

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

ESCUELA DE INGENIERÍA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

**WAGNER DÁVILA MOYA
FREDY RENÁN OBANDO ROSERO**

DIRECTOR: Ing. ÁNGEL PORTILLA

Quito, marzo de 2006

DECLARACIÓN

Nosotros, WAGNER DÁVILA MOYA y FREDY RENÁN OBANDO ROSERO, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.



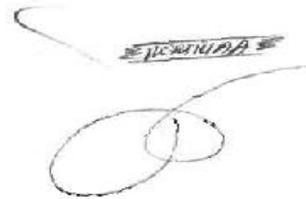
Wagner Dávila Moya



Fredy Renán Obando Rosero

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por WAGNER DÁVILA MOYA y FREDY RENÁN OBANDO ROSERO, bajo mi supervisión.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'ÁNGEL PORTILLA', with a horizontal line drawn through the text.

ING. ÁNGEL PORTILLA
DIRECTOR DE PROYECTO

AGRADECIMIENTO

A todas las personas que de forma desinteresada contribuyeron a la construcción de este proyecto, en especial al Ing. Ángel Portilla por su excelente dirección en este trabajo.

Al Ing. Orwield Guerrero, por el apoyo incondicional y su gran amistad, gracias maestro.

Al señor Marcelo Daza, que sin su colaboración hubiera sido imposible terminar este proyecto, siempre estará presente en nuestras vidas.

A Fabián A, Juan Carlos (moncho) y Tamara por su tiempo compartido y su reciprocidad.

Un homenaje especial a un gran amigo Guido Guanín, que donde quiera que se encuentre siempre esté vivo.

Y a todas las personas que sin ser mencionadas forman parte de este conjunto.

Fredy O. y Wagner D.

DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado a mis padres Víctor y Fabiola, a mi hermano Lenin y en especial a mi hija María José sin cuyo apoyo no habría logrado alcanzar este fin.

WAGNER

DEDICATORIA

Al árbol que siempre me dio su sombra a pesar de las tempestades, mi Familia.

“La mejor prueba de que este proyecto esta vivo es que otra persona reedite sus palabras”

FREDY

CONTENIDO

DECLARACIÓN	II
CERTIFICACIÓN	III
AGRADECIMIENTO.....	IV
DEDICATORIA.....	V
DEDICATORIA.....	VI
CONTENIDO.....	VII
ÍNDICE FIGURAS	XIII
ÍNDICE TABLAS	XV
ÍNDICE ANEXOS	XVII
NOMENCLATURA	XVIII
RESUMEN	XXI
PRESENTACIÓN	XXII
CAPITULO 1	1
INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	1
1.1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.2. GENERALIDADES.....	1
1.3. CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	3
1.3.1. LA FORMA DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	3
1.3.1.1. Intercambiadores de contacto directo.....	3
1.3.1.2. Intercambiadores de contacto indirecto.....	4
1.3.1.2.1. <i>Regeneradores</i>	4
1.3.1.2.2. <i>Recuperadores (tipo cerrado)</i>	5
1.3.2. LA COMPACTACIÓN.....	6
1.3.3. LA DISTRIBUCIÓN DE FLUJO.....	6
1.3.3.1. Flujo en paralelo.....	7
1.3.3.2. Flujo en contracorriente.....	7
1.3.3.3. Flujo cruzado.....	7
1.3.3.3.1. <i>De un solo paso</i>	8
1.3.3.3.2. <i>De paso múltiple</i>	8
1.3.4. EL TIPO DE CONSTRUCCIÓN.....	8
1.3.5. EL NÚMERO DE FLUIDOS.....	8
1.4. FORMAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	9

1.4.1.	CONDUCCIÓN.....	9
1.4.2.	CONVECCIÓN.....	10
1.4.2.1.	Resistencia térmica.....	11
1.4.2.2.	Fundamentos para la determinación del coeficiente de Transferencia de Calor por Convección.....	11
1.4.2.3.	Relaciones para la Convección Natural.....	13
1.4.2.3.1.	<i>Flujo Laminar</i>	13
1.4.2.3.2.	<i>Flujo Turbulento</i>	13
1.4.2.4.	Relaciones para Convección Forzada en tuberías.....	14
1.4.2.4.1.	<i>Flujo Laminar</i>	14
1.4.2.4.2.	<i>Flujo Turbulento</i>	15
1.4.3.	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR. ...	17
CAPITULO 2		19
INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS.....		19
2.1.	INTRODUCCIÓN.....	19
2.2.	COMPONENTES.....	20
2.2.1.	BASTIDOR.....	20
2.2.2.	PLACAS.....	20
2.3.	FUNCIONAMIENTO.....	22
2.4.	TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE PLACAS.....	23
2.4.1.	POR LA FORMA DE UNIÓN DE LAS PLACAS.....	24
2.4.1.1.	Mediante juntas.....	24
2.4.1.2.	Soldado.....	24
2.4.1.3.	Semisoldado.....	25
2.4.2.	POR LA DIRECCIÓN DE LOS FLUIDOS.....	26
2.4.2.1.	Flujo paralelo.....	26
2.4.2.2.	Flujo contracorriente.....	26
2.4.3.	POR EL NÚMERO DE PASOS.....	26
2.4.3.1.	Un paso.....	26
2.4.3.2.	Varios pasos (por lo general dos).....	27
2.4.4.	POR EL NÚMERO DE CIRCUITOS DE REFRIGERANTE.....	27
2.4.4.1.	Simple.....	27
2.4.4.2.	Doble.....	27
2.5.	CARACTERÍSTICAS DEL INTERCAMBIADOR DE PLACAS.....	27

2.5.1.	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (U).....	27
2.5.2.	ÁREA DE TRANSFERENCIA.....	28
2.5.3.	PRESIÓN.....	28
2.5.4.	MATERIALES.....	29
2.5.5.	TAMAÑO.....	29
2.5.6.	COSTO INICIAL.....	29
2.5.7.	FLUJOS.....	29
2.5.8.	TEMPERATURAS.....	29
2.5.9.	VOLUMEN DE RETENCIÓN.....	30
2.5.10.	SUCIEDAD.....	30
2.5.11.	ADAPTABILIDAD.....	30
2.5.12.	RANGO DE FUNCIONAMIENTO.....	30
2.5.13.	FLEXIBILIDAD.....	30
2.5.14.	FACILIDAD DE MONTAJE Y DESMONTAJE.....	31
2.5.15.	SÓLIDOS EN EL FLUIDO.....	31
2.5.16.	CONDENSACIÓN.....	31
2.6.	MÉTODOS DE CÁLCULO TÉRMICO.....	32
2.6.1.	MÉTODO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURAS.....	32
2.6.1.1.	Flujo de calor.....	32
2.6.1.2.	Diferencia media logarítmica de temperatura (DMLT).....	33
2.6.1.2.1.	<i>Factor de Corrección</i>	34
2.6.1.3.	Área de Transferencia.....	34
2.6.1.4.	Número de placas.....	35
2.6.1.5.	Coefficiente de convección, (h).....	36
2.6.1.5.1.	<i>Método gráfico por correlaciones</i>	36
2.6.1.5.2.	<i>Efecto de las ondulaciones</i>	40
2.6.1.6.	Factor de ensuciamiento, (f_f).....	42
2.6.1.7.	Longitud característica, (l_c).....	43
2.6.1.8.	Coefficiente global de Transferencia de Calor.....	44
2.7.	CAÍDA DE PRESIÓN.....	45
2.7.1.	EFFECTO DE LAS ONDULACIONES.....	46
2.8.	POTENCIA NECESARIA PARA EL CAUDAL DE FLUIDO CALIENTE.....	47

2.9. ESPÁRRAGOS DE SUJECIÓN.....	48
CAPITULO 3	50
DISEÑO DEL SISTEMA.....	50
3.1. INTRODUCCIÓN.....	50
3.2. ALCANCE.....	50
3.3. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA.....	51
3.4. RESTRICCIONES DEL SISTEMA.....	51
3.4.1. PRESIÓN.....	51
3.4.2. MATERIALES.....	52
3.4.2.1. Placas.....	52
3.4.2.2. Empaque.....	52
3.4.2.3. Placas soporte.....	53
3.4.2.4. Estructura soporte.....	53
3.4.3. TEMPERATURAS.....	53
3.4.4. CAÍDA DE PRESIÓN.....	53
3.5. PARÁMETROS DE DISEÑO.....	54
3.5.1. PARÁMETROS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	54
3.5.1.1. Parámetros funcionales.....	54
3.5.1.2. Parámetros geométricos.....	55
3.5.1.2.1. Placas.....	55
3.5.1.2.2. Empaque.....	55
3.5.1.2.3. Estructura soporte.....	55
3.6. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	55
3.6.1. ALTERNATIVA 1.....	56
3.6.2. ALTERNATIVA 2.....	56
3.6.3. ALTERNATIVA 3.....	56
3.6.4. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA.....	56
3.7. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA.....	57
3.8. CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	58
3.8.1. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	58
3.8.1.1. Datos Funcionales.....	58
3.8.1.2. Datos Geométricos.....	59
3.8.1.3. Tabla de las propiedades termo físicas del fluido.....	59
3.8.1.4. Procedimiento de Cálculo.....	59

3.8.2.	CAÍDA DE PRESIÓN.....	62
3.8.2.1.	Procedimiento de cálculo.....	63
3.8.3.	POTENCIA NECESARIA PARA EL CAUDAL DE FLUIDO CALIENTE.....	64
3.8.4.	ESPÁRRAGOS DE SUJECIÓN.....	64
CAPITULO 4		67
CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL SISTEMA.....		67
4.1.	INTRODUCCIÓN.....	67
4.2.	INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS.....	67
4.2.1.	OPERACIONES REALIZADAS.....	67
4.3.	SISTEMA DE AGUA CALIENTE.....	69
4.3.1.	TANQUE DE AGUA CALIENTE.....	69
4.3.2.	BOMBA ELÉCTRICA.....	69
4.3.3.	TUBERÍA.....	70
4.3.3.1.	Tubería utilizada.....	70
4.3.3.1.1.	<i>Ventajas.....</i>	71
4.3.3.2.	Operaciones realizadas.....	72
4.3.4.	ACOPLES Y ACCESORIOS.....	72
4.3.5.	ENSAMBLE.....	73
4.4.	SISTEMA DE AGUA FRÍA.....	74
4.4.1.	TANQUE ELEVADO.....	74
4.4.2.	TUBERÍA.....	74
4.4.2.1.	Tubería utilizada.....	74
4.4.2.2.	Operaciones realizadas.....	74
4.4.3.	ACOPLES Y ACCESORIOS.....	74
4.4.4.	ENSAMBLE.....	75
4.5.	SISTEMAS DE MEDICIÓN.....	75
4.5.1.	TERMÓMETROS.....	75
4.5.2.	MEDIDA DEL CAUDAL.....	76
4.5.2.1.	Cubeta graduada.....	77
4.5.2.2.	Cronómetro.....	77
4.5.3.	MESA SOPORTE.....	78
4.6.	ANÁLISIS ECONÓMICO.....	79
4.6.1.	COSTO DE DISEÑO.....	79

4.6.2.	COSTO DE MATERIA PRIMA.....	80
4.6.3.	COSTO PROCESOS DE FABRICACIÓN.....	81
4.6.4.	COSTO TOTAL DEL EQUIPO.....	81
CAPITULO 5		82
PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.....		82
5.1.	INTRODUCCIÓN.....	82
5.2.	PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.....	82
5.3.	PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	84
5.3.1.	MEDIDA DE TEMPERATURAS.....	84
5.3.1.1.	Variando el caudal de los fluidos.....	84
5.3.1.1.1.	<i>Prueba 1</i>	85
5.3.1.1.2.	<i>Prueba 2</i>	86
5.3.1.1.3.	<i>Prueba 3</i>	87
5.3.1.1.4.	<i>Prueba 4</i>	88
5.3.1.1.5.	<i>Prueba 5</i>	89
5.3.1.1.6.	<i>Prueba 6</i>	90
5.4.	CÁLCULOS.....	91
5.4.1.	DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	91
5.4.2.	DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS DE CALOR.....	92
5.4.3.	DETERMINACIÓN DE LA CAÍDA DE PRESIÓN.....	93
5.5.	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	94
5.5.1.	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR. ...	94
5.5.1.1.	Fluido caliente.....	95
5.5.1.2.	Fluido frío.....	95
5.5.2.	PÉRDIDAS DE CALOR.....	97
5.5.3.	CAÍDA DE PRESIÓN.....	98
CAPITULO 6		100
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		100
6.1.	CONCLUSIONES.....	100
6.2.	RECOMENDACIONES.....	101
CAPITULO 7		102
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS		102
ANEXOS		104

ÍNDICE FIGURAS

CAPITULO 1

Figura 1.1 Tipos de Torre de enfriamiento.	4
Figura 1.2 Intercambiador del tipo cerrado.....	5
Figura 1.3 Tipos de Intercambiadores de calor compactos.	6
Figura 1.4 Intercambiador de calor en flujo paralelo.	7
Figura 1.5 Intercambiador de calor en contracorriente.....	7
Figura 1.6 Intercambiador de calor de flujo cruzado de aletas de placas.....	8
Figura 1.7 Intercambiadores de calor de flujo con tres fluidos.	9

CAPITULO 2

Figura 2.1 Componentes del intercambiador de placas.	21
Figura 2.2 Tipos de placas: a) ondulaciones horizontales, b) ondulaciones tipo "V"	22
Figura 2.3 Distribución de flujos	23
Figura 2.4 Apilamiento de las placas (en rojo se muestra los canales por los que circula el fluido caliente y en azul el frío).	24
Figura 2.5 Tipos de intercambiadores de placas.....	25
Figura 2.6 (a) Un paso contracorriente; (b) Dos pasos-dos pasos contracorriente;(c) Un paso-dos pasos (el primero contracorriente y el segundo paralelo).	26
Figura 2.7 Ejemplos de intercambiadores con doble circuito de refrigerante ...	28
Figura 2.8 Área total y área proyectada de la placa	36
Figura 2.9 Correlaciones de Transferencia de Calor de una placa pequeña con geometría horizontal.	37
Figura 2.10 Correlaciones de Transferencia de Calor de una placa pequeña con geometría tipo "V".	38
Figura 2.11 Influencia del ángulo de corrugación en h.....	41
Figura 2.12 Influencia del ángulo de corrugación en la caída de presión.....	47

CAPITULO 4

Figura 4.1 Tanque de calentamiento.....	70
Figura 4.2 Bomba eléctrica para el sistema de agua caliente	71

Figura 4.3 Tubería, acoples y accesorios, sistema de agua caliente	73
Figura 4.4 Tubería, acoples y accesorios, sistema de agua fría	75
Figura 4.5 Termómetro, tapón y tee.	76
Figura 4.6 Adaptación para medir el caudal del fluido caliente.	77
Figura 4.7 Mesa soporte con Intercambiador de calor.	78
CAPITULO 5	

Figura 5.1 Esquema del sistema.	83
Figura 5.2 Distribución de Temperaturas vs. Tiempo (Prueba 1)	86
Figura 5.3 Distribución de Temperaturas vs. Tiempo (Prueba 2)	87
Figura 5.4 Distribución de Temperaturas vs. Tiempo (Prueba 3)	88
Figura 5.5 Distribución de Temperaturas vs. Tiempo (Prueba 4)	89
Figura 5.6 Distribución de Temperaturas vs. Tiempo (Prueba 5)	90
Figura 5.7 Distribución de Temperaturas vs. Tiempo (Prueba 6)	91
Figura 5.8 Coeficiente global experimental y teórico.	94
Figura 5.9 Coeficiente Global vs. Caudal del fluido caliente	96
Figura 5.10 Coeficiente Global vs. Caudal del fluido frío.	97
Figura 5.11 Pérdidas de Calor en el Intercambiador.	98
Figura 5.12 Caída de Presión en el Intercambiador.	99

ÍNDICE TABLAS

CAPITULO 1

Tabla 1.1 Números de Nusselt y Factores de Fricción para flujo laminar completamente desarrollado en tubos de diferente sección transversal.....	16
--	----

CAPITULO 2

Tabla 2.1 Constantes a' y b' para un intercambiador de calor de placas.	40
Tabla 2.2 Factores de ensuciamiento para determinados fluidos en los intercambiadores de calor.	42
Tabla 2.3 Valores aproximados de coeficientes de Transferencia de Calor global.....	44
Tabla 2.4 Constantes a'', b'', y'' para un intercambiador de calor de placas. ..	46

CAPITULO 3

Tabla 3.1 Ponderación de alternativas	57
---	----

CAPITULO 4

Tabla 4.1 Operaciones realizadas en las placas (Plano DO-101).....	67
Tabla 4.2 Operaciones realizadas en el empaque (Plano DO-102).	68
Tabla 4.3 Operaciones realizadas en la estructura soporte-bastidor (Plano DO-103).....	68
Tabla 4.4 Operaciones realizadas en la tubería	72
Tabla 4.5 Acoples y accesorios.....	73
Tabla 4.6 Costo del diseño.....	79
Tabla 4.7 Materiales e implementos usados	80
Tabla 4.8 Costo procesos de fabricación	81
Tabla 4.9 Costo total del equipo.....	81

CAPITULO 5

Tabla 5.1 Pruebas que se realizan.....	85
Tabla 5.2 Datos obtenidos en la Prueba 1	85
Tabla 5.3 Datos obtenidos en la Prueba 2	86
Tabla 5.4 Datos obtenidos en la Prueba 3	87

Tabla 5.5 Datos obtenidos en la Prueba 4	88
Tabla 5.6 Datos obtenidos en la Prueba 5	89
Tabla 5.7 Datos obtenidos en la Prueba 6	90
Tabla 5.8 Coeficiente global experimental y teórico.....	92
Tabla 5.9 Pérdidas de calor en las pruebas	93
Tabla 5.10 Caída de presión experimental en cada prueba.....	93
Tabla 5.11 Coeficiente global teórico y experimental	94
Tabla 5.12 Coeficiente Global teórico y experimental en función del caudal del fluido caliente.....	95
Tabla 5.13 Coeficiente Global teórico y experimental en función del caudal del fluido frío.....	96

ÍNDICE ANEXOS

ANEXO A	105
RESULTADOS DE PROCESO DE CÁLCULO	105
ANEXO B	108
RESULTADOS DE PRUEBAS	108
ANEXO C	121
ESPECIFICACIONES DE LA TUBERÍA Y ACCESORIOS DE PVC	121
ANEXO D	136
PROPIEDADES MECÁNICAS DE ELEMENTOS ROSCADOS.....	136
ANEXO E	138
ESPECIFICACIONES DEL EMPAQUE	138
ANEXO F.....	141
PROPIEDADES TERMO FÍSICAS.....	141
ANEXO G.....	144
GUÍA DE PRÁCTICA	144
ANEXO H	150
PLANOS DE CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE	150

NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidades
a	Área proyectada por placa, ancho efectivo	[m ²], [m]
a', b'	Constantes usadas en la correlación de Transferencia de Calor	---
a'', b''	Constantes usadas en la correlación de caída de presión	---
A	Área	[m ²]
A _c	Área de la sección transversal	[m ²]
A _p	Área de la superficie por placa	[m ²]
A _t	Área de perno o espárrago	[m ²]
b	Ancho de canal o distancia entre placas	[m]
c	Espesor del empaque	[m]
C	Constante de carga	---
C _p	Calor específico	[J/kg °K]
C _R	Constante	---
d	Diámetro	[m]
d _e	Diámetro equivalente	[m]
E	Módulo de elasticidad	[Pa]
F	Fuerza, factor de corrección para un intercambiador de calor	[N]
F _i	Fuerza de precarga	[N]
F _p	Fuerza de perno o espárrago	[N]
f _f	Factor de ensuciamiento	[m ² -°K/w]
g	gravedad	[m/s ²]
G	Velocidad de masa	[kg/m ² -s]

h	Coeficiente de Transferencia de Calor por convección	$[\text{w}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}]$
j_f	Factor de fricción	---
j_H	Factor de Transferencia de Calor	---
K	Conductividad térmica	$[\text{w}/\text{m}\text{-}^\circ\text{K}]$
K_b	Carga en perno o espárrago	$[\text{N}]$
K_m	Conductividad térmica del Metal, Carga en materiales sujetos.	$[\text{w}/\text{m}\text{-}^\circ\text{K}], [\text{N}]$
l_c	Longitud característica	$[\text{m}]$
L	Longitud, distancia entre diámetros de entrada y salida en una placa, espesor de pared.	$[\text{m}]$
\dot{m}	Flujo másico	$[\text{kg}/\text{s}]$
n	Número de pasos, Factor de seguridad	---
N	Número de placas, número de espárragos	---
Nu	Número de Nusselt	---
NUT	Número de unidades de transferencia	---
p	Presión	$[\text{N}/\text{m}^2]$
Δp	Caída de presión	$[\text{N}/\text{m}^2]$
P	Fuerza total	$[\text{N}]$
Pr	Número de Prandtl	---
Q	Calor transmitido	$[\text{w}]$
Re	Número de Reynolds	---
S_p	Resistencia de perno o espárrago	$[\text{N}/\text{m}^2]$
S_{ut}	Resistencia última al esfuerzo	$[\text{N}/\text{m}^2]$
S_y	Límite de resistencia a la fluencia	$[\text{N}/\text{m}^2]$
T	Temperatura	$[\text{ } ^\circ\text{C}]$

t_p	Espesor de placa	[m]
u	Velocidad del fluido	[m/s]
U	Coefficiente Global de Transferencia de Calor	[w/m ² °K]
V	Velocidad del fluido	[m/s]
w	Ancho de placa	[m]
W	Flujo	[kg/s]
y''	Constante	---

Letras griegas

α	Designación de h	---
β	Ángulo de corrugación, coeficiente de dilatación térmica	[grados], [w/m ² -°C]
ρ	Densidad	[kg/m ³]
ε	Efectividad de un intercambiador de calor	---
μ	Viscosidad dinámica	[kg/s*m]

Subíndices

c	Sección transversal, fluido frío
e	Equivalente
f	Condiciones de fricción, condiciones de líquido saturado
g	Condiciones de vapor saturado
H	Condiciones de Transferencia de Calor
i	Condición inicial, condición de entrada
m	Condiciones de metal o material
o	Condición final, condición de salida
$p \phi$	Condiciones de perno o espárrago

RESUMEN

El presente proyecto comprende el diseño, construcción, montaje y pruebas de un intercambiador de calor de placas para laboratorio. Para conseguir este objetivo, se requiere de un análisis de su comportamiento y las condiciones de operación bajo las cuales presta sus servicios.

Por el análisis teórico, se obtienen los criterios necesarios en base de los cuales se seleccionan las dimensiones que debe tener el prototipo y todos sus elementos constitutivos. Conjuntamente se analiza la problemática de su construcción, para que de esta manera, conseguir un ensamble correcto entre todos los elementos, estableciendo sus respectivos procedimientos y ajustes para poner a punto.

Se construyen los sistemas de medición necesarios para evaluar el funcionamiento real del intercambiador. De esta forma se ha hecho un análisis experimental que confirma la validez del estudio teórico correspondiente.

Las pruebas realizadas evidencian que los análisis ejecutados para el diseño están bien realizados.

Todos los elementos que formaran parte en este proyecto se los puede comprar en el mercado nacional.

PRESENTACIÓN

El proyecto descrito a continuación se desarrolla en forma sistemática para determinar un modelo general de un intercambiador de calor de placas para laboratorio.

En el primer capítulo se presenta la definición y clasificación de estos en forma general, con algunas de sus características como: funcionamiento, propiedades y clasificación. Se define la Transferencia de Calor en sus dos formas, conducción y convección, características y demás aspectos que intervienen en estos fenómenos.

En el segundo capítulo se describen los intercambiadores de calor de placas, con sus componentes, funcionamiento, y especificaciones. Además, se describe la base teórica para su dimensionamiento.

En el tercer capítulo se analiza las alternativas para la configuración de las partes constituyentes del prototipo donde se utilizan criterios de ingeniería para la selección más conveniente. Se realiza un análisis de aproximación iterativo partiendo de un valor asumido, hasta llegar a un diseño más conforme con los requerimientos de la teoría.

En el capítulo cuatro se presenta la parte tecnológica, se describen detalladamente los pasos seguidos en la construcción y montaje. También se determina los costos correspondientes a los siguientes aspectos: diseño, materiales, construcción y montaje.

En el capítulo quinto se muestra los resultados de las pruebas experimentales realizadas en el sistema, análisis y comprobación de los resultados teóricos obtenidos en el diseño.

Por último se incluyen los anexos empleados en el desarrollo de este proyecto, una guía de prácticas para que los estudiantes utilicen adecuadamente el sistema, y los planos de construcción y montaje del equipo.

CAPITULO 1

INTERCAMBIADORES DE CALOR

1.1. INTRODUCCIÓN.

La aplicación de los principios de Transferencia de Calor en los procesos industriales es amplia. Es por ello que el uso de estos se puede encontrar en aplicaciones específicas como en calefacción de locales y acondicionamiento de aire, producción de potencia, refrigeradores domésticos, radiadores de varios tipos de automóviles, recuperación de calor de desecho y algunos procesamientos químicos¹.

Básicamente un sistema de intercambio de calor consiste de elementos activos tales como una matriz que contiene una superficie de Transferencia de Calor; elementos pasivos de distribución tales como cámaras, tanques, toberas de entrada y salida, tubos, etc. Esta superficie, es la que se encuentra en contacto con los fluidos y a través de la cual el calor se transfiere por conducción.

En este capítulo se trata de dar a conocer la clasificación, y aspectos importantes dentro de los intercambiadores de calor que hoy en día se están utilizando en las industrias.

1.2. GENERALIDADES.²

El desarrollo de los intercambiadores es variado con una amplia gama de tamaños y tecnología, adaptándose a las necesidades de la industria.

Los tipos comunes, como intercambiadores de placas se están utilizando en casi todos los campos de Transferencia de Calor. Por sus ventajas son

¹ Fundamentos de Transferencia de Calor; Incropera, F; 4a Edición, México; 1996.

² An introduction to Heat Exchange; Alfa-Laval; 2a Edición; 1971.

ampliamente utilizados, salvo en aquellas aplicaciones en las que la temperatura, la presión o los caudales son muy elevados.

Para la industria se usan en diversas aplicaciones, entre las que se tienen: **Industria alimenticia**, su facilidad de limpieza y el breve tiempo de residencia de los fluidos en su interior los hace adecuados para cumplir con el requisito de sanidad, básico para la industria de pasteurización de líquidos, enfriamiento de bebidas.

Refrigeración, enfriamiento de productos por evaporación de refrigerante, condensación del refrigerante.

Industria minera, para enfriamiento de soluciones de ácido sulfúrico.

Industria del acero, enfriamiento de coladas continuas.

Industria petrolera, condensación de hidrocarburos.

Industria azucarera, evaporación de jugo de caña.

Industria del aceite, en enfriamiento y calentamiento de aceite vegetal.

Los intercambiadores de placas están desplazando a los clásicos de carcasa-tubos y de tubos concéntricos, por su versatilidad y funcionalidad.

En las calderas y los condensadores, es de fundamental importancia la Transferencia de Calor por ebullición y condensación.

En otros tipos de intercambiadores, como las torres de enfriamiento, el flujo de agua se enfría mezclándola directamente con el fluido de aire. Esto es, el agua se enfría por convección y vaporización, al pulverizarla o dejarla caer en una corriente (o tiro) inducida de aire.

En los radiadores de las aplicaciones espaciales, el calor sobrante, transportado por el líquido refrigerante, es transmitido por convección y conducción a la superficie de las aletas y de allí por radiación térmica al vacío.

En consecuencia el diseño térmico de los intercambiadores, es un área en donde tienen numerosas aplicaciones los principios de Transferencia de Calor.

El diseño real de un intercambiador de calor es un problema mucho más complicado que el análisis de la Transferencia de Calor porque en la selección del diseño final juegan un papel muy importante los costos, el peso, el tamaño y las condiciones económicas.

1.3. CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.³

Existen una gran variedad de intercambiadores de calor, motivo por el cual se tienen diferentes formas de clasificarlos. Entonces se pueden agrupar según:

- La forma de Transferencia de Calor.
- La compactación.
- La distribución del flujo.
- El tipo de construcción
- El número de fluidos

1.3.1. LA FORMA DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

1.3.1.1. Intercambiadores de contacto directo.

En este tipo de intercambiadores, el calor se transfiere por contacto mutuo entre los fluidos caliente y frío. También se los conoce como de tipo abierto.

El uso más común de estos intercambiadores son las torres de enfriamiento, donde el aire tiene un flujo forzado (figura 1.1.).

³ Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería; Welty, J; 1ra Edición, México; 1978.

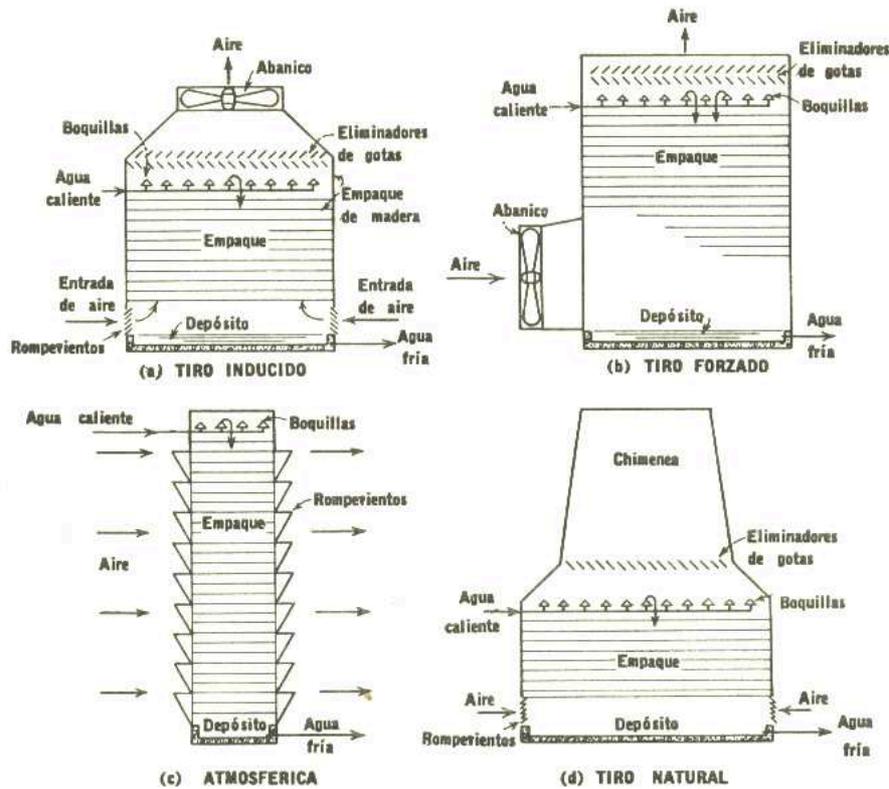


Figura 1.1 Tipos de Torre de enfriamiento.

1.3.1.2. Intercambiadores de contacto indirecto.

La Transferencia de Calor se realiza en forma indirecta como su nombre lo indica, donde el fluido caliente entrega su calor a una superficie impermeable y luego esta transfiere su calor al fluido frío.

En este tipo de intercambiadores existen dos grupos que se caracterizan por la superficie de intercambio de calor que son:

- Regeneradores (almacenadores).
- Recuperadores (tipo cerrado).

1.3.1.2.1. Regeneradores.

Los regeneradores son dispositivos en donde un fluido caliente fluye a través del mismo espacio seguido de uno frío en forma alternada, con tan poca mezcla física como sea posible entre las dos corrientes.

En los diversos tipos de intercambiadores, los fluidos frío y caliente están separados por una pared sólida, en tanto que un regenerador es un intercambiador en el cual se aplica un tipo de flujo periódico. Es decir, el mismo espacio es ocupado alternativamente por los gases calientes y fríos entre los cuales se intercambia el calor.

En general los regeneradores se emplean para recalentar el aire de las plantas de fuerza de vapor, de los hornos de hogar abierto, de los hornos de fundición o de los altos hornos y además en muchas otras aplicaciones que incluyen la producción de oxígeno y la separación de gases a muy bajas temperaturas.

1.3.1.2.2. Recuperadores (tipo cerrado).

Los intercambiadores de tipo cerrado son aquellos en los cuales ocurre Transferencia de Calor entre dos corrientes fluidas que no se mezclan o que no tienen contacto entre sí.

Las corrientes de fluido que están involucradas en esa forma están separadas entre sí por una pared de tubo, o por cualquier otra superficie que esté involucrada en el camino de la Transferencia de Calor; en consecuencia, esta ocurre por la convección desde el fluido más caliente a la superficie sólida, por conducción a través del sólido y de ahí por convección desde la superficie sólida al fluido más frío. En la figura 1.2 se puede apreciar como los fluidos trabajan en los recuperadores.

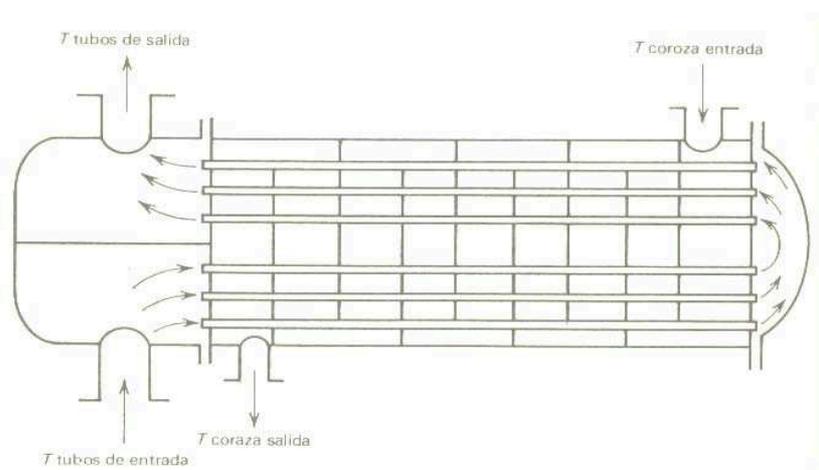


Figura 1.2 Intercambiador del tipo cerrado.

1.3.2. LA COMPACTACIÓN.

Por el grado de compactación los intercambiadores de este tipo pueden ser: compactos y no compactos.

Los del tipo compacto necesitan una gran área de transferencia por unidad de volumen, sus arreglos son complejos en los que existen tubos con aletas o placas. Además, uno de los fluidos es normalmente un gas, en consecuencia se trabaja con un coeficiente de convección muy bajo.⁴ La figura 1.3 muestra algunos de los tipos de intercambiadores de calor compactos con la dirección de flujo que tiene cada fluido y su conformación.

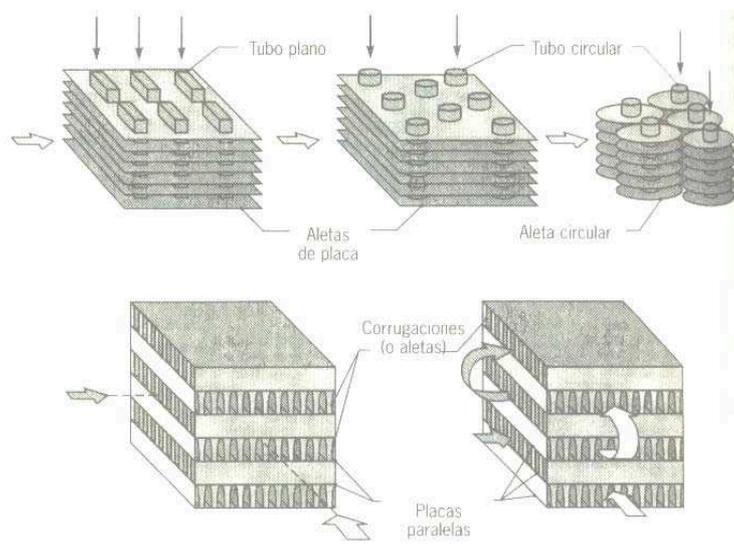


Figura 1.3 Tipos de Intercambiadores de calor compactos.

1.3.3. LA DISTRIBUCIÓN DE FLUJO.

Debido a que los fluidos caliente y frío pueden tener la misma o diferente dirección, los intercambiadores se clasifican en:

- Flujo paralelo.
- Contracorriente.

⁴ Fundamentos de Transferencia de Calor; Incropera, F; 4a Edición, México; 1996.

- Flujo cruzado.

1.3.3.1. Flujo en paralelo.

Los fluidos caliente y frío, entran por el mismo extremo del intercambiador, fluyen a través de él en la misma dirección y salen por el otro extremo. Su disposición se observa en la figura 1.4.

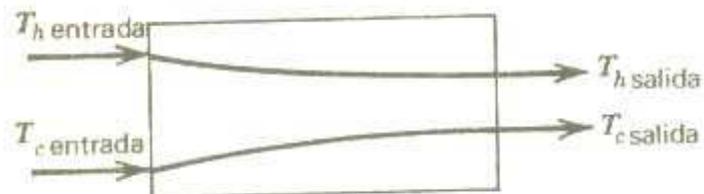


Figura 1.4 Intercambiador de calor en flujo paralelo.

1.3.3.2. Flujo en contracorriente.

Los fluidos caliente y frío entran por los extremos opuestos del intercambiador y fluyen en direcciones opuestas (figura 1.5.).

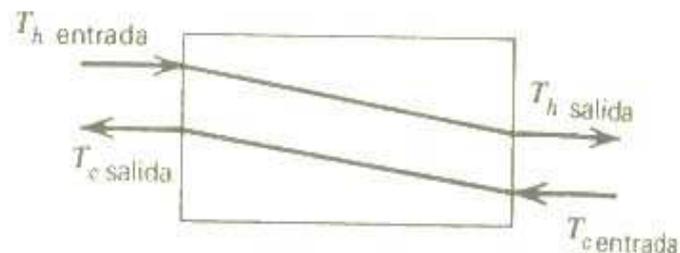


Figura 1.5 Intercambiador de calor en contracorriente.

1.3.3.3. Flujo cruzado.

Cuando se tiene flujo cruzado se puede trabajar con los dos fluidos sin mezclar o con un fluido mezclado y otro sin mezclar. Además, pueden ser: de un solo paso o de paso múltiple (figura 1.6.).

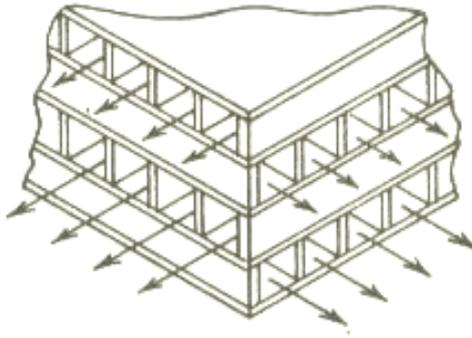


Figura 1.6 Intercambiador de calor de flujo cruzado de aletas de placas.

1.3.3.3.1. De un solo paso.

Un fluido se desplaza dentro del intercambiador perpendicularmente a la trayectoria del otro fluido.

1.3.3.3.2. De paso múltiple

Un fluido se desplaza transversalmente en forma alternativa con respecto a la otra corriente de fluido.

1.3.4. EL TIPO DE CONSTRUCCIÓN.

Existen varias formas de construir un intercambiador de calor, siendo las más importantes:

- Tubulares.
- De placas.
- Con superficies extendidas y
- Regenerativos.

1.3.5. EL NÚMERO DE FLUIDOS.

Lo más común es tener dos fluidos, pero existen equipos que utilizan tres fluidos como sucede en procesos criogénicos y en ciertos procesos químicos;

por ejemplo en sistemas de separación de aire, unidades de separación aire-helio, purificación y licuefacción de hidrógeno, etc. En la figura 1.7 se muestra un intercambiador con tres fluidos trabajando.

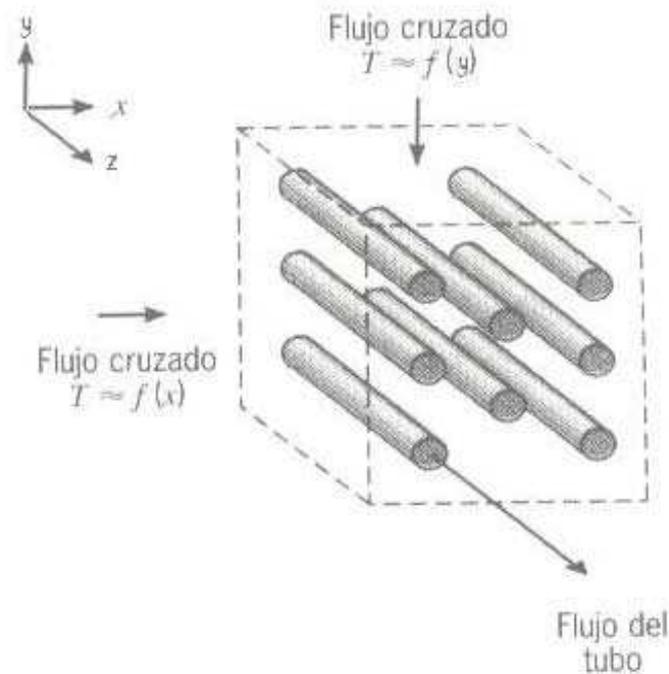


Figura 1.7 Intercambiadores de calor de flujo con tres fluidos.

1.4. FORMAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

1.4.1. CONDUCCIÓN.⁵

La Transferencia por conducción a través de un medio conductor, se produce desde una región de alta temperatura hasta una región de baja temperatura. El calor transferido es directamente proporcional al área de las paredes que son normales al flujo de calor, a la diferencia de temperaturas en las paredes e inversamente proporcional al espesor de la pared. Entonces se tiene:

$$Q = \frac{kA(T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})}{L} \quad (1-1)$$

⁵ Fundamentos de Transferencia de Calor; Incropera, F; 4a Edición, México; 1996.

Donde:

Q = flujo de calor [w]

A = área de paredes normales al flujo de calor [m^2]

K = conductividad térmica [w/ m °K]

T_{int} = temperatura de la superficie interior de la pared [°C]

T_{ext} = temperatura de la superficie exterior de la pared [°C]

L = espesor de la pared [m]

1.4.2. CONVECCIÓN.⁶

La convección es una forma de Transferencia de Calor en la que un fluido está en contacto con una superficie que tiene una temperatura diferente. Cuando una pared caliente está en contacto con un fluido frío, con el transcurso del tiempo, éste se calienta por conducción haciéndose menos denso, por lo que el fluido más caliente se eleva, remplazándolo uno más frío, volviéndose el proceso iterativo.

El flujo de calor para la convección viene dado por:

$$Q = h * A * (T_s - T_{\infty}) \quad (1-2)$$

Donde:

Q = calor transferido por la superficie al fluido (W)

h = coeficiente de convección de Transferencia de Calor ($W/m^2 K$)

A = área de superficie de contacto (m^2)

T_s = temperatura en la superficie (°C)

⁶ Principios de Transferencia de Calor; Kreith, F; 4a Edición, México; 1970.

T_{∞} = temperatura del fluido circundante ($^{\circ}\text{C}$).

En la ecuación 1-2 se define el coeficiente de convección de Transferencia de Calor (h). Este es función de la geometría, flujo y propiedades del fluido.

1.4.2.1. Resistencia térmica.

Existe una analogía entre la difusión de calor y la carga eléctrica. De la misma manera que se asocia una resistencia eléctrica con la conducción de electricidad, se relaciona una resistencia térmica con la conducción de calor. Al definir la resistencia como la razón de un potencial de transmisión a la Transferencia de Calor correspondiente, se sigue que la resistencia térmica para la conducción es:

$$R_{t,cond} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} = \frac{L}{K * A} \quad (1-3)$$

Donde, como se dijo anteriormente K es la conductividad térmica.

Además, se asocia con la Transferencia de Calor mediante convección a una superficie. La resistencia térmica para convección es:

$$R_{t,cond} = \frac{T_s - T_{\infty}}{q} = \frac{1}{h * A} \quad (1-4)$$

Donde, h es el coeficiente de Transferencia de Calor por convección.

1.4.2.2. Fundamentos para la determinación del coeficiente de Transferencia de Calor por Convección.⁷

Aunque la ecuación 1-2 se emplea generalmente para determinar la rapidez del flujo de calor por convección entre una superficie y el fluido en contacto con ella, esta es más bien la definición del coeficiente de Transferencia de Calor por convección.

⁷ Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería; Welty, J; 1ra Edición, México; 1978.

A continuación se analizan las expresiones que permitirán determinar el coeficiente h para flujo interno y externo.

La mayoría de los problemas de Transferencia de Calor por convección de interés práctico, debido a la complejidad matemática de sus ecuaciones, se estudian experimentalmente y los resultados se presentan en forma de ecuaciones empíricas que se expresan en función de los grupos adimensionales.

Los grupos adimensionales que se utilizan en la Transferencia de Calor por convección básicamente son los siguientes:

$$Re_D = \frac{\rho^* V^* D}{\mu} \quad (1-5)$$

$$Pr = \frac{Cp^* \mu}{k} \quad (1-6)$$

$$Nu_D = \frac{h^* D}{k} \quad (1-7)$$

$$Gr = \frac{\rho^2 * \beta g}{\mu^2} L^3 \Delta T \quad (1-8)$$

Donde:

Re_D = número de Reynolds.

Pr = número de Prandtl.

Nu_D = número de Nusselt.

ρ = densidad del fluido, [Kg/m^3]

V = velocidad media del fluido, [m/s]

μ = viscosidad dinámica del fluido, [$\text{kg}/\text{m}^*\text{s}$]

Cp = calor específico del fluido, [$\text{w}^*\text{s}/\text{kg}^*\text{°C}$]

k = conductividad térmica, [w/m*°C]

h = coeficiente de Transferencia de Calor por convección, [w/m²*°C]

D = diámetro de la tubería, [m]

L = longitud, [m]

β = coeficiente de dilatación térmica del fluido, [m/s²*°C]

1.4.2.3. Relaciones para la Convección Natural.⁸

En Transferencia de Calor por convección natural, el coeficiente convectivo h depende de la orientación y geometría de la superficie sólida con respecto al fluido de trabajo.

A continuación se exponen expresiones experimentales sugeridas por algunos autores para el diseño de equipos de Transferencia de Calor.

1.4.2.3.1. Flujo Laminar.

Una ecuación para el coeficiente promedio de Transferencia de Calor es la recomendada por Mc.Adams:

$$Nu_D = 0.53(Gr_D * Pr)^{\frac{1}{4}}, \text{ cilindros horizontales} \quad (1-9)$$

$$Nu_D = 0.59(Gr_L * Pr)^{\frac{1}{4}}, \text{ cilindros verticales} \quad (1-10)$$

Estas correlaciones son validas cuando: $10^4 < Gr_D * Pr < 10^9$

1.4.2.3.2. Flujo Turbulento.

Para el caso en que el flujo es turbulento, Mc.Adams, sugiere las siguientes expresiones para el cálculo del número de Nusselt:

⁸ Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería; Welty, J; 1ra Edición, México; 1978.

$$Nu_D = 0.13(Gr_D * Pr)^{\frac{1}{3}}, \text{cilindros horizontales} \quad (1-11)$$

$$Nu_D = 0.13(Gr_L * Pr)^{\frac{1}{3}}, \text{cilindros verticales} \quad (1-12)$$

Estas relaciones son validas para el rango: $10^9 < Gr_D * Pr < 10^{12}$

Para las ecuaciones anteriores, se deben evaluar las propiedades del fluido a la temperatura de película (T_p), que se define como:

$$T_p = \frac{T_s + T_f}{2} \quad (1-13)$$

Donde:

T_p = temperatura de película, [°C]

T_s = temperatura de la superficie del cilindro, [°C]

T_f = temperatura del fluido, [°C]

1.4.2.4. Relaciones para Convección Forzada en tuberías.

1.4.2.4.1. Flujo Laminar.

Se tiene flujo laminar cuando el número de Reynolds es menor a 2100.

A partir de las ecuaciones del movimiento y energía para flujo estable totalmente desarrollado, para el caso de flujo laminar con Transferencia de Calor simétrica en el cual se desprecia la conducción axial comparada con la correspondiente en la dirección radial se determina el número de Nusselt. Existen dos formas de análisis:

- **Flujo de calor superficial constante**, para flujo laminar totalmente desarrollado en la tubería ($L / D \gg 60$) el número de Nusselt es constante e igual a:

$$Nu_D = \frac{h * D}{k} = 4.364 \quad (1-14)$$

Se llega a este valor luego de resolver la ecuación de energía del perfil de temperaturas.

- **Temperatura superficial constante**, el número de Nusselt luego de realizar el desarrollo matemático de la ecuación del perfil de temperaturas completamente desarrollado y por medios iterativos se llega a:

$$Nu_D = 3.658 \quad (1-15)$$

En la tabla 1.1 se muestra diferentes valores del número de Nusselt para secciones que no son circulares, al menos en una primera aproximación mediante el uso de un diámetro efectivo como longitud característica. A este se le denomina diámetro hidráulico y se define como:

$$D_h \equiv \frac{4 * A_c}{P} \quad (1-16)$$

Donde:

A_c = área de la sección transversal, [m²]

P = perímetro mojado, [m]

1.4.2.4.2. *Flujo Turbulento.*

Se tiene flujo turbulento cuando el número de Reynolds es mayor a 10000.

Una expresión de frecuente uso para el flujo en tuberías es la ecuación de Dittus – Boelter:

$$Nu_D = 0.023 * Re_D^{0.8} * Pr^n \quad (1-17)$$

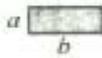
Donde:

$$0.7 < Pr < 100$$

$L / D > 60$

$n = 0.3$ si se esta enfriando el fluido y $n = 0.4$ si se esta calentando el fluido.

Tabla 1.1 Números de Nusselt y Factores de Fricción para flujo laminar completamente desarrollado en tubos de diferente sección transversal.⁹

Sección Transversal	$\frac{b}{a}$	$Nu_n \equiv \frac{h^* D_h}{k}$		$f Re_{D_h}$
		(q_s " uniforme)	(T_s uniforme)	
	---	4.36	3.66	64
	1.0	3.61	2.98	57
	1.43	3.73	3.08	59
	2.0	4.12	3.39	62
	3.0	4.79	3.96	69
	4.0	5.33	4.44	73
	8.0	6.49	5.60	82
	∞	8.23	7.54	96
	---	3.11	2.47	53

⁹ Fundamentos de Transferencia de Calor; Incropera, F; 4a Edición, México; 1996.

Flujo en la zona de transición (laminar – turbulento).

Cuando el número de Reynolds esta comprendido entre $2100 < Re < 10000$, no es posible determinar si el flujo es laminar o turbulento, cuando esto ocurre el número de Nusselt es evaluado mediante la expresión:

$$Nu = 0.116 * [Re - 125] * Pr^{\frac{1}{3}} * \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (1-18)$$

1.4.3. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Un elemento fundamental, y con frecuencia el más incierto en cualquier análisis de intercambiador de calor es la determinación del coeficiente global de Transferencia de Calor (U). Este coeficiente se define en términos de la resistencia térmica total para la Transferencia de Calor entre dos fluidos:

$$R_{tot} = \sum R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{U * A} \quad (1-19)$$

Durante la operación normal de un intercambiador de calor, a menudo las superficies están sujetas a la obstrucción por impurezas, formación de moho, u otras reacciones entre el fluido y el material de la pared. La acumulación de una película o incrustaciones sobre la superficie puede aumentar mucho la resistencia a la Transferencia de Calor entre fluidos. Este efecto se puede tratar mediante la introducción de una resistencia térmica adicional, denominada factor de impureza, R_f .¹⁰ Su valor depende de la temperatura de operación, velocidad del fluido, y tiempo de servicio del intercambiador de calor y se puede observar en la tabla 2.2.

Además, se sabe que al aumentar superficies extendidas a uno o ambos fluidos y que, al ampliar el área superficial, reducen la resistencia a la Transferencia de Calor por convección. En consecuencia, con la inclusión de

¹⁰ Fundamentos de Transferencia de Calor; Incropera, F; 4a Edición, México; 1996.

impurezas en la superficie y los efectos de superficies extendidas, el coeficiente global se puede expresar como:

$$\frac{1}{U^* A} = \frac{1}{U_c^* A_c} = \frac{1}{U_h^* A_h} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{R''_{f,c}}{(\eta_o A)_c} + R_w + \frac{R''_{f,h}}{(\eta_o A)_h} + \frac{1}{(\eta_o hA)_h} \quad (1-20)$$

Donde c y h se refieren a los fluidos frío y caliente, respectivamente. Notar que el cálculo del producto UA no requiere la designación del lado caliente o frío ($U_c A_c = U_h A_h$). Sin embargo, el cálculo de un coeficiente global depende de si se basa en el área de superficie del lado frío o caliente, pues $U_c \neq U_h$ si $A_c \neq A_h$.

Para intercambiadores de calor tubulares, sin aletas, la ecuación 1-22 se reduce a:

$$\frac{1}{U^* A} = \frac{1}{U_i^* A_i} = \frac{1}{U_o^* A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R''_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{R''_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (1-21)$$

Algunos valores del coeficiente global de Transferencia de Calor se observan en la tabla 2.3.

CAPITULO 2

INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS

2.1. INTRODUCCIÓN.

La búsqueda continua de economía y mayor eficiencia en este dispositivo de Transferencia de Calor ha permitido el desarrollo de diversos tipos de intercambiadores. Entre ellos cabe destacar el de carcasa y tubos, compacto aleteado y de placas.

En muchas aplicaciones de la industria moderna el de placas ha desplazado al tradicional de multitubular, por dos razones principales:

- El coeficiente de Transferencia de Calor es mayor, lo que permite construir equipos más compactos y con menor tiempo de residencia de los fluidos.
- Son fácilmente desmontables, con lo cual se puede proceder a su limpieza con mayor rapidez. Algunos modelos no se pueden desmontar debido a que las placas están soldadas.

El intercambiador de placas se empezó a utilizar en la década de 1930 para el tratamiento y la pasteurización de la leche. En un principio se usó para satisfacer la necesidad de contar con un equipo de fácil limpieza, sin irregularidades y rincones donde se pudieran albergar bacterias o donde se fomentara el desarrollo de estas; requisito básico de sanidad para esta industria. Además, la elaboración de la leche, requiere de elevados coeficientes de Transferencia de Calor para que el tiempo de residencia especialmente a altas temperaturas, sea mínimo. Con el transcurso del tiempo se comprobó que las características de esos primeros diseños se podrían aplicar a otras industrias que manejan líquidos, ya sea como parte del proceso o en los servicios de enfriamiento de una planta. De esta manera se ha introducido en múltiples aplicaciones industriales. Hoy en día son ampliamente utilizados en

aquellos sistemas que trabajan a temperaturas comprendidas entre -40°C y 250°C y a presión inferior a $3,0 \cdot 10^5$ [Pa].

2.2. COMPONENTES.¹¹

Un intercambiador de placas consiste en un gran número de placas de metal (que pueden ser onduladas, acanaladas) que se mantienen unidas mediante presión en un bastidor y selladas por medio de una junta o empaque de manera que se forman una serie de pasillos interconectados a través de los cuales se hacen circular los fluidos de trabajo. Estos son impulsados mediante bombas de ser necesario. Un equipo típico se compone de dos partes principales, el bastidor y las placas.

2.2.1. BASTIDOR.

El bastidor, cuyos componentes son de acero al carbono con excepción de aquellos que como las conexiones de entrada y salida tienen contacto con los fluidos. En las esquinas del bastidor se encuentran las conexiones para permitir la entrada y salida de estos. Tiene la misión de mantener las placas unidas proporcionando un buen sellado y formando una estructura rígida mediante una serie de barras horizontales que soportan las placas. El sellado se hace por medio de juntas fabricadas de elastómeros que se seleccionan de acuerdo con el tipo de servicio, y se colocan en el borde de las placas rodeando completamente las bocas de los extremos de manera que el flujo se pueda distribuir de lado a lado de la placa.

2.2.2. PLACAS.

Las placas de Transferencia de Calor se fabrican prensando láminas delgadas de gran variedad de aleaciones y metales resistentes a la corrosión. El más usado es el acero inoxidable aunque en función de los fluidos a tratar y de sus propiedades pueden ser más adecuados unos metales (o aleaciones) que otros.

¹¹ An introduction to Heat Exchange; Alfa-Laval; 2a Edición; 1971

El espesor de las placas está comprendido entre 0,5 mm y 0,9 mm. Con el objeto de aumentar la superficie de Transferencia de Calor, las placas presentan un relieve ondulado o acanaladuras que ayudan a inducir un alto nivel de turbulencia para velocidades medias relativamente bajas (0,25 m/s a 1,0 m/s). Este aumento de la superficie varía mucho en función de la forma de las ondulaciones.

Las ondulaciones de las placas permiten el aumento de la turbulencia lo que consigue una mejor Transferencia de Calor (coeficientes de transmisión mayores que en el caso de carcasa-tubos).

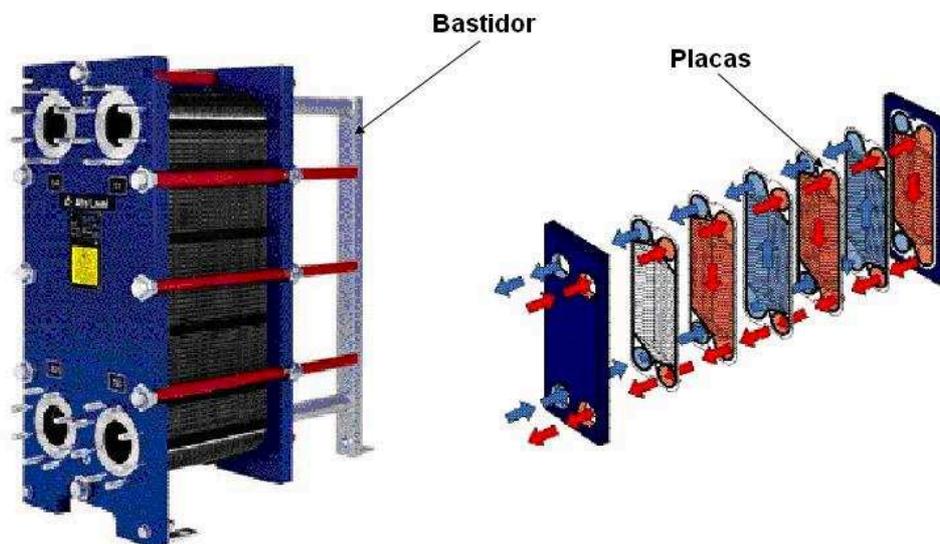


Figura 2.1 Componentes del intercambiador de placas.

Existen varias formas de ondulaciones pero pueden diferenciarse dos grandes grupos: horizontales y tipo "V", en la figura 2.2 se muestran estas. Las ondulaciones de una placa apoyan en distintos puntos con las de la placa adyacente de tal manera que se provee de rigidez al conjunto sin restringir el flujo.

Cuando se monta un conjunto completo de placas, la estructura de los canales de flujo es simétrica en ambos lados, por lo que se elimina la necesidad que existía en los de carcasa-tubos de decidir que fluido pasará por los tubos y cuál por la carcasa, ya que los lados de la placa son equivalentes.

El número de placas se determina en función de los caudales, propiedades físicas de los fluidos, pérdidas de carga admisible, diferencia de temperaturas y capacidad de transmisión de calor.

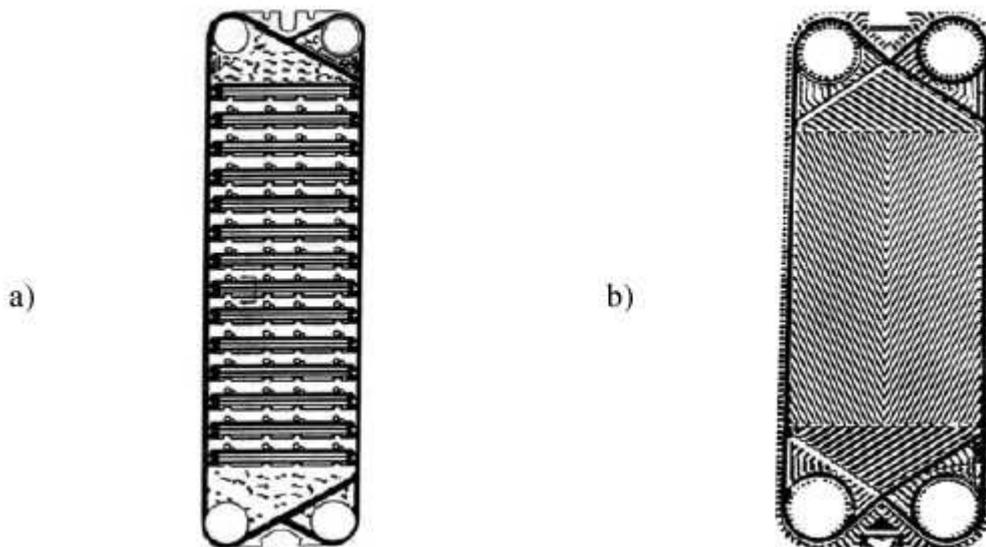


Figura 2.2 Tipos de placas: a) ondulaciones horizontales, b) ondulaciones tipo “V”.

2.3. FUNCIONAMIENTO.

Los fluidos frío y caliente se introducen por los orificios de conexión y circulan por los canales que se forman entre placas de manera alternativa. Uno es conducido por los canales impares mientras que el otro es conducido por los canales pares. Los dos se encuentran así separados sin poderse mezclar por una delgada placa a través de la cual se produce Transferencia de Calor. La distribución por sus canales correspondientes se hace mediante una serie de juntas en los canales impares que no permiten la entrada del fluido que ha de circular por los pares, y en los pares que no permite la entrada del de los impares. Generalmente, aunque existen múltiples configuraciones, el flujo se hace en contracorriente, en la figura 2.3 se muestra la configuración.

Las ondulaciones forman los correspondientes canales entre placas, cuyos bordes se apoyan por presión unos sobre otros o bien están soldadas entre

ellas. Estas son resaltes que forman los canales y por ellos circulan los fluidos (figura 2.4). Su forma genera turbulencias que mejoran la Transferencia de Calor. Para conseguir un mejor intercambio de calor estas placas se construyen con materiales de baja resistencia térmica.

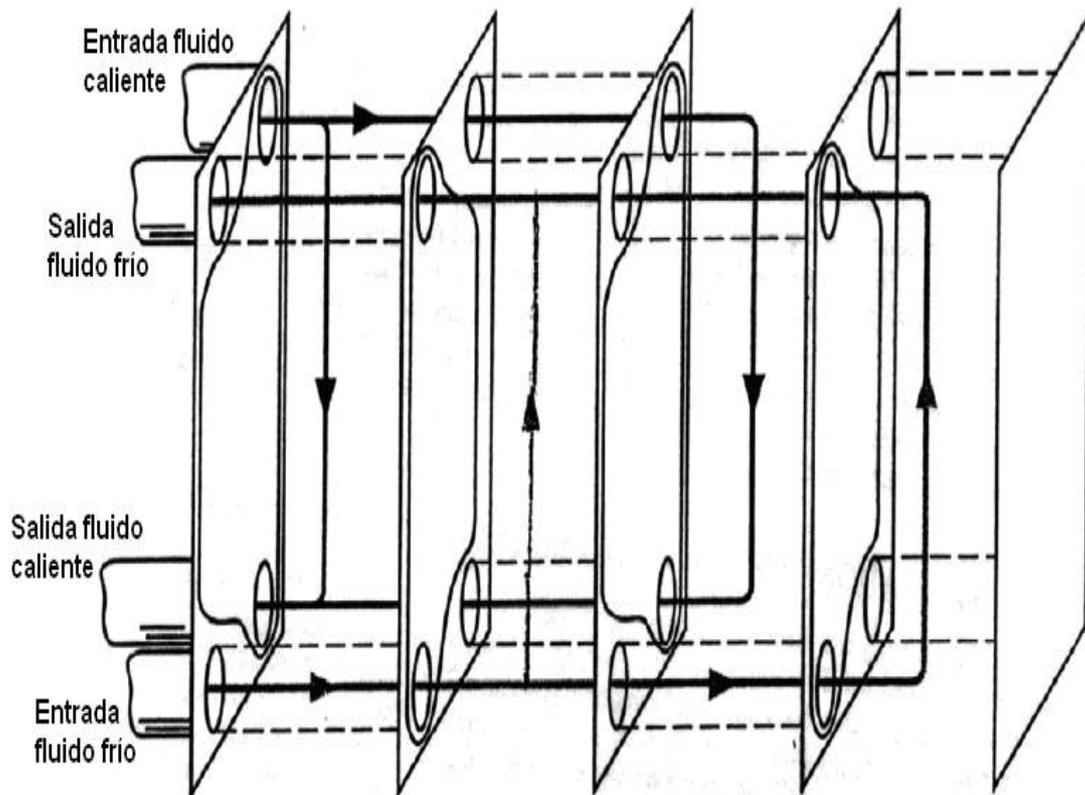


Figura 2.3 Distribución de flujos

2.4. TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE PLACAS.¹²

Existen varios tipos de intercambiadores que se pueden clasificar de varias formas:

- Por la forma de unión de las placas.
- Por la dirección de los fluidos.

¹² Applied Heat Transfer; Ganapathy, V; Penn Well Publishing Company, Oklahoma; 1982.

- Por el número de pasos.
- Por el número de circuitos de refrigerante.

2.4.1. POR LA FORMA DE UNIÓN DE LAS PLACAS.

2.4.1.1. Mediante juntas.

Las placas se unen ejerciendo presión entre ellas mediante las barras del bastidor e interponiendo entre ellas juntas para garantizar la estanqueidad. Se desmonta fácilmente desatornillando las barras de unión, con lo que las operaciones de mantenimiento y limpieza se pueden efectuar rápidamente. Se puede observar en la figura 2.5-1.

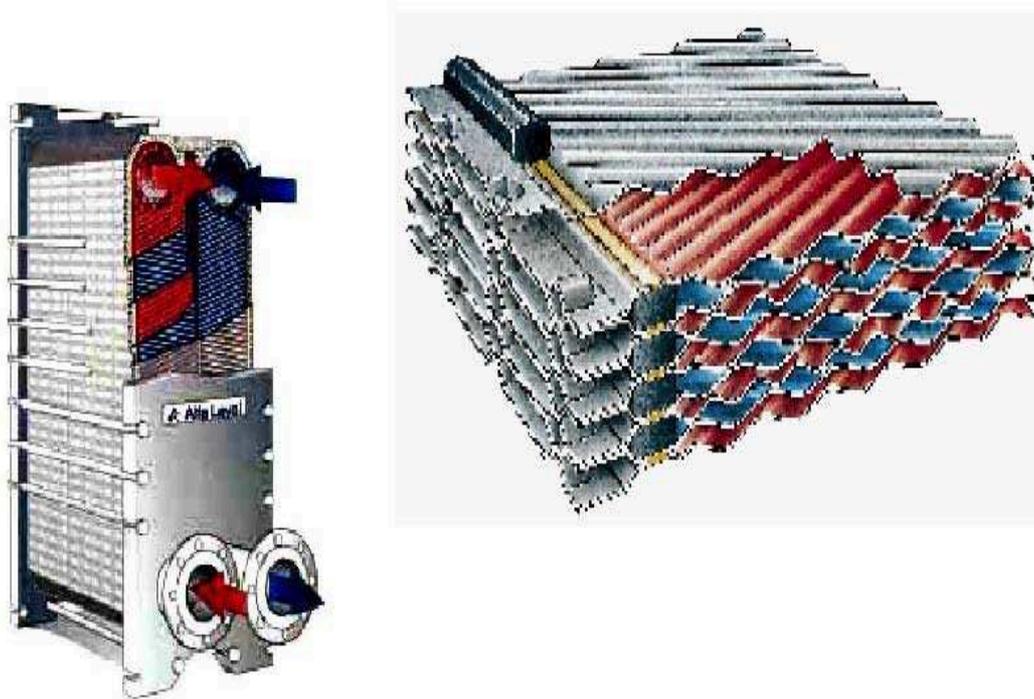


Figura 2.4 Apilamiento de las placas (en rojo se muestra los canales por los que circula el fluido caliente y en azul el frío).

2.4.1.2. Soldado.

Las placas se unen por medio de soldaduras de manera que no se necesitan juntas para garantizar la estanqueidad. La ventaja principal de este tipo es que

pueden utilizarse en aplicaciones donde la presión es un obstáculo para las juntas. Pueden trabajar hasta presiones de unos $(3,0 \text{ a } 3,2) \cdot 10^6$ [Pa]. Por el contrario, presentan el inconveniente principal que no pueden ser desmontados para su limpieza. Además, ante un cambio en las necesidades del proceso no es posible modificar el número de placas. Este tipo de intercambiador se puede observar en la figura 2.5-2.

2.4.1.3. Semisoldado.

Los intercambiadores semisoldados combinan la flexibilidad y servicio de los de junta con la seguridad contra rotura de los soldados. Estos tienen un número par de placas en los que se alternan los canales soldados con los tradicionales canales delimitados por juntas. Uno de los fluidos circula por los canales soldados mientras que el otro lo hace por el sellado con las juntas. En la figura 2.5-3 se observa con más detalle.



Figura 2.5 Tipos de intercambiadores de placas.

De esta manera se tiene que los canales soldados permiten una mayor presión en su interior mientras que los de junta destacan por su facilidad de desmontaje, mantenimiento y limpieza.

2.4.2. POR LA DIRECCIÓN DE LOS FLUIDOS.

2.4.2.1. Flujo paralelo.

En este tipo de intercambiador los fluidos se desplazan en el mismo sentido. Su frecuencia de uso es baja (figura 1.4.).

2.4.2.2. Flujo contracorriente.

El sentido de circulación de un fluido es en dirección contraria al del otro. Son los que se utilizan normalmente.

2.4.3. POR EL NÚMERO DE PASOS

2.4.3.1. Un paso.

Los fluidos solo pasan una vez por las placas del intercambiador. Esto se puede apreciar en la figura 2.6-a.

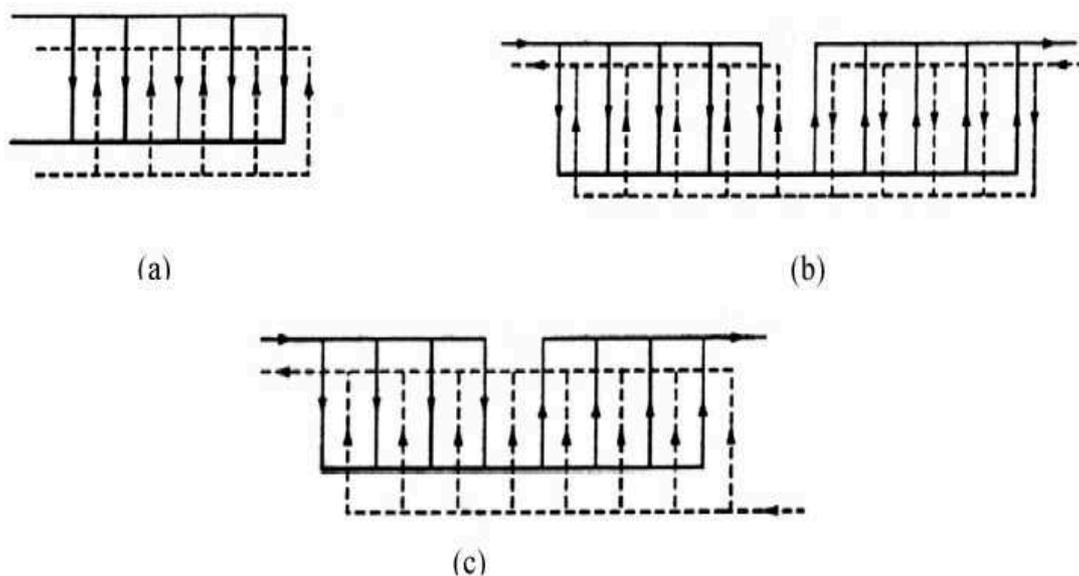


Figura 2.6 (a) Un paso contracorriente; (b) Dos pasos-dos pasos contracorriente;(c) Un paso-dos pasos (el primero contracorriente y el segundo paralelo).

2.4.3.2. Varios pasos (por lo general dos).

Pueden ser de dos pasos para cada fluido o tan solo de un paso para uno de ellos y dos para el otro.

Los que funcionan en contracorriente son de un paso. En el caso de dos pasos, por uno de ellos los fluidos trabajan en contracorriente, mientras que el segundo paso los fluidos circulan en paralelo (figura 2.6-b y 2.6-c).

2.4.4. POR EL NÚMERO DE CIRCUITOS DE REFRIGERANTE.

2.4.4.1. Simple.

Se tiene tan solo un circuito por el que circula el fluido refrigerante.

2.4.4.2. Doble.

El fluido refrigerante se distribuye a través de dos circuitos que son independientes. Los beneficios respecto a usar dos unidades en paralelo o en serie son la simplicidad y mejor control de la temperatura del fluido de trabajo y el menor costo de tuberías y conexiones (figura 2.7).

2.5. CARACTERÍSTICAS DEL INTERCAMBIADOR DE PLACAS.¹³

2.5.1. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (U).

Se tiene mayor coeficiente global de Transferencia de Calor (U), hasta cinco veces mayores a los que se pueden conseguir en equipos de carcasa y tubos.

Este depende de los coeficientes de Transferencia de Calor por convección de los fluidos frío y caliente, además está influenciado por la forma de las ondulaciones de las placas.

¹³ An introduction to Heat Exchange; Alfa-Laval; 2a Edición; 1971.

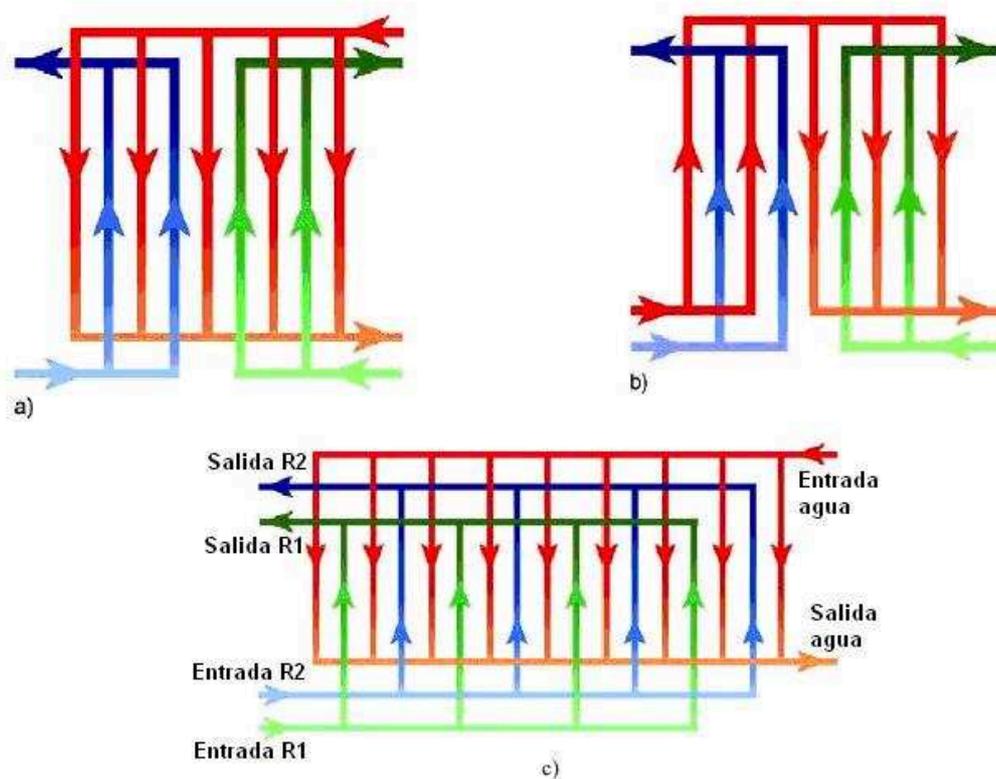


Figura 2.7 Ejemplos de intercambiadores con doble circuito de refrigerante

2.5.2. ÁREA DE TRANSFERENCIA.

Menor área de transferencia se consigue en el intercambiador de placas. Esta característica es muy valiosa cuando la naturaleza del líquido es corrosiva y se requiere trabajar con materiales de construcción muy caros.

2.5.3. PRESIÓN.

La placa de metal con o sin ondulaciones, no es el elemento adecuado para soportar presiones elevadas, de modo que las presiones máximas para los tipos más comunes son de $(1,0 \text{ a } 1,5) \cdot 10^6$ [Pa], aunque existen placas capaces de soportar presiones algo mayores. Este problema no es tan notorio en los intercambiadores termo-soldados que pueden llegar a soportar presiones de $(3,0 \text{ a } 3,2) \cdot 10^6$ [Pa]. Esto se debe a que no se tiene el riesgo de rotura de la junta. Entonces, las altas presiones son la principal limitación que presenta este prototipo.

2.5.4. MATERIALES.

Los materiales de las juntas son de varios tipos de elastómeros que tienen un límite máximo de temperatura de funcionamiento (para los materiales más usados) es de 140 a 150 °C. Los flúor - elastómeros pueden aumentar ese límite hasta los 180 °C, pero a cambio de un mayor costo. Existen algunos modelos que usan juntas de fibras de amianto comprimido, para los cuales la temperatura límite asciende hasta un máximo de 250 °C. Por el hecho de no llevar estas juntas, los intercambiadores termo-soldados son capaces de aguantar temperaturas superiores a los 140 -150 °C de los de tipo junta.

2.5.5. TAMAÑO.

Tamaño compacto, es decir necesitan una gran área de transferencia por unidad de volumen. El peso y el volumen de la instalación son bajos.

2.5.6. COSTO INICIAL.

Menor inversión. Se tiene un menor costo como consecuencia de necesitar menor área de transferencia.

2.5.7. FLUJOS.

Permiten la aplicación de flujos en contracorriente en la mayoría de las aplicaciones.

2.5.8. TEMPERATURAS.

Aproximaciones de temperatura más cercanas. Se puede trabajar incluso con diferencias de temperatura de hasta 1°C, maximizando la posibilidad de recuperación de calor. En el control de la temperatura, la forma de los canales de circulación reduce la posibilidad de zonas de retención o estancamiento y sobrecalentamientos locales.

La simetría de la configuración para ambos fluidos permite predecir de antemano y con toda precisión las caídas de presión y la temperatura. De este

modo, se puede calcular con precisión el valor de los coeficientes de transferencia siendo menos necesaria la introducción de “parámetros de incertidumbre”.

2.5.9. VOLUMEN DE RETENCIÓN.

Bajo volumen de retención. De un 80 a un 90% menor, lo que genera importantes ahorros cuando se utilizan fluidos costosos, como glicoles y refrigerantes. También es fácil de drenar.

2.5.10. SUCIEDAD.

Poca acumulación de suciedad. Los factores de acumulación son menores que en el caso de carcasa y tubos. Esta característica presenta dos ventajas, menor necesidad de limpieza, y menores resistencias de ensuciamiento que provocan coeficientes de transferencia globales más pequeños.

2.5.11. ADAPTABILIDAD.

La capacidad puede aumentarse o disminuirse con sólo poner o quitar placas. La modificación de la disposición de las placas permite modificar fácilmente el programa de temperaturas de trabajo e incluso su utilización en distintos procesos. Esta característica no la presentan los del tipo termo-soldados ya que su desmontaje y ampliación son imposibles. En el caso de los de carcasa y tubos no es fácil adaptarlos a los cambios de la demanda térmica.

2.5.12. RANGO DE FUNCIONAMIENTO.

Amplio rango de funcionamiento. Incluso sin la necesidad de modificar el número de placas estos permiten un amplio rango de utilización.

2.5.13. FLEXIBILIDAD

Pueden adaptarse y ser utilizados para una diversa gama de fluidos y condiciones, incluyendo viscosos.

2.5.14. FACILIDAD DE MONTAJE Y DESMONTAJE.

Las operaciones de mantenimiento y limpieza se efectúan de manera más fácil y rápida. Todas las superficies se pueden limpiar fácilmente ya sea por métodos manuales o químicos. Se reducen los tiempos muertos y no se requiere de un equipo especial de limpieza. Los costos de mantenimiento son menores. Esta ventaja es particular de los de tipo junta ya que los intercambiadores de placas soldadas no pueden ser desmontados (por lo menos completamente) y necesitan de métodos de limpieza más complejos.

2.5.15. SÓLIDOS EN EL FLUIDO.

No funcionan correctamente con líquidos que tengan sólidos de gran tamaño, debido a la pequeña distancia de separación entre las placas. En general el tamaño máximo admisible de los sólidos en suspensión es de 4 a 8 μm de diámetro, dependiendo del tipo de intercambiador. Este problema es más frecuente en los termosoldados debido a su dificultad de desmontaje para proceder a su limpieza.

No son convenientes para el uso con líquidos tóxicos o altamente inflamables debido a la posibilidad de rotura de las juntas. Los termo-soldados no presentan este problema así que pueden utilizarse para este tipo de líquidos siempre y cuando el material sea el adecuado.

2.5.16. CONDENSACIÓN.

Para cada tipo de placa, el agujero de entrada tiene un tamaño fijo que limita la cantidad de fluidos de alto volumen específico (vapores y gases húmedos) que pueden entrar, de modo que este tipo de intercambiadores casi nunca se utilizan en sistemas con gran condensación.

2.6. MÉTODOS DE CÁLCULO TÉRMICO.¹⁴

Para el diseño del intercambiador de calor de placas se utiliza una aproximación que emplea el método de la diferencia efectiva de temperaturas. A continuación se describe este procedimiento.

2.6.1. MÉTODO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURAS.

2.6.1.1. Flujo de calor.

El flujo total de calor transferido entre los fluidos frío y caliente al pasar a través de un intercambiador de placas puede expresarse, como:

$$Q = U * A * \Delta T_m \quad (2-1)$$

Donde:

U = coeficiente global de Transferencia de Calor, [W/m²*K]

A = área total de transferencia, [m²]

ΔT_m = diferencia de temperaturas, [°C]

Para el calor cedido o ganado por los fluidos se usa:

$$Q = (\dot{m} * C_p)_{c,f} \Delta T \quad (2-2)$$

Donde \dot{m} es el flujo ya sea del fluido caliente o frío, así como c_p . Mientras que ΔT es la diferencia de temperaturas entre la salida y la entrada o viceversa.

¹⁴ Applied Heat Transfer; Ganapathy, V; Penn Well Publishing Company, Oklahoma; 1982.

2.6.1.2. Diferencia media logarítmica de temperatura (DMLT).¹⁵

En el intercambiador de calor, la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos no es constante. Para el cálculo de la diferencia se hace uso de la diferencia media logarítmica de temperatura (DMLT), que viene expresada en función de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos.

$$\Delta T_m = \Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2-3)$$

Los intercambiadores de placas se diseñan para funcionar con fluidos en contracorriente, de modo que la expresión utilizada es:

$$\Delta T_m = \Delta T_{ml} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad (2-4)$$

Donde:

$T_{h,i}$ = temperatura de entrada del fluido caliente, [°C]

$T_{h,o}$ = temperatura de salida del fluido caliente, [°C]

$T_{c,i}$ = temperatura de entrada del fluido frío, [°C]

$T_{c,o}$ = temperatura de salida del fluido frío, [°C]

Cuando se tiene doble paso no se puede configurar como contracorriente puro, ya que se intercambia calor una parte en contracorriente y otra como flujos paralelos. En este caso, la expresión de la diferencia media logarítmica de temperatura utilizada también es la ecuación 2-3, tal y como se hace en los de carcasa-tubos con dos pasos por tubo y uno por carcasa.

¹⁵ Fundamentos de Transferencia de Calor; Incropera, F; 4a Edición, México; 1996.

2.6.1.2.1. Factor de Corrección¹⁶.

Los canales de los extremos del intercambiador presentan la mitad de superficie de transferencia de los canales interiores y por tanto transfieren menos calor. Esto provoca que la efectividad sea algo menor que la que se predice mediante el uso de la diferencia media logarítmica de temperatura. En la ecuación 2-1, es necesario introducir un factor de corrección F ($0 < F < 1$), con esto se tiene que la Transferencia de Calor es:

$$Q = U * A * \Delta T_m = U * A * F * \Delta T_{ml} \quad (2-5)$$

El efecto de la disminución de la efectividad, debido a que la superficie de transferencia de los canales exteriores es menor que la de los interiores es importante cuando se trata con intercambiadores cuyo número de placas es menor que 20. En estos es necesario el cálculo del factor F para poder utilizar la diferencia media logarítmica de temperatura como modelo de la diferencia efectiva de temperaturas. Para aquellos cuyo número de placas es superior a 20, los efectos de los extremos dejan de ser significativos y pueden ser despreciados. En este último caso no es necesario el cálculo del factor F y se puede tomar un valor de $F = 1$. De este modo queda que:

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

2.6.1.3. Área de Transferencia.

De la ecuación 2-5 se puede encontrar el área de transferencia:

$$Q = U * A * \Delta T_m \rightarrow A = \frac{Q}{U * \Delta T_m} \quad (2-6)$$

Además, en el área de transferencia hay que tener en cuenta el área total de las placas incluyendo las ondulaciones, o bien, el área proyectada. La diferencia entre ambos criterios puede ser de hasta un 50% mayor para el

¹⁶ An introduction to Heat Exchange; Alfa-Laval; 2a Edición; 1971.

primer caso. Por simplicidad, A se considera al área proyectada de modo que vendrá definida por la expresión:

$$A = N * a = N * L * W \quad (2-7)$$

Donde:

N = número de placas útiles para transferir calor (forman el intercambiador),

a = área proyectada de una placa, [m²]

L = altura de las placas (en la dirección del flujo), [m]

W = ancho de placas, [m]

Como A es la superficie efectiva de transferencia se debe tener en cuenta que las placas de los extremos no son útiles para la Transferencia de Calor de manera que no se incluirán a la hora del cálculo del área total. Además los valores de L y W no son los valores de las dimensiones totales sino la altura y ancho efectivo de cada placa, es decir, tan solo se tiene en cuenta el área de cada placa que pone en contacto ambos fluidos. Esto es debido a que en la placa existen diversos orificios de entrada y salida de los fluidos, para el paso de las barras que hacen presión manteniendo juntas las placas, y zonas donde los fluidos no están puestos en contacto a través de la propia placa. Estos valores se pueden observar en la figura 2.8.

2.6.1.4. Número de placas.

Con el área A se puede determinar el número de placas N necesarias para esas condiciones:

$$N = \frac{A}{A_p} \quad (2-8)$$

Donde A_p es el área por placa que se tiene como dato inicial para el cálculo.

Con el número de placas es indispensable obtener el número de veces que el fluido pasa por las placas del intercambiador.

$$\text{No. veces pasa fluido} = \frac{N+1}{2} = n \quad (2-9)$$

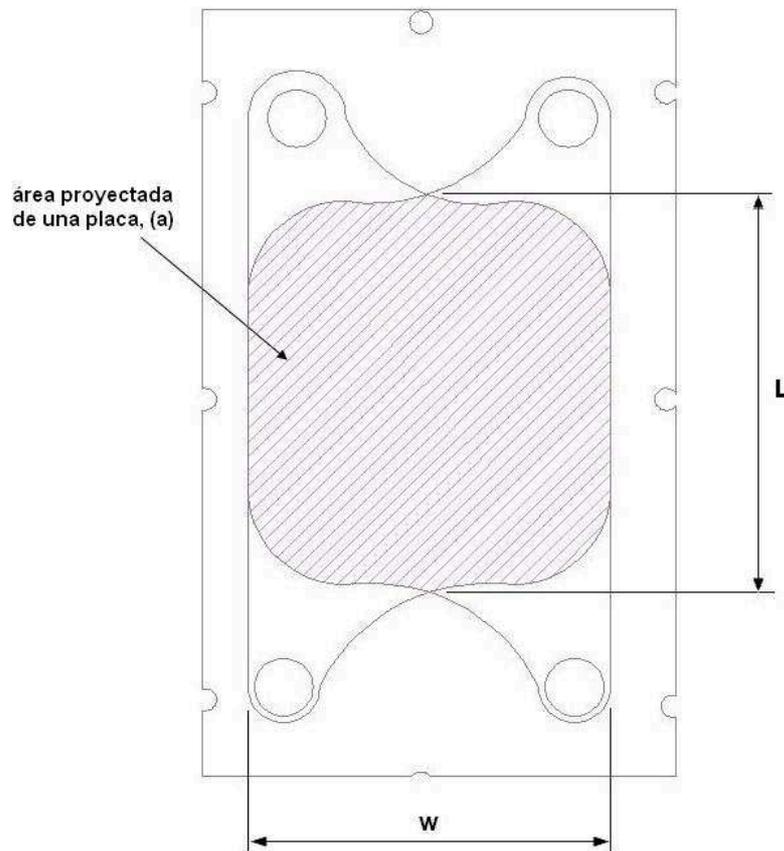


Figura 2.8 Área total y área proyectada de la placa

2.6.1.5. Coeficiente de convección, (h).

2.6.1.5.1. Método gráfico por correlaciones.¹⁷

El coeficiente de convección es función de las propiedades físicas y de la geometría de las placas. Se puede calcular a partir de correlaciones o bien se puede obtener de manera aproximada de gráficas como en las figuras 2.9 y 2.10 (exclusivas para placas de pequeño tamaño).

¹⁷ An introduction to Heat Exchange; Alfa-Laval; 2a Edición; 1971.

Las diferencias entre ambas gráficas son debidas al tipo de ondulaciones. Mientras la primera es para placas con ondulaciones horizontales, la segunda es para placas con ondulaciones tipo "V".

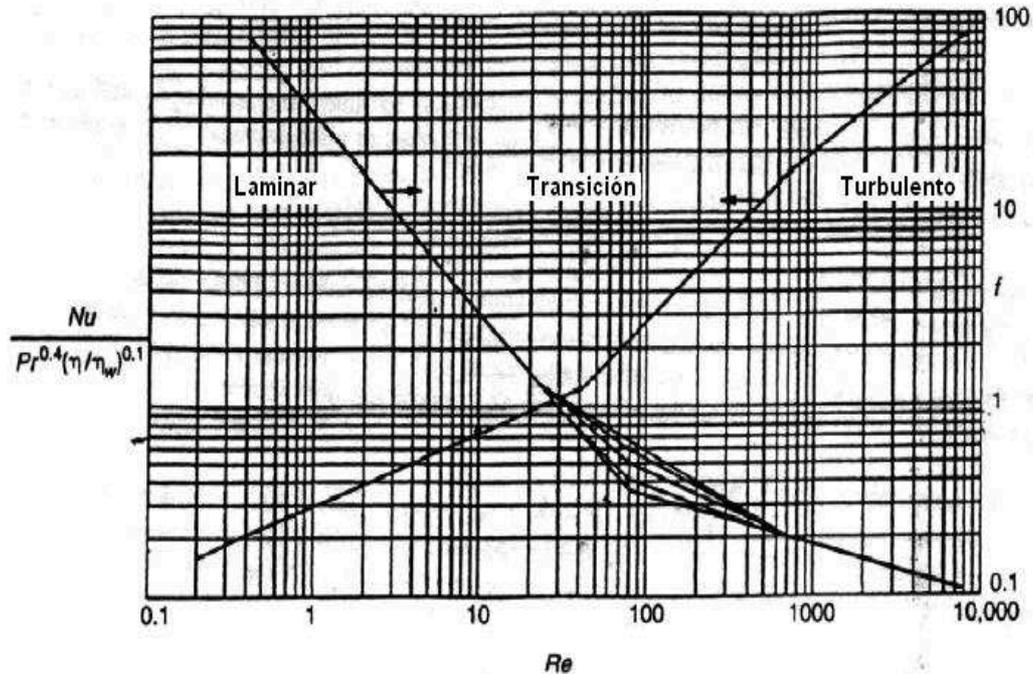


Figura 2.9 Correlaciones de Transferencia de Calor de una placa pequeña con geometría horizontal.

Para el cálculo de los coeficientes de convección resulta apropiado utilizar correlaciones de la forma $f(Nu, Re, Pr) = 0$. Para este tipo de intercambiadores es ampliamente utilizada la expresión:

$$Nu = C * Re^m * Pr^n \quad (2-10)$$

Donde los valores de n , m y C dependen de las características del flujo (laminar o turbulento,...), siendo el Re :

$$Re = \frac{u * l_c * \rho}{\mu} \quad (2-11)$$

Donde:

l_c = longitud característica del canal, [m]

ρ = densidad del fluido, [kg/m³]

u = velocidad del fluido, [m/s]

μ = viscosidad del fluido, [N*s/m²]

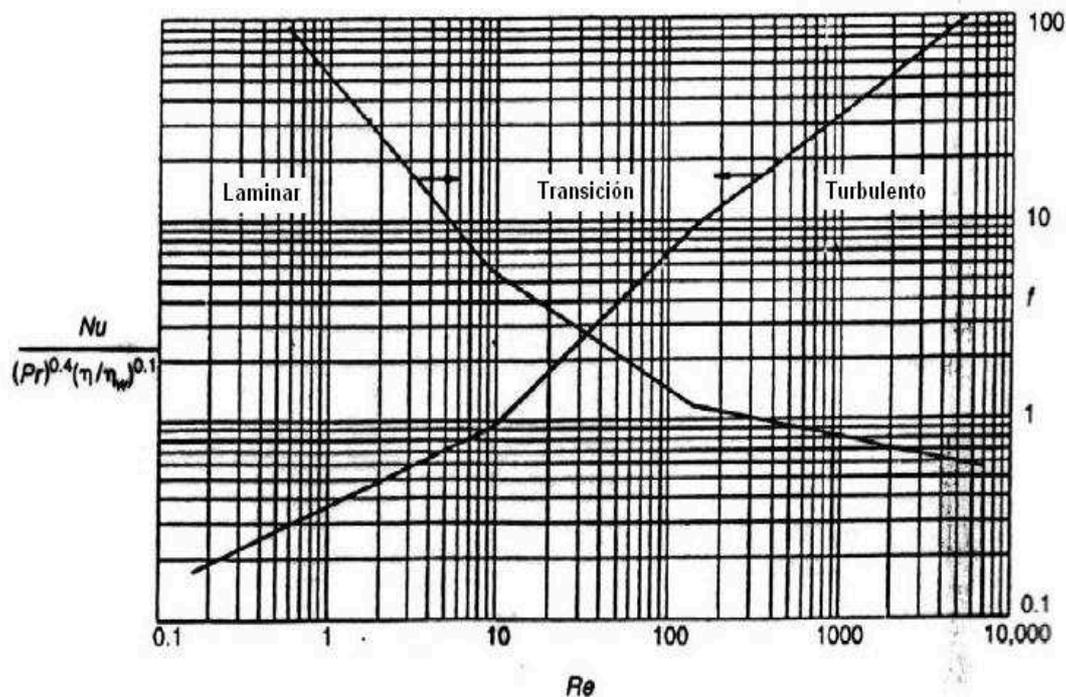


Figura 2.10 Correlaciones de Transferencia de Calor de una placa pequeña con geometría tipo "V".

Las propiedades físicas de los fluidos se determinan para el valor medio de la temperatura de cada uno.

Los intercambiadores de placas se caracterizan por poseer unas ondulaciones que provocan turbulencias en el fluido mejorando la Transferencia de Calor. En régimen turbulento una correlación que puede utilizarse para el cálculo del número de Nusselt es:

$$Nu = 0.4 * Pr^{0.4} * Re^{0.64} \quad (2-12)$$

En función del número adimensional Nu (Nusselt) se obtiene el coeficiente de convección de ambos fluidos.

$$Nu = \frac{h * l_c}{K} \rightarrow h = \frac{Nu * K}{l_c} \quad (2-13)$$

K = conductividad del fluido, [w/m*°K]

l_c = longitud característica, [m]

El coeficiente de Transferencia de Calor como se conoce depende de los números de Reynolds (Re), Prandtl (Pr), el caudal y las propiedades físicas del fluido a una temperatura promedio de entrada y salida.

Mediante la siguiente relación también se puede determinar el coeficiente h:

$$h = \frac{G * j_H * C_p}{Pr^{2/3}} \quad (2-14)$$

Donde G es la velocidad de masa del fluido, j_H es un factor de Transferencia de Calor.

Inicialmente se debe tener la cantidad de flujo que atraviesa en cada lado del intercambiador (uno para el caliente y otro para el frío)

$$W = \frac{\dot{m}}{n} \quad (2-15)$$

Una vez conocido W se tiene la velocidad de masa del fluido G:

$$G = \frac{W}{A_c} \quad (2-16)$$

Donde A_c es el área de la sección transversal, esta se obtiene:

$$A_c = a * c \quad (2-17)$$

Donde a es el ancho efectivo de la placa y c es el espesor del empaque (espacio vacío).

Al trabajar con fluidos se tienen los números de Reynolds y Prandtl, los cuales se determinan con:

$$\text{Re} = \frac{G^* l_c}{\mu} \quad (2-18)$$

Donde l_c es la longitud característica y el valor de esta se encuentra con la ecuación 2-22. El μ mide la viscosidad del fluido, se obtiene del anexo E.

$$\text{Pr} = \frac{\mu^* C_p}{K} \quad (2-19)$$

Donde C_p es el calor específico y K la conductividad del fluido, encontrados a una temperatura promedio. Tanto C_p , μ y K se encuentran en el anexo E.

Finalmente se obtiene el factor de Transferencia de Calor j_H con:

$$j_H = a' \text{Re}^{b'} \quad (2-20)$$

Donde a' y b' son constantes que se encuentran en la tabla No.2.1.

Tabla 2.1 Constantes a' y b' para un intercambiador de calor de placas.¹⁸

Ondulaciones	Re	a'	b'	Re	a'	b'
Planas	≤ 70	1.416	- 0.77	≥ 1000	0.178	- 0.24
Horizontales	≤ 150	0.421	- 0.50	≥ 300	0.378	- 0.39
Tipo V	≤ 25	0.755	- 0.54	≥ 40	0.52	- 0.39

2.6.1.5.2. Efecto de las ondulaciones.

Los intercambiadores de placas se caracterizan porque presentan unas ondulaciones que mejoran la Transferencia de Calor. Esta mejora es debida a la creación de turbulencias y al aumento en el área de transferencia respecto al caso en que las placas fueran planas. Por tanto, al calcular el área efectiva de transferencia es necesario considerar el aumento debido al efecto de las ondulaciones. Se trabaja con el área proyectada pero aplicando un factor de

¹⁸ Applied Heat Transfer; Ganapathy, V; Penn Well Publishing Company, Oklahoma; 1982.

corrección para calcular los coeficientes de convección como se ha expuesto anteriormente.

La correlación de la ecuación 2-21 se utiliza para un ángulo formado por los canales (que se conforman con las ondulaciones) de 30°. El factor de corrección es la relación entre el coeficiente de convección para el ángulo de 30° y el coeficiente de convección para el ángulo considerado.

Su cálculo se puede realizar gráficamente, obteniendo directamente la relación h_β/h_{30° (en la gráfica de la figura 2.11, el coeficiente de convección h se indica por α).

$$h^* = \frac{h_\beta}{h_{30^\circ}} * h \quad (2-21)$$

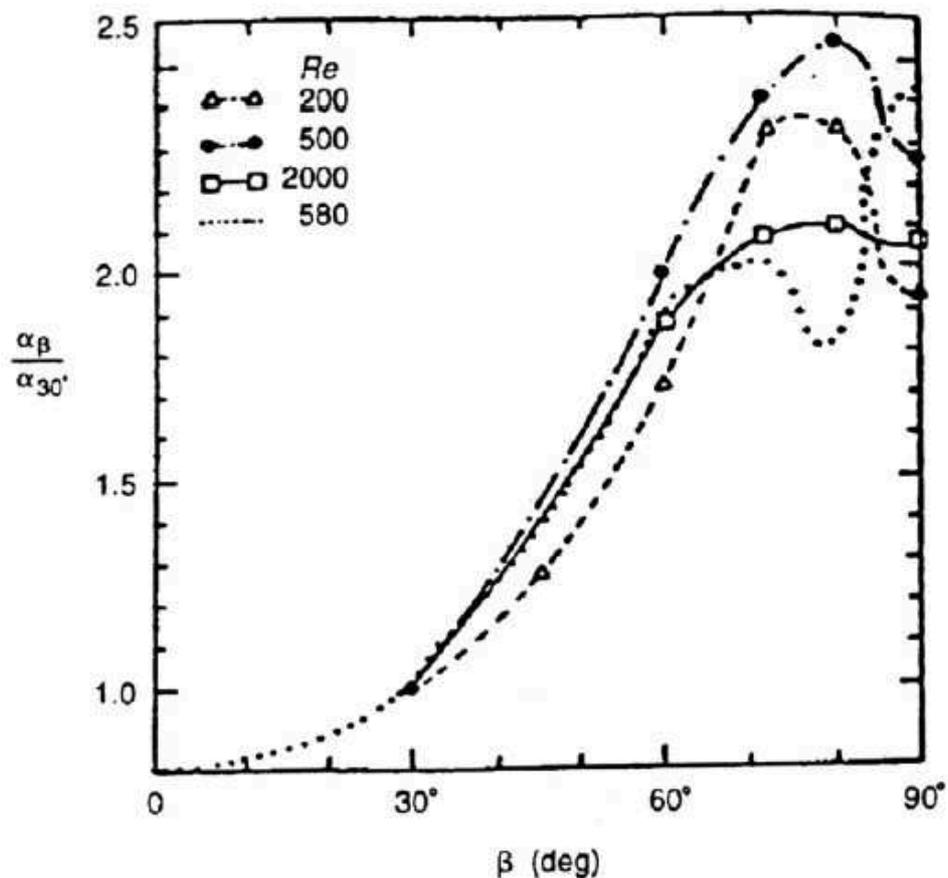


Figura 2.11 Influencia del ángulo de corrugación en h .

2.6.1.6. Factor de ensuciamiento, (ff).

Los factores de ensuciamiento se generan como consecuencia de los contaminantes que pueden transportar los fluidos. Estos factores varían durante la operación del intercambiador de calor (aumenta a partir de cero, conforme se van acumulando depósitos sobre las superficies). De este modo se va creando una capa entre el fluido y la superficie que va creciendo en espesor generando una resistencia térmica adicional.

Tabla 2.2 Factores de ensuciamiento para determinados fluidos en los intercambiadores de calor.¹⁹

FLUIDO	ff [$m^2 \cdot ^\circ K/W$]
Agua, desmineralizada o destilada	0.0001
Agua de ciudad (suave)	0.0002
Agua de ciudad (dura) para calefacción	0.0005
Torre de enfriamiento	0.0004
Agua de mar (bahía o puerto)	0.0005
Agua de mar (océano)	0.0003
Río, canal, pozo, etc.	0.0005
Chaquetas de motor	0.0006
Gasolina líquida y vapores orgánicos	0.0005
Aceites, lubricantes	0.0002 a 0.0005
Aceite vegetal	0.0002 a 0.0005
Solventes orgánicos	0.0001 a 0.0003
Vapor	0.0001
Procesos en general con fluidos	0.0001 a 0.0006

¹⁹Applied Heat Transfer; Ganapathy, V; Penn Well Publishing Company, Oklahoma; 1982.

Los factores de ensuciamiento son valores determinados de forma empírica y se encuentran tabulados en tablas con resultados promedios. Estos se encuentran en la tabla 2.2.

2.6.1.7. Longitud característica, (l_c).

Tanto para el cálculo del Reynolds como para la obtención de los coeficientes de convección en función de número de Nusselt es necesario el cálculo previo de la longitud característica del canal (también denominado diámetro hidráulico). Se puede obtener por la siguiente expresión.

$$l_c = \frac{4 * S_c}{P_c} = \frac{4 * b * W}{2 * (b + W)} \cong \frac{4 * b * W}{2 * W} = 2 * b \quad (2-22)$$

S_c = sección transversal del canal, [m²]

P_c = perímetro de la sección del canal, [m]

b = ancho del canal o distancia entre placas, [m]

W = Ancho de placa, [m]

$b \ll \ll \ll W$

Con la definición dada para la longitud característica se es coherente con el criterio para la elección del área de transferencia como la proyección del área de la placa. Si se elige el área total, incluyendo el aumento del área por efecto de las ondulaciones, es necesario utilizar una expresión que incluya dicho área en la definición de la longitud característica.

$$l_c = \frac{4 * S_c * A_p}{P_c * A_r} = 2 * b * \frac{A_p}{A_r} \quad (2-23)$$

A_p = área proyectada de una placa, [m²]

A_r = área real de la placa (incluidas ondulaciones), [m²]

2.6.1.8. Coeficiente global de Transferencia de Calor.

El coeficiente global de Transferencia de Calor U depende de los coeficientes de Transferencia de Calor por convección de los fluidos frío y caliente, y está fuertemente influenciado por la forma de las ondulaciones de las placas. Por su parte el calor es función de las temperaturas de los fluidos, las capacidades térmicas, y la configuración del intercambiador.

El coeficiente global de Transferencia de Calor viene dado por la expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{t_p}{K_m} + \frac{1}{h_c} + ff_h + ff_c} \quad (2-24)$$

Donde, h_h y h_c son coeficientes de convección de los fluidos caliente y frío, K_m es la conductividad térmica del material, t_p el espesor de placa, ff_h y ff_c son factores de ensuciamiento de los fluidos caliente y frío.

En la tabla 2.3, se tienen valores del coeficiente global para varias combinaciones de fluidos.

Tabla 2.3 Valores aproximados de coeficientes de Transferencia de Calor global.²⁰

COMBINACIÓN DE FLUIDOS	U [W/m ² -°K)
Agua con agua	850 – 1700
Agua con aceite	110 – 350
Condensador de vapor (agua en tubos)	1000 – 6000
Condensador de amoniaco (agua en tubos)	800 – 1400
Condensador de alcohol (agua en tubos)	250 – 700
Intercambiador de calor de tubos con aletas (agua en tubos, aire en flujo cruzado)	25 – 50

²⁰ Fundamentos de Transferencia de Calor; Incropera, F; 4a Edición, México; 1996.

2.7. CAÍDA DE PRESIÓN.

En el diseño mecánico de cualquier intercambiador la pérdida de carga es decisiva, ya que determina la potencia y el consumo de energía en los motores de las bombas que impulsan los fluidos, y por tanto influye en la inversión, los costes de operación y el mantenimiento del sistema de bombeo. El cálculo de la caída de presión puede hacerse mediante la expresión:

$$\Delta P = 8 * j_f * \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14} \frac{L}{d_e} * \frac{\rho * V^2}{2} \quad (2-25)$$

Donde:

ΔP = caída de presión, [Pa]

L = longitud, [m]

d_e = diámetro equivalente, [m]

μ_w, μ = viscosidades del fluido, [kg/s*m]

V = velocidad del fluido, [m/s]

j_f = factor de fricción.

ρ = densidad, [kg/m³]

El factor de fricción j_H , puede calcularse mediante tablas o con la ecuación de Shah y Focke que presenta la forma:

$$j_f = a'' * Re^{b''} \quad (2-26)$$

La velocidad V se determina con:

$$V = \frac{G}{\rho} \quad (2-27)$$

Las constantes a'' y b'' son función del número de Reynolds y del tipo de ondulaciones, sus valores se observan en la tabla No. 2.4

Como se puede observar de la definición de ΔP y f ambos parámetros aumentan cuanto menor es la longitud característica (el factor f se ve afectado por l_c a través de la definición del Reynolds). Es decir, cuanto menor es la distancia entre placas (o tamaño de los canales) la caída de presión es mayor. También se observa que la caída de presión aumenta con la velocidad del fluido o lo que es lo mismo, aumenta cuanto menor es el número de canales. Por tanto para un caudal dado, habrá que llegar a una relación entre el número de canales y la velocidad de paso.

La pérdida de carga no puede ser muy elevada, por lo que dependiendo de la aplicación y sus características tendremos valores máximos permitidos. Para valores superiores no es rentable el uso del intercambiador.

Tabla 2.4 Constantes a'' , b'' , y'' para un intercambiador de calor de placas.²¹

Ondulaciones	Re	a''	b''	y''	Re	a'	b'	y''
Planas	≤ 120	55.8	- 1.0	0.25	≥ 500	0.628	- 0.136	0.14
Horizontales	≤ 200	17.5	- 0.80	0.25	≥ 200	1.26	- 0.31	0.14
Tipo V	≤ 40	20.45	- 0.74	0.25	≥ 40	5.25	- 0.33	0.14

2.7.1. EFECTO DE LAS ONDULACIONES.

En la caída de presión, las ondulaciones provocan un aumento en la turbulencia de los fluidos y un obstáculo en su paso a través de los canales, aumentando el rozamiento y por tanto la pérdida de presión a través del intercambiador. Al igual que en el caso anterior corregiremos los factores de fricción en función del ángulo formado por los canales. El método también es gráfico.

²¹ Applied Heat Transfer; Ganapathy, V; Penn Well Publishing Company, Oklahoma; 1982.

La ecuación 2-31 es válida para un ángulo de corrugación de 30°. La gráfica de la figura 2.13 nos dan la relación $f_{\beta}/f_{30^{\circ}}$.

$$f^* = \frac{f_{\beta}}{f_{30^{\circ}}} * f \quad (2-28)$$

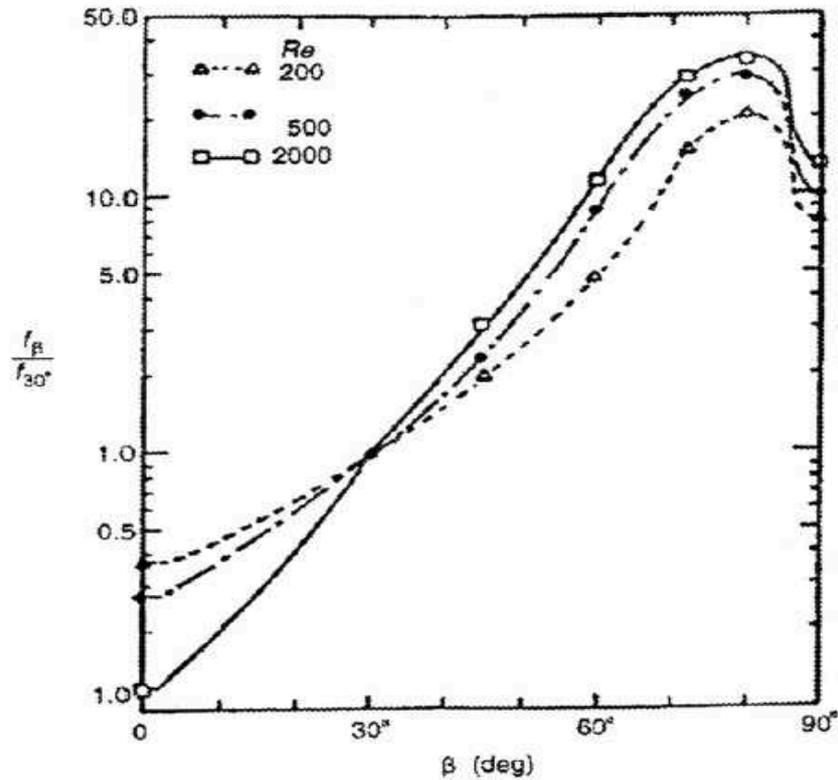


Figura 2.12 Influencia del ángulo de corrugación en la caída de presión.

2.8. POTENCIA NECESARIA PARA EL CAUDAL DE FLUIDO CALIENTE.²²

La potencia requerida para vencer la resistencia al flujo asociado con una caída de presión se puede expresar como:

$$P = (\Delta p) \dot{V} \quad (2-29)$$

²² Fundamentos de Transferencia de Calor; Incropera, F; 4a Edición, México; 1996.

Donde el flujo volumétrico \dot{V} se puede a su vez, expresar como $\dot{V} = \dot{m} / \rho$ para un fluido incompresible.

2.9. ESPÁRRAGOS DE SUJECIÓN.²³

El intercambiador de placas esta unido mediante juntas y se necesitan barras (espárragos) para sujetarlas. Al estar sometido a una presión se sigue el siguiente procedimiento:

Las propiedades ISO de los espárragos (con extremos roscados) permiten encontrar los valores de S_{ut} (resistencia última,[Pa]), S_y (resistencia a la fluencia, [Pa]) y E (modulo de elasticidad en Pa). Ver anexo D.

La fuerza aplicada al espárrago es:

$$F = \Delta p * A \quad (2-30)$$

Para los espárragos y los elementos sujetos se tienen cargas K , que se determinan con:

$$K_b = \frac{A * E'}{L}, \text{ para elementos roscados} \quad (2-31)$$

Donde $A = \frac{\pi * d^2}{4}$ y d es el diámetro del espárrago.

$$K_m = \frac{0.577 * \pi * E * d}{2 * \ln \left(5 \frac{0.577L + 0.5d}{0.0577L + 2.5d} \right)}, \text{ para materiales sujetos} \quad (2-32)$$

Donde L es la longitud del espárrago y d es el diámetro.

Se tiene la constante C , que se determina con:

²³ Diseño de Elementos de Máquinas; Shigley; Prentice-Hall, México; 1990.

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad (2-33)$$

Con las propiedades del espárrago se obtiene, la resistencia S_p :

$$S_p = 0,85 * S_y \quad (2-34)$$

Luego se obtiene la carga del perno, F_p :

$$F_p = A_t * S_p \quad (2-35)$$

Finalmente se determina la precarga del espárrago, F_i :

$$F_i = 0,75 * F_p \quad (2-36)$$

$$F_i = A_t * S_{ut} - \frac{C * F * n}{2N} \left(\frac{S_{ut}}{S_p} + 1 \right) \quad (2-37)$$

Donde n es el factor de seguridad que se asume dependiendo las condiciones de trabajo y N es el número de espárragos.

Para la comprobación se encuentra el factor de seguridad, n con la fórmula:

$$n = \frac{A_t * S_y - F_i}{C * P} \quad (2-38)$$

Donde la carga $P = F/N$.

El factor de seguridad calculado con la ecuación 2-41 debe ser mayor al asumido inicialmente para determinar la carga F_i , con esto se comprueba que el número de espárragos encontrado es adecuado. Caso contrario se debe aumentar el número de espárragos o cambiar el material de estos.

El factor de seguridad para protección de personas recomendado es de 5.

CAPITULO 3

DISEÑO DEL SISTEMA

3.1. INTRODUCCIÓN.

En la formulación del prototipo se toman valores iniciales de temperaturas, caudales, coeficiente de transferencia, etc.; que una vez finalizado el cálculo, estos tienen que ser comprobados con los resultados obtenidos en el laboratorio. En el presente capítulo, se expresan los diferentes requerimientos, limitaciones, consideraciones y especificaciones que se dispondrán para el dimensionamiento del intercambiador de calor de placas.

Para el diseño del intercambiador de calor de placas se deben tener varias consideraciones en cuanto a la unión y forma de las ondulaciones de las placas.

3.2. ALCANCE.

El sistema será diseñado, construido y montado de tal manera que permita tomar las mediciones de:

- Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente.
- Temperaturas de entrada y salida del fluido frío.
- Caudal del fluido caliente y frío.

Con lo que se podrá determinar:

- Calor transferido.
- Pérdidas de Calor.
- Coeficientes de Transferencia de Calor por convección de los fluidos caliente y frío.
- Coeficiente global de Transferencia de Calor.

- Área de Transferencia de Calor.
- Caídas de presión para los fluidos caliente y frío.

3.3. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA.

El sistema esta constituido fundamentalmente de:

- Intercambiador de calor de placas.
- Sistema de fluido caliente, que lo conforman un tanque con resistencias eléctricas de inmersión para el calentamiento, una bomba, tubería, acoples y accesorios. Se tiene una disposición para que el fluido caliente recircule nuevamente del tanque al equipo.
- Sistema de fluido frío, con un tanque elevado, red de abastecimiento al laboratorio, tubería, acoples y accesorios.
- Sistema de medición de temperaturas, con termómetros ubicados adecuadamente.
- Sistema de medición de caudal, con adaptaciones en las tuberías para los fluidos caliente y frío, cubeta graduada y cronómetro.

3.4. RESTRICCIONES DEL SISTEMA.²⁴

3.4.1. PRESIÓN.

La disposición de las placas hace que estas no puedan soportar presiones elevadas, y como se dijo con anterioridad las presiones máximas para este tipo de intercambiador de calor son de $(1,0 \text{ a } 1,5) \cdot 10^6$ [Pa]. Entonces, las altas presiones son la principal limitación que presenta este prototipo. La bomba con la que cuenta el laboratorio y que será utilizada para este proyecto permite una

²⁴ An introduction to Heat Exchange; Alfa-Laval; 2a Edición; 1971.

presión máxima de 30000 Pa (datos de placa), que son suficientes para los parámetros con los que se trabajara posteriormente.

3.4.2. MATERIALES.

3.4.2.1. Placas.

Las placas que constituyen el intercambiador deben ser de un material inoxidable, ya que, estas deberán estar en contacto con los fluidos, pero también deben resistir la presión que en el peor de los casos debe ser la máxima que ofrece la bomba utilizada para el fluido caliente (30000 Pa).

Se utilizara tool galvanizado con espesor de 0,5 mm como material base para las placas, por ser económico, fácil de encontrar y presentar propiedades adecuadas para el trabajo a realizarse; en comparación a otros materiales como el acero inoxidable. Como se dijo en el capítulo 2, el espesor de las placas puede estar entre 0,5 y 0,9 mm.

3.4.2.2. Empaque.

El empaque permite que se sellen las placas entre si al ser juntadas, con este se evita que los fluidos puedan escapar del intercambiador de calor.

Se utilizara espuma blanda de poliuretano como empaque por ser de bajo costo y sus prestaciones son aceptables. Entre sus características más importantes se tiene (anexo E):

- Coeficiente de transmisión de calor muy bajo que permite para una necesidad de aislamiento determinada un menor espesor de material aislante.
- Duración indefinida.
- Excelente adherencia con resinas poliéster.
- Antillama.

- Impermeable al agua.
- Muy buena estabilidad dimensional entre -200 y 100 °C.
- Excelentes propiedades mecánicas para un material de sus características.

3.4.2.3. Placas soporte.

En los extremos del intercambiador de calor se colocaran dos placas soporte (una a cada lado) que permitirán apretar de mejor manera todo el conjunto, esta deben ser de un material inoxidable pero de gran espesor, así que no se utilizará un material metálico por su peso y costo sino más bien un polímero como el acrílico que tiene características similares a cualquier metal inoxidable y se lo encuentra en espesores grandes y es mucho más ligero en un área igual.

3.4.2.4. Estructura soporte.

Para unir las placas soporte, empaque y placas se utiliza una estructura soporte que será construida con perfil L de acero y para evitar su oxidación al estar en contacto con aire o agua, se hará un tratamiento superficial de niquelado.

3.4.3. TEMPERATURAS.

La temperatura de entrada para el fluido caliente no debe exceder de 80°C , puesto que el calentador que se utilizara no permite obtener temperaturas superiores a esta y con eso se evita un sobrecalentamiento del mismo o que se evapore el agua. Mientras que para la temperatura de entrada de agua fría se considera una temperatura media para la ciudad de Quito que es 17°C .

3.4.4. CAÍDA DE PRESIÓN.

Debido a los estrechos canales entre placas, la caída de presión a través de un intercambiador de placas es relativamente grande, por lo que es necesario

tener en cuenta la inversión, los costos de operación y mantenimiento del sistema de bombeo a la hora de comparar con otros tipos. La bomba a ser utilizada y que esta instalada en el Laboratorio de Transferencia de Calor permite abastecer las caídas de presión. En intercambiadores de Calor de placas es aceptable una caída de presión máxima sea para fluido frío o caliente de hasta 35000 Pa^{25} , pero por datos de placa de la bomba a utilizarse se tiene una presión máxima de 30000 Pa y esta se considera para el diseño.

3.5. PARÁMETROS DE DISEÑO.

El intercambiador de calor tiene como objetivo principal ser utilizado en las prácticas de laboratorio, motivo por el cual se tienen las siguientes consideraciones:

- Debe contar con los instrumentos necesarios para la realización de los experimentos y prácticas estudiantiles.
- Distribución de la tubería, accesorios adecuados, y claramente identificados.
- Frecuencia de uso (discontinua).

3.5.1. PARÁMETROS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

3.5.1.1. Parámetros funcionales.

Los parámetros funcionales son valores tomados a conveniencia para el diseño

- Temperatura de entrada del fluido caliente, $T_{h,i} = 70^\circ\text{C}$.
- Temperatura de entrada del fluido frío, $T_{c,i} = 17^\circ\text{C}$ (temperatura media de la red pública de la ciudad de Quito).
- Caudal de fluido caliente $q_h = 8 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3/\text{s]}$, valor máximo.

²⁵ Applied Heat Transfer; Ganapathy, V; Penn Well Publishing Company, Oklahoma; 1982.

- Caudal de fluido frío $q_c = 6.67 \cdot 10^{-5}$ [m³/s], valor máximo que abastece la red del laboratorio de Transferencia de Calor.

3.5.1.2. Parámetros geométricos.

3.5.1.2.1. Placas.

- Material: Tool galvanizado.
- 0,5mm de espesor.

3.5.1.2.2. Empaque.

- Material: Espuma blanda de poliuretano.
- 5 mm de espesor.

3.5.1.2.3. Estructura soporte.

- Material: perfil L 25x25x3 mm., de Acero A36.
- Tratamiento Superficial: Niquelado.

3.6. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.

Para la construcción del intercambiador de calor de placas se tiene dos factores fundamentales: la unión y la forma de las ondulaciones de las placas, dependiendo de estas se puede tener varias situaciones y combinaciones.

En lo que tiene que ver con el sellado entre placas, para las tres alternativas se usa el mismo empaque, esto debido a que este evita que existan fugas y haya una caída de presión. Por este motivo, no se considera el sellado como un factor en las alternativas.

Para el sistema de alimentación de fluido caliente no se considera varias alternativas, ya que se usará el calentador eléctrico (con resistencia de

inmersión para el calentamiento) y su respectiva bomba existentes en el laboratorio de Transferencia de Calor.

Para el sistema de agua fría se tiene un tanque elevado (3 metros de altura) que permite abastecer los requerimientos de presión y caudal.

3.6.1. ALTERNATIVA 1.

Tomando en cuenta el tipo de unión de las placas, se establece que estas sean soldadas y permitirán estanqueidad, logrando trabajar con presiones mas altas. En este caso las ondulaciones de la superficie de las placas serán de tipo horizontales para aumentar la turbulencia.

3.6.2. ALTERNATIVA 2.

Para esta alternativa se toma la unión de las placas por medio de juntas, donde las placas serán totalmente lisas, es decir, no tendrán ninguna corrugación en su superficie de transferencia.

La unión de las placas se la realiza por medio de unas barras con un bastidor o estructura soporte para garantizar la estanqueidad, su facilidad para aumentar placas es beneficiosa.

3.6.3. ALTERNATIVA 3.

En la alternativa 3, las placas en el intercambiador de calor serán semisoldadas de esta manera las partes soldadas permiten una mayor presión en su interior mientras que las partes de juntas permitirían facilidad de desmontaje, mantenimiento y limpieza.

Las placas en este caso vez tendrán ondulaciones tipo V en la superficie

3.6.4. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA.

En busca de cual es la alternativa más factible se realiza un cuadro comparativo con los diferentes factores que influyen directamente sobre la

elección. Se efectúa una ponderación en la tabla No. 3.1 con los valores existentes para cada una de las alternativas.

Tabla 3.1 Ponderación de alternativas

Condiciones	Alternativas				Ponderación		
	1	2	3	Ideal	1	2	3
Montaje y desmontaje	9	9	9	10	90	90	90
Costo producto	6	7	6	8	75	88	75
Costo diseño	5	6	5	6	83	100	83
Mantenimiento	5	9	7	9	56	100	78
Eficiencia	8	7	9	10	80	70	90
Adaptabilidad	4	5	4	6	67	83	67
Seguridad	9	9	9	10	90	90	90
Durabilidad	5	8	6	8	63	100	75
Factibilidad	6	8	7	8	75	100	88
Apariencia	6	6	6	6	100	100	100
Flexibilidad	5	6	5	7	71	86	71
Total	68	80	73	88	849	1007	907

Una vez realizado el análisis de los factores que intervienen en la selección de la alternativa, se concluye que la alternativa No. 2 es la más recomendable de diseñar y construir.

3.7. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA.

Se debe tener varias consideraciones iniciales para el dimensionamiento del intercambiador de calor de placas. Entre estas se tiene:

- La dirección de los flujos se toma en contracorriente, esto por conveniencia del diseño.
- El coeficiente global de Transferencia de Calor es constante a lo largo de todo el intercambiador y se considera que cada fluido esta a la temperatura media de entrada y de salida.
- El intercambiador de calor se establece que trabaja en condiciones estacionarias. Las temperaturas y velocidades de los fluidos son uniformes en todo el canal. El caudal está repartido de manera equitativa entre los distintos canales.
- Las pérdidas de calor al exterior son despreciables. No existe conducción de calor en la dirección del flujo.
- A mayor caudal será necesario un mayor número de placas.
- La diferencia de temperaturas permite determinar la longitud de los canales.
- Las caídas de presión calculadas deben ser menores o iguales que las permitidas.

3.8. CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

3.8.1. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

En el diseño del equipo, es necesario asumir al inicio un coeficiente global U de Transferencia de Calor para continuar con el cálculo de los demás parámetros. Para tener una referencia de los valores de U se usa la tabla No. 2.3 en la condición de establecer un valor para el inicio.

3.8.1.1. Datos Funcionales.

Son datos que se obtienen de las condiciones que presentan los sistemas de alimentación de agua del laboratorio:

- $T_{h,i} = 70^{\circ}\text{C}$, temperatura de entrada del fluido caliente.
- $T_{c,i} = 17^{\circ}\text{C}$, temperatura de entrada del fluido frío.
- $q_h = 8,0 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3/\text{s]}$, caudal del fluido caliente.
- $q_c = 6,67 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3/\text{s]}$, caudal del fluido frío.
- $f f_h = 0,0001 \text{ [m}^2\text{-}^{\circ}\text{K/w]}$, factor de ensuciamiento del agua caliente.
- $f f_c = 0,0001 \text{ [m}^2\text{-}^{\circ}\text{K/w]}$, factor de ensuciamiento del agua fría.

3.8.1.2. Datos Geométricos.

Son datos que se tienen de los elementos que se disponen para la constitución del intercambiador (placa y empaque) y un valor asumido como es el área por placa.

- $A_p = 0,039 \text{ [m}^2\text{]}$, área por placa.
- $t_p = 0,5 \text{ [mm]}$, espesor de la placa.
- $c = 5 \text{ [mm]}$, espesor del empaque.

3.8.1.3. Tabla de las propiedades termo físicas del fluido.

Valores de densidad (ρ), calor específico (C_p), viscosidad (μ) y conductividad térmica (K) para temperaturas entre 0°C y 100°C del agua, ya que, este será el fluido que se usa en el intercambiador de calor (anexo E). Para dichos valores se toma promedios de temperaturas de entrada y salida respectivamente, para los dos fluidos caliente y frío.

3.8.1.4. Procedimiento de Cálculo.

- Paso 1. Asumir un valor adecuado de $U = 1200 \text{ [w/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{K]}$, de la tabla 2.3.
- Paso 2. Asumir, $T_{h,o} = 49^{\circ}\text{C}$.
- Paso 3. Q de la ecuación 2-2:

$$Q = 0,08 * 4186(70 - 49) = 7032,48 \text{ [w]}$$

Paso 4. $T_{c,o}$ de la ecuación 2-2:

$$Q = \dot{m} * C_p(T_{c,o} - T_{c,i}) \rightarrow T_{c,o} = \frac{Q}{\dot{m} * C_p} + T_{c,i}$$

$$T_{c,o} = \frac{7032,48}{0,0667 * 4,179} + 17 = 42,24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Paso 5. ΔT de la ecuación 2-4:

$$\Delta T_m = \Delta T_{ml} = \frac{(70 - 42,24) - (49 - 17)}{\ln\left(\frac{70 - 42,24}{49 - 17}\right)} = 30$$

Paso 6. A de la ecuación 2-6:

$$A = \frac{7032,48}{1200 * 30} = 0,196 \text{ [m}^2\text{]}$$

Paso 7. A_c de la ecuación 2-7, asumiendo $a = 0,0127 \text{ [m]}$

$$A_c = 0,0127(5,08 * 10^{-3}) = 6,45 * 10^{-6} \text{ [m}^2\text{]}$$

Paso 8. N de la ecuación 2-8, asumiendo $A_p = 0,036 \text{ [m}^2\text{]}$

$$N = \frac{0,196}{0,036} = 5$$

Paso 9. n de la ecuación 2-9:

$$n_h = \frac{5+1}{2} = 3$$

$$n_c = \frac{5+1}{2} = 3$$

Paso 10. W de la ecuación 2-15:

$$W_h = \frac{0,08}{3} = 2,48 * 10^{-2} \text{ [kg / s]}$$

$$W_c = \frac{0,0667}{3} = 2,06 * 10^{-2} \text{ [kg / s]}$$

Paso 11. G de la ecuación 2-16:

$$G_h = \frac{2,48 * 10^{-2}}{6,45 * 10^{-4}} = 38,4 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 * \text{s}} \right]$$

$$G_c = \frac{2,06 * 10^{-2}}{6,45 * 10^{-4}} = 32,0 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 * \text{s}} \right]$$

Paso 12. Re de la ecuación 2-18:

$$\text{Re}_h = \frac{38,4 * 0,1016}{4,53 * 10^{-4}} = 8613,62$$

$$\text{Re}_c = \frac{32,0 * 0,1016}{8,55 * 10^{-4}} = 3803,09$$

Paso 13. Pr de la ecuación 2-19, Cp, K y μ del anexo E:

$$\text{Pr}_h = \frac{(4,53 * 10^{-4})(4186)}{0,656} = 2,89$$

$$\text{Pr}_c = \frac{(8,55 * 10^{-4})(4179)}{0,613} = 5,83$$

Paso 14. j_H de la ecuación 2-20, a' y b' de la tabla 2.1:

$$j_{H_h} = 0,178(8613,62)^{-0,24} = 0,0208$$

$$j_{H_c} = 0,178(3803,09)^{-0,24} = 0,0255$$

Paso 15. h de la ecuación 2-14:

$$h_h = \frac{38,4 * 0,0208 * 4186}{(2,89)^{2/3}} = 1642,0 \text{ [w / m}^2 \text{ °K]}$$

$$h_c = \frac{32,00 * 0,0255 * 4179}{(5,83)^{2/3}} = 1053,5 \text{ [w / m}^2 \text{ °K]}$$

Paso 16. U de la ecuación 2-24, f_{f_h} y f_{f_c} de la tabla 2.2, t_p dato geométrico.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1642,0} + \frac{5,08 \cdot 10^{-4}}{110} + \frac{1}{1053,5} + 0,0001 + 0,0001} = 567,5 \text{ [w/m}^2\text{ }^\circ\text{K]}$$

Paso 17. Nueva A de la ecuación 2-6:

$$A = \frac{Q}{U_{16} \cdot \Delta T}$$

Paso 18. Con la nueva A ingresar a paso 7, y se realiza proceso iterativo

hasta que $|U_{16} - U_1| \leq 2\%$

Los valores finales encontrados luego de la iteración son:

- $Q = 7032,48 \text{ [w]}$
- $A = 0,972 \text{ [m}^2\text{]}$
- $h_h = 375,9 \text{ [w/m}^2\text{ }^\circ\text{K]}$
- $h_c = 241,2 \text{ [w/m}^2\text{ }^\circ\text{K]}$
- $A_p = 0,036 \text{ [m}^2\text{]}$
- $T_{c,o} = 42,24 \text{ [}^\circ\text{C]}$
- $N = 27$
- $U = 142,7 \text{ [w/m}^2\text{ }^\circ\text{K]}$

3.8.2. CAÍDA DE PRESIÓN.

Del cálculo del coeficiente global se necesitan varios resultados para la determinación de la caída de presión en los fluidos caliente y frío, a continuación se detallan estos:

- $Re_h = 1206,47$
- $Re_c = 532,68$

- $G_h = 5,38 \text{ [kg/m}^2\text{-s]}$
- $G_c = 4,48 \text{ [kg/m}^2\text{-s]}$

Los valores asumidos por conveniencia son:

- $L = 0,196 \text{ [m]}$, distancia entre diámetros de entrada y salida en la placa.
- $\mu_w/\mu = 1$, por fluidos de trabajo agua-agua

3.8.2.1. Procedimiento de cálculo.

Paso 1. V de la ecuación 2-27:

$$V_h = \frac{5,38}{982} = 0,00548 \text{ [m/s]}$$

$$V_c = \frac{4,48}{997} = 0,00450 \text{ [m/s]}$$

Paso 2. j_f de la ecuación 2-26, a'' y b'' de la tabla 2.4:

$$j_{f_h} = 0,6(1206,47)^{-0,2} = 0,145$$

$$j_{f_c} = 0,6(532,68)^{-0,2} = 0,171$$

Paso 3. Δp de la ecuación 2-25:

$$\Delta p_h = 8 * 0,145 * (1)^{0,14} \frac{0,196}{1,02 * 10^{-3}} * \frac{982 * 0,005478^2}{2} = 3306,85 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_c = 8 * 0,171 * (1)^{0,14} \frac{0,196}{1,02 * 10^{-3}} * \frac{997 * 0,004496^2}{2} = 2658,90 \text{ [Pa]}$$

Se obtienen caídas de presión pequeñas comparadas con los límites permisibles de la bomba 30000 Pa. Esto se comprueba en el siguiente ítem calculando la potencia necesaria.

3.8.3. POTENCIA NECESARIA PARA EL CAUDAL DE FLUIDO CALIENTE.

Para los parámetros de diseño, se determinó que la caída de presión (Δp) es de 3306,85 [Pa], el flujo másico (\dot{m}) es 0,08 [Kg/s] y la densidad (ρ) es 984 [kg/m³].

Usando la ecuación 2-29, se tiene la potencia:

$$P = (3306,85) \frac{0,08}{984} = 0,27 [w]$$

La bomba que se utilizará para el intercambiador de calor es la que se encuentra instalada en el laboratorio de Transferencia de Calor la cual tiene una potencia máxima de 430 [w] y satisface la demanda de potencia para la caída de presión.

3.8.4. ESPÁRRAGOS DE SUJECCIÓN.

El dimensionamiento de las barras sujetadoras se hace para la máxima presión que se puede obtener de la bomba a utilizarse 8500Pa. Esto sobredimensionara las barras, ya que, no se debe trabajar por mucho tiempo en esta presión por precaución del equipo y los sistemas adjuntos al mismo, pero dado el caso que se presente esta situación el problema se soluciona con el sobredimensionamiento del diámetro y número de espárragos.

Los espárragos que se utilizaran serán de material común para estos (acero ISO 8.8) y con un diámetro M6. Esto por conveniencia y facilidad de adquisición; además, se toma como factor de seguridad $n = 3$.

Las propiedades de los espárragos de acero ISO 8.8, M6 son²⁶:

- $S_{ut} = 780$ [Mpa]
- $S_y = 630$ [Mpa]

²⁶ Prontuario de Metales – Tablas para la Industria Metalúrgica

- $E = 207$ [MPa]
- $d = 6$ mm.
- $A_t = 17,9$ mm²

De las propiedades del tool, se tiene:

- $E = 30$ [MPa]
- Número de placas 27.

Usando la ecuación 2-30, se tiene la fuerza:

$$F = 30000 * 1,624 = 48720 \text{ [N]}$$

Donde A es el área total de transferencia determinada anteriormente.

De las ecuaciones 2-31 y 2-32 se obtienen las cargas:

$$K_b = \frac{\pi * 0,06^2 * 207}{4 * 0,13} = 45,02$$

$$K_m = \frac{0,577 * \pi * 30 * 6}{2 * \ln\left(5 \frac{0,577 * 130 + 0,5 * 6}{0,0577 * 130 + 2,5 * 6}\right)} = 112,07$$

Con las cargas se encuentra C en la ecuación 2-33:

$$C = \frac{45,02}{45,02 + 112,07} = 0,287$$

Sp del espárrago se calcula con la ecuación 2-34:

$$Sp = 0,85 * 630 = 536 \text{ [MPa]}$$

Luego se obtiene la carga del perno Fp con la ecuación 2-35:

$$Fp = 17,9 * 536 = 9594,4 \text{ [N]}$$

Se determina la precarga del espárrago Fi, en la ecuación 2-36:

$$F_i = 0,75 * 9594,4 = 7195,8 \text{ [N]}$$

Finalmente se obtiene el número de espárragos de la ecuación 2-37:

$$7195,8 = 17,9 * 780 - \frac{0,287 * 48720 * 3}{2N} \left(\frac{780}{536} + 1 \right)$$

Donde se tiene $N = 5$, pero para mayor sujeción y garantizar un buen sellado se opta por aumentar el número de espárragos a 8.

Dado que ahora $N = 8$, entonces el nuevo factor de seguridad será, usando la ecuación 2-38:

$$n = \frac{(17,9 * 630) - 7195,8}{0,287 * \frac{48720}{8}} = 6$$

El factor de seguridad para protección humana se recomienda 5.

Con esto se tiene que para la sujeción de las placas soporte, placas, empaques y estructura soporte, se utilizan 8 espárragos con las siguientes características:

- M6 (diámetro 6mm)
- Paso 1mm
- Material ISO 8.8 (material mas común para de los espárragos)
- Longitud 185mm, esto se obtuvo con el número de placas y empaques.

Los espárragos pueden ser encontrados en el mercado local.

CAPITULO 4

CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL SISTEMA

4.1. INTRODUCCIÓN.

En la construcción y montaje del intercambiador de calor de placas se consideran los diversos procesos tecnológicos y trabajos realizados para la instalación y puesta a punto del sistema. Entonces, en el presente capítulo, se expresan los procedimientos para llegar a la consecución del proyecto.

4.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS.

4.2.1. OPERACIONES REALIZADAS.

En la construcción del intercambiador de calor intervienen tres partes importantes: placas, estructura soporte (bastidor) y empaque. Además, tiene dos placas exteriores finales (en los extremos) que actúan como tapas de sujeción para las juntas; serán de diferente material, pero su proceso de obtención es el mismo que las placas interiores (ver plano DO-104).

Tabla 4.1 Operaciones realizadas en las placas (Plano DO-101).

Operación	Herramientas usadas
Trazado	Flexómetro, Rayador
Corte	Cizalla
Rectificado	Rectificadora
Perforado agujeros juntas	Fresadora, broca ϕ 1/4pulg
Perforado agujeros fluidos	Taladro, broca ϕ 1/2pulg
Verificado	Flexómetro

Los empaques deben tener un corte adicional (ver figura 2.8) para que puedan enviar el fluido en el sentido requerido.

Tabla 4.2 Operaciones realizadas en el empaque (Plano DO-102).

Operación	Herramientas usadas
Trazado	Flexómetro, Rayador
Corte exterior	Cizalla
Corte interior	Estilete, Molde
Perforado agujeros juntas	Taladro, broca ϕ 1/4pulg
Verificado	Flexómetro

Para evitar grandes diferencias en las dimensiones de los agujeros para las juntas y paso de los fluidos, tanto en placas como en empaque se realiza la perforación del conjunto, es decir, tapas, placas y empaque al mismo tiempo.

Tabla 4.3 Operaciones realizadas en la estructura soporte-bastidor (Plano DO-103).

Operación	Herramientas usadas
Trazado	Flexómetro, Rayador
Corte exterior	Sierra
Soldadura	Soldadora, Electrodo E6011
Perforado agujeros	Taladro, broca ϕ 1/4pulg
Cromado	Equipo para cromar
Verificado	Flexómetro

En el capítulo 3, se determinó que para la sujeción de todo el conjunto (placas, empaques y estructura) se utilizan 8 espárragos de diámetro $\frac{1}{4}$ de pulgada y 185 mm de largo. Estos últimos se proveen en el mercado local.

4.3. SISTEMA DE AGUA CALIENTE.

4.3.1. TANQUE DE AGUA CALIENTE.

Debido a la disponibilidad de un tanque calentador instalado en el laboratorio, se utiliza este. El equipo tiene los siguientes datos de placa:

- Voltaje de alimentación: 120 voltios
- Corriente: 2,8 Amperios.
- Potencia: 3,1 KW.
- Capacidad del tanque: 20 galones.
- Material: Acero
- Recubrimiento: pintura anticorrosiva
- Aislante: fibra de vidrio.

4.3.2. BOMBA ELÉCTRICA

Como se determinó anteriormente la potencia necesaria para el caudal máximo de fluido caliente es 0,27 w y la bomba satisface ese parámetro, entonces los requerimientos de diseño para caudal de fluido caliente ($8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$) son abastecidos con la misma y las caídas de presión (2180,28 Pa) son pequeñas.

La bomba eléctrica usada para el sistema de agua caliente, se puede ver en la figura 4.2, dicha bomba esta instalada con el tanque calentador. Sus características son:

- Marca: DAB

- Potencia de salida: 0,43 [Kw]
- Voltaje: 110 [V]
- Caudal: 0,6 – 2,1 [m³/hr]
- Altura: 25 – 5 [m]
- Presión a 16 m: 30 [kPa]



Figura 4.1 Tanque de calentamiento

4.3.3. TUBERÍA.

4.3.3.1. Tubería utilizada.

En el sistema de agua caliente se usa tubería con las siguientes características:

- Material: tubo CPVC.
- Norma: IRAM 5063 / DIN 8077
- Uso: agua caliente y fría.
- Color: terracota uniforme.
- Diámetro exterior: 21,3 mm. (1/2 pulg.).
- Espesor pared: 3,4 mm.



Figura 4.2 Bomba eléctrica para el sistema de agua caliente

4.3.3.1.1. Ventajas.

La tubería utilizada en el sistema de agua caliente, esta constituida por polipropileno que tiene resistencia a la tracción y al impacto para temperaturas altas y bajas. Se recomienda su uso por:

- Poco peso.
- Alta resistencia al impacto.
- Alta resistencia a temperaturas elevadas.
- Elevada flexibilidad.

- Bajo coeficiente de fricción.
- Resistencia a presiones internas y externas.
- Resistencia a la corrosión.
- Aislante térmico.
- Resistencia a la formación de incrustaciones.
- Aislante acústico.
- Instalación sencilla.
- Elevada vida útil.

Más información sobre esta tubería y sus accesorios se pueden ver en el Anexo C.

4.3.3.2. Operaciones realizadas.

Antes de la instalación de la tubería se deben realizar varios trabajos para que ésta se encuentre en las condiciones óptimas de uso. Ver tabla 4.4.

Tabla 4.4 Operaciones realizadas en la tubería

Operación	Herramientas usadas
Trazado	Flexómetro, Rayador
Corte	Sierra de arco
Roscado	Tarraja ½ pulgada
Verificado	Flexómetro

4.3.4. ACOPLES Y ACCESORIOS

La conjunción de la tubería y los elementos acopladores se puede ver en la figura 4.3, los mismos que están detallados en la tabla 4.5.



Figura 4.3 Tubería, acoples y accesorios, sistema de agua caliente

Tabla 4.5 Acoples y accesorios

Elemento	Cantidad	Diámetro [pulg.]
Válvula de bola, ¼ vuelta	7	½
Válvula de Paso	1	½
Codo	14	½
Tee IPS	5	½
Universal	7	½
Neplo	20	½
Tapón	2	½

4.3.5. ENSAMBLE.

El ensamble final de todos los componentes del sistema de agua caliente se realiza usando teflón.

4.4. SISTEMA DE AGUA FRÍA.

4.4.1. TANQUE ELEVADO.

El tanque que suministra agua al laboratorio se encuentra en la parte posterior y elevado una altura aproximada de 3 metros, con esto es suficiente para el caudal necesario para el diseño ($6,67 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$), además satisface las caídas de presión existentes para el fluido frío (1452,54 Pa). La capacidad del tanque de $1,5 \text{ m}^3$. Por este motivo no se instala una bomba para el suministro de agua fría.

4.4.2. TUBERÍA.

4.4.2.1. Tubería utilizada.

Para el sistema de agua fría se utiliza la tubería con las características:

- Material: tubo PVC.
- Norma: IRAM 5063 / DIN 8077.
- Uso: agua caliente y fría.
- Color: terracota uniforme
- Diámetro exterior: 21,3 mm. (1/2 pulg.)
- Espesor pared: 3,4 mm.

4.4.2.2. Operaciones realizadas.

Para la tubería del sistema de agua fría se realizan las operaciones de la tabla 4.4.

4.4.3. ACOPLER Y ACCESORIOS.

La conjunción de la tubería y los elementos acopladores se puede ver en la figura 4.4, los mismos que están detallados en la tabla 4.5.

4.4.4. ENSAMBLE.

El ensamble final de todos los componentes del sistema de agua caliente se realiza usando teflón.

4.5. SISTEMAS DE MEDICIÓN.

En el intercambiador de calor de placas, se hace necesario realizar medidas de temperatura y caudal. Se usan termómetros para obtener los valores de temperatura y para el caudal se hace una medida con una cubeta graduada y un cronómetro.



Figura 4.4 Tubería, acoples y accesorios, sistema de agua fría

4.5.1. TERMÓMETROS

La instalación de los termómetros se realiza mediante tees con tapones. Existen termómetros tanto a la entrada como a la salida de cada uno de los

sistemas de suministro de agua. El acoplamiento del termómetro a la tubería se puede ver en la figura 4.5.

Los termómetros usados son de vidrio del tipo bulbo. Se utilizan estos por su facilidad de medición y buena velocidad de respuesta. Sus características principales son:

- Marca: Boeco
- Tipo: bulbo de mercurio
- Rango de lectura: - 10 / 110 °C
- Apreciación: 1 °C



Figura 4.5 Termómetro, tapón y tee.

4.5.2. MEDIDA DEL CAUDAL.

Para la medición del caudal se realizan adaptaciones de tubería para facilitar el acceso a la toma de lecturas en los dos sistemas de agua fría y

caliente. La adecuación para el fluido caliente se ve en la figura 4.6. El control del flujo se lo hace con válvulas de bola de $\frac{1}{4}$ de vuelta.



Figura 4.6 Adaptación para medir el caudal del fluido caliente.

4.5.2.1. Cubeta graduada.

En la cubeta graduada se depositara una cierta cantidad de fluido, valor que ayudara a determinar el caudal. Esta tiene las siguientes características:

- Rango de lectura: 0 – 1,75 litros.
- Apreciación: 0,25 litros.

4.5.2.2. Cronómetro.

Es necesario contar con un cronómetro para tomar el tiempo y con el volumen depositado en una cubeta se puede encontrar el caudal, este procedimiento se realiza tanto para el fluido frío como caliente.

El cronómetro tiene las siguientes características:

- Marca: Kasio.
- Tipo: digital
- Rango de lectura: 0 – 99 horas
- Apreciación: 1/100 segundos

4.5.3. MESA SOPORTE.

La mesa soporte donde se asienta el intercambiador de calor no estará sometida a ningún tipo de esfuerzo mecánico (tracción, compresión, corte), ya que, la única carga aplicada a la mesa es el peso del intercambiador de calor (5 kg.) siendo esta muy pequeña comparada con los límites permisibles del material usado para su construcción y los pernos que la sujetan (320 N/mm^2 de resistencia a la tracción y 185 N/mm^2 de límite a la fluencia). En la figura 4.7 se puede observar la mesa con el intercambiador de calor ya montado.



Figura 4.7 Mesa soporte con Intercambiador de calor.

Se utiliza perfil DEXION 140 de acero para toda la estructura de la mesa soporte y para la sujeción se usan pernos de diámetro $\frac{1}{4}$ de pulgada (6 mm.) de acero.

4.6. ANÁLISIS ECONÓMICO.

En el costo del equipo se consideran:

- Tiempo de diseño,
- Materia prima (materiales e implementos usados), y
- Procesos de manufactura con el número de horas – hombre (incluyendo el montaje).

Se presentan cuadros de cada uno de los rubros anteriormente mencionados y de esta forma se obtiene un valor total referencial en dólares americanos de la construcción del intercambiador de calor de placas para laboratorio.

4.6.1. COSTO DE DISEÑO.²⁷

Tabla 4.6 Costo del diseño

No.	Personal	Tiempo de trabajo (hr)	Valor / Hora (dólares)	Total (dólares)
1	Diseñador	50	6	300.00
1	Ayudante	50	4	200.00
Total				500.00

²⁷ Referencia del Colegio de Ingenieros Mecánicos de Pichincha, 6 USD/ hora de diseño

4.6.2. COSTO DE MATERIA PRIMA.

Para la constitución del equipo se utilizan diferentes tipos de materiales, tanto para el intercambiador de calor, como para los sistemas alimentadores de los fluidos caliente y frío.

Tabla 4.7 Materiales e implementos usados

Materiales	Cantidad	Valor Unitario	Subtotal (dólares)
Chapa de Tool galvanizado	1	10.00	10.00
Perfil L 1*1 pulg.(Acero)	1	4.00	4.00
Empaque (Espuma)	1	6.61	6.61
Termómetros	4	6.72	26.88
Soportes termómetros	4	0.50	2.00
Tubería, CPVC ½ pulg.	1	6.00	6.00
Codos, PVC ½ pulg.	14	0.52	7.28
Tee, PVC ½ pulg.	5	0.32	1.60
Universal, PVC ½ pulg.	7	1.32	9.24
Neplo, PVC ½ pulg.	20	0.39	7.80
Union, PVC ½ pulg.	4	0.39	1.56
Termostato	1	150.00	150.00
Bomba 1	1	30.00	30.00
Válvulas de bola	7	1.00	7.00
Perfiles	1	1.00	1.00
Electrodos E6011	2	0.25	0.50
Varios		10.00	10.00
		Total	281.17

4.6.3. COSTO PROCESOS DE FABRICACIÓN.

Los procesos de manufactura son relativamente sencillos, por lo que se considera la mano de obra de un técnico plomero, el cromado fue un procedimiento que se lo hizo en un taller que presta este servicio.

Tabla 4.8 Costo procesos de fabricación

Operación	No. Personal	Tiempo de trabajo (hr)	Valor / Hora (dólares)	Subtotal (dólares)
Cizallado	1	2	2.00	4.00
Perforado	1	2	2.00	4.00
Cromado	1	2	5.00	10.00
Armado	2	8	0.95	15.20
			Total	33.20

4.6.4. COSTO TOTAL DEL EQUIPO.

Para el costo final del intercambiador se consideran todos los valores totales descritos con anterioridad.

Tabla 4.9 Costo total del equipo

Insumo	Total (dólares)
Materiales	281.17
Mano de obra	33.20
Diseño	500.00
Total	814.37

CAPITULO 5

PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1. INTRODUCCIÓN.

Una vez construido el intercambiador de calor de placas se realizan diferentes pruebas en el sistema, en lo que tiene que ver con la temperatura, caudal y caída de presión. Se verifica su funcionamiento interpretando y analizando los resultados teóricos y experimentales, encontrando una correlación entre estos.

5.2. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.

Verificar que las válvulas que cierran el paso de los fluidos a los sistemas de agua caliente y fría estén en posición cerrada (V2 en la línea de agua caliente, V1 y V6 en la línea de agua fría), así como todas las válvulas del sistema.

Encender el sistema de calentamiento de agua del tanque, hasta alcanzar una temperatura aproximada de 75°C, la que debe mantenerse constante durante toda la práctica.

Abrir las válvulas Vh3, Vh4, Vh5, Vh6 y V6 en la línea de agua caliente, así como Vc4, Vc7 en la línea de agua fría, con la finalidad de sacar el aire del sistema.

Con las válvulas V2, Vh3, Vh6 cerradas, y V1, Vh2 abiertas encender la bomba para hacer circular el agua almacenada en el intercambiador de coraza y tubos hacia el tanque, con lo que se consigue calentar toda el agua a la temperatura requerida.

Apagar la bomba y cerrar Vh2.

Verificar la temperatura del tanque.

Con Vc2, Vc5, Vc6 completamente abiertas y Vc4, Vc3, Vc7 cerradas, abrir la válvula Vc1 para hacer circular el agua fría.

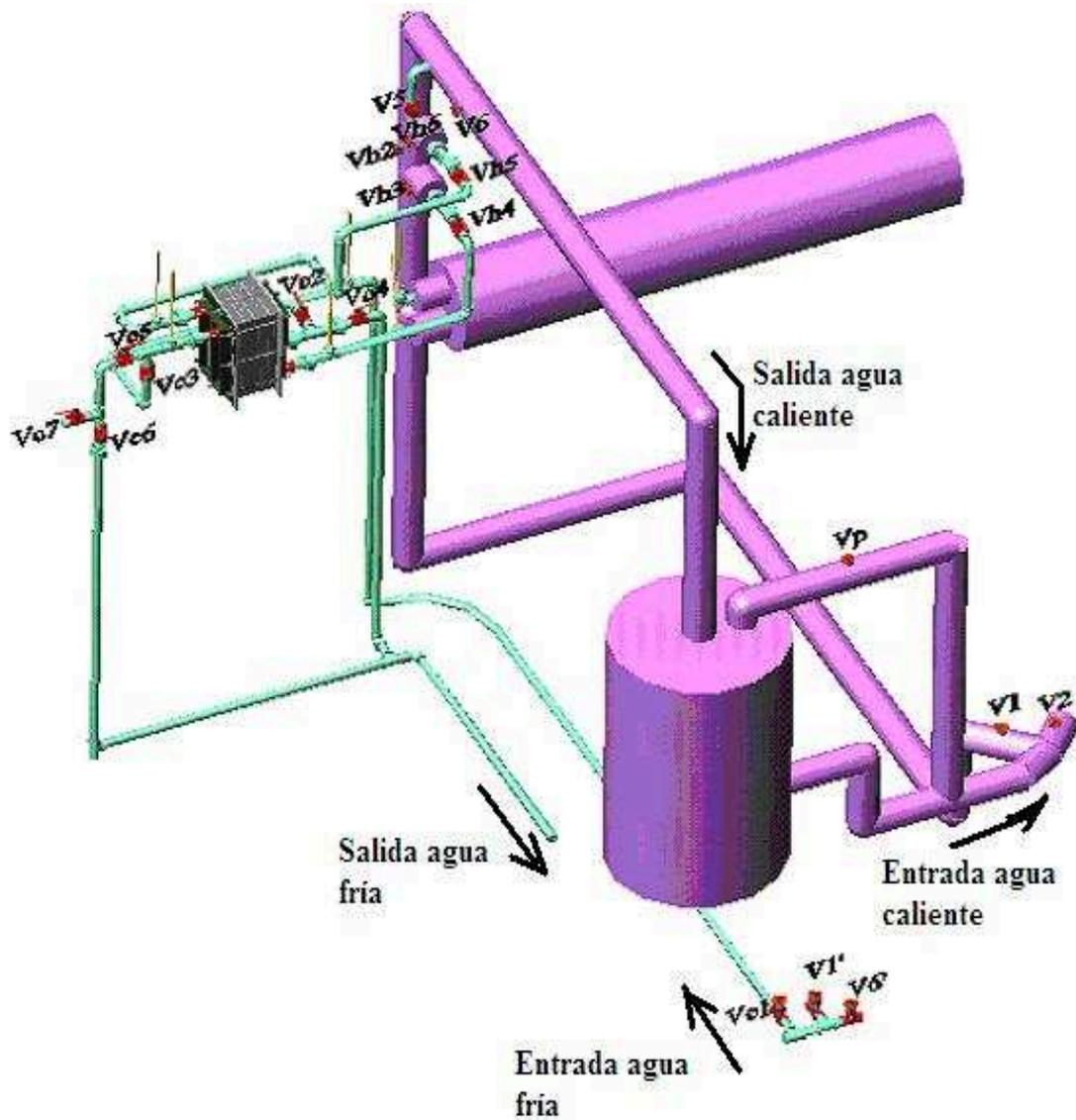


Figura 5.1 Esquema del sistema.

Con Vh3, Vh4, Vh5, Vh6, Vp completamente abiertas y Vh2 cerrada encender la bomba para hacer circular fluido caliente.

Según el requerimiento de caudal de agua caliente o fría, se manipulan las válvulas Vp y Vc1 respectivamente. Se comprueba manualmente el flujo con los aditamentos acoplados para este objetivo (V5 y Vc7).

Este procedimiento consigue que los fluidos estén en contraflujo.

Tomar lecturas de las temperaturas a la entrada y salida tanto del fluido frío como caliente, cada 2 minutos hasta llegar al estado estable.

Cerrar todas las válvulas del sistema de agua fría.

Con Vc3, Vc4 completamente abiertas y Vc2, Vc5 cerradas; abrir Vc1 para hacer circular el agua fría.

Seguir los numerales 9, 11, 12 para este proceso de fluidos en flujo paralelo.

Terminadas todas las pruebas, desconectar la bomba, resistencia eléctrica del tanque, cerrar las válvulas de las líneas de alimentación de agua fría y caliente.

5.3. PROTOCOLO DE PRUEBAS.

El protocolo de pruebas permite tomar medidas de caudal y temperaturas, en los sistemas de fluido frío y caliente. El caudal se mide con una cubeta graduada, tomando el tiempo que necesita llenar un litro de fluido. Mientras que con los termómetros ubicados a las entradas y salidas del equipo se obtienen los valores de temperaturas.

Se realizan 6 pruebas con los parámetros descritos en los numerales siguientes.

5.3.1. MEDIDA DE TEMPERATURAS.

5.3.1.1. Variando el caudal de los fluidos.

En lo que tiene que ver con las medidas de las temperaturas, se realizan pruebas con un caudal constante para el fluido caliente ($q_h = 8.0 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$) y caudales variables para el fluido frío ($q_c = 2.0 / 3.33 / 5.33 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$). Luego se cambia el proceso manteniendo constante el caudal del fluido frío ($q_c = 6.67 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$) y variando el caudal del fluido caliente ($q_h = 8.0 / 6.67 / 3.33 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$).

Tabla 5.1 Pruebas que se realizan.

Prueba	Caudal [$*10^{-5}$, m ³ /s]	
	q _h	q _c
1	8.0	2.0
2	8.0	3.33
3	8.0	5.33
4	8.0	6.67
5	6.67	6.67
6	3.33	6.67

5.3.1.1.1. Prueba 1.

Tabla 5.2 Datos obtenidos en la Prueba 1

Tiempo (min.)	T _{h,i} (°C)	T _{h,o} (°C)	T _{c,i} (°C)	T _{c,o} (°C)
0	74	41	17	30
2	73	44	17	35
4	73	47	17	38
6	72	48	17	42
8	73	50	17	47
10	72	53	17	51
12	71	55	17	54
14	71	58	17	56
16	70	60	17	57
18	70	60	17	57
20	70	60	17	57

TEMPERATURAS VS. TIEMPO

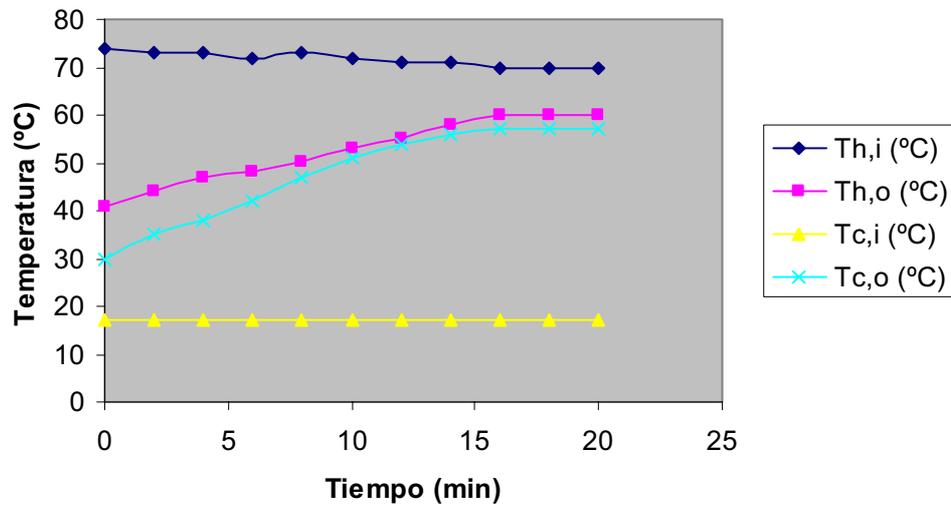


Figura 5.2 Distribución de Temperaturas vs. Tiempo (Prueba 1)

5.3.1.1.2. Prueba 2.

Tabla 5.3 Datos obtenidos en la Prueba 2

Tiempo (min.)	T _{h,i} (°C)	T _{h,o} (°C)	T _{c,i} (°C)	T _{c,o} (°C)
0	74	37	17	29
2	74	40	17	33
4	73	43	17	36
6	73	45	17	39
8	72	48	17	42
10	72	51	17	46
12	71	54	17	50
14	70	55	17	52
16	70	55	17	53
18	70	55	17	53
20	70	55	17	53

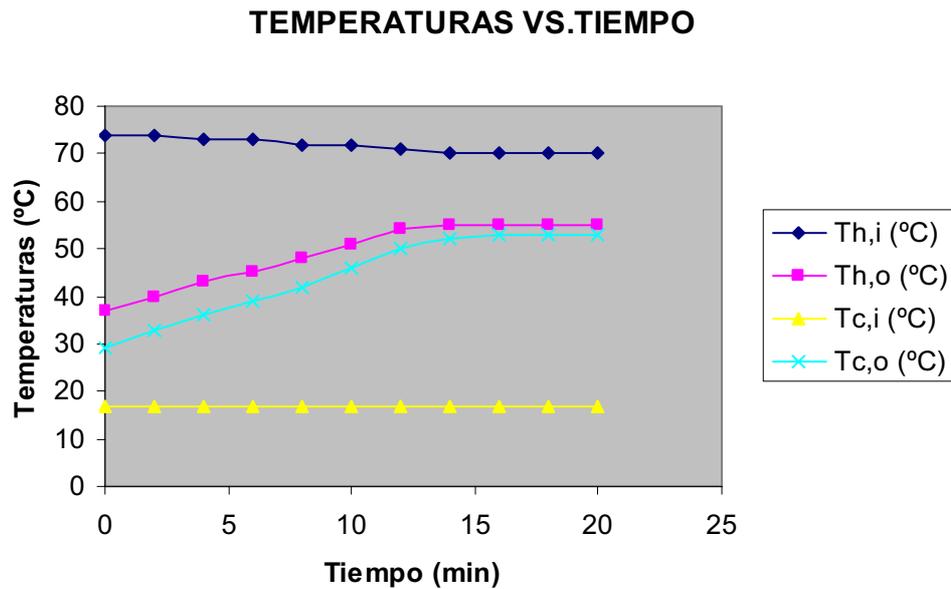


Figura 5.3 Distribución de Temperaturas vs. Tiempo (Prueba 2)

5.3.1.1.3. Prueba 3.

Tabla 5.4 Datos obtenidos en la Prueba 3

Tiempo (min.)	$T_{h,i}$ (°C)	$T_{h,o}$ (°C)	$T_{c,i}$ (°C)	$T_{c,o}$ (°C)
0	73	29	17	25
2	73	31	17	30
4	73	34	17	33
6	73	37	17	36
8	72	41	17	39
10	72	45	17	41
12	70	47	17	44
14	70	49	17	46
16	70	50	17	47
18	70	50	17	47
20	70	50	17	47

TEMPERATURAS VS. TIEMPO

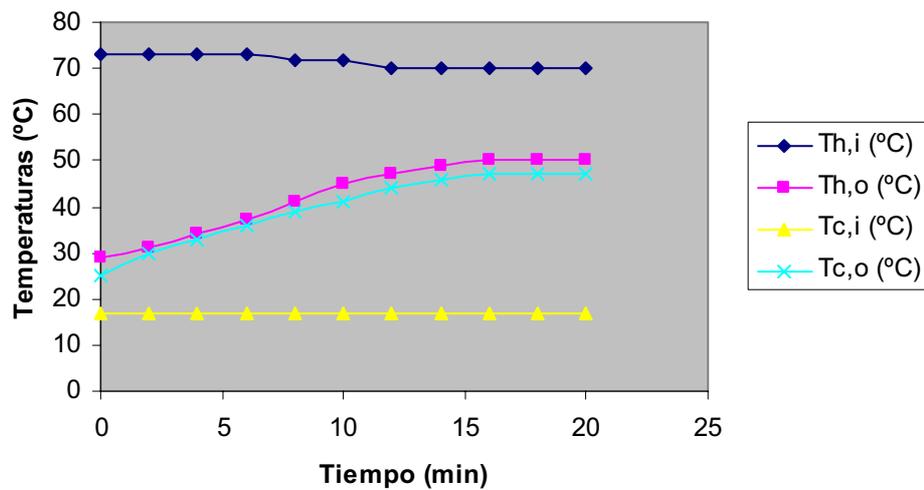


Figura 5.4 Distribución de Temperaturas vs. Tiempo (Prueba 3)

5.3.1.1.4. Prueba 4.

Tabla 5.5 Datos obtenidos en la Prueba 4

Tiempo (min.)	T _{h,i} (°C)	T _{h,o} (°C)	T _{c,i} (°C)	T _{c,o} (°C)
0	74	28	17	25
2	74	30	17	28
4	74	32	17	30
6	73	36	17	32
8	71	36	17	35
10	71	38	17	37
12	71	42	17	40
14	70	45	17	42
16	70	47	17	44
18	70	47	17	44
20	70	47	17	44

TEMPERATURAS VS. TIEMPO

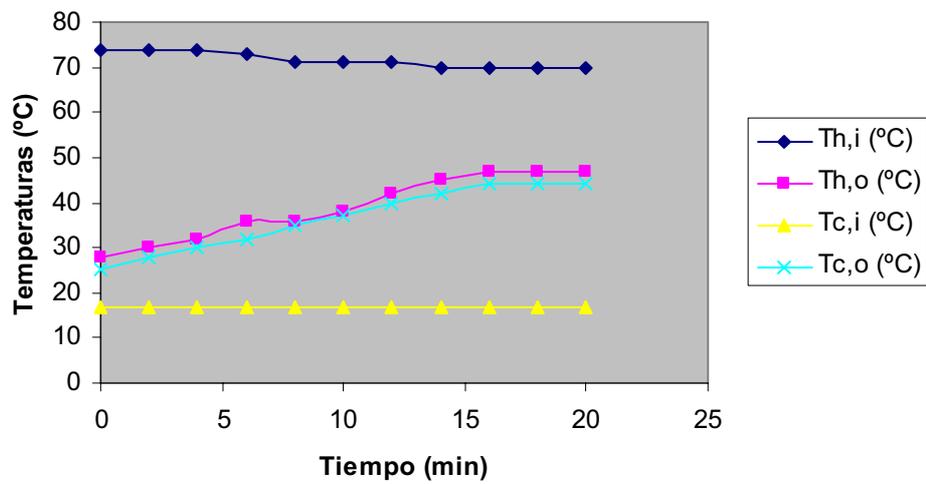


Figura 5.5 Distribución de Temperaturas vs. Tiempo (Prueba 4)

5.3.1.1.5. Prueba 5.

Tabla 5.6 Datos obtenidos en la Prueba 5

Tiempo (min.)	$T_{h,i}$ (°C)	$T_{h,o}$ (°C)	$T_{c,i}$ (°C)	$T_{c,o}$ (°C)
0	72	33	17	23
2	74	34	17	24
4	73	34	17	26
6	73	35	17	28
8	73	37	17	31
10	72	38	17	34
12	70	41	17	37
14	70	44	17	39
16	70	45	17	41
18	70	45	17	41
20	70	45	17	41

TEMPERATURAS VS. TIEMPO

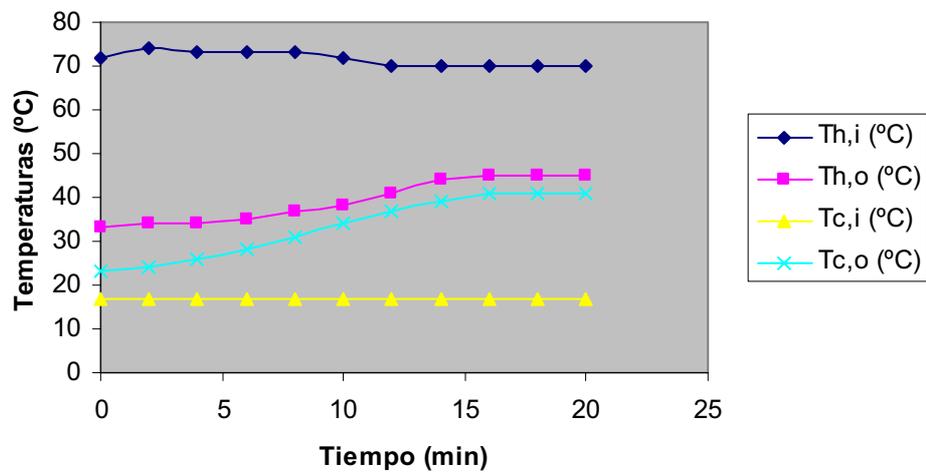


Figura 5.6 Distribución de Temperaturas vs. Tiempo (Prueba 5)

5.3.1.1.6. Prueba 6.

Tabla 5.7 Datos obtenidos en la Prueba 6

Tiempo (min.)	$T_{h,i}$ (°C)	$T_{h,o}$ (°C)	$T_{c,i}$ (°C)	$T_{c,o}$ (°C)
0	70	28	17	24
2	74	29	17	25
4	74	30	17	25
6	73	31	17	26
8	73	32	17	27
10	72	34	17	28
12	71	37	17	29
14	70	39	17	31
16	70	40	17	32
18	70	40	17	32
20	70	40	17	32

TEMPERATURAS VS. TIEMPO

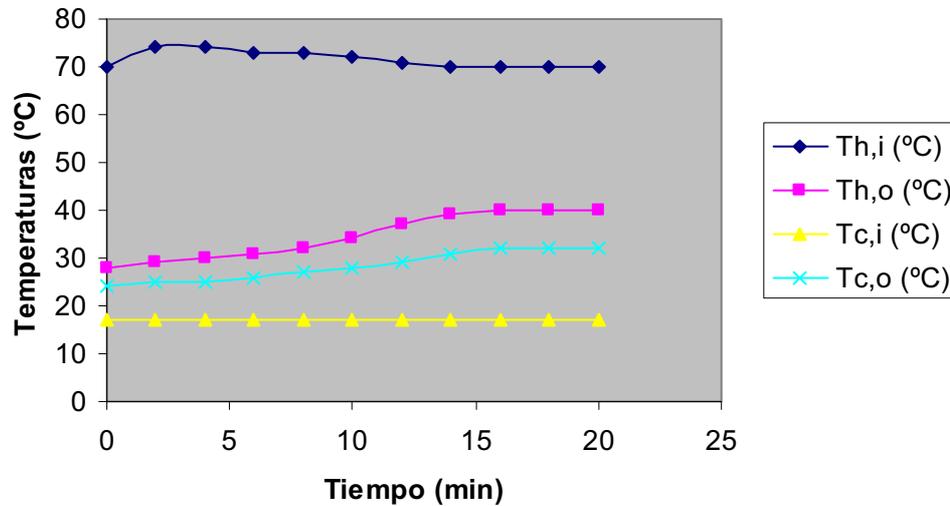


Figura 5.7 Distribución de Temperaturas vs. Tiempo (Prueba 6)

5.4. CÁLCULOS.

5.4.1. DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Con los datos de temperaturas y caudales de las pruebas, se determina el coeficiente global experimental usando la ecuación 2-1:

$$Q = U * A * \Delta T_{ml} \rightarrow U_{\text{exp}} = \frac{Q}{A * \Delta T_{ml}} \quad (5-1)$$

Donde A que es el área de transferencia que fue encontrada en el capítulo 3 $A = 0,972 \text{ m}^2$ y este valor es utilizada en todas las pruebas; Q se determina con la ecuación 2-2.

Para encontrar el coeficiente global teórico, el proceso de cálculo es el mismo que el citado en el capítulo 3, pero en este caso el número de placas ya es conocido $N = 27$ y se inicia el procedimiento de cálculo a partir del paso 9, y no se necesita hacer iteración cuando se ha hallado el coeficiente

global con la ecuación 2-24. Los valores teóricos se comparan con los experimentales encontrados con la ecuación 5-1.

En las diferentes pruebas se tienen comportamientos similares del coeficiente global de Transferencia de Calor, así que los datos presentados en la tabla 5.8 son valores calculados en estado estable.

Tabla 5.8 Coeficiente global experimental y teórico.

Prueba	q_h [$\cdot 10^{-5}$, m ³ /s]	q_c [$\cdot 10^{-5}$, m ³ /s]	U_{exp} [w/m ² °K]	U_{teor} [w/m ² °K]
1	8.0	2.0	137,38	139,1
2	8.0	3.33	197,95	204,8
3	8.0	5.33	248,64	256,3
4	8.0	6.67	283,35	295,8
5	6.67	6.67	251,75	258,3
6	3.33	6.67	144,02	147,5

5.4.2. DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS DE CALOR.

Mediante un balance térmico se determinan las pérdidas en el intercambiador de calor de placas, usando la ecuación 2-2 donde se tiene:

$$q_{cedido} = (\dot{m} * Cp)_h (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (5-2)$$

$$q_{ganado} = (\dot{m} * Cp)_c (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (5-3)$$

$$q_{pérdidas} = q_{cedido} - q_{ganado} \quad (5-4)$$

Los datos obtenidos para cada una de las pruebas se pueden observar en la tabla 5.9, incluyendo un porcentaje de pérdidas.

Tabla 5.9 Pérdidas de calor en las pruebas

Prueba	q_{cedido} [w]	q_{ganado} [w]	$q_{perdido}$ [w]	% pérdidas
1	3348,8	3342,4	6,4	0,19
2	5023,2	5014,80	8,40	0,17
3	6694,4	6689,60	4,80	0,07
4	7698,56	7525,80	172,76	2,2
5	6973,33	6689,60	283,73	4,1
6	4182,00	4178,00	4,00	0,10

5.4.3. DETERMINACIÓN DE LA CAÍDA DE PRESIÓN.

En el capítulo 3, se detalla la manera de determinar la caída de presión, este mismo método sirve para encontrar la caída de presión experimental utilizando la ecuación 2-29. Los valores finales pueden observarse en la tabla 5.10. En intercambiadores de calor la caída de presión puede ser un gran problema, pero en el diseñado en este proyecto se tiene una caída de presión pequeña que se considera aceptable, ya que, la bomba utilizada abastece una presión máxima de 30000 Pa (dato de placa).

Tabla 5.10 Caída de presión experimental en cada prueba

Prueba	Δp_c [Pa]	Δp_h [Pa]
1	2179,55	1202,84
2	2182,71	1255,3
3	2175,83	1397,05
4	2180,28	1452,54
5	1754,96	1450,04
6	1589,92	1448,33

5.5. ANÁLISIS DE RESULTADOS.

5.5.1. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Los datos del coeficiente global teórico y experimental para cada prueba se tabulan para ser analizados en la tabla 5.11, además se grafican para una mejor perspectiva.

Tabla 5.11 Coeficiente global teórico y experimental

Prueba	U_{exp} [$w/m^2 \text{ } ^\circ K$]	U_{teor} [$w/m^2 \text{ } ^\circ K$]	% diferencia
1	137,38	139,1	1,20
2	197,95	204,8	3,34
3	248,64	256,3	3,00
4	283,35	295,8	4,20
5	251,75	258,3	2,54
6	144,02	147,5	2,33

COEFICIENTE GLOBAL

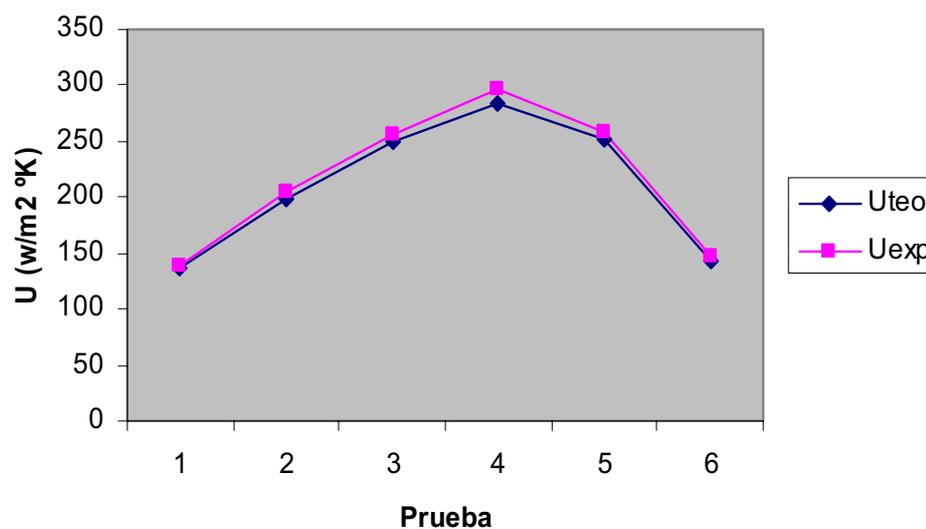


Figura 5.8 Coeficiente global experimental y teórico.

Como se ve en la figura 5.8, los coeficientes globales teórico y experimental tienen un comportamiento similar, aumentando su valor conforme aumenta el caudal y viceversa, llegando a un punto máximo donde se determina el mayor valor del coeficiente global (prueba 4).

En la prueba 4 se utilizan los máximos caudales de fluido frío y caliente, los mismos que se tomaron para el diseño del intercambiador de calor de placas. Además, estas condiciones fueron consideradas para el diseño del intercambiador de calor de placas y se consideran máximas.

5.5.1.1. Fluido caliente.

Para observar cual es el comportamiento del coeficiente global en función del caudal del fluido caliente se muestran los datos en la tabla 5.12.

Tabla 5.12 Coeficiente Global teórico y experimental en función del caudal del fluido caliente.

q_h [$\cdot 10^{-5}$, m ³ /s]	U_{teo} [w/m ² -°K]	U_{exp} [w/m ² -°K]
8.0	283,35	295,8
6.67	251,75	258,3
3.33	144,02	147,5

Se comprueba con la experimentación de las pruebas 4, 5 y 6 donde el caudal del fluido caliente disminuye, que el coeficiente global de Transferencia de Calor también disminuye.

5.5.1.2. Fluido frío.

Los valores del coeficiente global en lo que tiene que ver con el caudal del fluido frío se presentan en la tabla 5.13.

COEFICIENTE GLOBAL VS. CAUDAL

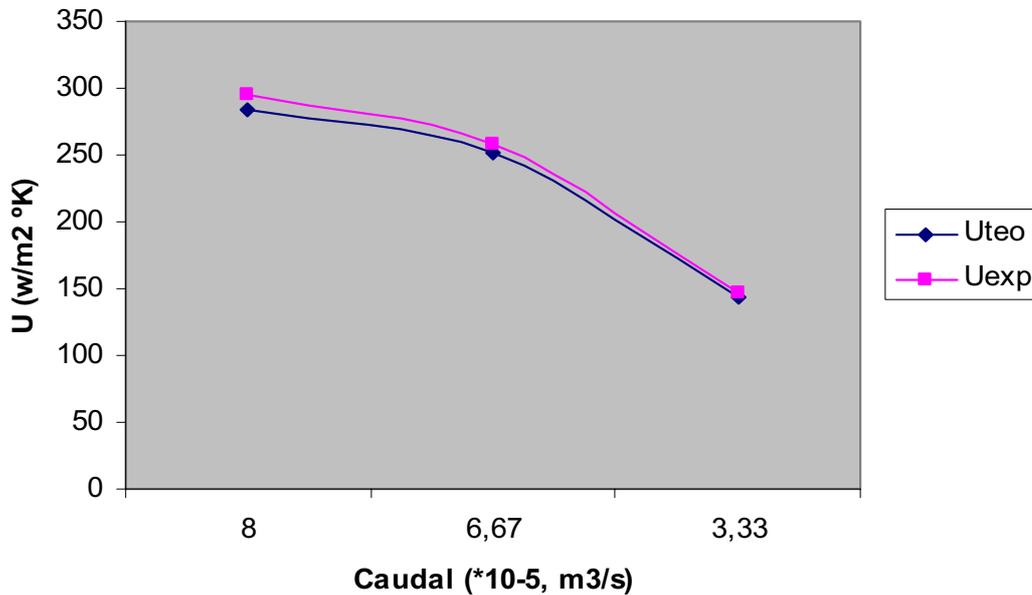


Figura 5.9 Coeficiente Global vs. Caudal del fluido caliente

Se observa que mientras el caudal del fluido frío aumenta el coeficiente global, también aumenta. Teniendo el máximo valor de coeficiente en las condiciones que se tomaron para el diseño del intercambiador.

Tabla 5.13 Coeficiente Global teórico y experimental en función del caudal del fluido frío.

q_c [$\cdot 10^{-5}$, m ³ /s]	U_{teo} [w/m ² ·°K]	U_{exp} [w/m ² ·°K]
2.0	137,38	139,1
3.33	197,95	204,8
5.33	248,64	256,3
6.67	283,35	295,8

El coeficiente global de Transferencia de Calor es directamente proporcional a los caudales del fluido utilizado, por lo tanto mientras aumenta el caudal aumenta el U.

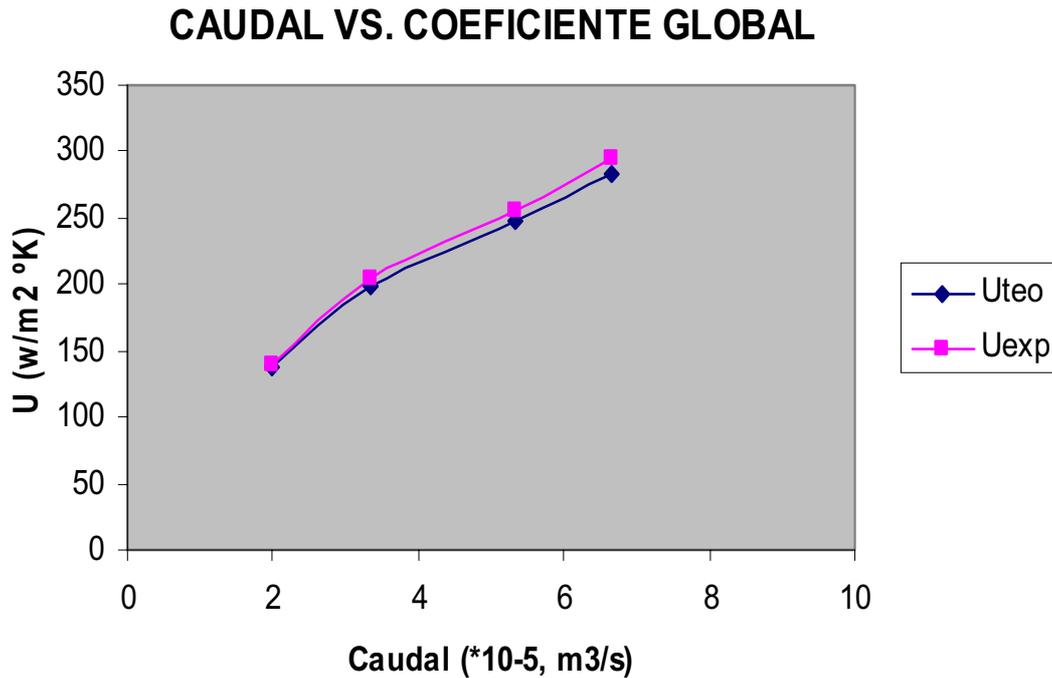


Figura 5.10 Coeficiente Global vs. Caudal del fluido frío

Se observa que existe semejanza entre los valores teóricos y experimentales del coeficiente global, teniendo errores menores (20%)²⁸ que se considera aceptable para este tipo de intercambiadores de calor.

Mientras los valores de coeficiente global experimental se acercan a las condiciones de diseño, su error va disminuyendo en comparación con el teórico.

5.5.2. PÉRDIDAS DE CALOR.

Las pérdidas de calor se determinan con la ecuación 5-3, y con los valores de temperaturas tomados en las diferentes pruebas. Esto se puede observar en la figura 5.11

²⁸ Procesos de Transferencia de Calor; Kern, D; Ed. Continental, México; 1982.

Así con estos resultados se comprueba la aseveración inicial de despreciar este parámetro, donde las pérdidas de calor son menores al 5% que se considera aceptable. Para las condiciones de diseño se tiene una mayor pérdida de calor con 4%, que como se dijo anteriormente es un valor permitido.

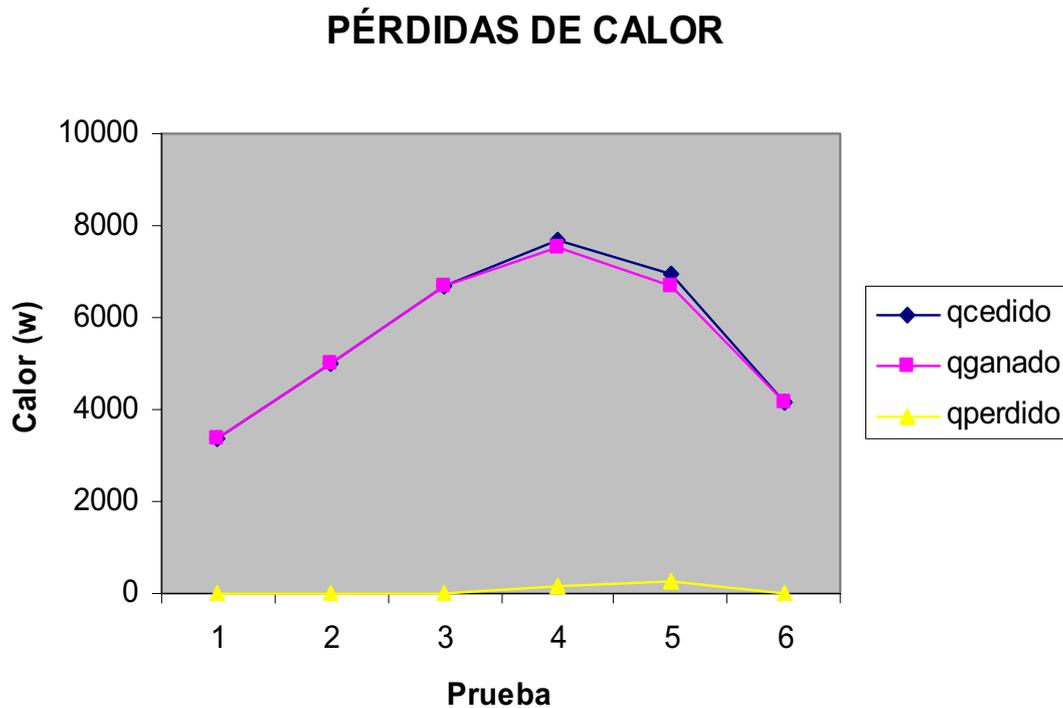


Figura 5.11 Pérdidas de Calor en el Intercambiador.

5.5.3. CAÍDA DE PRESIÓN.

En las pruebas donde el caudal permanece constante la caída de presión debería ser constante, pero al ser calculada sus valores varían ligeramente. Para las pruebas 1, 2, 3, 4, el caudal del fluido caliente es constante y para las pruebas 4, 5, 6 el fluido frío es constante.

En la prueba 4 donde los caudales del fluido frío y caliente son máximos, se determina la mayor caída de presión con un valor de 2180,28 Pa, pero por las características de la bomba utilizada y descrita en el capítulo 4, esta permite soportar una caída de presión de hasta 30000 Pa (dato de placa).

En la figura 5.12 se muestra de mejor manera la caída de presión para los fluidos caliente y frío.

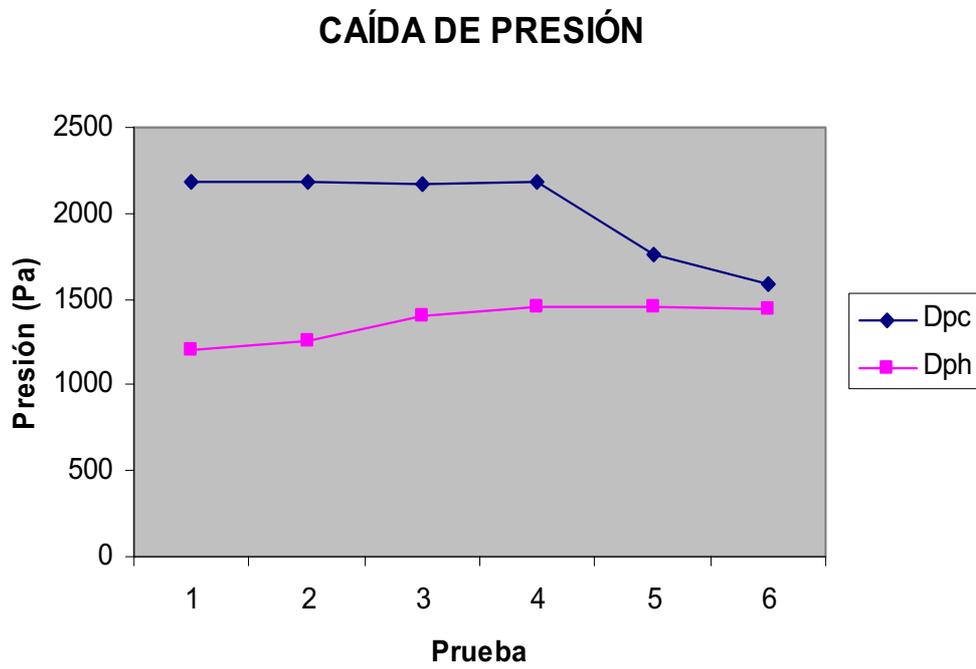


Figura 5.12 Caída de Presión en el Intercambiador.

CAPITULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. CONCLUSIONES.

- Los objetivos planteados al inicio del presente trabajo se han cumplido en su totalidad. Los resultados obtenidos son satisfactorios.
- El disponer en el laboratorio de un intercambiador de calor de placas será de mucha utilidad, ya que, se podrá evaluar el comportamiento de este tipo de equipos.
- El margen de error obtenido entre los resultados teóricos y experimentales del coeficiente global de Transferencia de Calor es bajo (menor a 5%), por lo que se considera que el sistema construido es confiable.
- Las pérdidas de calor son bajas, menores a un 4% que en este tipo de intercambiadores son aceptables.
- En cuanto a las ecuaciones teóricas utilizadas han permitido diseñar un equipo que de acuerdo con los resultados experimentales hace confiable el método.
- Se comprueban que los coeficientes globales de Transferencia de Calor tienden a disminuir conforme disminuyen los flujos máxicos de agua caliente o fría, como era de esperarse.
- La selección del empaque en este tipo de intercambiadores tiene que ser de sumo cuidado, ya que debe evitarse fugas por la dilatación que produce la temperatura de trabajo.
- Al utilizar placas que tengan ondulaciones se espera incrementar más la eficiencia del intercambiador, puesto que

se presume que aumentarían la turbulencia de los fluidos, y por ende el coeficiente global de Transferencia de Calor.

- El material usado para empaque resultó adecuado para la disposición del intercambiador de calor con placas lisas, pero si se utilizan placas onduladas se debería hacer un nuevo estudio debido a que la presión se elevaría y podría no soportar.

6.2. RECOMENDACIONES.

- Revisar cuidadosamente el procedimiento experimental de la guía de prácticas, antes de la utilización y operación.
- Por seguridad comprobar siempre el buen estado de todos los elementos del sistema.
- Al utilizar el equipo se debe evitar exceder los caudales de diseño, que se consideran los máximos para el fluido caliente y frío.
- No sobrepasar la temperatura de calentamiento del agua de 80°C, para evitar posibles problemas del empaque y cambios de fase de la misma.
- Tener especial cuidado con la disposición de las válvulas, previo al funcionamiento del intercambiador para evitar una sobre presión en el interior.
- Se recomienda realizar un procedimiento de prueba con valores de caudal para los fluidos frío y caliente diferentes a los expuestos en este proyecto, pero sin exceder los valores máximos, para así analizar si el comportamiento del coeficiente global es similar.

CAPITULO 7

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ALFA-LAVAL (1971); An introduction to Heat Exchange; Chem. Eng.
2. CHAPMAN, A (1987); Transmisión del Calor; Ediciones Interciencia.
3. FULLER, R. (1982); Los Intercambiadores Térmicos de Placas; Editorial Industrial World.
4. GANAPATHY, V (1982); Applied Heat Transfer; Penn Well Publishing Company; Oklahoma.
5. INCROPERA, F y DEWITT, D (1996); Fundamentos de Transferencia de Calor; Editorial Mc Graw-Hill; México.
6. INEN (1989); Código de Dibujo Técnico; INEN; Ecuador.
7. JIMENEZ, T y MALITASIG, B (2001); Construcción de Sistema para prácticas de Laboratorio en Intercambiador de Calor de coraza y tubos agua/agua; Quito.
8. KAYS, W (1984); Compacts Heat Exchangers; Editorial Mc Graw-Hill; New York.
9. KERN, D (1990); Procesos de Transferencia de Calor; Editorial Continental; México.
10. KREITH, F (1970); Principios de Transferencia de Calor; Editorial Herrera Hnos; México.
11. MARRIOT, J. (1971); Where and How to use Plate Heat Exchangers; Chem. Eng.
12. Prontuario de Metales - Tablas para la Industria Metalúrgica.
13. RAJU y CHAND (1980); Consider the Plate Heat Exchanger; Chem. Eng.

14. SHAH, R (1981); Clasificación of Heat Exchangers; Hemisphere Publishing, Washington.
15. SHIGLEY, D (1990); Diseño de Elementos de Máquinas; Editorial Prentice Hall, New York.
16. STREETER, W (1980); Mecánica de Fluidos; Editorial McGraw Hill, México.
17. WELTY, J (1978); Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería; 1ra Edición, México.
18. WELTY y WICKS y WILSON (1991); Fundamentos de Transferencia de Momento, Calor y Masa; Editorial Limusa, México.
19. HEWITT (1980); Process Heat Transfer, Plate and Frame Heat Exchangers; Editorial Wiley & Sons.

ANEXOS

ANEXO A

RESULTADOS DE PROCESO DE CÁLCULO

CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL U

		$Q [w]$	$T_{c,o} [^{\circ}C]$	ΔT	$A [m^2]$	$A_c [m^2]$	N	DATOS FINALES FLUIDOS		
		7032,48	42,24	30	0,972	6,45E-04	27	FRÍO	CALIENTE	
VALORES ASUMIDOS								n	14	14
$U [w/m^2-^{\circ}K]$	145,2							$W [kg/s]$	2,89E-03	3,47E-03
$T_{b,o} [^{\circ}C]$	49							$G [kg/m^2-s]$	4,48	5,38
$A_p [m^2]$	0,036							Re	532,68	1206,47
DATOS INICIALES								a'	0,2	0,2
$a [m]$	0,0127							b'	-0,25	-0,25
$c [m]$	5,08E-04							Pr	5,83	2,89
$t_p [m]$	5,08E-03							Jb	0,0416	0,0339
$K [w/m-^{\circ}K]$	110							$b [w/m^2-^{\circ}K]$	241,2	375,9
$l_c [m]$	1,02E-03							$U [w/m^2-^{\circ}K]$	142,7	
FLUIDO FRÍO										
$T_{c,i} [^{\circ}C]$	17									
$m_c [kg/s]$	0,0667									
$ff1 [m^2-^{\circ}K/w]$	0,0001									
FLUIDO CALIENTE										
$T_{b,i} [^{\circ}K]$	70									
$m_b [kg/s]$	0,08									
$ff2 [m^2-^{\circ}K/w]$	0,0001									
		$(T_{b,i}+T_{b,o})/2$	$(T_{c,o}+T_{c,i})/2$							
		59,50	29,62							
PROPIEDADES FLUIDO										
$C_p [J/kg-^{\circ}K]$		4186	4179							
$\mu [kg/s-m]$		4,53E-04	8,55E-04							
$K [w/m-^{\circ}K]$		0,6560	0,6130							
$\rho [kg/m^3]$		982	997							

ITERACIÓN		
U	A	U
1200	0,196	567,5
567,5	0,315	361,4
361,4	0,465	268,7
268,7	0,577	219,7
219,7	0,673	191
191,0	0,711	173,2
173,2	0,793	161,7
161,7	0,884	154
154,0	0,903	148,8
148,8	0,956	145,2
145,2	0,972	142,7

A final diseño U final diseño

CALCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN

		DATOS CALCULADOS FLUIDOS		
		CALIENTE	FRÍO	
		$V [m/s]$	0,00548	0,00450
		jf	0,145	0,171
		$\Delta P [N/m^2]$	3306,85	2658,90
DATOS INICIALES				
$(mw / m) = 1$	1			
$L [m]$	0,196			
FLUIDO CALIENTE				
Re	1206,47			
$G [kg/m^2 \cdot s]$	5,38			
$\rho [kg/m^3]$	982			
FLUIDO FRÍO				
Re	532,68			
$G [kg/m^2 \cdot s]$	4,48			
$\rho [kg/m^3]$	997			
CONSTANTES				
a''	0,6			
b''	-0,2			

ANEXO B

RESULTADOS DE PRUEBAS

PRUEBA 1

CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL U

		$Q_{cedido} [w]$	$Q_{ganado} [w]$	$Q_{perdido} [w]$	ΔT	$U_{exp} [w/m^2 \cdot K]$	$A_c [m^2]$	DATOS FINALES FLUIDOS		
		3348,8	3342,4	6,4	25	137,38	6,35E-04	FRÍO	CALIENTE	
DATOS INICIALES								n	14	14
$A [m^2]$	0,972							$W [kg/s]$	1,82E-03	7,27E-03
$A_p [m^2]$	0,036							$G [kg/m^2 \cdot s]$	2,86	11,45
N	27							Re	372,34	2528,28
$a [m]$	0,0127							a'	0,2	0,2
$c [m]$	5,08E-04							b'	-0,25	-0,25
$tp [m]$	5,08E-03							Pr	5,18	2,89
$K [w/m \cdot K]$	110							Jb	0,0455	0,0282
$lc [m]$	1,02E-03							$b [w/m^2 \cdot K]$	182,2	665,1
FLUIDO FRÍO								$U_{teor} [w/m^2 \cdot K]$	139,1	
$T_{c,i} [^{\circ}C]$	17							% diferencia		1,20
$T_{c,o} [^{\circ}C]$	43									
$mc [kg/s]$	0,02									
$ff1 [m^2 \cdot K/w]$	0,0001									
FLUIDO CALIENTE										
$T_{b,i} [^{\circ}K]$	57									
$T_{b,o} [^{\circ}C]$	70									
$mb [kg/s]$	0,08									
$ff2 [m^2 \cdot K/w]$	0,0001									
				$(T_{b,i} + T_{b,o})/2$	$(T_{c,o} + T_{c,i})/2$					
				63,50	30,00					
PROPIEDADES FLUIDO										
$C_p [J/kg \cdot K]$				4186	4178					
$\mu [kg/s \cdot m]$				4,53E-04	7,69E-04					
$K [w/m \cdot K]$				6,56E-01	6,20E-01					
$\rho [kg/m^3]$				982	995					

PRUEBA 2

CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL U

		$Q_{cediso} [w]$	$Q_{ganado} [w]$	$Q_{perdido} [w]$	ΔT	$U_{exp} [w/m^2 \cdot ^\circ K]$	$A_c [m^2]$	DATOS FINALES FLUIDOS		
		5023,2	5014,80	8,40	26	197,95	6,35E-04	FRÍO	CALIENTE	
DATOS INICIALES								n	14	14
$A [m^2]$	0,972							$W [kg/s]$	3,70E-03	8,89E-03
$A_p [m^2]$	0,036							$G [kg/m^2 \cdot s]$	5,8	14,0
N	27							Re	682,18	3090,12
$a [m]$	0,0127							a'	0,2	0,2
$c [m]$	5,08E-04							b'	-0,25	-0,25
$tp [m]$	5,08E-03							Pr	5,83	2,89
$K [w/m \cdot ^\circ K]$	110							Jb	0,0391	0,0268
$lc [m]$	1,02E-03							$b [w/m^2 \cdot ^\circ K]$	295,0	773,3
FLUIDO FRÍO								$U_{teor} [w/m^2 \cdot ^\circ K]$	204,8	
$T_{c,i} [^\circ C]$	17							% diferencia		3,34
$T_{c,o} [^\circ C]$	36									
$mc [kg/s]$	0,03									
$ff1 [m^2 \cdot ^\circ K/w]$	0,0001									
FLUIDO CALIENTE										
$T_{h,i} [^\circ K]$	52									
$T_{h,o} [^\circ C]$	70									
$mb [kg/s]$	0,08									
$ff2 [m^2 \cdot ^\circ K/w]$	0,0001									
			$(T_{h,i} + T_{h,o})/2$	$(T_{c,o} + T_{c,i})/2$						
			61	26,5						
PROPIEDADES FLUIDO										
$C_p [J/kg \cdot ^\circ K]$			4186	4179						
$\mu [kg/s \cdot m]$			4,53E-04	8,55E-04						
$K [w/m \cdot ^\circ K]$			0,656	0,613						
$\rho [kg/m^3]$			982	997						

PRUEBA 3

CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL U

$Q_{cediso} [w]$	$Q_{ganado} [w]$	$Q_{perdido} [w]$	ΔT	$U_{exp} [w/m^2-^{\circ}K]$	$A_c [m^2]$
6694,4	6689,60	4,80	28	248,64	6,35E-04

DATOS INICIALES	
$A [m^2]$	0,972
$A_p [m^2]$	0,036
N	27
$a [m]$	0,0127
$c [m]$	5,08E-04
$tp [m]$	5,08E-03
$K [w/m \text{ }^{\circ}K]$	110
$lc [m]$	1,02E-03
FLUIDO FRÍO	
$T_{c,i} [^{\circ}C]$	17
$T_{c,o} [^{\circ}C]$	28
$mc [kg/s]$	0,05
$ff1 [m^2-^{\circ}K/w]$	0,0001
FLUIDO CALIENTE	
$T_{h,i} [^{\circ}K]$	48
$T_{h,o} [^{\circ}C]$	70
$mb [kg/s]$	0,08
$ff2 [m^2-^{\circ}K/w]$	0,0001

$(T_{h,i}+T_{h,o})/2$	$(T_{c,o}+T_{c,i})/2$
59	22,5

PROPIEDADES FLUIDO		
$C_p [J/kg \text{ }^{\circ}K]$	4184	4181
$\mu [kg/s\text{-}m]$	4,89E-04	9,59E-04
$K [w/m \text{ }^{\circ}K]$	0,650	0,606
$\rho [kg/m^3]$	984	998

DATOS FINALES FLUIDOS

	FRÍO	CALIENTE
n	14	14
$W [kg/s]$	6,27E-03	9,41E-03
$G [kg/m^2\text{-}s]$	9,9	14,8
Re	1030,36	3031,02
a'	0,2	0,2
b'	-0,25	-0,25
Pr	6,62	3,15
J_b	0,0353	0,0270
$b [w/m^2-^{\circ}K]$	414,1	777,7
$U_{teor} [w/m^2-^{\circ}K]$	256,3	

% diferencia	3,00
--------------	------

PRUEBA 4

CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL U

		$Q_{cedido} [w]$	$Q_{ganado} [w]$	$Q_{perdido} [w]$	ΔT	$U [w/m^2 \cdot ^\circ K]$	$A_c [m^2]$	DATOS FINALES FLUIDOS		
		7698,56	7525,80	172,76	28	283,35	6,35E-04	FRÍO	CALIENTE	
DATOS INICIALES								n	14	14
$A [m^2]$	0,972							$W [kg/s]$	8,33E-03	1,00E-02
$Ap [m^2]$	0,036							$G [kg/m^2 \cdot s]$	13,1	15,7
N	27							Re	1368,44	3220,46
$a [m]$	0,0127							a'	0,2	0,2
$c [m]$	5,08E-04							b'	-0,25	-0,25
$tp [m]$	5,08E-03							Pr	6,62	3,15
$K [w/m \cdot ^\circ K]$	110							Jb	0,0329	0,0265
$lc [m]$	1,02E-03							$b [w/m^2 \cdot ^\circ K]$	512,3	813,9
FLUIDO FRÍO								$U_{teor} [w/m^2 \cdot ^\circ K]$	295,8	
$T_{c,i} [^\circ C]$	17							% diferencia		4,20
$T_{c,o} [^\circ C]$	25									
$mc [kg/s]$	0,0667									
$ff1 [m^2 \cdot ^\circ K/w]$	0,0001									
FLUIDO CALIENTE										
$T_{h,i} [^\circ K]$	45									
$T_{h,o} [^\circ C]$	70									
$mh [kg/s]$	0,08									
$ff2 [m^2 \cdot ^\circ K/w]$	0,0001									
				$(T_{h,i} + T_{h,o})/2$	$(T_{c,o} + T_{c,i})/2$					
				57,50	21,00					
PROPIEDADES FLUIDO										
$C_p [J/kg \cdot ^\circ K]$		4184	4181							
$\mu [kg/s \cdot m]$		4,89E-04	9,59E-04							
$K [w/m \cdot ^\circ K]$		0,650	0,606							
$\rho [kg/m^3]$		984	998							

PRUEBA 5

CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL U

		$Q_{cediso} [w]$	$Q_{ganado} [w]$	$Q_{perdido} [w]$	ΔT	$U_{exp} [w/m^2-^{\circ}K]$	$Ac [m^2]$	DATOS FINALES FLUIDOS			
		6973,33	6689,60	283,73	28	251,75	6,35E-04	FRÍO	CALIENTE		
DATOS INICIALES								n	14	14	
$A [m^2]$	0,972							$W [kg/s]$	0,0074	0,0074	
$Ap [m^2]$	0,036							$G [kg/m^2-s]$	11,7	11,7	
N	27							Re	1216,39	2385,52	
$a [m]$	0,0127							a'	0,2	0,2	
$c [m]$	5,08E-04							b'	-0,25	-0,25	
$tp [m]$	5,08E-03							Pr	6,62	3,15	
$K [w/m^{\circ}K]$	110							Jb	0,0339	0,0286	
$lc [m]$	1,02E-03							$b [w/m^2-^{\circ}K]$	469,0	649,9	
FLUIDO FRÍO								$U_{teor} [w/m^2-^{\circ}K]$	258,3		
$T_{c,i} [^{\circ}C]$	17							<table border="1"> <tr> <td>% diferencia</td> <td>2,54</td> </tr> </table>		% diferencia	2,54
% diferencia	2,54										
$T_{c,o} [^{\circ}C]$	30										
$mc [kg/s]$	0,0667										
$ff1 [m^2-^{\circ}K/w]$	0,0001										
FLUIDO CALIENTE											
$T_{h,i} [^{\circ}K]$	42										
$T_{h,o} [^{\circ}C]$	70										
$mb [kg/s]$	0,0667										
$ff2 [m^2-^{\circ}K/w]$	0,0001										
			$(T_{h,i}+T_{h,o})/2$	$(T_{c,o}+T_{c,i})/2$							
			56,00	23,50							
PROPIEDADES FLUIDO											
$Cp [J/kg^{\circ}K]$			4184	4181							
$\mu [kg/s-m]$			4,89E-04	9,59E-04							
$K [w/m^{\circ}K]$			0,650	0,606							
$\rho [kg/m^3]$			984	998							

PRUEBA 6

CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL U

		$Q_{cedido} [w]$	$Q_{ganado} [w]$	$Q_{perdido} [w]$	ΔT	$U_{exp} [w/m^2 \cdot ^\circ K]$	$A_c [m^2]$	DATOS FINALES FLUIDOS			
		4182,00	4178,00	4,00	30	144,02	6,35E-04	FRÍO	CALIENTE		
DATOS INICIALES								n	14	14	
$A [m^2]$	0,972							$W [kg/s]$	0,0013	0,0006	
$A_p [m^2]$	0,036							$G [kg/m^2 \cdot s]$	200,5	100,3	
N	27							Re	2,65E-10	1,93E-10	
$a [m]$	0,0127							a'	0,2	0,2	
$c [m]$	5,08E-04							b'	-0,25	-0,25	
$tp [m]$	5,08E-03							Pr	5182,07	3423,40	
$K [w/m \cdot ^\circ K]$	110							Jb	49,57	53,66	
$lc [m]$	1,02E-03							$b [w/m^2 \cdot ^\circ K]$	138,8	99,0	
FLUIDO FRÍO								$U_{teor} [w/m^2 \cdot ^\circ K]$	57,1		
$T_{c,i} [^\circ C]$	17							<table border="1"> <tr> <td>% diferencia</td> <td>2,33</td> </tr> </table>		% diferencia	2,33
% diferencia	2,33										
$T_{c,o} [^\circ C]$	45										
$mc [kg/s]$	0,0667										
$ff1 [m^2 \cdot ^\circ K/w]$	0,0001										
FLUIDO CALIENTE											
$T_{b,i} [^\circ K]$	36										
$T_{b,o} [^\circ C]$	70										
$mb [kg/s]$	0,033										
$ff2 [m^2 \cdot ^\circ K/w]$	0,0001										
				$(T_{b,i} + T_{b,o})/2$	$(T_{c,o} + T_{c,i})/2$						
				53,00	31,00						
PROPIEDADES FLUIDO											
$C_p [J/kg \cdot ^\circ K]$		4182	4178								
$\mu [kg/s \cdot m]$		5,28E-04	7,69E-04								
$K [w/m \cdot ^\circ K]$		0,645	0,620								
$\rho [kg/m^3]$		987	995								

PRUEBA 1

CALCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN

<i>DATOS INICIALES</i>	
$(mv / m) = 1$	1
$L [m]$	0,196
<i>FLUIDO CALIENTE</i>	
Re	2528,28
$G [kg/m^2 \cdot s]$	11,45
$\rho [kg/m^3]$	982
<i>FLUIDO FRÍO</i>	
Re	372,34
$G [kg/m^2 \cdot s]$	2,86
$\rho [kg/m^3]$	995
<i>CONSTANTES</i>	
a''	0,6
b''	-0,2

	<i>DATOS CALCULADOS FLUIDOS</i>	
	<i>CALIENTE</i>	<i>FRÍO</i>
$V [m/s]$	0,012	0,015
jf	0,13	0,18
$\Delta P [N/m^2]$	2179,55	1202,84

PRUEBA 2

CALCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN

		DATOS CALCULADOS FLUIDOS		
		CALIENTE	FRÍO	
DATOS INICIALES		$V [m/s]$	0,014	0,004
$(mv / m) = 1$		jf	0,12	0,16
$L [m]$		$\Delta P [N/m^2]$	2182,71	1255,3
FLUIDO CALIENTE				
Re	3090,12			
$G [kg/m^2 \cdot s]$	14,00			
$\rho [kg/m^3]$	982			
FLUIDO FRÍO				
Re	682,18			
$G [kg/m^2 \cdot s]$	5,83			
$\rho [kg/m^3]$	997			
CONSTANTES				
a''	0,6			
b''	-0,2			

PRUEBA 3

CALCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN

		DATOS CALCULADOS FLUIDOS		
		CALIENTE	FRÍO	
DATOS INICIALES		$V [m/s]$	0,015	0,006
$(mv / m) = 1$		jf	0,121	0,150
$L [m]$		$\Delta P [N/m^2]$	2175,83	1397,05
FLUIDO CALIENTE				
Re	3031,02			
$G [kg/m^2 \cdot s]$	14,82			
$\rho [kg/m^3]$	984			
FLUIDO FRÍO				
Re	1030,36			
$G [kg/m^2 \cdot s]$	9,88			
$\rho [kg/m^3]$	998			
CONSTANTES				
a''	0,6			
b''	-0,2			

PRUEBA 4

CALCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN

		DATOS CALCULADOS FLUIDOS		
		CALIENTE	FRÍO	
DATOS INICIALES		$V [m/s]$	0,016	0,013
$(mv / m) = 1$		jf	0,12	0,14
$L [m]$		$\Delta P [N/m^2]$	2180,28	1452,54
FLUIDO CALIENTE				
Re	3220,46			
$G [kg/m^2 \cdot s]$	15,75			
$\rho [kg/m^3]$	984			
FLUIDO FRÍO				
Re	1368,44			
$G [kg/m^2 \cdot s]$	13,12			
$\rho [kg/m^3]$	998			
CONSTANTES				
a''	0,6			
b''	-0,2			

PRUEBA 5

CALCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN

		DATOS CALCULADOS FLUIDOS		
		CALIENTE	FRÍO	
DATOS INICIALES		$V [m/s]$	0,012	0,012
		jf	0,127	0,145
		$\Delta P [N/m^2]$	1754,96	1450,04
$(mv / m) = 1$	1			
$L [m]$	0,196			
FLUIDO CALIENTE				
Re	2385,52			
$G [kg/m^2 \cdot s]$	11,67			
$\rho [kg/m^3]$	984			
FLUIDO FRÍO				
Re	1216,39			
$G [kg/m^2 \cdot s]$	11,67			
$\rho [kg/m^3]$	998			
CONSTANTES				
a''	0,6			
b''	-0,2			

PRUEBA 6

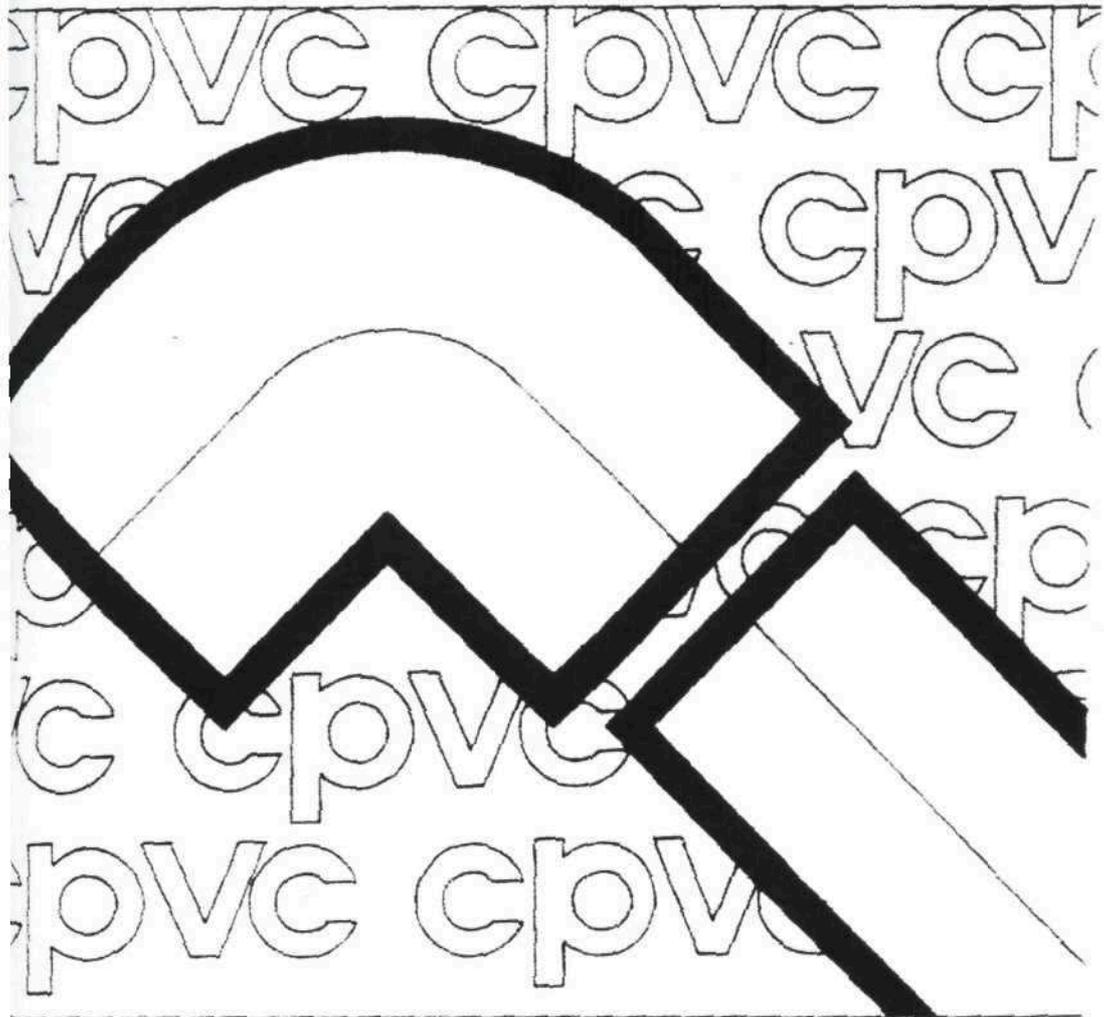
CALCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN

		DATOS CALCULADOS FLUIDOS		
		CALIENTE	FRÍO	
DATOS INICIALES		$V [m/s]$	0,004	0,007
$(mv / m) = 1$		jf	0,163	0,153
$L [m]$		$\Delta P [N/m^2]$	1589,92	1448,33
FLUIDO CALIENTE				
Re			685,65	
$G [kg/m^2 \cdot s]$			3,62	
$\rho [kg/m^3]$			987	
FLUIDO FRÍO				
Re			941,54	
$G [kg/m^2 \cdot s]$			7,24	
$\rho [kg/m^3]$			995	
CONSTANTES				
a''			0,6	
b''			-0,2	

ANEXO C

**ESPECIFICACIONES DE LA TUBERÍA Y ACCESORIOS DE
PVC**

CPVC



**tubería y accesorios de cpvc
para agua caliente**

Introducción

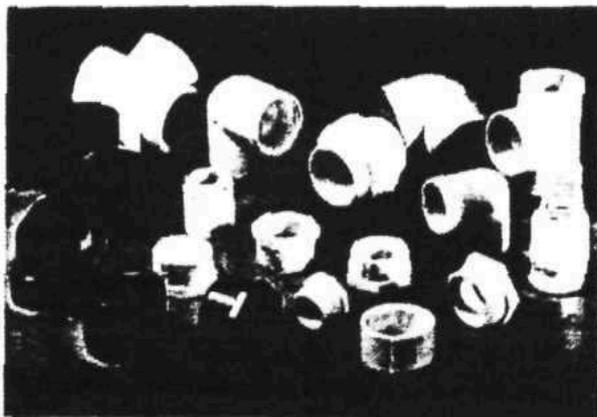
TUBERIA DE PVC PRESION - UNION ROSCABLE

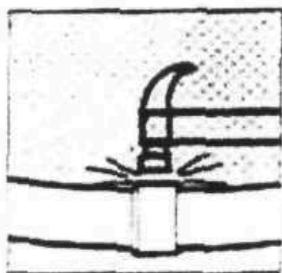
PLASTIGAMA S.A. es la primera empresa en el país que, aplicando una avanzada tecnología en la fabricación de tuberías de PVC unión roscable para presión ha posibilitado el uso de este material en la mayoría de las instalaciones de agua fría en edificios para su uso residencial, comercial, industrial y hospitalario.

Este catálogo presenta toda la línea de tuberías y accesorios de PVC presión roscable, cuya fabricación y control de calidad se rige por especificaciones de normas internacionales reconocidas por el INEN.

VENTAJAS DE LOS TUBOS DE PVC PRESION - UNION ROSCABLE 'PLASTIGAMA'

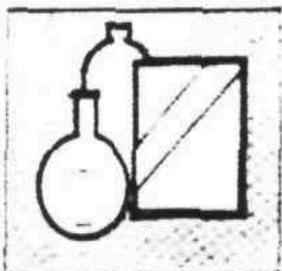
- Pared gruesa
- Alta resistencia a la presión hidrostática
- Bajo módulo de elasticidad y alta resistencia al golpe de ariete
- Alta flexibilidad
- Su resistencia química impide la corrosión y formación de depósitos o incrustaciones en las paredes interiores
- Durabilidad garantizada
- No sufre reacción electroitica
- Livianos
- Fáciles de cortar
- Fáciles de instalar
- Línea completa de accesorios





RESISTENCIA AL IMPACTO

Las tuberías de CPVC son muy resistentes al impacto y tienen capacidad para soportar maltrato físico o golpes, sin romperse, dañarse o aplastarse.



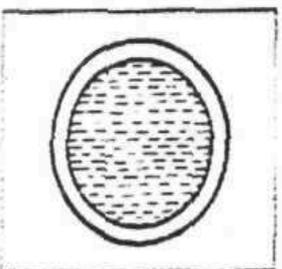
RESISTENCIA A LA CORROSION QUIMICA

Las tuberías de CPVC son inmunes a la corrosión química producida por sustancias que normalmente se encuentran en los sistemas de agua. La inercia al ataque de la mayoría de ácidos y álcalis y en general su resistencia química las hace ideales para transportar líquidos corrosivos, asegurando su utilización en la industria de sustancias químicas y en la conducción de cualquier tipo de agua, aunque no sea potable.



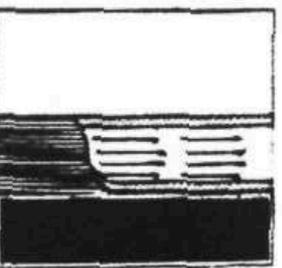
RESISTENCIA A LA FORMACION DE INCRUSTACIONES.

Las tuberías de CPVC no admiten la formación de incrustaciones, aun después de muchos años de utilización, el interior de las paredes de la tubería se mantiene en excelentes condiciones para la circulación del líquido.



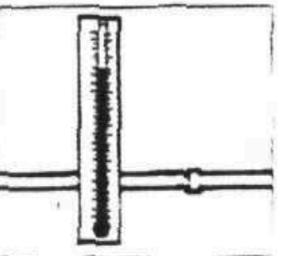
RESISTENCIA A LA CORROSION ELECTROLITICA O GALVANICA.

Las tuberías de CPVC son inmunes a la corrosión electrolítica o galvánica. No son afectadas por aguas salinas o suelos salinosos y por tanto, pueden instalarse en cualquier tipo de suelo y prácticamente en cualquier región.



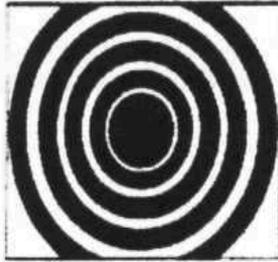
BAJO COEFICIENTE DE FRICCION

Por el acabado de la superficie interna de las tuberías de CPVC, su coeficiente de fricción es sustancialmente menor que el de cualquier otro tipo de tubería usado para conducir fluidos a altas temperaturas y se mantiene así aun después de largos periodos.



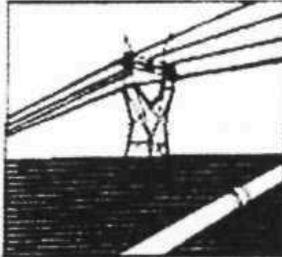
AISLANTE TERMICO

Las tuberías de CPVC constituyen un magnífico aislante térmico y reducen la transferencia de calor y el sudado de su superficie, producidos por la temperatura del agua.



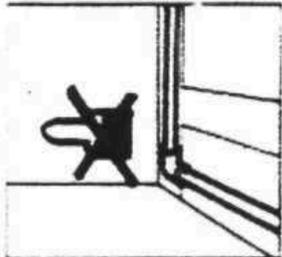
AISLANTE ACUSTICO

Las tuberías de CPVC constituyen un buen aislante acústico, su capacidad para absorber vibraciones y ruidos producidos por el movimiento del agua, asegura una operación silenciosa del sistema.



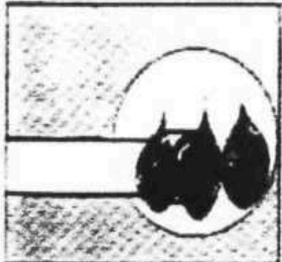
NO CONDUCE LA ELECTRICIDAD

Las tuberías de CPVC no conducen la electricidad, lo que elimina cualquier posibilidad de choque eléctrico o corto circuito causado por roce de líneas de conducción eléctrica.



NO REQUIEREN MANTENIMIENTO

Las tuberías de CPVC no requieren mantenimiento, ni la aplicación de pintura u otro tipo de protección.



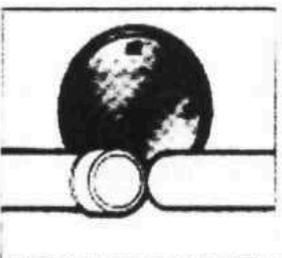
SON AUTOEXTINGUIBLES

Las tuberías de CPVC no forman llama ni facilitan la combustión, es decir no propagan el fuego, considerándose las autoextinguibles.



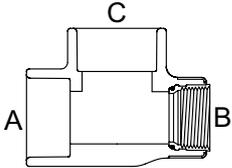
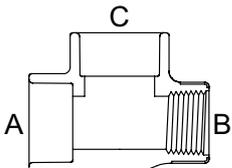
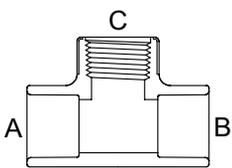
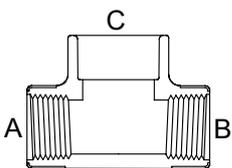
PESO LIVIANO

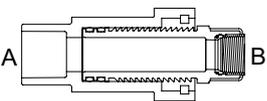
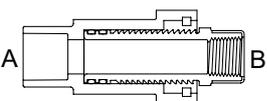
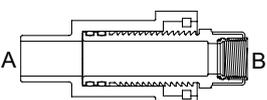
Las tuberías de CPVC tienen el peso más ligero que cualquier tipo de tubería actualmente utilizada para conducción de líquidos fríos y calientes; comparadas con las tuberías de cobre pesan un 30% menos, significando una disminución de carga sobre las estructuras que soporta el sistema empotrado.

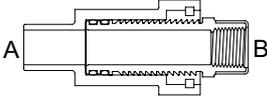
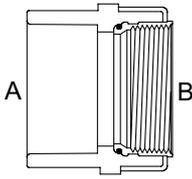
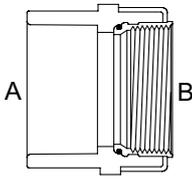
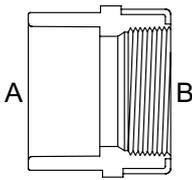
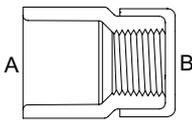
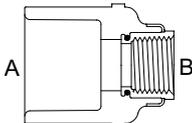
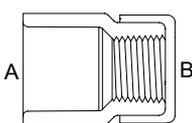
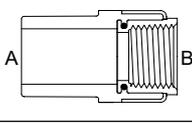


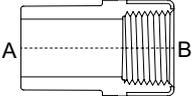
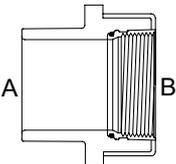
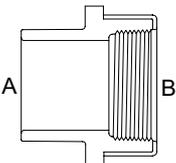
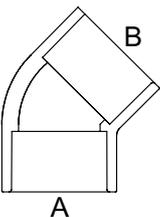
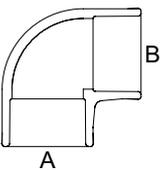
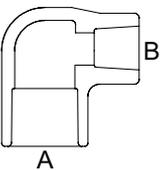
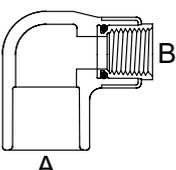
INSTALACION SENCILLA Y ECONOMICA

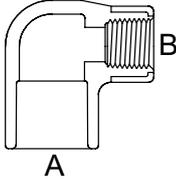
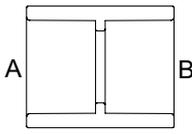
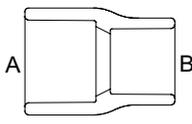
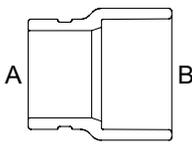
Las tuberías de CPVC tienen gran facilidad de instalación que supera en mucho a la de otros materiales utilizados actualmente para los mismos fines. Las tuberías de CPVC son ensambladas por medio de cemento solvente, constituyendo un sistema de unión fácil de utilizar, especialmente en lugares de difícil acceso, a diferencia de la tubería de cobre donde pueden presentarse impedimentos para soldar y riesgos de producir incendios o sufrir quemaduras con soplete, el caudín o la misma tubería caliente. La reducción del tiempo de instalación de la tubería de CPVC puede llegar a ser el 50% respecto a las tuberías metálicas.

DESCRIPCIÓN	DIÁMETRO TUBERIAS (A x B x C)	REFERENCIA	GRUPO PRE- CIO	PRECIO UNI- TARIO
TE CON TOMA DE ROCIADOR A = Hembra x B = Rosca hembra NPT metálica x C = Hembra 	DN50xDN50xDN15 (2"x2"x1/2")	4203-122A	I215	10,21
TE CON TOMA DE ROCIADOR A = Hembra x B = Rosca hembra NPT plástico reforzado x C = Hembra 	DN25xDN15xDN25 (1"x1/2"x1")	4203-122SR	I215	8,63
TE CON TOMA DE ROCIADOR A = Hembra x B = Hembra x C = Rosca hembra NPT plástico reforzado. 	DN20xDN20xDN15 (3/4"x3/4"x1/2") DN25xDN25xDN25 (1"x1"x1") DN25xDN20xDN15 (1"x3/4"x1/2") DN25xDN25xDN15 (1"x1"x1/2") DN32xDN25xDN15 (1 1/4"x1"x1/2") DN32xDN32xDN15 (1 1/4"x1 1/4"x1/2") DN40xDN32xDN15 (1 1/2"x1 1/4"x1/2") DN40xDN40xDN15 (1 1/2"x1 1/2"x1/2") DN40xDN40xDN25 (1 1/2"x1 1/2"x1") DN50xDN40xDN15 (2"x1 1/2"x1/2") DN50xDN50xDN15 (2"x2"x1/2")	4202-101SR 4202-010SR 4202-124SR 4202-130SR 4202-156SR 4202-166SR 4202-199SR 4202-209SR 4202-211SR 4202-237SR 4202-247SR	I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215	5,62 12,51 4,87 4,87 8,13 8,13 10,70 10,70 10,74 15,10 15,10
TE CON TOMA DE ROCIADOR DE PARED A = Rosca hembra NPT plástico reforzado x B = Rosca hembra NPT plástico reforzado x C = Hembra 	DN15xDN15xDN20 (1/2"x1/2"x3/4") DN15xDN15xDN25 (1/2"x1/2"x1")	4243-074SR 4243-075SR	I215 I215	14,34 15,19

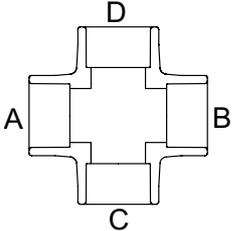
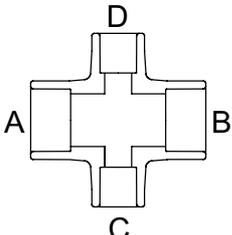
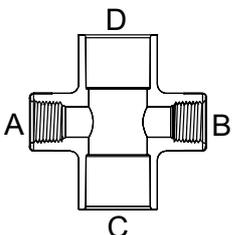
DESCRIPCIÓN	DIÁMETRO TUBERIAS (A x B)	REFERENCIA	GRUPO PRE- CIO	PRECIO UNI- TARIO
VELA AJUSTABLE A = Hembra x B = Rosca hembra NPT metálica. 	DN20xDN15 (3/4"x1/2") DN25xDN15 (1"x1/2")	42001 42011	I215 I215	14,04 16,17
VELA AJUSTABLE A = Hembra x B = Rosca hembra NPT plástico reforzado. 	DN20xDN15 (3/4"x1/2") DN25xDN15 (1"x1/2")	42001SR 42011SR	I215 I215	12,34 14,04
VELA AJUSTABLE A = Macho X B = Rosca hembra NPT metálica. 	DN20xDN15 (3/4"x1/2") DN25xDN15 (1"x1/2")	42004 42014-SP	I215 I215	14,04 16,32

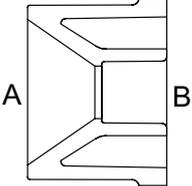
DESCRIPCIÓN	DIÁMETRO TUBERIAS (A x B)	REFERENCIA	GRUPO PRE-CIO	PRECIO UNI-TARIO
VELA AJUSTABLE A = Macho x B = Rosca hembra NPT plástico reforzado. 	DN20xDN15 (3/4"x1/2") DN25xDN15 (1"x1/2")	42004SR 42014SR	I215 I215	12,34 14,04
ADAPTOR HEMBRA A = Hembra x B = Rosca hembra NPT metálica. 	DN20xDN20 (3/4"x3/4") DN25xDN25 (1"x1") DN32xDN32 (1 1/4"x1 1/4") DN40xDN40 (1 1/2"x1 1/2") DN50xDN50 (2"x2")	4235-007A 4235-010A 4235-012A 4235-015A 4235-020A	I215 I215 I215 I215 I215	5,78 10,14 18,29 24,26 32,85
ADAPTADOR HEMBRA A = Hembra x B = Rosca hembra BSP metálica. 	DN40xDN40 (1 1/2"x1 1/2") DN50xDN50 (2"x2") DN20xDN20 (3/4"x3/4") DN25xDN25 (1"x1") DN32xDN32 (1 1/4"x1 1/4")	4235-015BS 4235-020BS 4235-007SRBS 4235-010SRBS 4235-012SRBS	I215 I215 I215 I215 I215	25,34 33,50 5,31 9,32 15,19
ADAPTADOR HEMBRA A = Hembra x B = Rosca hembra NPT plástico reforzado. 	DN20xDN20 (3/4"x3/4") DN25xDN25 (1"x1") DN32xDN32 (1 1/4"x1 1/4")	4235-007SR 4235-010SR 4235-012SR	I215 I215 I215	5,31 9,32 15,19
ADAPTADOR PARA ROCIADOR A = Hembra x B = Rosca hembra NPT plástico reforzado. 	DN25xDN20 (1"x3/4")	4235-131SR	I215	5,48
ADAPTADOR PARA ROCIADOR A = Hembra x B = Rosca hembra NPT metálica. 	DN20xDN15 (3/4"x1/2") DN25xDN15 (1"x1/2") DN25xDN20 (1"x3/4")	4235-101A 4235-130A 4235-131	I215 I215 I215	3,51 3,74 5,92
ADAPTADOR PARA ROCIADOR A = Hembra x B = Rosca hembra NPT plástico reforzado. 	DN20xDN15 (3/4"x1/2") DN25xDN15 (1"x1/2")	Z4235-101SR Z4235-130SR	I215 I215	3,25 3,47
ADAPTADOR PARA ROCIADOR A = Macho x B = Rosca hembra NPT metálica. 	DN20xDN15 (3/4"x1/2") DN25xDN15 (1"x1/2")	4238-101A 4238-130A	I215 I215	3,52 3,74

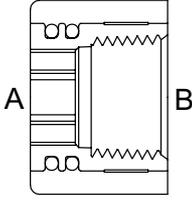
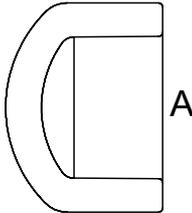
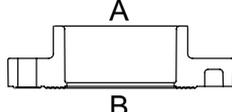
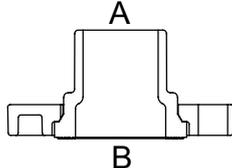
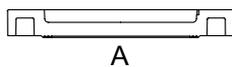
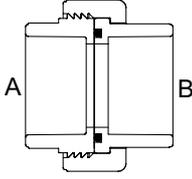
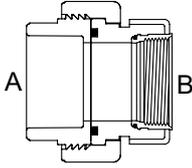
DESCRIPCIÓN	DIÁMETRO TUBERIAS (A x B)	REFERENCIA	GRUPO PRE- CIO	PRECIO UNI- TARIO
ADAPTADOR PARA ROCIADOR A = Macho x B = Rosca hembra NPT plástico reforzado. 	DN20xDN15 (3/4"x1/2") DN25xDN15 (1"x1/2")	4238-101SR 4238-130SR	I215 I215	3,25 3,50
ADAPTADOR ROSCA METÁLICA A = Macho x B = Rosca hembra NPT metálica. 	DN20xDN20 (3/4"x3/4") DN25xDN25 (1"x1")	4278-007 4278-010A	I215 I215	6,25 11,02
ADAPTADOR ROSCA PLÁSTICO A = Macho x B = Rosca hembra NPT plástico reforzado. 	DN20xDN20 (3/4"x3/4") DN25xDN25 (1"x1")	4278-007SR 4278-010SR	I215 I215	5,57 9,91
CODO 45° A = Hembra x B = Hembra 	DN20xDN20 (3/4"x3/4") DN25xDN25 (1"x1") DN32xDN32 (1 1/4"x1 1/4") DN40xDN40 (1 1/2"x1 1/2") DN50xDN50 (2"x2") DN65xDN65 (2 1/2"x2 1/2") DN80xDN80 (3"x3")	4217-007 4217-010 4217-012 4217-015 4217-020 4217-025 4217-030	I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215	2,29 2,72 3,98 5,47 6,89 12,27 17,75
CODO 90° A = Hembra x B = Hembra 	DN20xDN20 (3/4"x3/4") DN25xDN25 (1"x1") DN32xDN32 (1 1/4"x1 1/4") DN40xDN40 (1 1/2"x1 1/2") DN50xDN50 (2"x2") DN65xDN65 (2 1/2"x2 1/2") DN80xDN80 (3"x3")	4206-007 4206-010 4206-012 4206-015 4206-020 4206-025 4206-030	I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215	1,53 3,40 4,54 6,35 8,27 15,94 21,75
CODO REDUCTOR 90° A = Hembra x B = Hembra 	DN25xDN20 (1"x3/4")	4206-131	I215	3,32
CODO PARA ROCIADOR 90° ROSCA METÁLICA A = Hembra x B = Rosca hembra NPT metálica. 	DN20xDN15 (3/4"x1/2") DN25xDN15 (1"x1/2") DN25xDN20 (1"x3/4") DN32xDN15 (1 1/4"x1/2")	4207-101A 4207-130A 4207-131A 4207-166A	I215 I215 I215 I215	3,91 5,15 6,23 7,27

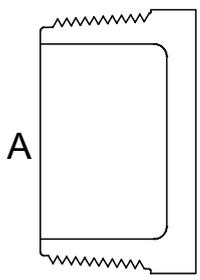
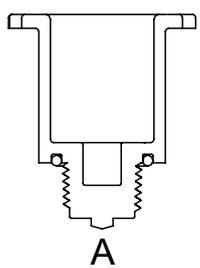
DESCRIPCIÓN	DIÁMETRO TUBERIAS (A x B)	REFERENCIA	GRUPO PRE-CIO	PRECIO UNI-TARIO
CODO PARA ROCIADOR 90° ROSCA PLÁSTICO A = Hembra x B = Rosca hembra NPT plástico reforzado. 	DN20xDN15 (¾"x½") DN25xDN15 (1"x½") DN25xDN20 (1"x¾") DN32xDN15 (1¼"x½")	4207-101SR 4207-130SR 4207-131SR 4207-166SR	I215 I215 I215 I215	3,83 4,20 5,07 5,79
UNIÓN A = Hembra x B = Hembra 	DN20xDN20 (¾"x¾") DN25xDN25 (1"x1") DN32xDN32 (1¼"x1¼") DN40xDN40 (1½"x1½") DN50xDN50 (2"x2") DN65xDN65 (2½"x2½") DN80xDN80 (3"x3")	4229-007 4229-010 4229-012 4229-015 4229-020 4229-025 4229-030	I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215	1,45 1,70 3,16 4,50 6,09 9,26 12,04
UNIÓN REDUCTORA A = Hembra x B = Hembra 	DN25xDN20 (1"x¾") DN32xDN20 (1¼"x¾") DN32xDN25 (1¼"x1") DN40xDN20 (1½"x¾") DN40xDN25 (1½"x1") DN40xDN32 (1½"x1¼") DN50xDN20 (2"x¾") DN50xDN25 (2"x1") DN50xDN32 (2"x1¼") DN50xDN40 (2"x1½") DN65xDN40 (2½"x1½") DN65xDN50 (2½"x2")	4229-131 4229-167 4229-168 4229-210 4229-211 4229-212 4229-248 4229-249 4229-250 4229-251 4229-291 4229-292	I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215	2,11 3,27 3,16 4,86 4,75 4,50 6,34 6,34 6,19 6,09 9,36 9,59
ADAPTADOR PARA TUBO RANURADO¹ A = Hembra x B = Ranura 	DN32xDN32 (1¼"x1¼") DN40xDN40 (1½"x1½") DN50xDN50 (2"x2") DN65xDN65 (2½"x2½") DN80xDN80 (3"x3")	4233-012 4233-015 4233-020 4233-025 4233-030	I215 I215 I215 I215 I215	6,94 7,35 8,51 11,79 13,67

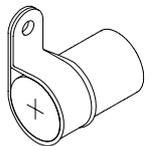
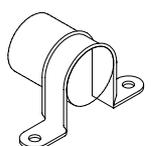
¹ Utilice el Unión Flexible e Lubricante Aprobado Solamente

DESCRIPCIÓN	DIÁMETRO TUBERIAS (A x B x C x D)	REFERENCIA	GRUPO PRE- CIO	PRECIO UNI- TARIO
CRUZ IGUAL A = Hembra x B = Hembra x C = Hembra x D = Hembra 	DN20xDN20xDN20xDN20 (¾"x¾"x¾"x¾") DN25xDN25xDN25xDN25 (1"x1"x1"x1") DN32xDN32xDN32xDN32 (1¼"x1¼"x1¼"x1¼") DN40xDN40xDN40xDN40 (1½"x1½"x1½"x1½") DN50xDN50xDN50xDN50 (2"x2"x2"x2") DN65xDN65xDN65xDN65 (2½"x2½"x2½"x2½") DN80xDN80xDN80xDN80 (3"x3"x3"x3")	4220-007 4220-010 4220-012 4220-015 4220-020 4220-025 4220-030	I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215	3,61 4,50 6,29 8,58 13,97 30,70 45,02
CRUZ REDUCIDA A = Hembra x B = Hembra x C = Hembra x D = Hembra 	DN25xDN25xDN15xDN15 (1"x1"x¾"x¾")	4220-131	I215	4,86
CRUZ REDUCIDA PARA ROCIADOR ROSCA PLÁSTICO A = Rosca hembra NPT plástico reforzado x B = Rosca hembra NPT plástico reforzado x C = Hembra x D = Hembra 	DN20xDN20xDN15xDN15 (¾"x¾"x½"x½") DN25xDN25xDN15xDN15 (1"x1"x½"x½") DN25xDN25xDN20xDN20 (1"x1"x¾"x¾")	4221-101SR 4221-130SR 4221-131SR	I215 I215 I215	17,74 20,47 22,30

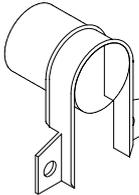
DESCRIPCIÓN	DIÁMETRO TUBERIAS (A x B)	REFERENCIA	GRUPO PRE- CIO	PRECIO UNI- TARIO
REDUCCIÓN A = Macho x B = Hembra 	DN25xDN20 (1"x¾") DN32xDN20 (1¼"x¾") DN32xDN25 (1¼"x1") DN40xDN20 (1½"x¾") DN40xDN25 (1½"x1") DN40xDN32 (1½"x1¼") DN50xDN20 (2"x¾") DN50xDN25 (2"x1") DN50xDN32 (2"x1¼") DN50xDN40 (2"x1½") DN65xDN32 (2½"x1¼") DN65xDN40 (2½"x1½") DN65xDN50 (2½"x2") DN80xDN50 (3"x2") DN80xDN65 (3"x2½")	4237-131 4237-167 4237-168 4237-210 4237-211 4237-212 4237-248 4237-249 4237-250 4237-251 4237-290 4237-291 4237-292 4237-338 4237-339	I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215	1,28 2,01 2,01 2,17 2,17 2,17 2,17 3,31 3,31 3,31 3,31 5,73 5,73 5,73 8,58 8,58

DESCRIPCIÓN	DIÁMETRO TUBERIAS (A x B)	REFERENCIA	GRUPO PRE-CIO	PRECIO UNI-TARIO
REDUCCIÓN PARA ROCIADOR A = Macho x B = Rosca hembra NPT metálica. 	DN25xDN15 (1"x1/2")	4238-130BR	I215	4,84
TAPÓN A = Hembra 	DN20 (3/4") DN25 (1") DN32 (1 1/4") DN40 (1 1/2") DN50 (2") DN65 (2 1/2") DN80 (3")	4247-007 4247-010 4247-012 4247-015 4247-020 4247-025 4247-030	I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215	0,95 1,29 2,26 3,13 4,76 6,77 11,08
BRIDA CON CONEXIÓN HEMBRA A = Hembra x B = Brida ANSI 150 	DN20 (3/4") DN25 (1") DN32 (1 1/4") DN40 (1 1/2") DN50 (2") DN65 (2 1/2") DN80 (3")	4251-007 4251-010 4251-012 4251-015 4251-020 4251-025 4254-030	I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215	4,72 4,72 6,09 7,04 10,77 18,21 22,39
BRIDA CON CONEXIÓN MACHO A = Macho x B = Brida ANSI 150 	DN20 (3/4") DN25 (1") DN32 (1 1/4") DN40 (1 1/2") DN50 (2") DN65 (2 1/2") DN80 (3")	4256-007 4256-010 4256-012 4256-015 4256-020 4256-025 4256-030	I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215	3,66 5,16 6,61 7,42 12,10 19,35 22,58
BRIDA CIEGA 	DN20 (3/4") DN25 (1") DN32 (1 1/4") DN40 (1 1/2") DN50 (2") DN65 (2 1/2") DN80 (3")	4253-007 4253-010 4253-012 4253-015 4253-020 4253-025 4253-030	I215 I215 I215 I215 I215 I215 I215	5,06 5,06 6,45 7,26 11,88 19,09 20,96
UNIÓN A = Hembra x B = Hembra 	DN20xDN20 (3/4"x3/4") DN25xDN25 (1"x1") DN32xDN32 (1 1/4"x1 1/4") DN40xDN40 (1 1/2"x1 1/2") DN50xDN50 (2"x2")	4257-007 4257-010 4257-012 4257-015 4257-020	I215 I215 I215 I215 I215	4,58 8,29 8,08 12,88 21,16
ADAPTADOR CPVC - ROSCA A = Hembra x B = Rosca hembra NPT metálica. 	DN25xDN25 (1"x1") DN32xDN32 (1 1/4"x1 1/4") DN40xDN40 (1 1/2"x1 1/2") DN50xDN50 (2"x2")	4259-010BR 4259-012BR 4259-015BR 4259-020BR	I215 I215 I215 I215	21,32 31,24 44,40 65,48

DESCRIPCIÓN	DIÁMETRO	REFERENCIA	GRUPO PRE-CIO	PRECIO UNI-TARIO
TAPÓN PARA PRUEBAS (COLOR BLANCO) A = Rosca Macho NPT Plástico. 	DN15 (1/2")	4250-005	I215	1,08
TAPON PARA PRUEBAS REUTILIZABLE¹ A = Rosca Macho NPT Plástico. 	DN15 (1/2")	FTP-005	I215	1,74
PROTECTOR DE ROSCA. Rosca macho NPT plástico. No para la Prueba de Presión 	DN15 (1/2")	FGP-005	I215	0,47

DESCRIPCIÓN	ROSCA	TAMAÑO	KIT ESTÁNDAR	REFERENCIA	GRUPO PRE-CIO	PRECIO UNI-TARIO
CUELGUES PARA TUBETRIAS CPVC						
COMBINACION SOPORTE/LIMITADOR DE MOVIMIENTO 22 PARA TUBETRIAS CPVC Galvanizado 		3/4"/DN20	100	22-75	ITO	0,74
		1"/DN25	100	22-0100	ITO	0,76
		1 1/4"/DN32	100	22-0125	ITO	0,82
		1 1/2"/DN40	100	22-0150	ITO	0,86
		2"/DN50	100	22-0200	ITO	0,99
SOPORTE/LIMITADOR DE MOVIMIENTO 23 PARA TUBETRIAS CPVC Galvanizado 		3/4"/DN20	100	23-75	ITO	0,79
		1"/DN25	100	23-0100	ITO	0,82
		1 1/4"/DN32	100	23-0125	ITO	0,87
		1 1/2"/DN40	100	23-0150	ITO	0,92
		2"/DN50	100	23-0200	ITO	1,04

¹ Junta tórica. Ningunos sellantes de hilo de rosca requirieron. No utilice en la accesorio Z4235.

DESCRIPCIÓN	ROSCA	TAMAÑO	KIT ESTÁNDAR	REFERENCIA	GRUPO PRE-CIO	PRECIO UNI-TARIO
SOPORTE/LIMITADOR DE MOVIMIENTO 24 PARA TUBETRIAS CPVC Galvanizado 		3/4"/DN20	100	24-75	ITO	1,00
		1"/DN25	100	24-0100	ITO	1,03
		1 1/4"/DN32	100	24-0125	ITO	1,10
		1 1/2"/DN40	100	24-0150	ITO	1,19
		2"/DN50	100	24-0200	ITO	1,34
SOPORTE/LIMITADOR DE MOVIMIENTO "STAND-OFF" 28 PARA TUBETRIAS CPVC Galvanizado 		3/4"/DN20	100	28-75	ITO	1,20
		1"/DN25	100	28-0100	ITO	1,27
		1 1/4"/DN32	100	28-0125	ITO	1,34
		1 1/2"/DN40	100	28-0150	ITO	1,38
		2"/DN50	100	28-0200	ITO	1,77
CUELGUE PERA MODELO 200 (También puede ser utilizado con Tubería CPVC) En sección 8.1.1						

DESCRIPCIÓN	DIÁM. ENTRADA MIN.	DIÁM. ENTRADA MAX.	REFERENCIA	GRUPO PRE-CIO	PRECIO UNI-TARIO
HERRAMIENTAS PARA TUBETRIAS CPVC					
HERRAMIENTAS PARA CPVC Cortatubos con Rodillos 	DN20/3/4" DN20/3/4" DN20/3/4"	DN20/3/4" DN50/2" DN80/3"	04110 04124 04134	IRM IRM IRM	102,61 174,38 212,65
Cortatubos con Rodillos Cuchillas Para 04110, 04124 Para 04134	DN20/3/4" DN20/3/4"	DN50/2" DN80/3"	04184 04194	IRM IRM	21,89 48,83
Tijeras para CPVC 	DN20/3/4" DN20/3/4"	DN32/1 1/4" DN50/2"	04176 04177	IRM IRM	279,05 279,05
Escariadores 	DN20/3/4" DN32/1 1/4"	DN32/1 1/4" DN100/4"	04436 04430	IRM IRM	40,63 128,13
Llave de Correa 	DN20/3/4"	DN80/3"	02247	IRM	consult.
Prenas de Cadena para Banco 	DN20/3/4"	DN100/4"	04452	IRM	consult.

DESCRIPCIÓN	TAMAÑO (litros)	TAMAÑO (US)	REFERENCIA	GRUPO PRE-CIO	PRECIO UNI-TARIO
ACCESORIOS PARA TUBETRIAS CPVC					
ACCESORIOS PARA CPVC Imprimadores, Pegamentos, Selladores					
Pegamento monocomponente FS5	473ml 946ml	1 US Pint 1 US Quart	FS5-020 FS5-030	I220 I220	18,14 35,16
Pasta selladora para roscas Blue 75	237ml 437ml 946ml	½ US Pint 1 US Pint 1 US Quart	SB75-010 SB75-020 SB75-030	I220 I220 I220	19,15 30,95 55,59
Cepillo 25mm (1")			BCP1	I220	6,38
Aplicador de 37mm (1½") (Para Tubo DN25-DN80 (1"-3"))			DP-150	I220	1,26
Aplicador de 20mm (¾") (Para Tubo DN20-DN32 (¾"-1¼"))			DP-75	I220	1,16
Achaflanador 75mm (3")			3020	I220	15,86

ANEXO D

PROPIEDADES MECÁNICAS DE ELEMENTOS ROSCADOS

Tornillos

Designación - Ejecución Propiedades de resistencia DIN 267
Oct. 67, Mayo 68, Abril 68

T Tornillo hexagonal M 12 x 50 DIN 931 - m 5,6

Ejemplo:
Tornillo hexagonal
M 12 x 50 mm de long.
DIN 931, ejecución m
(véase más abajo)
de acero con prop.
de resistencia 5,6
(véase más abajo)

Tipos de resistencia p. tornillos

Símbolo de tipo	Resist. a la trac. R_m N/mm ²	Alar. gam. d_s mm	Flan. d_2 mm	Tipos de resist. en N/mm ²	Tipos de resist. en N/mm ²
4A	35	290	195	25	25
4D	45	390	235	25	25
4S	48	390	315	14	14
5D	56	490	295	20	20
5S	58	490	390	10	10
6D	65	590	355	16	16
6S	68	590	470	8	8
6G	69	590	530	12	12
8G	88	780	630	12	12
10K	109	980	885	9	9
12K	129	1180	1050	8	8
-	149	1370	1235	7	7

1) La primera cifra da el 1/100 de la resist. mín. a tracción en N/mm². La segunda cifra da el decuplo de la relación entre fluencia mínima y resist. mínima a la tracción (relac. de límites de elasticidad). Ambas cifras multiplicadas entre sí dan 1/10 del límite de fluencia mínima en N/mm².

Tipos de resistencia: 5,6; 8,8; 10,9; 12,9; 14,9

Signos:

Color de la etiqueta:

Color de la etiqueta hasta 5,6 se recomiendan:

Color de la etiqueta de tornillos:

Color de la etiqueta de tornillos:

Designación de los tipos de resistencia

Torn. hexág. y con hexág. interior desde 5 mm \varnothing con tipos de resist. desde 6,6. Prisioneros desde 5 mm \varnothing con resist. desde el tipo 8,8 tienen que designarse con el símbolo del tipo de resist. y con el del fabricante.

Marco del fabric. Marca del fabric. Marca del fabric.

Ejecuciones m mg g

Superficie	m (media)	mg (semibasta)	g (basta)
Flancos rosca en tornillos y tuercas	25	25	40
Núcleo de rosca en tornillos	25	25	40
Superf. apoyo, vástagos	25	25	40
Bombes y superficies de flancos	100	100	100
Núcleo de rosca en tuercas	arbitrario	arbitrario	arbitrario
Dámetro exterior de rosca en tornillos	arbitrario	arbitrario	arbitrario
Otros superficies	25	25	40

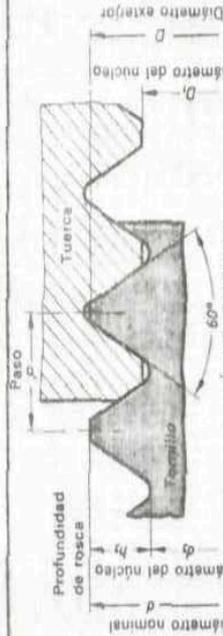
Los tornillos con rosca a la izquierda desde M 5 tienen que señalarse con L.

1) Para rosca tallada superiores a M5: 40 μ m

Unir es ensamblar varios cuerpos sólidos o un cuerpo con una sustancia amorfa

Tornillos y tuercas

Rosca métrica ISO¹⁾ (rosca regular)



\varnothing exterior de la rosca		\varnothing núcleo		Sec. del núcleo		Paso		Alt. de la cabeza tuerca		Entre-caras		Entre vértices		\varnothing exterior	
serie 1	serie 2	serie 1	serie 2	mm ²	P	k	m	e ₁	e ₂	s	e ₁	e ₂	s	e ₁	e ₂
d	d	d ₁	d ₂												
1	1,2	0,693	0,893	0,37	0,25	—	0,8	—	—	—	2,5	2,72	—	—	—
2	1,6	1,170	1,032	0,62	0,25	—	1,0	—	—	—	3	3,29	—	—	—
3	2	1,509	1,372	0,83	0,3	—	1,2	—	—	—	3	3,29	—	—	—
4	2,5	1,948	1,770	1,07	0,35	1,1	1,3	1,1	1,3	1,3	3,2	3,48	4,5	0,3	0,3
5	3	2,387	2,164	1,37	0,4	1,4	1,6	1,4	1,6	1,6	4	4,38	5,5	0,3	0,3
6	3,5	2,764	2,498	1,77	0,45	1,7	2	1,7	2	2	5	5,51	6,5	0,5	0,5
7	4	3,141	2,774	2,16	0,5	2	2,4	2	2,4	2,4	6	6,64	8	0,5	0,5
8	5	4,019	3,508	2,66	0,6	2,4	2,8	2,4	2,8	2,8	7	7,74	9	0,8	0,8
9	6	4,773	4,173	3,14	0,7	2,8	3,2	2,8	3,2	3,2	8	8,87	10	1	1
10	8	6,466	5,628	4,01	0,8	3,5	4	3,5	4	4	10	11,05	12,5	1,6	1,6
11	10	8,160	7,062	4,77	1	4	5	4	5	5	13	14,38	17	2	2
12	12	9,853	8,414	5,62	1,25	5,5	6,5	5,5	6,5	6,5	16	18,09	21	2	2
13	14	11,546	9,842	6,46	1,5	7	8	7	8	8	17	21,10	24	2,5	2,5
14	16	13,546	11,546	7,28	1,75	8	10	8	10	10	19	22,49	28	3	3
15	18	15,633	13,546	8,16	2	10	12	10	12	12	22	26,75	30	3	3
16	20	17,853	15,633	9,08	2,5	12	15	12	15	15	24	30,14	34	3	3
17	22	19,933	17,853	10,00	2,5	13	16	13	16	16	27	33,53	37	3	3
18	24	22,019	19,933	11,00	3	14	18	14	18	18	30	35,72	39	3	3
19	27	25,706	22,019	12,00	3	15	19	15	19	19	36	39,98	44	4	4
20	30	29,706	25,706	13,00	3,5	17	22	17	22	22	41	45,63	50	4	4
21	33	34,083	29,706	14,00	3,5	19	24	19	24	24	46	51,28	56	4	4
22	36	38,479	34,083	15,00	4	21	26	21	26	26	50	55,80	60	5	5
23	40	43,866	38,479	16,00	4	23	29	23	29	29	55	61,32	66	5	5
24	45	49,253	43,866	17,00	4,5	25	31	25	31	31	60	66,98	72	6	6
25	50	55,639	49,253	18,00	5	26	34	26	34	34	65	72,61	78	7	7
26	55	62,026	55,639	19,00	5	28	36	28	36	36	70	78,26	85	7	7
27	60	68,413	62,026	20,00	5	30	38	30	38	38	75	83,91	92	8	8
28	65	74,800	68,413	21,00	5	33	42	33	42	42	80	89,56	98	8	8

1) Rosca regular métrica ISO según DIN 13, hoja 1 (marzo 73)
Tuercas hexagonales según DIN 934 (abr. 68), cota e₁ para ejecución m
Tornillos hexagonales según DIN 931 (nov. 70)
Arandelas según DIN 125 (mayo 68)

Indicación de una rosca métrica de 20 mm de diámetro roscado: M 20

ANEXO E

ESPECIFICACIONES DEL EMPAQUE

Principales propiedades de la Espuma de Poliuretano

- Posee el coeficiente de conductividad térmica más bajo.
- No es tóxico.
- No atrae insectos ni roedores.
- *No favorece el crecimiento de hongos, bacterias, microorganismos, etc.*
- Se adhiere fuertemente sobre todos los materiales.
- Resistencia al fuego. Está clasificado como autoextinguible, según la norma UNE 53127.
- Aislamiento continuo, sin ningún tipo de junta; por tanto, sin puentes térmicos.
- Evita la corrosión del hierro.
- Se puede lavar, pintar, etc.
- Puede utilizarse en una gama de temperaturas que se extiende desde **-200° C** hasta **100° C**.

Campo de aplicaciones

Las cualidades y características de la espuma de poliuretano hacen que sea el medio más idóneo para todo tipo de aislamientos:

CONSTRUCCIÓN:

- Viviendas: cubiertas, paredes, terrazas, desvanes, etc.
- Granjas: porcinas, avícolas, ovinas, etc.
- Naves: industriales, agrícolas, talleres.
- Polideportivos.
- Piscinas climatizadas.



INDUSTRIA DEL FRIO:

- Túneles de congelación.
- Cámaras frigoríficas de congelación.
- Cámaras frigoríficas de mantenimiento.
- Secadero de chorizos y jamones.
- Bodegas.



INDUSTRIA EN GENERAL:

- Camiones frigoríficos.
- Cisternas, depósitos, etc.



➤ Otras ventajas

- Ligero de peso.
- Refuerza la superficie proyectada, convirtiendo la estructura en una pieza.
- Tapa todos los poros o fisuras.
- Buenas resistencia mecánica en relación a su densidad.
- Aisla, impermeabiliza e insonoriza.
- Duración indefinida. La espuma de poliuretano se está utilizando desde 1947. Instalaciones que tienen más de cincuenta años se conservan en perfecto estado, con propiedades idénticas a las que tenían en el momento de su montaje.

La producción de espuma rígida de poliuretano por proyección tiene lugar "in-situ", en el mismo lugar de la instalación, empleando máquinas móviles para la dosificación y mezclado de los componentes, sin ningún tipo de juntas, obteniéndose un eficaz aislamiento.	
AISLAMIENTO DE CUBIERTAS EXTERIORES CON PENDIENTES SUPERIORES AL 5%	
Densidad mínima	33-35 kgrs./m ³
Espesores	30-40 y 50 mm.
IMPERMEABILIZACIÓN: ESPUMA RIGIDA DE POLIURETANO RECUBRIMIENTO ELASTOMERICO	
Densidad mínima	40 kgrs./m ³
Recubrimiento	Uretánicos elastoméricos y poliméricos
REHABILITACIÓN	
Densidad mínima	50 kgrs./m ³

ANEXO F

PROPIEDADES TERMO FÍSICAS

Propiedades a varias temperaturas (K)

Composición	Punto de fusión (K)	Propiedades a 300 K					Propiedades a varias temperaturas (K)										
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	k (W/m · K)/ c_p (J/kg · K)	600	800	1000	1200	1500	2000	2500				
Bronce fosforoso (89% Cu, 11% Sn)	1104	8780	355	54	17	—	74	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Cartucho de latón (70% Cu, 30% Zn)	1188	8530	380	110	33.9	75	149	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Constantan (55% Cu, 45% Ni)	1493	8920	384	23	6.71	17	425	360	19	—	—	—	—	—	—	—	—
						237		362									
Estaño	505	7310	227	66.6	40.1	85.2	62.2	73.3	215	243	—	—	—	—	—	—	—
Germanio	1211	5360	322	59.9	34.7	232	43.2	96.8	190	290	337	27.3	19.8	17.4	17.4	395	—
Iridio	2720	22500	130	147	50.3	172	144	153	122	133	138	132	144	120	111	172	—
Magnesio	923	1740	1024	156	87.6	169	153	159	141	224	149	146	146	105	98	86	86
Molibdeno	2894	10240	251	138	53.7	179	1074	934	143	134	126	118	118	112	105	98	86
Níquel puro	1728	8900	444	90.7	23.0	164	80.2	107	383	485	65.6	67.6	71.8	76.2	82.6	380	459
Nicromio (80% Ni, 20% Cr)	1672	8400	420	12	3.4	232	485	383	14	21	592	530	562	594	616	—	—
Inconel X-750 (73% Ni, 15% Cr, 6.7% Fe)	1665	8510	439	11.7	3.1	8.7	480	10.3	—	372	525	545	24.0	27.6	33.0	—	—
Niobio	2741	8570	265	53.7	23.6	55.2	55.2	52.6	188	249	58.2	61.3	64.4	67.5	72.1	79.1	—
Oro	1336	19300	129	317	127	327	311	323	109	124	298	284	270	255	324	347	—
Paladio	1827	12020	244	71.8	24.5	76.5	73.6	71.6	168	227	79.7	86.9	94.2	102	110	307	—
						168	261	271	281	291	281	271	281	291	307	—	—

ANEXO G

GUÍA DE PRÁCTICA

GUÍA DE PRÁCTICA

TEMA: INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS FLUJO 1-1 (AGUA/AGUA)

OBJETIVO:

Determinar el coeficiente global de Transferencia de Calor U para el intercambiador de calor de placas flujo 1-1 (agua/agua).

TEORÍA:

El intercambiador de calor es un sistema físico que permite transferir calor entre dos fluidos separados por una pared sólida.

En muchas aplicaciones de la industria moderna el de placas ha desplazado al tradicional de multitubular, por dos razones principales:

El coeficiente de Transferencia de Calor es mayor, lo que permite construir equipos más compactos y con menor tiempo de residencia de los fluidos.

Son fácilmente desmontables, con lo cual se puede proceder a su limpieza con mayor rapidez. Algunos modelos no se pueden desmontar debido a que las placas están soldadas.

Un intercambiador de placas consiste en un gran número de placas de metal (que pueden ser onduladas, acanaladas) que se mantienen unidas mediante presión en un bastidor y selladas por medio de una junta o empaque de manera que se forman una serie de pasillos interconectados a través de los cuales se hacen circular los fluidos de trabajo. Estos son impulsados mediante bombas de ser necesario.

En la figura 1, se observa un intercambiador de calor de placas flujo 1-1. También se tiene los sentidos de flujo de los fluidos, para este caso se encuentran en contraflujo.

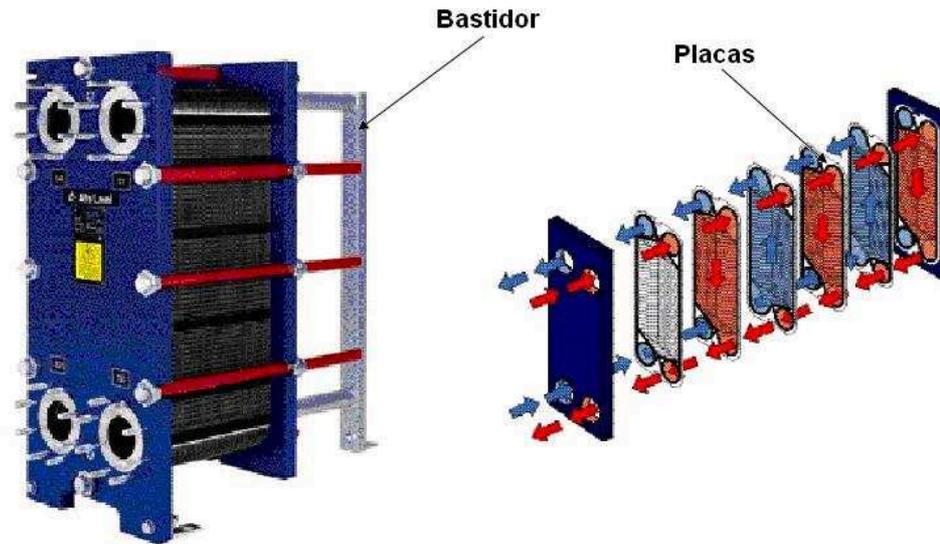


Ilustración 1.- Intercambiador de calor de placas.

EQUIPO:

- Intercambiador de calor de placas flujo 1-1 A/A.
- Tanque de calentamiento de agua.
- Bomba eléctrica para el fluido caliente.
- Medidor manual de caudal.
- Termómetro.
- Cubeta graduada.
- Cronómetro.

PROCEDIMIENTO:

La práctica se realizará con los siguientes caudales:

$$q_h = 8,0/5,33/3,33 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$q_c = 6,667 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3\text{/s]}$$

1. Verificar que las válvulas que cierran el paso de los fluidos a los sistemas de agua caliente y fría estén en posición cerrada (V2 en la línea de agua caliente, V1 y V6 en la línea de agua fría), así como todas las válvulas del sistema.
2. Encender el sistema de calentamiento de agua del tanque, hasta alcanzar una temperatura aproximada de 75°C, la que debe mantenerse constante durante toda la práctica.
3. Abrir las válvulas Vh3, Vh4, Vh5, Vh6 y V6 en la línea de agua caliente, así como Vc4, Vc7 en la línea de agua fría, con la finalidad de sacar el aire del sistema.
4. Con las válvulas V2, Vh3, Vh6 cerradas, y V1, Vh2 abiertas encender la bomba para hacer circular el agua almacenada en el intercambiador de coraza y tubos hacia el tanque, con lo que se consigue calentar toda el agua a la temperatura requerida.
5. Apagar la bomba y cerrar Vh2.
6. Verificar la temperatura del tanque (75°C).
7. Con Vc2, Vc5, Vc6 completamente abiertas y Vc4, Vc3, Vc7 cerradas, abrir la válvula Vc1 para hacer circular el agua fría.
8. Con Vh3, Vh4, Vh5, Vh6, Vp completamente abiertas y Vh2 cerrada encender la bomba para hacer circular fluido caliente.
9. Según el requerimiento de caudal de agua caliente o fría, se manipulan las válvulas Vp y Vc1 respectivamente. Se comprueba manualmente el flujo con los aditamentos acoplados para este objetivo (V5 y Vc7).
10. Este procedimiento consigue que los fluidos estén en contraflujo.
11. Tomar lecturas de las temperaturas a la entrada y salida tanto del fluido frío como caliente, cada 2 minutos hasta llegar al estado estable.
12. Cerrar todas las válvulas del sistema de agua fría.

13. Con Vc3, Vc4 completamente abiertas y Vc2, Vc5 cerradas; abrir Vc1 para hacer circular el agua fría.

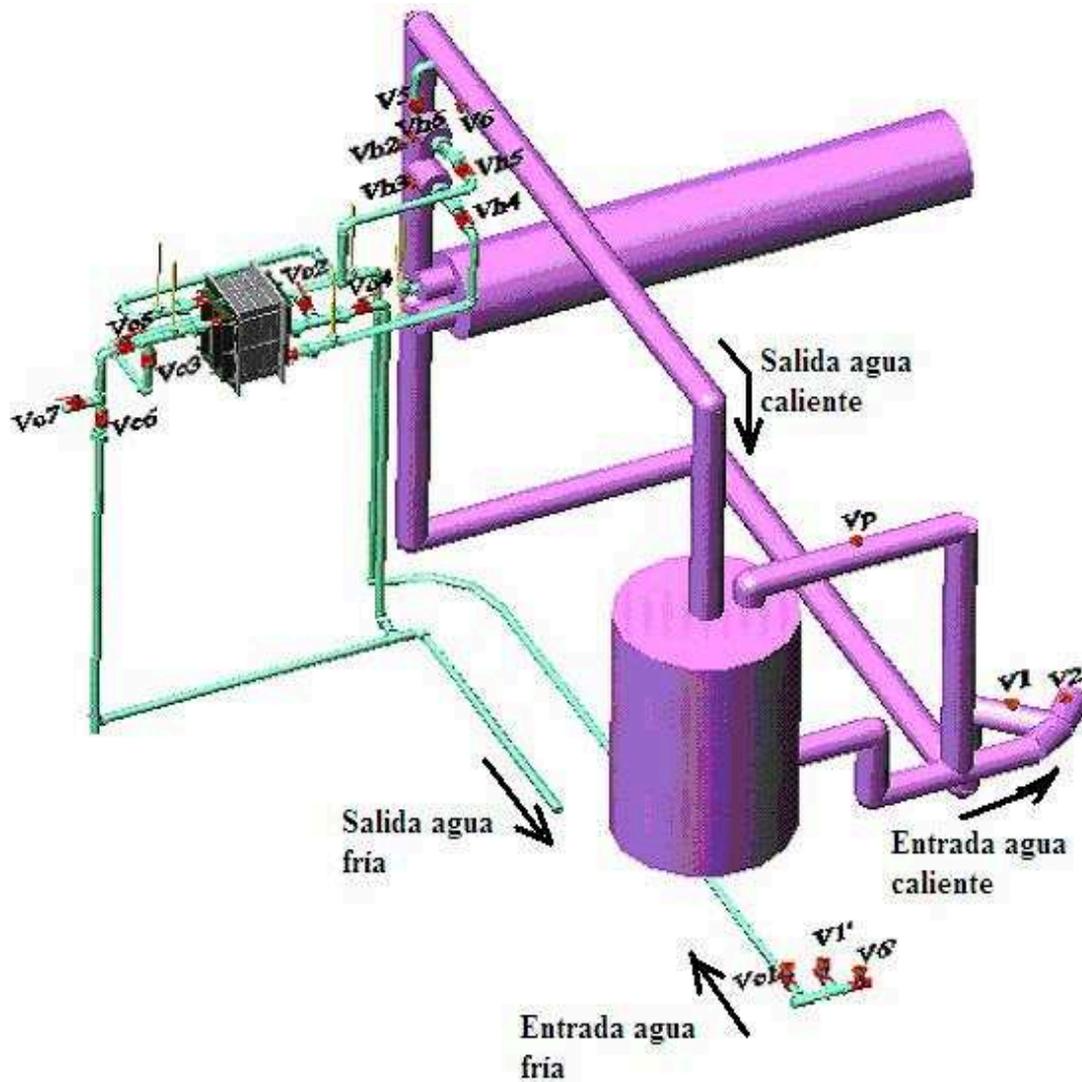


Ilustración 2.- Esquema del sistema.

14. Seguir los numerales 9, 11, 12 para este proceso de fluidos en flujo paralelo.
15. Terminadas todas las pruebas, desconectar la bomba, resistencia eléctrica del tanque, cerrar las válvulas de las líneas de alimentación de agua fría y caliente.

INFORME:

1. Elaborar un cuadro de datos.
2. Realizar el gráfico de Temperatura vs. Tiempo para los fluidos caliente y frío, tanto a la entrada como a la salida.
3. Calcular:
 - La Transferencia de Calor q .
 - El coeficiente de convección del fluido caliente.
 - El coeficiente de convección del fluido frío.
 - El coeficiente global de Transferencia de Calor U .
 - Eficiencia del intercambiador.
4. Graficar el coeficiente global experimental en función del flujo de agua caliente.
5. Análisis de resultados.
6. Conclusiones y recomendaciones.
7. Bibliografía.

ANEXO H

PLANOS DE CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE