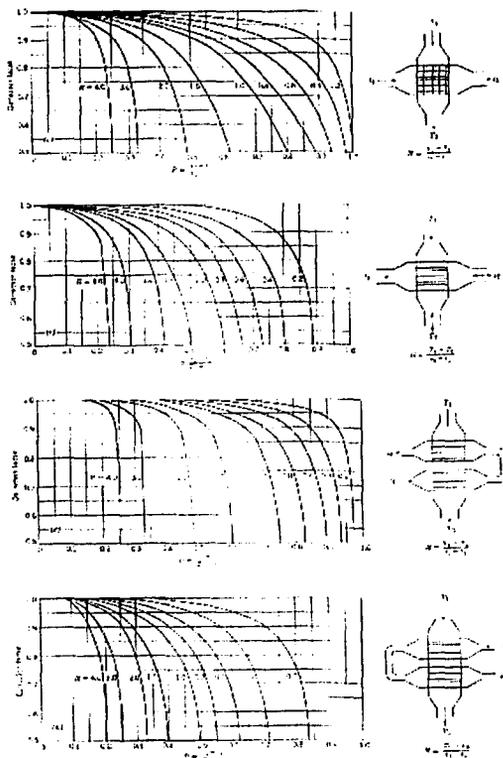
APENDICE

Tubo		Espesor de	Diámetro Interior	Área de Hoja	Superficie por pie	Peso por pie lineal	
Diámetro Exterior	BWG	la pared	en pulgadas	por Hoja	de Hoja	de acero	
en pulgadas							
1/2	12	0.10900	0.28200	0.06250	0.13090	0.07480	0.49300
	14	0.08300	0.33400	0.08760		0.08740	0.40300
	16	0.06500	0.37000	0.10760		0.09690	0.32900
	18	0.04900	0.40200	0.12700		0.10520	0.25800
3/4	20	0.03500	0.43000	0.14500	0.19630	0.12500	0.11900
	10	0.13400	0.48200	0.18200		0.12630	0.96500
	11	0.12000	0.51000	0.20400		0.13350	0.88400
	12	0.10900	0.53200	0.22300		0.13930	0.81700
	13	0.09500	0.56000	0.24700		0.14660	0.72700
	14	0.08300	0.58400	0.26800		0.15290	0.64700
	15	0.07200	0.60600	0.28900		0.15870	0.57100
	16	0.06500	0.62000	0.30200		0.16230	0.52000
1	17	0.05800	0.63400	0.31400	0.26180	0.16600	0.46900
	18	0.04900	0.65200	0.33400		0.17070	0.40100
	8	0.16500	0.67600	0.35500		0.17540	1.61000
	9	0.14800	0.70400	0.38900		0.18430	1.47000
	10	0.13400	0.73200	0.42100		0.19160	1.36000
	11	0.12000	0.76000	0.45500		0.19900	1.23000
	12	0.10900	0.78200	0.47900		0.20480	1.14000
	13	0.09500	0.81000	0.51500		0.21210	1.00000
1 1/4	14	0.08300	0.83400	0.54600	0.32710	0.21830	0.89000
	15	0.07200	0.85600	0.57600		0.22410	0.78100
	16	0.06500	0.87600	0.59400		0.22770	0.71000
	17	0.05800	0.88400	0.60300		0.23140	0.63900
	18	0.04900	0.90200	0.63900		0.23610	0.54500
	8	0.16500	0.92000	0.65000		0.24090	2.09000
	9	0.14800	0.95400	0.71000		0.24980	1.91000
	10	0.13400	0.98200	0.75700		0.25720	1.75000
1 1/2	11	0.12000	1.01000	0.80000	0.39250	0.26440	1.58000
	12	0.10900	1.03000	0.83600		0.26010	1.45000
	13	0.09500	1.06000	0.88400		0.27750	1.28000
	14	0.08300	1.08000	0.92300		0.28390	1.13000
	15	0.07200	1.11000	0.96600		0.28960	0.99100
	16	0.06500	1.12000	0.98500		0.29320	0.96000
	17	0.05800	1.13000	1.01000		0.29690	0.80800
	18	0.04900	1.15000	1.04000		0.30150	0.68800
1 1/2	8	0.16500	1.17000	1.07500	0.39250	0.30630	2.57000
	9	0.14800	1.20000	1.14000		0.31520	2.34000
	10	0.13400	1.23000	1.19000		0.32250	2.14000
	11	0.12000	1.26000	1.25000		0.32990	1.98000
	12	0.10900	1.28000	1.29000		0.33560	1.77000
	13	0.09500	1.31000	1.35000		0.34300	1.56000
	14	0.08300	1.33000	1.40000		0.34920	1.37000
	15	0.07200	1.36000	1.44000		0.35550	1.20000
	16	0.06500	1.37000	1.47000		0.35870	1.09000
	17	0.05800	1.38000	1.50000		0.36230	0.97800
18	0.04900	1.40000	1.54000	0.36700	0.83100		

A1.- Descripción de equivalencias Birmingham. Referencia [1]



A2.- Graficas Para la obtención de el factor de corrección de diferentes tipos de intercambiadores de calor y arreglos de flujos. Referencia [2]



A2:- (continuación).

Intercambiadores		
Fluido Caliente	Fluido Frío	$U_D$ Total
Agua	Agua	250-500 <sup>1</sup>
Metanol	Agua	250-500 <sup>1</sup>
Amoniaco	Agua	250-500 <sup>1</sup>
Soluciones acuosas	Agua	250-500 <sup>1</sup>
Sustancias orgánicas ligeras <sup>2</sup>	Agua	75-150
Sustancias orgánicas medias <sup>3</sup>	Agua	50-125
Sustancias orgánicas pesadas <sup>4</sup>	Agua	5-75
Gases	Agua	2-50
Agua	Salmuera	100-200
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera	40-100
Fluido Caliente	Fluido Frío	$U_D$ Total
Vapor de agua	Agua	20-700 <sup>5</sup>
Vapor de agua	Metanol	20-700 <sup>1</sup>
Vapor de agua	Amoniaco	20-700 <sup>1</sup>
Vapor de agua	Soluciones acuosas Menos de 2 cp	200-700
Vapor de agua	Más de 2 cp	100-500 <sup>1</sup>
Vapor de agua	Sustancias orgánicas ligeras	50-100
Vapor de agua	Sustancias orgánicas medias	10-200
Vapor de agua	Sustancias orgánicas pesadas	6-60
Vapor de agua	Gases	5-50 <sup>5</sup>
Intercambiadores		
Fluido Caliente	Fluido Frío	$U_D$ Total
Agua	Agua	250-500
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	250-500
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras	40-75
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias	20-60
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas	10-40
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas medias	30-60
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas pesadas	10-40

A3.- Valores aproximados de coeficientes globales de transferencia de calor para diseño. Los valores incluyen un factor de obstrucción total de 0.003 y caída de presión permisible de 5 a 10 lb/plg<sup>2</sup> en la corriente que controle, referencia [1].

<sup>1</sup> Factor de obstrucción 0.001

<sup>2</sup> Las sustancias orgánicas ligeras son fluidos con viscosidades menores de 0.5 centipoises e incluyen benceno, tolueno, acetona, etanol, metil-etil-cetona, gasolina, kerosén y nafta.

<sup>3</sup> Las sustancias orgánicas medias son fluidos con viscosidades de 0.5 a 1.0 centipoises e incluyen kerosén, strawoil, gasoil caliente, aceite absorbedor caliente y algunos crudos.

<sup>4</sup> Las sustancias pesadas ligeras son fluidos con viscosidades mayores de 1.0 centipoises e incluyen gasoil frío, aceites lubricantes, petróleo combustible, petróleo crudo reducido, breas y asfaltos.

<sup>5</sup> Estas tasas están influenciadas grandemente por la presión de operación

A4.- DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS). ARREGLO EN CUADRO Referencia (3)

A4 DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS). (Continua). ARREGLO TRIANGULAR

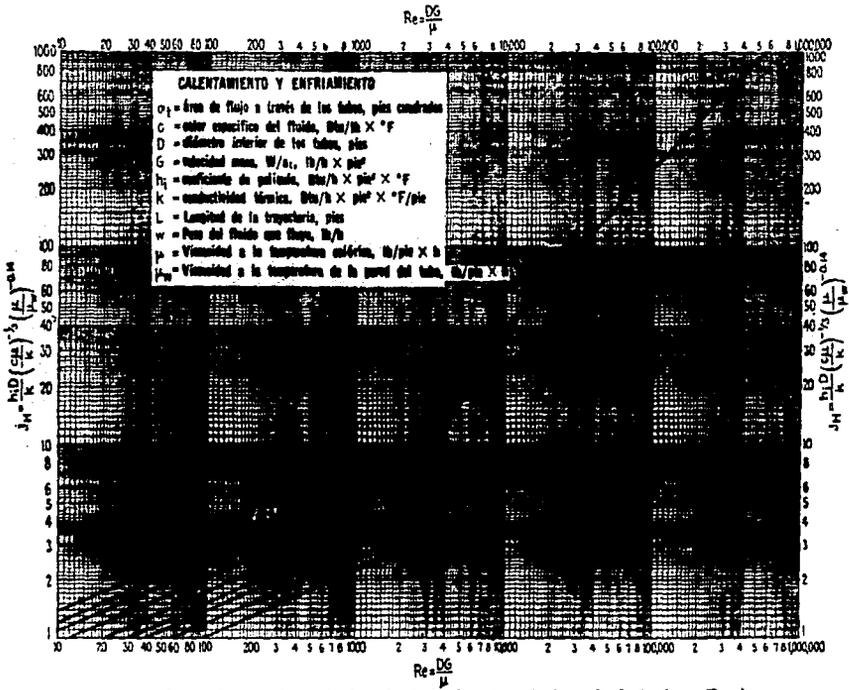
Tubos de 1 1/2" x 1/2" (1.5" x 0.625")										Tubos de 1 1/2" x 1/2" (1.5" x 0.625")														
Correa	Di. p/ig					Correa	Di. p/ig					Correa	Di. p/ig											
Dl. p/ig	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Dl. p/ig	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Dl. p/ig	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Dl. p/ig	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	
8	32	26	20	20	20	8	21	18	14			8	16	32	20	24	18	8	37	30	24	24		
10	52	52	40	36	10	10	32	32	28	24		10	62	56	47	42	36	10	61	57	40	40	36	
12	81	52	68	68	60	12	48	45	40	36	20	12	109	99	86	82	76	12	-92	82	76	72	70	
13 1/4	97	50	87	76	70	13 1/4	61	55	52	48	44	13 1/4	127	114	98	90	80	13 1/4	109	106	86	82	74	
15 1/4	137	124	116	108	108 1/2	15 1/4	81	70	68	68	64	15 1/4	170	160	140	130	128	15 1/4	151	138	122	118	110	
17 1/4	177	166	158	150	147	17 1/4	112	112	96	90	87	17 1/4	239	224	194	188	178	17 1/4	203	196	178	172	166	
19 1/4	224	220	204	192	189	19 1/4	138	127	129	122	119	19 1/4	301	282	252	244	234	19 1/4	262	250	228	210	210	
21 1/4	277	270	248	240	234	21 1/4	177	166	158	152	148	21 1/4	381	362	314	306	290	21 1/4	318	302	278	272	260	
23 1/4	341	324	308	302	297	23 1/4	213	208	192	184	184	23 1/4	442	420	380	378	364	23 1/4	384	376	352	342	328	
25	413	394	370	356	346	25	260	252	238	228	22	25	532	506	468	446	434	25	470	452	422	394	382	
27	481	460	432	420	408	27	300	288	278	268	260	27	637	602	560	536	524	27	559	534	488	474	464	
29	553	526	486	468	456	29	341	326	300	284	280	29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538	508	
31	657	640	600	580	560	31	408	398	368	368	358	31	847	822	760	722	720	31	745	728	678	666	640	
33	749	718	688	676	648	33	485	460	432	420	414	33	974	938	878	852	826	33	856	830	774	760	732	
35	845	824	780	766	748	35	574	518	488	484	472	35	1102	1068	1004	988	959	35	976	938	882	864	848	
37	934	914	886	860	830	37	665	614	582	544	532	37	1240	1200	1144	1104	1072	37	1074	1044	1012	986	870	
39	1049	1024	987	968	948	39	765	644	624	612	600	39	1377	1330	1258	1248	1212	39	1206	1176	1128	100	1078	

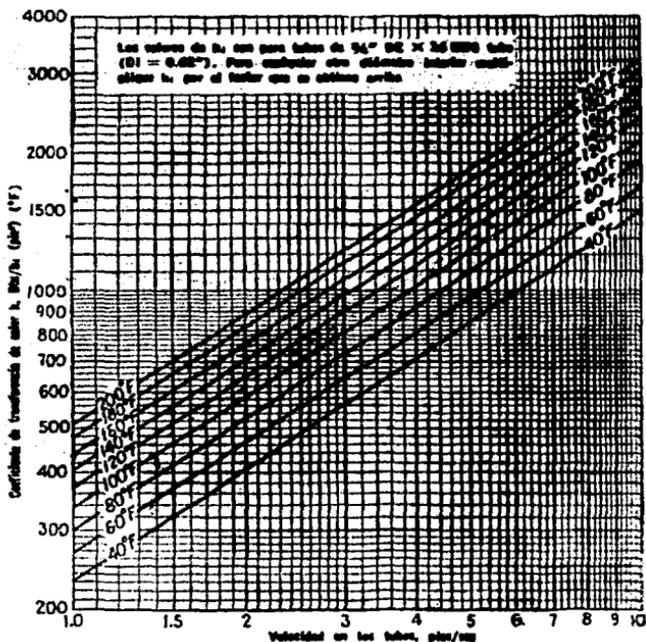
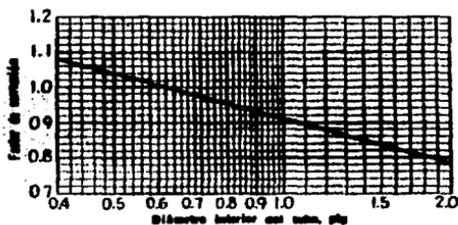
Tubos de 1 1/2" x 1/2" (1.5" x 0.625")										Tubos de 1 1/2" x 1/2" (1.5" x 0.625")														
Correa	Di. p/ig					Correa	Di. p/ig					Correa	Di. p/ig											
Dl. p/ig	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Dl. p/ig	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Dl. p/ig	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Dl. p/ig	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	
10	16	12	10			10					8	21	18	14				10	20	18	14			
12	30	24	22	16	12	12	18	18	12	12	10	32	32	26	24			10	20	18	14			
13 1/4	32	30	30	22	22	13 1/4	22	22	18	16	12	35	32	48	46	44	12	32	30	28	22	20		
15 1/4	44	40	37	35	31	15 1/4	29	29	25	24	22	48	46	54	50	48	15 1/4	38	36	32	28	26		
17 1/4	58	53	51	48	44	17 1/4	39	39	34	32	29	58	56	74	72	70	17 1/4	54	51	45	42	38		
19 1/4	78	73	71	64	58	19 1/4	50	48	45	43	39	78	74	104	104	94	19 1/4	69	66	62	58	54		
21 1/4	96	90	86	82	78	21 1/4	67	60	57	54	50	96	92	130	130	128	21 1/4	95	91	86	78	69		
23 1/4	127	112	106	102	96	23 1/4	78	74	70	66	62	127	120	164	160	154	23 1/4	117	112	105	101	95		
25	160	150	142	135	125	25	94	90	86	84	78	160	154	212	212	212	25	140	136	130	122	112		
27	166	160	151	146	140	27	112	108	102	98	94	25	294	282	256	252	242	27	170	164	155	150	140	
29	193	188	178	174	168	29	131	127	120	116	112	27	349	334	302	296	286	27	202	196	185	178	170	
31	226	220	209	202	193	31	151	146	141	138	131	29	397	376	338	334	316	29	235	228	217	212	202	
33	258	252	244	238	229	33	176	170	164	160	151	31	472	454	430	424	406	31	274	270	255	245	235	
35	293	287	275	268	258	35	202	190	188	187	176	33	538	522	486	470	454	33	315	305	297	288	275	
37	334	322	311	304	293	37	224	220	217	210	202	35	608	582	562	546	532	35	357	348	335	327	315	
39	370	362	348	342	336	39	252	246	237	230	224	39	766	736	700	688	672	39	448	436	425	415	407	

A4 DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS). (Continua). ARREGLO TRIANGULAR

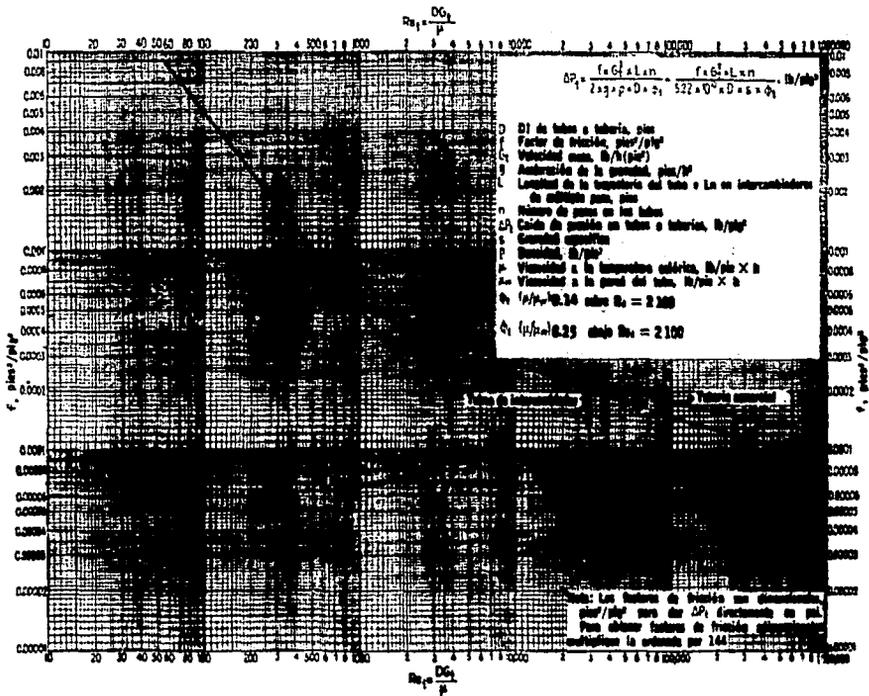
Tubos de 1 1/2" x 1/2" (1.5" x 0.625")				
Correa	Di. p/ig			
Dl. p/ig	1-P	2-P	4-P	8-P
12	18	14	14	12
13 1/4	27	22	18	10
15 1/4	36	34	32	30
17 1/4	48	44	42	38
19 1/4	61	58	55	51
21 1/4	76	72	70	66
23 1/4	95	91	86	80
25	115	106	100	98
27	136	131	125	118
29	160	154	147	141
31	184	174	167	163
33	215	206	200	190
35	246	238	230	220
37	275	268	260	252
39	307	299	290	284

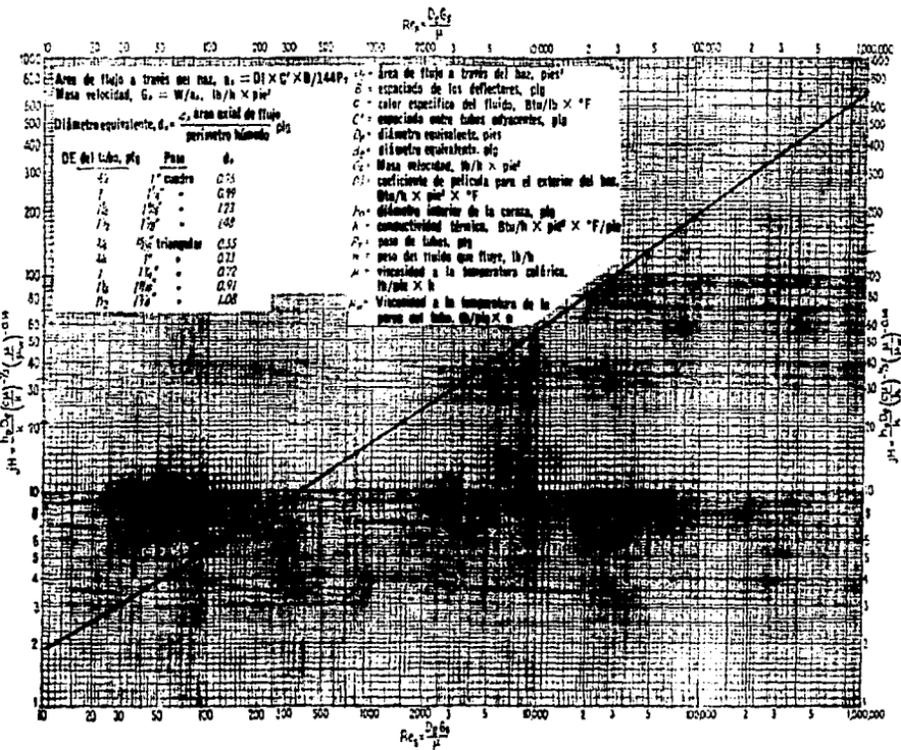


A5.- Curva de transferencia de calor lado de tubos. (adaptada de Sieder y Tate)  
 Referencia [3]



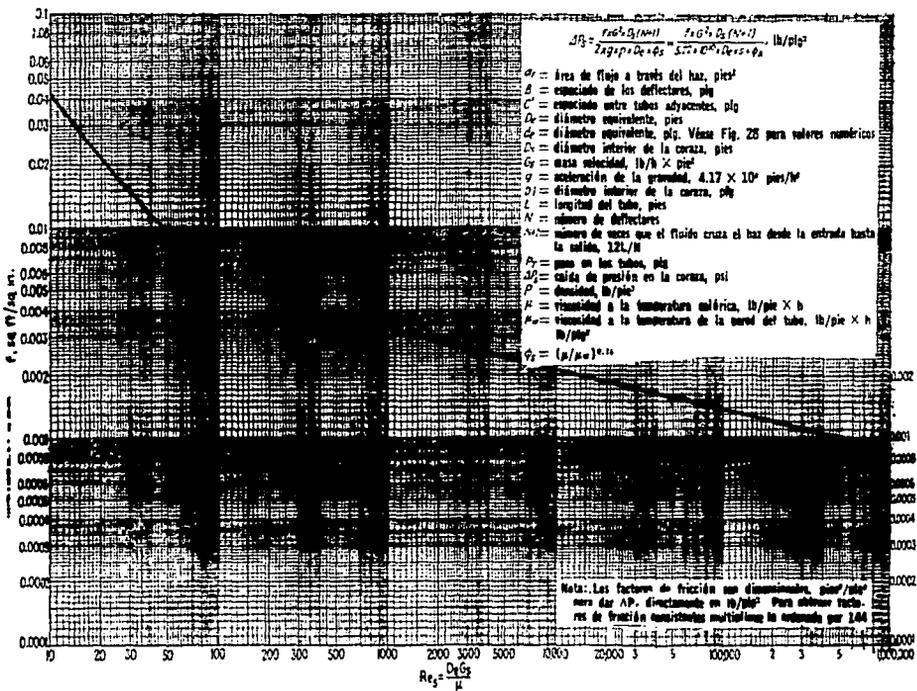
A6.- Curva de transferencia de calor, agua en los tubos. Referencia [3]





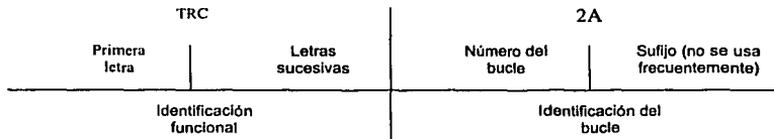
A8.- Curva de transferencia de calor para lado de la envolvente. Referenda [3]

A9.- Factores de fricción, lado de la coraza, para haces de tubos con deflectores segmentados 25%. Referencia [3].



**110. Norma para la identificación de instrumentos.**  
**ANSI/ISA-S 5.1 Generalidades**

A) Cada instrumento debe identificarse con sistema de -letras que lo clasifique funcionalmente. Una identificación representativas es la siguiente:



B) El número de letras funcionales para un instrumento debe ser mínimo, no excediendo de cuatro. Para ello conviene:

- a. Disponer las letras en subgrupos. Por ejemplo, un transmisor registrador de relación de caudales con un interruptor de alarma de relación de caudales puede identificarse con dos círculos uno con FFRT-3 y el otro FFS-3.
- b. En un instrumento que indica y registra la misma variable medida puede omitirse la letra I (indicación).
- c. Los bucles de instrumentos de un proyecto o secciones de un proyecto deben identificarse con una secuencia única de números. Esta puede empezar con el número 1 o cualquier otro número conveniente, tal como 301 o 1201 que puede incorporar información codificada tal como área de planta.
- d. Si un bucle dado tiene más de un instrumento con la misma identificación funcional, es preferible añadir un sufijo, ejemplo FV-2A, FV-2B, FV-2C, etc., o TE-25-1, TE-25-2, TE-25-3, etc. Estos sufijos pueden añadirse obedeciendo a las siguientes reglas:
  1. Deben emplearse letras mayúsculas, A, B, C, etc.
  2. En un instrumento tal como un registrador de temperatura multipunto que imprime números para identificación de los puntos, los elementos primarios pueden numerarse TE-25-1, TE-25-2, TE-25-3, etcétera.
  3. Las subdivisiones interiores de un bucle pueden designarse por sufijos formados por letras y números.
  4. Un instrumento que realiza dos o más funciones puede designarse por todas sus funciones. Por ejemplo, un registrador de caudal FR-2 con pluma de presión PR-4 se designa preferentemente FR-2/PR-4 o bien UR-7; un registrador de presión de dos plumas como PR-7/8; y una ventanilla de alarma para temperatura alta y baja como TAH/L-9.
  5. Los accesorios para instrumentos tales como rotámetros de purga, filtros manorreductores y potes de sello que no están representados explícitamente en un diagrama de flujo, pero que necesitan una identificación para otros usos deben tenerla de acuerdo con su función y deben emplear el mismo número del bucle que el del instrumento asociado. Alternativamente, los accesorios pueden emplear el mismo número de identificación que el de sus instrumentos asociados, pero con palabras aclaratorias si ello es necesario. Por consiguiente, una brida para una placa-orificio FE-7 debe designarse como FX-7 o bien como FE-7 brida. Un rotámetro regulador de purga asociado con un manómetro PI-8 debe identificarse como FICV-8, pero puede también marcarse PI-8 purga. Una sonda empleada con un termómetro TI-9 será TW-9, o bien, TI-9 sonda.

**A10. Norma para la identificación de instrumentos (continuación).**

Primera letra		Letras sucesivas		
Variable medida	Letra de modificación	Función de lectura pasiva	Función de salida	Letras de modificación
A. <i>Análisis (4)</i>	.....	Alarma	.....	.....
B. <i>Llama (quemador)</i>	.....	Libre (1)	Libre (1)	Libre (1)
C. <i>Conductividad</i>	.....	Control	Control	.....
D. <i>Densidad o peso específico</i>	Diferencial (3)	.....	.....	.....
E. <i>Tensión (f.e.m.)</i>	.....	Elemento primario	.....	.....
F. <i>Caudal</i>	Relación (3)	.....	.....	.....
G. <i>Calibre</i>	.....	Vidrio (8)	.....	.....
H. <i>Manual</i>	.....	.....	.....	Alto (6), (13), (14)
I. <i>Corriente eléctrica</i>	.....	Indicador (9)	.....	.....
J. <i>Potencia</i>	Exploración (6)	.....	.....	.....
K. <i>Tiempo</i>	.....	.....	Estación de control	.....
L. <i>Nivel</i>	.....	Luz piloto (10)	.....	Bajo (6), (13), (14)
M. <i>Humedad</i>	.....	.....	.....	Medio o intermedio (6), (13)
N. <i>Libre (1)</i>	.....	Libre	Libre	Libre
O. <i>Libre (1)</i>	.....	Orificio	.....	.....
P. <i>Presión o vacío</i>	.....	Punto de prueba	.....	.....
Q. <i>Cantidad</i>	Integración (3)	.....	.....	.....
R. <i>Radiactividad</i>	.....	Registro	.....	.....
S. <i>Velocidad o frecuencia</i>	Seguridad (7)	.....	Interrupción	.....
T. <i>Temperatura</i>	.....	.....	Transmisión o transmisor	.....
U. <i>Multivariable (3)</i>	.....	Multifunción (11)	Multifunción (11)	Multifunción (11)
V. <i>Viscosidad</i>	.....	Válvula	Válvula	.....
W. <i>Peso o fuerza</i>	.....	Vaina	.....	.....
X. <i>Sin clasificar (2)</i>	.....	Sin clasificar	Sin clasificar	Sin clasificar
Y. <i>Libre (1)</i>	.....	.....	Relé o computador	.....
Z. <i>Posición</i>	.....	.....	Elemento final de control sin clasificar	.....

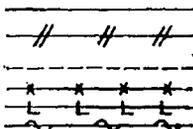
- (1) Para cubrir las designaciones no normalizadas que pueden emplearse repetidamente en un proyecto se han previsto letras libres. Estas letras pueden tener un significado como primera letra y otro como letra sucesiva. Por ejemplo, la letra N puede representar como primera letra el módulo de elasticidad y como sucesiva. un- osciloscopio.
- (2) La letra sin clasificar X, puede emplearse en las designaciones no indicadas que se utilicen sólo una vez o un número limitado de veces. Se recomienda que su significado figure en el exterior de circuito de identificación de instrumento. Ejemplo: XR-3 registrador de vibración.
- (3) Cualquier letra primera si se utiliza con las letras de modificación D (diferencial), F (relación) o Q (integración) o cualquier combinación de las mismas cambia su significado para representar una nueva variable medida. Por ejemplo, los instrumentos TDI y TI miden dos variables distintas, la temperatura diferencial y la temperatura, respectivamente.
- (4) La letra A para análisis, abarca todos los análisis no indicados en la tabla 1.1, que no están cubiertos por una letra libre. Es conveniente definir el tipo de análisis al lado de símbolo en el diagrama de proceso.
- (5) El empleo de la letra U como multivariable en lugar de una combinación de primeras letras, es opcional.
- (6) El empleo de los términos de modificaciones alto, medio, bajo, medio o intermedio y exploración, es preferible pero opcional.
- (7) El término seguridad, debe aplicarse sólo a elementos primarios y a elementos finales de control que protejan contra condiciones de emergencia (peligrosas para el equipo o el personal). Por este motivo, una válvula autorreguladora de presión que regula la presión de salida de un sistema, mediante el alivio o escape de fluido al exterior, debe ser PCV, pero si esta misma válvula se emplea contra condiciones de emergencia, se designa PSV. La designación PSV se aplica a todas las válvulas proyectadas para proteger contra condiciones de emergencia de presión sin tener en cuenta si las características de la válvula y la forma de trabajo la colocan en la categoría de válvula de seguridad, válvula de alivio, o válvula de seguridad de alivio.
- (8) La letra de función pasiva *vidrio*, se aplica a los instrumentos que proporcionan una visión directa no calibrada del proceso.
- (9) La letra *indicación* se refiere a la lectura de una medida real de proceso. No se aplica a la escala de ajuste manual de la variable si no hay indicación de ésta.

**A10. Norma para la identificación de instrumentos (continuación).**

- (10) Una luz piloto que es parte de un bucle de control debe designarse por una primera letra seguida de la letra sucesiva L. Por ejemplo, una luz piloto que indica un período de tiempo terminado se designará KL. Sin embargo, si se desea identificar una luz piloto fuera del bucle de control, la luz piloto puede designarse en la misma forma o bien alternativamente por una letra única L. Por ejemplo, una luz piloto de marcha de un motor eléctrico puede identificarse EL, suponiendo que la variable medida adecuada es la tensión, o bien XL, suponiendo que la luz es excitada por los contactos eléctricos auxiliares del arrancador del motor, o bien simplemente L. La actuación de la luz piloto puede ser acompañada por una señal audible.
- (11) El empleo de la letra U como multifunción en lugar de una combinación de otras letras, es opcional.
- (12) Se supone que las funciones asociadas con el uso de la letra sucesiva Y se definirán en el exterior del símbolo del instrumento cuando sea conveniente hacerlo así.
- (13) Los términos alto, bajo y medio o intermedio deben corresponder a valores de la variable medida, no a los de la señal a menos que se indique de otro modo. Por ejemplo, una alarma de nivel alto derivada de una señal de un transmisor de nivel de acción inversa debe designarse LAH incluso aunque la alarma sea actuada cuando la señal cae a un valor bajo.
- (14) Los términos alto y bajo, cuando se aplican a válvulas, o a otros dispositivos de cierre apertura, se definen como sigue:

Alto: indica que la 'válvula está, o se aproxima a la posición de apertura completa.  
 Bajo: denota que se acerca o está en la posición completamente cerrada.

- Figuran a continuación los símbolos a emplear en los planos y dibujos de representación de instrumentos en los procesos industriales.



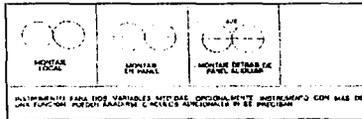
- 1. Conexión a proceso o enlace mecánico, o alimentación de instrumentos \*
- 2. Señal neumática\*\* o señal sin definir en una línea de proceso
- 3. Señal eléctrica
- 4. Tubo capilar
- 5. Señal hidráulica
- 6. Señal electromagnética\*\*\* o sónica (sin hilo ni tubo)

Se sugieren las siguientes abreviaturas para representar el tipo de alimentación (o bien de purga de fluidos)

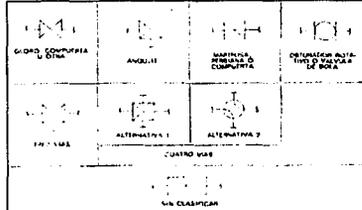
- AS Alimentación de aire
- ES Alimentación eléctrica
- OS Alimentación de gas
- EG Alimentación hidráulica
- NO Alimentación de nitrógeno
- 88 Alimentación de vapor
- WS Alimentación de agua

El símbolo se aplica también a cualquier señal que emplee gas como medio de transmisión. 81 se emplea un gas distinto del aire debe identificarse con una nota al lado del símbolo o bien de otro modo. Los fenómenos electromagnéticos incluyen calor, ondas de radio, radiación nuclear y luz.

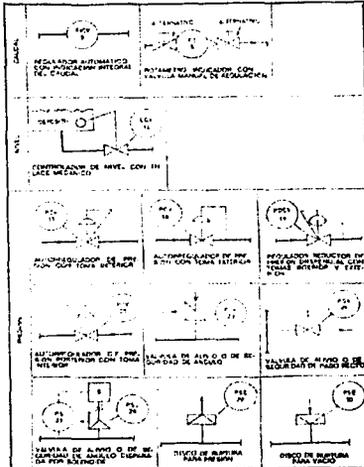
Simbolos generales



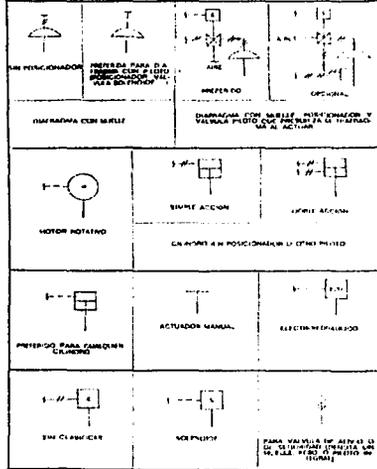
Simbolos para valvulas de control



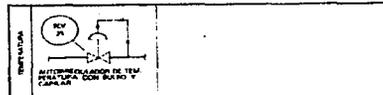
Autoregulatorios



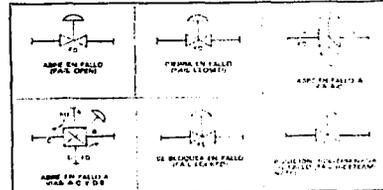
Simbolos para actuadores



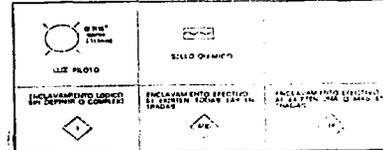
Autoregulatorios (Cont)



Acción del actuador en caso de falla de aire (o de potencia)



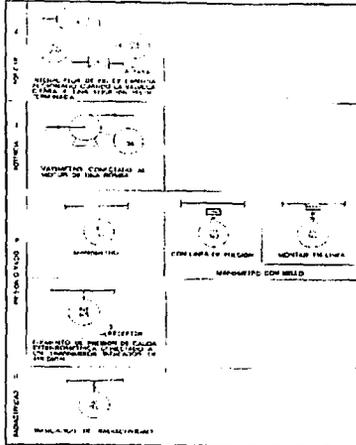
Simbolos varios



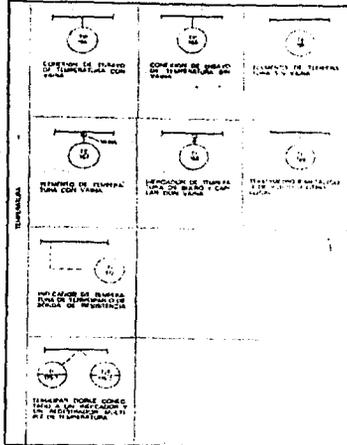
A10.- ANSI/ISA-S.1 Simbología Continuación



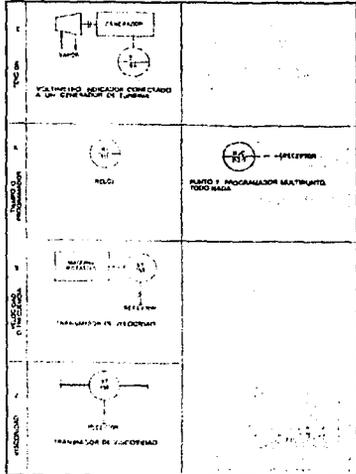
Elementos primarios (Cont)



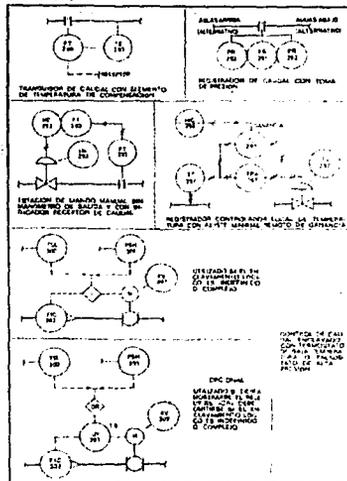
Elementos primarios (Cont)



Elementos primarios (Cont)



Elementos varios



A10.- ANSI/ISA-S 5.1 Simbología Continuación

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



**Bibliografía**

1. Swokowski, E. "**Cálculo con geometría analítica**", 2ª ed. Ed. Iberoamericana, USA 1988
2. White, F. M., "**Viscous Fluid Flow**", 2<sup>nd</sup> ed., Ed Mc Graw-Hill, New York, 1991
3. Janna, "**Mechanics of fluids**", Ed Prentice Hall,
4. Çengel, Y & Bole, M. "**Termodinámica**", Tomo 1, pp A-14 ed 2ª, Ed. Mc Graw-Hill, México 2000.
5. Herrera Jorge, "**Curso de diseño de equipos**", ESIQIE, IPN, México 1981.
6. Hollman J. P., "**Transferencia de Calor**", Ed Mc Graw-Hill, España 998.
7. Gupta J. P. "**Working with Heat Exchangers, Questions & Answers**", Ed. Hemisphere Publishing Corporation, USA 1990.
8. Perry, J. H. , "**Chemical Engineers` Handbook**", 4ª ed, Ed Mc Graw-Hill, New York 1963.
9. "**American Society Of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers Guide**", annually
10. Reynolds, W. C., etal. "**Ingeniería Termodinámica**". Ed. Mc Graw-Hill Book, Co. Inc. México 1980
11. Carlaw, H. S. y Jaeger, J. C., "**Conduction of Heat in Solids**", 2<sup>nd</sup>. Ed., Oxford University Press, 1959.
12. Ozisik, M. M., "**Transferencia de Calor**", Ed Mc Graw-Hill Latinoamericana, S.A, Bogotá, 1979

13. Cervantes, J. **"Fundamentos de Transferencia de Calor"**, Ed Universidad Nacional Autónoma de México y Fondo de Cultura Económica S. A., UNAM, 1999.
14. Manrique, J. A., **"Transferencia de Calor"**, Ed HARLA, S.A. de C.V. , México, 1976
15. Fraas, Arthur, P., **"Heat Exchanger Design"**, 2ª ed, Ed Wiley Inter-Science Publication, Canada 1990
16. Incropera, F. P. y De Witt, D. P., **"Fundamentos de Transferencia de Calor"**, 4ª ed, Ed PRENTICE HALL, México 1999.
17. Holman, J. P. **"Transferencia de Calor"**, 8ª ed, Ed Mc Graw-Hill, Interamericana S. A., España, 1998.
18. Dorf. R. C. **"Sistemas Modernos de Control"**. 2ª ed, Ed Addison-Wesley, Iberoamericana, México, 1990.
19. Creuse, A. S. **"Instrumentación Industrial"**, 2ª ed, Ed Marcombo, S. A. México 1981.
20. Ranganayakulu, Ch. **"The effects of longitudinal heat conduction in compact plate-fin and tube-fin heat exchangers using a finite element method"**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volumen: 40, Artículo: 6, Abril, 1997, pp. 1261-1277
21. Ogulata, R. T. & Doba, F. **"Experiments and entropy generation minimization analysis of a cross-flow heat exchanger"**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volumen: 41, Artículo: 2, Enero, 1998, pp. 373-381
22. Yan, Wei-Mon, & Shen, Pay-Jen, **"Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers"**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volumen: 43, Artivulo: 9, Mayo 1, 2000, pp. 1651-1659

23. Das, & Sart K, & Murugesan K, **Transient response of multipass plate heat exchangers with axial thermal dispersion in fluid**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volumen: 43, Artículo: 23, Diciembre 1, 2000, pp. 4327-4345 .
24. Mattsson, S. & Elmqvist , H. & Otter, M. "**Physical system modeling with Modelica**", Control Engineering Practice, Volumen 6, 1998, pp. 501-510.
25. C.-M. Astorgaa, N. Othmanb, S. Othmana, \*H. Hammouri, a, T.-F. McKenna, **Nonlinear continuous-discrete observers: application to emulsion polymerization reactors**, Control Engineering Practice, Volumen 10 , 2002, pp. 3-13.