

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS

NATURALES NO RENOVABLES

CARRERA

INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

DISEÑO Y MONTAJE DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ANÁLISIS TÉRMICO EN INTERCAMBIADORES DE CALOR.

**Tesis de Grado previa la
Obtención del Título de
Ingeniero en Electromecánica**

AUTORES:

Juan Carlos Zaquinaula Camacho.

Franco Fabián Toro Fernández.

Víctor Hugo Escudero Uchuari.

Rolando Mauricio Valdivieso Ruiz.

DIRECTOR:

Ing. Darwin Tapia P.

LOJA - ECUADOR

2006

CERTIFICACIÓN

Ing. Darwin Tapia P.

DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación, bajo el tema ” DISEÑO Y MONTAJE DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ANÁLISIS TÉRMICO EN INTERCAMBIADORES DE CALOR”, previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por el señores egresados: Juan Carlos Zaquinaula Camacho, Franco Fabián Toro Fernández, Víctor Hugo Escudero Uchuari y Rolando Mauricio Valdivieso Ruiz; la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Ing. Darwin Tapia

DIRECTOR DE TESIS

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

Juan Carlos Zaquinaula Camacho, Franco Fabián Toro Fernández, Víctor Hugo Escudero Uchuari, Rolando Mauricio Valdivieso Ruiz, autores únicos de este trabajo, certificamos la propiedad intelectual a favor de la Universidad Nacional De Loja, la cual podrá hacer uso de el mismo con fines convenientes.

Juan Carlos Zaquinaula Camacho.

Franco Fabián Toro Fernández.

Víctor Hugo Escudero Uchuari.

Rolando Mauricio Valdivieso Ruiz.

DEDICATORIA

Juan Carlos Zaquinaula Camacho.

Franco Fabián Toro Fernández

Víctor Hugo Escudero Uchuari:

Dedico este trabajo a mi esposa Magali Alexandra y a mis hijos por su apoyo y su comprensión en la realización de la presente investigación

Rolando Mauricio Valdivieso Ruiz.

AGRADECIMIENTO

Nuestros agradecimientos sinceros a la Universidad Nacional de Loja, al Área de Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables y a su planta docente por la positiva contribución en nuestra formación académica.

Al Ing. Darwin Tapia Peralta, quien con su valiosa contribución y aporte profesional, ayudó a la culminación del presente trabajo.

LOS AUTORES

RESUMEN

El calor y La pérdida del mismo esta presente en toda máquina que realice un trabajo, y por ende es siempre una desventaja, motivo suficiente para que nuestro trabajo recopile información sobre la Transferencia de Calor y los Principios de la Termodinámica; que si no se conoce un procedimiento técnico para dicho fenómeno repercute en lo económico.

En los intercambiadores de calor se observa más la transferencia de calor. Para lo cual se diseño y construyo un banco de pruebas donde se monten diferentes tipos de intercambiadores, logrando comprobar la transferencia y la eficiencia entre ellos, haciéndolos trabajar en corrientes paralelas y contracorriente, por medio de electro válvulas.

Para lograr estos objetivos, se utiliza sensores de temperatura tipo “J” (termocuplas), los cuales recopilan información directamente de los intercambiadores, estos sensores están conectados a una tarjeta “DAQ” y se completa el ciclo conectando la tarjeta al computador por medio de un puerto “USB”; con la recopilación de estos datos en el computador son tabulados por el programa “LabVIEW 7.1”.

SUMMARY

The head and the loss of itself is present in every engine that makes a work and, of course, is always a disadvantage, a sufficient motive for our work may collect information about the Transfer of Heat and the Principles of Thermodynamics, that if it doesn't knows a technical proceeding for this phenomenon rebounds in the economics aspect. In the interchangers of heat it observes more the transfer of heat. For this it is designed and built a bank of tests, where may be mounted different types of interchangers, getting to check the transfer and efficiency among them, doing them to work in parallel and countercurrent by electrovalvulas.

To achieve these objectives, we use sensors of temperature, type J (Termocuplas), which collect information directly from the interchangers, these sensors are connected to “DAQ” card and the cycle completes connecting the card to computer by means of a “USB” port. The collecting of these data is tabulated in the computer by a “Lab VIEW 7.1” program.

INDICE

	Pag.
PORTADA	I
CERTIFICACION	II
DECLARACION DE AUTORIA	III
DEDICATORIA	IV
AGRADECIMIENTO	V
RESUMEN	VI
INDICE	VII
CAPITULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACION.	1
1.1 Antecedentes	2
1.2 Introducción	3
1.3 Situación problemática	4
1.3.1 Objetivo general.....	4
1.3.2 Objetivos específicos.....	4
1.3.3 Hipótesis general.....	4
1.3.4 Hipótesis específicas.....	4
CAPITULO II: TERMODINAMICA Y TRANSFERENCIA DE CALOR	7
2.1 Orígenes de la termodinámica	7
2.2 Situación actual	9
2.3 Tipos de Sistemas	10
2.3.1 Sistemas abiertos.....	10
2.3.2 Sistemas cerrados.....	10
2.3.2.1 Sistemas no aislados.....	10
2.3.2.2 Sistemas aislados.....	11
2.4 Propiedades de los sistemas	11
2.4.1 Propiedades extensivas.....	11
2.4.2 Propiedades intensivas.....	11
2.5 Principio de la termodinámica	11
2.5.1 Primer principio de la termodinámica. Ley de la conservación y la	

transformación de la energía.....	11
2.5.2 Transformaciones.....	13
2.5.3 Isócora o a volumen constante.....	14
2.5.4 Isobara o a presión constante.....	14
2.6 Entalpía y entropía.....	15
2.6.1 La entalpía.....	15
2.6.2 La entropía.....	15
2.6.3 Características asociadas a la entropía.....	16
2.6.4 Irreversibilidad y entropía.....	16
2.6.5 Principios del aumento de entropía.....	16
2.7 Segundo principio de la termodinámica.....	17
2.7.1 Enunciado de Clausius.....	17
2.7.2 Enunciado de Kelvin-Planck.....	18
2.8 Transferencia de calor.....	18
2.9 Transferencia de Calor por Conducción.....	20
2.10 Transferencia de calor unidimensional.....	22
2.11 Transferencia de calor unidimensional en pared plana.....	22
2.11.1 Analogía eléctrica de la conducción.....	23
2.11.2 Diagrama de circuito equivalente.....	24
2.12 Transferencia de calor unidimensional en paredes compuestas (multicapas).....	25
2.12.1 Analogía eléctrica.....	25
2.13 Transferencia de calor unidimensional en paredes en paralelo.....	26
2.13.1 Analogía eléctrica.....	27
2.14 Transferencia de calor en paredes radiales - cilíndricas.....	28
2.14.1 Analogía eléctrica.....	28
2.15 Transferencia de calor en superficies esféricas.....	29
2.15.1 Sistemas conductivos – convectivos.....	30
2.15.2 Analogía eléctrica.....	31
2.16 Sistemas de conducción – convección en aletas.....	31
2.16.1 Caso a) aleta muy larga.....	32
2.16.2 Caso b) con transferencia de calor por convección desde el extremo de la aleta.....	33

2.16.3	Caso c) con extremo adiabático (aislado).....	33
2.16.4	caso d) con temperatura establecida en el extremo.....	33
2.16.5	Efectividad (ϵ_f).....	33
2.16.6	Resistencia térmica de una aleta.....	34
2.16.7	La eficiencia o rendimiento de una aleta.....	34
2.16.8	Dispositivos de varias aletas, eficiencia global.....	34
2.17	Transferencia de Calor por Convección.....	35
2.18	Viscosidad.....	35
2.18.1	Viscosidad dinámica.....	35
2.18.2	Viscosidad cinemática.....	36
2.19	Tipos de flujo.....	36
2.19.1	Flujo laminar.....	36
2.19.2	Flujo turbulento.....	36
2.19.3	Etapas de transición.....	36
2.19.4	Criterio para determinar el tipo de flujo.....	37
2.19.5	Tipos de Correlaciones.....	38
2.20	Ecuación de la capa límite térmica.....	40
2.21	Difusividad térmica.....	41
2.22	Formulaciones matemáticas de los números más usados.....	41
2.23	Simbología.....	42
2.24	Coefficiente de película o (pelicular).....	42
2.25	Ecuación para la convección.....	43
2.26	Ecuación de enfriamiento de Newton.....	43
2.27	Pasos a seguir en el análisis dimensional.....	43
2.27.1	Primer paso.....	43
2.27.2	Segundo paso.....	44
2.28	Convección forzada por flujo externo.....	44
2.29	Transferencia de Calor por Radiación.....	44
2.30	Ley de Stefan-Boltzmann.....	44
CAPITULO III: INTERCAMBIADORES DE CALOR.....		47
3.1	Disposiciones de las corrientes.....	48
3.2	Ejemplo de analogía eléctrica.....	49

3.3 Diferencia media logarítmica de temperatura (MLDT)	49
3.4 Disposición alineada	51
3.5 Disposición escalonada	51
3.6 Clasificación	52
3.7 Intercambiadores de tubos	53
3.7.1 Intercambiadores de serpentines sumergidos.....	53
3.7.2 Intercambiadores de doble tubo.....	54
3.7.3 Intercambiadores de coraza y haz de tubos.....	54
3.7.4 Enfriadores de cascada.....	55
3.8 Intercambiadores de superficies planas	55
3.8.1 Recipientes encamisados.....	55
3.8.2 Intercambiadores placa.....	56
3.9 Intercambiadores compactos	56
CAPITULO IV: CALCULO DISEÑO Y SELECCIÓN DE PARTES PARA CREAR UN BANCO DE PRUEBAS EN INTERCAMBIADORES DE CALOR	58
4.1 Cálculos de los Intercambiadores de Calor	58
4.1.1 Intercambiadores de Coraza y Haz de Tubos.....	58
4.1.2 Intercambiadores de Doble Tubo.....	64
4.2 Selección de Bomba	69
4.3 Calentadores Eléctricos	70
4.4 Selección de Electro-Válvulas, Tubería para Conexiones y Accesorios de Cobre	71
4.4.1 Electro-Válvulas.....	71
4.4.2 Tubería para Conexiones.....	72
4.4.3 Accesorios de Cobre.....	73
4.4.4 Accesorios de Bronce.....	75
4.5 Selección de Instrumentación (Sensores de Temperatura, Caudalímetros, Tarjeta DAQ, Computadora)	76
4.5.1 Sensores de Temperatura.....	76
4.5.2 Caudalímetros.....	78
4.5.3 Tarjeta DAQ.....	78

4.5.4 Adquisición de Datos por Computadora.....	80
4.5.5 Programa LabView 7.1.....	81
4.6 Esquema Eléctrico.....	82

CAPITULO V: PROPUESTA ALTERNATIVA Y PRÁCTICAS

DE EXPERIMENTALES.....	84
5.1 Propuesta Alternativa.....	84
5.1.1 Montaje del Banco de Pruebas.....	84
5.2 Guías para el Desarrollo de Prácticas Experimentales.....	86
5.3 Resultados.....	106
5.4 Graficación de las Curvas de Temperatura.....	107
5.5 Graficación de las Curvas de Error.....	109
5.6 Currículo de la Carrera.....	111
5.6.1 Actividades Prácticas y de Investigación.....	111
5.6.2 Bibliografía.....	111
5.7 Validez, Confiabilidad y Seguridad del Equipo.....	112
5.8 Evaluación Técnica Económica.....	113
CONCLUSIONES.....	115
RECOMENDACIONES.....	117
BIBLIOGRAFIA.....	119
SIMBOLOGIA.....	121
ANEXOS.....	124

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACION

1.1 ANTECEDENTES

La gente siempre ha entendido que algo fluye de los objetos calientes a los fríos. A eso se le llama flujo de calor. En el siglo XVIII y comienzos del XIX, los científicos imaginaban que todos los cuerpos contenían un fluido invisible al cual llamaron *calórico*. Al calórico se le asignó una variedad de propiedades, algunas que probaron ser inconsistentes con la naturaleza. Pero su más importante propiedad era que fluía de cuerpos calientes a fríos. Era una manera útil de pensar acerca del calor.

Hoy en día, en la física, a éste flujo de calor, propiamente llamado transferencia de calor, se le define como el proceso por el que se intercambia energía en forma de calor entre distintos cuerpos, o entre diferentes partes de un mismo cuerpo que están a distinta temperatura.

La ciencia llamada *transmisión o transferencia de calor* complementa los principios primero y segundo de la termodinámica clásica, proporcionando los métodos de análisis que pueden utilizarse para predecir la velocidad de la transmisión del calor, además de los parámetros variables durante el proceso en función del tiempo.

Tanto el calor como el trabajo son formas de transmisión de la energía. Por esto carece de sentido decir que un cuerpo posee cierta reserva de calor o de trabajo.

Todo cuerpo con una determinada cantidad de calor, tiene la propiedad de cederlo a otro cuerpo, siempre que éste se encuentre a menor temperatura. Es decir, existe un flujo térmico que consiste en la cesión del calor de los puntos de mayor temperatura. De esa manera, entonces, la energía térmica se transfiere del nivel térmico o temperatura más alto al más bajo, hasta alcanzar un *estado de equilibrio* o igual temperatura. Los fenómenos que intervienen en la transmisión del calor son tres: Conducción, Convección y Radiación.

La convección es una forma de transmisión de calor propia de los fluidos, por ejemplo, en nuestro caso el aire o el agua. Por efecto de la variación de su peso debido a un aumento o disminución de temperatura, se establece en ellos una circulación permanente y continua.

Ese movimiento del fluido produce, entonces, la transferencia del calor por convección, que se orienta desde los puntos calientes a los fríos.

La transferencia de calor se manifiesta de distintas formas, y se puede apreciar en máquinas como motores, calderos, etc. por lo que se hace necesario tomar en cuenta las pérdidas que sufren estas máquinas por flujo de calor.

1.2 INTRODUCCION

La Transferencia de Calor se realiza mediante equipos especializados llamados Intercambiadores, su utilización es primordial en las empresas e industrias que utilizan equipos que requieren el calor como fuente de energía para la elaboración de sus productos.

En la práctica, muchas de estas empresas se implementan sin solicitar el asesoramiento técnico en la selección e instalación de sus equipos, produciéndose pérdidas que se puedan presentar en los procesos.

En esta línea, el estudio, diseño y cálculo de la transferencia de calor deben estar enmarcados a satisfacer los conocimientos de los estudiantes, existiendo centros universitarios que cuentan con equipo especializado en el cual se plasma los conocimientos teóricos adquiridos.

En el AEIRNNR de la Universidad Nacional de Loja en la carrera de Ingeniería Electromecánica se imparten conocimientos teóricos de Transferencia de Calor a sus estudiantes, sin que estos puedan complementar los conocimientos prácticos de los diferentes fenómenos, debido a la ausencia de bancos de pruebas.

Debido a la ausencia de dichos bancos de pruebas, los currículos se encuentran desactualizados en lo referente a la parte práctica, así como la carencia de guías de laboratorio y por ende el conocimiento de la comunidad para que puedan solicitar los asesoramientos necesarios.

Por lo expuesto anteriormente se enuncia la siguiente situación problemática: ***“Limitada formación práctica en los estudiantes de la carrera de Ingeniería Electromecánica, referente a Intercambiadores de Calor”***.

1.3 SITUACIÓN PROBLEMÁTICA

Falta de equipo adecuado para realizar prácticas sobre análisis térmico en Intercambiadores de Calor.

1.3.1 Objetivo General

Diseñar y montar un banco de pruebas para análisis térmico en Intercambiadores de Calor.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Comprender el fenómeno y las causas que pueden originar la transferencia de calor.
- Diseñar e implementar un banco de pruebas de análisis térmico en Intercambiadores de Calor.
- Elaborar una guía de laboratorio para el desarrollo de las clases prácticas de los estudiantes del AEIRNNR.
- Socializar el trabajo de investigación a lo interno y externo de la Universidad Nacional de Loja.

Tareas a Realizar

- Seleccionar componentes hidráulicos, equipos de adquisición y medición de datos.
- Representar en forma gráfica y digital los datos obtenidos del banco de ensayos.
- Comprobar y determinar las correlaciones empíricas de convección forzada más adecuadas para cada práctica del banco de pruebas de Intercambiadores de Calor.
- Elaborar una guía metodológica para calcular el flujo de calor en los intercambiadores.
- Comprobar el porcentaje de error de los datos calculados con los datos experimentados y deducir las posibles fallas.

1.3.3 Hipótesis General

Realizando prácticas de transferencia de calor, se mejorara la formación del Ingeniero Electromecánico, en base a los requerimientos del sector industrial.

1.3.4 Hipótesis Específicas

1. Con el análisis de procesos presentes en los Intercambiadores de Calor se comprenderá fenómenos y causas que los rigen.
2. Es posible implementar un banco de pruebas de análisis térmico en Intercambiadores de Calor que capacite al estudiante para el desarrollo de prácticas profesionales.
3. Realizando diferentes pruebas prácticas en el banco diseñado permitirá elaborar un texto guía adecuado para su utilización.
4. Con una adecuada difusión de los trabajos de investigación se lograra un mayor conocimiento teórico – técnico en las empresas y sociedad en general.

CAPÍTULO II

TERMODINÁMICA Y TRANSFERENCIA DE CALOR

TERMODINÁMICA Y TRANSFERENCIA DE CALOR

2.1 ORÍGENES DE LA TERMODINÁMICA

Sadi Carnot (1796-1832) es el fundador de la termodinámica como disciplina teórica, escribió su trabajo cumbre a los 23 años. Este escrito estuvo desconocido durante 25 años hasta que el físico Lord Kelvin redescubriera la importancia de las propuestas contenidas en él.

Llamó la atención de Carnot el hecho de que no existieran teorías que avalaran la propuestas utilizadas en el diseño de las máquinas de vapor y que todo ello dependía de procedimientos enteramente empíricos. Para resolver la cuestión propuso que se estudiara todo el procedimiento desde el punto de vista más general, sin hacer referencia a un motor, máquina o fluido en especial.

Las bases de las propuestas de Carnot se pueden resumir haciendo notar que fue quien desarrolló el concepto de proceso cíclico y que el trabajo se producía enteramente "dejando caer" calor desde una fuente de alta temperatura hasta un depósito a baja temperatura. También introdujo el concepto de máquina reversible.

El principio de Carnot establece que la máxima cantidad de trabajo que puede ser producido por una máquina térmica que trabaja entre una fuente a alta temperatura y un depósito a temperatura menor, es el trabajo producido por una máquina reversible que opere entre esas dos temperaturas. Por ello demostró que ninguna máquina podía ser más eficiente que una máquina reversible. A pesar que estas ideas fueron expresadas tomando como base la teoría del calórico, resultaron válidas. Posteriormente Clausius y Kelvin, fundadores de la termodinámica teórica, ubicaron el principio de Carnot dentro de una rigurosa teoría científica estableciendo un nuevo concepto, el segundo principio de la termodinámica.

Carnot también establece que el rendimiento de cualquier máquina térmica depende de la diferencia entre temperatura de la fuente mas caliente y la fría. Las altas temperaturas del vapor presuponen muy altas presiones y la expansión del vapor a bajas temperaturas produce

grandes volúmenes de expansión. Esto producía una cota en el rendimiento y la posibilidad de construcción de máquinas de vapor.

En esta época todavía tenía vigencia la teoría del calórico, no obstante ya estaba germinando la idea de que esa hipótesis no era la adecuada, en el marco de las sociedades científicas las discusiones eran acaloradas.

James Prescott Joule (1818-1889) se convenció rápidamente de que el trabajo y el calor eran diferentes manifestaciones de una misma cosa. Su experiencia más recordada es aquella en que logra medir la equivalencia entre el trabajo mecánico y la cantidad de calor. Joule se valió para esta experiencia de un sistema de hélices que agitaban el agua por un movimiento producido por una serie de contrapesos que permitían medir la energía mecánica puesta en juego.

A partir de las investigaciones de Joule se comenzó a debilitar la teoría del calórico, en especial en base a los trabajos de Lord Kelvin quien junto a Clausius terminaron de establecer las bases teóricas de la termodinámica como disciplina independiente. En el año 1850 Clausius descubrió la existencia de la entropía y enunció el segundo principio:

Es imposible que una máquina térmica que actúa por sí sola sin recibir ayuda de ningún agente externo, transporte calor de un cuerpo a otro que está a mayor temperatura. [1]

En 1851 Lord Kelvin publicó un trabajo en el que compatibilizaba los estudios de Carnot, basados en el calórico, con las conclusiones de Joule, el calor es una forma de energía, compartió las investigaciones de Clausius y reclamó para sí el postulado del primer principio que enunciaba así:

Es imposible obtener, por medio de agentes materiales inanimados, efectos mecánicos de cualquier porción de materia enfriándola a una temperatura inferior a la de los objetos que la rodean.

Lord Kelvin también estableció un principio que actualmente se conoce como el primer principio de la termodinámica. Y junto a Clausius derrotaron la teoría del calórico.

2.2 SITUACIÓN ACTUAL

Hoy se ha llegado a un interesante perfeccionamiento de las máquinas térmicas, sobre una teoría basada en las investigaciones de Clausius, Kelvin y Carnot, cuyos principios están todavía en vigencia, la variedad de máquinas térmicas va desde las grandes calderas de las centrales nucleares hasta los motores cohete que impulsan los satélites artificiales, pasando por el motor de explosión, las turbinas de gas, las turbinas de vapor y los motores de retropropulsión. Por otra parte la termodinámica como ciencia actúa dentro de otras disciplinas como la química, la biología, etc. [1]

El desarrollo de la termodinámica tiene un origen empírico como muchas de las partes de la tecnología. Con Watt se logra el perfeccionamiento en la tecnología, se comprenden los principios básicos de la misma y se aíslan las variables que intervienen en el funcionamiento de la máquina, la introducción de la unidad para medir la potencia conduce al manejo de criterios de comparación.

Después de Watt comienza el desarrollo de las máquinas móviles con las realizaciones de Robert Fulton y George Stephenson.

También es importante marcar como las teorías de Carnot tienen aún validez en su forma original a pesar de haber estado fundamentadas en una hipótesis errónea, la del calórico. Carnot introduce tres conceptos fundamentales:

El concepto de ciclo o máquina cíclica; la relación entre la "caída del calor de una fuente caliente a otra más fría y su relación con el trabajo.

El concepto de máquina reversible de rendimiento máximo. Gracias a Clausius y Kelvin se convierte a la termodinámica en una ciencia independiente de alto contenido teórico y matemático, lo que logra entender los fenómenos que se desarrollaban y fundamentar progresos tecnológicos.

La termodinámica es el estudio del comportamiento de la energía calorífica y las formas en que la energía se transforma en calor. Nos ayuda a comprender por qué los motores no pueden ser nunca totalmente eficientes y por que es imposible enfriar nada hasta el cero absoluto, una temperatura a la que las sustancias no tienen energía calorífica.

Los principios de la termodinámica se pueden aplicar al diseño y calculo de intercambiadores de calor.

2.3 TIPOS DE SISTEMAS

En el concepto de *sistema* es modelar la realidad dividiéndola entre aquello que forma parte del *sistema* y lo que está fuera de él (exterior del sistema). A continuación se estudia la interacción entre el sistema y su entorno. Es una herramienta poderosa y simple para modelar la realidad.

Los sistemas se clasifican en:

2.3.1 Sistemas Abiertos

Son los sistemas más comunes. Este tipo de sistema tiene intercambio de *materia y energía* con el exterior. Un ejemplo: automóvil (entra combustible, aceite, aire. Salen gases de escape, desechos, se produce energía).

2.3.2 Sistemas Cerrados

En este sistema *solo hay intercambio energético con el exterior*. No hay intercambio de masa. A su vez se pueden dividir en:

2.3.2.1 Sistemas No Aislados

Solo intercambio energético con el exterior. Ejemplo: el equipo de frío de un refrigerador doméstico. El fluido de trabajo circula en circuito cerrado y solo hay intercambios de calor con el exterior. Otro sistema que (en la práctica) se puede considerar como sistema cerrado no aislado es la Tierra.

2.3.2.2 Sistemas Aislados

No hay intercambio ni de masa ni de energía con el exterior. En la práctica estos sistemas son una abstracción cómoda para analizar situaciones.

2.4 PROPIEDADES DE LOS SISTEMAS

Los sistemas se caracterizan por tener una serie de *propiedades*. Estas se clasifican en:

2.4.1 Propiedades Extensivas

Son aquellas propiedades que dependen de la *masa* total del sistema. Por ejemplo, la *masa* es una propiedad extensiva, como también lo es la cantidad total de *energía cinética* que tiene, o el *momento de inercia*. etc.

2.4.2 Propiedades Intensivas

Son aquellas que varían de punto a punto del sistema o bien no dependen de la masa total. Por ejemplo, la *temperatura* es una propiedad intensiva. Algunas de estas propiedades son *variables* y otras no lo son.

2.5 PRINCIPIOS DE LA TERMODINÁMICA

2.5.1 Primer Principio de la Termodinámica. Ley de la Conservación y la Transformación de la Energía

La Ley o Principio de la Conservación de la Energía es una de las leyes fundamentales de la naturaleza y tiene carácter general. Esta ley dice: “*la energía no se crea ni se destruye, solamente pasa de una forma a otra en las diversas transformaciones físicas y químicas*”. En otros términos, la cantidad de energía de un sistema cualquiera aislado (es decir, de un sistema termodinámico que no intercambie calor, trabajo, ni sustancia con el medio circundante) se conserva invariable. [2]

El principio de la conservación de la energía se conocía desde mucho tiempo antes en la mecánica, donde se aplicaba a la energía mecánica (cinética y potencial). Después de que por los trabajos de Joule y de otros científicos quedó establecido el principio de la equivalencia del calor y el trabajo, el principio de la conservación se extendió a otras formas de la energía y, de acuerdo con su contenido, comenzó a llamarse *ley de la conservación y transformación de la energía*.

La ley de la conservación y transformación de la energía se conoce también con el nombre de ***Primer Principio de la Termodinámica***.

A cada estado del sistema le corresponde una energía interna U . Cuando el sistema pasa del estado A al estado B, su energía interna cambia en:

$$\Delta U = U_B - U_A \quad (2-1)$$

Supongamos que el sistema está en el estado A y realiza un trabajo W , expandiéndose. Dicho trabajo mecánico da lugar a un cambio (disminución) de la energía interna del sistema:

$$\Delta U = -W \quad (2-2)$$

También podemos cambiar el estado del sistema poniéndolo en contacto térmico con otro sistema a diferente temperatura. Si fluye una cantidad de calor Q del segundo al primero, aumenta su energía interna de éste último en:

$$\Delta U = Q \quad (2-3)$$

Si el sistema experimenta una transformación cíclica, el cambio en la energía interna es cero, ya que se parte del estado A y se regresa al mismo estado, $\Delta U=0$. Sin embargo, durante el ciclo el sistema ha efectuado un trabajo, que ha de ser proporcionado por los alrededores en forma de transferencia de calor, para preservar el principio de conservación de la energía, $W=Q$.

- Si la transformación no es cíclica $\Delta U \neq 0$
- Si no se realiza trabajo mecánico $\Delta U = Q$
- Si el sistema está aislado térmicamente $\Delta U = -W$
- Si el sistema realiza trabajo, U disminuye
- Si se realiza trabajo sobre el sistema, U aumenta
- Si el sistema absorbe calor al ponerlo en contacto térmico con un foco a temperatura superior, U aumenta.

Si el sistema cede calor al ponerlo en contacto térmico con un foco a una temperatura inferior, U disminuye.

Todos estos casos, los podemos resumir en una única ecuación que describe la conservación de la energía del sistema.

$$\Delta U = Q - W \quad (2-4)$$

Si el estado inicial y final están muy próximos entre sí, el primer principio se escribe:

$$dU = dQ - pdV \quad (2-5)$$

En conclusión la primera ley de la termodinámica se puede enunciar. “El aumento de la energía interna del sistema más la cantidad de trabajo externo efectuado por el mismo equivale al calor o energía térmica absorbida”. Matemáticamente, la primera ley se puede expresar como:

$$\Delta Q = \Delta U + W \quad (2-6)$$

2.5.2 Transformaciones

La energía interna U del sistema depende únicamente del estado del sistema, en un gas ideal depende solamente de su temperatura. Mientras que la transferencia de calor o el trabajo mecánico dependen del tipo de transformación o camino seguido para ir del estado inicial al final.

2.5.3 Isócora o a Volumen Constante [3]

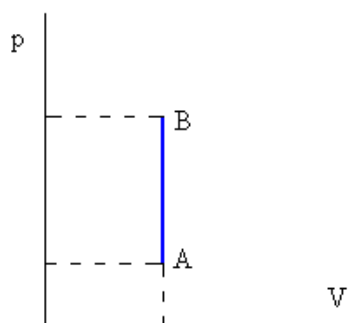


Fig. 2.1 Energía o trabajo a Volumen Constante

No hay variación de volumen del gas, luego $W=0$

$$Q=nc_V(T_B-T_A)$$

Donde c_V es el calor específico a volumen constante

n = Densidad

2.5.4 Isobara o a Presión Constante [3]

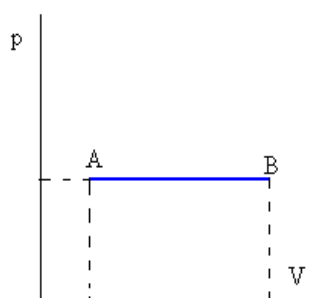


Fig. 2.2 Energía o Trabajo a Presión Constante

$$W=p(v_B-v_A)$$

$$Q=nc_P(T_B-T_A)$$

Donde c_P es el calor específico a presión constante

V = Volumen

2.6 ENTALPÍA Y ENTROPIÍA

2.6.1 La Entalpía

La Entalpía es la cantidad de energía de un sistema termodinámico que éste puede intercambiar con su entorno. Por ejemplo, en una reacción química a presión constante, el cambio de entalpía del sistema es el calor absorbido o desprendido en la reacción. En un cambio de fase, por ejemplo de líquido a gas, el cambio de entalpía del sistema es el calor latente, en este caso el de vaporización. En un simple cambio de temperatura, el cambio de entalpía por cada grado de variación corresponde a la capacidad calorífica del sistema a presión constante. El término de entalpía fue acuñado por el físico alemán Rudolf J.E. Clausius en 1850. Matemáticamente, la entalpía H es igual a $U + pV$, donde U es la energía interna, p es la presión y V es el volumen. H se mide en julios. [4]

$$H = U + pV \quad (2-7)$$

Cuando un sistema pasa desde unas condiciones iniciales hasta otras finales, se mide el cambio de entalpía (ΔH).

$$\Delta H = H_f - H_i \quad (2-8)$$

La entalpía recibe diferentes denominaciones según el proceso, así: Entalpía de reacción, entalpía de formación, entalpía de combustión, entalpía de disolución, entalpía de enlace, etc.

2.6.2 La Entropía

La entropía es una magnitud que nos da el grado de desorden o caos de un sistema. Las reacciones químicas o físicas tienen la propiedad de que se producen sólo en el sentido en el que aumenta o se conserva la entropía. La entropía crece con el volumen y la temperatura. En general, es frecuente que las cosas tiendan a estropearse y no a arreglarse solas: Es la entropía del mundo.

La variación de entropía de un sistema entre dos estados de equilibrio cualesquiera se obtiene llevando el sistema a lo largo de cualquier camino reversible que una dichos estados, dividiendo el calor que se entrega al sistema en cada punto del camino por la temperatura del

sistema y sumando los coeficientes así obtenidos. En la práctica, generalmente los procesos no son del todo reversibles, por lo que la entropía aumenta, no es conservativa. [5]

2.6.3 Características Asociadas a la Entropía

La entropía se define solamente para estados de equilibrio. Únicamente pueden calcularse variaciones de entropía. En muchos problemas prácticos como el diseño de una máquina de vapor, se considera únicamente diferencias de entropía. Por conveniencia se considera nula la entropía de una sustancia en algún estado de referencia conveniente. Así se calculan las tablas de vapor, en donde se supone cero la entropía del agua cuando se encuentra en fase líquida a 0°C y presión de 1 atm.

La entropía de un sistema en estado de equilibrio es únicamente función del estado del sistema, y es independiente de su historia pasada. La entropía puede calcularse como una función de las variables termodinámicas del sistema, tales como la presión y la temperatura o la presión y el volumen.

La entropía en un sistema aislado aumenta cuando el sistema experimenta un cambio irreversible.

2.6.4 Irreversibilidad y Entropía

Los ingenieros están interesados en la reversibilidad y en las variaciones de entropía por que desde su punto de vista algo se ha "perdido" cuando se ha producido un proceso irreversible, en una máquina de vapor y/o en una turbina. Lo que se ha perdido, sin embargo, no es energía, sino una oportunidad. La oportunidad de transformar energía térmica en energía mecánica. Puesto que la energía interna de una sustancia que evoluciona en una máquina térmica se recupera generalmente por absorción del calor, decimos que lo que se pierde es una oportunidad de convertir calor en trabajo mecánico.

2.6.5 Principio del Aumento de Entropía

Todos los procesos reales son irreversibles. Se producen a una velocidad con diferencias finitas de temperatura y de presión entre las diferentes partes de un sistema o entre un sistema y el medio ambiente. En mecánica se introducen los conceptos de energía, cantidad de movimiento y otros por que se conservan. La entropía *no se conserva*, sin

embargo, excepto en los procesos reversibles y esta propiedad no familiar, o falta de propiedad de la función entropía, es una razón del por que existe cierto misterio sobre el concepto de entropía. Cuando se mezcla un vaso de agua caliente con uno de agua fría, el calor entregado por el agua caliente es igual al recibido por el agua fría, sin embargo la entropía del agua caliente disminuye y la del agua fría aumenta; pero el aumento es mayor que la disminución por lo que la entropía total del sistema aumenta. *De donde ha salido esta entropía adicional?*. La respuesta es que ha sido creada durante el proceso de mezcla. Por otra parte, una vez que fue creada, la entropía no puede ser destruida. El universo debe cargar con este aumento de entropía.

2.7 SEGUNDO PRINCIPIO DE LA TERMODINÁMICA

La segunda Ley afirma que en un sistema aislado el paso, desde un estado A a un estado B sólo es posible si $S_B \geq S_A$ y que es imposible en sentido contrario. En el caso que $S_B = S_A$ es posible pasar tanto de A a B como de B a A , y el proceso se denomina *reversible*.

El Primer Principio no es suficiente para definir la Termodinámica, por lo que el Segundo Principio impone una condición adicional a los procesos termodinámicos. Así, según el primer principio, el motor de un barco podría tomar el calor del mar para moverlo, situación que es completamente imposible. Esta imposibilidad viene definida por dos enunciados equivalentes. [3]

2.7.1 Enunciado de Clausius

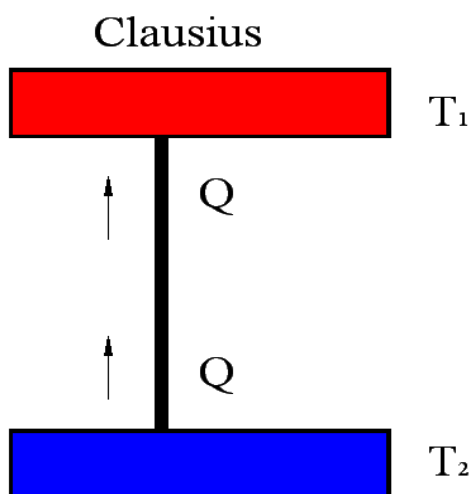


Fig. 2.3 Transferencia de Temperatura de T_2 a T_1

No es posible un proceso cuyo único resultado sea la transferencia de calor de un cuerpo de menor temperatura a otro de mayor temperatura. (Fig. 2.3)

2.7.2 Enunciado de Kelvin-Planck

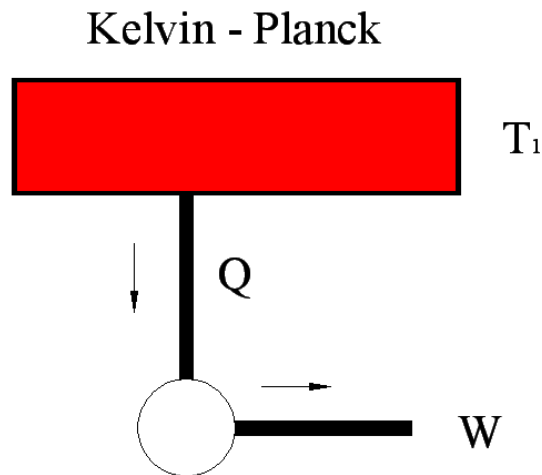


Fig. 2.4 Conversión de Calor a Energía

No es posible un proceso cuyo único resultado sea la absorción de calor procedente de un foco y la conversión de este calor en trabajo. (Fig. 2.4)

2.8 TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor es la ciencia que busca predecir la transferencia de energía que tiene lugar entre cuerpos, como resultado de una diferencia de temperatura. La termodinámica enseña que esta transferencia de energía se define como calor. La ciencia de la transferencia de calor no solo pretende explicar cuanta energía como calor puede transferirse, sino también predice la razón de cambio con que este intercambio se lleva a cabo bajo ciertas condiciones especificadas.

El hecho de que una razón de cambio de transferencia de calor sea el objetivo deseado en un análisis, destaca la diferencia entre la transferencia de calor y la termodinámica. La termodinámica trata con sistemas de equilibrio; puede usarse para predecir la cantidad de

energía requerida para cambiar un sistema de un estado de equilibrio a otro; pero no puede ser usada para predecir qué tan rápido tendrá lugar el cambio, puesto que el sistema no está en equilibrio durante el proceso. [6, pág.17]

La Ingeniería Térmica trata los procesos de transferencia de calor y la metodología para calcular la velocidad temporal con que éstos se producen y así poder diseñar los componentes y sistemas en los que son de aplicación. La transferencia de calor abarca una amplia gama de fenómenos físicos que hay que comprender antes de proceder a desarrollar la metodología que conduzca al diseño térmico de los sistemas correspondientes.

Algunos ejemplos de diseño pueden ser:

- a) Los que requieren disminuir las cantidades de calor transferido mediante un aislante térmico, o amplificarlas mediante aletas u otros sistemas.
- b) Los que implican procesos de transferencia de calor de un fluido a otro mediante intercambiadores de calor.
- c) Los que controlan térmicamente un proceso, manteniendo las temperaturas de funcionamiento de los elementos sensibles al calor dentro de unos márgenes predeterminados, etc.

La fenomenología que estudia la transmisión del calor complementa los Principios termodinámicos, proporcionando unos métodos de análisis que permiten predecir esta velocidad de transferencia térmica.

Para ilustrar los diferentes tipos de información que se pueden obtener desde ambos puntos de vista, (termodinámico y transferencia de calor) consideraremos, a título de ejemplo, el calentamiento de una barra de acero inmersa en agua caliente. Los principios termodinámicos se pueden utilizar para predecir las temperaturas finales una vez los dos sistemas hayan alcanzado el equilibrio y la cantidad de energía transferida entre los estados de equilibrio inicial y final, pero nada nos dicen respecto a la velocidad de la transferencia

térmica, o la temperatura de la barra al cabo de un cierto tiempo, o del tiempo que hay que esperar para obtener una temperatura determinada en una cierta posición de la barra.

Un análisis de la transmisión del calor permite predecir la velocidad de la transferencia térmica del agua a la barra y de esta información se puede calcular la temperatura de la barra, así como la temperatura del agua en función del tiempo. Para proceder a realizar un análisis completo de la transferencia del calor es necesario considerar tres mecanismos diferentes, conducción, convección y radiación.

El diseño y proyecto de los sistemas de intercambio de calor y conversión energética requieren de cierta familiaridad con cada uno de estos mecanismos, así como de sus interacciones; en primer lugar considera los principios básicos de la transmisión del calor y algunas aplicaciones simples, que serán de utilidad en el desarrollo de nuestro tema. “Diseño y Montaje de un Banco de Pruebas para Análisis Térmico en Intercambiadores de Calor”.

2.9 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN

El calor es una forma de transferir energía que se manifiesta por causa de la diferencia de temperatura. Imaginemos una fuente de calor en un día muy frío. Si tenemos frío nos colocamos ante ella de frente o de espaldas, pero muy raramente de perfil, porque intuitivamente sabemos que el calor que recibimos es directamente proporcional a la superficie expuesta. Por eso si tenemos mucho frío tratamos de acercarnos lo más posible a la fuente. Pequeñas diferencias de temperatura de la fuente influyen mucho en la cantidad de calor recibida, por lo que intuimos que depende de la temperatura elevada a una potencia grande, mayor que uno.

Las sustancias o materiales que están en contacto con la fuente cálida tienen una energía de vibración mayor en las moléculas que están expuestas a la fuente o en contacto con ella que en las moléculas más alejadas. Esta energía, asociada en los gases y líquidos a modos traslacionales, se puede transferir por choque entre partículas. A este modo de transferir calor se lo llama conducción.

En el caso de flujo de calor por conducción se debe a la rigidez de las moléculas que obstaculiza la vibración o a presencia de huecos en el material. En todos los casos se puede plantear la ecuación generalizada:

$$\text{Intensidad de Flujo} = \frac{\text{Potencial}}{\text{Resistencia}} \quad (2-9)$$

La transferencia de calor por conducción (Fig. 2.5), la rige la Ley de Fourier; el mismo que en 1822 estudió los fenómenos de transferencia de calor y estableció su conocida ecuación:

$$q = \frac{kA(T_1 - T_2)}{L} \quad (2-10)$$

q = Flujo de calor por conducción. [W/m²]

k = Conductividad térmica del material. [W/m·K]

A = Área normal al flujo calórico, siempre perpendicular al flujo. [m²]

L = Espesor de paso de flujo. [m].

T = Temperatura. [°K]

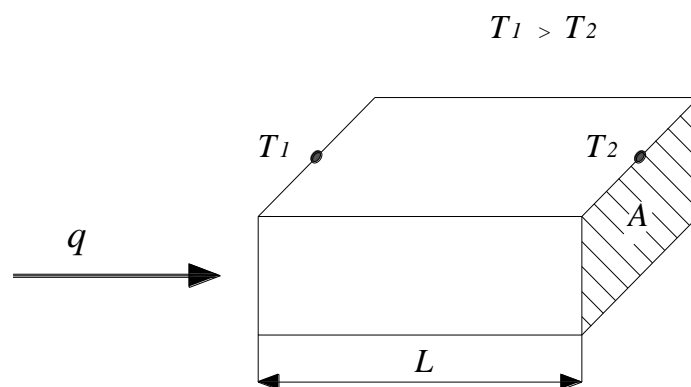


Fig. 2.5 Transferencia de Calor por Conducción en Sólidos

El flujo de calor por conducción se disipa según la dirección, el cual puede ser: Unidimensional, Bidimensional y de Dimensiones Múltiples.

2.10 TRANSFERENCIA DE CALOR UNIDIMENSIONAL

Se considera un sistema unidimensional si el sistema está en estado estable, es decir, si la temperatura no cambia con el tiempo, llamándose régimen estacionario, sin embargo, si la temperatura del sólido está cambiando con el tiempo o si hay fuentes o sumideros de calor dentro del sólido, la situación es más compleja. Y se lo considera un régimen transitorio (Fig. 2.6). Para nuestro proyecto nos basaremos específicamente al primer caso.

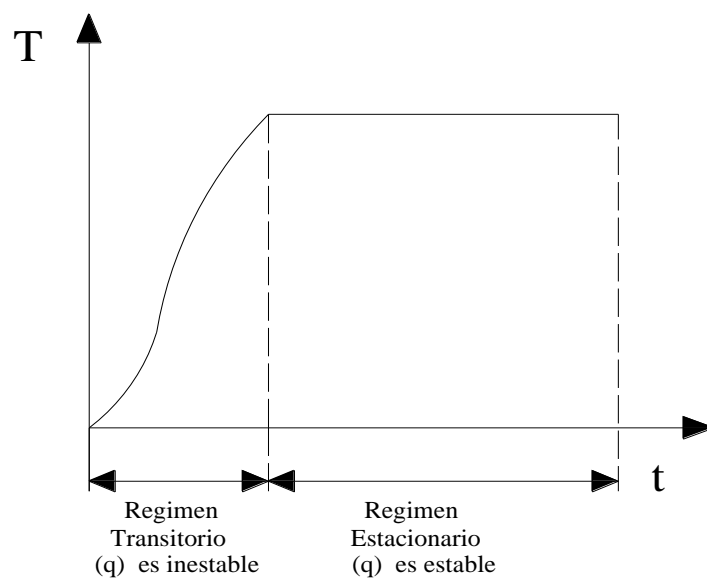


Fig. 2.6 Gráfica de Transferencia de Calor Unidimensional

2.11 TRANSFERENCIA DE CALOR UNIDIMENSIONAL EN PARED PLANA

Una aplicación inmediata de la ley de Fourier corresponde al caso de la transmisión del calor a través de una pared plana (Fig. 2.7). Cuando las superficies de la pared se encuentran a temperaturas diferentes, el calor fluye sólo en dirección perpendicular a las superficies; si la conductividad térmica es uniforme. [6, pág.41]

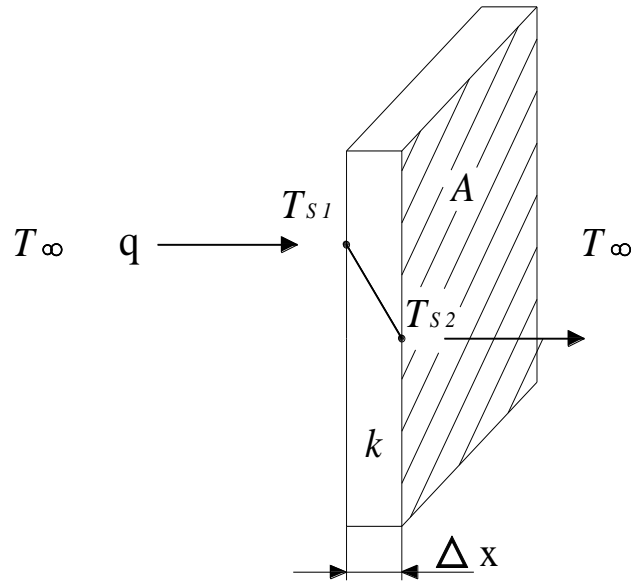


Fig. 2.7 Transferencia de Calor Unidimensional en Pared Plana

Donde:

K = Resistencia al paso del flujo.

Δx = Espesor del material.

T_{∞} = Temperatura ambiente.

T_1 y T_2 = Temperatura de entrada y salida.

2.11.1 Analogía Eléctrica de la Conducción

La *analogía entre el flujo de calor y la electricidad*, permite ampliar el problema de la transmisión del calor por conducción a sistemas más complejos, utilizando conceptos desarrollados en la teoría de circuitos eléctricos. Si la transmisión de calor se considera análoga al flujo de electricidad. Una pared que se opone al flujo del calor se la considera como una resistencia eléctrica. Consiguiéndose aplicar perfectamente la ley de Ohm. (Fig. 2.8)

q = Flujo de calor por conducción = Intensidad eléctrica.

T = Temperatura = Voltaje eléctrico.

$$\text{Resistencia Térmica} = \frac{\Delta x}{k \cdot A} = \text{Resistencia del circuito} \quad (2-11)$$

Por lo tanto tenemos:

Circuito en serie.

Intensidad eléctrica = Flujo de calor por conducción, es constante.

Voltaje eléctrico = Temperatura, es variable.

Circuito en paralelo.

Intensidad eléctrica = Flujo de calor por conducción, es variable.

Voltaje eléctrico = Temperatura, es constante.

2.11.2 Diagrama de Circuito Equivalente

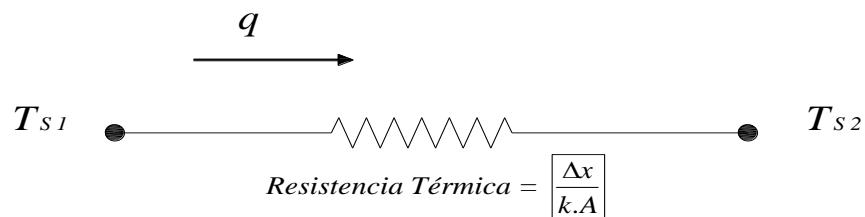


Fig. 2.8 Circuito Eléctrico Equivalente

Aplicando la ley de Ohm Tenemos:

$$I = \frac{V}{R} \quad (2-12)$$

Reemplazando en la Ec. (1-12) tenemos:

$$q = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\frac{\Delta x}{k \cdot A}} = \frac{k \cdot A (T_{s1} - T_{s2})}{\Delta x} \quad (2-13)$$

2.12 TRANSFERENCIA DE CALOR UNIDIMENSIONAL EN PAREDES COMPUESTAS (MULTICAPAS)

Si el calor se propaga a través de varias paredes en buen contacto térmico, capas múltiples, el análisis del flujo de calor en estado estacionario a través de todas las secciones tiene que ser el mismo. Sin embargo y tal como se indica en la (Fig. 2.9), en un sistema de tres capas, los gradientes de temperatura en éstas son distintos. El calor transmitido se puede expresar para cada sección y es el mismo para todas las secciones.

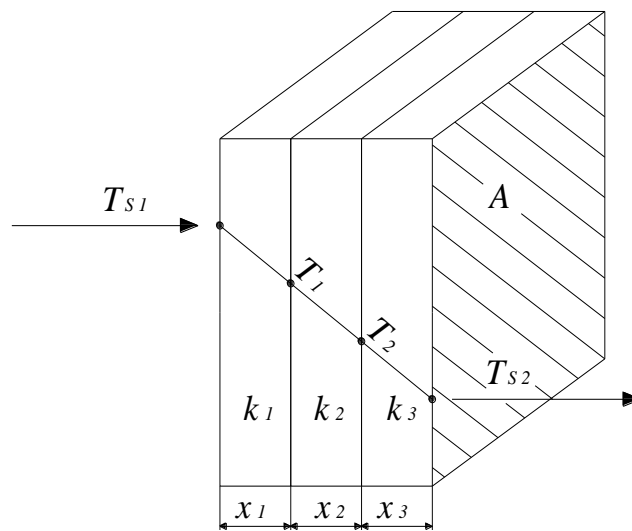


Fig. 2.9 Transferencia de Calor Unidimensional Multicapas

2.12.1 Analogía Eléctrica

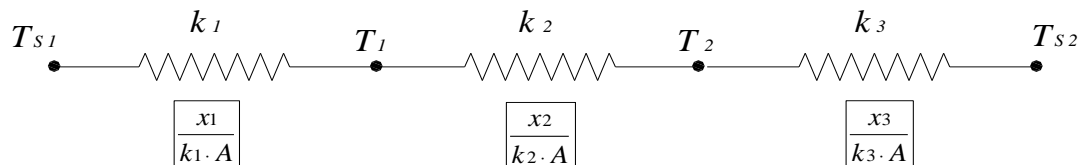


Fig. 2.10 Circuito Eléctrico Equivalente

$$q = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{RT} \quad (2-14)$$

RT = Resistencia Térmica

Entonces RT será la sumatoria de todas las resistencias del circuito.

$$RT = \frac{X1}{k1 \cdot A} + \frac{X2}{k2 \cdot A} + \frac{X3}{k3 \cdot A} \quad (2-15)$$

De la Ec. (2-14) tenemos:

$$q = \frac{T_{s1} - T1}{\frac{X1}{k1 \cdot A}} = \frac{T1 - T2}{\frac{X2}{k2 \cdot A}} = \frac{T2 - T_{s2}}{\frac{X3}{k3 \cdot A}} \quad (2-16)$$

Obteniendo de la Ec. (2-16).

$$q = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\frac{X1}{k1 \cdot A} + \frac{X2}{k2 \cdot A} + \frac{X2}{K3 \cdot A}} \quad (2-17)$$

2.13 TRANSFERENCIA DE CALOR UNIDIMENSIONAL EN PAREDES EN PARALELO

Cuando la conducción tiene lugar en paredes dispuestas en paralelo. En la (Fig. 2.11) se muestra un bloque formado por cuatro materiales de áreas iguales excepto las dos placas que están en paralelo que su área será, $A/2$; para su resolución hay que tener en cuenta que para una determinada diferencia de temperaturas a través del bloque, cada capa del conjunto se puede analizar por separado, teniendo presentes las condiciones impuestas para el flujo unidimensional a través de cada una de las dos secciones.

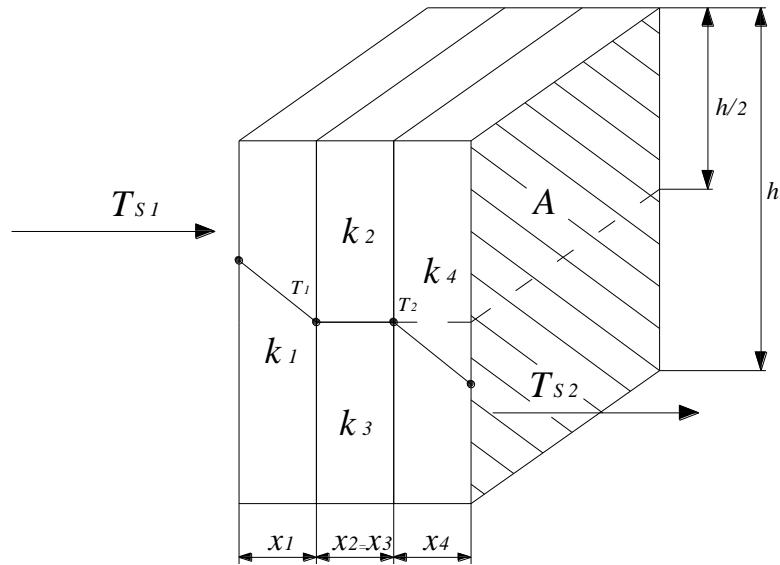


Fig. 2.11 Transferencia de Calor Unidimensional Paredes Paralelo

2.13.1 Analogía Eléctrica

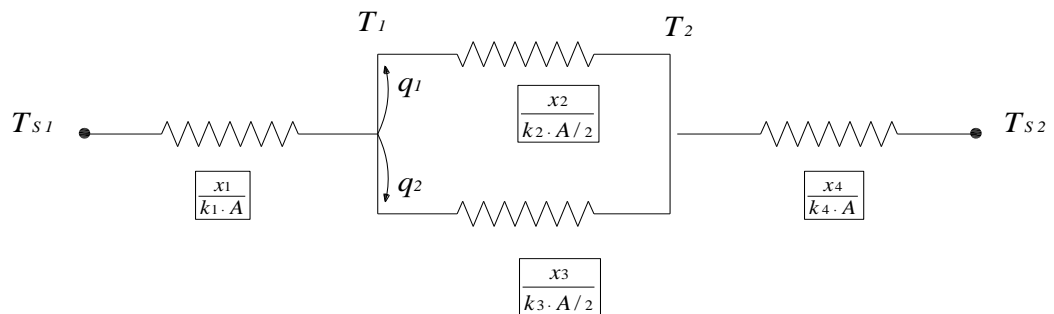


Fig. 2.12 Circuito Eléctrico Equivalente

$$q = q_1 + q_2 \quad (2-18)$$

$$R_{\text{Paralelo}} = \frac{1}{\frac{x_2}{k_2 \cdot A/2} + \frac{x_3}{k_3 \cdot A/2}} \quad [16, \text{Pag. 28}] \quad (2-19)$$

$$R_{\text{Total}} = \frac{x_1}{k_1 \cdot A} + R_{\text{Paralelo}} + \frac{x_4}{k_4 \cdot A} \quad (2-20)$$

Quedando finalmente:

$$q = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{R_{Total}} \quad (2-21)$$

2.14 TRANSFERENCIA DE CALOR EN PAREDES RADIALES - CILÍNDRICAS

En la (Fig. 2.13) se muestra un cilindro hueco y largo, que puede analizarse de forma semejante a la de una esfera hueca. Usualmente, un tubo de vapor se puede modelar como un cilindro hueco y largo. Puesto que la conductividad térmica es constante, existen condiciones de estado estacionario.

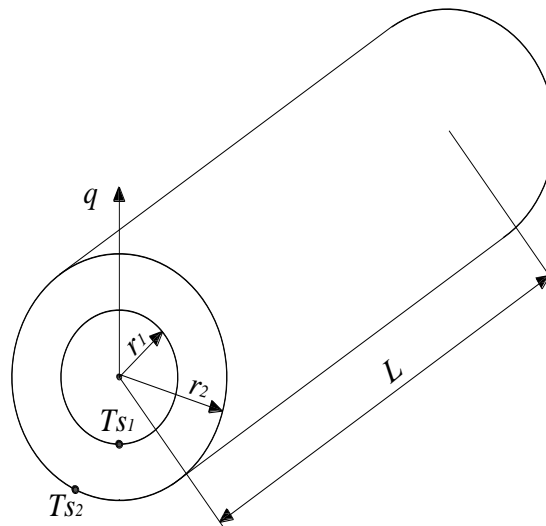


Fig. 2.13 Transferencia de Calor Paredes Radiales - Cilíndricas

2.14.1 Analogía Eléctrica

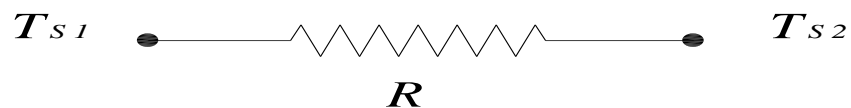


Fig. 2.14 Circuito Eléctrico Equivalente

R = Resistencia Térmica.

$$R = \frac{\ln \cdot r_2 / r_1}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \quad (2-22)$$

La cual quedaría como:

$$q = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{R} \quad (2-23)$$

2.15 TRANSFERENCIA DE CALOR EN SUPERFICIES ESFÉRICAS

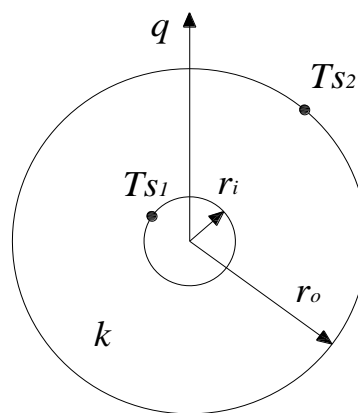


Fig. 2.15 Transferencia de Calor Superficies Esféricas

Donde:

r_i = Radio Interior

r_o = Radio Exterior

$$q = \frac{4 \cdot \pi \cdot k (T_{s1} - T_{s2})}{\frac{1}{r_i} + \frac{1}{r_o}} \quad [6, \text{Pag. 46}] \quad (2-24)$$

Y la Resistencia total es:

$$R. T. = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k} \left(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_o} \right) \quad (2-25)$$

2.15.1 Sistemas Conductivos – Convectivos

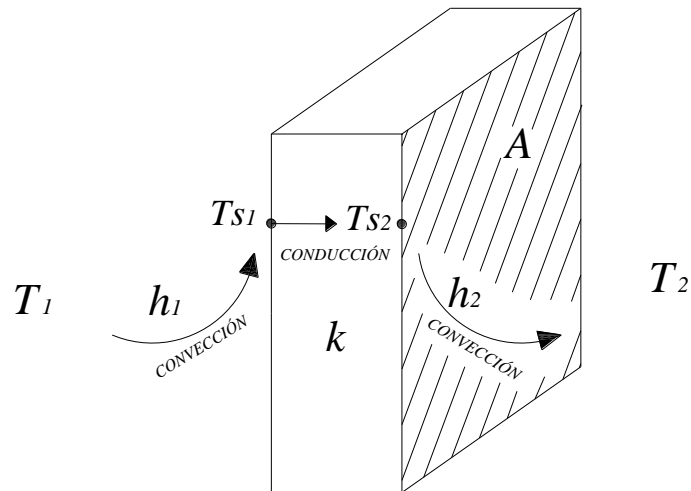


Fig. 2.16 Transferencia de Calor Conductivos - Convectivos

h = coeficiente de convección.

El coeficiente h , el cual se debe evaluar individualmente para cada situación particular (Fig. 2.16), ($h_1 - h_2$) por las siguientes razones:

- 1) El valor del coeficiente de conducción k depende del fluido y de la temperatura media de la capa laminar, que a su vez depende de su espesor.
- 2) El espesor de la capa laminar es extremadamente difícil de estimar. En efecto, se debe pensar que el espesor de la capa laminar depende de muchos factores: dependerá de la viscosidad del fluido y de su velocidad, puesto que a altas velocidades el espesor es menor que a bajas velocidades; de la rugosidad de la superficie; de su disposición geométrica, es decir, si está horizontal o vertical, y si está vertical de si el fluido corre de arriba hacia abajo, de abajo hacia arriba o cruzado; de si el fluido se calienta o se enfría, o hierve, o se condensa; en fin, hay muchísimas posibilidades. El problema es muy complejo y escapa al análisis teórico por lo que solamente contamos con correlaciones experimentales que permiten estimar un valor aproximado, en el mejor de los casos, de manera que no se puede pretender una gran exactitud aun contando con datos bibliográficos modernos.

2.15.2 Analogía Eléctrica

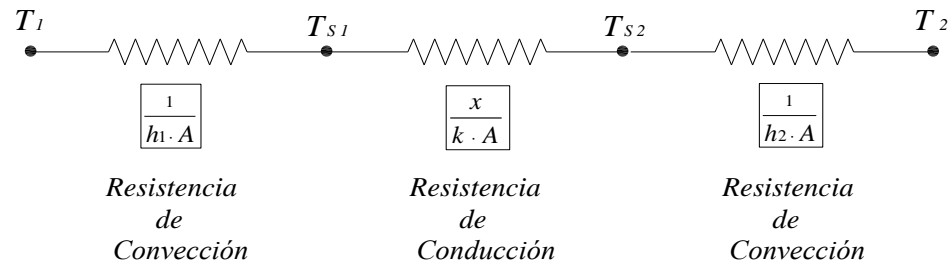


Fig. 2.17 Circuito Eléctrico Equivalente

2.16 SISTEMAS DE CONDUCCION – CONVECCION EN ALETAS

Aunque existen muchas situaciones diferentes que envuelven efectos combinados de conducción - convección, la aplicación más frecuente es el de una superficie extendida que se utiliza específicamente para aumentar la velocidad de transferencia de calor entre un sólido y un fluido adyacente. Estas superficies extendidas se denominan aletas. (Fig. 2.17)

La conductividad térmica del material de las aletas tiene un fuerte efecto en la distribución de las temperaturas a lo largo de la aleta y por lo tanto influye en el grado hasta el cual la velocidad de transferencia de calor se incrementa. Idealmente el material de las aletas deberá tener una conductividad térmica alta para minimizar las variaciones de temperatura desde su base hasta su extremo (Fig. 2.18). En el límite de conductividad térmica infinita, la aleta completa estaría a la temperatura de la superficie base, proveyendo por tanto el máximo aumento posible de la transferencia de calor. [6, pág. 55]

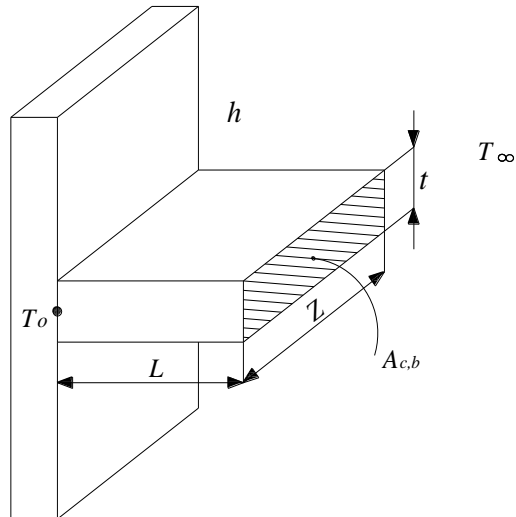


Fig. 2.18 Transferencia de Calor Conducción – Convección en Aletas

Para encontrar los perímetros:

Perímetro para aleta cuadrada.

$$P.\square = 2Z + 2t \quad (2-26)$$

Perímetro para aleta circular.

$$P.o = \pi \cdot D \quad (2-27)$$

D = Diámetro de aleta.

T_o = Temperatura interna.

T_{∞} = Temperatura ambiente.

Para reconocer con facilidad la distribución de temperaturas y transferencia de calor para aletas de área de sección transversal uniforme tenemos los siguientes casos:

2.16.1 Caso a) Aleta muy larga

Este caso es aplicable cuando al multiplicar el factor (m) por la longitud de la aleta de un rango mayor de 2,65.

$$m \cdot L > 2,65$$

Donde:

$$m = \sqrt{\frac{h \cdot p}{k \cdot A_{c,b}}} \quad (2-28)$$

$$qf = M = \sqrt{h \cdot p \cdot k \cdot A_{c,b}} (T_o - T_\infty) \quad (2-29)$$

$qf = M =$ Flujo de calor a través de las aletas

2.16.2 Caso b) Con transferencia de calor por convección desde el extremo de la aleta

$$qf = \frac{M \cdot \operatorname{senh} \cdot m \cdot L + (h/m \cdot k) \cdot \operatorname{cosh} \cdot m \cdot L}{\operatorname{cosh} \cdot m \cdot L + (h/m \cdot k) \cdot \operatorname{senh} \cdot m \cdot L} \quad (2-30)$$

2.16.3 Caso c) Con extremo adiabático (aislado)

$$qf = M \cdot \operatorname{tagh} \cdot m \cdot L \quad (2-31)$$

2.16.4 Caso d) Con temperatura establecida en el extremo (efectividad)

$$qf = M \frac{\operatorname{cosh} \cdot m \cdot L - (\theta_L / \theta_b)}{\operatorname{senh} \cdot m \cdot L} \quad (2-32)$$

Donde

$$\theta_L = T_L - T_\infty \quad (2-33)$$

$$\theta_b = T_o - T_\infty \quad (2-34)$$

2.16.5 Efectividad (ϵf)

Se define como la razón entre la transferencia de calor de la aleta (qf) y la transferencia de calor que existiría sin la aleta (qb).

$$\epsilon f = \frac{qf}{qb} \quad (2-35)$$

El uso de aletas sólo se justifica cuando. $\epsilon f > 2$

2.16.6 Resistencia Térmica de una Aleta

$$R_{t \cdot f} = \frac{\theta_b}{qf} = \frac{1}{h \cdot A_{c,b}} \quad (2-36)$$

2.16.7 La Eficiencia o Rendimiento de una Aleta

Se define como la razón entre el calor real transferido por la aleta y el calor que transferiría si estuviera toda ella a la temperatura de la base

$$\eta_f = \frac{qf}{q_{\max.}} = \frac{qf}{h \cdot A_f \cdot \theta_b} \quad (2-37)$$

Siendo:

$$A_f = \text{perimetro} \times \text{Longitud} \quad (2-38)$$

2.16.8 Dispositivos de Varias Aletas, Eficiencia Global (η_O).

$$\eta_O = \frac{qt}{h \cdot A_t \cdot \theta_b} \quad (2-39)$$

qt = la transferencia total de calor de la superficie total.

A_t = que es la asociada a la superficie del número de aletas más la parte expuesta a la base.

N = número total de aletas.

$$A_t = n \cdot A_f + A_b \quad (2-40)$$

$$\eta_O = 1 - \frac{N \cdot A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad (2-41)$$

Resistencia térmica global ($r_{t,o}$)

$$R_{t,o} = \frac{\theta_b}{qt} = \frac{1}{h \cdot A_t \cdot \eta_O} \quad (2-42)$$

2.17 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN

El mecanismo de convección se basa en la creación de corrientes en el seno de un fluido, por lo que se distingue nítidamente de la conducción, que se puede dar en los fluidos y en los cuerpos rígidos, y de la radiación, que no requiere medio conductor. Las corrientes producidas en el seno del fluido reconocen dos orígenes: [6, pág. 193]

- a) Natural, por efecto de la gravedad sobre zonas del fluido que tienen distintas densidades causadas por diferencias de temperatura entre las mismas, es decir cuando las corrientes son causadas por diferencias de energía potencial (flujo por gravedad o termosifón).
- b) Artificial o forzada, cuando las corrientes se originan en diferencias de energía cinética (elemento impulsor: bomba, ventilador). En el primer caso se dice que hay convección natural y en el segundo convección forzada.

Para poder comprender mejor el fenómeno de la convección definiremos algunas particularidades sobre los fluidos.

2.18 VISCOSIDAD

Propiedad de los fluidos de oponerse al desplazamiento de sus capas. Existiendo de dos tipos.

2.18.1 Viscosidad Dinámica (μ)

Varía directamente con la temperatura y es independiente de la presión.

$$\mu = \left[\frac{\text{Kg} \cdot \text{seg}}{\text{m}^2} \right] = [\text{Poises}] \quad (2-43)$$

$$1 \text{ Poise} = 0,01019 \frac{\text{Kg} \cdot \text{seg}}{\text{m}^2} \quad (2-44)$$

2.18.2 Viscosidad Cinemática (ν)

En los gases varía con la temperatura y la presión, pero en los líquidos varía con la temperatura.

$$\nu = \left(\frac{m^2}{seg} \right) = \left(\frac{cm^2}{seg} \right) = (1 \text{ stoke}) \quad (2-45)$$

$$1 \text{ stoke} = 10^{-4} \frac{m^2}{seg}$$

2.19 TIPOS DE FLUJO

Tenemos varios tipos de flujo los cuales se han clasificado en tres grupos. (Fig. 2-19).

2.19.1 Flujo Laminar

Es la formada por capas sin mezclarse las partículas del líquido, ni variando su velocidad es decir esta permanece constante.

2.19.2 Flujo Turbulento

Es el que va acompañado por una mezcla interna de líquido y oscilaciones de la velocidad y/o presiones.

2.19.3 Etapa de Transición

Periodo que tarda el fluido en pasar del flujo laminar al flujo turbulento.

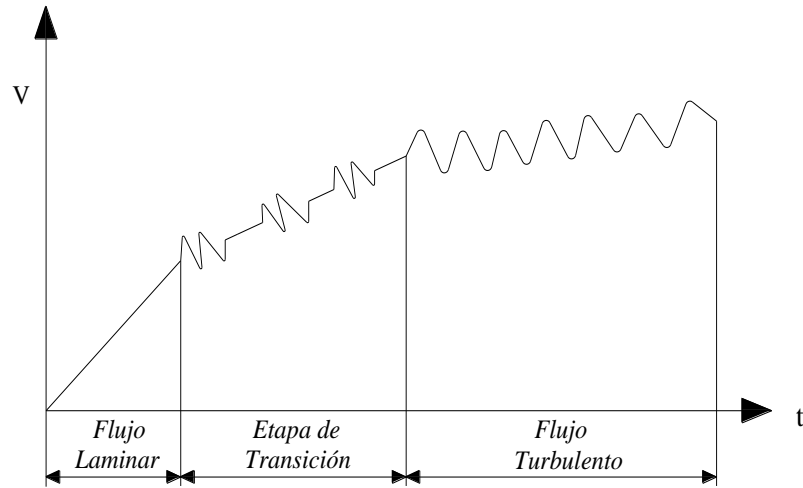


Fig. 2.19 Tipos de Flujos

2.19.4 Criterio para Determinar el Tipo de Flujo

Para poder determinar el tipo de flujo, donde se encuentra un fluido, se utiliza el Número de Reynolds (Re). En la (Fig. 2.20) se da para dos casos más comunes. Y en la Tabla 2-1 se puede apreciar las relaciones para saber el tipo de flujo en el cual nos encontramos.

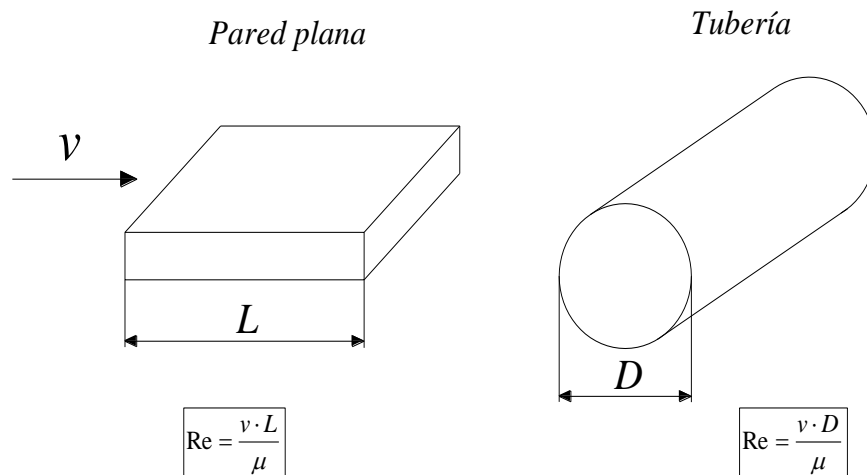


Fig. 2.20 Determinación del Tipo de Flujo

Se trabaja con las siguientes relaciones.

Tabla 2-1. Tipos de Flujos

$Re < 2000$	<i>Laminar</i>
$2000 < Re < 4000$	<i>E. Transición</i>
$Re > 4000$	<i>Turbulento</i>

2.19.5 Tipos de Correlaciones

Con todos los criterios anotados anteriormente, podríamos atacar analíticamente el problema de la transferencia de calor en un tubo con flujo laminar por completo desarrollado. Los casos de flujo laminar no desarrollado, sistemas de flujos en donde las propiedades del flujo varían ampliamente con la temperatura y sistemas de flujo turbulento son mucho más complicados pero de gran interés [7].

Para propósitos de diseño e ingeniería las correlaciones empíricas son casi siempre de enorme utilidad práctica, es así que existen algunos tipos de correlaciones que intervienen directamente en la determinación del coeficiente de transferencia de calor por colección, así como las variaciones de temperatura en los intercambiadores de calor.

A continuación detallaremos algunas de las correlaciones utilizadas en nuestra investigación, indicando que existen muchas más que podrían ser tomadas en cuenta y que pueden ser evaluadas para los diferentes cálculos.

- a) Para tubos pulidos con flujo turbulento, Dittus y Boelter recomiendan la siguiente relación (incertidumbre del $\pm 25\%$): [7]

$$Nu_d = 0.023 \cdot Re_d^{0.8} \cdot Pr^n \quad (2-46)$$

En esta ecuación las prioridades se evalúan a la temperatura global del fluido y el exponente n tienen los siguiente valores:

$$n = 0.3 \quad \text{para calentamiento}$$

0.4 para enfriamiento

- b) Para el fluido que circula por el exterior de los tubos, podemos utilizar la fórmula de Churchill y Berstein (incertidumbre del $\pm 30\%$): [8]

$$\text{Nu}_D = 0.3 + \frac{0.62 \cdot \text{Re}_D^{1/2} \cdot \text{Pr}^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{\text{Pr}}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{\text{Re}_D}{28200}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (2-47)$$

K , μ , c_p , evaluadas a la temperatura media del fluido.

Con propiedades a T_f y $\text{Re}_D \cdot \text{Pr} > 0,2$

Para ello tenemos en cuenta que la sección de paso por la carcasa, será la sección de la carcasa menos el área que ocupan todos los tubos que hay en el intercambiador.

- c) Sieder y Tate propusieron una relación empírica un poco más sencilla para transferencia de calor laminar en tubos en la que el coeficiente promedio de transferencia de calor está basado en el promedio aritmético de las diferencias de temperatura de entrada y salida, y se evalúan todas las propiedades del fluido a su temperatura global media con excepción de μ_w que se evalúan a la temperatura de la pared: [9]

$$\text{Nu}_d = 1.86 \cdot \left(\frac{\text{Re}_D \cdot \text{Pr}}{\frac{L}{D}}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (2-48)$$

Con propiedades a $T_m = \frac{(T_{m,\text{ent}} + T_{m,\text{sal}})}{2}$

Excepto μ_s a T_s y $\left[\begin{array}{l} 0.48 < \text{Pr} < 16.700 \\ 0.0044 < \frac{\mu}{\mu_w} < 9.75 \end{array} \right]$

- d) Hausen presenta la siguiente relación empírica para flujo laminar completamente desarrollada en tubos con temperatura de pared constante: [10]

$$\text{Nu}_D = 3.66 + \frac{0.0668 \cdot \left(\frac{D}{L}\right) \cdot \text{Re}_D \cdot \text{Pr}}{1 + 0.04 \cdot \left[\left(\frac{D}{L}\right) \cdot \text{Re}_D \cdot \text{Pr}\right]^{2/3}} \quad (2-49)$$

Con propiedades a $T_m = \frac{(T_{m.\text{ent}} + T_{m.\text{sal}})}{2}$

- e) Nusselt aplica la relación empírica que se aplica a flujos turbulentos en la región de la entrada y que no están por completo desarrollados, por lo que recomienda la siguiente ecuación: [11]

$$\text{Nu}_d = 0.036 \cdot \text{Re}_d^{0.8} \cdot \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{d}{L}\right)^{0.055} \quad (2-50)$$

Con propiedades para $10 < L/D < 400$

2.20 ECUACIÓN DE LA CAPA LÍMITE TÉRMICA

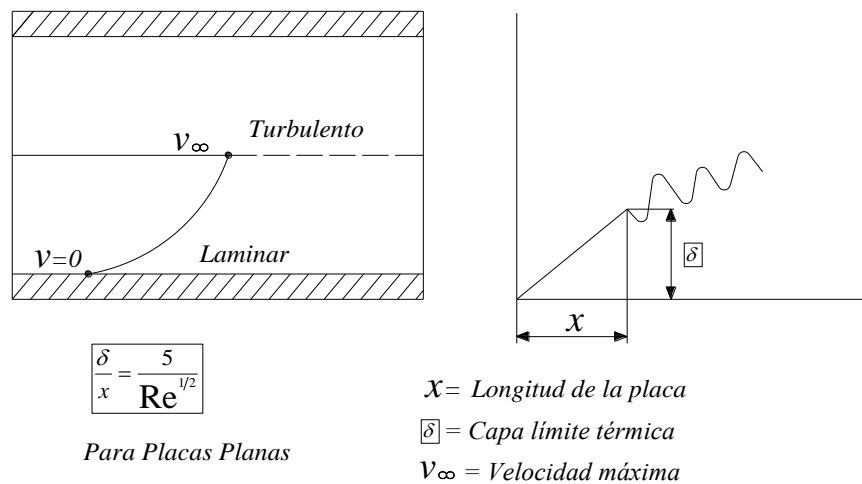


Fig. 2.21 Determinación de la Capa Límite Térmica

2.21 DIFUSIVIDAD TÉRMICA (α)

Mide la capacidad de un material para conducir energía térmica, en relación con su capacidad para almacenar.

$C_p =$ Calor específico.

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot C_p} \left(\frac{m^2}{seg} \right) \quad (2-51)$$

2.22 FORMULACIONES MATEMÁTICAS DE LOS NÚMEROS MÁS USADOS

Número de Nusselt :

$$N_u = \frac{h \cdot D}{k} \quad (2-52)$$

Número de Prandtl:

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (2-53)$$

Número de Reynolds:

$$Re = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} = \frac{D \cdot G}{\mu} = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot \mu \cdot D} \quad (2-54)$$

Número de Grashof:

$$Gr = \frac{D^3 \rho^2 \cdot \beta \cdot g \cdot \Delta T}{\mu^2} = \frac{D^3 \cdot \beta \cdot g \cdot \Delta T}{\nu^2} \quad (2-55)$$

Número de Peclet:

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{D \cdot v \cdot \rho \cdot C_p}{k} = \frac{D \cdot v}{\alpha} \quad (2-56)$$

Número de Graetz:

$$Gz = \frac{\pi \cdot Pe}{4 \frac{L}{D}} \quad (2-57)$$

Número de Rayleigh:

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{D^3 \cdot \beta \cdot g \cdot \Delta T}{\nu^2} = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (2-58)$$

2.23 SIMBOLOGÍA

v = Velocidad del fluido. $\frac{m}{seg.}$

ρ = Densidad. Kg/m^3

Q = Caudal. $m^3/seg.$

h = Coeficiente pelicular (convección).

C_p = Calor específico.

$$G = \text{Caudal másico superficial.} \quad \left[\frac{Kg}{seg \cdot m^2} \right] \Rightarrow G = v \cdot \rho = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot Q \cdot \rho}{\pi \cdot D^2} \quad (2-59)$$

$$m = \text{Caudal másico.} \quad \left[\frac{k}{h} \right] \Rightarrow m = Q \cdot \rho \quad (2-60)$$

$$\beta = \text{Coeficiente de dilatación.} \quad \beta = \frac{1}{v} \left(\frac{dv}{dt} \right) \quad (2-61)$$

2.24 COEFICIENTE DE PELICULA O PELICULAR

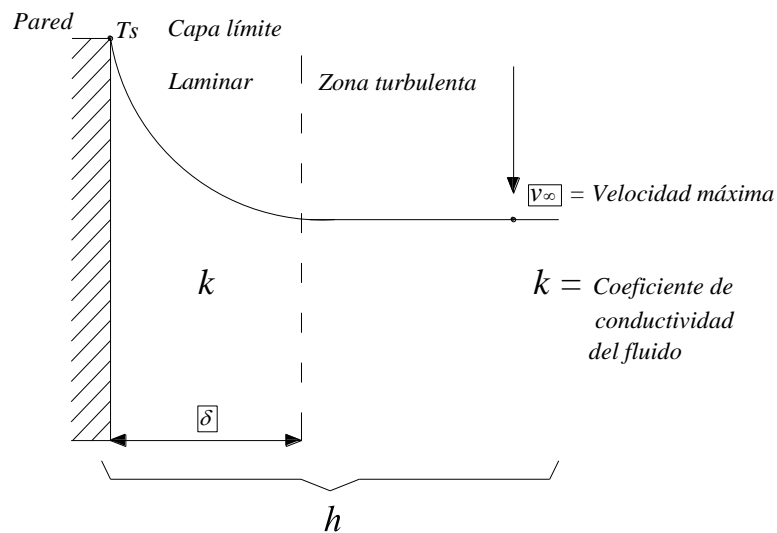


Fig. 2.22 Gráfica del Coeficiente Pelicular

$$N \quad u = \frac{h \cdot D}{k} \quad (2-62)$$

Y para placa plana.

$$N \quad u = \frac{h \cdot L}{k} \quad (2-63)$$

Pero para una pared plana, se ve afectada por el tipo de material, la rugosidad y el grado de uso.

Capa laminar.- Es la mayor resistencia con respecto a la zona turbulenta.

Zona turbulenta.- Es la menor resistencia al paso del flujo.

2.25 ECUACIÓN PARA LA CONVECCIÓN

$$q = k \cdot A \frac{dT}{dx} \quad (2-64)$$

2.26 ECUACIÓN DE ENFRIAMIENTO DE NEWTON

$$q = h \cdot A \cdot dt = h \cdot A(T1 - T2) \quad (2-65)$$

La capa laminar depende de factores como: la viscosidad, velocidad, rugosidad y la disposición geométrica (horizontal o vertical). Si está vertical depende que el fluido corra de arriba hacia abajo o de abajo hacia arriba.

Una herramienta que nos permite estimar todas estas restricciones es el análisis dimensional.

2.27 PASOS A SEGUIR EN EL ANÁLISIS DIMENSIONAL

2.27.1 Primer Paso

Definir el problema, es decir si es convención natural o forzada, e identificar el tipo de transferencia de calor.

2.27.2 Segundo Paso

Predecir y determinar la forma que tendrá el modelo matemático que describe el problema; a estos modelos se los conoce como correlaciones y están determinadas por los números y sus formulaciones matemáticas.

La convección natural como la describimos en la primera parte, es simplemente la velocidad del ambiente. Mientras que en la convección forzada la velocidad del aire, esta influenciada por un dispositivo mecánico (bomba, ventilador).

2.28 CONVECCIÓN FORZADA POR FLUJO EXTERNO

Correlación de convección local para el flujo laminar sobre una placa plana con temperatura superficial constante.

$$Nu = 0,332 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (2-66)$$

2.29 TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN

La radiación presenta una diferencia fundamental respecto a la conducción y la convección: las sustancias que intercambian calor no tienen que estar en contacto, sino que pueden estar separadas por un vacío.

2.30 LEY DE STEFAN-BOLTZMANN

Esta es la ecuación de Stefan-Boltzmann que se usa en la mayoría de los cálculos de radiación.

$$q = \varepsilon \cdot F_g \cdot \tau \cdot A(T_1^4 - T_2^4) \quad (2-67)$$

$\varepsilon = \text{Emisividad}$

Este factor nos indica cuanta energía es capaz de transmitir el cuerpo.

Cuerpo negro

$$\varepsilon = 1$$

Cuerpo gris

$$0 < \varepsilon < 1$$

F_g = Factor geométrico (cantidad de flujo de calor receptada).

$$\tau = \text{Constante de Stefan-Boltzmann} = 5,67 \times 10^{-8} \frac{\omega}{m^2 \cdot K^4} \quad (2-68)$$

CAPÍTULO III

INTERCAMBIADORES DE CALOR

INTERCAMBIADORES DE CALOR.

El desarrollo de los intercambiadores es variado y de una amplia gama de tamaños y tecnología como plantas de potencia de vapor, plantas de procesamiento químico, calefacción y acondicionamiento de aire de edificios, refrigeradores domésticos, radiadores de automóviles, radiadores de vehículos especiales, etc.

Un intercambiador de calor se puede representar de un modo muy elemental como un equipo en el que dos corrientes a distintas temperaturas fluyen sin mezclarse con el objeto de enfriar una de ellas o calentar la otra o ambas cosas a la vez. Un diseño de intercambiador de calor sumamente primitivo se puede ver en la (Fig. 3.1).

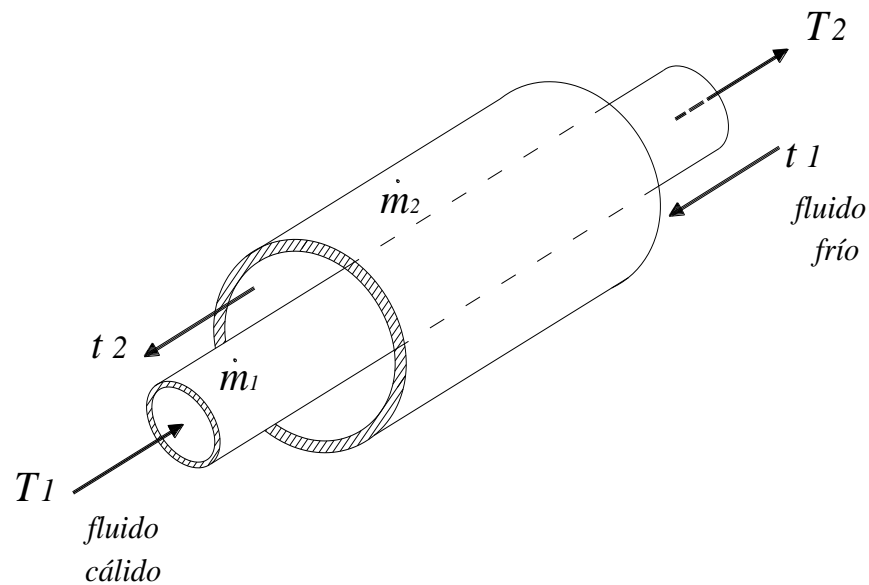


Fig. 3.1 Intercambiador de Calor

t_1 y t_2 = temperaturas de entrada y salida del fluido frío.

T_1 y T_2 = temperaturas de entrada y salida del fluido caliente.

\dot{m}_1 = Caudal másico fluido caliente.

\dot{m}_2 = Caudal másico fluido frío.

3.1 DISPOSICIONES DE LAS CORRIENTES

En el esquema anterior tenemos una situación que se ha dado en llamar “contracorriente” o “corrientes opuestas”. En cambio si ambas corrientes tienen el mismo sentido se trata de “corrientes paralelas” (Fig. 3.2 (b)).

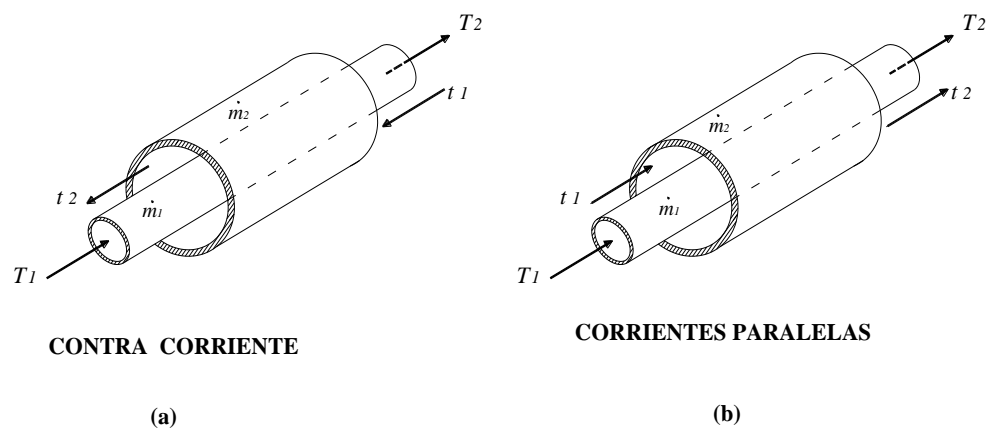


Fig. 3.2 Disposición de las Corrientes en Intercambiadores

También se presenta una situación en la que ambas corrientes se cruzan en ángulo recto. En ese caso se habla de corrientes cruzadas. Esta disposición se da con mayor frecuencia en el intercambio de calor de gases con líquidos. (Fig. 3.3)

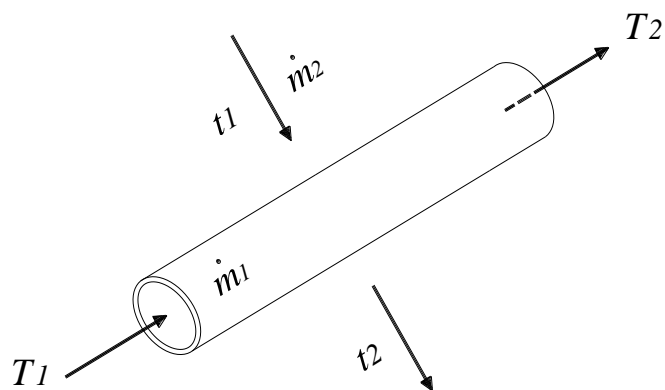


Fig. 3.3 Corrientes Cruzadas en Intercambiadores

La ecuación de transferencia de calor o flujo de calor, aplicable a los intercambiadores de calor se representa como:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T \cdot m \cdot L \quad (3-1)$$

Por lo tanto:

U = Es el coeficiente global de transferencia de calor, este puede contener resistencias conductivas-convectivas.

3.2 EJEMPLO DE ANALOGÍA ELÉCTRICA

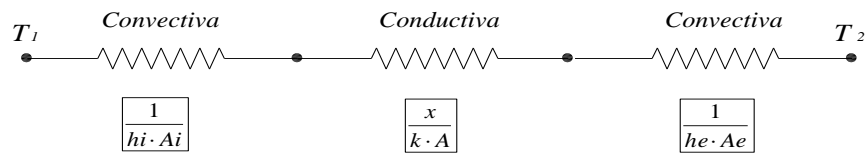


Fig. 3.4 Circuito Eléctrico Equivalente

$$\text{Coeficiente de Transferencia de Calor} \Rightarrow \frac{1}{U} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{x}{k \cdot A} + \frac{1}{h_e \cdot A_e} \quad (3-2)$$

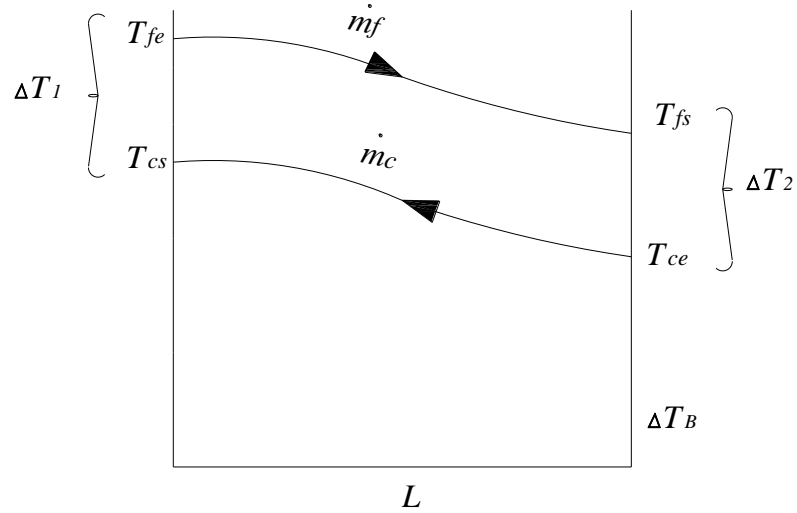
$$U = U_1 \cdot A \quad (3.3)$$

A = Área total

3.3 DIFERENCIA MEDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURA (MLDT)

La media logarítmica, de la diferencia de temperatura; depende del tipo de flujo de transferencia de calor.

$$\Delta T_{ml} = MLDT$$



Contra Corriente

Fig. 3.5 Gráfica de Contra Corriente

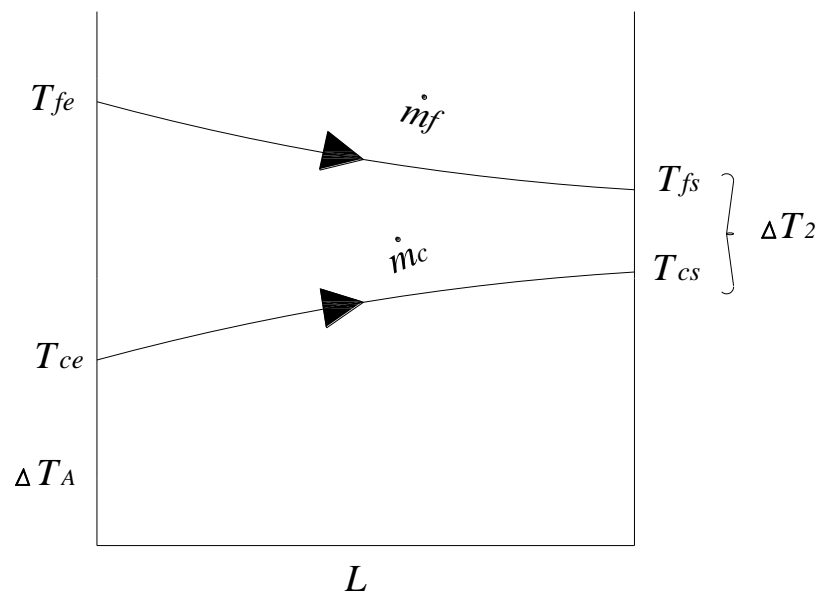
Donde:

$$\Delta T1 = Tfe - Tcs \quad (3-4)$$

$$\Delta T2 = Tfs - Tce \quad (3-5)$$

Por lo tanto tenemos:

$$\Delta TmL = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln \frac{\Delta T1}{\Delta T2}} \quad (3-6)$$



Corriente paralela

Fig. 3.6 Gráfica de Corrientes Paralelas

$$\Delta T1 = Tfe - Tce \quad (3-7)$$

$$\Delta T2 = Tfs - Tcs \quad (3-8)$$

La disposición geométrica de los tubos es muy utilizada en la industria, estos arreglos geométricos, que pueden tener los tubos: son de disposición alineada y disposición escalonada.

3.4 DISPOSICIÓN ALINEADA

En la (Fig. 3.7) se representa una disposición alineada, una ventaja de este arreglo es la baja caída de presión. Dando como resultado la implementación de una bomba de baja potencia. Y la desventaja sería una menor eficiencia y por consiguiente mayor utilización de tubos.

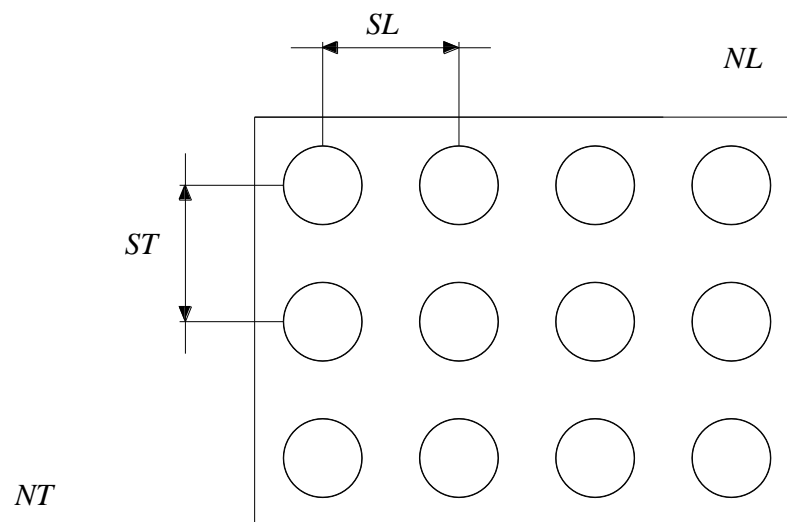


Fig. 3.7 Disposición Alineada de Tubos

3.5 DISPOSICIÓN ESCALONADA

Con el arreglo escalonado (Fig. 3.8) obtendremos una alta presión, esta disposición será más eficiente que la alineada; y necesitaremos una menor cantidad de tubos.

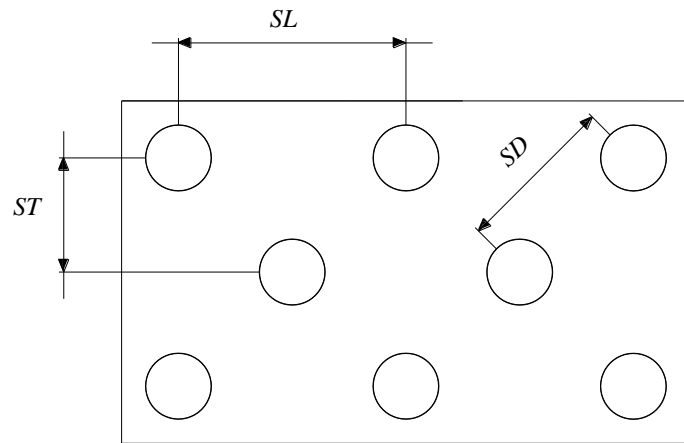


Fig. 3.8 Disposición Escalonada de Tubos

Nomenclatura:

SL = Espaciamiento en dirección longitudinal.

ST = Espaciamiento en dirección transversal.

NL = Número de tubos en dirección longitudinal.

NT = Número de tubos en dirección transversal.

SD = Espaciado diagonal.

$$N = NL \cdot NT = \text{Número de Tubos} \quad (3-9)$$

3.6 CLASIFICACIÓN

Prácticamente no existe industria en la que no se encuentre un intercambiador de calor, debido a que la operación de enfriamiento o calentamiento es inherente a todo proceso que maneje energía en cualquiera de sus formas. Existe mucha variación de diseños en los equipos de intercambio de calor. En ciertas ramas de la industria se han desarrollado intercambiadores muy especializados para ciertas aplicaciones puntuales. Tratar todos los tipos sería imposible, por la cantidad y variedad de ellos que se puede encontrar. En forma muy general, podemos clasificarlos según el tipo de superficie. (Fig. 3.9)

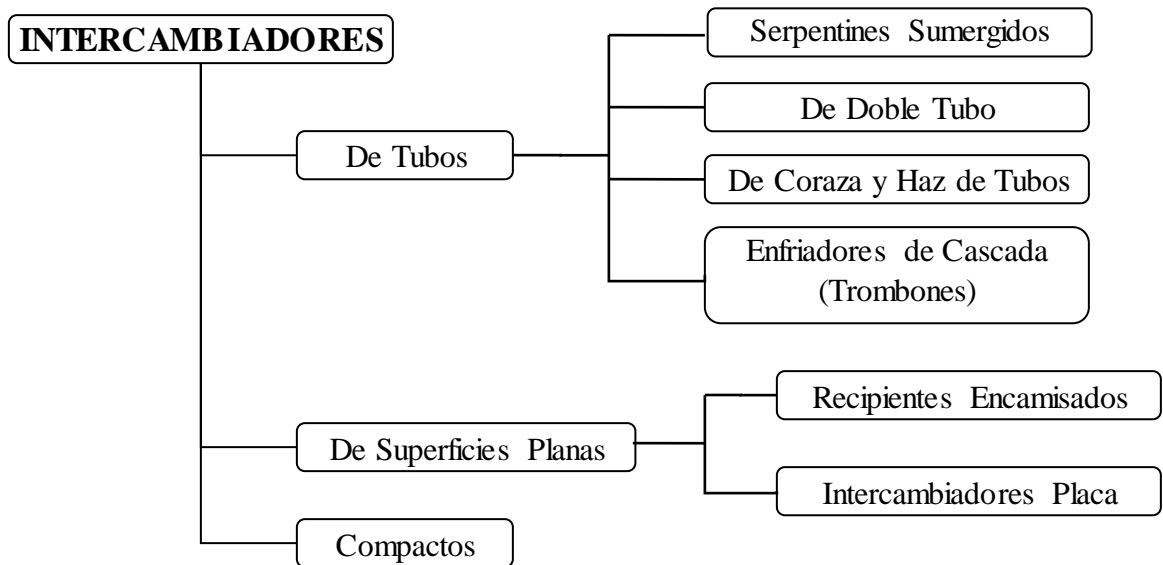


Fig. 3.9 Clasificación de Intercambiadores de Calor

3.7 INTERCAMBIADORES DE TUBOS

Los intercambiadores de tubos, son los más abundantes. La causa de su utilización es su mayor flexibilidad.

3.7.1 Intercambiadores de Serpentes Sumergidos

Un intercambiador de serpentín es un simple tubo que se dobla en forma helicoidal y se sumerge en el líquido. Se usa normalmente para tanques y puede operar por convección natural o forzada. Debido a su bajo costo y rápida construcción se improvisa fácilmente con materiales abundantes en cualquier taller de mantenimiento. Usualmente se emplea tubería lisa de 3/4 a 2 pulgadas.

El rendimiento del intercambio es bueno y son fáciles de limpiar exteriormente. La limpieza interior generalmente no es problema, ya que la aplicación más frecuente es para calentamiento, generalmente con vapor. El vapor no ensucia, pero es bastante corrosivo.

3.7.2 Intercambiadores de Doble Tubo

El intercambiador de doble tubo (Fig. 3.10) es el tipo más simple que se puede encontrar de tubos rectos. Básicamente consiste en dos tubos concéntricos, lisos o aletados. Normalmente el fluido frío se coloca en el espacio anular, y el fluido caliente va en el interior del tubo interno.

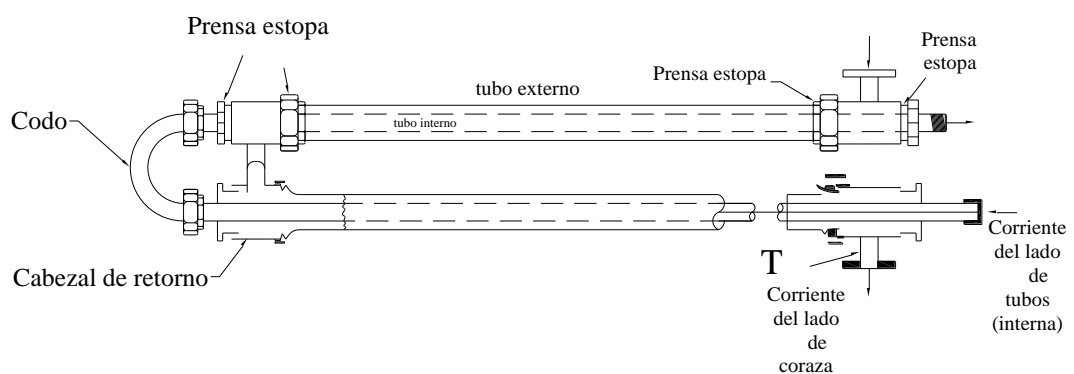


Fig. 3.10 Intercambiador de Doble Tubo

3.7.3 Intercambiadores de Coraza y Haz de Tubos

Los intercambiadores de tipo coraza y haz de tubos se usan para servicios en los que se requieren grandes superficies de intercambio, generalmente asociadas a caudales mucho mayores de los que puede manejar un intercambiador de doble tubo. En efecto, el intercambiador de doble tubo requiere una gran cantidad de horquillas para manejar servicios como los descritos, pero a expensas de un considerable consumo de espacio, y con aumento de la cantidad de uniones que son puntos débiles porque en ellas la posibilidad de fugas es mayor. La solución consiste en ubicar los tubos en un haz, rodeados por un tubo de gran diámetro denominado coraza. De este modo los puntos débiles donde se pueden producir fugas, en las uniones del extremo de los tubos con la placa, están contenidos en la coraza. En cambio en un conjunto de horquillas estos puntos están al aire libre.

En la (Fig. 3.11) vemos un intercambiador de haz de tubos y coraza.

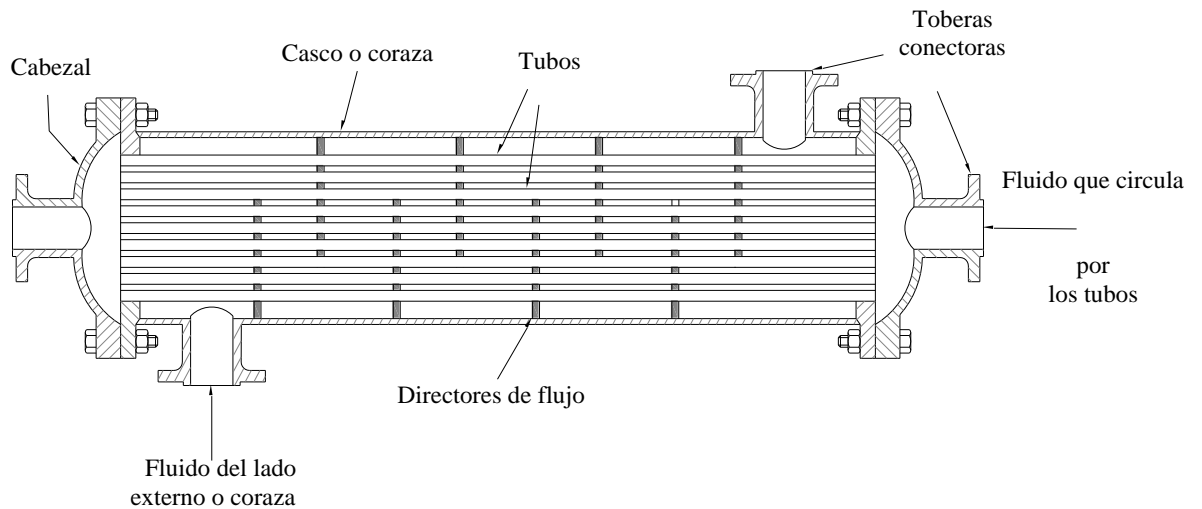


Fig. 3.11 Intercambiador de Coraza y Haz e Tubos

3.7.4 Enfriadores de Cascada

Estos equipos consisten en bancos de tubos horizontales, dispuestos en un plano vertical, con agua que cae resbalando en forma de cortina sobre los tubos formando una película. Se pueden construir con tubos de cualquier tamaño pero son comunes de 2 a 4" de diámetro. Constituyen un método barato, fácil de improvisar pero de baja eficiencia para enfriar líquidos o gases con agua que puede ser sucia, o cualquier líquido frío.

3.8 INTERCAMBIADORES DE SUPERFICIES PLANAS.

Después de los intercambiadores de tubos, los de superficie plana son los más frecuentes.

3.8.1 Recipientes Encamisados

Se denomina chaqueta al recipiente encamisado. El propósito de este equipo generalmente es calentar el contenido del recipiente. Son bastante menos eficientes que los serpentines, tienen mayor costo inicial y resultan bastante difíciles de limpiar mecánicamente

porque el acceso al interior de la camisa es complicado. En comparación con los serpentines, las camisas son una pobre elección. Un serpentín de la misma superficie tiene un intercambio de calor bastante mayor, alrededor de un 125% calculado en base a la camisa.

3.8.2 Intercambiadores Placa

Un intercambiador placa consiste en una sucesión de láminas de metal armadas en un bastidor y conectadas de modo que entre la primera y la segunda circule un fluido, entre la segunda y la tercera otro, y así sucesivamente. Se trata de equipos muy fáciles de desarmar para su limpieza. En la disposición más simple hay sólo dos corrientes circulando, y su cálculo es relativamente sencillo.

3.9 INTERCAMBIADORES COMPACTOS

Los intercambiadores compactos han sido desarrollados para servicios muy específicos y no son habituales. Existen muchísimos diseños distintos, para los que no hay ninguna metodología general. Cada fabricante tiene sus diseños y métodos de cálculo propios. Para imaginar un intercambiador compacto supongamos tener una corriente de gas a elevada temperatura ($> 1000\text{ }^{\circ}\text{C}$) que se desea intercambie calor con aire a temperatura normal. El espacio es sumamente escaso, por lo que se compra un intercambiador construido horadando orificios en un cubo de grafito. Los orificios (tubos en realidad, practicados en la masa de grafito) corren entre dos caras opuestas de modo que existe la posibilidad de agregar una tercera corriente. El cálculo de este intercambiador es relativamente simple. Otras geometrías más complejas requieren métodos de cálculo muy elaborados.

CAPÍTULO IV

**CALCULO, DISEÑO Y
SELECCIÓN DE PARTES PARA
CREAR UN BANCO DE
PRUEBAS EN
INTERCAMBIADORES
DE CALOR.**

CÁLCULO, DISEÑO Y SELECCIÓN DE PARTES PARA CREAR UN BANCO DE PRUEBAS EN INTERCAMBIADORES DE CALOR

4.1 CÁLCULOS DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

Para el diseño y cálculo se tomo los intercambiadores de coraza y haz de tubos. Y los de doble tubo por ser los más usados en la industria de nuestro medio.

4.1.1 Intercambiadores de Coraza y Haz de Tubos

El papel de los Intercambiadores térmicos ha adquirido una creciente importancia recientemente al empezar a ser conscientes de las necesidades de ahorrar energía. En consecuencia se desea obtener equipos óptimos, no solo en función de un análisis térmico y rendimiento económico de lo invertido, sino también en función del aprovechamiento energético del sistema.

Un cambiador de calor consiste en un límite sólido, buen conductor, que separa dos fluidos que se intercambian energía por transmisión de calor.

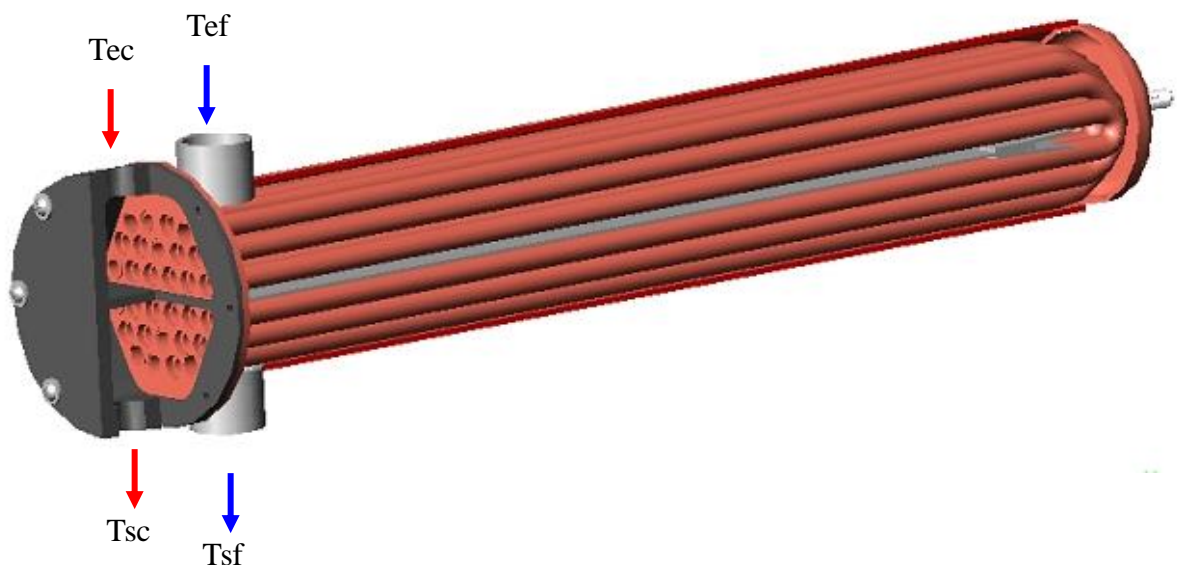


Fig. 4.1 Intercambiador de Coraza y Haz de Tubos

Para poder determinar las dimensiones de nuestro Intercambiador, se detallará los diferentes parámetros necesarios para el cálculo que se realizará previa la construcción del mismo.

Datos:

$$m_1 = 0.2 \frac{\text{lt}}{\text{min}} \quad [\text{Caudal Mínimo}]$$

$$m_2 = 0.8 \frac{\text{lt}}{\text{min}} \quad [\text{Caudal Máximo}]$$

Se toman estos caudales para diseñar intercambiadores didácticos.

$$\rho = 977.3 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \quad [\text{Densidad del agua } 70^\circ\text{C}]$$

$$K_{cu} = 386 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad [\text{Conductividad Térmica}]$$

Se utiliza el cobre por tener mayor conductividad del calor.

$$cp_1 = 4190.1 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \quad [\text{Calor Específico 1}]$$

$$cp_2 = 4179 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \quad [\text{Calor Específico 2}]$$

$$d_2 = 6.35 \times 10^{-3} \text{m} \quad [\text{Ø externo del tubo interno}]$$

$$d_1 = 4.35 \times 10^{-3} \text{m} \quad [\text{Ø interno del tubo interno}]$$

$$D = 0.07 \text{m} \quad [\text{Ø interno del tubo externo}]$$

$$T_{ec} = 350^\circ\text{K} = 77^\circ\text{C} \quad [\text{Temperatura entrada fluido caliente}]$$

$$T_{sc} = 344^\circ\text{K} = 71^\circ\text{C} \quad [\text{Temperatura salida fluido caliente}]$$

$$T_{ef} = 290^\circ\text{K} = 17^\circ\text{C} \quad [\text{Temperatura entrada fluido frío}]$$

$$T_{sf} = 296^\circ\text{K} = 23^\circ\text{C} \quad [\text{Temperatura salida fluido frío}]$$

Cálculo de la temperatura de salida del flujo caliente:

Balance Energético

$$Q_c = Q_f$$

$$m_2 \cdot cp_1 \cdot (T_{ec} - T_{sc}) = m_2 \cdot cp_2 (T_{sf} - T_{ef})$$

Despejando T_{sc} :

$$T_{sc} = \frac{(-cp_1 \cdot (T_{sf} - T_{ef}))}{cp_2} + T_{ec}$$

$$T_{sc} = 343.984^\circ\text{K}$$

Cálculo de la Cantidad de Calor necesaria para elevar la temperatura de 17 a 27 °C:

$$Q = m_2 \cdot \rho \cdot cp_1 \cdot (T_{sf} - T_{ef})$$

$$Q = 327.599 \text{W}$$

Calculo del coeficiente pelicular h_i del tubo interno:

Temperatura media T_m :

$$T_{mc} = \frac{T_{ec} + T_{sc}}{2}$$

$$T_{mc} = 346.992^\circ K$$

Propiedades termofísicas del agua caliente a T_{mc} : [12, pág. 54]

T(°K)	v(m ³ /kg)	cp(J/kg.°K)	k(W/m.°K)	μ(N.s/m ²)	Pr
350	0.001027	4195	0.668	0.000365	2.29

Velocidad de circulación por tubería d_1 :

$$\nu_c = \frac{m^2}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}}$$

$$\nu_c = 0.897 \frac{m}{s}$$

Calculo de los Reynolds:

$$\nu_c = \frac{\mu_c}{\frac{1}{\nu_c}}$$

$$\nu_c = 3.749 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

$$Re_c = \frac{\nu_c \cdot d_1}{\nu_c} \quad [\text{Régimen Turbulento}]$$

$$Re_c = 1.041 \times 10^4$$

Correlación de Dittus – Boelter para flujo turbulento interno completamente desarrollado:

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$$

Con $n = 0.4$ para calentamiento ($T_s > T_m$)

Con $n = 0.3$ para enfriamiento

($T_s < T_m$) las propiedades evaluadas a T_m , y $\left(\begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10.000 \\ (L/D) \geq 10 \end{array} \right)$

Número de Nusselt:

$$Nuc = 0.023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{0.3}$$

$$Nuc = 48.27$$

Coeficiente Pelicular h_i :

$$h_i = \frac{Nuc \cdot k_c}{d_i}$$

$$h_i = 7.412 \times 10^3 \frac{kg}{s^3 \cdot ^\circ K}$$

Calculo del coeficiente pelicular h_e del tubo externo:

Temperatura media T_m :

$$T_{mf} = \frac{T_{ef} + T_{sf}}{2}$$

$$T_{mf} = 293^\circ K$$

Propiedades termofísicas del agua fría a T_{mf} : [12, pág. 54]

T(°K)	v(m ³ /kg)	cp(J/kg.°K)	k(W/m.°K)	μ(N.s/m ²)	Pr
295	0.001002	4181	0.606	0.000959	6.62

Velocidad de circulación por tubería D:

$$A_d = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$v_f = \frac{m^2}{A_d}$$

$$v_f = 3.493 \times 10^{-3} \frac{m}{s}$$

Calculo de los Reynolds:

$$Re = \frac{\rho v_f D}{\mu}$$

$$Re = 9.609 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

$$Re = \frac{v_f \cdot D}{\nu}$$

$$Re = 254.48$$

[Régimen Laminar]

Correlación de Dittus – Boelter para flujo turbulento interno completamente desarrollado:

$$Nu_D = 0.023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^n$$

Con $n = 0.4$ para calentamiento ($T_s > T_m$)

Con $n = 0.3$ para enfriamiento

($T_s < T_m$) las propiedades evaluadas a T_m , y $\left(\begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10.000 \\ (L/D) \geq 10 \end{array} \right)$

Número de Nusselt:

$$Nuf = 0.023 \cdot Re f^{4/5} \cdot Pr f^{0.3}$$

$$Nuf = 4.117$$

Coefficiente Pelicular h_e :

$$h_e = \frac{Nuf \cdot kf}{D}$$

$$h_e = 35.642 \frac{kg}{s^3 \cdot ^\circ K}$$

Cálculo de la Media Logarítmica de la diferencia de temperaturas (MLDT):

$$MLDT = \frac{(T_{ec} - T_{ef}) - (T_{sc} - T_{sf})}{\ln\left(\frac{T_{ec} - T_{ef}}{T_{sc} - T_{sf}}\right)}$$

$$MLDT = 53.768^\circ K$$

Resistencia Térmica conducción y convección del tubo interno por unidad de longitud:

$$Rt1 = \frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot d1} + \frac{\ln\left(\frac{d2}{d1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K_{cu}} + \frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot d2}$$

$$Rt = \frac{Rt1}{15}$$

$$Rt = 0.094 \frac{s^3 \cdot ^\circ K}{kg \cdot m}$$

Despeje de Longitud:

$$R_t = \frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot d_1} + \frac{\ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K_{cu} \cdot L} + \frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot d_2}$$

$$R_t = 0.109 \frac{s^3 \cdot ^\circ K}{kg \cdot m} \cdot L$$

Pasando L hacia el otro lado de la igualdad nos queda:

$$\frac{R_t}{L} = 0.109 \frac{s^3 \cdot ^\circ K}{kg \cdot m}$$

Por lo tanto:

$$R_t = \frac{R_{t1}}{15}$$

Longitud Necesaria del Intercambiador:

La transferencia de calor q es igual a la cantidad de calor Q :

$$q = Q$$

$$q = 327.599W$$

$$q = \frac{MLDT}{\frac{R_t}{L}}$$

Despejando L tenemos que la longitud del intercambiador es:

$$L = \frac{q \cdot R_t}{MLDT}$$

$$L = 0.575m$$

Finalmente se construyó de una distancia de 0.60 m tomando en cuenta las pérdidas que pudieren ocasionarse desde el calefón hasta la llegada del intercambiador en el fluido caliente.

4.1.2 Intercambiadores de Doble Tubo

De la misma forma, a continuación se realizará el cálculo de la longitud necesaria para el intercambiador de Tubos Concéntricos (Doble Tubo) necesaria para nuestra experiencia.



Fig. 4.2 Intercambiador de Doble Tubo

Datos:

$m_1 = 0.2 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$	[Caudal Mínimo]
$m_2 = 0.8 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$	[Caudal Máximo]
$\rho = 977.3 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$	[Densidad del agua 70°C]
$K_{cu} = 386 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$	[Conductividad Térmica]
$cp_1 = 4190.1 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}$	[Calor Específico 1]
$cp_2 = 4179 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}$	[Calor Específico 2]

$d_2 = 6.35 \times 10^{-3} m$	[Ø externo del tubo interno]
$d_1 = 4.35 \times 10^{-3} m$	[Ø interno del tubo interno]
$D = 0.1905 m = 3/4 in$	[Ø interno del tubo externo]
$T_{ec} = 348^\circ K = 75^\circ C$	[Temperatura entrada fluido caliente]
$T_{sc} = 338^\circ K = 65^\circ C$	[Temperatura salida fluido caliente]
$T_{ef} = 290^\circ K = 17^\circ C$	[Temperatura entrada fluido frío]
$T_{sf} = 300^\circ K = 27^\circ C$	[Temperatura salida fluido frío]

Cálculo de la temperatura de salida del flujo caliente:

Balance Energético

$$Q_c = Q_f$$

$$m_2 \cdot cp_1 \cdot (T_{ec} - T_{sc}) = m_2 \cdot cp_2 \cdot (T_{sf} - T_{ef})$$

Despejando T_{sc} :

$$T_{sc} = \frac{(-cp_1 \cdot (T_{sf} - T_{ef}))}{cp_2} + T_{ec}$$

$$T_{sc} = 337.973^\circ K$$

Cálculo de la Cantidad de Calor necesaria para elevar la temperatura de 17 a 27 °C:

$$Q = m_2 \cdot \rho \cdot cp_1 \cdot (T_{sf} - T_{ef})$$

$$Q = 545.998 W$$

Calculo del coeficiente pelicular h_i del tubo interno:

Temperatura media T_m :

$$T_{mc} = \frac{T_{ec} + T_{sc}}{2}$$

$$T_{mc} = 342.987^\circ K$$

Propiedades termofísicas del agua caliente a T_{mc} : [12, pág. 54]

$T(^{\circ}K)$	$v(m^3/kg)$	$cp(J/kg.^{\circ}K)$	$k(W/m.^{\circ}K)$	$\mu(N.s/m^2)$	Pr
345	0.001024	4191	0.668	0.000389	2.45

Velocidad de circulación por tubería d_1 :

$$\nu_c = \frac{m^2}{\pi \cdot d_1^2 \cdot 4}$$

$$\nu_c = 0.897 \frac{m}{s}$$

Calculo de los Reynolds:

$$\nu_c = \frac{\mu_c}{1}$$

$$\nu_c = 3.983 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

$$Re_c = \frac{\nu_c \cdot d_1}{\nu_c} \quad [\text{Régimen Turbulento}]$$

$$Re_c = 9.797 \times 10^3$$

Correlación de Dittus – Boelter para flujo turbulento interno completamente desarrollado:

$$Nu_D = 0.023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^n$$

Con $n = 0.4$ para calentamiento ($T_s > T_m$)

Con $n = 0.3$ para enfriamiento

($T_s < T_m$) las propiedades evaluadas a T_m , y

$$\left(\begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10.000 \\ (L/D) \geq 10 \end{array} \right)$$

Número de Nusselt:

$$Nuc = 0.023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{0.3}$$

$$Nuc = 46.921$$

Coficiente Pelicular h_i :

$$h_i = \frac{Nuc \cdot k_c}{d_1}$$

$$h_i = 7.205 \times 10^3 \frac{kg}{s^3 \cdot ^\circ K}$$

Calculo del coeficiente pelicular h_e del tubo externo:

Temperatura media T_m :

$$T_{mf} = \frac{T_{ef} + T_{sf}}{2}$$

$$T_{mf} = 295^\circ K$$

Propiedades termofísicas del agua fría a T_{mf} : [12, pág. 54]

T(°K)	v(m³/kg)	cp(J/kg.°K)	k(W/m.°K)	μ(N.s/m²)	Pr
295	0.001002	4181	0.606	0.000959	6.62

Velocidad de circulación por tubería D:

$$A_d = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$v_f = \frac{m^2}{A_d}$$

$$v_f = 0.053 \frac{m}{s}$$

Calculo de los Reynolds:

$$\nu_f = \frac{\mu_f}{\rho_f}$$

$$\nu_f = 9.609 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

$$Re_c = \frac{v_f \cdot D}{\nu_f}$$

$$Re_c = 1.043 \times 10^3$$

[Régimen Laminar]

Correlación de Dittus – Boelter para flujo turbulento interno completamente desarrollado:

$$Nu_D = 0.023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^n$$

Con $n = 0.4$ para calentamiento ($T_s > T_m$)

Con $n = 0.3$ para enfriamiento

($T_s < T_m$) las propiedades evaluadas a T_m , y

$$\left(\begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10.000 \\ (L/D) \geq 10 \end{array} \right)$$

Número de Nusselt:

$$Nuf = 0.023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr_c^{0.3}$$

$$Nuc = 12.729$$

Coefficiente Pelicular h_e :

$$h_e = \frac{Nuf \cdot k_f}{D}$$

$$h_e = 404.934 \frac{kg}{s^3 \cdot ^\circ K}$$

Cálculo de la Media Logarítmica de la diferencia de temperaturas (MLDT):

$$MLDT = \frac{(T_{ec} - T_{ef}) - (T_{sc} - T_{sf})}{\ln\left(\frac{T_{ec} - T_{ef}}{T_{sc} - T_{sf}}\right)}$$

$$MLDT = 47.282^\circ K$$

Resistencia Térmica conducción y convección tubo interno por unidad de longitud:

$$R_t = \frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot d_1} + \frac{\ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K_{cu}} + \frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot d_2}$$

$$R_t = 0.134 \frac{s^3 \cdot ^\circ K}{kg \cdot m}$$

Despeje de Longitud:

$$R_t = \frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot d_1} + \frac{\ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K_{cu} \cdot L} + \frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot d_2}$$

$$R_t = 0.109 \frac{s^3 \cdot ^\circ K}{kg \cdot m} \cdot L$$

Pasando L hacia el otro lado de la igualdad nos queda:

$$\frac{R_t}{L} = 0.109 \frac{s^3 \cdot ^\circ K}{kg \cdot m}$$

Longitud Necesaria del Intercambiador:

La transferencia de calor q es igual a la cantidad de calor Q :

$$q = Q$$

$$q = 545.998W$$

$$q = \frac{MLDT}{\frac{Rt}{L}}$$

Despejando L tenemos que la longitud del intercambiador es:

$$L = \frac{q \cdot Rt}{MLDT}$$

$$L = 1.549m$$

Finalmente se construyó de una distancia de 1.60 m tomando en cuenta las pérdidas que pudieren ocasionarse desde el calefón hasta la llegada del intercambiador en el fluido caliente.

4.2 SELECCIÓN DE BOMBA.

Para el funcionamiento del banco, y la circulación del agua se determinó una bomba eléctrica periférica con un caudal máximo de 1 litro/minuto basándonos en los caudales usados en el cálculo de los intercambiadores.

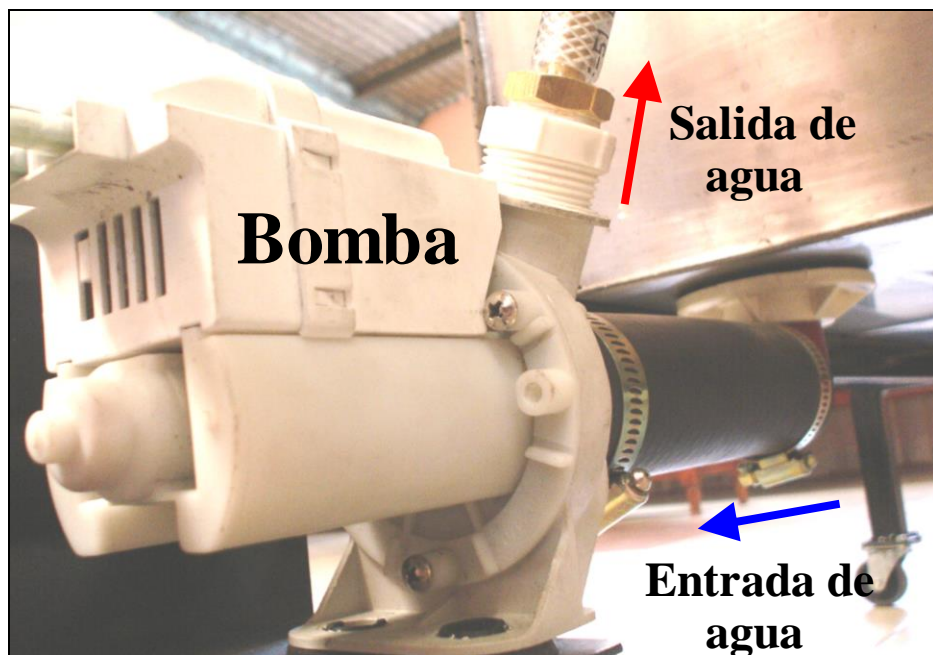


Fig. 4.3 Bomba de Agua

Con este consumo se estimó la construcción de un reservorio de agua, en acero inoxidable con una capacidad de (12 gal) 0.045 m^3 , al cual llegan los fluidos de salida de los intercambiadores y mediante un sistema de refrigeración, el agua vuelve a tener la temperatura ambiente para ser utilizada en la siguiente práctica.



Fig. 4.4 Tanques Reservorios de Agua

4.3 CALENTADORES ELÉCTRICOS

Son equipos que calientan el agua de forma prácticamente inmediata en el momento en el que se solicita el servicio, y cuyo funcionamiento se mantiene sólo el tiempo necesario que dura dicho servicio. [13]

Para nuestro banco didáctico se selecciono un calefón de acero inoxidable con una niquelina de 20 A – 110 V, dicho calefón tiene un almacenamiento de 0.008 m^3 , aislado térmicamente para lograr un óptimo rendimiento y su máxima temperatura oscila de 70 a 90 grados centígrados.



Fig. 4.5 Calefón Eléctrico y Regulador de Temperatura

4.4 SELECCIÓN DE ELECTRO-VÁLVULAS, TUBERÍA PARA CONEXIONES Y ACCESORIOS DE COBRE

4.4.1 Electro-Válvulas

La electro válvula es el elemento que se utiliza para la automatización de todo tipo de aplicaciones en sectores tales como la industria, riego (jardinería y agricultura), maquinaria doméstica, automoción, neumática, etc.

Para nuestro banco utilizamos electro válvulas de 220 voltios, por tratarse de caudales pequeños, por lo tanto las electro válvulas deben abrir y cerrar con facilidad; de esta manera se garantiza no disminuir caudal por estrangulamiento.

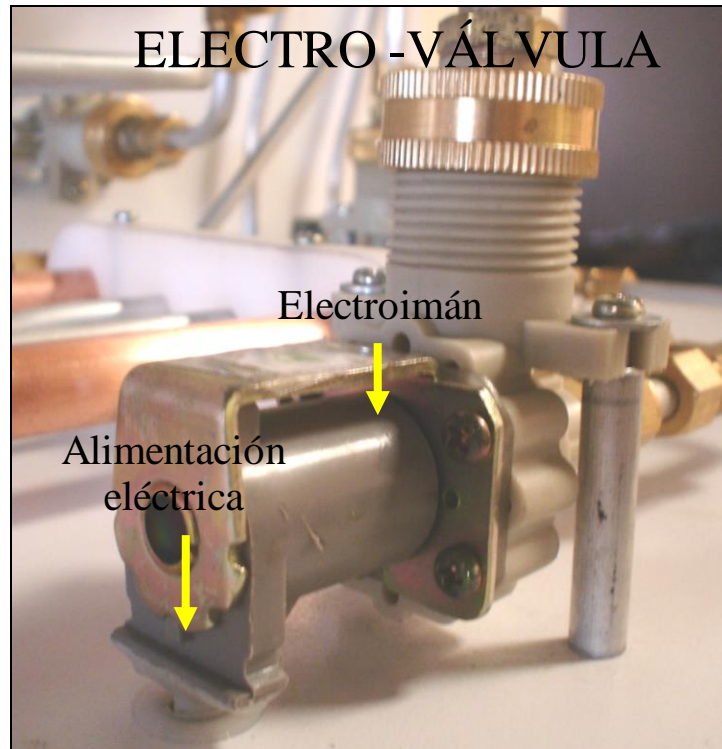


Fig. 4.6 Electro-válvula

4.4.2 Tubería para Conexiones (Aluminio)

La fabricación por extrusión es un proceso que permite obtener tuberías con paredes lisas y tersas, esto aunado a que no admiten incrustaciones en su interior, permiten conducir los fluidos con un mínimo de pérdidas de presión, conservando el mismo flujo durante la vida útil de la instalación.

Además estas tuberías se fabrican sin costura, lo que permite tener espesores de pared mínimos calculados para resistir perfectamente las presiones de trabajo que se presentan en cualquier instalación, ofreciendo un factor de seguridad de 5 veces la presión de trabajo constante.

Utilizamos tuberías de Aluminio de 1/4" para la conexión y distribución de cañerías que trasportarán los fluidos fríos y calientes hasta la entrada de los Intercambiadores, así como desde la salida de los mismos hasta el tanque de descarga. (Fig. 4.4)

Tabla 4.1 Composición y Propiedades del Aluminio

Aleación	Bauxita
Nombre Comercial	Aluminio (Al)
Temperatura de Fusión	660 °C
Temperatura de Ebullición	2.467 °C
Peso Atómico	26,9815
Número Atómico	13
Densidad Relativa	2,7
Calor Específico (0°C)	0,91 kJ/kg.°K



Fig. 4.7 Tuberías de Aluminio de Fluidos Frío y Caliente

4.4.3 Accesorios de Cobre

El cobre tiene la particularidad de cubrirse de una capa de óxido que penetra en el metal solo unas cuantas micras, esta capa sirve de protección indefinida. El cobre tiene una gran variedad de aplicaciones a causa de sus ventajosas propiedades, como son su

elevada conductividad del calor y electricidad, la resistencia a la corrosión, así como su maleabilidad y ductilidad, además de su belleza.

Para nuestro Banco de Pruebas, los dos intercambiadores tienen como material principal el Cobre en toda su estructura, se utilizó además accesorios de cobre para la entrada y salida de los caudalímetros.

Tabla 4.2 Composición y Propiedades del Cobre para Accesorios

Aleación	C12200
Nombre comercial	Cobre Fosforado
Porcentaje de cobre	99.90 % (Cu + Ag con elementos especificados)
Porcentaje de fósforo	0.015 a 0.040 %
Temperatura de fusión	1,083 °C
Densidad (20 °C)	8.94 gr/cm ³
Conductividad térmica (68 °F)	BTU/ft ² /ft/hr/°F
Número Atómico	29
Masa Atómica	63.546
Calor específico (20 °C)	0.39 kJ/kg°K

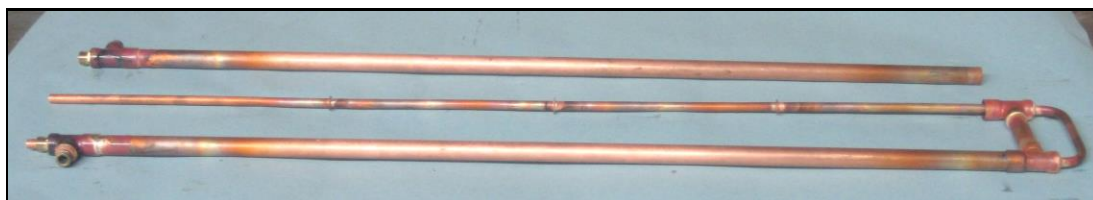


Fig. 4.8 Tuberías de Cobre utilizadas en los dos Intercambiadores

4.4.4 Accesorios de Bronce

El Bronce es el nombre con el que se denominan toda una serie de aleaciones metálicas que tienen como base el cobre y proporciones variables de otros elementos como zinc, aluminio, antimonio, fósforo, etc. Otros elementos con características de dureza hacen mejorar sus propiedades mecánicas.

El bronce es el elemento sólido más ligero. Por su elevado calor específico, el mayor de todos los sólidos, se emplea en aplicaciones de transferencia de calor. Es por esto que hemos utilizado accesorios de bronce como los que se indica en la (Fig. 4.9) para la conexión de las tuberías, intercambiadores y electro – válvulas.

Tabla 4.3 Composición y Propiedades del Bronce

Aleación	Cobre (90%) – Aluminio (10%)
Nombre comercial	Bronce
Color	Marrón
Coefficiente de Temperatura	$0.0006 \text{ } ^\circ\text{K}^{-1}$
Temperatura de Fusión	$830 \text{ } ^\circ\text{C}$
Densidad (20 °C)	$8.70 - 8.88 \text{ gr/cm}^3$
Conductividad térmica (23 °C)	$42 - 50 \text{ W m}^{-1} \text{ } ^\circ\text{K}^{-1}$
Calor específico (20 °C)	$0.086 \text{ kCal/kg}^\circ\text{C}$



Fig. 4.9 Accesorios de Bronce utilizados en el Banco de Pruebas

4.5 SELECCIÓN DE INSTRUMENTACIÓN. (SENSORES DE TEMPERATURA, CAUDALÍMETROS, TARJETA DAQ, COMPUTADORA,)

4.5.1 Sensores de Temperatura

Los sensores de temperaturas (termocuplas compactadas) con blindaje metálico (Fig. 4.10), suelen compactarse con óxido de magnesio, aun cuando puedan utilizarse otros materiales como ser óxido de aluminio y óxido de berilio. Las termocuplas compactadas se construyen insertando el aislamiento en forma de polvo, o como cordones especiales sobre los alambres dentro del tubo metálico. Posteriormente se procede a reducir el diámetro del tubo trafilándolo, aplastando así los aisladores o comprimiendo el polvo hasta formar una masa más densa. La unidad, finalmente, es tratada térmicamente para aliviar las tensiones provocadas por la reducción del diámetro y para eliminar cualquier humedad residual. [14]

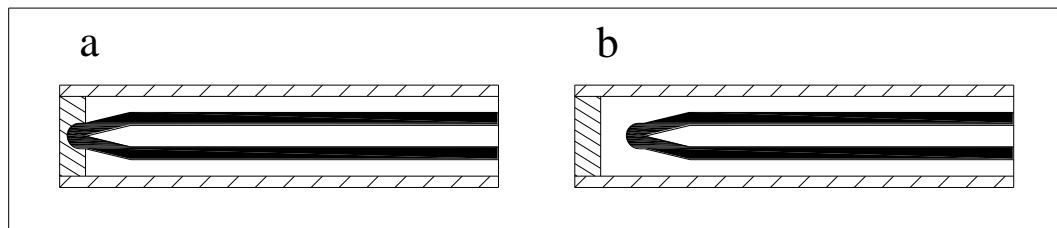


Fig. 4.10 Sensores de Temperatura

Tenemos en el ejemplo dos formas de construir termocuplas.

- a) Solidaria.- construcción especial para lograr una mayor velocidad de respuesta.
- b) Aislada.- construcción normal de las termocuplas. También se la puede construir expuesta, tratándose de una construcción especial que ofrece la máxima velocidad de respuesta y la mínima resistencia a los agentes corrosivos por estar la junta fuera de la vaina protectora.

Soldando los alambres al extremo del blindaje se logra hacer masa con el blindaje, se los protege de daños mecánicos y condiciones ambientales adversas, y se asegura una

construcción hermética a la presión. La velocidad de respuesta de este tipo de construcción se encuentra entre la velocidad de la junta expuesta (la más rápida) y la aislada (la más lenta).

La termocupla blindada es mecánicamente más fuerte que la termocupla común con alambre aislado, y se la puede doblar o conformar con radios de curvatura muy reducidos inclusive dos veces el diámetro del blindaje.

Existen termocuplas blindadas con diámetros externos desde 1 hasta 9.5 mm. Los blindajes pueden hacerse de una gran variedad de materiales, siendo los más comunes los de aleaciones de níquel-cromo y aceros inoxidable.

Para nuestro trabajo seleccionamos la termocupla tipo J industrial de marca (All temp) con un rango de 0 a 100 grados centígrados.



Fig. 4.11 Sensor de Temperatura Tipo J

4.5.2 Caudalímetros

Los caudalímetros son aparatos que determinan, generalmente por una medida simple, la cantidad (en peso o volumen) de fluido que por una unidad de tiempo pasa a través de una sección dada. Entre estos aparatos están la tobera, el venturímetro y el rotámetro.

Los caudalímetros de orificio, también llamados venturi, miden la diferencia de presión entre el fluido a baja velocidad que pasa por un tubo de entrada y el fluido a alta velocidad que pasa por un orificio de menor diámetro, con lo que se determina la velocidad de flujo y, por tanto, el caudal.

Para la aplicación de nuestro experimento se ha utilizado dos caudalímetros (fluido frío de color azul y el de fluido caliente color rojo), los cuales tienen un caudal de agua de 0 a 1 lt/min cada uno. Estos caudales fueron determinados para el banco tomando como referencia los grados de temperatura que subiría el agua fría.



Fig. 4.12 Caudalímetros con escala de 0.2 a 1 lt/min

4.5.3 Tarjeta DAQ

Nacional Instruments dispone de potentes herramientas de instrumentación virtual para los diferentes sistemas operativos, incluyendo el driver de software NI-DAQmx 8 y nuevos drivers de instrumento para instrumentos modulares. Estos productos

innovadores facilitan que los usuarios aprovechen las ventajas de la instrumentación virtual, incluyendo el incremento de la productividad y la reducción de costes del sistema. Estos nuevos productos se apoyan en el lanzamiento de la plataforma gráfica de desarrollo LabVIEW.

Aprovechando los PCs y las tecnologías comerciales, la instrumentación virtual combina el software sencillo de integrar LabVIEW con un hardware de medida y control abierto y rentable, con el que se pueden desarrollar sistemas distribuidos utilizando más de 200 dispositivos para PCI, DAQ USB, PCI Express y PXI, incluyendo hardware de adquisición de datos, de acondicionamiento de señales, de adquisición de señales dinámicas y de conmutación.

La tarjeta utilizada para la adquisición de datos de nuestro Banco de Pruebas es la NI-DAQ 8 de Nacional Instruments, la cual recogerá los datos de temperatura de los cuatros sensores instalados en las entradas y salidas de los fluidos fríos y calientes. Estos datos de temperatura serán transformados en impulsos eléctricos en la tarjeta NI-DAQ 6008, y serán enviados al programa de adquisición de datos LabView para en forma gráfica observar el comportamiento de las temperaturas al momento de realizar las diferentes experiencias que se han programado.

Los requerimientos necesarios para la conexión de la tarjeta NI-DAQ 8, se los detalla en la Tabla 4.4, con las características suficientes para el funcionamiento de la misma.

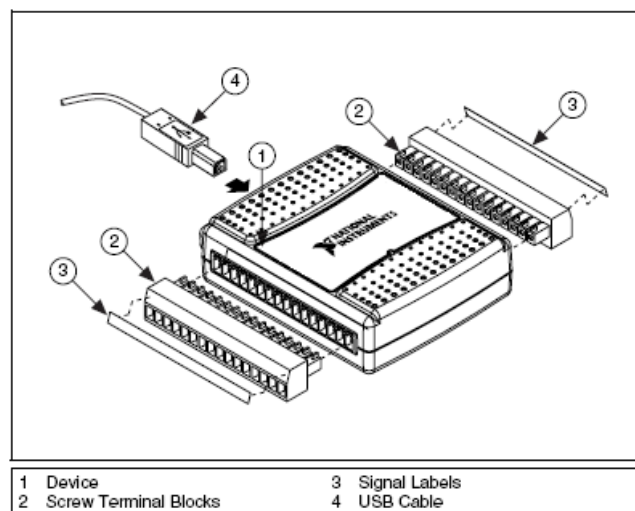


Fig. 4.13 Tarjeta de Adquisición de Datos DAQ

4.5.4 Adquisición de Datos por Computadora

Es la utilización de una computadora personal (PC) en tareas asociadas a la lectura de variables físicas provenientes de una extensa variedad de procesos.

Una PC es un procesador de señales digitales, las cuales consisten en niveles de voltaje discretos (0 ó 1). Por otra parte, la gran mayoría de las señales son analógicas, es decir, pueden tomar cualquier valor dentro de un rango dado.

La Adquisición de Datos, consiste en tomar un conjunto de variables mensurables en forma física y convertirlas en tensiones eléctricas, de tal manera que se puedan utilizar en la PC. Se requiere una etapa de acondicionamiento que adecua la señal a niveles compatibles con el elemento que hace la transformación a señal digital. Una vez que las señales eléctricas se transformaron en digitales y entran al computador, se las puede procesar con un programa de aplicación adecuado, y/o archivarlas en disco duro, graficarlas en pantalla, enviarlas por modem-fax, imprimirlas por impresora, etc. [15]

Ventajas

Flexibilidad de procesamiento, posibilidad de realizar las tareas en tiempo real o en análisis posteriores, gran capacidad de almacenamiento, rápido acceso a la información y toma de decisión, posibilidad de emular una gran cantidad de dispositivos de medición y activar varios instrumentos al mismo tiempo, facilidad de automatización, etc.

Usos

- Todo tipo de industrias
- Grandes Hoteles
- Sanatorios y Hospitales
- Ministerios
- Bancos
- Agroindustrias
- Frigoríficos
- Laboratorios de Medición y Pruebas
- Control de Calidad
- Detección de Fallas

- Control de máquinas
- Control de producción

Como consta dentro de nuestro proyecto, parte primordial de este es la adquisición de datos de temperaturas de las experiencias que se realicen en los Intercambiadores a un computador, por esto, se instaló un equipo de las características que se detallan a continuación, el mismo que soportará sin ningún inconveniente los procesos que se realicen y los programas que se utilizarán (LabView, Mathcad, Office).

Tabla 4.4 Características del Computador Personal

Computador	Pentium 4
Velocidad del Procesador	1.5 Mhz
Memoria	512 Mb
Capacidad Disco Duro	30 Gb
Puertos USB	8
Monitor 15" Color	SVGA - 1024 x 768

4.5.5 Programa LabVIEW 7.1

LabVIEW es un lenguaje de programación gráfico que utiliza iconos en lugar de líneas de texto para crear las aplicaciones.

En contraste con los lenguajes de programación basados en texto, donde las instrucciones determinan la ejecución del programa, en LabVIEW el flujo de los datos determina la ejecución.

En LabVIEW se crea una interfaz de usuario utilizando un conjunto de herramientas y objetos. La interfaz del usuario es llamada el panel frontal. Posteriormente, se adiciona el código utilizando representaciones gráficas de funciones para controlar los objetos del panel frontal. El diagrama de bloques contiene dicho código. En ocasiones, el diagrama de bloques parece un diagrama de flujo.

LabVIEW está totalmente integrado para comunicarse con equipos tales como GPIB, VXI, PXI, RS-232, RS-485 y tarjetas de adquisición de datos (DAQ) insertables en la computadora. LabVIEW también posee características para conectar sus aplicaciones a la

Web utilizando el LabVIEW Web Server y programas estándares tales como TCP/IP y ActiveX.

Utilizando LabVIEW se puede crear pruebas y mediciones, adquisición de datos, control de instrumentos, almacenamiento de datos, análisis de mediciones y aplicaciones de generación de reportes. También se puede crear librerías ejecutables y librerías compartidas, tales como DLL's, ya que LabVIEW es un compilador verdadero de 32 bits.

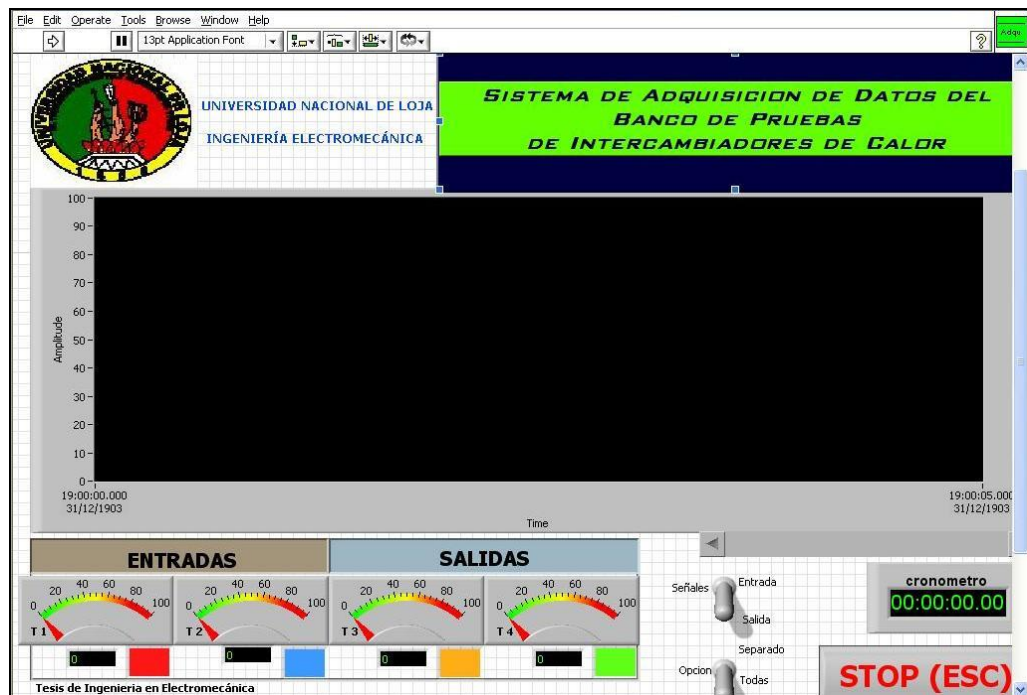


Fig. 4.14 Interfase del Programa Diseñado para la Adquisición de Datos

4.6 ESQUEMA ELÉCTRICO

En el Anexo N° 8 se detalla los circuitos eléctricos que fueron necesarios implementar para el debido funcionamiento, protección y control de todas las partes del Banco de Pruebas de los Intercambiadores.

CAPÍTULO V

PROPUESTA ALTERNATIVA Y PRACTICAS EXPERIMENTALES.

PROPUESTA ALTERNATIVA Y PRÁCTICAS EXPERIMENTALES

5.1 PROPUESTA ALTERNATIVA

5.1.1 Montaje del Banco de Pruebas (Intercambiadores)

En el capítulo anterior se pudo determinar las dimensiones de los Intercambiadores, así como los accesorios, equipo, programas, etc., necesarios para la construcción del Banco de Pruebas.

La información se recopiló de los diferentes textos, Internet, empresas internacionales que proveen de estos Bancos de Experimentación, la misma que permitió que se confeccione de una forma adecuada para la formación técnico – práctica y se pueda elaborar las experiencias que se dictarán a los estudiantes.

Con todas estas referencias y gracias a la mano de obra calificada existente en nuestra ciudad se construyó nuestro Banco de Pruebas con dos Intercambiadores de Calor (Doble Tubo – Coraza y Tubos) semi-automáticos, los mismos que mediante los sensores de temperatura, tarjeta DAQ y un computador se logró la adquisición de datos, dando de esta manera un avance tecnológico para la Universidad Nacional de Loja, así como para los estudiantes de la carrera de Ingeniería Electromecánica.



Fig. 5.1 Banco de Pruebas para Intercambiadores de Calor

Tabla 5.1 Elementos del Banco de Pruebas

Item	Descripción	Cantidad
1	Tanque de Almacenamiento de Agua	1
2	Tanque de Residuos de Agua	1
3	Bomba de Agua	1
4	Calefón Eléctrico	1
5	Niquelina del Calefón	1
6	Termostato de Regulación	1
7	Sensor de Temperatura tipo J (2 entrada – 2 salida)	4
8	Sistema de Refrigeración	1
9	Intercambiador de Coraza y Tubos (1 ext – 15 int)	1
10	Intercambiador de Doble Tubo	1
11	Caudalímetro de 0,2 – 1 lt/min	2
12	Tubería de Aluminio 1/8”	10 m
13	Accesorios de Bronce	40
14	Accesorios de Cobre	4
15	Manijas de Regulación	2
16	Electro-válvulas	10
17	Computador P4/1.5Ghz/512Mb-Ram/30Gb-HD/15”	1
18	Fuente de Alimentación Regulable (3V-12V) de 3A	1
19	Dispositivo de 7 P - USB	1
20	Conductor cableado # 16	16 m
21	Supresor de Picos 6 tomas	1
22	Regulador de Voltaje General	1
23	Lámpara Fluorescente	1
24	Dispositivo Refrigerante de Agua	1
25	Swtchs de encendido	5
26	Mueble	1
27	Estructura de hierro y rudones	1

5.2 GUIAS PARA EL DESARROLLO DE PRÁCTICAS EXPERIMENTALES

ORIENTACIÓN DE LA PRÁCTICA 1

1. NOMBRE DE LA PRÁCTICA

Transferencia de calor en el intercambiador de coraza y haz de tubos, en corrientes paralelas.

2. OBJETIVO

Analizar el flujo de calor y cambio de temperatura en corriente paralela para distintos caudales de fluido caliente y frío. [Anexo N° 4]

3. PROCEDIMIENTO

Descripción del Equipo:

Un banco de ensayos de intercambiadores de calor (agua – agua), compuesto por un intercambiador de calor de dos pasos por los tubos y uno en la carcasa, un calentador de agua con su respectivo depósito además de un depósito de agua fría, una bomba de circulación que se utiliza para los dos fluidos, caudalímetros, sensores de temperatura, electro válvulas, y un equipo de adquisición de datos para su representación en la computadora.

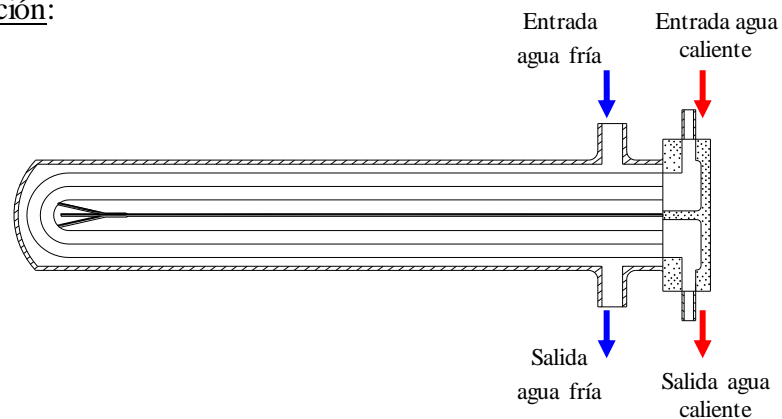
Datos importantes de la instalación:

$n = 15$	Número de tubos por paso
$N = 30$	Número total de tubos
$d = 6.35 \times 10^{-3} \text{ m} = \frac{1}{4} \text{ in}$	Diámetro de tubos internos
$D = 0.07 \text{ m}$	Diámetro de tubo externo
$L = 0.3 \text{ m}$	Longitud de tubos interiores
$t = 3 \text{ min}$	Tiempo de toma de datos

Descripción del Ejercicio:

- Antes de poner en marcha el banco de pruebas, deberá verificarse los siguientes componentes; nivel de agua del tanque de almacenamiento y toma de corriente eléctrica 110 V.
- Accionar el encendido general, encender el computador y a continuación prender el calefón y esperar unos minutos hasta que la temperatura del calefón llegue a 80°C.
- Encender la bomba y trabajar con el intercambiador de coraza y haz de tubos en corrientes paralelas (como se muestra en la figura), este interruptor abrirá las electro – válvulas **1, 2 y 3** que permitirán corrientes paralelos en el intercambiador.
- Regular los caudalímetros para un caudal de 0,2 lt/min para cada uno.

Plano de Situación:



Adquisición de Datos:

- Desde la computadora ejecutar el icono “lab_intercam” y acceder al programa diseñado para la práctica.
- Correr el programa por un tiempo de 3 minutos y pulsar el botón Stop (ESC). Al parar el programa se generan dos archivos: “pruebas.xls” y “promedios.xls” que se guardarán en disco C:\.
- Apagar los switches de la bomba y el intercambiador de coraza y haz de tubos.

Gráfica de la Temperatura vs. Tiempo para Experiencia N° 1:

Para la graficación de la curva se tomó los datos de temperatura de entrada, promedios y salidas, según el Nexo N° 10.

4. SISTEMA CATEGORIAL

- Introducción a la termodinámica.
- Transferencia de calor por conducción – convección.
- Conducción en estado estacionario.
- Principios de convección. Tipos de flujo, paralelos, régimen laminar y turbulento.
- Convección forzada.- correlaciones empíricas.
- Intercambiadores de calor, tipos, diferencia de temperaturas, media logarítmica, coeficientes de factores de transferencia de calor.

5. PREGUNTAS DE CONTROL Y TAREAS

- 5.1 Cómo influye una variación de caudal, desde 0,2 lt/min a 0,8 lt/min en ambos flujos, sobre la temperatura de salida.
- 5.2 Cómo es la variación de las temperaturas de salida con los caudales de la experiencia N° 3 referente a N° 1 del Intercambiador de Coraza y Haz de Tubos en corrientes paralelas.
- 5.3 Qué diferencia existe en el cambio de temperatura de la experiencia N° 4, referente a N° 1 del Intercambiador de Coraza y Haz de Tubos en corrientes paralelas.
- 5.4 Entendiéndose como efectividad del intercambiador la máxima temperatura alcanzada por el fluido frío realizado en el mismo tiempo para todas las pruebas:
 - *En qué experiencia se obtuvo mejor efectividad?*

- *Indique las resistencias térmicas que se obtienen en cada experiencia (subprácticas), e indique porcentualmente, la variación q con respecto a la experiencia N° 1.*

5.5 Cuál es la relación que existe entre la Resistencia Térmica y el Flujo de Calor?

5.6 Con qué caudales se obtiene un mejor flujo de calor?

6. BIBLIOGRAFÍA

- **BETANCOURT G., Ramiro.** Fenómenos de Transferencia, Transferencia Molecular de Calor Masa y Cantidad de Movimiento.
- **HOLMAN, J. P.** Transferencia de Calor, Capítulo 1, Digitalizado por LIBRO dot. Com, [http:// www. Librodot. com](http://www.Librodot.com).
- **HOLMAN, J. P.** Transferencia de Calor, Capítulo 2, Digitalizado por LIBRO dot. Com, <http:// www. Librodot. com>.
- **KERN, Donald Q.** (1999), Procesos de Transferencia de Calor, Editorial Continental S.A. de S.V. , México.

ORIENTACIÓN DE LA PRÁCTICA 2

1. NOMBRE DE LA PRÁCTICA

Transferencia de calor en el intercambiador de coraza y haz de tubos, en contra corriente.

2. OBJETIVO

Analizar el flujo de calor y cambio de temperatura en contra corriente para distintos caudales de fluido caliente y frío. [Anexo N° 5]

3. PROCEDIMIENTO

Descripción del Equipo:

Un banco de ensayos de intercambiadores de calor (agua – agua), compuesto por un intercambiador de calor de dos pasos por los tubos y uno en la carcasa, un calentador de agua con su respectivo depósito además de un depósito de agua fría, una bomba de circulación que se utiliza para los dos fluidos, caudalímetros, sensores de temperatura, electro válvulas, y un equipo de adquisición de datos para su representación en la computadora.

Datos importantes de la instalación:

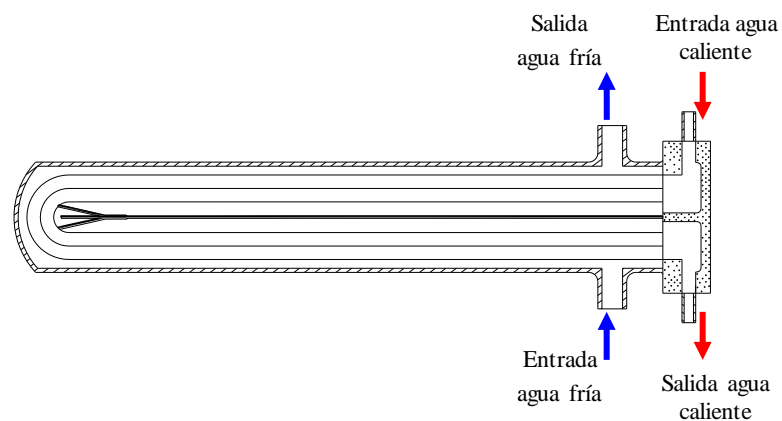
n = 15	Número de tubos por paso
N = 30	Número total de tubos
d = 6.35×10^{-3} m = ¼ in	Diámetro de tubos internos
D = 0.07 m	Diámetro de tubo externo
L = 0.3 m	Longitud de tubos interiores
t = 3 min	Tiempo de toma de datos

Descripción del Ejercicio:

- Antes de poner en marcha el banco de pruebas, deberá verificarse los siguientes componentes; nivel de agua del tanque de almacenamiento y toma de corriente eléctrica 110V.

- Accionar el encendido general, encender el computador y a continuación prender el calefón y esperar 15 minutos.
- Encender la bomba y trabajar con el intercambiador de coraza y haz de tubos en contra corriente (como se muestra en la figura), este interruptor abrirá las electro – válvulas **1,4 y 5** que permitirán flujos contrarios en el intercambiador.
- Regular los caudalímetros para un caudal de 0,8 lt/min para cada uno.

Plano de Situación:



Adquisición de Datos:

- Desde la computadora ejecutar el icono “lab_intercam” y acceder al programa diseñado para la práctica.
- Correr el programa por un tiempo de 3 minutos y pulsar el botón Stop (ESC). Al parar el programa se generan dos archivos: “pruebas.xls” y “promedios.xls” que se guardarán en disco C:\.
- Apagar los switches de la bomba y el intercambiador de coraza y haz de tubos.

Gráfica de la Temperatura vs. Tiempo para Experiencia N° 2:

Para la graficación de la curva se tomó los datos de temperatura de entrada, promedios y salidas, según el Nexo N° 10.

4. SISTEMA CATEGORIAL

- Introducción a la termodinámica.
- Transferencia de calor por conducción – convección.
- Conducción en estado estacionario.
- Principios de convección. Tipos de flujo, paralelos, régimen laminar y turbulento.
- Convección forzada.- correlaciones empíricas.
- Intercambiadores de calor, tipos, diferencia de temperaturas, media logarítmica, coeficientes de factores de transferencia de calor.

5. PREGUNTAS DE CONTROL Y TAREAS

- 5.1 Cómo influye una variación de caudal, desde 0,8 lt/min a 0,2 lt/min en ambos flujos, sobre la temperatura de salida.
- 5.2 Cómo es la variación de las temperaturas de salida con los caudales de la experiencia N° 3 referente a N° 2 del Intercambiador de Coraza y Haz de Tubos en contra corriente.
- 5.3 Qué diferencia existe en el cambio de temperatura de la experiencia N° 4, referente a N° 2 del Intercambiador de Coraza y Haz de Tubos en contra corriente.
- 5.4 Entendiéndose como efectividad del intercambiador la máxima temperatura alcanzada por el fluido frío realizado en el mismo tiempo para todas las pruebas:
 - *En qué experiencia se obtuvo mejor efectividad?*

- *Indique las resistencias térmicas que se obtienen en cada experiencia (subprácticas), e indique porcentualmente, la variación q con respecto a la experiencia N° 2.*

5.5 Cuál es la relación que existe entre la Resistencia Térmica y el Flujo de Calor?

5.6 Con qué caudales se obtiene un mejor flujo de calor?

6. BIBLIOGRAFÍA

- **BETANCOURT G., Ramiro.** Fenómenos de Transferencia, Transferencia Molecular de Calor Masa y Cantidad de Movimiento.
- **HOLMAN, J. P.** Transferencia de Calor, Capítulo 1, Digitalizado por LIBRO dot. Com, [http:// www. Librodot. com](http://www.Librodot.com).
- **HOLMAN, J. P.** Transferencia de Calor, Capítulo 2, Digitalizado por LIBRO dot. Com, [http:// www. Librodot. com](http://www.Librodot.com).
- **KERN, Donald Q.** (1999), Procesos de Transferencia de Calor, Editorial Continental S.A. de S.V. , México.

ORIENTACIÓN DE LA PRÁCTICA 3

1. NOMBRE DE LA PRÁCTICA

Transferencia de calor en el intercambiador de doble tubo, en corrientes paralelas.

2. OBJETIVO

Analizar el flujo de calor y cambio de temperatura en corrientes paralelas para distintos caudales de fluido caliente y frío. [Anexo N° 6]

3. PROCEDIMIENTO

Descripción del Equipo:

Un banco de ensayos de intercambiadores de calor (agua – agua), compuesto por un intercambiador de calor de dos pasos, un calentador de agua con su respectivo depósito además de un depósito de agua fría, una bomba de circulación que se utiliza para los dos fluidos, caudalímetros, sensores de temperatura, electro válvulas, y un equipo de adquisición de datos para su representación en la computadora.

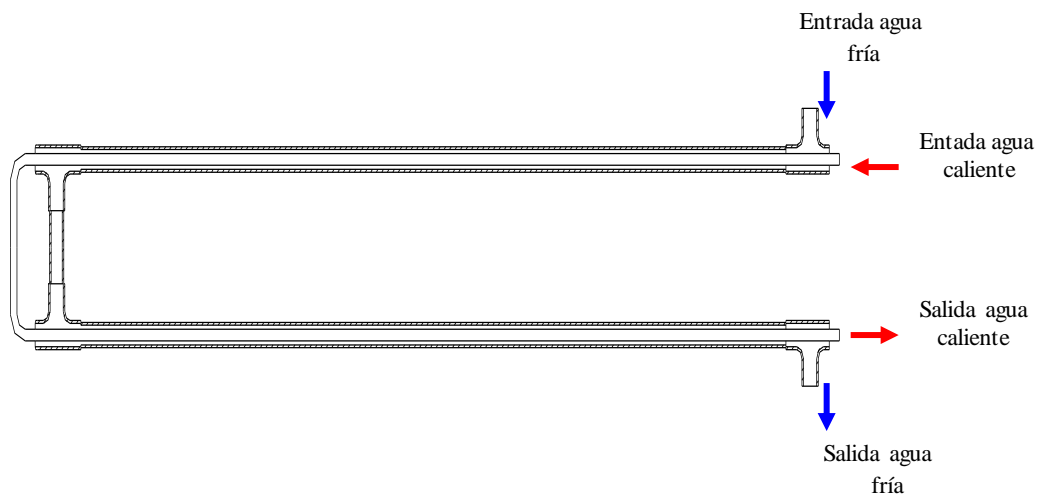
Datos importantes de la instalación:

$d_1 = 4.35 \times 10^{-3} \text{ m}$	Diámetro interno del tubo interno
$d_2 = 6.35 \times 10^{-3} \text{ m} = \frac{1}{4} \text{ in}$	Diámetro externo del tubo interno
$D = 0.019 \text{ m} = \frac{3}{4} \text{ in}$	Diámetro interno del tubo externo
$L = 1.6 \text{ m}$	Longitud del intercambiador
$t = 3 \text{ min}$	Tiempo de toma de datos

Descripción del Ejercicio:

- Antes de poner en marcha el banco de pruebas, deberá verificarse los siguientes componentes; nivel de agua del tanque de almacenamiento y toma de corriente eléctrica 110V.
- Accionar el encendido general, encender el computador y a continuación prender el calefón y esperar 15 minutos.
- Encender la bomba y trabajar con el intercambiador de doble tubo en corrientes paralelas (como se muestra en la figura), este interruptor abrirá las electro – válvulas **1,2 y 3** que permitirán flujos paralelos en el intercambiador.
- Regular los caudalímetros para un caudal de 0,2 lt/min para cada uno.

Plano de Situación:



Adquisición de Datos:

- Ejecutar el icono "lab_intercam" y acceder al programa diseñado para la práctica, correr el programa por un tiempo de 3 minutos y pulsar stop. Al parar el programa se generan dos archivos: "pruebas.xls" y "promedios.xls" que se guardarán en disco C:\.
- Apagar los switches de la bomba y el intercambiador de doble tubo.

Gráfica de la Temperatura vs. Tiempo para Experiencia N° 1:

Para la graficación de la curva se tomó los datos de temperatura de entrada, promedios y salidas, según el Nexo N° 12.

7. SISTEMA CATEGORIAL

- Introducción a la termodinámica.
- Transferencia de calor por conducción – convección.
- Conducción en estado estacionario.
- Principios de convección. Tipos de flujo, paralelos, régimen laminar y turbulento.
- Convección forzada.- correlaciones empíricas.
- Intercambiadores de calor, tipos, diferencia de temperaturas, media logarítmica, coeficientes de factores de transferencia de calor.

8. PREGUNTAS DE CONTROL Y TAREAS

- 5.1 Cómo influye una variación de caudal, desde 0,2 lt/min a 0,8 lt/min en ambos flujos, sobre la temperatura de salida.
- 5.2 Cómo es la variación de las temperaturas de salida con los caudales de la experiencia N° 3 referente a N° 1 del Intercambiador de Doble Tubo en corrientes paralelas.
- 5.3 Qué diferencia existe en el cambio de temperatura de la experiencia N° 4, referente a N° 1 del Intercambiador de Doble Tubo en corrientes paralelas.
- 5.4 Entendiéndose como efectividad del intercambiador la máxima temperatura alcanzada por el fluido frío realizado en el mismo tiempo para todas las pruebas:
 - *En qué experiencia se obtuvo mejor efectividad?*

- *Indique las resistencias térmicas que se obtienen en cada experiencia (subprácticas), e indique porcentualmente, la variación q con respecto a la experiencia N° 1.*

5.5 Cuál es la relación que existe entre la Resistencia Térmica y el Flujo de Calor?

5.6 Con qué caudales se obtiene un mejor flujo de calor?

6. BIBLIOGRAFÍA

- **BETANCOURT G., Ramiro.** Fenómenos de Transferencia, Transferencia Molecular de Calor Masa y Cantidad de Movimiento.
- **HOLMAN, J. P.** Transferencia de Calor, Capítulo 1, Digitalizado por LIBRO dot. Com, [http:// www. Librodot. com](http://www.Librodot.com).
- **HOLMAN, J. P.** Transferencia de Calor, Capítulo 2, Digitalizado por LIBRO dot. Com, [http:// www. Librodot. com](http://www.Librodot.com).
- **KERN, Donald Q.** (1999), Procesos de Transferencia de Calor, Editorial Continental S.A. de S.V. , México.

ORIENTACIÓN DE LA PRÁCTICA 4

1. NOMBRE DE LA PRÁCTICA

Transferencia de calor en el intercambiador de doble tubo, en contra corriente.

2. OBJETIVO

Analizar el flujo de calor y cambio de temperatura en contra corriente para distintos caudales de fluido caliente y frío. [Anexo N° 7]

3. PROCEDIMIENTO

Descripción del Equipo:

Un banco de ensayos de intercambiadores de calor (agua – agua), compuesto por un intercambiador de calor de dos pasos, un calentador de agua con su respectivo depósito además de un depósito de agua fría, una bomba de circulación que se utiliza para los dos fluidos, caudalímetros, sensores de temperatura, electro válvulas, y un equipo de adquisición de datos para su representación en la computadora.

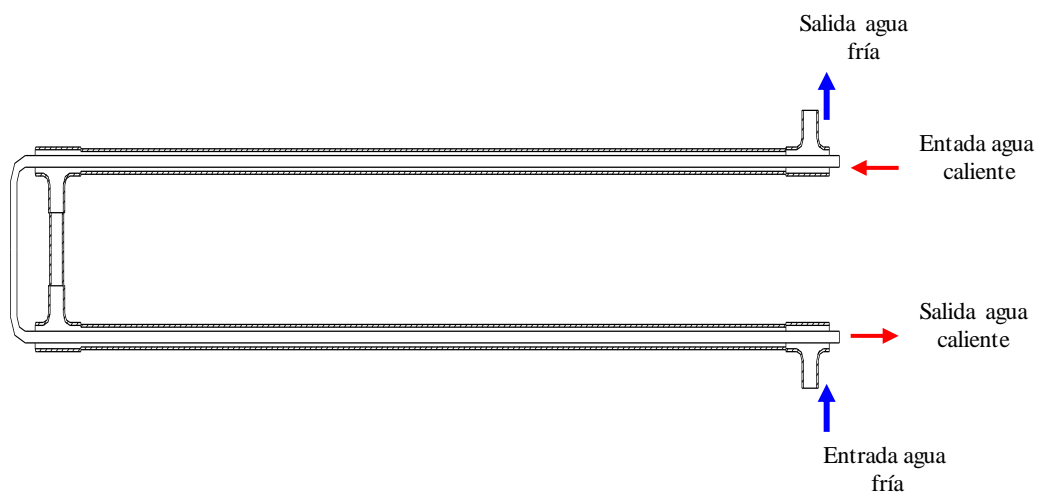
Datos importantes de la instalación:

$d_1 = 4.35 \times 10^{-3} \text{ m}$	Diámetro interno del tubo interno
$d_2 = 6.35 \times 10^{-3} \text{ m} = \frac{1}{4} \text{ in}$	Diámetro externo del tubo interno
$D = 0.019 \text{ m} = \frac{3}{4} \text{ in}$	Diámetro interno del tubo externo
$L = 1.6 \text{ m}$	Longitud del intercambiador
$t = 3 \text{ min}$	Tiempo de toma de datos

Descripción del Ejercicio:

- Antes de poner en marcha el banco de pruebas, deberá verificarse los siguientes componentes; nivel de agua del tanque de almacenamiento y toma de corriente eléctrica 110V.
- Accionar el encendido general, encender el computador y a continuación prender el calefón y esperar 15 minutos.
- Encender la bomba y trabajar con el intercambiador de doble tubo en contra corriente (como se muestra en la figura), este interruptor abrirá las electro – válvulas **1,4 y 5** que permitirán flujos paralelos en el intercambiador.
- Regular los caudalímetros para un caudal de 0,8 lt/min para cada uno.

Plano de Situación:



Adquisición de Datos:

- Ejecutar el icono “lab_intercam” y acceder al programa diseñado para la práctica, correr el programa por un tiempo de 3 minutos y pulsar stop. Al parar el programa se generan dos archivos: “pruebas.xls” y “promedios.xls” que se guardarán en disco C:\.
- Apagar los switches de la bomba y el intercambiador de doble tubo.

Gráfica de la Temperatura vs. Tiempo para Experiencia N° 2:

Para la graficación de la curva se tomó los datos de temperatura de entrada, promedios y salidas, según el Nexo N° 12.

4. SISTEMA CATEGORIAL

- Introducción a la termodinámica.
- Transferencia de calor por conducción – convección.
- Conducción en estado estacionario.
- Principios de convección. Tipos de flujo, paralelos, régimen laminar y turbulento.
- Convección forzada.- correlaciones empíricas.
- Intercambiadores de calor, tipos, diferencia de temperaturas, media logarítmica, coeficientes de factores de transferencia de calor.

5. PREGUNTAS DE CONTROL Y TAREAS

- 5.1 Cómo influye una variación de caudal, desde 0,8 lt/min a 0,2 lt/min en ambos flujos, sobre la temperatura de salida.
- 5.2 Cómo es la variación de las temperaturas de salida con los caudales de la experiencia N° 3 referente a N° 2 del Intercambiador de Doble Tubo en contra corriente.
- 5.3 Qué diferencia existe en el cambio de temperatura de la experiencia N° 4, referente a N° 2 del Intercambiador de Doble Tubo en contra corriente.
- 5.4 Entendiéndose como efectividad del intercambiador la máxima temperatura alcanzada por el fluido frío realizado en el mismo tiempo para todas las pruebas:
 - *En qué experiencia se obtuvo mejor efectividad?*

- *Indique las resistencias térmicas que se obtienen en cada experiencia (subprácticas), e indique porcentualmente, la variación q con respecto a la experiencia N° 2.*

5.5 Cuál es la relación que existe entre la Resistencia Térmica y el Flujo de Calor?

5.6 Con qué caudales se obtiene un mejor flujo de calor?

6. BIBLIOGRAFÍA

- **BETANCOURT G., Ramiro.** Fenómenos de Transferencia, Transferencia Molecular de Calor Masa y Cantidad de Movimiento.
- **HOLMAN, J. P.** Transferencia de Calor, Capítulo 1, Digitalizado por LIBRO dot. Com, [http:// www. Librodot. com](http://www.Librodot.com).
- **HOLMAN, J. P.** Transferencia de Calor, Capítulo 2, Digitalizado por LIBRO dot. Com, [http:// www. Librodot. com](http://www.Librodot.com).
- **KERN, Donald Q.** (1999), Procesos de Transferencia de Calor, Editorial Continental S.A. de S.V. , México.

5.3 RESULTADOS

Para los cálculos de las experiencias de las prácticas 1, 2, 3 y 4, su proceso y correlaciones más efectivas utilizadas están indicadas en el guión de prácticas para el docente, en forma digital; y, para mayor facilidad, se desarrolló en una hoja de cálculo de Mathcad lo que agilizará el proceso operativo. Los resultados obtenidos se los presenta en las siguientes tablas:

INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y HAZ DE TUBOS
Tabla de Resultados

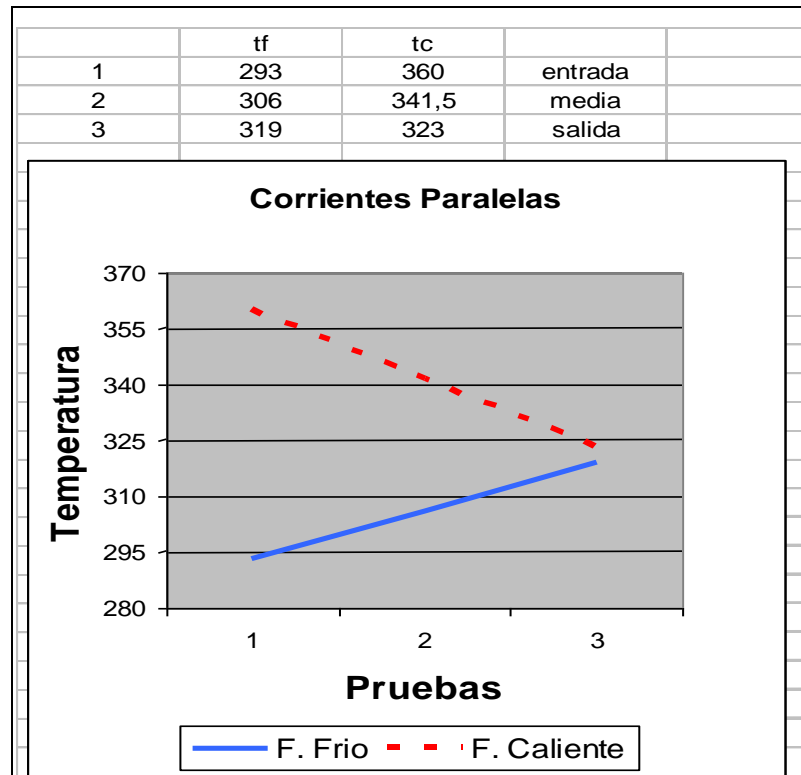
	mc	mf	Prc	Prf	vc	vf	Rec	Ref	Nuc	Nuf	hi	he	U	DMLT	F	As	qp	q	Error
	Lit/min.	Lit/min.			m/s	m/s					kg/s ³ .°K	kg/s ³ .°K	kg/s ³ .°K	°K		m ²	W	W	%
Paralelo	0,2	0,2	2,594	5,003	7.017x10 ⁻³	9.881x10 ⁻⁴	106,07	8,346	4,004	3,239	418,105	318,318	180,725	22,353	0,85	0,18	432,445	471,425	8,26
	0,8	0,8	2,659	5,36	0,028	3.952x10 ⁻³	415,576	31,379	4,837	6,151	503,515	600,565	273,887	30,756	0,87	0,18	1.403x10 ³	1.351x10 ³	3,67
	0,2	0,8	3,158	5,213	7.017x10 ⁻³	3.952x10 ⁻³	89,161	33,102	4,012	6,25	411,298	596,503	243,441	18,716	0,95	0,18	640,864	495,466	22,68
	0,8	0,2	2,306	4,753	0,028	9.881x10 ⁻⁴	471,296	8,733	4,821	3,252	507,913	321,092	196,726	35,065	0,96	0,18	751,763	625,706	16,76
Contra	0,2	0,2	3,158	5,605	7.017x10 ⁻³	9.881x10 ⁻⁴	89,161	7,544	3,18	1,707	326,03	165,884	109,944	28,665	0,95	0,18	240,718	305,718	21,28
	0,8	0,8	2,79	5,125	0,028	3.952x10 ⁻³	398,239	32,641	5,011	2,697	519,263	264,584	175,275	32,477	0,96	0,18	1.018x10 ³	1.134x10 ³	10,24
	0,2	0,8	2,9	6,406	7.017x10 ⁻³	3.952x10 ⁻³	96,176	26,843	3,164	2,73	326,858	261,354	145,229	34,946	0,93	0,18	613,045	732,172	16,27
	0,8	0,2	2,553	5,125	0,028	9.881x10 ⁻⁴	430,307	8,16	4,982	1,699	520,902	166,677	126,273	37,391	0,97	0,18	424,74	471,113	9,84

INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO
Tabla de Resultados

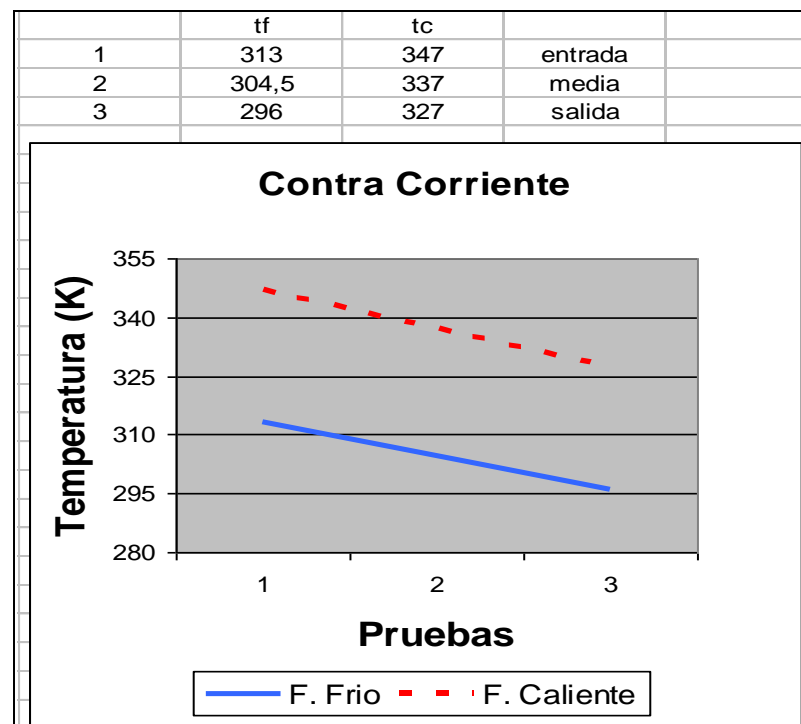
	mc	mf	Prc	Prf	vc	vf	Rec	Ref	Nuc	Nuf	hi	he	U	DMLT	As	qp	q	Error
	Lit/min.	Lit/min.			m/s	m/s					kg/s ³ .°K	kg/s ³ .°K	kg/s ³ .°K	°K	m ²	W	W	%
Paralelo	0,2	0,2	2,624	5,853	0,224	0,013	2.301x10 ³	96,738	40,343	3,758	6.14x10 ³	530,387	488,211	37,828	0,032	301,371	236,423	21,55
	0,8	0,8	2,588	5,003	0,897	0,053	9.312x10 ³	444,312	84,642	22,024	1.29x10 ⁴	3.159x10 ³	2.538x10 ⁻³	26,93	0,032	1.538x10 ³	1.938x10 ³	22,41
	0,2	0,8	3,01	6,406	0,224	0,053	2.037x10 ³	357,419	4,543	21,547	683,002	3.012x10 ³	556,741	24,137	0,032	640,689	599,473	6,43
	0,8	0,2	2,306	4,874	0,897	0,013	1.032x10 ³	113,616	6,987	2,026	1.075x10 ³	291,606	229,362	38,528	0,032	622,308	669,142	16,6
Contra	0,2	0,2	2,9	6,221	0,224	0,013	2.106x10 ³	91,68	39,97	10,875	6.028x10 ³	1.525x10 ³	1.217x10 ³	34,536	0,032	404,639	785,155	28,13
	0,8	0,8	2,955	4,874	0,897	0,053	8.283x10 ³	454,462	83,336	22,069	1.255x10 ⁴	3.176x10 ³	2.534x10 ⁻³	26,988	0,032	1.487x10 ³	2.058x10 ³	27,77
	0,2	0,8	3,158	6,406	0,224	0,053	1.952x10 ³	357,419	4,547	4,026	680,533	526,749	308,031	26,883	0,032	661,36	587,28	11,2
	0,8	0,2	2,446	4,115	0,897	0,013	9.791x10 ³	132,048	6,3	3,754	964,59	548,834	349,802	30,521	0,032	745,528	811,505	8,13

5.4 GRAFICACION DE LAS CURVAS DE TEMPERATURA

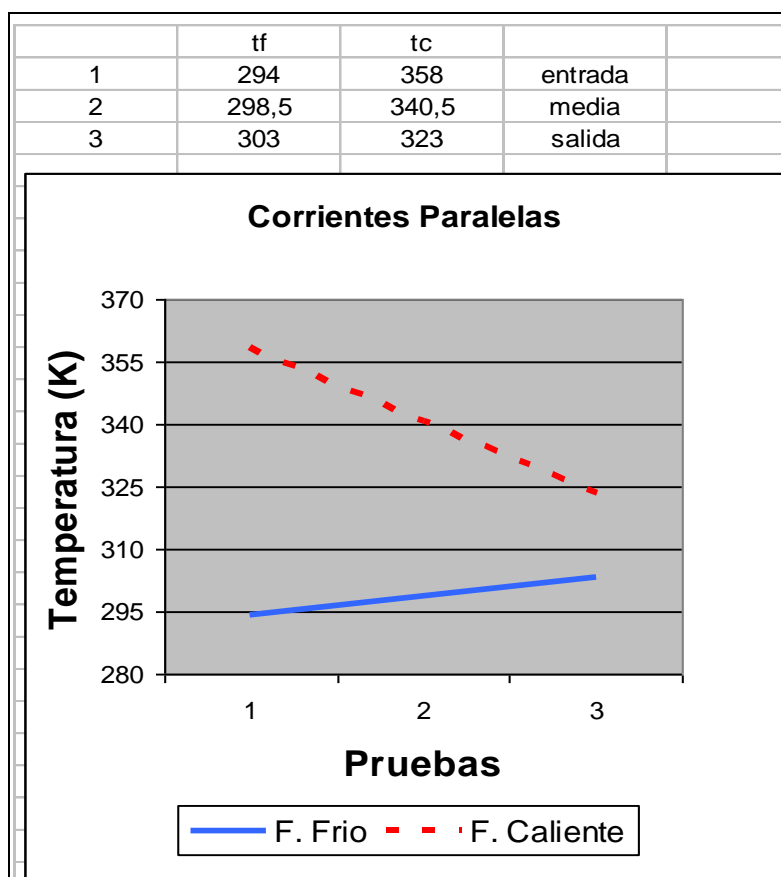
Práctica 1, para la experiencia N° 1:



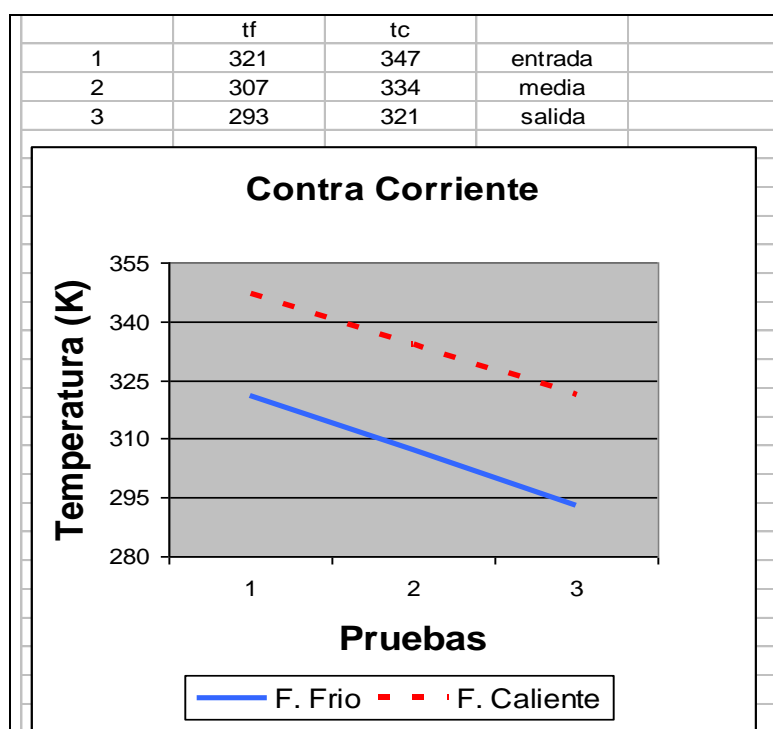
Práctica 2, para la experiencia N° 2:



Práctica 3, para la experiencia N° 1:

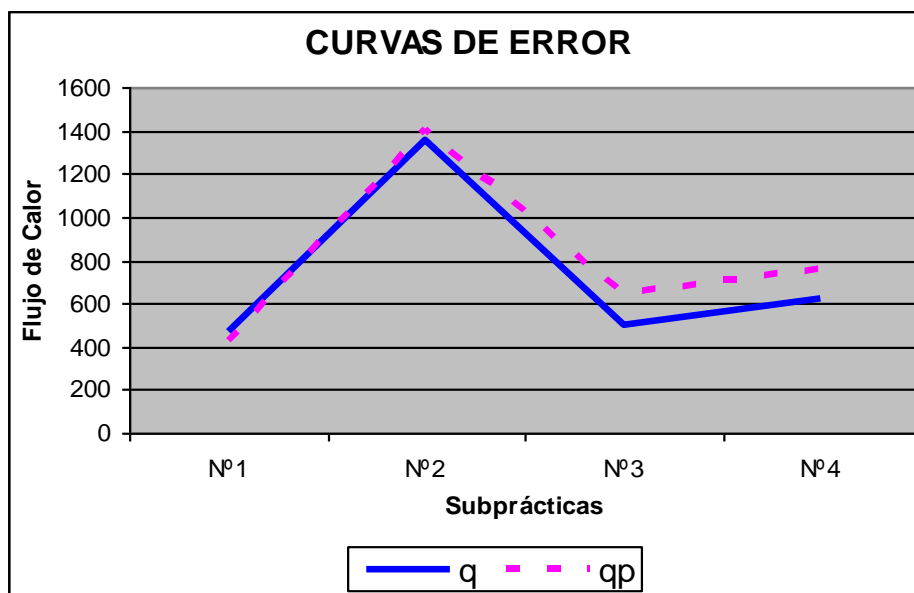


Práctica 4, para la experiencia N° 2:

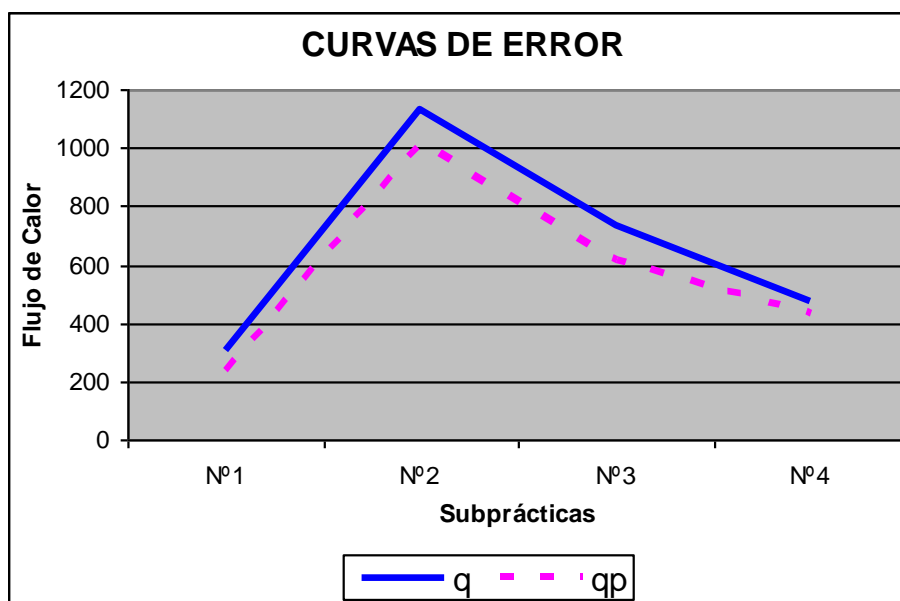


5.5 GRAFICACIÓN DE LAS CURVAS DE ERROR (q vs. qp)

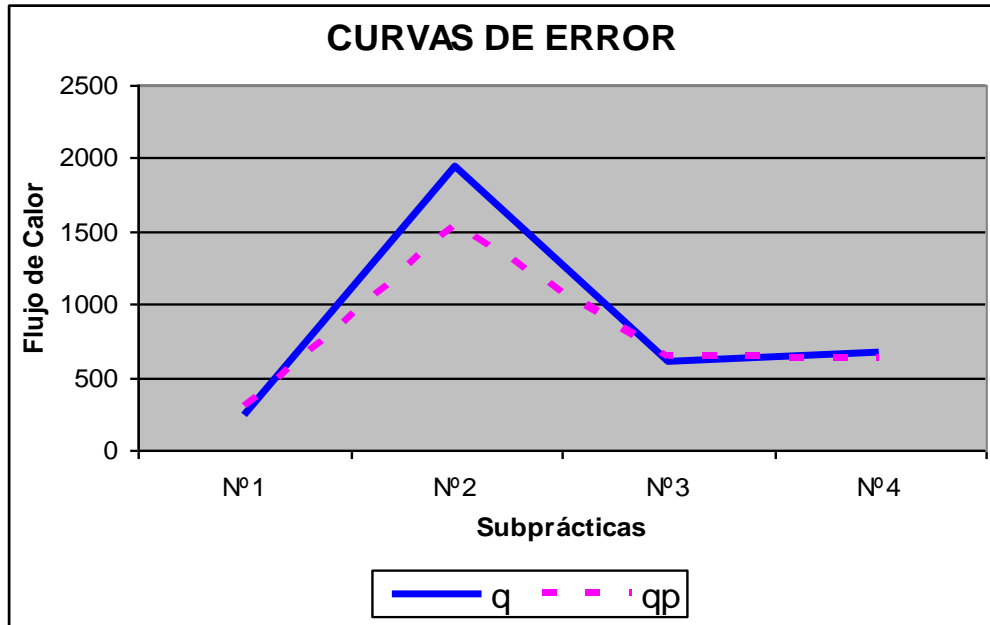
Práctica 1:



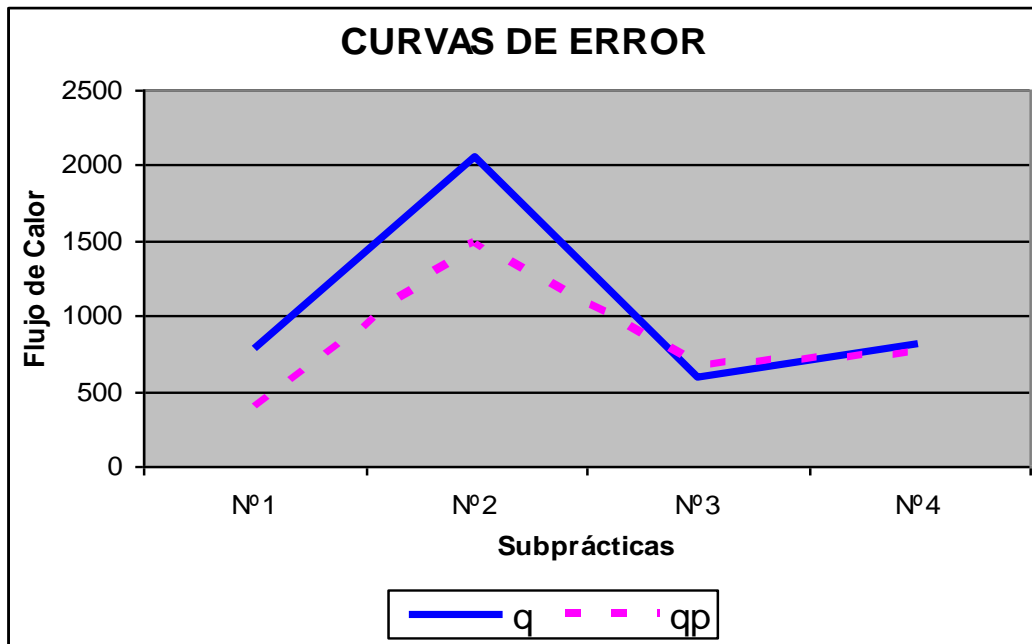
Práctica 2:



Práctica 3:



Práctica 4:



5.6 CURRÍCULO DE LA CARRERA

5.6.1 Actividades prácticas y de investigación:

Como ya hemos indicado en el punto anterior (5.2), se he determinado cuatro prácticas para la determinación del fenómeno de Transferencia de Calor, las mismas que las condensamos a continuación:

- Práctica 1:** Transferencia de calor en el intercambiador de coraza y haz de tubos, en corrientes paralelas.
- Práctica 2:** Transferencia de calor en el intercambiador de coraza y haz de tubos, en contra corriente.
- Práctica 3:** Transferencia de calor en el intercambiador de doble tubo, en corrientes paralelas.
- Práctica 4:** Transferencia de calor en el intercambiador de doble tubo, en contra corriente.

Cada una de estas prácticas hace referencia a varias preguntas de control y tareas, en las que el estudiante experimentalmente deberá realizar la adquisición de datos, detallar los cálculos correspondientes y obtener una conclusión para la misma.

5.6.2 Bibliografía

Las prácticas propuestas en el presente documento deberán apoyarse en la teoría propuesta en cada una de ellas, en las que se hace referencia a temas que deben tenerse muy en cuenta para la comprensión del fenómeno de la Transferencia de Calor.

Es por esto que a continuación detallamos un extracto de los libros o textos de consulta en los que con más facilidad podrá el estudiante encontrar la información teórica y matemática para el desarrollo de dichas prácticas.

- **BETANCOURT G., Ramiro.** Fenómenos de Transferencia, Transferencia Molecular de Calor Masa y Cantidad de Movimiento.
- **HOLMAN, J. P.** Transferencia de Calor, Capitulo 1, Digitalizado por LIBRO dot. Com, [http:// www. Librodot. com](http://www.Librodot.com).
- **HOLMAN, J. P.** Transferencia de Calor, Capitulo 2, Digitalizado por LIBRO dot. Com, [http:// www. Librodot. com](http://www.Librodot.com).
- **KERN, Donald Q.** (1999), Procesos de Transferencia de Calor, Editorial Continental S.A. de S.V. , México.

5.7 VALIDEZ, CONFIABILIDAD Y SEGURIDAD DEL EQUIPO

Con la aplicación de las prácticas antes mencionadas se demostró que el equipo presta las facilidades para la ejecución de todas las experiencias propuestas en el manual. Así como también quedo establecido que nuestro banco es didáctico, y con la adquisición de datos estamos entregando un material de investigación acorde con los adelantos actuales. También está estructurado de tal manera que en forma visual presta facilidades para su correcta utilización y manejo.

Los equipos y dispositivos ensamblados, garantizan una calidad de tecnología. Lo que permite obtener resultados confiables en la elaboración de cada una de las prácticas.

Nuestro equipo no presenta ningún tipo riesgo de accidentes hacia las personas que lo están operando. Los dispositivos eléctricos y electromecánicos se encuentran protegidos y debidamente aislados para evitar posibles choques eléctricos, y la alimentación eléctrica del banco esta aterrada. De esta manera se garantiza su seguridad al realizar las prácticas.

5.8 EVALUACIÓN TÉCNICA ECONÓMICA

Tabla 5.2 Costos del Banco de Pruebas

Cant.	Denominación	P. Unitario(\$)	P. Total(\$)
1	Mueble	300.00	300.00
10	Electro-Válvulas	25.00	250.00
1	Bomba	80.00	80.00
1	Calefón	80.00	80.00
1	Niquelina de calefón	60.00	60.00
10 m	Tubería aluminio	1.00	10.00
40	Accesorios de bronce	7.00	280.00
1	Intercambiador de coraza y haz de tubos	300.00	300.00
1	Intercambiador de doble tubo	250.00	250.00
2	Caudalímetros	50.00	100.00
1	Tarjeta adquisición de datos (NI-Daq 6008)	350.00	350.00
4	Termocuplas tipo J	550.00	2200.00
1	Computadora Pentium (R) 4 1.5 GHz, 512 MB de RAM, 30 GB	550.00	550.00
1	Fuente de alimentación regulable (3v-12V) de 3 A.	30.00	30.00
1	USB 2.0 de 7 puertos	25.00	25.00
1	Supresor de Picos 6 tomas	3.50	3.50
1	Regleta	1.00	1.00
1	Regulador de voltaje	20.00	20.00
1	Lámpara fluorescente	10.00	10.00
1	Mano de obra ensamblaje de dispositivos y accesorios	1500.00	1500.00
1	Dispositivo refrigerante de agua	150.00	150.00
1	Varios	250.00	250.00
1	Tanque reservorio de agua	150.00	150.00
Total			6949.50

**CONCLUSIONES
Y
RECOMENDACIONES**

CONCLUSIONES

- Se diseñó, seleccionó e implementó dos tipos de intercambiadores de calor como son: un intercambiador de Coraza y Haz de Tubos de un paso y un intercambiador de Doble Tubo de dos pasos, con equipos de toma y registros de datos.
- Se determinó que el fenómeno que intervino en el banco de pruebas de transferencia de calor es la convección, debido a que las paredes de los tubos conductores del fluido caliente eran despreciables debido a su espesor, por tal motivo no se tomó en cuenta la transferencia de calor por conducción.
- Se elaboraron guías metodológicas de fácil manejo tanto para el docente como para el estudiante, las mismas que ayudarán a desarrollar de mejor manera las clases teórico-prácticas en la determinación del cálculo del flujo de calor en los intercambiadores.
- Se realizó la socialización con los estudiantes de la carrera de Ingeniería Electromecánica del Área, de igual manera se lo hizo a la sociedad lojana por medio del CERACYT de la Universidad Nacional de Loja.
- Se representó gráficamente y analíticamente los datos obtenidos de las experiencias realizadas en los intercambiadores de calor, de las que podemos indicar que de los datos calculados contra los datos experimentales, el banco de pruebas tiene una eficiencia del 85%, debido a que estamos asumiendo las pérdidas de ambos fluidos en todo su recorrido.
- Se comprobó y determinó que las correlaciones empíricas de convección forzada más adecuadas son las siguientes: para la práctica 1 Hausen – Churchill y Bernstein obteniendo un error promedio del 13%; para la práctica 2 Sieder y Tate - Churchill y Bernstein 14%; para la práctica 3 Hausen - Churchill y Bernstein – Sieder y Tate 17%; y, para la práctica 4 Hausen - Churchill y Bernstein 19%.

- Se concluyó que el mayor aumento de temperatura para el fluido frío fue de 23 a 60 °C, el cual se obtuvo en el Intercambiador de Doble Tubo, en contracorriente para los caudales 0.8 lt/min fluido caliente y 0.2 lt/min fluido frío en el tiempo de 3 minutos, considerando éste como el mayor aumento obtenido de todas las pruebas realizadas en los intercambiadores.

RECOMENDACIONES

- Para el funcionamiento del banco se requiere de agua, la misma que deberá ser cambiada cada dos meses, la acumulación de polvo o suciedad podría ocasionar un taponamiento de los diferentes accesorios del banco.
- Para lograr el mayor rendimiento del banco, es recomendable que el agua fría se encuentre entre 17 y 18 °C.
- Luego de cada práctica se hace necesario hacer un barrido a los intercambiadores con el agua fría, para que los sensores tomen la temperatura correcta.
- Los requerimientos mínimos para el funcionamiento del programa LabVIEW 7.1 son: un computador Pentium 4 de 1.5 Ghz y 512 MB de RAM.
- Tomar en cuenta que el fluido caliente no sobrepase los 90°C, pues un aumento de esta temperatura dificulta la toma de datos en los caudalímetros debido al proceso de ebullición.
- Nuestro banco se presta a futuras automatizaciones, como por ejemplo: encendido y apagado de los intercambiadores para ambos flujos, bomba y calefón desde el programa LabVIEW 7.1. Además se pueden elaborar nuevas prácticas, quedando a criterio del docente.
- Las correlaciones puestas en todos los cálculos de las prácticas, son las que menos produjeron error; no obstante se puede emplear otras correlaciones que fueron indicadas en el presente trabajo con las que se puede bajar la diferencia de error.
- Aislar las tuberías para disminuir las pérdidas de flujo de calor (pérdidas de temperatura) y obtener así datos más exactos, lo que disminuiría el error.
- Realizar un cálculo de la transferencia de calor por radiación, a pesar de que es mínima dentro de los intercambiadores, se podría determinar la radiación en la niquelina del calefón que es la que mayor incidencia.

- Para otros procesos de cálculo, como la pérdida de presión se recomienda instalar instrumentos de medición de presión a la entrada y salida de los intercambiadores.

BIBLIOGRAFIA

1. <http://www.monografias.com/trabajos/origtermod/origtermod.shtml>. Orígenes de la Termodinámica
2. **KERN, Donald Q.**, Procesos de Transferencia de Calor, Editorial Continental S.A. de S.V. , México. 1999.
3. <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica>. Conceptos Básicos de Termodinámica
4. <http://www.monografias.com/trabajos17/calorimetria/calorimetria.shtml#entalp>. La Entalpía
5. http://www.cec.uchile.d/~roroman/pag_2/ENTROPIA.HTM#con. La Entropía
6. **HOLMAN, J. P.**, Transferencia de Calor, Edit. Continental S.A., 9na Impresión, México, 1998
7. **DITTUS, F. W.**, and **BOELTER, L. M. K.**, Univ. Calif, (Berkeley) Pub. Eng., vol. 2, p. 443, 1930.
8. **MILLÁN, José A.**, Intercambiadores de Calor – Prácticas de Laboratorio, p. 3.
9. **SIEDER, E. N.**, and **TATE, C. E.**, Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes, Ind. Eng. Chem., vol. 28, p 1429, 1936.
10. **HAUSSEN, H.**, Darstellung des Wärmeüberganges in Rohren durch verallgemeinerte Potenzbeziehungen, VDIZ., no. 4, p. 91, 1943
11. **NUSSELT, W.**, Der Wärmeaustausch zwischen Wand and Wasser im Rohr, Froach. Geb. Ingenieurwes., vol. 2, p 309, 1931.
12. **RAMOS GONZALEZ, Juan Carlos.**, Fórmulas, tablas y figuras de transferencia de calor, España, Feb. 2005.
13. <http://www.tehsa.com/producto10.htm>, Calentadores Eléctricos.
14. http://www.sapiensman.com/medición_de_temperatura/index.htm, Medición y Control Industrial.
15. <http://www.varimak.com/varimatic.htm>, Adquisición de datos por computadora.
16. **BETANCOURTH G., Ramiro**, Fenómenos de Transferencia, Transferencia Molecular de Calor Masa y Cantidad de Movimiento.

17. **KEITH, Cornwell**, (1890), Transferencia de Calor, Editorial Limusa, Biblioteca de la USB.
18. **KARLEKAR, B. V. – DESMOND, R. M.**, (1984), Transferencia de Calor, Editorial Limusa, Biblioteca de la USB.
19. **WELTY, James R.**, Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería, Editorial Limusa, Primera Edición.
20. **GROW-HILL, Mc.**, Termodinámica Aplicada, Editorial Mc Grow-Hill, Primera Edición.
21. **NELSON, R. M.**, Termodinámica Aplicada, Editorial Ediciones URMO, Primera Edición.
22. http://www.interempresas.net/Informática_Industrial/FeriaVirtual/Empresa.asp?, Instrumentación Virtual para Sistemas Operativos.
23. **MAYNÉ, Jordi**, Sensores, Acondicionadores y Procesadores de Señal, Pág. 2-3.
24. http://www.sapiensman.com/conversion_tables, Valores de elementos sólidos y líquidos. (Peso específico, punto de fusión, punto de ebullición, valor calorífico, calor específico).

SIMBOLOGIA

U	=	Energía interna	S_A	=	Entropía en A
W	=	Trabajo	S_B	=	Entropía en B
H	=	Entalpía	tec	=	Temperatura de entrada del fluido caliente
p	=	Presión	tsc	=	Temperatura de salida del fluido caliente
V	=	volumen	tmc	=	Temperatura media del fluido caliente
T	=	Temperatura	ρ	=	Densidad
R	=	Resistencia al paso del flujo	cp	=	Calor específico
T_∞	=	Temperatura ambiente	μ	=	Viscosidad dinámica
T_o	=	Temperatura interna	k	=	Conductividad térmica
h	=	Coefficiente de convección	ν	=	Viscosidad cinemática
P_\square	=	Perímetro para aleta cuadrada	ΔT	=	Variación de temperatura
P_o	=	Perímetro para aleta circular	qp	=	Flujo de calor de la práctica
ε_f	=	Efectividad	q	=	Flujo de calor por cálculos
η	=	Rendimiento	A	=	Área de incidencia en la transferencia de calor
β	=	Coefficiente de dilatación	v	=	Velocidad del fluido
n	=	Número de tubos por paso (Intercambiador de Coraza y haz de tubos)	Nu	=	Número de Nusselt
N	=	Número total de tubos	h	=	Coefficiente pelicular
d	=	Diámetro de tubos internos	U	=	Coefficiente de Transferencia de calor
D	=	Diámetro de tubo externo	DMLT	=	Diferencia Media Logarítmica de Temperatura
L	=	Longitud de tubos internos	F	=	Factor de Corrección
t	=	Tiempo	q	=	Flujo de calor
mc	=	Caudal del fluido caliente	Pr	=	Número de Prandtl
mf	=	Caudal del fluido frío	Re	=	Número de Reynolds
tef	=	Temperatura de entrada del fluido frío	Gr	=	Número de Grashof
tsf	=	Temperatura de salida del fluido frío	Pe	=	Número de Peclet
tmf	=	Temperatura media del fluido frío	Ra	=	Número de Rayleigh
θ_b	=	Diferencia de temperatura entre la base de la aleta y la temperatura ambiente	θ_L	=	Diferencia de temperatura entre un punto cualquiera de la longitud de aleta y temperatura ambiente

ANEXOS

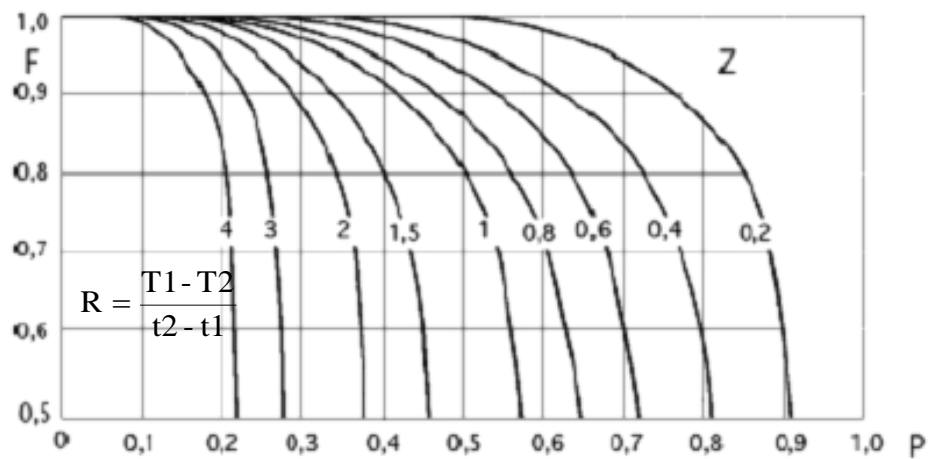
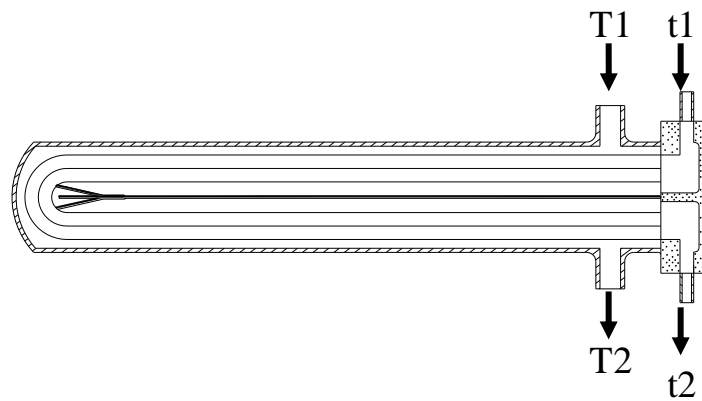
ANEXO N° 1

PROPIEDADES DEL AGUA (LIQUIDO SATURADO)

°F	°C	c_p kJ/kg.°C	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	k W/m.°C	Pr
32	-	4.225	998.8	1.79×10^{-3}	0.566	13.25
40	4.44	4.208	999.8	1.55×10^{-3}	0.575	11.35
50	10.00	4.195	999.2	1.31×10^{-3}	0.585	9.40
60	15.56	4.186	998.6	1.12×10^{-3}	0.595	7.88
70	21.11	4.179	997.4	9.8×10^{-4}	0.604	6.78
80	26.67	4.179	995.8	8.6×10^{-4}	0.614	5.85
90	32.22	4.174	994.9	7.65×10^{-4}	0.623	5.12
100	37.78	4.174	993.0	6.82×10^{-4}	0.630	4.53
110	43.33	4.174	990.6	6.16×10^{-4}	0.637	4.04
120	48.89	4.174	988.8	5.62×10^{-4}	0.644	3.64
130	54.44	4.179	985.7	5.13×10^{-4}	0.649	3.30
140	60.00	4.179	983.3	4.71×10^{-4}	0.654	3.01
150	65.55	4.183	980.3	4.30×10^{-4}	0.659	2.73
160	71.11	4.186	977.3	4.01×10^{-4}	0.665	2.53
170	76.67	4.191	973.7	3.72×10^{-4}	0.668	2.33
180	82.22	4.195	970.2	3.47×10^{-4}	0.673	2.16
190	87.78	4.199	966.7	3.27×10^{-4}	0.675	2.03
200	93.33	4.204	963.2	3.06×10^{-4}	0.678	1.90
220	104.40	4.216	955.1	2.67×10^{-4}	0.684	1.66
240	115.60	4.229	946.7	2.44×10^{-4}	0.685	1.51
260	126.70	4.250	937.2	2.19×10^{-4}	0.685	1.36
280	137.80	4.271	928.1	1.98×10^{-4}	0.685	1.24
300	148.90	4.296	918.0	1.86×10^{-4}	0.684	1.17
350	176.70	4.371	890.4	1.57×10^{-4}	0.677	1.02
400	204.40	4.467	859.4	1.36×10^{-4}	0.665	1.00
450	232.20	4.585	825.7	1.20×10^{-4}	0.646	0.85
500	260.00	4.731	785.2	1.07×10^{-4}	0.616	0.83
550	287.70	5.024	735.5	9.54×10^{-5}		
600	315.60	5.703	678.7	8.68×10^{-5}		

ANEXO N° 2

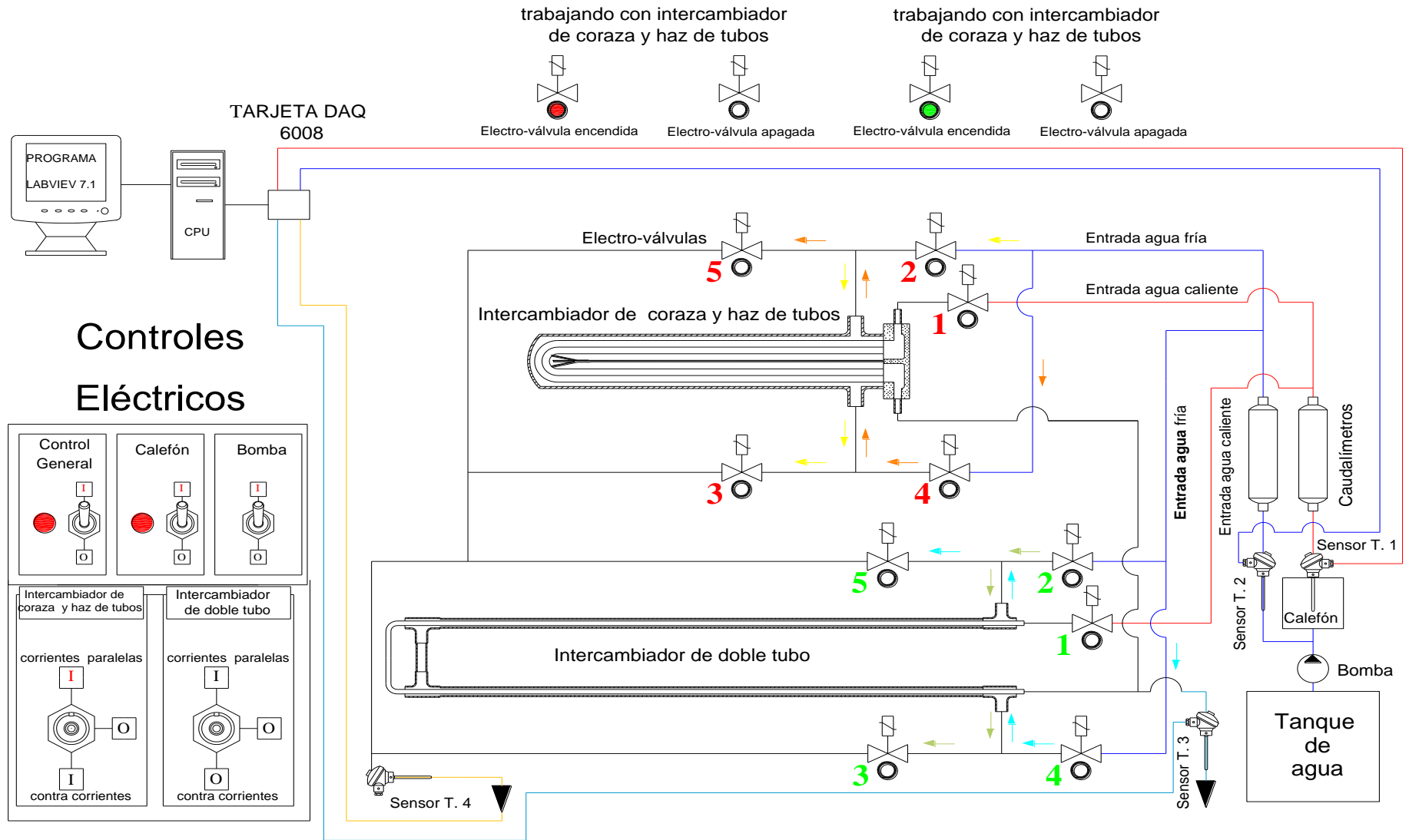
**DIAGRAMA DEL FACTOR DE CORRECCIÓN PARA
UN INTERCAMBIADOR CON UN PASO EN LA CHAQUETA Y DOS,
CUATRO O CUALQUIER OTRO MÚLTIPLO DE PASOS EN LOS TUBOS**



$$R = \frac{T1 - T2}{t2 - t1}$$

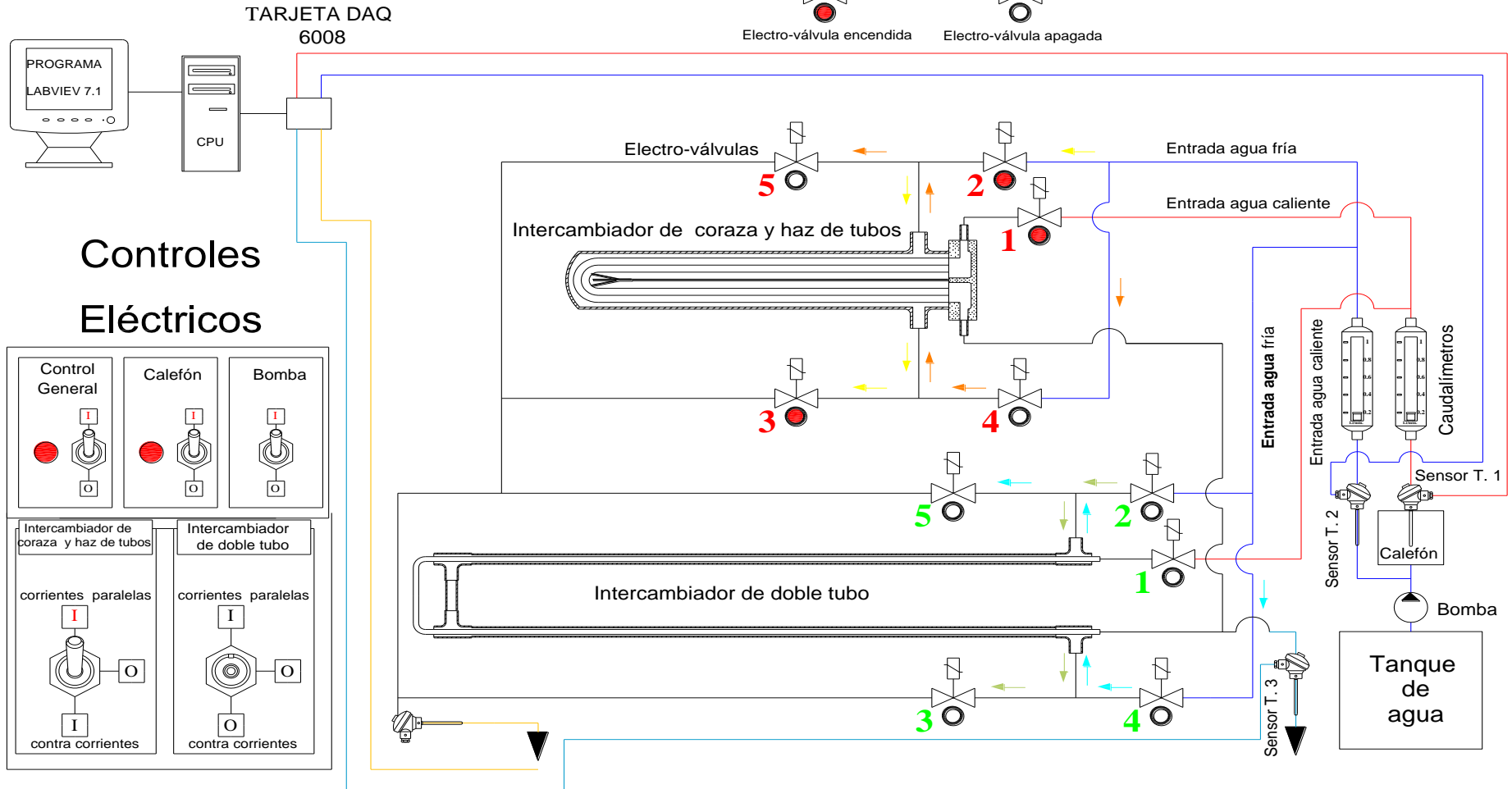
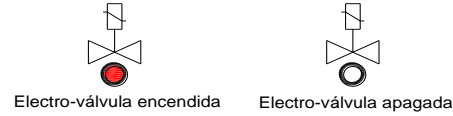
$$P = \frac{t2 - t1}{T1 - t1}$$

ANEXO N° 3

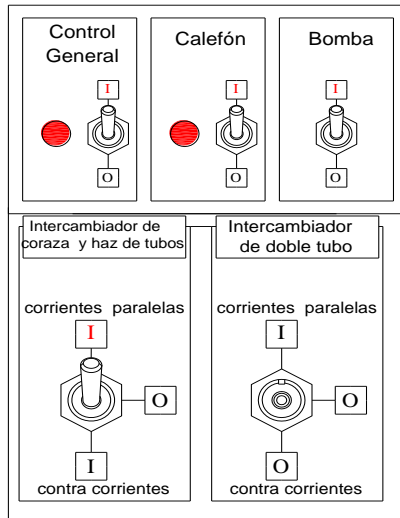


ANEXO N° 4

trabajando con intercambiador de coraza y haz de tubos

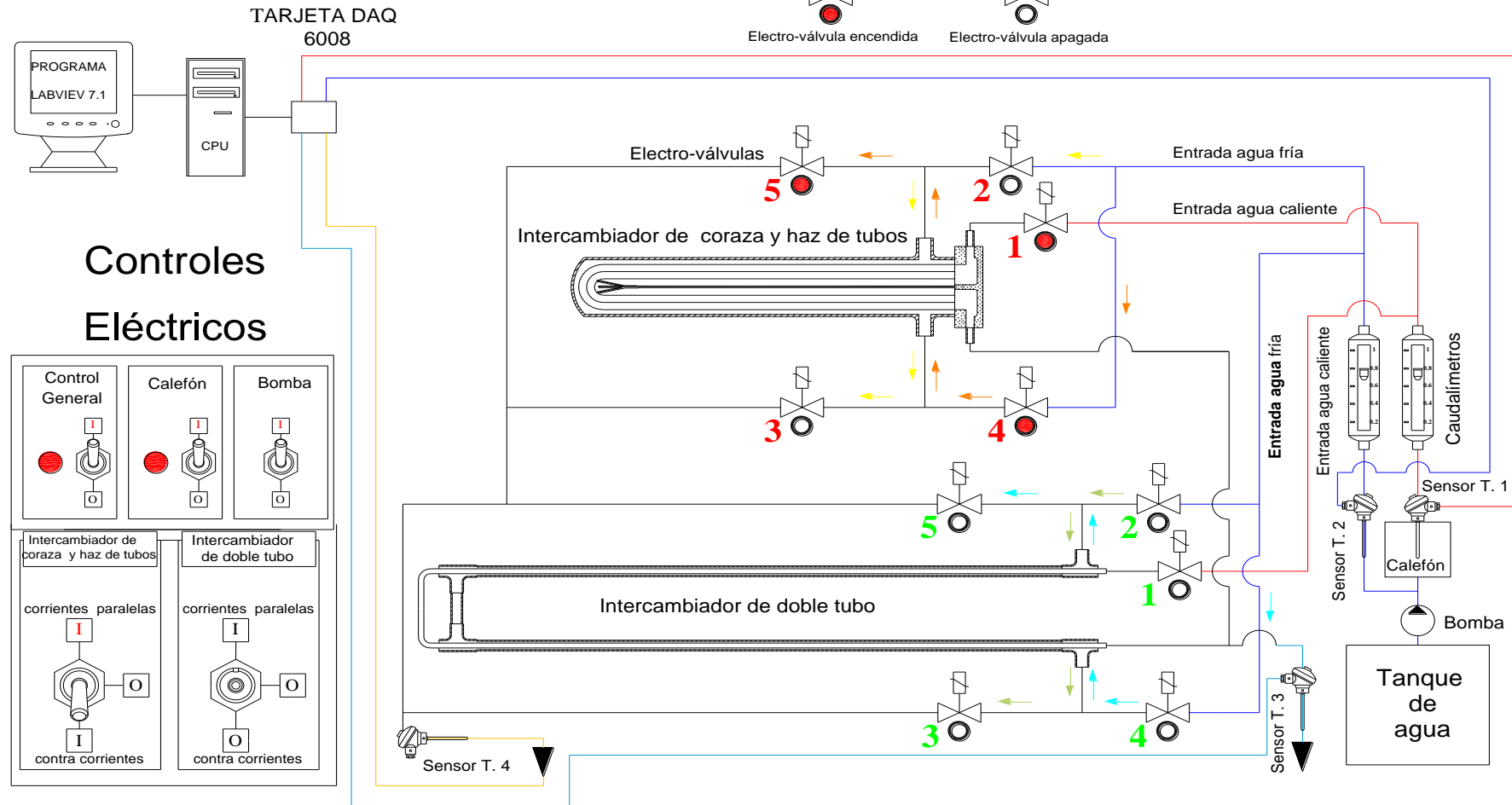
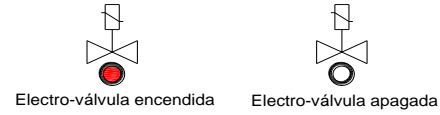


Controles Eléctricos

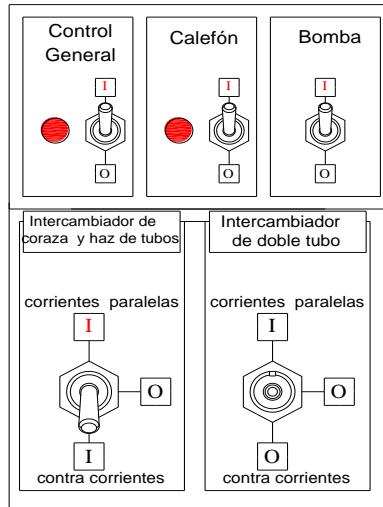


ANEXO N° 5

trabajando con intercambiador de coraza y haz de tubos

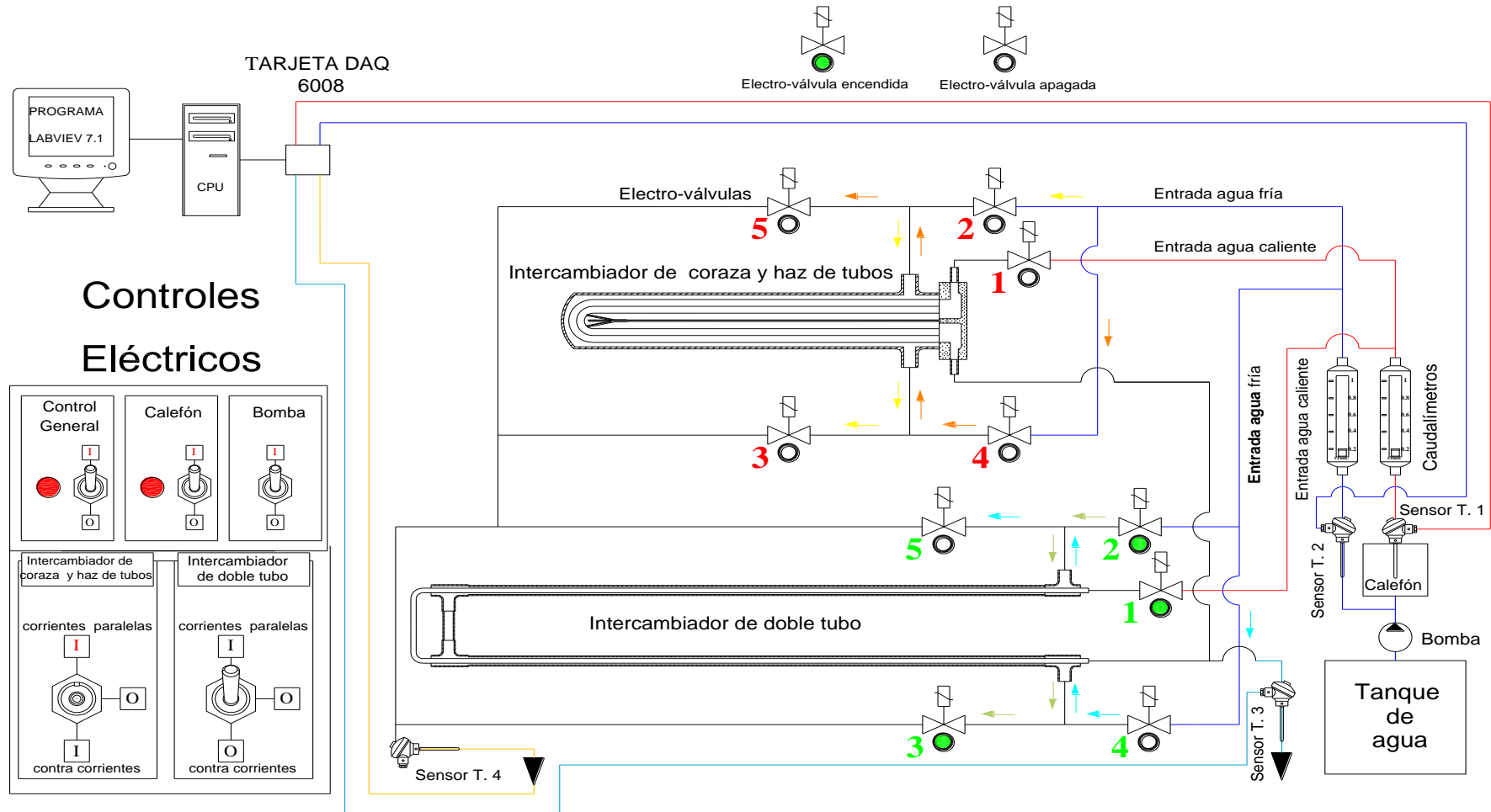


Controles Eléctricos



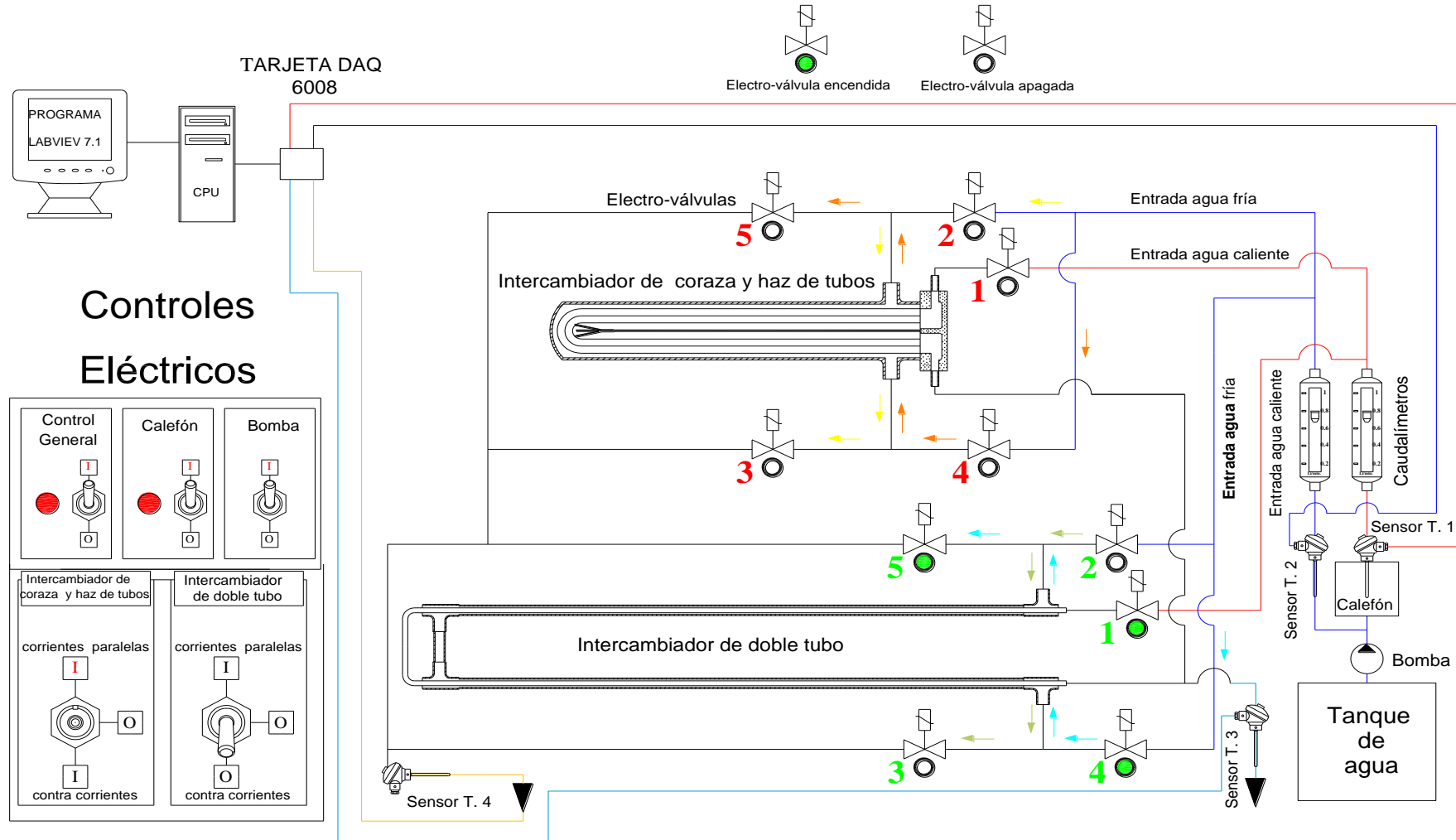
ANEXO N° 6

trabajando con intercambiador de coraza y haz de tubos

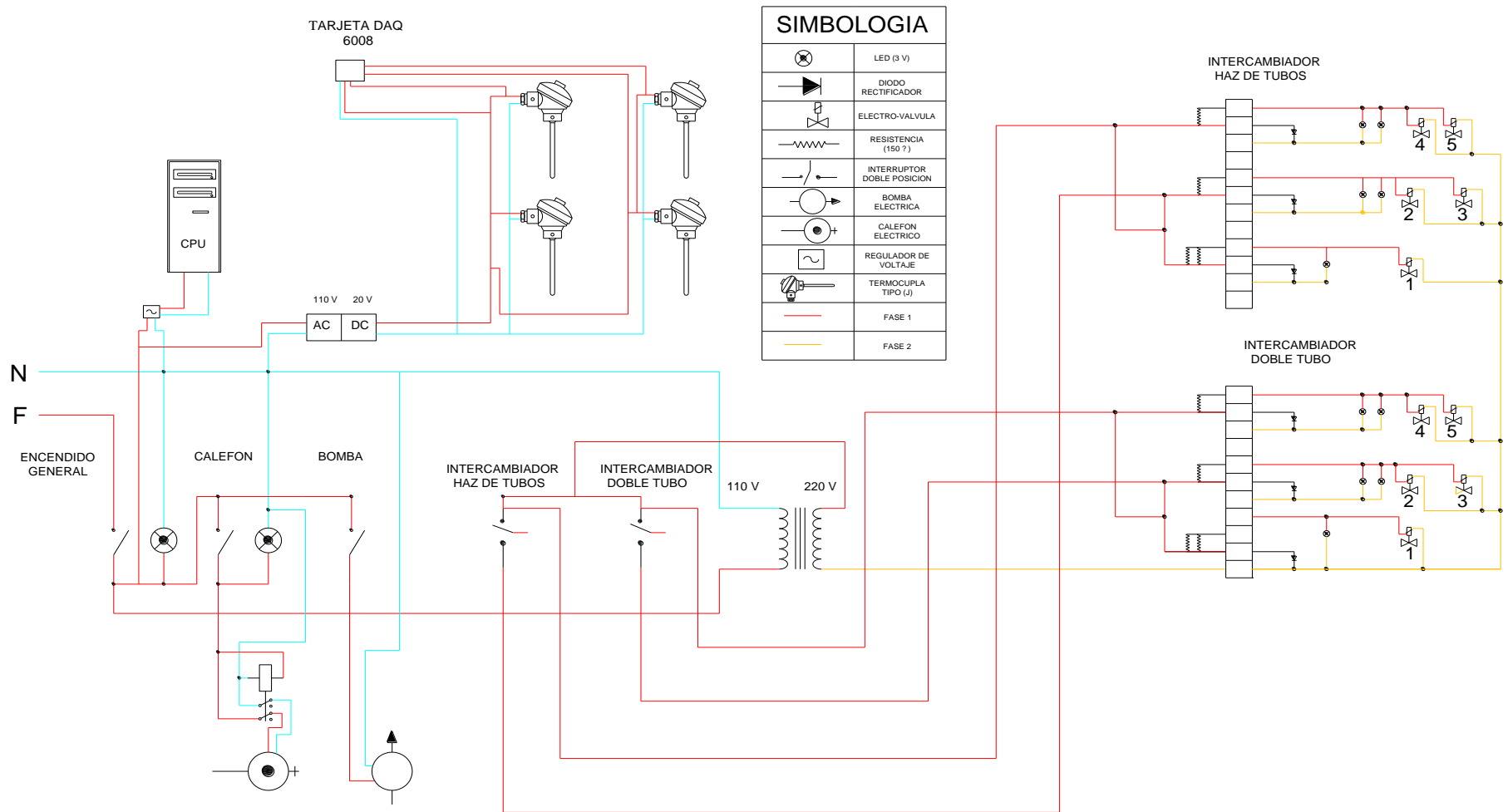


ANEXO N° 7

trabajando con intercambiador de coraza y haz de tubos



ANEXO N° 8



ANEXO N° 9

MÉTODO OPERATIVO DE CÁLCULO PARA EL INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y HAZ DE TUBOS, EN CORRIENTES PARALELAS Y CONTRA CORRIENTE

Determinación de la Viscosidad Cinemática y el Número de Prandt:

Los datos de u , cp , k se toman del Anexo N° 1, tomando en cuenta las temperaturas medias de entrada y salida de ambos fluidos.

Fluido Frío

$$v_f = \frac{v_f}{\rho_f} \quad Pr_f = \frac{c_{pf} \cdot v_f}{k_f}$$

$$\Delta T_f = t_{sf} - t_{ef}$$

Fluido Caliente

$$v_c = \frac{v_c}{\rho_c} \quad Pr_c = \frac{c_{pc} \cdot v_c}{k_c}$$

$$\Delta T_c = t_{ec} - t_{sc}$$

Flujo de Calor obtenido en el Banco de Pruebas:

Flujo de calor fluido frío (qf):

$$q_{1f} = m_f \cdot \rho_f \cdot (t_{sf} - t_{ef})$$

$$q_f = q_{1f} \cdot c_{pf}$$

Flujo de calor promedio (qp):

$$q_p = \frac{q_f + q_c}{2}$$

Flujos de calor fluido caliente (qc):

$$q_{1c} = m_c \cdot \rho_c \cdot (t_{ec} - t_{sc})$$

$$q_c = q_{1c} \cdot c_{pc}$$

Flujo de Calor por cálculos:

Caudal por cada tubo - fluido caliente (Qc):

$$Q_c = \frac{m_c}{n}$$

Área del tubo - fluido caliente (Ac1):

$$A_{c1} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Área total carcaza (At):

$$A_t = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

Área total de tubos (Ac) fluido caliente:

$$A_c = 15 \cdot A_{c1}$$

Área efectiva carcaza (Af) - fluido frío:

$$A_f = A_t - A_c$$

Velocidad fluido en tubo (v_c):

$$v_c = \frac{Q_c}{A_{c1}}$$

Reinolds interno (Rec) fluido caliente:

$$Rec = \frac{v_c \cdot d}{\nu_c}$$

Velocidad fluido en carcasa (v_f):

$$v_f = \frac{m_f}{A_f}$$

Reinolds externo (Ref) fluido frío:

$$Ref = \frac{v_f \cdot d}{\nu_f}$$

Número de Nusselt interior, (Nuc) fluido caliente, correlación de Hausen:

$$Nuc = 3.66 + \frac{0.0668 \cdot \left(\frac{d}{L}\right) \cdot Rec \cdot Pr_c}{1 + 0.04 \cdot \left[\left(\frac{d}{L}\right) \cdot Rec \cdot Pr_c\right]^{\frac{2}{3}}}$$

Coefficiente Pelicular interno (h_i):

$$h_i = \frac{Nuc \cdot k_c}{d}$$

Número de Nusselt exterior, (Nuf) fluido frío, correlación de Churchill y Bernstein:

$$Nuf = 0.3 + \frac{0.62 \cdot Ref^{\frac{1}{2}} \cdot Pr_f^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr_f}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Ref}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}}$$

Coefficiente Pelicular externo (h_e):

$$h_e = \frac{Nuf \cdot k_f}{d}$$

Coefficiente de Transferencia de Calor (U):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}}$$

Cálculo de la Diferencia Media Logarítmica de Temperaturas (DMLT) corrientes paralelas y contra corriente:

Corrientes Paralelas

$$DMLT = \frac{(tec - tef) - (tsc - tsf)}{\ln\left(\frac{tec - tef}{tsc - tsf}\right)}$$

Contra Corriente

$$DMLT = \frac{(tec - tsf) - (tsc - tef)}{\ln\left(\frac{tec - tsf}{tsc - tef}\right)}$$

Factor de Corrección (F) tomado del Anexo N° 2 para los valores de P y R:

$$P = \frac{tsc - tec}{tef - tec}$$

$$R = \frac{tef - tsf}{tsc - tec}$$

Factor de Corrección: F=

Área total de transferencia de calor de los tubos (A):

$$A = n \cdot \pi \cdot d \cdot 2 \cdot L$$

Cálculo del flujo de calor (q):

$$q = F \cdot U \cdot A \cdot DMLT$$

Comparamos (q) con el flujo de calor promedio (qp) obtenido anteriormente:

Diferencia de error entre el flujo de calor frío y caliente obtenidos en el Banco de Pruebas:

$$qd = qc - qf$$

Condiciones a tener en cuenta en la definición del porcentaje de error para esta práctica, haciendo referencia a los flujos y diferencia obtenidas en los pasos anteriores:

Cuando q sea menor a qp: (qt)

$$qt = q + qd$$

$$\text{Para } qt > qp: \quad \% \text{ Error} = \frac{(qt - qp) \cdot 100}{qt}$$

$$\text{Para } qt < qp: \quad \% \text{ Error1} = \frac{(qp - qt) \cdot 100}{qp}$$

Cuando q sea mayor a qp: (qt1)

$$qt1 = q - qd$$

$$\text{Para } qt1 > qp: \quad \% \text{ Error2} = \frac{(qt1 - qp) \cdot 100}{qt1}$$

$$\text{Para } qt1 < qp: \quad \% \text{ Error3} = \frac{(qp - qt1) \cdot 100}{qp}$$

ANEXO N° 10

INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y HAZ DE TUBOS Datos Tomados de las prácticas

	N	Promedios *				Datos tomados de Anexo N° 1								Ultimo Valor **				Datos tomados de Anexo N° 1						
		t	mc	mf	tef		tsf		tmf		ρf	cpf	μf	kf	tec		tsc		tmc		ρc	cpc	μc	kc
		min	Lit/min.	Lit/min.	°C	°K	°C	°K	°C	°K	Kg/m³	J/Kg.°K	Kg/m.s	W/m.°K	°C	°K	°C	°K	°C	°K	Kg/m³	J/Kg.°K	Kg/m.s	W/m.°K
Paralelo	1	3	0,2	0,2	20	293	46	319	33	306	994,9	4174	7.48x10 ⁻⁴	0,624	86,5	360	50	323	69	342	978,4	4184,9	4.11x10 ⁻⁴	0,663
	2	3	0,8	0,8	17	290	42	315	30	303	995,2	4175	7.96x10 ⁻⁴	0,620	80	353	54	327	67	340	979,3	4184	4.20x10 ⁻⁴	0,661
	3	3	0,2	0,8	17	290	26	299	22	295	997,1	4179	7.56x10 ⁻⁴	0,606	85	358	28	301	57	330	984,5	4179	4.92x10 ⁻⁴	0,651
	4	3	0,8	0,2	18	291	52	325	35	308	993,8	4174	7.14x10 ⁻⁴	0,627	86	359	67	340	77	350	973,1	4192	3.68x10 ⁻⁴	0,669
Contra	1	3	0,2	0,2	23	296	32	305	28	301	995,5	4177	8.28x10 ⁻⁴	0,617	70	343	44	317	57	330	984,5	4179	4.92x10 ⁻⁴	0,651
	2	3	0,8	0,8	23	296	40	313	32	305	994,9	4174	7.65x10 ⁻⁴	0,623	74	347	54	327	64	337	980,9	4182	4.39x10 ⁻⁴	0,658
	3	3	0,2	0,8	18	291	28	301	23	296	996,8	4179	9.32x10 ⁻⁴	0,608	86	359	37	310	62	335	982,1	4181	4.55x10 ⁻⁴	0,656
	4	3	0,8	0,2	23	296	41	314	32	305	994,9	4174	7.65x10 ⁻⁴	0,623	75	348	64	337	70	343	977,8	4186	4.05x10 ⁻⁴	0,664

* Datos tomados del archivo "promedios.xls"

** Datos tomados del archivo "pruebas.xls"

INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y HAZ DE TUBOS Tabla de Resultados

	mc	mf	Prc	Prf	vc	vf	Rec	Ref	Nuc	Nuf	hi	he	U	DMLT	F	As	qp	q	Error
	Lit/min.	Lit/min.			m/s	m/s					kg/s ³ .°K	kg/s ³ .°K	kg/s ³ .°K	°K		m ²	W	W	%
Paralelo	0,2	0,2	2,594	5,003	7.017x10 ⁻³	9.881x10 ⁻⁴	106,07	8,346	4,004	3,239	418,105	318,318	180,725	22,353	0,85	0,18	432,445	471,425	8,26
	0,8	0,8	2,659	5,36	0,028	3.952x10 ⁻³	415,576	31,379	4,837	6,151	503,515	600,565	273,887	30,756	0,87	0,18	1.403x10 ³	1.351x10 ³	3,67
	0,2	0,8	3,158	5,213	7.017x10 ⁻³	3.952x10 ⁻³	89,161	33,102	4,012	6,25	411,298	596,503	243,441	18,716	0,95	0,18	640,864	495,466	22,68
	0,8	0,2	2,306	4,753	0,028	9.881x10 ⁻⁴	471,296	8,733	4,821	3,252	507,913	321,092	196,726	35,065	0,96	0,18	751,763	625,706	16,76
Contra	0,2	0,2	3,158	5,605	7.017x10 ⁻³	9.881x10 ⁻⁴	89,161	7,544	3,18	1,707	326,03	165,884	109,944	28,665	0,95	0,18	240,718	305,718	21,28
	0,8	0,8	2,79	5,125	0,028	3.952x10 ⁻³	398,239	32,641	5,011	2,697	519,263	264,584	175,275	32,477	0,96	0,18	1.018x10 ³	1.134x10 ³	10,24
	0,2	0,8	2,9	6,406	7.017x10 ⁻³	3.952x10 ⁻³	96,176	26,843	3,164	2,73	326,858	261,354	145,229	34,946	0,93	0,18	613,045	732,172	16,27
	0,8	0,2	2,553	5,125	0,028	9.881x10 ⁻⁴	430,307	8,16	4,982	1,699	520,902	166,677	126,273	37,391	0,97	0,18	424,74	471,113	9,84

ANEXO N° 11

Determinación de la Viscosidad Cinemática y el Número de Prandt:

Los datos de u , cp , k se toman del Anexo N° 1, tomando en cuenta las temperaturas medias de entrada y salida de ambos fluidos.

Fluido Frío

$$v_f = \frac{v_f}{\rho_f} \quad Pr_f = \frac{c_{pf} \cdot v_f}{k_f}$$

$$\Delta T_f = t_{sf} - t_{ef}$$

Fluido Caliente

$$v_c = \frac{v_c}{\rho_c} \quad Pr_c = \frac{c_{pc} \cdot v_c}{k_c}$$

$$\Delta T_c = t_{ec} - t_{sc}$$

Flujo de Calor obtenido en el Banco de Pruebas:

Flujo de calor fluido frío (q_f):

$$q_{1f} = m_f \cdot \rho_f \cdot (t_{sf} - t_{ef})$$

$$q_f = q_{1f} \cdot c_{pf}$$

Flujo de calor promedio (q_p):

$$q_p = \frac{q_f + q_c}{2}$$

Flujos de calor fluido caliente (q_c):

$$q_{1c} = m_c \cdot \rho_c \cdot (t_{ec} - t_{sc})$$

$$q_c = q_{1c} \cdot c_{pc}$$

Flujo de Calor por cálculos:

Área efectiva del tubo externo (A_d) – fluido frío:

$$A_d = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_2^2}{4}$$

Velocidad fluido interno (v_{c1}):

$$v_{c1} = \frac{m_c}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}}$$

Reinolds interno (Rec) fluido caliente:

$$Rec = \frac{v_{c1} \cdot d_1}{\nu_c}$$

Velocidad fluido externo (v_{f1}):

$$v_{f1} = \frac{m_f}{A_d}$$

Reinolds externo (Ref) fluido frío:

$$Ref = \frac{v_{f1} \cdot d_2}{\nu_f}$$

Número de Nusselt interior, (Nuc) fluido caliente, correlación de Churchill y Bernstein:

$$\text{Nuc} = 0.3 + \frac{0.62 \cdot \text{Rec}^{\frac{1}{2}} \cdot \text{Prc}^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{\text{Prc}}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \cdot \left[1 + \left(\frac{\text{Rec}}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}}$$

Coefficiente Pelicular interno (hi):

$$h_i = \frac{\text{Nuc} \cdot k_c}{d_1}$$

Número de Nusselt exterior, (Nuf) fluido frío, correlación de Hausen:

$$\text{Nuf} = 3.66 + \frac{0.0668 \cdot \left(\frac{d}{L}\right) \cdot \text{Re}_f \cdot \text{Pr}_f}{1 + 0.04 \cdot \left[\left(\frac{d}{L}\right) \cdot \text{Re}_f \cdot \text{Pr}_f\right]^{\frac{2}{3}}}$$

Coefficiente Pelicular externo (he):

$$h_e = \frac{\text{Nuf} \cdot k_f}{d_1}$$

Coefficiente de Transferencia de Calor (U):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}}$$

Cálculo de la Diferencia Media Logarítmica de Temperaturas (DMLT) corriente paralela y contra corriente:

Corrientes Paralelas

$$\text{DMLT} = \frac{(\text{tec} - \text{tef}) - (\text{tsc} - \text{tsf})}{\ln\left(\frac{\text{tec} - \text{tef}}{\text{tsc} - \text{tsf}}\right)}$$

Contra Corriente

$$\text{DMLT} = \frac{(\text{tec} - \text{tsf}) - (\text{tsc} - \text{tef})}{\ln\left(\frac{\text{tec} - \text{tsf}}{\text{tsc} - \text{tef}}\right)}$$

Área total de transferencia de calor de los tubos (A):

$$A = \pi \cdot d_2 \cdot L$$

Cálculo del flujo de calor (q):

$$q = U \cdot A \cdot DMLT$$

Comparamos (q) con el flujo de calor promedio (qp) obtenido anteriormente:

Diferencia de error entre el flujo de calor frío y caliente obtenidos en el Banco de Pruebas:

$$q_d = q_c - q_f$$

Condiciones a tener en cuenta en la definición del porcentaje de error para esta práctica, haciendo referencia a los flujos y diferencia obtenidas en los pasos anteriores:

Cuando q sea menor a qp: (qt)

$$q_t = q + q_d$$

$$\text{Para } q_t > q_p: \quad \% \text{Error} = \frac{(q_t - q_p) \cdot 100}{q_t}$$

$$\text{Para } q_t < q_p: \quad \% \text{Error}_1 = \frac{(q_p - q_t) \cdot 100}{q_p}$$

Cuando q sea mayor a qp: (qt1)

$$q_{t1} = q - q_d$$

$$\text{Para } q_{t1} > q_p: \quad \% \text{Error}_2 = \frac{(q_{t1} - q_p) \cdot 100}{q_{t1}}$$

$$\text{Para } q_{t1} < q_p: \quad \% \text{Error}_3 = \frac{(q_p - q_{t1}) \cdot 100}{q_p}$$

ANEXO N° 12

INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO Datos Tomados de las prácticas

	N	Promedios *				Datos tomados de Anexo N° 1								Ultimo Valor **				Datos tomados de Anexo N° 1						
		t	mc	mf	tef		tsf		tmf		ρf	cpf	μf	kf	tec		tsc		tmc		ρc	cpc	μc	kc
		min	Lit/min.	Lit/min.	°C	°K	°C	°K	°C	°K	Kg/m³	J/Kg.°K	Kg/m.s	W/m.°K	°C	°K	°C	°K	°C	°K	Kg/m³	J/Kg.°K	Kg/m.s	W/m.°K
Paralelo	1	3	0,2	0,2	21	294	30	303	26	299	995,8	4179	8.60x10 ⁻⁴	0,614	85	358	50	323	68	341	978,8	4185	4.15x10 ⁻⁴	0,662
	2	3	0,8	0,8	20	293	46	319	33	306	994,5	4174	7.48x10 ⁻⁴	0,624	84	357	54	327	69	342	978,3	4185	4.10x10 ⁻⁴	0,663
	3	3	0,2	0,8	18	291	28	301	23	296	996,8	4179	9.32x10 ⁻⁴	0,608	86	359	33	306	60	333	983,3	4179	4.71x10 ⁻⁴	0,654
	4	3	0,8	0,2	18	291	49	322	34	307	994,1	4174	7.31x10 ⁻⁴	0,626	84	357	70	343	77	350	973,1	4192	3.68x10 ⁻⁴	0,669
Contra	1	3	0,2	0,2	19	292	28	301	24	297	996,4	4179	9.08x10 ⁻⁴	0,61	87	360	37	310	62	335	982,1	4181	4.55x10 ⁻⁴	0,656
	2	3	0,8	0,8	20	293	48	321	34	307	994,1	4174	7.31x10 ⁻⁴	0,626	74	347	48	321	61	334	982,7	4180	4.63x10 ⁻⁴	0,655
	3	3	0,2	0,8	18	291	27	300	23	296	996,8	4179	9.32x10 ⁻⁴	0,608	87	360	27	300	57	330	984,5	4179	4.92x10 ⁻⁴	0,651
	4	3	0,8	0,2	23	296	60	333	42	315	991	4174	6.27x10 ⁻⁴	0,636	82	355	64	337	73	346	975,9	4188	3.89x10 ⁻⁴	0,666

* Datos tomados del archivo "promedios.xls"

** Datos tomados del archivo "pruebas.xls"

INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO Tabla de Resultados

	mc	mf	Prc	Prf	vc	vf	Rec	Ref	Nuc	Nuf	hi	he	U	DMLT	As	qp	q	Error
	Lit/min.	Lit/min.			m/s	m/s					kg/s ³ .°K	kg/s ³ .°K	kg/s ³ .°K	°K	m ²	W	W	%
Paralelo	0,2	0,2	2,624	5,853	0,224	0,013	2.301x10 ³	96,738	40,343	3,758	6.14x10 ³	530,387	488,211	37,828	0,032	301,371	236,423	21,55
	0,8	0,8	2,588	5,003	0,897	0,053	9.312x10 ³	444,312	84,642	22,024	1.29x10 ⁴	3.159x10 ³	2.538x10 ³	26,93	0,032	1.538x10 ³	1.938x10 ³	22,41
	0,2	0,8	3,01	6,406	0,224	0,053	2.037x10 ³	357,419	4,543	21,547	683,002	3.012x10 ³	556,741	24,137	0,032	640,689	599,473	6,43
	0,8	0,2	2,306	4,874	0,897	0,013	1.032x10 ³	113,616	6,987	2,026	1.075x10 ³	291,606	229,362	38,528	0,032	622,308	669,142	16,6
Contra	0,2	0,2	2,9	6,221	0,224	0,013	2.106x10 ³	91,68	39,97	10,875	6.028x10 ³	1.525x10 ³	1.217x10 ³	34,536	0,032	404,639	785,155	28,13
	0,8	0,8	2,955	4,874	0,897	0,053	8.283x10 ³	454,462	83,336	22,069	1.255x10 ⁴	3.176x10 ³	2.534x10 ³	26,988	0,032	1.487x10 ³	2.058x10 ³	27,77
	0,2	0,8	3,158	6,406	0,224	0,053	1.952x10 ³	357,419	4,547	4,026	680,533	526,749	308,031	26,883	0,032	661,36	587,28	11,2
	0,8	0,2	2,446	4,115	0,897	0,013	9.791x10 ³	132,048	6,3	3,754	964,59	548,834	349,802	30,521	0,032	745,528	811,505	8,13

ANEXO N° 13

Planos de los Intercambiadores

1. <http://www.monografias.com/trabajos/origtermod/origtermod.shtml>. Orígenes de la Termodinámica
- 2.
3. <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica>. Conceptos Básicos de Termodinámica
4. <http://www.monografias.com/trabajos17/calorimetria/calorimetria.shtml#entalp>. La Entalpía
5. http://www.cec.uchile.d/~roroman/pag_2/ENTROPIA.HTM#con. La Entropía
6. HOLMAN, J. P., Transferencia de Calor, Edit. Continental S.A., 9na Impresión, México, 1998
7. DITTUS, F. W., and BOELTER, L. M. K., Univ. Calif, (Berkeley) Pub. Eng., vol. 2, p. 443, 1930.
8. MILLÁN, José A., Intercambiadores de Calor – Prácticas de Laboratorio, p. 3.
9. SIEDER, E. N., and TATE, C. E., Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes, Ind. Eng. Chem., vol. 28, p 1429, 1936.
10. HAUSSEN, H., Darstellung des Wärmeüberganges in Rohren durch verallgemeinerte Potenzbeziehungen, VDIZ., no. 4, p. 91, 1943
11. NUSSELT, W., Der Wärmeaustausch zwischen Wand und Wasser im Rohr, Froach. Geb. Ingenieurwes., vol. 2, p 309, 1931.
12. RAMOS GONZALEZ, Juan Carlos., Fórmulas, tablas y figuras de transferencia de calor, España, Feb. 2005.
- 13.