

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE UN EQUIPO DE LABORATORIO  
PARA EL ESTUDIO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR EBULLICIÓN  
Y CONDENSACIÓN**

**CABIR DEL C. DORADO MONTES  
ANA AMERICA RIOVALLES MENA**

**CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**CARTAGENA**

**1998**

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE UN EQUIPO DE LABORATORIO  
PARA EL ESTUDIO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR EBULLICIÓN  
Y CONDENSACIÓN**

**CABIR DEL C. DORADO MONTES  
ANA AMERICA RIOVALLES MENA**

Trabajo de grado presentado para optar por el título de Ingeniero Mecánico

**DIRECTOR  
ANTONIO ÁVILA CARAZO  
Ingeniero Químico**

**CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA  
CARTAGENA**

**1998**

Cartagena de Indias, Junio 16 de 1998

Señores

**CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR  
ATN COMITÉ DE EVALUACIÓN DE PROYECTOS  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

L.                    C.

Respetados Señores:

La presente es para manifestarles que a petición de los estudiantes **ANA AMÉRICA RIOVALLES** y **CABIR DEL C. DORADO MONTES**, he decidido aceptar la dirección del proyecto de grado titulado: **DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE UN EQUIPO DE LABORATORIO PARA EL ESTUDIO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR EBULLICIÓN Y CONDENSACIÓN.**

Cordialmente,

**ANTONIO ÁVILA CARAZO**  
C.C. No. 9.049.907 de Cartagena

Cartagena de Indias, Junio 16 de 1997

Señores

**CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR**  
**ATN COMITÉ DE EVALUACIÓN DE PROYECTOS**

L.                    C.

Respetados Señores:

Nos permitimos presentar a ustedes para su consideración, estudio y aprobación el proyecto de grado titulado: **DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE UN EQUIPO DE LABORATORIO PARA EL ESTUDIO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR EBULLICIÓN Y CONDENSACIÓN**, requisito indispensable para optar al título de Ingenieros Mecánicos.

Agradecemos la atención prestada.

Cordialmente,

**CABIR DEL C. DORADO MONTES**  
Código 9103724

**ANA AMERICA RIOVALLES MENA**  
Código 9303460

## **ARTÍCULO 105**

La Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar se reserva el derecho de propiedad intelectual de todos los trabajos de grado aprobados y no pueden ser explotados comercialmente sin ser autorizados. Esta observación debe quedar impresa en parte visible del proyecto.

**Nota de Aceptación**

---

---

---

---

**Presidente del Jurado**

---

**Jurado**

---

**Jurado**

**Cartagena de indias, junio 16 de 1.998**

A mis padres y amigos por toda la ayuda prestada y la confianza que tuvieron en mi hasta el final.

América

A mi familia por creer en mi y ayudarme a culminar con éxito la carrera.

Cabir



## **AGRADECIMIENTOS**

Los autores expresan sus agradecimientos a:

ANTONIO AVILA CARAZO, Ingeniero Químico y Director de la investigación, por su valiosa orientación.

EDGAR ESCOBAR, Técnico Electricista por su ayuda valiosa en este trabajo y constante motivación.

## CONTENIDO

	Pág.
<b>INTRODUCCIÓN</b>	
<b>1. INFORMACIÓN PRELIMINAR</b>	
<b>1.1 RESEÑA HISTÓRICA DE LOS PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR</b>	10
<b>2. FUNDAMENTOS TEORICOS DE LOS MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR</b>	12
<b>2.1 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN</b>	13
<b>2.2 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN</b>	15
<b>2.3 TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN</b>	17
<b>2.4 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN Y RADIACIÓN COMBINADAS</b>	20
<b>2.5 FLUJO LAMINAR Y TURBULENTO</b>	21
<b>2.5.1 Flujo dentro de tubos circulares</b>	24
<b>2.6 TRANSFERENCIA DE CALOR CUANDO HAY CAMBIO DE FASE</b>	26
<b>2.6.1 Transferencia de calor por condensación</b>	27
<b>2.6.1.1 Condensación de vapores simples</b>	29
<b>2.6.1.2 Condensación en forma de gota y de película</b>	30
<b>2.6.1.3 Condensación sobre tubos horizontales</b>	32
<b>2.6.1.4 Condensación sobre un haz horizontal de tubos</b>	33
<b>2.6.1.5 Número de Reynolds del flujo de condensado</b>	34

2.6.1.6	Correlaciones experimentales para la condensación	36
2.6.2	Transferencia de calor por ebullición	38
2.6.2.1	Ebullición en recipientes	38
2.6.2.1.1	Ebullición nucleada	43
2.6.2.1.2	Pico de flujo de calor en la ebullición nucleada	46
2.6.2.1.3	Ebullición en película estable	47
2.6.2.1.4	Los regímenes de ebullición; la curva de ebullición	49
2.6.2.1.5	Correlaciones experimentales para la ebullición	55
3.	DISEÑO BÁSICO DEL EQUIPO	
3.1	CARACTERÍSTICAS DE OPERACIÓN	58
3.2	ESQUEMA BÁSICO DEL EQUIPO	60
3.3	DESCRIPCIÓN DE LAS PARTES DEL EQUIPO	61
3.4	SISTEMAS DE CONTROL, MEDICIÓN Y SEGURIDAD	62
4.	DISEÑO DETALLADO	
4.1	SUPOSICIONES GENERALES PARA EL DISEÑO DETALLADO	64
4.1.1	Tubo de vidrio	65
4.1.2	Sustancia Pura (R-11)	67
4.1.3	Sistema de calefacción	68
4.2	DISEÑO DE LA SUPERFICIE DE CONDENSACIÓN	
4.2.1	Parámetros y suposiciones generales para el diseño de la superficie de condensación	70
4.2.2	Cálculo del área de transferencia de calor del condensador	71

<b>4.3 DISEÑO DE LOS FLANCHES</b>	79
<b>4.4 CÁLCULO DE LOS PERNOS</b>	82
<b>5. EQUIPOS</b>	
<b>5.1 EQUIPOS DE CONTROL DE CALOR</b>	85
<b>5.2 EQUIPOS DE MEDICIÓN Y TÉRMICOS</b>	85
<b>5.2.1 Termómetro del agua de condensación</b>	86
<b>5.2.2 Termómetro de la superficie de calefacción</b>	88
<b>5.3 SISTEMAS DE PROTECCIÓN Y CONTROL</b>	88
<b>5.3.1 Disyuntor de alta presión o presóstato</b>	88
<b>5.4 SISTEMA ELÉCTRICO</b>	89
<b>5.4.1 Sistema de fuerza</b>	89
<b>5.4.2 Sistema de control y mandos</b>	89
<b>5.5 EQUIPOS Y PARTES AUXILIARES</b>	
91	
<b>5.5.1 Válvula de servicio</b>	91
<b>5.5.2 Mesa soporte</b>	91
<b>6. OPERACIÓN DEL EQUIPO</b>	
<b>6.1 PRECAUCIONES PRELIMINARES</b>	
92	
<b>6.2 PROCEDIMIENTOS DE OPERACIÓN</b>	94
<b>6.2.1 Preparación del equipo</b>	94
<b>6.2.2 Activación del tablero</b>	95

<b>6.2.3 Pruebas y tomas de datos</b>	95
<b>6.2.4 Procedimiento de parada y desactivación</b>	95
<b>7. EXPERIENCIAS REALIZADAS CON EL EQUIPO Y ELABORACION DE TABLAS DE DATOS</b>	96
<b>7.1 VISUALIZACIÓN DEL FENÓMENO DE CONDENSACIÓN Y EBULLICIÓN</b>	96
<b>7.2 REPRESENTACIÓN DE LA GRAFICA <math>P_v</math> Vs <math>T_L</math> Y SU COMPARACION CON LA TEORICA</b>	97
<b>7.3 REPRESENTACIÓN DE UNA GRÁFICA DE FLUJO DE CALOR CONTRA DIFERENCIA DE TEMPERATURA (<math>T_w - T_s</math>) A LA PRESIÓN CONSTANTE</b>	98
<b>7.4 GRAFICA DE LA CURVA DE EBULLICIÓN</b>	99
<b>7.5 CÁLCULO EXPERIMENTAL DE LA CONSTANTE SUPERFICIAL <math>C_{sf}</math> (COBRE-FLUIDO)</b>	99
<b>7.6 CÁLCULO DEL CALOR RETIRADO POR EL CONDENSADOR Y PERDIDAS EN EL EQUIPO</b>	100
<b>8. RESULTADOS Y GRÁFICAS</b>	101
<b>8.1 RESULTADOS DE LA VISUALIZACIÓN DE LOS FENÓMENOS DE EBULLICIÓN Y CONDENSACIÓN</b>	101
<b>8.1.1 Ebullición</b>	101
<b>8.1.2 Condensación</b>	101
<b>8.2 EXPERIENCIA 2: REPRESENTACIÓN DE LA GRÁFICA PRESIÓN DE VAPOR Vs TEMPERATURA Y COMPARACIÓN CON LA TEÓRICA</b>	104
<b>8.3 EXPERIENCIA 3: REPRESENTACIÓN DE UNA GRÁFICA DE FLUJO DE CALOR CONTRA LA DIFERENCIA DE TEMPERATURAS (<math>T_w - T_s</math>) A</b>	

<b>PRESIÓN CONSTANTE</b>	107
<b>8.4 EXPERIENCIA 4: GRÁFICA DE LA CURVA DE EBULLICIÓN</b>	
117	
<b>8.5 EXPERIENCIA 5. CÁLCULO EXPERIMENTAL DE LA CONSTANTE DE SUPERFICIE DE CALEFACCIÓN - FLUIDO Csf</b>	121
<b>8.6 EXPERIENCIA 6. CÁLCULO DEL CALOR RETIRADO POR EL CONDENSADOR Y PÉRDIDAS EN EL EQUIPO</b>	124
<b>CONCLUSIONES</b>	126
<b>RECOMENDACIONES</b>	131
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	132
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	133
<b>ANEXOS</b>	

## LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Valores del coeficiente $C_{sf}$ de la ecuación (30) para varias combinaciones líquido superficie	45
Tabla 2. Valores de la tensión superficial para varios líquidos en la superficie de separación líquido-vapor	45
Tabla 3. Tabla para toma de datos	108
Tabla 4. Tabla de resultados para ebullición y condensación	103
Tabla 5. Tabla de resultados para graficar $P_v$ Vs $T_v$	105
Tabla 6. Tabla de resultados para graficar $q/A$ Vs $\Delta T$ a presión constante	118
Tabla 7. Tabla de resultados para el cálculo del $C_{sf}$ .	123
Tabla 8. Tabla de resultados para el cálculo del calor perdido o disipado por el serpentín	125

## LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura. 1. Conductividades térmicas de distintos materiales	14
Figura. 2. Conductividades térmicas de gases comparada con materiales aislantes Vs temperatura	16
Figura. 3. Convección libre y convección forzada	18
Figura. 4. Experimento de Reynolds a)Flujo Laminar b)Flujo Transicional c)Flujo Turbulento	18
Figura. 5. Perfiles de velocidad para flujos dentro de tubos circulares	25
Figura. 6. Perfil de velocidad para flujo turbulento completamente desarrollado	25
Figura. 7. Condensación	28
Figura. 8. Condensación en forma de gota	28
Figura. 9. Condensación en forma de película sobre cilindros horizontales	31
Figura. 10. Ebullición en una superficie caliente sumergida	39
Figura. 11. Datos experimentales típicos del flujo de calor (q) en función de $\Delta T$	42
Figura. 12. Curva de variación del coeficiente de transferencia de calor en función de la diferencia de temperatura ( $T_w - T_s$ ).	54
Figura.13 Esquema general del equipo	61
Figura.14 Tubo de vidrio	67
Figura.15 Superficie de calefacción	70
Figura.16. Serpentín de condensación	76
Figura.17. Cantidad de refrigerante en el tubo	79



Figura.19. Sección del flanche	82
Figura. 20. Flanche superior	83
Figura. 21. Sección de un termómetro bimetálico	88
Figura. 22. Sistema de fuerza	90
Figura. 23. Esquema del banco de pruebas, tablero de control	93
Figura. 24. Experiencia 2. Gráfica ( $P_v$ Vs $T_v$ .)	106
Figura. 25. Experiencia 3. Gráficas ( $q/A$ Vs $\Delta T$ ) a presión constante	110
Figura. 26. Experiencia 4. Gráfica ( $q/A$ Vs $\Delta T$ ) a presión variable	120

## LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Refrigerantes Ecológicos	135
Anexo B. Propiedades del R-11 (FREON-11)	136
Anexo C. Código A.P.I. 350 Tabla 3.2	137
Anexo D. Código A.P.I. 350 Selección de flanches	138
Anexo E. Conexiones de Válvulas y accesorios a la red de agua del Laboratorio	139
Anexo F. Conexiones del Tablero de Control en el Laboratorio	140
Anexo G. Guía de Laboratorio	141

## LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área, Pie <sup>2</sup>
A <sub>f</sub>	Área de flujo, pie <sup>2</sup>
°C	Grados centígrados
C	Calor específico, capacidad calorífica, Btu/lbm °F
C <sub>p</sub>	Calor específico a presión constante, Btu/lbm °F
C <sub>pH<sub>2</sub>O</sub>	Calor específico a presión constante del agua de condensación, Btu/lbm °F
C <sub>pv</sub>	Calor específico del vapor, Btu/lbm °F
C <sub>p</sub>	Calor específico del líquido, Btu/lbm °F
C	Corrosión permisible en pulgadas,
d	Diámetro
D	Diámetro, pie
D <sub>c</sub>	Diámetro exterior de las espiras
D <sub>e</sub>	Diámetro equivalente
D <sub>o</sub>	Diámetro exterior del tubo, pie
F	Fuerza total en los pernos, lbf
°F	Grados Fahrenheith
g	Aceleración de la gravedad, pie/seg <sup>2</sup>
g <sub>c</sub>	Factor de conversión gravitacional, $\frac{\text{Lbf}}{\text{Lbm}} \times \frac{\text{Pie}}{\text{seg}^2}$
$\bar{h}$	coeficiente convectivo de transferencia de valor promedio, Btu/h•Pie <sup>2</sup> •°F

$h_r$	Coefficiente convectivo de transferencia de calor por radiación, $\text{Btu/h}\cdot\text{Pie}^2\cdot^\circ\text{F}$
$\bar{h}_i$	Coefficiente convectivo de transferencia de calor en el interior, $\text{Btu/h}\cdot\text{Pie}^2\cdot^\circ\text{F}$
$\bar{h}_o$	Coefficiente convectivo de transferencia de calor en el exterior, $\text{Btu/h}\cdot\text{Pie}^2\cdot^\circ\text{F}$
$\bar{h}_{io}$	Valor de $\bar{h}_i$ referido al diámetro exterior del tubo
$H_g$	Distancia radial desde el diámetro de los pernos al diámetro del flanche
$h_f$	Entalpía del líquido saturado
$h_g$	Entalpía del vapor saturado
$h_{fg}$	Calor latente de vaporización, $\text{Btu/h}\cdot\text{Pie}^2\cdot^\circ\text{F}$
$H$	Fuerza total de la prueba hidrostática
$DI$	Diámetro interior del tubo
$DE$	Diámetro exterior del tubo
$k$	Conductividad térmica, $\text{Btu/h}\cdot\text{Pie}^2\cdot^\circ\text{F}$
$K_g$	Kilogramos
$K_L$	Conductividad térmica del líquido, $\text{Btu/h}\cdot\text{Pie}^2\cdot^\circ\text{F}$
$K_v$	Conductividad térmica del vapor, $\text{Btu/h}\cdot\text{Pie}^2\cdot^\circ\text{F}$
$L$	Longitud, pie
$L_1, L_2$	Longitud de los tramos netos del condensador (Ver Figura.12)
$L_{bm}$	Libras masa
$L_{bf}$	Libras fuerza
$\dot{m}$	Flujo másico, $\text{lbm/h}$
$\dot{m}_{H_2O}$	Flujo másico del agua de condensación, $\text{Lbm/h}$
$N$	Número de espiras del condensador

P	Presión del diseño, Lbf/pie <sup>2</sup>
P <sub>v</sub>	Presión del vapor, Lbf/pie <sup>2</sup>
q	Razón de transferencia de calor, Btu/h
q*	Fuerza ejercida sobre cada uno de los pernos
q <sub>p</sub>	Pérdidas de calor, Btu/h
Q	Calor, Btu
R <sub>d</sub>	Factor de suciedad
r	Distancia radial, pie
s.p	Switche de presión (preostato)
S <sub>ts</sub>	Esfuerzo permisible máximo, Lbf/in <sup>2</sup>
t	Espesor, in
$\bar{T}$	Temperatura promedio, °F
$\bar{T}_{H_2O}$	Temperatura promedio del agua de condensación, °F
T <sub>w</sub>	Temperatura de la superficie, °F
T <sub>i</sub>	Temperatura de entrada, °F
T <sub>L</sub>	Temperatura del líquido, °F
T <sub>o</sub>	Temperatura de salida, °F
T <sub>s</sub>	Temperatura de saturación, °F
T <sub>v</sub>	Temperatura del vapor, °F
U <sub>c</sub>	Coefficiente global de transferencia en superficies limpias, Btu/h•Pie <sup>2</sup> •°F
U <sub>d</sub>	Coefficiente global de transferencia en superficies sucias, Btu/h•Pie <sup>2</sup> •°F
μ	Viscosidad dinámica, Lbm/Pie•seg

$\mu_L$	Viscosidad dinámica del líquido, Pie <sup>2</sup> /s
$V_m$	Velocidad media, pie/seg
$V$	Velocidad, pie/seg
$W$	Carga de diseño de los pernos
$\Delta T$	Diferencia de temperatura, °F
$\Delta T_{H_2O}$	Diferencia de temperatura del agua de condensación, °F
$\rho$	Densidad, Lbm/pie <sup>3</sup>
$\rho_L$	Densidad del líquido, Lbm/pie <sup>3</sup>
$\sigma_u$	Esfuerzo último del material, Lbf/in <sup>2</sup>
$\sigma_{tr}$	Esfuerzo de tensión real, Lbf/in <sup>2</sup>
$Nu_D = \frac{\bar{h}D}{k}$	Número de Nusselt evaluado en el diámetro
$Pr = \frac{Cp\mu}{k}$	Número de Prandtl
$Re = \frac{\rho v D}{\mu}$	Número de Reynolds evaluado en el diámetro
$Re = \frac{\rho v L}{\mu}$	Número de Reynolds evaluado en una longitud
$\pi$	Constante numérica (su valor es 3,141516)

## LISTA DE ABREVIATURAS

A-36	Acero al Carbono estructural.
A.P.I.	Instituto Americano de Petróleo (American Petroleum Institute)
ASME	Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (American Society of Mechanical Engineers)
I-1	Interruptor de alimentación eléctrico al tablero de control
Div	División
DSY-1	Disyuntor de alta presión
Ing.	Ingeniería
LZ-1	Luz piloto de energización del tablero (roja)
min.	Minutos
Nº	Número
NPT	Rosca cónica American Standard para tubos
OFF	Apagado
ON	Encendido
PSI	Libras por pulgadas cuadradas
R-11	Refrigerante Freón 11
RST-1	Reostato
seg	segundos

TCI	Termómetro entrada agua de condensación
TCO	Termómetro salida agua de condensación
TD-1	Termómetro digital superficie
TD-2	Termómetro digital líquido saturado
VAT-1	Vatímetro
VLT-1	Voltímetro
VPL-1	Válvula de alimentación de agua al condensador
VRG-1	Válvula reguladora de agua de condensación
VSP-1	Válvula de servicio para R-11
Vs	Versus



## GLOSARIO

**TEMPERATURA (T):** Es una propiedad intensiva que da una medida del nivel energético. Su unidad de medida es ( $^{\circ}$  F).

**CALOR (Q):** Interacción energética entre un sistema y los alrededores, debido a la variación de una propiedad intensiva llamada temperatura, sus unidades de medida son (Btu/Lbm).

**CAPACIDAD CALORÍFICA (C):** Es la cantidad de energía requerida para elevar la temperatura de un kilogramo de la sustancia en un grado centígrado; sus unidades son (Btu/Lbm $\cdot^{\circ}$  F).

**VOLUMEN ESPECÍFICO (V):** Es la relación del volumen ocupado por el peso unitario en condiciones especiales de presión y temperatura; sus unidades de medida son (Pie<sup>3</sup>/Lbm).

**CONDUCTIVIDAD TÉRMICA (K):** Propiedad termofísica de los materiales que indica la facilidad de transporte de energía en forma de calor en la unidad de tiempo por unidad de espesor sobre unidad de área por unidad de cambio de temperatura; sus unidades de medida son (Btu/hr $\cdot$ Pie<sup>2</sup> $\cdot^{\circ}$ F).

**EMISIVIDAD (E):** Es la relación entre el flujo emisivo espectral proveniente de una superficie real a una temperatura absoluta (T), sobre el flujo emisivo espectral de un cuerpo negro proveniente de una superficie negra a la misma temperatura.

**TRANSMISIVIDAD (T):** Fracción transmitida de la radiación incidente.

**COEFICIENTE CONVECTIVO DE TRANSFERENCIA DE CALOR (h):** Es la eléctrica relación del flujo de calor en la superficie sobre la diferencia de temperaturas entre el fluido y la superficie en (Btu/h $\cdot$ Pie<sup>2</sup> $\cdot^{\circ}$ F).

## RESUMEN

Nombre del Proyecto: **DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE UN EQUIPO DE LABORATORIO PARA EL ESTUDIO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN EBULLICIÓN Y CONDENSACIÓN**

**OBJETIVO GENERAL DEL PROYECTO:** Diseñar, construir y montar un equipo para visualizar con exactitud fenómenos de ebullición y condensación y cuantificar de manera directa o indirecta variables como: temperatura, presión, caudal, potencia eléctrica, coeficientes de transferencia de calor, a partir de diseños térmicos y mecánicos básicos.

**OBJETIVOS ESPECÍFICOS:** (1) Visualizar a través de un tubo de vidrio, los lugares de formación o nucleación de burbujas en el fenómeno de ebullición; (2) Comparar las velocidades de desprendimiento de las burbujas, su condensación en el seno del fluido y la disposición en la superficie; (3) Verificar si el fenómeno de ebullición llega al punto de quemado.

**HISTORIA DEL PROYECTO:** Durante muchos años, el estudio de los procesos de transferencia de calor en la corporación se han hecho con muchos limitantes, debido tal vez a que la Corporación no posee un laboratorio adecuado para el área de transferencia de

calor y Termodinámica.

Teniendo en cuenta este problema nos dimos a la tarea de realizar este proyecto con el fin de ayudar a conformar y dotar el laboratorio de transferencia de calor y contribuir así con el desarrollo del estudiante de la universidad misma.

## **DESARROLLO DEL PROYECTO:**

**Visualización de los fenómenos.** El proceso consta de una etapa de calentamiento de un líquido de bajo punto de ebullición, en este caso Refrigerante 11, en el cual se produce un cambio de fase de líquido a vapor, con formación de burbujas en puntos calientes.

Luego de esto vendrá una etapa de enfriamiento del líquido evaporado mediante un serpentín con circulación de agua que al quitarle calor al vapor lo condensa, desarrollándose el fenómeno de condensación en forma de gotas.

**Aspectos concernientes al diseño.** El plan general de diseño se llevó a cabo de la siguiente forma:

1. Basados en parámetros supuestos se calculó el tipo de tubo a utilizar para las condiciones de operación del líquido refrigerante.
2. Se calculó la superficie de condensación y se asumieron condiciones y dimensiones generales para el diseño del intercambiador.
3. Se calculó el área de transferencia de calor del condensador mediante procedimientos hallados en textos de la materia.

4. Se diseñaron los flanches, teniendo en cuenta los códigos de fabricación como el ASTM, tomando como referencia las propiedades físicas del líquido refrigerante y la máxima presión dentro del recipiente.
5. Por último se procedió a calcular los pernos a utilizar mediante el código API 620 para recipientes a presión.

Todos estos datos son bastante confiables puesto que se tomaron como referencia datos reales.

## INTRODUCCIÓN

Los procesos de transferencia de calor, concretamente aquellos que implican cambio de fase, están íntimamente ligados desde tiempo atrás a diversos e importantes procesos industriales que han marcado momentos dentro de la historia del hombre, aplicados a ciclos de vapor, ciclos de refrigeración y algunos ciclos de potencia.

También es de considerar su innegable importancia en procesos químicos, en procesamiento de alimentos, en procesos de destilación y otras múltiples aplicaciones industriales, comerciales y domésticas.

A medida que se ha incrementado el grado de tecnología y complejidad en la ciencia moderna, se ha ido viendo la necesidad de profundizar en los conocimientos de transferencia de calor. En casi todos los trabajos científicos y los procesos de ingeniería se encuentran involucrados intercambios de energía a través de flujos de calor. Esta energía es convertida en trabajo mediante calderas, turbinas, condensadores, calentadores de aire y piezas o aparatos que también son partes constitutivas importantes en la industria.

Otras de sus importancias básicas las encontramos en el enfriamiento o calefacción de

### 1. INFORMACION PRELIMINAR

## **1.1 RESEÑA HISTÓRICA DE LOS PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR**

Poco antes del siglo XIX, se creía que el calor era un fluido misterioso llamado calórico. Se suponía que era invisible y que podía ser extraído de cualquier cosa caliente al enfriarla, o que cualquier cosa fría podía succionarlo para calentarse.

La teoría calórica fue muy conveniente y fue propuesta en 1798 en Baviera por el Conde de Rumford, Benjamin Thompson, siendo Ministro de Guerra del país. Mientras controlaba la perforación del agujero de un cañón, Thompson quedó impresionado por la relación aparente entre la Energía Mecánica gastada, es decir, la cantidad de trabajo realizado en el momento de perforar y el calor producido, que podía ser estimado si se rodeaba el cañón con agua y luego se medía el aumento de temperatura. Thompson se dio cuenta de que el calor era una forma de energía y sugirió que podía deberse al movimiento de las moléculas.

Fue así como en 1842 J.P. Joule llevó a cabo los famosos experimentos que dejaron aclarado definitivamente el problema. Joule hizo que la caída de unas pesas impulsaran el giro de unas paletas en el interior de un recipiente con agua y demostró que el aumento de temperatura del agua así producido, estaba

relacionado con el número de veces que el peso subía y se dejaba caer, o sea, con la energía mecánica total que perdían unas pesas en su caída.

Lo que esencialmente midió Joule durante su experimento era la cantidad de energía medida en Julios, que se requiere para producir una unidad de calor, lo que se denomina “Equivalente Mecánico del Calor”, que hoy en día se expresa como: La cantidad exacta de calor que se requiere para elevar la temperatura de 1 Kg. de agua, de 14,5°C a 15,5°C.

## 2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LOS MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

### 2.1 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN

La conducción es la forma de transferencia de calor en la cual el intercambio de energía ocurre de la región de mayor a la de menor temperatura por el movimiento cinético o el impacto directo de las moléculas como en el caso de los fluidos en reposo o por el arrastre de los electrones, como en el caso de los metales. En un sólido, que es un buen conductor eléctrico, un número grande de electrones libres se mueve alrededor de una estructura cristalina; por esta razón, los materiales metálicos son buenos conductores del calor (por ejemplo el cobre, la plata, etc.)

La ley básica de la conducción del calor basada en observaciones experimentales, proviene de Biot, pero en general se conoce con el nombre del físico matemático francés Joseph Fourier<sup>1</sup> quien la aplicó en su teoría analítica del calor. Esta ley establece que la tasa de transferencia de calor por conducción en una dirección dada, es proporcional al área normal a la dirección del flujo de calor y al gradiente de temperatura en esa dirección. Por ejemplo, para el flujo de calor en la dirección  $x$ , la Ley de Fourier<sup>2</sup> está dada por



$$Q_x = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \text{ Btu/h} \quad \text{o} \quad \text{Watts (1)}$$

$$q_x = \frac{Q_x}{A} = -k \frac{\partial T}{\partial x} \text{ Btu/h} \cdot \text{pie}^2 \quad \text{W/m}^2 \text{ (2)}$$

En donde  $Q_x$  es la tasa de calor a través del área  $A$  en la dirección  $x$  positiva y  $q_x$  es el flujo de calor en la dirección  $x$  positiva. La constante de proporcionalidad ( $k$ ) se llama conductividad térmica del material y es una cantidad positiva. El signo menos de la ecuación (1) y (2) asegura que  $q_x$  ó ( $Q_x$ ) sea una cantidad positiva cuando el calor fluye en la dirección  $x$  positiva. Esto se debe a que la temperatura debe disminuir en la dirección  $x$  positiva si el calor fluye en esa dirección, entonces  $\frac{\partial T}{\partial x}$  es negativo y la inclusión del signo negativo en las ecuaciones anteriores asegura que  $q_x$  ó ( $Q_x$ ) sea una cantidad positiva.

La conductividad térmica  $k$  en las ecuaciones (1) y (2) tiene unidades  $\text{Btu/h} \cdot \text{pie} \cdot ^\circ\text{F}$  o  $(\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  si el flujo de calor  $q_x$  se expresa en  $\text{Btu/h} \cdot \text{pie}^2$  o  $(\text{W/m}^2)$ , y el gradiente de temperatura  $\frac{\partial T}{\partial x}$  en  $^\circ\text{F/pie}$  (o  $^\circ\text{C/m}$ ). Como se muestra en la fig.1 hay una gran diferencia en las conductividades térmicas de los distintos materiales. El mayor valor lo tiene los metales puros y el menor los gases y vapores; los materiales aislantes amorfos y los líquidos inorgánicos tienen conductividades térmicas intermedias entre otros valores. Para dar una idea del orden de magnitud de la conductividad térmica aparece en seguida una lista de algunos valores de  $k$  de varios materiales:

Metales: 30 a 240 Btu/h • pie • °F (o 52 a 415 W/m<sup>2</sup> • °C)

Aleaciones: 7 a 70 Btu/h • pie • °F (ó 12 a 120 W/m<sup>2</sup> • °C)

Líquidos no metálicos: 0.1 a 0.4 Btu/h • pie • °F (ó 0.173 a 0.69 W/m<sup>2</sup> • °C)

Materiales aislantes: 0.02 a 0.1 Btu/h • pie • °F (ó 0.035 a 0.173 W/m<sup>2</sup> • °C)

Gases a presión atmosférica: 0.004 a 0.1 Btu/h • pie • °F (ó 0.0069 a 0.173 W/m<sup>2</sup> • °C)

Figura 1. Conductividades térmicas de distintos materiales

La conductividad térmica varía también con la temperatura. La de la mayoría de los metales puros disminuye con la temperatura, mientras que la de los gases y la de los materiales aislantes aumenta con ella. Como se muestra en la fig. (2) a bajas temperaturas la conductividad térmica varía rápidamente con la temperatura.

## **2.2 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN**

Cuando un fluido en movimiento pasa sobre un cuerpo sólido o fluye dentro de un canal y si las temperaturas del fluido y del sólido o del canal son diferentes, habrá transferencia de calor entre el fluido y la superficie sólida debido al movimiento relativo entre el fluido y la superficie, a este mecanismo de transferencia de calor se da el nombre de convección. Se dice que la transferencia de calor es por convección forzada si el movimiento es inducido artificialmente, digamos con una bomba o un ventilador que impulse el fluido sobre la superficie. Se dice que la transferencia de calor es por convección libre (o natural), si el movimiento del fluido es ocasionado por fuerzas de empuje debidas a diferencias de densidad causadas por diferencias de temperatura en el fluido. Por ejemplo, una placa caliente suspendida verticalmente en aire frío en reposo (ver fig.3), produce un movimiento en la capa de aire adyacente a la superficie de la placa, debido a que el gradiente de temperatura en el aire da lugar a un gradiente de densidad, que a la vez pone el aire en movimiento. Como el campo de temperatura de un fluido es influenciado por el movimiento de éste, la determinación de la distribución de temperatura y de la transferencia de calor por convección es asunto complicado en

la mayoría de los casos prácticos. En aplicaciones de la ingeniería, para simplificar los cálculos de transferencia de calor entre una superficie a

Figura 2. Conductividades térmicas de gases comparadas con materiales aislantes Vs. Temperatura

temperatura  $T_w$  y un fluido que se desplaza sobre ella a temperatura media  $T_f$  se define el coeficiente de transferencia de calor  $h$  como

$$q = h(T_f - T_w) \quad (3)$$

En donde  $q$  es el flujo de calor en la pared. Algunas veces se da esta relación el nombre de "Ley de enfriamiento de Newton". Si el flujo de calor se expresa en unidades de Btu/h  $\cdot$  pie<sup>2</sup> o (W/m<sup>2</sup>) y la temperatura en °F o (°C) entonces el coeficiente de transferencia de calor  $h$  tiene unidades de Btu/h  $\cdot$  pie<sup>2</sup>  $\cdot$  °F o (W/m<sup>2</sup>  $\cdot$  °C).

### 2.3 TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN

Cuando dos cuerpos de temperaturas diferentes están separados por un vacío perfecto, no es posible la transferencia de calor entre ellos por conducción o convección; en tal caso, la transferencia de calor ocurre mediante radiación térmica. Es decir, la energía radiante emitida por un cuerpo, debida a su temperatura, es transmitida en el espacio en forma de ondas electromagnéticas de acuerdo con la teoría clásica de las ondas electromagnéticas de Maxwell<sup>3</sup> o en forma de fotones discretos, de acuerdo con las hipótesis de Planck<sup>4</sup>. Ambos conceptos han sido utilizados en la investigación de la transferencia de calor por radiación. La emisión o absorción de energía radiante por un cuerpo, es un proceso global, o sea, la radiación que se origina en el interior del cuerpo se emite a través de la superficie; recíprocamente, la radiación que incide sobre la superficie de un cuerpo penetra en el medio, en donde es atenuada. Se puede decir que la radiación fue absorbida o emitida por la superficie cuando una gran

proporción de la radiación incidente se atenúa en una distancia muy pequeña a partir de la superficie. Por ejemplo, en muchas aplicaciones de la ingeniería



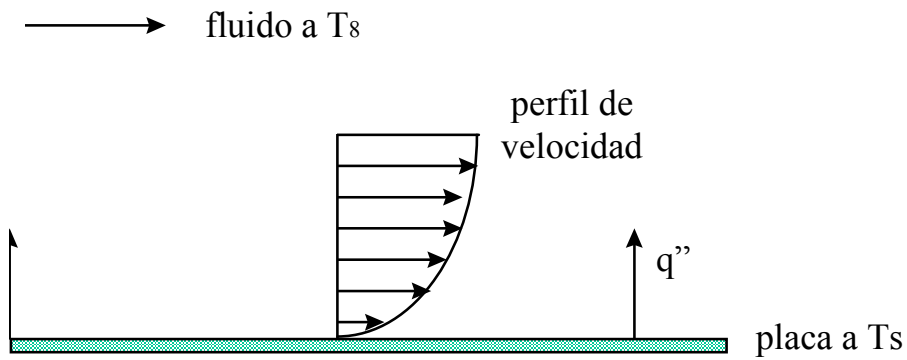
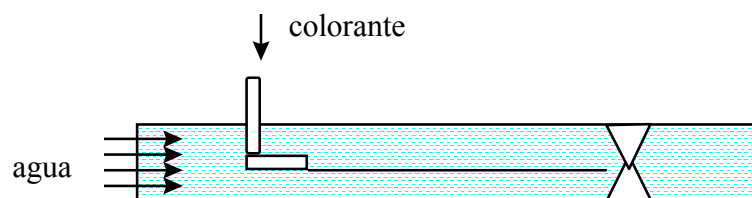
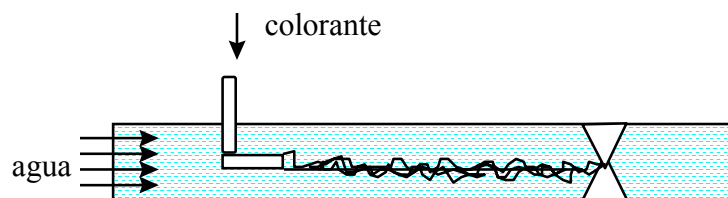


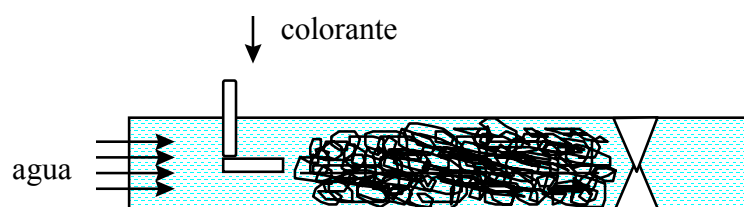
Figura 3. Convección libre



(a) Válvula apenas abierta



(b) Válvula incrementando su abertura



(b) Válvula completamente abierta

Figura 4. Experimento de Reynolds

se considera que la absorción o emisión de radiación por un metal es un proceso de superficie, debido a que la radiación se atenúa en una distancia de unos pocos centenares de angstroms a partir de la superficie; pero siempre se considera que la emisión o absorción de radiación por gases es un proceso global. La energía radiante emitida por un cuerpo es proporcional a la cuarta potencia de su temperatura absoluta. Consideremos, por ejemplo, que un cuerpo negro (esto es, un emisor perfecto y un receptor perfecto) de área superficial  $A$  y temperatura absoluta  $T_1$  está dentro de un recinto de temperatura absoluta  $T_2$ . El cuerpo emitirá energía radiante en cantidad  $A\sigma T_1^4$  Btu/h (o W) y absorberá energía radiante en cantidad  $A\sigma T_2^4$  Btu/h o (W), así que la energía radiante neta que sale del cuerpo será

$$Q = A\sigma(T_1^4 - T_2^4) \text{ Btu/h (o W)} \quad (4)$$

donde  $\sigma$  es la constante de Stefan - Boltzmann, la cual tiene un valor de  $0,1714 \times 10^{-8}$  Btu/h  $\cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{R}^4$  (o  $5,6697 \times 10^{-8}$  W/m<sup>2</sup>·K<sup>4</sup>).

Si los dos cuerpos no son perfectamente negros y si la superficie  $A$  no está completamente rodeada por el otro cuerpo, se puede modificar entonces la relación así:

$$Q = FA\sigma(T_1^4 - T_2^4) \text{ Btu/h (o W)} \quad (5)$$

en donde el factor  $F$  es una cantidad menor que la unidad, que tiene los efectos de la distribución geométrica de las superficies y el hecho de que los cuerpos no sean emisores o receptores perfectos.

Cuando la diferencia entre las temperaturas  $T_1$  y  $T_2$  es suficientemente pequeña en comparación con  $T_1$ , se puede linealizar la ecuación (5) como

$$Q = FA\sigma(T_1 - T_2)(T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2) \cong FA\sigma 4T_1^3(T_1 - T_2)$$

o

$$q \equiv \frac{Q}{A} = (FA\sigma 4T_1^3)(T_1 - T_2) \quad (6)$$

En tales casos se puede definir un coeficiente de transferencia de calor por radiación  $h_r$ .

$$h_r \equiv F4\sigma T_1^3 \quad (7)$$

entonces la ecuación (7) se escribe en la forma

$$q = h_r(T_1 - T_2) \quad (8)$$

que es análoga a la ecuación (3) de la transferencia de calor por convección. Esta expresión aproximada y simple del flujo de calor radiante, ecuación (8), es aplicable solamente si  $|T_1 - T_2|/T_1 < 1$ .

## 2.4 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN Y RADIACIÓN COMBINADAS

Cuando las transferencias por convección y radiación son del mismo orden de magnitud y ocurren simultáneamente, es muy complicado hacer un análisis apropiado de la transferencia de calor considerando la interacción entre las dos formas de transferencia. Por otro lado, bajo condiciones muy restringidas, puede determinarse en forma aproximada la transferencia de calor por convección y radiación simultáneas, mediante la superposición lineal de los flujos de calor debidos a estas dos formas de transferencia. Consideremos, por ejemplo, el flujo de los productos calientes de combustión a una temperatura  $T_g$ , a través de un

ducto frío cuyas paredes se mantienen a una temperatura  $T_w$ . Los productos de combustión tales como  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$  y  $\text{H}_2\text{O}$  absorben y emiten radiación. Entonces, la transferencia de calor de gas a las paredes del conducto se realiza tanto por convección como por radiación y un análisis apropiado de este problema de transferencia de calor requiere una solución simultánea de las ecuaciones de convección y radiación; luego éste es un asunto muy complicado. Si la componente radiante del flujo de calor no es muy apreciable, se puede calcular aproximadamente el flujo total de calor  $q$  desde el gas hasta la superficie de la pared, sumando el flujo de calor por convección  $q_c$  y el flujo de calor por radiación  $q_r$  como

$$q = q_c + q_r \quad (9)$$

cuando en la ecuación (9) se reemplazan las relaciones de los flujos de calor por convección y radiación dados por las ecuaciones (3) y (8) se encuentra que

$$q = h_c(T_g - T_w) + h_r(T_g - T_w) = (h_c + h_r)(T_g - T_w) \quad (10)$$

o

$$q = h_{cr}(T_g - T_w) \quad (11)$$

en donde se define el coeficiente combinado de transferencia de calor por convección y radiación

$$h_{cr} = h_c + h_r \quad (12)$$

## 2.5 FLUJOS LAMINAR Y TURBULENTO

Si se derrama miel de una botella, vemos un flujo muy suave con todas las partículas moviéndose en trayectorias bien organizadas. Dicho flujo se conoce como un flujo laminar. Este es un patrón bien ordenado en donde las capas del fluido se deslizan una sobre la otra. Si se inyectara un colorante en un flujo laminar de agua se formaría un rango de agua coloreada que habría de mantener su identidad distintiva a través de todo el campo del fluido. En general, las partículas de fluido en un flujo laminar se mueven en trayectorias bien definidas. La trayectoria que describe una partícula de fluido cuando se mueve a través del espacio se llama Línea de trayectoria. A una línea que se dibuja a través del fluido, tangente a los vectores de velocidad en dicho instante, se le llama, Línea de flujo. En un flujo estacionario, laminar, las líneas de trayectoria y las líneas de flujo son idénticas.

Considere un experimento sencillo Fig. (4) en el que el agua fluye a través de un tubo transparente y la razón del flujo se regula mediante una válvula que se encuentra en el extremo donde termina el flujo. Esta es esencialmente la idea del experimento clásico efectuado por Osborne Reynolds<sup>5</sup> en 1889. Se ha provisionado el sistema con agua, cerca del extremo del tubo donde principia el flujo. Cuando la válvula se desagüe se abre un poco, el colorante formará una línea muy fina a lo largo del agua que está fluyendo fig. (4-a). Cuando la válvula se va abriendo progresivamente más y más, el colorante continuará fluyendo en línea recta, hasta que se alcanza una razón de flujo en la cual se hacen evidentes fluctuaciones en el filamento del colorante. Esto indica el principio de transición de flujo laminar a turbulento fig. (4-b). Cuando la válvula se abre más, el colorante,

inmediatamente después de salir del inyector de colorante, se dispersa a través del fluido, indicando un flujo completamente turbulento fig. (4-c).

Al efectuar un análisis de flujo de fluido, se requiere saber si se trata de un flujo laminar o un flujo turbulento. Los flujos turbulentos son mucho más complejos en un análisis que los flujos laminares.

En el caso de un flujo turbulento; por ejemplo, si se abre la llave del agua en una casa completamente, usualmente el flujo del agua resultante es turbulento. Las partículas de fluido en un flujo turbulento no viajan en forma bien ordenada. En lugar de esto, existen componentes de la velocidad transversales a la dirección principal del flujo, y estos

componentes están cambiando constantemente de magnitud.

Es posible predecir si un flujo es laminar o turbulento si conocemos su densidad ( $\rho$ ); velocidad media,  $U_{av}$ ; viscosidad,  $\mu$ ; y una dimensión característica,  $L_c$ , para la geometría de flujo. La dimensión característica para un flujo sobre una placa es la distancia  $x$  del lado principal de la placa. Para el flujo dentro de tubos la longitud característica es el diámetro hidráulico,  $D_H$  dado por:

$$D_H = \frac{4 \text{ (area de la seccion transversal)}}{\text{Perimetro mojado}} \quad (13)$$

De la ecuación (13) tenemos que para un tubo circular, el diámetro hidráulico es el mismo que el diámetro interno del tubo.

Las cuatro cantidades  $\rho$ ,  $U_{prom}$ ,  $L_c$  y  $\mu$ , se combinan en un número sin dimensiones al que llaman Número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho U_{prom} L_c}{\mu} \quad (14)$$

El número de Reynolds se puede interpretar como la razón entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas. El valor del número de Reynolds determina la naturaleza de un flujo. En flujos laminares, las fuerzas viscosas dominan a las fuerzas de inercia. El flujo dentro de tubos circulares es siempre laminar para un número de Reynolds menor que 2300. Es común que resulte un flujo turbulento si el número de Reynolds es mayor que 4000. Cuando el número de Reynolds varía entre 2300 y 4000, el flujo en un tubo se conoce como flujo transicional. El valor del número de Reynolds en que comienza la transición de flujo laminar a

turbulento se conoce como el Número Crítico de Reynolds. Bajo condiciones controladas



con mucho cuidado, se han observado números críticos de Reynolds tan altos como 40000.

Cuando se examina el flujo sobre una placa plana con un lado principal agudo, se observa en general un flujo laminar para números de Reynolds menores que  $5 \times 10^5$ . Bajo condiciones controladas, el número crítico de Reynolds puede ser también tan alto como  $2 \times 10^6$ . Cuando un fluido fluye sobre una placa plana de longitud suficiente, es posible observar un flujo laminar cerca del lado principal de la placa seguido por una región de transición, la cual a la vez sigue un flujo turbulento.

**2.5.1 Flujo dentro de tubos circulares.** Típicamente, cuando un fluido entra a un tubo desde una gran cámara llena tiene una distribución de la velocidad uniforme. Para un tubo circular, esto implica que la velocidad,  $u$ , en sentido de la corriente, es la misma para todos los valores de radios en la entrada del tubo ( $x = 0$ ). Esto se muestra en la figura 5a. Como el fluido fluye a lo largo del tubo, el perfil de velocidad que refleja la variación de  $u$  como una función de  $r$ , viene a ser más redondeada. A cierta distancia de la entrada del tubo, el perfil de la velocidad viene a ser establecido y no cambia de ahí en adelante. Esta distancia se llama longitud de entrada,  $L_e$ . Una expresión teórica para la longitud de entrada laminar queda dada por Langhaar<sup>6</sup>, la cual concuerda con resultados experimentales, esto es

$$L_e = 0.058 \text{ Re } D \quad (15)$$

Para posiciones después de la longitud de entrada, se dice que el flujo está enteramente desarrollado. Para flujo laminar, el perfil de velocidad enteramente desarrollado es una parábola.

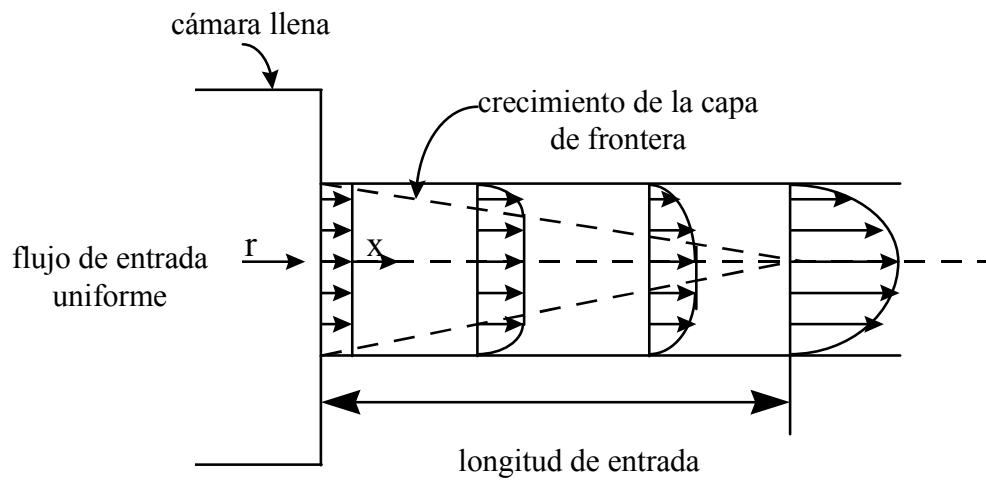


Figura 5. Perfiles de velocidad para flujos dentro de tubos

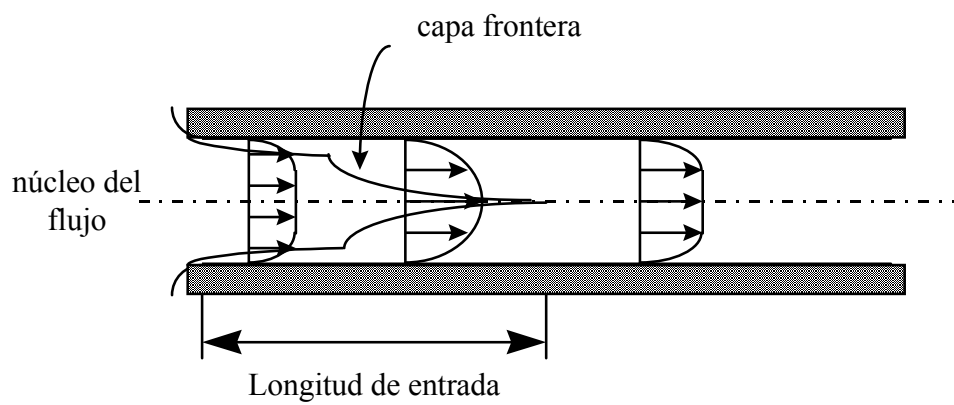


Figura 6. Perfil de velocidad para flujo turbulento completamente desarrollado.

Si las condiciones permiten un flujo turbulento, entonces a cierta distancia de la entrada, un perfil de velocidad para flujo turbulento completamente desarrollado aparecerá como lo muestra la figura 5b. El análisis de Latzko<sup>7</sup> para la predicción de la longitud de onda fue mejorado por Holdhusen<sup>8</sup>. La caída de presión resultante, la fuerza cortante en la pared y la pérdida de energía en la región de entrada concuerda con los experimentos. Parece que el perfil de velocidad completamente desarrollado no se logra y no hay una relación general satisfactoria aceptable para la longitud de entrada de un flujo turbulento. Barbin y Jones<sup>9</sup> encontraron que el flujo completamente desarrollado en una tubería suave no se obtuvo en una longitud de entrada de 40.5 diámetros para un número de Reynolds de 388000. Ellos encontraron que la fuerza cortante en la pared obtuvo valores completamente desarrollados en una longitud igual a 15 veces el diámetro de la tubería.

En un flujo turbulento, porciones del fluido llamados remolinos se mueven en la dirección transversal o radial en una forma azarosa y ellos llevan consigo su momento. Tal proceso tiende a hacer el perfil de velocidad más uniforme en la región donde existen los remolinos. Esta región se llama el corazón turbulento del flujo. En consecuencia, el perfil de velocidad para un flujo tubular turbulento es casi plano en la región central, como se ve en la figura 5b.

## **2.6 TRANSFERENCIA DE CALOR CUANDO HAY CAMBIO DE FASE**

Los fenómenos de ebullición y condensación son de gran importancia práctica debido a que pueden involucrar flujos de calor muy grandes con diferencias pequeñas de temperatura. Aunque la ebullición y la condensación no son procesos convectivos en el mismo sentido que los definidos antes, se emplea el coeficiente de transferencia de calor  $h$  para describir el flujo de calor en función de la diferencia de temperatura entre la superficie sólida y el fluido adyacente. Las consideraciones adicionales de características de la superficie, tensión superficial, calores latentes del cambio de fase hacen más complejas las correlaciones empíricas y el análisis que en los casos convectivos simples involucran fluidos de una sola fase.

La ebullición y la condensación involucran cambios entre las fases líquida y de vapor de un fluido. A continuación se consideran estos fenómenos por separado.

**2.6.1 Transferencia de calor por condensación.** Los condensadores y las calderas constituyen un tipo muy importante y extensamente usado de intercambiadores de calor y presentan un mecanismo de transferencia de calor de características únicas en el lado de la condensación o de la ebullición. Si un vapor se pone en contacto con una superficie de temperatura ligeramente inferior a la correspondiente temperatura de saturación, el vapor se condensará pasando inmediatamente a la fase líquida (ver fig. 6).

Por lo tanto en el diseño de condensadores es muy importante comprender muy bien el mecanismo de transferencia de calor y predecir en forma exacta el

coeficiente de transferencia de calor de los vapores en condensación cuando hay o no gases no condensables.

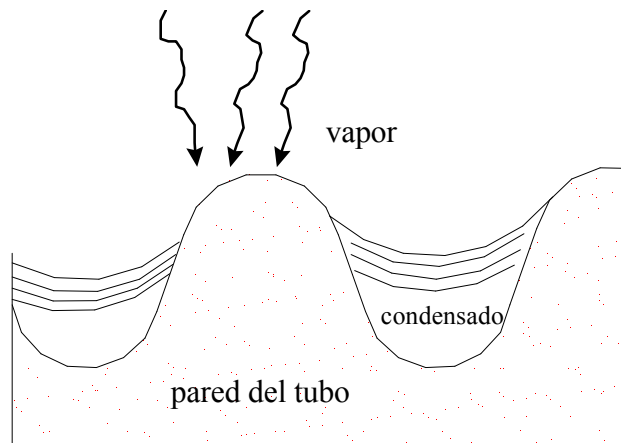


Figura 7. Condensación.

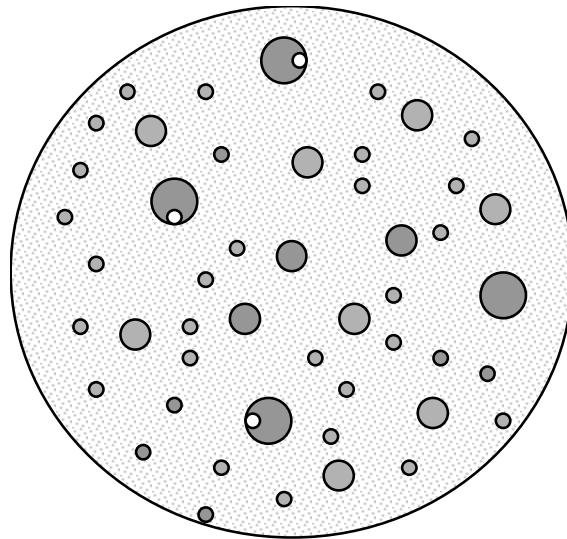


Figura 8. Condensación en forma de gotas.

**2.6.1.1 Condensación de vapores simples.** Un fluido puede existir como gas, vapor o líquido. El cambio de líquido a vapor es vaporización, y el cambio de vapor a líquido es condensación. Las cantidades de calor involucradas en la condensación o vaporización de una libra de fluido son idénticas para fluidos puros a una presión dada, el cambio de líquido a vapor o de vapor a líquido ocurre sólo a una temperatura, que es la de saturación o de equilibrio. Puesto que los cambios de transferencia de calor vapor - líquido usualmente ocurren a presión constante o casi constante en la industria, la vaporización o condensación de un compuesto simple normalmente se efectúa isotérmicamente. Cuando un vapor se remueve después de su formación y no se le permiten contactos posteriores con el líquido, la adición de calor al vapor causa sobrecalentamiento, durante el cual se comporta como un gas. Si se condensa una mezcla de vapores en lugar de un vapor puro, a presión constante, en muchos casos los cambios no tiene lugar isotérmicamente. El tratamiento general de la mezcla de vapores difiere en ciertos aspectos de aquellos de los compuestos simples.

La condensación tiene lugar a muy diferentes velocidades de transferencia de calor por cualquiera de los dos siguientes y distintos mecanismos físicos que serán discutidos: en forma de gota y en forma de película. El coeficiente de película en la condensación está influido por la textura de la superficie en la cual tiene lugar la condensación y también si la superficie condensante está montada vertical u horizontalmente. A pesar de estas complicaciones aparentes, la condensación, igual que el flujo laminar, es susceptible de un estudio matemático directo.



**2.6.1.2 Condensación en forma de gota y de película.** Cuando un vapor puro saturado entra en contacto con una superficie fría tal como un tubo, se condensa y puede formar gólicas en la superficie del tubo. Estas gólicas pueden no exhibir ninguna afinidad por la superficie y en lugar de cubrir el tubo se desprenden de él, dejando el metal descubierto en el cual se puede formar sucesivas gólicas de condensado. Cuando la condensación ocurre por este mecanismo se llama condensación en forma de gota (ver fig.7). Sin embargo, usualmente puede aparecer una inconfundible película a medida que el vapor se condensa en el tubo cubriéndolo. Se requiere vapor adicional para condensarse en la película del condensado en lugar de hacerlo sobre la pared del tubo directamente. Esta es condensación en forma de película (ver fig.8). Los dos mecanismos son distintos e independientes de la cantidad de vapor por condensante por pie cuadrado de superficie. La condensación en forma de película no es una transición de la condensación en forma de gota debido a la rapidez a la cual el condensado se forma sobre el tubo. Debido a la resistencia de la película de condensado al paso de calor a través de ella, los coeficientes de transferencia de calor para la condensación por gotas son de cuatro a ocho veces mayores que para la condensación de película. El vapor de agua es el único vapor puro conocido que se condensa en forma de gota, y se requieren condiciones especiales para que esto ocurra. Estas son descritas por Drew, Nagle y Smith<sup>10</sup>, influyendo principalmente la presencia de polvo en la superficie o el uso de contaminantes que se adhieran a la misma. Nagle<sup>11</sup> ha identificado materiales que promueven la

condensación en forma de gota en el vapor de agua. La condensación por gota también tiene lugar cuando varios materiales se condensan simultáneamente como en una mezcla, y donde la mezcla de condensado no es miscible, como en el caso de hidrocarburos y vapor de agua. Sin embargo, durante varios periodos en la operación normal de un condensador normal de vapor de agua, el mecanismo puede ser inicialmente del tipo de película, y cambiar luego a la condensación en forma de gota, y un

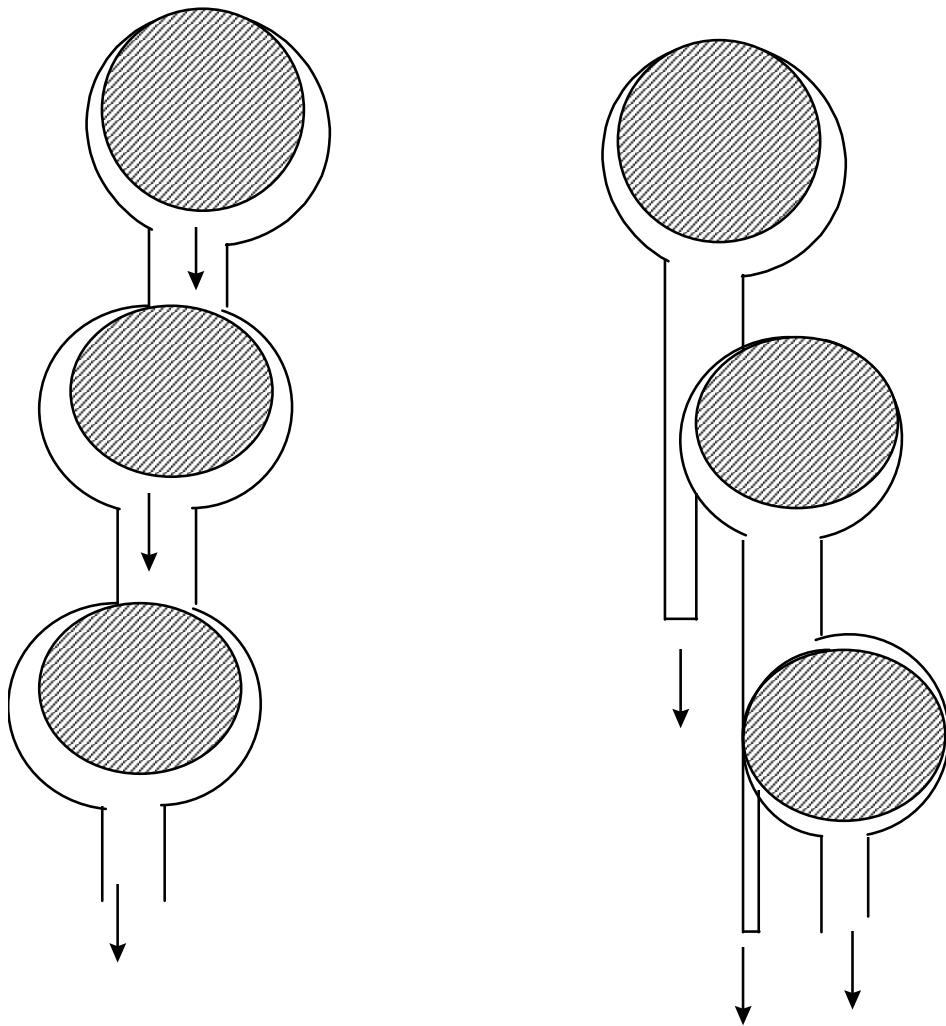


Figura 9. Condensación tipo película

tiempo más tarde invertir el mecanismo. Debido a la falta de control no es costumbre en los cálculos considerar las ventajas de los altos coeficientes que han sido obtenidos en experimentos por condensación por gotas.

Afortunadamente, el fenómeno de condensación en forma de película es susceptible de análisis matemático, y la naturaleza de la condensación en una superficie fría puede ser considerada como de autodifusión. La presión de saturación del vapor en el cuerpo del vapor es mayor que la presión de saturación del condensado frío en contacto con la pared fría. Esta diferencia de presiones provee el potencial necesario para mover al vapor del cuerpo de éste a mayor velocidad. Comparada con la pequeña resistencia a la transferencia de calor por difusión del vapor al condensado, la película del condensado, en la pared fría del tubo, constituye la resistencia controlante. Es la lentitud con la que el calor de condensación pasa a través de esta película lo que determina el coeficiente de condensación. La expresión última para una ecuación de los coeficientes de condensación se puede obtener del análisis dimensional donde el coeficiente promedio  $h$  es una función de las propiedades de la película de condensado,  $k$ ,  $g$ ,  $\mu$  y  $L$ ,  $\Delta t$  y  $\lambda$ , esta última propiedad es el calor latente de vaporización. Nusselt<sup>12</sup> derivó teóricamente las correlaciones del mecanismo de condensación en forma de película, y los resultados que obtuvo están en excelente concordancia con los experimentos.

**2.6.1.3 Condensación sobre tubos horizontales.** El análisis de la transferencia de calor por condensación sobre la superficie exterior de un tubo horizontal es más complicado que el análisis para una superficie vertical. El análisis de Nusselt<sup>13</sup> para la condensación laminar tipo película sobre la superficie de un tubo horizontal da el siguiente coeficiente de transferencia de calor

$$h_m = 0.725 \left[ \frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)h_{fg}k_l^3}{\mu_l(T_v - T_w)D} \text{sen } \phi \right]^{1/4} \quad (16)$$

$$h_m = 0.943 \left[ \frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)h_{fg}k_l^3}{\mu_l(T_v - T_w)L} \text{sen } \phi \right]^{1/4} \quad (16a)$$

en donde  $D$  es el diámetro exterior del tubo. Comparando las ecuaciones (16) y (16a) para un  $T_v - T_w$  dado, se encuentra que los coeficientes promedios de transferencia de calor para un tubo vertical de longitud  $L$  y un tubo horizontal de diámetro exterior  $D$  son iguales cuando  $L = 2.87D$ . Por ejemplo, cuando  $L = 100D$ , el  $h_m$  para la posición horizontal sería teóricamente 2.44 veces el  $h_m$  de la posición vertical. Por esta razón al diseñar condensadores generalmente se prefieren las distribuciones de tubos horizontales.

**2.6.1.4 Condensación sobre un haz horizontal de tubos.** El diseño de condensadores involucra generalmente tubos horizontales dispuestos en hileras verticales en tal forma que el condensado de un tubo caiga directamente sobre el tubo que está inmediatamente debajo. Si se supone que el condensado que cae de un tubo fluye suavemente sobre el tubo inferior, se puede demostrar entonces

que para una hilera vertical de  $N$  tubos cada uno de diámetro  $D$ , el coeficiente de transferencia de calor  $h_m$  de los  $N$  tubos es

$$h_m = 0.725 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg} k_l^3}{\mu_l (T_v - T_w) N D} \text{sen } \varphi \right]^{1/4} \quad (17)$$

Esta relación da generalmente un resultado conservador puesto que es inevitable que haya alguna turbulencia que afecte o altere la película de condensado durante la caída, con lo cual

se aumenta el coeficiente de transferencia de calor.

**2.6.1.5 Número de Reynolds del flujo condensado.** Aunque sobre un mismo tubo horizontal es muy difícil que durante la condensación el flujo cambie de laminar a turbulento, si se puede presentar turbulencia en la parte inferior de un tubo vertical. Cuando en la película de condensado se presenta la turbulencia, empieza a aumentar el coeficiente promedio de transferencia de calor con la longitud del tubo, en contraposición con la condensación laminar del tipo de película, en que  $h_m$  disminuye con la longitud. Se define entonces un número de Reynolds del flujo del condensado para poder establecer un criterio de cuándo ocurre la transición de flujo laminar a turbulento.

$$\text{Re} = \frac{D_e u_m \rho_l}{\mu_l} \quad (18)$$

en donde  $u_m$  es la velocidad media de la película de condensado y  $D_e$  es el diámetro hidráulico del flujo del condensado, que se expresa como

$$D_e = \frac{4A}{p} = \frac{4 \times \text{area de la seccion transversal del flujo de condensado}}{\text{perimetro humedo}} \quad (19)$$

Por ejemplo, en el caso del flujo de condensado sobre una placa vertical de anchura  $b$ , si  $\delta$  es el espesor de la película de condensado en una posición particular, tenemos que  $p = b$ ,  $A = b \times \delta$  y  $D_e = 4\delta$ ; entonces el número de Reynolds del flujo de condensado sobre una placa vertical es

$$\text{Re} = \frac{4\delta u_m \rho_l}{\mu_l} \equiv \frac{4\Gamma}{\mu_l} \quad (20)$$

en donde

$$\Gamma = \delta u_m \rho_l = \text{tasa de flujo másico de condensado por unidad de anchura de la placa, lb/pie}\cdot\text{h} \quad (21)$$

en la condensación sobre un tubo vertical de diámetro exterior  $D$ , el número de Reynolds del flujo de condensado en el extremo inferior del tubo es

$$\text{Re} = \frac{4}{\mu_l} \left( \frac{W}{\pi D} \right) \quad (22)$$

en donde

$$W = \text{Tasa de flujo másico de condensado en el extremo inferior del tubo vertical, lb/h o kg/s}$$

En la condensación sobre un tubo horizontal el número de Reynolds en la parte inferior del tubo es

$$\text{Re} = \frac{4\Gamma_H}{\mu_l} \quad (23)$$

en donde

$$\Gamma_H = \text{Tasa de flujo másico de condensado por unidad de longitud en la parte inferior del tubo horizontal, lb/pie}\cdot\text{h o kg/m}\cdot\text{s}$$

Los experimentos han demostrado que en la condensación sobre una placa vertical o un tubo vertical la transición del flujo laminar a turbulento ocurre cuando el número de Reynolds tiene un valor cercano a 1800. En el caso de la condensación sobre un tubo horizontal con el número de Reynolds, en la parte inferior del tubo, definido anteriormente [es decir ecuación (23)] la transición del flujo laminar a turbulento ocurre a números de Reynolds de alrededor de 3600 debido a que la película de condensado sobre ambos lados del tubo se junta en el fondo del tubo para dar la tasa de flujo másico  $\Gamma_H$ .



**2.5.1.6 Correlación experimental para la condensación.** Para correlacionar la teoría de la condensación con los datos experimentales se ordenan las expresiones anteriores del coeficiente promedio de transferencia de calor en función del número de Reynolds del flujo de condensado. Por ejemplo, el coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación sobre una superficie vertical obtenido con la teoría de Nusselt<sup>14</sup> se puede expresar de la siguiente forma

$$h_m \left( \frac{\mu_l^2}{k_l^2 \rho_l^2 g} \right) = 1.47 \left( \frac{4\Gamma}{\mu_l} \right)^{-1/3} \quad (24)$$

en donde  $\Gamma$  es la tasa de flujo másico de condensado por unidad de anchura en la parte inferior de la superficie de condensación. Al comparar esta relación con los experimentos se demuestra que debido a la formación de rizos u ondulaciones sobre la superficie de la película de condensado el coeficiente de transferencia de calor experimental es casi 20% mayor que el teórico. Por esta razón McAdams<sup>15</sup> recomienda que la teoría de Nusselt del coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación sobre placas verticales se multiplique por 1.2, es decir, la ecuaciones (16a) y (24) deben reemplazarse respectivamente por

$$h_m = 1.13 \left[ \frac{g \rho_l^2 h_{fg} k_l^3}{\mu_l (T_v - T_w) L} \right]^{1/4} \quad (25)$$

$$h_m \left( \frac{\mu_l^2}{k_l^2 \rho_l^2 g} \right) = 1.76 \left( \frac{4\Gamma}{\mu_l} \right)^{-1/3} \quad (26)$$

la cual es válida para  $Re = 4\Gamma/\mu_l < 1800$

Cuando el número de Reynolds del flujo de condensado es mayor de 1800 comienza la turbulencia en la película de condensado y empieza a aumentar el coeficiente promedio de transferencia de calor con la longitud de la superficie. Para la condensación sobre una superficie vertical, después de que comienza la turbulencia, el coeficiente promedio de transferencia de calor  $h_m$  se puede representar por la siguiente relación empírica propuesta por Kirkbride<sup>16</sup>:

$$h_m \left( \frac{\mu_l^2}{k_l^2 \rho_l^2 g} \right)^{1/3} = 0.0076 \left( \frac{4\Gamma}{\mu_l} \right)^{0.4} \quad (27)$$

para  $Re = 4\Gamma/\mu_l < 1800$ .

Las siguientes son las unidades de las cantidades que intervienen en las relaciones anteriores

$D, L$	en pie (m)
$g$	en pie/h <sup>2</sup> (m/s <sup>2</sup> )
$h_{fg}$	en Btu/lb (J/kg o W•s/kg)
$h_m$	en Btu/h•pie <sup>2</sup> •°F (W/m <sup>2</sup> •°C)
$k_l$	en Btu/h•pie•°F (W/m•°C)
$T_v, T_w$	en °F (°C)
$\rho_l, \rho_v$	en lb/pie <sup>3</sup> (kg/m <sup>3</sup> )
$\mu_l$	en lb/h•pie (kg/m•s)
$\Gamma$	en lb/h•pie (kg/m•s)

las propiedades físicas del condensado se deben determinar a la temperatura media aritmética del vapor y de la superficie.

**2.6.2 Transferencia de calor por ebullición.** En el fenómeno de ebullición, agregar energía térmica a un líquido saturado tiene como consecuencia un cambio de la fase líquida a la de vapor a la misma temperatura. Se pueden transferir cantidades relativamente grandes de calor cuando ocurre la ebullición; en consecuencia en determinados casos este puede ser el mecanismo de mayor importancia en la transferencia de calor. En otros casos puede ser que el resultado deseado de un proceso de intercambio de calor sea la formación de vapor de un líquido; es vital la necesidad de conocer las razones de transferencia de calor y de los mecanismos de control para lograr un proceso bien diseñado y de eficiente operación.

Cuando ocurre la ebullición en una superficie caliente sumergida en un líquido en reposo, se clasifica el caso como ebullición en estanque. Si el fluido se mueve con respecto a una superficie caliente ocurre la ebullición de flujo.

**2.6.2.1 Ebullición en recipientes.** La forma más sencilla de ebullición es la ebullición en recipientes, en la cual una superficie sumergida por debajo de la superficie libre de un líquido y que se encuentra a una temperatura mayor que la temperatura de saturación del líquido produce la ebullición de éste. En este punto se debe determinar si la masa total del líquido que rodea la superficie caliente está a (o ligeramente por encima de) la temperatura de saturación o por debajo de ella (ver fig. 10). La ebullición bajo esta última condición recibe el nombre de ebullición subenfriada (o local) debido a que las burbujas de vapor que se forman sobre la superficie metálica caliente se destruyen antes de dejar la superficie o

inmediatamente después de separarse de ella. La primera clase de ebullición es la ebullición saturada (o total) debido a que el líquido se mantiene a la temperatura de saturación. La figura 11 ilustra la variación del coeficiente de transferencia de calor en función de la

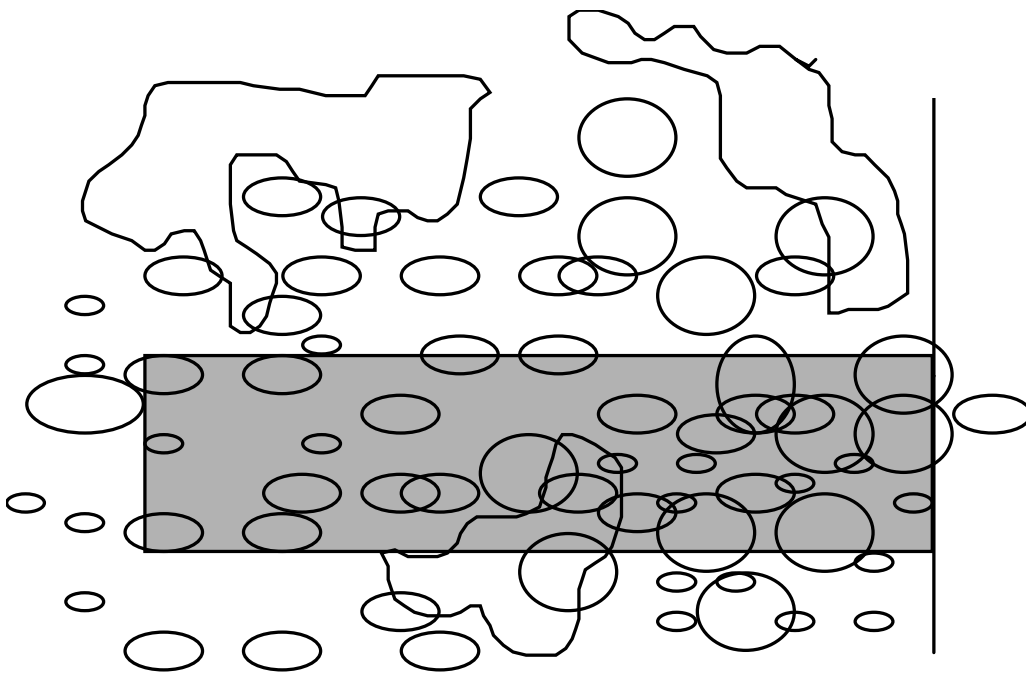


Figura 10. Ebullición en una superficie caliente sumergida.

diferencia de temperatura entre la pared  $T_w$  y la de saturación  $T_s$  del líquido, en el caso de ebullición en recipientes de un líquido a la temperatura de saturación. Estos resultados, obtenidos por Farber y Scoriah para la ebullición del agua en recipientes a presión atmosférica y a la temperatura de saturación sobre la superficie sumergida de un alambre de platino calentado eléctricamente, son típicos de la ebullición en recipientes y son aplicables a otras formas geométricas diferentes a la de un alambre. Si en la figura se representara también el flujo de calor  $q$  en función de la diferencia de temperatura  $T_w - T_s$  se obtendría una curva general de forma similar a la curva del coeficiente de transferencia de calor. La curva de  $h$  se divide en seis regiones diferentes y la pendiente de la curva en cada región es diferente de las otras regiones. En la región I no se forman burbujas de vapor debido a que la transferencia de energía desde la superficie caliente hasta el líquido saturado se realiza por corrientes de convección libre las cuales producen circulación suficiente para que se remueva calor de la superficie por evaporación. En la región II se empiezan a formar las burbujas en la superficie caliente del alambre pero tan pronto como se separan de la superficie se disipan en el líquido. En la región III las burbujas que se separan de la superficie del alambre suben hasta la superficie del líquido en donde se disipan. En las regiones II y III se dice que la ebullición es nucleada. En la región IV la formación de burbujas es tan rápida que estas comienzan a agruparse antes de desprenderse; en consecuencia una gran fracción de la superficie de calefacción queda cubierta con una capa inestable de vapor lo que ocasiona una disminución brusca del flujo de calor y del coeficiente de transferencia de calor. Esta es una región inestable e

implica la transición de la ebullición nucleada a la ebullición en película. En la región V el flujo de calor disminuye a un mínimo y la superficie del alambre queda cubierta con una capa estable de vapor; esta región recibe el nombre de ebullición en película estable. En la región VI aumentan tanto el flujo de calor como el coeficiente de transferencia de calor con la diferencia  $T_w - T_s$ , debido a que en esta región la temperatura de la superficie del alambre es suficientemente alta para que los efectos de la radiación térmica aumenten la transferencia de calor a través de la película de vapor. En esta región la ebullición tiene lugar también en película estable pero predominan los efectos de la radiación.

En la figura (10) el pico de flujo de calor en la ebullición del agua en recipientes es del orden de  $10^6$  Btu/h·pie<sup>2</sup> ( $3.154 \times 10^6$  W/m<sup>2</sup> o 3.154 MW/m<sup>2</sup>), en la región de ebullición nucleada se alcanza este pico de flujo de calor con una diferencia de temperatura menor de 100° F (55.6° C). Si se quisiera obtener el mismo flujo de calor en la región VI de ebullición en película se requeriría una diferencia de temperatura bastante superior a la del punto de fusión de la mayoría de los materiales. Es obvio que cuando la ebullición ocurre en el régimen nucleado si el flujo de calor suministrado excede el valor del pico de flujo de calor se desplazará inmediatamente la ebullición a la región VI de ebullición en película en donde la ebullición seguirá ocurriendo con grandes diferencias de temperatura, si es que el material no se funde a dicha temperatura. Por esta razón el punto de flujo máximo de calor en la región nucleada recibe el nombre de punto quemado o de fundición.

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor en los diferentes regímenes de ebullición y la localización del pico de flujo de calor en la ebullición de recipientes es de gran importancia práctica.

Figura 11. Datos experimentales típicos del flujo de calor  $q$  en función de



**2.6.2.1.1 Ebullición Nucleada.** El análisis del proceso de la ebullición nucleada es extremadamente difícil porque todavía no se entiende muy bien el mecanismo exacto de la formación de burbujas y el movimiento de las mismas. Por lo tanto hasta el momento no existe un análisis satisfactorio de la transferencia de calor en la ebullición nucleada. Por otro lado se dispone de una cantidad considerable de datos experimentales sobre el flujo de calor en la ebullición en función de la diferencia entre las temperaturas de la superficie de la pared y de saturación,  $\Delta T \equiv T_w - T_s$ , para diversos líquidos y sobre un amplio rango de niveles de presión. La figura 10 muestra datos experimentales típicos del flujo de calor  $q$  en función de  $\Delta T$ . Posteriormente se intentó obtener correlaciones empíricas más generales entre  $q$  y  $T$  que pudiera aplicarse a un grupo de líquidos en un amplio rango de niveles de presión. El concepto básico de tales correlaciones fue el hecho de que en la ebullición nucleada el mecanismo principal de la transferencia de calor es la convección forzada causada por la agitación producida por las burbujas. Al analizar el significado de los varios parámetros relacionados con la convección forzada Rohsenow<sup>17</sup> propuso la siguiente relación empírica con el fin de correlacionar el flujo de calor en el régimen de ebullición nucleada:

$$\frac{C_{pl}\Delta T}{h_{fg} Pr_l^{1.7}} = C_{sf} \left[ \frac{q}{\mu_l h_{fg}} \sqrt{\frac{g_c \sigma^*}{g(\rho_l - \rho_v)}} \right]^{0.33} \quad (28)$$

en donde  $C_{pl}$  = calor específico del líquido saturado, Btu/lb·°F (W·s/kg·°C)

$C_{sf}$  = constante que se debe determinar con los datos experimentales y que depende de la combinación "superficie de calefacción - fluido"

$h_{fg}$  = calor latente de vaporización, Btu/lb (W·s/kg)

$g, g_c$  = aceleración de la gravedad  $\cdot \text{pie}/\text{h}^2$  ( $\text{m}/\text{s}^2$ ) y factor de conversión gravitacional  $\text{lb}\cdot\text{pie}/\text{lb}_f\cdot\text{h}^2$  ( $\text{kg}\cdot\text{m}/\text{N}\cdot\text{s}^2$ ), respectivamente

$Pr_l = C_p\mu/k_l$ , número de Prandtl del líquido saturado

$q$  = flujo de calor de la ebullición,  $\text{Btu}/\text{h}\cdot\text{pie}^2$  ( $\text{W}/\text{m}^2$ )

$\Delta T = T_w - T_s$ , diferencia de temperatura entre la temperatura de la pared y la de saturación,  $^{\circ}\text{F}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

$\mu_l$  = viscosidad del líquido saturado,  $\text{lb}/\text{h}\cdot\text{pie}$  ( $\text{Kg}/\text{m}\cdot\text{s}$ )

$\rho_l, \rho_v$  = densidad del líquido y del vapor saturado respectivamente,  $\text{lb}/\text{pie}^3$  ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$\sigma^*$  = tensión superficial en la superficie de separación entre el líquido y el vapor,  $\text{lb}/\text{pie}$  ( $\text{N}/\text{m}$ )

Se encuentra que la correlación dada por la ecuación (28) es aplicable a la ebullición de líquidos de un solo componente sobre superficies limpias. Se ha encontrado que para superficies sucias o contaminadas el exponente de  $Pr_l$  varía entre 0.8 y 2.0 en vez de ser 1.7 como aparece en la ecuación anterior. Luego el coeficiente  $C_{sf}$  es el único parámetro de la ecuación que permite ajustar la correlación para la combinación líquido-superficie de calefacción. En la tabla 2 se da una lista de los valores de  $C_{sf}$  determinados experimentalmente para varias combinaciones de líquido-superficie los cuales fueron obtenidos de varias referencias. La tabla 3 da los valores de las tensiones superficiales  $\sigma^*$  para varios líquidos, en las superficies de separación vapor-líquido.

**TABLA 1** Valores del coeficiente  $C_{sf}$  de la ecuación 28 para varias combinaciones líquido-superficie

Combinación líquido-superficie	$C_{sf}$
Agua-cobre	0.0130
Agua-cobre rayado	0.0068
Agua-cobre esmerilado y pulido	0.0128
Agua-cobre esmerilado y pulido, tratado con parafina	0.0147
Agua-acero inoxidable	0.0133
Agua-acero inoxidable pulido mecánicamente	0.0132
Agua-acero inoxidable esmerilado y pulido	0.0080
Agua-acero inoxidable picado, relleno con teflón	0.0058
Agua-platino	0.0130
Agua-latón	0.0060
Benceno-cromo	0.0100
Alcohol etílico-cromo	0.0027
Tetracloruro de carbono-cobre	0.0130

**TABLA 2** Valores de la tensión superficial para varios líquidos en la superficie de separación líquido-vapor

Líquido	Temperatura de saturación		Tensión Superficial	
	° F	° C	$\sigma^* \times 10^4$ lb/pie	$\sigma^* \times 10^3$ N/m
Agua	32	0	51.8	75.6
Agua	60	15.56		50.2
73.2				
Agua	100	37.78		47.8
69.7				
Agua	200	93.34		41.2
60.1				
Agua	212	100	40.3	58.8
Agua	320	160	31.6	46.1
Agua	440	226.7	21.9	31.9
Agua	560	293.3	11.1	16.2
Agua	680	360	1.0	1.46
Agua	705.4	374.11		0.0
0				
Sodio	1618	881.1	77	11.2
Potasio	1400	760	43	62.7
Rubidio	1270	687.8	30	43.8
Cesio	1260	682.2	20	29.2
Mercurio	675	357.2	27	39.4

Benceno (C <sub>6</sub> H <sub>6</sub> )		176	80	19	27.7
Alcohol etílico	(C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> O)	112	44.4	5.8	
8.5					

---

La figura 10 da alguna idea de la exactitud de la ecuación (28) para correlacionar los datos experimentales de la ebullición nucleada. En esta figura se correlacionan los datos experimentales de Addoms dados previamente en la figura 7 para presiones que varían desde 1.47 hasta 2465 lbf/pulg abs., con la ecuación (28) en el caso de  $C_{sf} = 0.013$ .

La dispersión de los datos experimentales es aproximadamente de  $\pm 20\%$  con respecto a la línea continua calculada.

**2.6.2.1.2 Pico de flujo de calor en la ebullición nucleada.** La correlación dada por la ecuación (28) proporciona información sobre el flujo de calor en la ebullición nucleada, pero no permite determinar el pico de flujo de calor. En la ebullición nucleada es importante determinar el pico de flujo de calor debido a la posibilidad de que se funda la superficie de calefacción; es decir, si el flujo de calor aplicado excede el pico de flujo de calor, ocurrirá entonces la transición del régimen nucleado a la ebullición en película estable en la que, dependiendo de la naturaleza del fluido, la ebullición puede ocurrir a una diferencia de temperatura bastante superior al punto de fusión de la superficie de calefacción. Se han desarrollado algunas ecuaciones para calcular el pico de flujo de calor. Kutateladze<sup>18</sup> trató este problema de la ebullición nucleada como un problema puramente hidrodinámico y derivó una ecuación que requiere la determinación experimental de una constante. Zuber et al.<sup>19</sup> desarrollaron una relación analítica considerando la estabilidad de la superficie de separación líquido-vapor. La

ecuación de Zuber<sup>20</sup> da el pico de flujo de calor  $q_{m\acute{a}x}$  en la ebullición nucleada de la siguiente forma

$$q_{m\acute{a}x} = \frac{\pi}{24} \rho_v h_{fg} \left[ \frac{\sigma^* g g_c (\rho_l \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{1/4} \left( \frac{\rho_l}{\rho_l + \rho_v} \right)^{1/2} \quad (29)$$

en donde  $\sigma^*$  = tensión superficial en la superficie de separación entre el líquido y el vapor, lb<sub>f</sub>/pie (N/m)

$g$  = aceleración de la gravedad, pie/h<sup>2</sup> (m/s<sup>2</sup>)

$g_c$  = factor de conversión gravitacional lb<sub>f</sub>•pie/lb<sub>m</sub>•h<sup>2</sup> (kg•m/N•s<sup>2</sup>)

$\rho_l, \rho_v$  = densidad del líquido y del vapor respectivamente, lb/pie<sup>3</sup> (kg/m<sup>3</sup>)

$h_{fg}$  = calor latente de vaporización, Btu/lb (W•s/kg o J/kg)

$q_{m\acute{a}x}$  = pico de flujo de calor, Btu/h•pie<sup>2</sup> (W/m<sup>2</sup>)

Según esta ecuación, si el pico de flujo de calor que se debe alcanzar es alto, entonces es de desear que los valores de  $h_{fg}$ ,  $\rho_v$ ,  $g$  y  $\sigma^*$  sean también altos. Por ejemplo, el valor de  $h_{fg}$  del agua es alto; por lo tanto el pico de flujo de calor que se obtiene en la ebullición del agua es alto. La ecuación indica también que un campo gravitacional reducido disminuye el pico de flujo de calor.

**2.6.2.1.3 Ebullición en película estable.** Tal como se ilustra en la figura 11, cuando se alcanza el pico de flujo de calor, termina la región de ebullición nucleada y empieza la región de ebullición en película inestable. No existe ningún análisis que permita calcular el flujo de calor en función de la diferencia de temperatura ( $T_w - T_s$ ) en la región inestable, hasta que se alcanza el punto mínimo en la curva de ebullición en donde comienza la región de ebullición en película estable. En las regiones V y VI de ebullición en película estable la superficie de

calefacción está separada del líquido por una capa de vapor a través de la cual se debe transferir el calor. En esta región la transferencia de calor necesita grandes diferencias de temperatura puesto que la conductividad térmica del vapor es baja; por lo tanto generalmente se evita la transferencia de calor en esta región cuando intervienen temperaturas altas. Por otro lado, la ebullición en película estable tiene numerosas

aplicaciones en la ebullición de fluidos criogénicos. Bromley<sup>21</sup> desarrolló una teoría para determinar el coeficiente de transferencia de calor de la ebullición en película estable sobre la superficie exterior de un cilindro horizontal. El enfoque básico del análisis es similar a la teoría de Nusselt sobre la condensación tipo película sobre un tubo horizontal. El coeficiente promedio de transferencia de calor  $h_o$  para la ebullición en película estable sobre la superficie exterior de un cilindro horizontal en ausencia de radiación está dado por la ecuación

$$h_o = 0.62 \left[ \frac{k_v^3 \rho_v (\rho_l - \rho_v) g h_{fg}}{\mu_v D_o \Delta T} \left( 1 + \frac{0.4 C_{pv} \Delta T}{h_{fg}} \right) \right]^{1/4} \quad (30)$$

en donde  $h_o$  = coeficiente promedio de transferencia de calor para la ebullición en ausencia de radiación, Btu/h·pie·°F (W·m<sup>2</sup>/kg·°C)

$C_{pv}$  = calor específico del vapor saturado, Btu/lb·°F (W·s/kg·°C)

$D_o$  = diámetro exterior del tubo, pie (m)

$h_{fg}$  = calor latente de vaporización, Btu/lb (W·s/kg)

$k_v$  = conductividad térmica del vapor saturado, Btu/h·pie·°F (W/m·°C)

$\Delta T = T_w - T_s$ , diferencia entre las temperaturas de la pared y de saturación, °F (°C)

Se recomienda que se determinen las propiedades físicas del vapor a la temperatura media aritmética entre la temperatura de la pared y la de saturación, pero  $\rho_l$  y  $h_{fg}$  se deben determinar a la temperatura de saturación.

La ecuación (30) se dedujo bajo la consideración de que la transferencia de calor a través de la película de vapor se realiza por conducción pura; por lo tanto no



contiene los efectos de

la radiación. Bromley sugirió que el coeficiente promedio de transferencia de calor  $h_m$  se puede calcular por medio de la siguiente ecuación cuando la temperatura de la superficie es lo suficientemente alta como para que los efectos de la radiación sean importantes:

$$h_m = h_o \left( \frac{h_o}{h_m} \right)^{1/3} + h_r \quad (31)$$

en donde  $h_o$  es el coeficiente de transferencia de calor para la ebullición, dado por la ecuación (30) cuando no se consideran los efectos de la radiación y  $h_r$  es el coeficiente de transferencia de calor por radiación el cual se debe determinar aproximadamente mediante la relación

$$h_r = \frac{1}{1/\epsilon + 1/\alpha - 1} \frac{\sigma(T_w^4 - T_s^4)}{T_w - T_s} \quad (32)$$

**2.6.2.1.4 Los regímenes de ebullición; la curva de ebullición.** En la figura 11 se muestra un enfoque bastante usado y muy descriptivo para comprender el mecanismo de la transferencia de calor por ebullición. La gráfica corresponde al flujo de calor contra la diferencia de temperatura entre una superficie caliente y un líquido saturado adyacente. Se puede considerar que la superficie en ebullición es un alambre calentado por electricidad; en consecuencia, es fácil controlar el flujo de calor por medio de la caída de voltaje a través del alambre de resistencia fija. Para fines del estudio se separó la curva de flujo de calor en seis regímenes. Los valores mostrados para  $T_o - T_{sat}$  son representativos del agua saturada a la presión atmosférica. Los distintos fluidos se comportan en la misma forma; sin

embargo, las diferencias en las temperaturas pueden ser distintas a las usada aquí para fines de la discusión.

**Régimen I.** El mecanismo de intercambio de energía para una temperatura de superficie de alambre que está a muy pocos grados por encima del líquido saturado adyacente es el de convección natural. La transferencia de calor ocurre por medio de corrientes de convección natural que transportan líquido supercalentado desde la superficie caliente a la superficie libre del líquido, en donde ocurre la evaporación.

**Régimen II.** Al aumentar la temperatura superficial del alambre, se forman burbujas de vapor de agua en la superficie del alambre. Cuando las burbujas llegan a un tamaño suficiente para que las fuerzas boyantes superen las fuerzas de tensión superficial, se desprenden, se elevan entre el líquido más frío y se condensan antes de llegar a la superficie libre del líquido. Se observa que se forman burbujas de vapor en localizaciones favorecidas de la superficie del alambre; a estas localizaciones se les denomina lugar activo o lugar de nucleación.

**Régimen III.** Cuando se aumenta el nivel de energía en el alambre de manera que se eleva todavía más la temperatura de la superficie, se forman burbujas, se desprenden y se elevan con frecuencia e intensidad cada vez que más grandes. Ahora las burbujas llegan a ser superficie libre y despiden el vapor que se forma en la superficie del alambre directamente a la atmósfera ambiente. En este régimen la superficie del alambre nunca está completamente cubierta con vapor y

las burbujas todavía se forman en localizaciones preferidas del alambre. Al tipo de ebullición que ocurre se llama ebullición en núcleos.

Se deben notar los valores relativamente altos del flujo de calor posibles en el régimen de

ebullición en núcleos. Con el agua son posibles flujos de calor del orden de 10 Btu/hr-ft<sup>2</sup> para una diferencia de temperaturas de aproximadamente 100 °F. en consecuencia el valor equivalente de  $h$  es de 100 Btu/hr-ft<sup>2</sup>-°F. Este alto valor posible de  $h$ , con una diferencia relativamente pequeña de temperatura, hace que el régimen de ebullición en núcleos sea de mucha importancia práctica.

Se debe considerar brevemente la razón de las altas transferencias de calor en el régimen de núcleo, la contribución más importante a la transferencia de calor es la agitación violenta del líquido conforme se forman las burbujas, se separan de la superficie sólida y se elevan con rapidez en medio del líquido. La circulación del líquido junto a la superficie caliente, parte de la cual no está cubierta por el vapor, es la principal responsable de las altas razones de la transferencia de calor. Es significativa la energía involucrada en la formación de burbujas de vapor posteriormente se elevan a través del líquido y entran al aire, aunque no la parte más importante del proceso total de transferencia de calor por ebullición de núcleos.

Al aumentar la diferencia de temperatura, mientras está en el rango de núcleos, la razón del aumento de flujo de calor es bastante rápida. El proceso de formación de burbujas y de separación en la superficie caliente aumenta en frecuencia y se activa una mayor superficie. Conforme aumenta la superficie cubierta de vapor, menor es la que está en contacto con el líquido que se barre; por tanto, a flujos cada vez mayores de calor, el potencial de transferencia de calor del proceso de ebullición de núcleos se aproxima a un máximo. Con el tiempo se llega al punto

en que un aumento en la temperatura de la superficie hace que gran parte de la superficie caliente esté cubierta con vapor de manera que disminuye el potencial del flujo de calor. Al punto de máximo flujo de calor, designado por  $a$  en la figura 11, se

denomina el punto de quemado por motivos que pronto se verán. El punto de quemado representa el extremo superior del régimen III. En el agua, a presión atmosférica, el quemado ocurre para  $\Delta T$  ligeramente arriba de 100° F y un flujo de calor del orden de 5x10 Btu/hr-ft<sup>2</sup>.

**Régimen IV.** A diferencias de temperaturas superiores al punto de quemado, mayor parte de la superficie original queda cubierta por la película de vapor al aumentar  $\Delta T$ . La transferencia de calor a través de la película se hace primero por la conducción, luego por el transporte directo conforme se arranca el vapor de la película de la misma y se va a la superficie por las fuerzas boyantes y por la agitación del líquido provocada por este movimiento de las burbujas de vapor. Gran parte de la superficie calentada se cubre continuamente por la película de vapor en esta región con cantidades cada vez más pequeñas de la superficie, expuestas directamente al líquido saturado. En esa forma decrece continuamente el potencial de la transferencia de calor para  $\Delta T$ s mayores hasta que toda la superficie queda cubierta continuamente por la película de vapor.

Se llama ebullición de película al fenómeno que ocurre cuando la superficie está cubierta por vapor. Con frecuencia se llama régimen de ebullición de transición al régimen IV, ya que ocurren tanto el fenómeno de ebullición de núcleos como el de ebullición de película.



Cerca del punto de quemado hay mayor parte de la superficie con ebullición de núcleos, en tanto que la proporción de superficie que experimente la ebullición de película aumenta conforme aumenta  $\Delta T$ . por razones que se mencionarán posteriormente, no se puede

mantener la operación estable en el régimen IV para superficies calentadas eléctricamente.

**Régimen V.** A este régimen se le llama régimen de ebullición de película estable y se caracteriza por un mínimo en la curva de ebullición como se aprecia en la figura 11 en el agua a presión atmosférica. Se logra la ebullición de película estable a valores de  $\Delta T$  de 500° F.

**Régimen VI.** Este régimen está caracterizado por diferencias muy grandes de temperatura entre la superficie y el líquido saturado. La ebullición todavía es del tipo de película, sin embargo, las diferencias de temperaturas son tan grandes que se hace significativa la transferencia de calor radiante, al grado que es la que controla, con lo que la curva de flujo de calor nuevamente se eleva conforma se eleva  $\Delta T$ .

**Quemado.** Ahora se estudia más detalladamente la naturaleza de una superficie calentada eléctricamente sobre la que ocurre la ebullición. A un nivel de flujo de calor correspondiente al punto b en la figura 11, un pequeño cambio en el flujo de calor hace que la temperatura de la superficie varíe ligeramente, con lo que la condición de operación cambia en una forma que el nuevo punto todavía está dentro del régimen de ebullición de núcleos.

Sin embargo si se llega al punto de quemado, un pequeño aumento en el flujo de calor hace que la temperatura de la superficie se eleve como antes, la curva de

ebullición muestra que un aumento en  $\Delta T$  por encima del quemado está acompañado por una disminución en la capacidad de transferencia de calor de la superficie. El resultado es un aumento continuo en la temperatura de la superficie y una disminución continua en la transferencia de calor, situación que empeora continuamente. Este proceso seguiría hasta llegar al punto c en el régimen VI. En este punto la temperatura requerida de la superficie es tan elevada que mucho antes el material ya se hubiera fundido y abierto el círculo eléctrico de calentamiento.

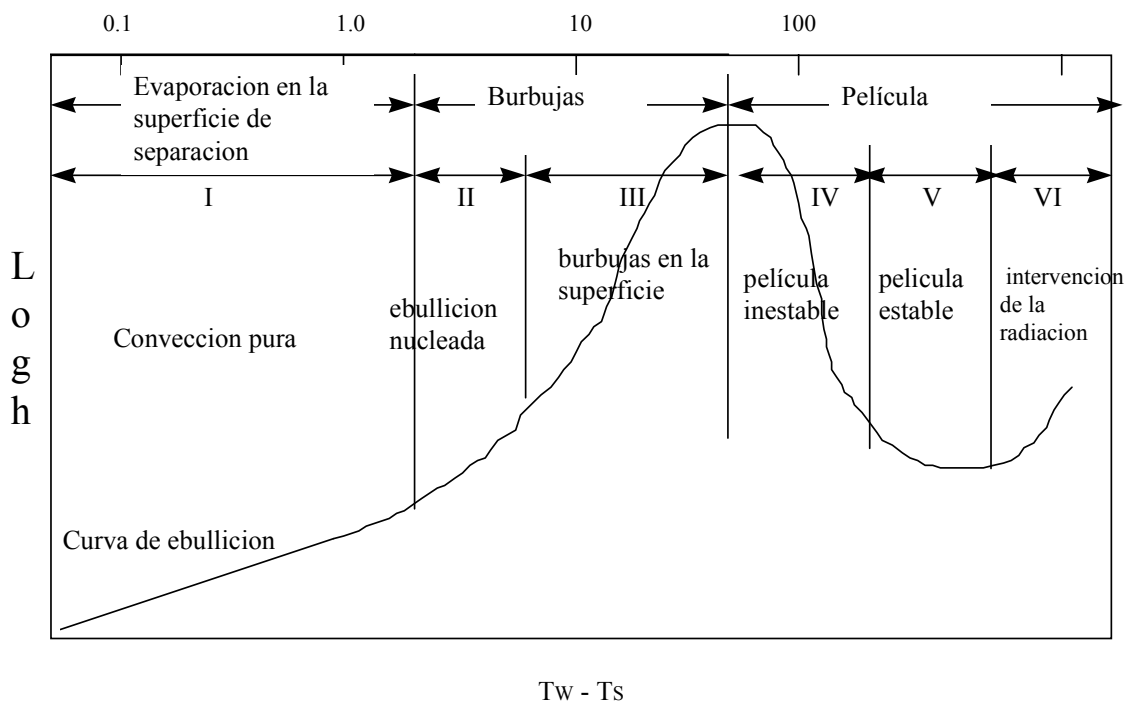


Figura 12. Curvas de ebullición

Por tanto, se ve que el término “quemado” describe claramente el proceso físico que ocurre. Por razones obvias nunca se puede lograr el régimen de ebullición de transición para la operación estable de una superficie calentada eléctricamente. Se puede lograr la operación estable en todo punto de la curva de ebullición si se controla  $\Delta T$  en vez del flujo de calor, lo que se ha logrado calentando la superficie con vapores de fluidos en condensación. Aoki<sup>22</sup> describe tal sistema y las consideraciones necesarias.

En este punto clave cabe hacer notar que en la transferencia de calor de ebullición se encuentra un comportamiento bastante anormal. En general, se espera que la transferencia de calor aumente continuamente con los valores crecientes de  $\Delta T$ . Se ha visto que esto no sucede cuando ocurre la ebullición debido a la formación de una película aislante de vapor.

**2.6.2.1.5 Correlaciones de datos de transferencia de calor en ebullición.** En esta sección se presenta algunas de las correlaciones más aceptadas de datos experimentales para la transferencia de calor de ebullición.

Rohsenow desarrolló la siguiente expresión empírica para la ebullición estable de núcleos de estanque, basada en los datos que obtuvo Addoms<sup>23</sup>.

$$P_r^{1.7} \frac{C_{pl}(T_o - T_{sat})}{h_{fg}} = C_{sf} \left[ \frac{\frac{q}{A}}{\mu L h_{fg}} \left[ \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \right]^{1/3} \quad (33)$$

En la ecuación (33) los términos tienen sus significados usuales; los subíndices  $l$  y  $v$  se refieren al líquido saturado y al vapor saturado respectivamente. El término  $C_{sf}$  es una

constante empírica cuyo valor depende de la combinación específica de fluido y materiales de superficie calentada involucrados en un caso de ebullición.

Para el punto de máximo flujo de calor, Rohsenow y Griffith<sup>24</sup> han correlacionado datos de la forma

$$\frac{\left(\frac{q}{A}\right)_{max}}{\rho_v h_{fg}} = 143g^{1/4} \left[ \frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right]^{0.6} \quad (34)$$

en donde  $g$  es la aceleración de gravedad en (m/s) ó (pie/s<sup>2</sup>); los subíndices  $l$  y  $v$  se refieren a las propiedades en estado líquido y de vapor respectivamente y los términos restantes tienen los significados usuales.

En caso de ebullición estable de estanque de película, se recomiendan las siguientes expresiones. Para tubos horizontales, Bromley sugiere la ecuación

$$h = 0.62 \left[ \frac{k_v^3 \rho_v (\rho_l - \rho_v) g (h_{fg} + 0.4 C_{pv} \Delta T)}{D_o \mu (T_o - T_{sat})} \right]^{1/4} \quad (35)$$

en donde  $\Delta T = T_o - T_{sat}$  y  $D_o$  es el diámetro exterior del tubo.

Para una superficie plana horizontal, Berenson<sup>25</sup> sugiere una forma modificada de

la ecuación (35) en que se sustituye el diámetro  $D_o$  del tubo por  $\left[ \frac{\sigma}{(l-v)} \right]^{1/2}$ . La

expresión resultante es

$$h = 0.425 \left[ \frac{k_v^3 \rho_v (\rho_l - \rho_v) g (h_{fg} + 0.4 C_{pv} \Delta T)}{\mu_v (T_o - T_{sat}) \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}} \right]^{1/4} \quad (36)$$

donde se deben evaluar  $k_{vf}$ ,  $\nu_f$  y  $\mu_{vf}$  a la temperatura de la película.

Para un tubo vertical Hsu y Westwater<sup>26</sup> correlacionaron datos experimentales

$$\text{según } h = 0.0020 \text{ Re}^{0.06} \left[ \frac{\mu_v^2}{g \rho_v (\rho_l - \rho_v) k_v^3} \right]^{1/3} \quad (37)$$

en que

$$\text{Re} = \frac{4w}{\pi D o \mu_v} \quad (38)$$

donde  $w$  es la razón de flujo del vapor en lb/hr en el extremo superior del tubo.

Para condiciones semejantes, Hsu declara que las razones de transferencia de calor son mayores para la ebullición de película con tubos verticales que para tubos horizontales.

Para la ebullición combinada con la convección, como sucede en el caso de ebullición de flujo, los flujos de calor asociados con cada mecanismo se pueden sumar sencillamente según

$$\left. \frac{q}{A} \right|_{\text{conveccion y ebullicion}} = \left. \frac{q}{A} \right|_{\text{conveccion}} + \left. \frac{q}{A} \right|_{\text{ebullicion}} \quad (39)$$

Considerando la radiación en un caso de ebullición, se puede determinar el efecto combinado de acuerdo con

$$h_{total} = h_b \left[ \frac{h_b}{h_{total}} \right]^{1/2} + h_r \quad (40)$$

en donde  $h_{total}$  es el coeficiente de transferencia total de calor y  $h_b$  y  $h_r$  son los coeficientes de ebullición y de transferencia de calor por radiación respectivamente.



### **3. DISEÑO BÁSICO DEL EQUIPO**

Este capítulo describirá de una manera global pero muy exacta, las características de diseño y operación del equipo objeto de este estudio; las especificaciones y cálculos detallados se profundizarán en los capítulos subsiguientes.

#### **3.1 CARACTERÍSTICAS DE OPERACIÓN**

El dispositivo a diseñar y construir es un equipo en el cual se visualizará un proceso de ebullición y condensación, con medición de los siguientes parámetros:

1. Temperatura de entrada y salida del agua de condensación
2. Temperatura de líquido y vapor de R-11
3. Presión de operación de la vasija
4. Caudal de agua que entra al serpentín de condensación
5. Temperatura de la superficie de condensación
6. Consumo eléctrico del sistema.

Agua a temperatura ambiente circulará por un serpentín colocado en la parte superior de un tubo de vidrio (1), en cuyo interior también se encontrará una resistencia (2), la que a su vez estará encasquillada en un elemento tubular de cobre, todo lo anterior sumergido en R-11, de tal forma que el nivel alcance un 50% de la altura total del cilindro (ver figura 13). La resistencia (2) estará

conectada a una alimentación eléctrica de forma tal que su vatiaje puede ser regulado moderadamente con lecturas inmediatas en un vatímetro (3). Con el cilindro (1) debidamente cargado con una sustancia pura como es en este caso el R-11 y encontrándose en operación el sistema de calefacción, tanto el líquido como el vapor se hallarán a la temperatura de saturación correspondiente con la presión; bajo estas condiciones la presión de la cámara depende únicamente de la temperatura del líquido R-11. La que a su vez se regula por la transferencia de calor con la resistencia y los efectos del condensador (5) enfriado por agua.

Cuando la temperatura de la superficie de calentamiento sea ligeramente superior a la de saturación, se iniciará un proceso de convección en el que el líquido calentado en contacto con la superficie caliente se desplazará a la interfase líquido-vapor donde se evapora; todo esto ocurre bajo pequeñas diferencias de temperatura y sin formación de burbujas. A medida que la superficie se calienta aumenta el exceso de presión del vapor con respecto a la presión del vapor con respecto a la presión del líquido local para luego iniciarse la formación de burbujas, las cuales se presentan en defectos superficiales como puntos calientes.

Este tipo de ebullición se caracteriza por la vigorosa formación de burbujas y el alto grado de turbulencia, de mucha frecuencia dentro de aplicaciones prácticas. A medida que aumenta la temperatura de la superficie, la tasa de producción de burbujas se incrementa hasta llegar a formar una capa o película que impide que

el líquido humedezca la superficie. Lo que obviamente reduce la tasa de transferencia de calor.

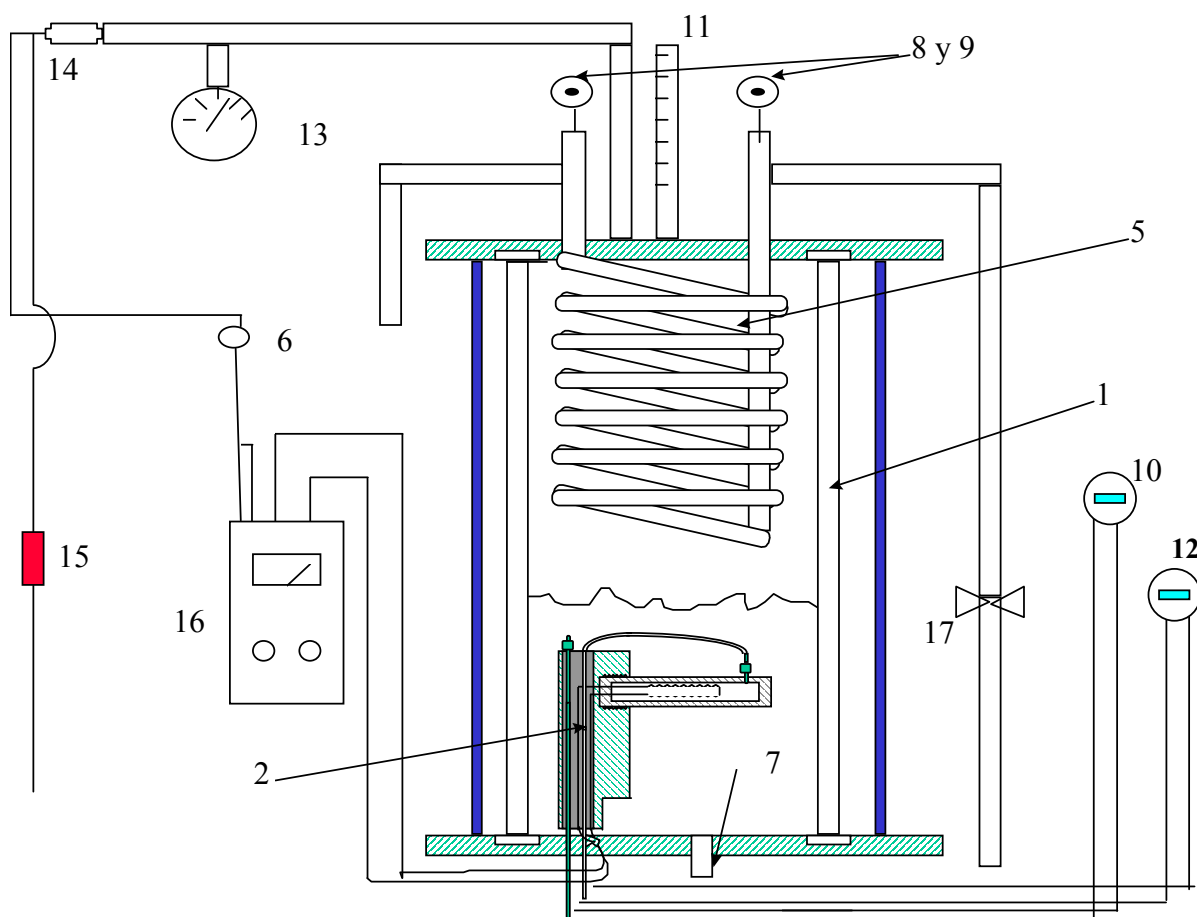


Figura 13. Esquema general del equipo.

### 3.3 DESCRIPCIÓN DE LAS PARTES DEL EQUIPO

En este capítulo se enunciarán las partes constitutivas del equipo, dando una breve descripción de su utilización, operación y localización, las cuales serán posteriormente ampliadas en capítulos más especializados como: Diseño detallado del equipo o bien en el de Equipos.

**Cilindro de vidrio** (1): Vasija en cuyo interior irán debidamente dispuestos los dispositivos o partes que permitirán la visualización de los fenómenos de ebullición y condensación. Será de pared gruesa, altamente resistente a la temperatura y a las presiones de trabajo, estará provisto de dos flanches y tornillos de sujeción, los cuales garantizan la hermeticidad del sistema.

**Resistencia eléctrica** (2) La cual estará encasquillada en el interior de un tubo de cobre, con el fin de proporcionar una temperatura superficial uniforme. Su potencia puede ser regulada por un potenciómetro, y su valor nominal es de 200 vatios.

**Condensador** (5): Serpentín de tubo de cobre niquelado para evitar efectos de acabado superficial, por cuyo interior circulará el agua de condensación. El tubo tiene un diámetro exterior de  $\frac{1}{4}$  in, un espesor de 0.03 in y es del tipo flexible "L", utilizado convencionalmente en aplicaciones de refrigeración.

**Transformador variable o reostato (6):** Es el que permitirá mantener los niveles deseados

y moderados de la resistencia, que oscilarán entre 0 y 200 vatios.

**Válvula de servicio (7):** Colocada en el flanche inferior del tubo, permitirá el cargue, descargue y servicios a la vasija.

### **3.4 SISTEMA DE CONTROL Y MEDICIÓN:**

Los elementos de medición son los encargados de registrar las lecturas instantáneas, así como los consumos y niveles normalizados de operación, mientras que los dispositivos de seguridad y control permiten sacar el equipo de servicio antes que puedan causarse daños o accidentes de alta gravedad.

**Termómetros de entrada y salida del agua de condensación (8 y 9)** Estos irán instalados en las tuberías respectivas, con sus bulbos apropiadamente instalados.

**Termómetros para líquido y vapor R-11 (10 y 11)** Medirán los niveles energéticos en cada una de las fases y estarán ubicados en el interior del cilindro de vidrio (ver fig. 13).

**Termómetro digital (12):** El cual registra los valores de temperatura instantáneos obtenidos en la superficie de calefacción (ver fig. 13).

**Manómetro (13):** Para obtener los valores de presión en el interior de la vasija de vidrio, irá conectado a la vasija con el disyuntor de alta presión o presostato (ver fig. 13).

**Disyuntor de alta presión o presostato (14):** Desconecta la alimentación eléctrica a la resistencia en los casos en que la presión de trabajo supere los límites establecidos dentro de los cálculos de la vasija de presión (ver fig. 13).



## 4. DISEÑO DETALLADO

Este capítulo profundiza aspectos planteados en el anterior, donde en un diseño primero se esbozan algunas características o partes del equipo.

El diseño detallado es el paso previo para iniciar la fabricación y montaje del equipo, y se requieren de algunas suposiciones que hacen posible su cálculo.

Se han omitido los diseños de algunos equipos auxiliares, pues a estos se les ha dado un tratamiento especial en el Capítulo 5, que se refiere a Equipos.

### 4.1 SUPOSICIONES GENERALES PARA EL DISEÑO DETALLADO

Observar proceso de transferencia de calor en ebullición y condensación, podría hacerse a través de varios tipos de dispositivos, pudiendo estos ser muy disímiles entre sí, y aun para uno específico, determinado con anterioridad, se podrían conjugar muchas variables que les cambien sus características físicas y de operación, es por ello que es menester fijar apropiados parámetros y suposiciones que permitan iniciar un proceso de diseño, algunos son casi arbitrarios y están basados únicamente en comparaciones con dispositivos o equipos similares.

**4.1.1 Tubo de vidrio.** Este es de tipo refractario para permitir la visualización de los fenómenos de ebullición y condensación, debido a las características de

operación bajo las cuales trabajará el tubo; fue mandado a construir con las siguientes características físicas:

Resistencia especial al calor y a los excesos de temperatura, de baja resistencia a la compresión, resistencia a la corrosión atmosférica y química lo que lo convierte en uno de los elementos que mejor resisten el ataque del agua, de las bases y de los ácidos.

El tipo aquí utilizado es un Boro Silicato de baja dilatación, que no contiene ningún metal del grupo Magnesio - Zinc, ni ningún otro. Como se dijo soporta temperaturas de trabajo muy altas y es comúnmente utilizado para tubos, mirillas de observación, vidrios de nivel calderas, faroles de unidad sellada, vasos de laboratorio y artefactos de cocina para uso en hornos (ver fig. 14).

Otras propiedades aproximadas son:

Módulo de elasticidad:  $8,8 \times 10^6$  Lbf/in<sup>2</sup>

Peso específico: 2,25 Lbf/ft<sup>3</sup>

Índice de refracción: 1,4754

Coefficiente de expansión térmica: 0,0000020 ft<sup>2</sup>/h

Calor específico: 0,2 Btu/Lbm·°F

Conductividad térmica: 0,21 Btu/h·ft<sup>2</sup>·°F

Temperatura máxima de trabajo sin deformarse: 1300° F

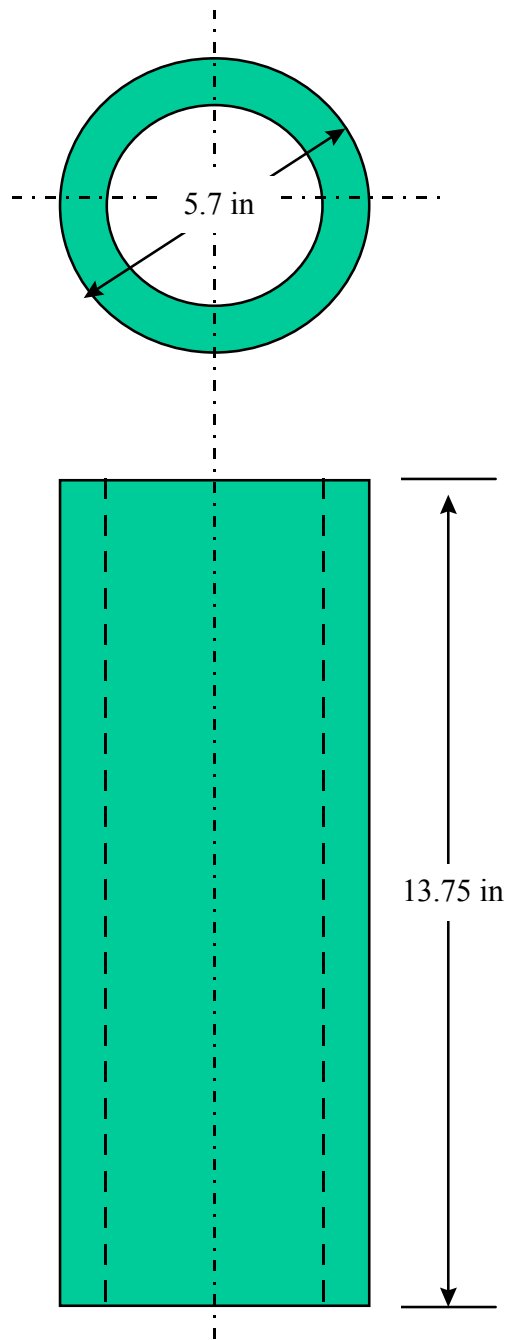


Figura 14. Tubo de vidrio.

**4.1.2 Sustancia Pura.** En el interior del cilindro de vidrio se realizará un fenómeno de ebullición y condensación simultáneamente, el cual debe ocurrirle a una sustancia pura para que su comportamiento sea predecible. Entre varios posibles se ha seleccionado uno del grupo de halocarburos, el R-11, es uno de los compuestos de la familia de los generalmente llamados FREONES, más usados en refrigeración. Se componen de un átomo de Carbono, tres de Cloro y uno de Flúor, para formar una molécula de Triclorodifluorometano, su fórmula química es  $\text{CCl}_3\text{F}_2$  y su peso molecular es de 137.37 U.M.A.

Se le adquiere comúnmente con el nombre comercial de Freón 11. Este tiene además de las propiedades anotadas en el Anexo 2, una total incompatibilidad química con la mayoría de los metales y sustancias lo cual hace muy propicio para los efectos deseados. Además de las particularidades expuestas, su grado de inflamabilidad y toxicidad pertenece al grupo más inofensivo, es decir, al menos tóxico pero no por esto es menos dañino (Ver Anexo 1).

Su punto de ebullición a presión atmosférica es de  $71,1^\circ \text{F}$  ( $23,77^\circ \text{C}$ ), lo cual lo aproxima a ser volátil a temperatura y presión ambiente.

Los vapores del R-11 no afectan los ojos, nariz, garganta, pulmones o la piel; sin embargo si se expone a una llama se descomponen formando tóxicos sumamente irritantes. Por sus cualidades no tóxicas el R-11 es el indicado para las instalaciones de acondicionamiento de aire, aunque hoy en día se busca utilizar

otros tipos de refrigerantes que causen menos daños al medio ambiente llamados Refrigerantes ecológicos (ver mayor información en el Anexo 1).

La constante del gas para la ecuación:

$$PV = WRT \quad (41)$$

$$R = 11,24 \text{ Lbf/ft}^2$$

$$R_u = 1545 \frac{\text{lb} \cdot \text{ft}}{\text{lbmol} \cdot ^\circ \text{R}}$$

$$R = \frac{R_u}{M} = \frac{1545}{137,37} = 11,24 \quad (42)$$

$$R_u = 1545 \frac{\text{Lb} \cdot \text{ft}}{\text{lb mol} \cdot ^\circ \text{R}}$$

**4.1.3 Sistema de Calefacción.** Llámese en este proyecto sistema de calefacción al fenómeno o mecanismo bajo el cual una potencia eléctrica traducida en una resistencia evapora el refrigerante acumulado en la vasija transparente.

La resistencia utilizada es de 200 W (ver figura 15) es del tipo cilíndrico y su distribución de temperaturas es homogénea, opera a 220/240 voltios de corriente alterna. Para conseguir una distribución de temperaturas más uniforme irá encasquillada en un elemento anular de cobre de 0,25 in espesor de pared.

Para efectos de cálculos de transferencia de calor se considerará una distribución de temperaturas radial y se desprende el calor generado en dirección axial.

La potencia aquí supuesta será luego verificada en la confrontación del resto de parámetros del equipo, así como el área de calefacción bajo el cual se inicia el proceso de ebullición. El área afectada de calefacción es de 9,75 in<sup>2</sup>.

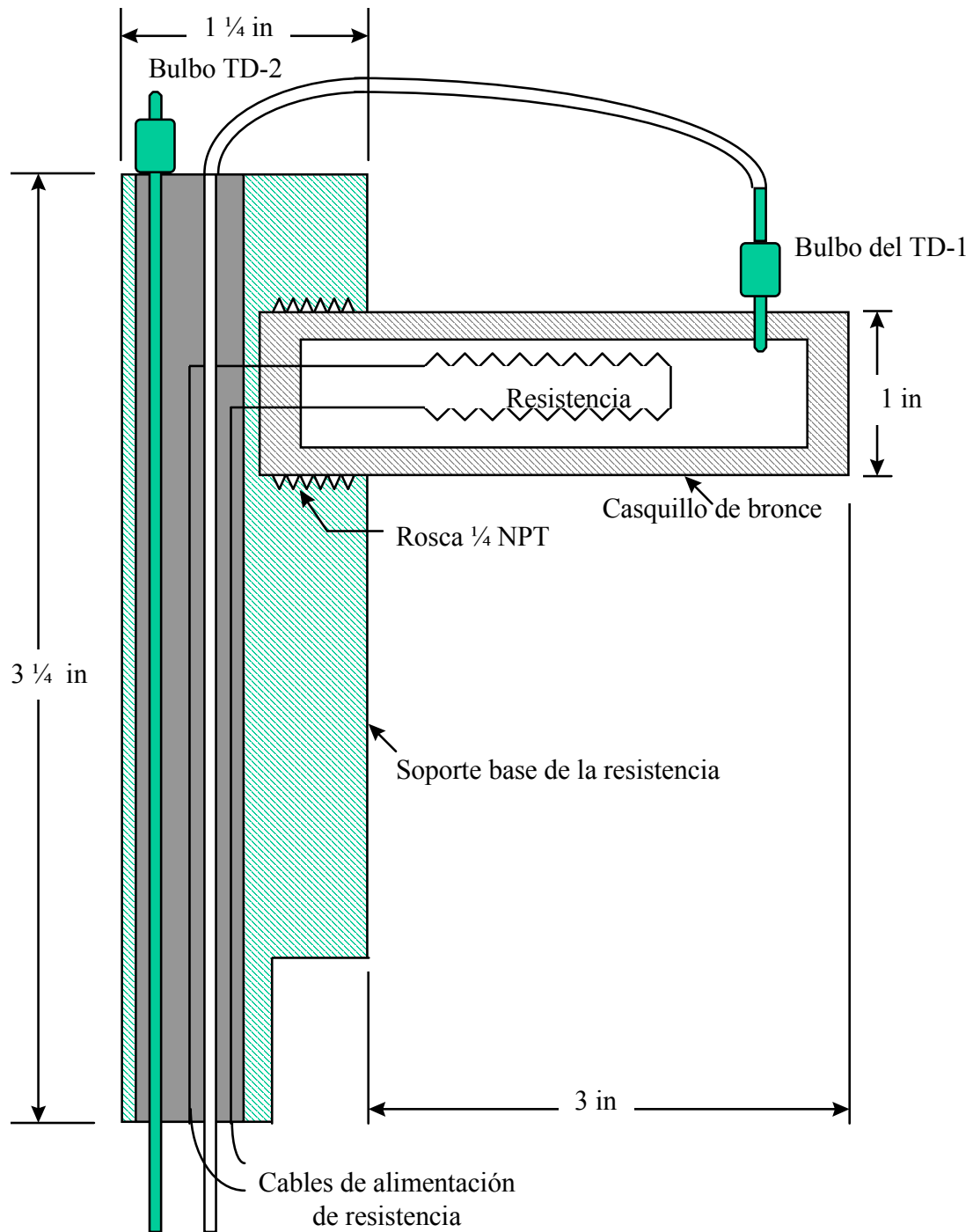


Figura 15. Superficie de calefacción.

## 4.2 DISEÑO DE LA SUPERFICIE DE CONDENSACIÓN

**4.2.1 Parámetros y suposiciones para el diseño de la superficie.**  $Q_{m\acute{a}x}$  (a retirar de la caja) = 200 watts = 682,6 Btu/h se asumirán condiciones y dimensiones generales para el diseño del intercambiador así:

1. Tubo de  $\frac{1}{4}$  in de diámetro exterior de cobre, flexible tipo "L" con espesor de pared de 0,03 in.
2. El área transversal del tubo es de 0,0283 in<sup>2</sup>.
3. El condensador tendrá una forma de espiral cilíndrica con diámetro de espiral de 3,5 in.
4. La presión máxima interna de la cámara será de 30,427 psi, que corresponde a la presión de saturación del refrigerante R-11 y la temperatura máxima será de 140° F, que es la temperatura de saturación del vapor.
5. Se considera una temperatura ambiente del agua de refrigeración de 78° F y se supone una  $\Delta T$  de 2° F entre la entrada y salida del agua.
6. La temperatura promedio ( $T_{prom}$ ) será de 79° F con una  $\Delta T=1^{\circ}$  F entre la  $T_{prom}$  y  $T_w$  (temperatura de la pared).
7. La temperatura de la pared del tubo ( $T_w$ ) será igual a 80° F, menor que la temperatura de saturación que es de 140° F; esto hace que se produzca el fenómeno de la condensación.
8. Se supone flujo laminar y que  $\rho_L (\rho_L - \rho_v) = \rho_L^2$  donde  $\rho_L$  y  $\rho_v$  son las densidades del líquido y el vapor del mismo.



Esta suposición se hace porque la densidad del vapor es muy pequeña en comparación con la del líquido ( $\rho_v = 0$ )

#### 4.2.2 Cálculo del área de transferencia de calor del condensador

1. Temperatura promedio entre el vapor y la pared

$$T_{prom} = \frac{T_w + T_v}{2} = \frac{80 + 140}{2} = 110^\circ \text{ F} \quad (43)$$

según ecuación No.44 para flujo laminar

$$h_o = 0,725 \left[ \frac{\rho_L^2 \times g \times h_{fg} \times k_L^3}{\mu_L D (T_v T_w)} \right]^{0.25} \quad (44)$$

$$h_o = 0,725 \left[ \frac{89,349 \times 32,2 \times (3600)^2 \times 74,307 \times (0,00476)^2}{0,8645 \times 0,25 / 12 \times 60} \right]^{0.25}$$

$$h_o = 93,5 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{ F}}$$

Calculando el Número de Reynolds con la ecuación No. (45)

$$\text{Re}_L = \frac{4hD (T_s - T_w)}{h_{fg} \times \mu_L} \quad (45)$$

$$\text{Re}_L = \frac{4 \times 93,5 \times (0,25 / 12) \times (140 - 80)}{74,307 \times 0,8645}$$

$$\text{Re}_L = 7,2775$$

El número de Reynolds < 2100 entonces el flujo es laminar, por lo tanto la ecuación utilizada es correcta.

Se tiene que:

$$T_i = 78^\circ \text{ F};$$

$T_i$  = Temperatura de entrada del agua de condensación

$$T_o = 80^\circ \text{ F};$$

$T_o$  = Temperatura de salida del agua de condensación.

$$\bar{T} = \frac{T_i + T_o}{2} \quad (46)$$

$$\bar{T} = \frac{78 + 80}{2} = 79^\circ \text{ F}$$

$\bar{T}$  = Temperatura promedio entre la entrada y la salida del agua de condensación.

Para un  $\Delta T = 1^\circ \text{ F}$  entre la temperatura promedio del agua y la pared del condensador se tiene que  $T_w$  = Temperatura de la pared del condensador =  $80^\circ \text{ F}$

Diámetro interior del tubo =  $0,0158 \text{ ft}^3$

Espesor del tubo =  $0,03 \text{ in}$

$A_f$  = Área de flujo =  $1,0689 \times 10^{-4} \text{ ft}^2$  (Kern tablas No.10, 12)

Propiedades del agua de condensación como líquido saturado tomadas de tabla A-9 Transferencia de Calor Hollman.

$$T_L = \frac{\bar{T} + \bar{T}_w}{2} \quad (47)$$

$$T_L = \frac{79 + 80}{2} = 79,5^\circ \text{ F}$$

$C_{p_l} = 0,998 \text{ Btu/Lbm}\cdot^\circ \text{ F}$

$\rho_L = 62,17 \text{ Lbm/ft}^3$

$\mu_L = 2,08 \text{ Lbm/ft}\cdot\text{h}$

$k_L = 0,355 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}\cdot^\circ \text{ F}$

$Pr = 5,85$

La cantidad de calor desalojado por el condensador es igual a:

$$\dot{q} = \dot{m}C_p\Delta T \quad (48)$$

como se tiene una resistencia de 200 watts, se diseñará un condensador con una capacidad para retirar esa cantidad de calor (200 watts o lo que es equivalente a 682,6 Btu/h)

$$682,6 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} = \dot{m} \times 0,99 \frac{\text{Btu}}{\text{Lbm}^\circ\text{F}} \times 2^\circ\text{F}$$

$$\dot{m} = 342,32 \frac{\text{Lbm}}{\text{h}}$$

Además

$$\dot{m} = \rho V_m A_f \quad (49)$$

donde:

$V_m$  = velocidad media de condensación

$$\rho V_m = \frac{\dot{m}}{A_f} \quad (50)$$

$$\rho V_m = \frac{342,32 \text{ Lbm} / \text{h}}{1,0689 \times 10^{-4} \text{ ft}^2}$$

$$\rho V_m = 3202544,6 \frac{\text{Lbm}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2}$$

$$\text{Re}_D = \frac{\rho V_m D}{\mu} \quad (51)$$

$$\text{Re}_D = \frac{3202544,6 \times 0,0158}{2,08} = 24327,02$$

como  $\text{Re}_D > 2300$ , el flujo es turbulento.

La ecuación de flujo turbulento para tubos lisos desarrollada por Dittus y Boether<sup>27</sup>

es:

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{0.8} Pr^n \quad (52)$$

donde:

$n = 0,4$  para calentamiento

$n = 0,3$  para enfriamiento

Para este caso:

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$Nu_D = 0,023 (24237,02)^{0.8} (5,85)^{0.4}$$

$$Nu_D = 150,47$$

$$Nu_D = \frac{\bar{h}D}{k} \quad (53)$$

$$\frac{\bar{h}D}{k} = 150,47$$

$$\bar{h} = \frac{150,47 \times 0,355 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}}}{0,0158 \text{ ft}} = 3380,9 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

Debido a la forma de espiral del condensador (ver fig.15) se tiene que:

$$\bar{h}_i = \bar{h} \left[ 1 + 3,5 \left( \frac{D}{D_H} \right) \right]^{[29]} \quad (54)$$

donde :

$D_H$  = diámetro de las espiras.

Se tiene entonces que:

$$\bar{h}_i = 3380,9 \times \left[ 1 + 3,5 \left( \frac{0,0158}{0,291} \right) \right]$$

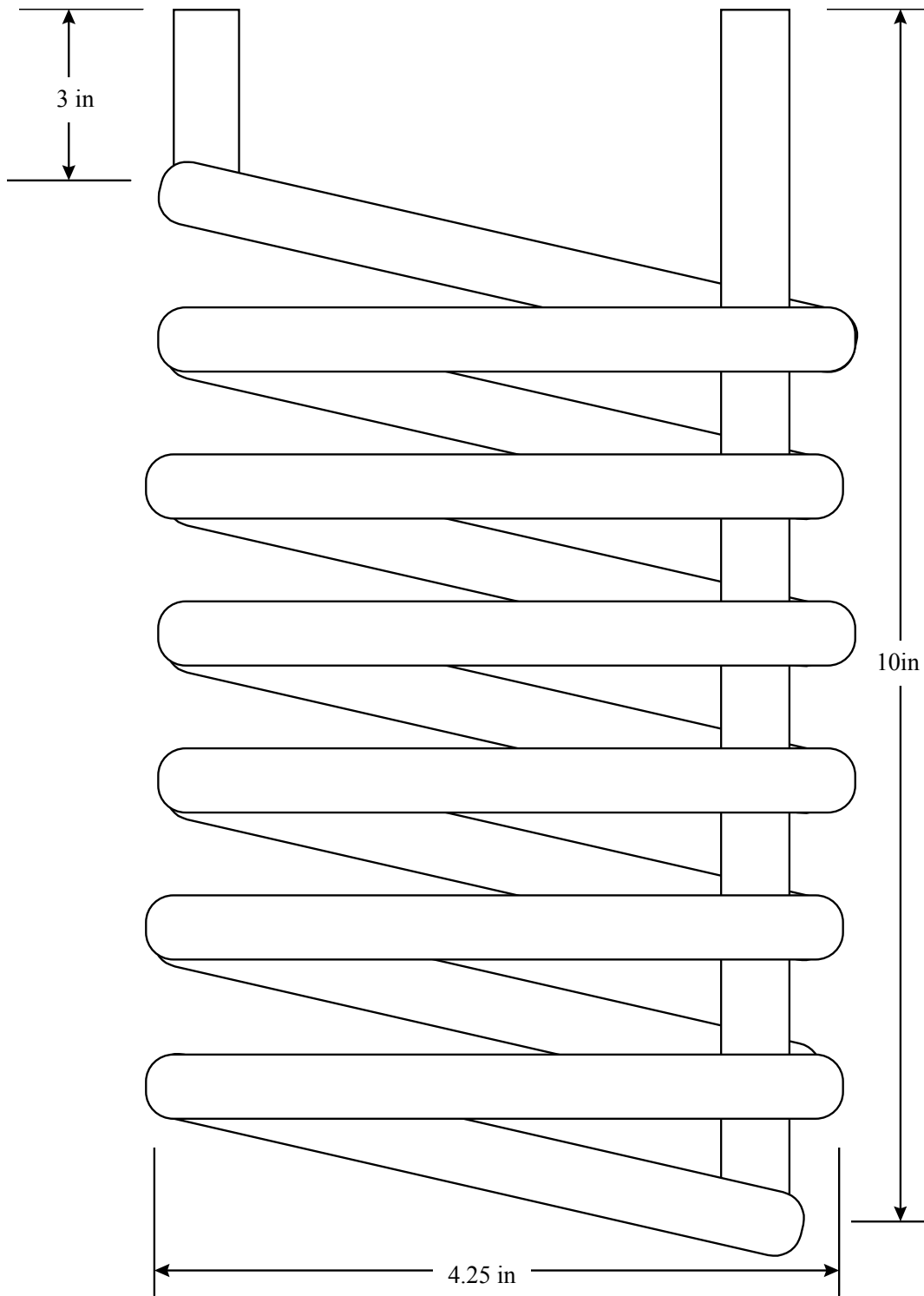


Figura 16. Serpentin de condensación.

$$\bar{h}_i = 4023,4 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$$

Del texto de Transferencia de Calor de Kern se tiene que:

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} \quad (55)$$

donde:

$R_d$  = Factor de suciedad

$R_d = 0,0015$  (Recomendado)

$$U_c = \frac{\bar{h}_{io} \times \bar{h}_o}{\bar{h}_{io} + \bar{h}_o} \quad (56)$$

$U_c$  = Coeficiente global de transferencia de calor, para superficie limpia.

$U_D$  = Coeficiente global de transferencia de calor, para superficie sucia.

$$\bar{h}_{io} = \bar{h}_i \times \frac{DI}{DE} \quad (57)$$

$$\bar{h}_{io} = 4023,4 \times \frac{0,0158}{0,0208}$$

$$\bar{h}_{io} = 3056,2 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$$

$$U_c = \frac{3056,2 \times 93,5}{3056,2 + 93,5}$$

$$U_c = 90,72 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$$

Entonces:

$$U_D = \frac{U_c}{(1 + R_d U_c)} \quad (58)$$

$$U_D = \frac{90,72}{(1 + 0,0015 \times 90,72)}$$



$$U_D = 79,85 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

Calculamos ahora el área de transferencia de calor del condensador

$$q = U_D A \Delta T \quad (59)$$

$$A = \frac{q}{U_D \Delta T}$$

anteriormente se dijo que el calor retirado por el condensador es de 682,6 Btu/h

$$A = \frac{682,6 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}}{79,85 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}} \times 2^\circ\text{F}} = 0,8555 \text{ ft}^2$$

$$A = \pi \times D \times L \quad (60)$$

$$L = \frac{A}{\pi \times D}$$

$$L = \frac{0,8555 \text{ ft}^2}{\pi \times 0,02083 \text{ ft}} = 13,06 \text{ ft}$$

$$L = 156,8 \text{ in}$$

$$L_T = L_1 + L_2 + \pi D_C N \quad (61)$$

donde:

$L_1$  y  $L_2$  = Longitudes de los tramos rectos del condensador

$N$  = Número de espiras del condensador

$D_C$  = Diámetro exterior de las espiras (4,25 in) restringido por el diámetro interior del tubo de vidrio.

$$L = 156,8 = 10 + 3 + \pi D_C N$$

$$143,8 = \pi D_C N$$

$$N = \frac{143,8 \text{ in}}{\pi \times 4,25 \text{ in}} = 10,77 \cong 11 \text{ espiras}$$

La cantidad de refrigerante R-11 que se va a utilizar será la siguiente:

En el capítulo de Diseño Básico del Equipo se dijo que el refrigerante alcanzará un nivel igual al 50% de la altura total del cilindro por efectos de diseño (fig.17):

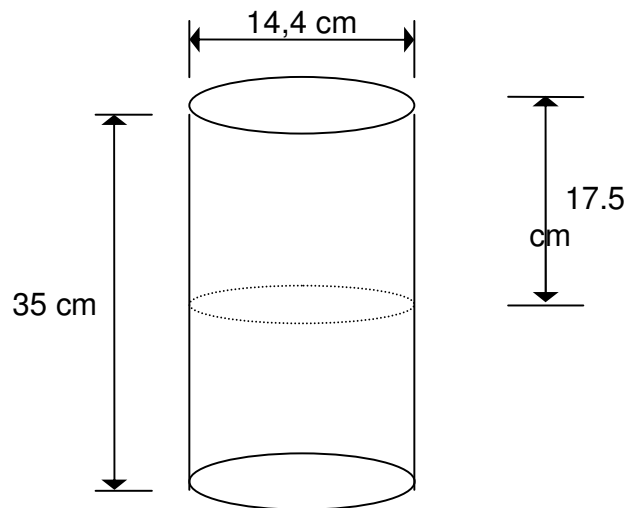


Figura. 17 Cantidad de Refrigerante en el tubo.

$$V = A \times L = \pi r^2 \times L$$

$$A = \pi r^2 = \pi(0,07 \text{ m})^2 = 0,0154 \text{ m}^2$$

$$V = 0,0154 \text{ m}^2 \times 0,175 \text{ m} = 2,694 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$1 \text{ m}^3 = 35,315 \text{ ft}^3$$

$$V = 2,694 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \times \frac{35,315 \text{ ft}^3}{1 \text{ m}^3}$$

$$V = 0,09513 \text{ ft}^3$$

Las propiedades del R-11 se toman a  $T_L$

$\rho_{R-11} = 89,349 \frac{\text{Lbm}}{\text{ft}^3}$  donde  $\rho_{R-11}$  = densidad del R-11 líquido.

$$\text{Masa de R-11} = 89,349 \frac{\text{Lbm}}{\text{ft}^3} \times 0,09513 \text{ ft}^3 \times \frac{1 \text{ Kg}}{2,2046 \text{ Lbm}}$$

$$\text{Masa de R-11} = 3,85 \text{ Kg} = 8,5 \text{ Lbm}$$

### 4.3. DISEÑO DE LOS FLANCHES

Para el diseño de los flanches se consideró como material un acero A-36 y se utilizó como soporte el código API 620 (ver Anexos 3 y 4):

$$t = d \sqrt{\frac{CP}{S_{ts}}} + c \quad (62)$$

de donde:

t = Espesor del flanche

d = Diámetro (medido en pulgadas)

$$C = 0,3 + \frac{1,4 W h_g}{H \times G} \quad \text{para flanches apernados (63)}$$

de donde:

W = Carga de diseño para los pernos del flanche (Código ASME Sección VIII numeral 2.5(e) en libras (Lb)).

$h_g$  = Distancia radial desde el diámetro de los pernos al diámetro en pulgadas (ver fig. 17)

H = Fuerza total de la prueba hidrostática de acuerdo a como está definido en el numeral 23 del código ASME.

$P$  = Presión de diseño en Lbf/in<sup>2</sup>

$G$  = Diámetro medio a la localización de la reacción de la carga sobre el empaque (ver fig. 17) medido en pulgadas.

$S_{ts}$  = Esfuerzo permisible máximo en Lbf/in<sup>2</sup>, tomado de la tabla 3.2 del código API 620

$S_{ts} = 24900$  (psi) para acero A-36

$c$  = Corrosión permisible, en pulgadas

$P_{m\acute{a}x} = 30,427$  psi (presión interna), se tomará como base un factor de seguridad  $f_s = 1,8$  por lo tanto se trabajará con una presión máxima  $P_{m\acute{a}x} = 54$  psi.

$$d = G = 5 \frac{1}{2} \text{ in}$$

$$C = 0,3 + \frac{1,4 W h_g}{H \times G}$$

$$H = 0,785 G^2 P \text{ (pág. 373 ASME) (64)}$$

$$H = 0,785 (5,5)^2 (54) = 1282,3 \text{ Lb}$$

$$H_p = 2b \times 3,14 G \times m \times p \text{ (pág. 373 ASME) (65)}$$

$$b = 0,25 \text{ in (tabla 2.5.1 API 620)}$$

$$m = 1,25 \text{ (tabla 2.5.2 API 620)}$$

$$H_p = 2(0,25) \times 3,14(1,25)(5,5)(54) = 582,86 \text{ Lb}$$

$$W = H + H_p \text{ (66)}$$

$$W = 1282,3 + 582,86 = 1865,16 \text{ Lb}$$

$$h_g = \frac{D_p - d}{2} \text{ (67)}$$

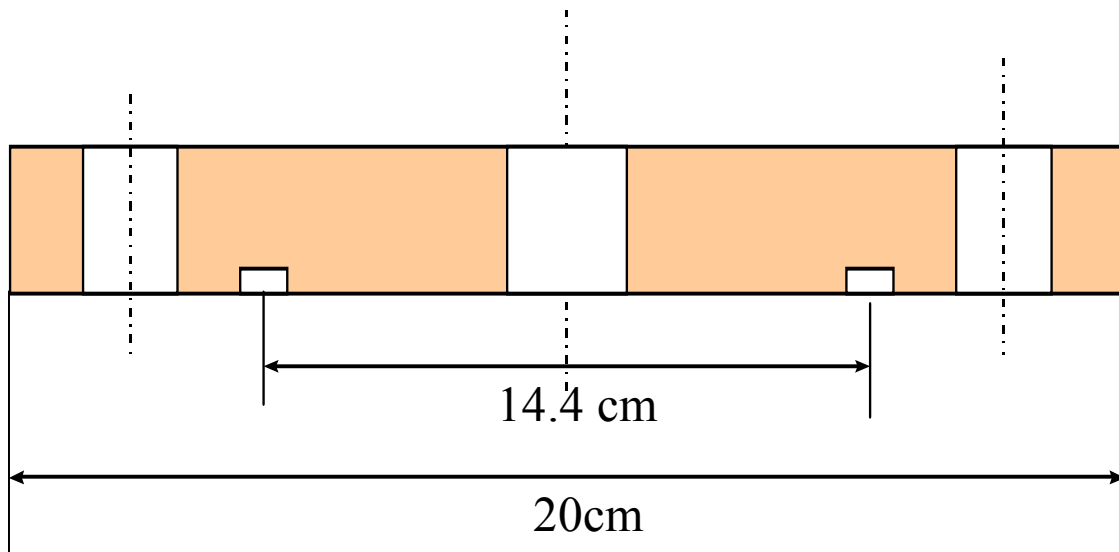


Figura 18. Sección del flanche.

$$h_g = \frac{5\frac{11}{16} - 5\frac{1}{2}}{2} = 0,09375 \text{ in}$$

$$C = 0,3 + \frac{1,4 \times 1865,16 \text{ Lb} \times 0,09375 \text{ in}}{1282,3 \text{ Lb} \times 5,5 \text{ in}}$$

$$C = 0.3347$$

$c = 0,0252 \text{ in}$  (corrosión permisible)

$$t = d \sqrt{\frac{CP}{S_{ts}}} + c \quad (68)$$

$$t = 5.5 \text{ in} + \sqrt{\frac{0,3347 \times 54 \text{ Lb} / \text{in}^2}{24900 \text{ Lb} / \text{in}^2}} + 0,0252 \text{ in}$$

$$t = 0,2006 \text{ in}$$

Se escoge entonces un tamaño de material  $t = \frac{1}{4} = 0,25 \text{ in}$  según tabla A-17

Diseño de Máquinas de Shigley:

$$f.s = \frac{0,25 \text{ in}}{0,2006 \text{ in}} = 1,2462$$

donde:

f.s = factor de seguridad

#### 4.4 CÁLCULO DE LOS PERNOS

Datos:

$P = 54 \text{ Lbf/in}^2$  (presión de diseño)

$A = \text{Área sometida a presión de los flanches}$

$$A = 23,157 \text{ in}^2$$

$$D = 138 \text{ mm} = 5,43 \text{ in}$$

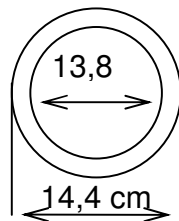


Figura 19. Flanche superior

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 \quad (69)$$

$$A = \frac{\pi}{4} (5,43)^2 = 23,157 \text{ in}^2$$

$$\frac{F}{4} = P \times A \quad (70)$$

$$\frac{F}{4} = 54 \frac{\text{Lbf}}{\text{in}^2} \times 23,157 \text{ in}^2 = 1250,47 \text{ Lbf}$$

donde:

F = Fuerza total sobre los 4 pernos

q = fuerza total ejercida sobre cada uno de los pernos con una sobrecarga del 40% (equivalente al ajuste)

$$q = \frac{F}{4} \times 1,4 \quad (71)$$

$$q = 1250,47 \text{ Lbf} \times 1,4 = 1750,65 \text{ Lbf}$$

$\sigma_u$  = esfuerzo último

$\sigma_{adm}$  = esfuerzo admisible a la tensión para el A-36

$$\sigma_{rt} = 0,6 \times \sigma_u$$

$$\sigma_{rt} = 0,6 \times 36000 \frac{\text{Lbf}}{\text{in}^2}$$

$$\sigma_{rt} = 21600 \frac{\text{Lbf}}{\text{in}^2}$$

donde:

$$\sigma_u = 36000 \frac{\text{Lbf}}{\text{in}^2}$$

$\sigma_{rt}$  = Esfuerzo de tensión real a que está sometido el perno

$$\sigma = \frac{q}{A} \quad (72)$$

donde :

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

asumimos:  $D = 3/8$  in y probamos

$$A = \frac{\pi \left(\frac{3}{8}\right)^2}{4} = 0,1104 \text{ in}^2$$

$$\sigma = \frac{1750,65 \text{ Lbf}}{0,1104 \text{ in}^2} = 15857,3 \frac{\text{Lbf}}{\text{in}^2}$$

$$\sigma = 15857,3 \frac{\text{Lbf}}{\text{in}^2}$$

Para el diseño :

$15857,3 < 21600$  lo cual indica que el material no falla

$$F.S = \frac{21600}{15857,3} = 1,3$$

Para un diámetro de pernos  $D = 3/8$  in en acero A-36, se obtuvo un factor de seguridad de 1,3.



## **5. EQUIPOS**

Para la operación y pruebas al sistema, se hace necesario la utilización de equipos auxiliares, con los cuales se puedan medir y controlar los parámetros involucrados en el proceso, como todos éstos son de fabricación comercial, se ha limitado a su selección y justificación que permita conocer sus características de fabricación, operación y calibración.

### **5.1 EQUIPO DE CONTROL DE CALOR**

Como el fenómeno predice que es necesario controlar la cantidad de calor que generará la superficie de calefacción, se seleccionará un dispositivo de aplicación comercial, el cual pueda operar hasta 6 amperios de corriente nominal le permite admitir sobrecargas de corrientes por posibles caídas de voltaje.

### **5.2 EQUIPOS DE MEDICIÓN Y TÉRMICOS**

El funcionamiento del equipo teóricamente consiste, además de visualizar el fenómeno de cambio de fase, en cuantificar variables características de éste sistema como son : presión, temperatura y potencia eléctrica y es por eso que se involucran equipos de medición los cuales registraron de manera instantánea algunos e indirecta otros, los parámetros antes mencionados.

Los termómetros son dispositivos utilizados para obtener registros directos de temperatura, y su selección dependerá del rango de aplicación, costos y rapidez en la respuesta.

**5.2.1 Termómetros del agua de condensación.** Inicialmente el agua estará a temperatura ambiente aproximadamente de 75° F y su incremento máximo llegará a 85° F con lo que un termómetro con un rango de 0-100° C cumple con los requisitos de operación del agua de condensación, con aproximación de 2° F.

Este termómetro registrará el agua de entrada al condensador y otro, de similares características la salida; con lo cual se podrá obtener un valor del incremento de temperatura, lo cual permitirá a través de un balance energético, conocer el calor disipado por el serpentín a partir de:

$$q_o = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \quad (73)$$

Los termómetros para el agua de condensación son del tipo de tira bimetálica. El principio de operación de estos termómetros es el de dos tiras metálicas de distinto coeficiente de dilatación, lo cual permite que al enfriar o calentar, se dilaten o contraigan haciendo girar la aguja indicadora.

La figura 20, muestra un corte donde se esquematiza sus elementos, una tira continua enrollada en varias hélices de compensación, una dentro de la otra, estos tienen múltiples beneficios:

Bajo costo de adquisición, comparado con los de líquidos.

Compactos: El metal de envoltura es de mínimo espesor, lo cual confiere bajas desviaciones.

Resistencia mecánica: Buena resistencia al choque.

Precisión: Opera sólo rangos de error del uno (1%) por ciento.

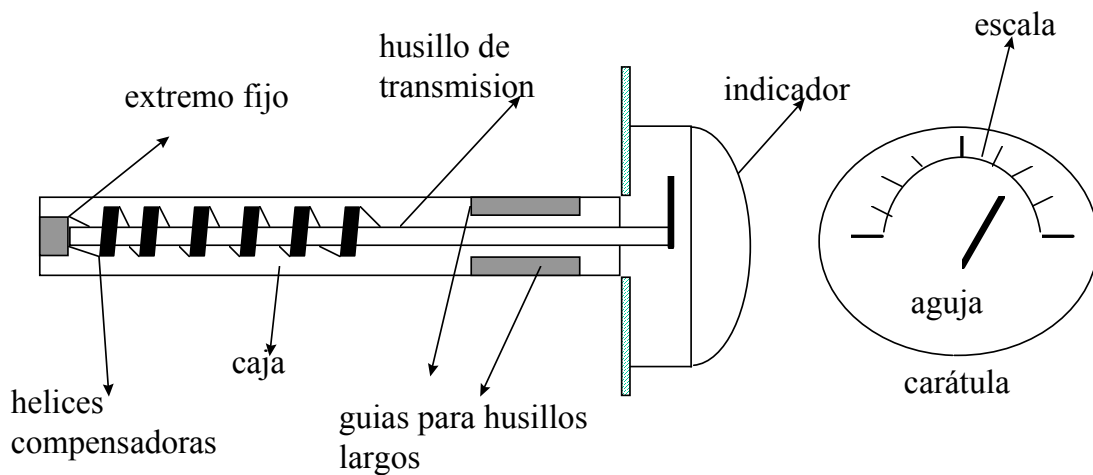


Figura 20. Sección de un termómetro bimetálico.

**5.2.2 Termómetro de la superficie de calefacción.** La temperatura en este punto se determinará mediante termopares, los cuales por diferencia de materiales que lo constituyen envían una señal eléctrica que se registrarán en un termómetro digital.

### **5.3 SISTEMAS DE PROTECCIÓN Y CONTROL**

Por razones de seguridad personal, y por limitantes en las capacidades de algunos componentes del equipo, se hace necesario diseñar mecanismos que permitan controlar algunas de las variables que puedan acarrear daños materiales tales como: presión y temperatura.

Algunos de estos dispositivos está diseñados bajo el concepto de protecciones en cascada (o cadena) que en términos de seguridad industrial implica que al fallar una razón única y suficiente, operararía la otra.

**5.3.1 Disyuntor de alta presión o presostato.** Este dispositivo es el que en caso de llegar la presión de la cámara a valores críticos (36 psi), actúa abriendo el circuito de alimentación eléctrica a la resistencia, y con ello se suspende la causa del incremento de presión.

Este interruptor de presión es del tipo utilizado en aplicaciones de Refrigeración Industrial y doméstica, está previsto por una conexión de ¼ in. El tipo a utilizar es

marca RAMCO, y su rango de operación de presiones oscila entre 0 y 40 psi, con diferenciales ajustables de 5 a 35 psi.

## 5.4 SISTEMA ELÉCTRICO

El diseño eléctrico del equipo comprende el sistema de fuerza, que comprende la alimentación a la resistencia y el sistema de control y mandos que regularían esta alimentación.

**5.4.1 Sistema de fuerza.** El sistema de fuerza, consiste en la alimentación, que proviene de los tableros existentes en el laboratorio, conectada con unas terminales del tablero del equipo, para luego interrumpir esta corriente con unos interruptores de autodisparo, de los cuales sigue la alimentación al contactor, que luego irá a alimentar la resistencia.

El sistema de fuerza es monofásico, operando a 220 voltios.

**5.4.2 Sistema de control y mando.** El sistema consiste en el circuito que comprende: el pulsador de arranque y parada, con alimentación a la bobina que energiza la resistencia, además la señal de control que será el interruptor de presión. Este sistema incluye señalización, para el caso de:

Activación del sistema.

Resistencia operando, que son luces pilotos en paralelo con las bobinas para cada caso.

## 5.5 EQUIPOS Y PARTES AUXILIARES

Además de los equipos principales expuestos anteriormente,, la unidad de transferencia de calor, utiliza accesorios auxiliares que permiten su operación.

**5.5.1 Válvula de servicio.** Se encuentra roscada al flanche inferior y permite el acceso a la cámara a través de una conexión de ¼ in el asiento de la espiga de la válvula, al girarla a izquierda permite cargar y descargar el sistema.

En el proceso de pruebas en cuanto a la hermeticidad del flanche, empaques, roscas y juntas, se hace necesario presurizar previamente la cámara hasta una presión 1.5 veces mayor que la presión máxima de trabajo. Todo esto será posible gracias a la válvula en mención, cuya fabricación de bronce fosforado, lo hace inerte al fluido depositado.

**5.5.2 Mesa soporte.** Está fabricado en tubo cuadrado negro de acero calibre 18 y lámina galvanizada calibre 22, posee dos puertas que sirven para guardar instrucciones de medición así como el manual de mantenimiento.

Su diseño permite visualizar cómodamente los fenómenos, así como tomar las lecturas de temperatura y presión.

## **6. OPERACIÓN DEL EQUIPO**

Este capítulo brinda al lector el compendio de la información necesaria para la operación del equipo y con ello el desarrollo de las experiencias, asimismo precauciones tales como: no sobrepasar la presión máxima admisible en la cámara; operar en rangos admisibles de voltaje; prevenir sobrecargas eléctricas; el buen estado de disyuntores.

### **6.1 PRECAUCIONES PRELIMINARES**

Por ser esta una vasija de presión, es necesario antes de iniciar el proceso de operación, chequear:

La hermeticidad del sistema, para lo cual sólo basta con chequear el nivel de líquido en la cámara, contra una regleta instalada a lo largo del tubo, la cual ha sido previamente marcada con una línea negra, cuando se cargó por primera vez el equipo. Ésta debe tener un nivel constante a temperatura ambiente de 29° C, en el caso en que esté por debajo de este valor, implica que existe un escape salvo caso en que la disminución sea incipiente, producto únicamente de una elevada temperatura ambiental, la cual aumentaría la vaporización en la cámara.

A continuación se hace la regulación de dispositivos de seguridad, tales como el presostato y térmicos de sobrecargas eléctricas, haciendo constatar que se encuentran en el rango para el cual fueron seleccionados.



Para desarrollar los pasos que a continuación se deben ejecutar en este numeral, se hace referencia a la figura 21 en la que se muestran las partes del tablero de control y su ubicación.

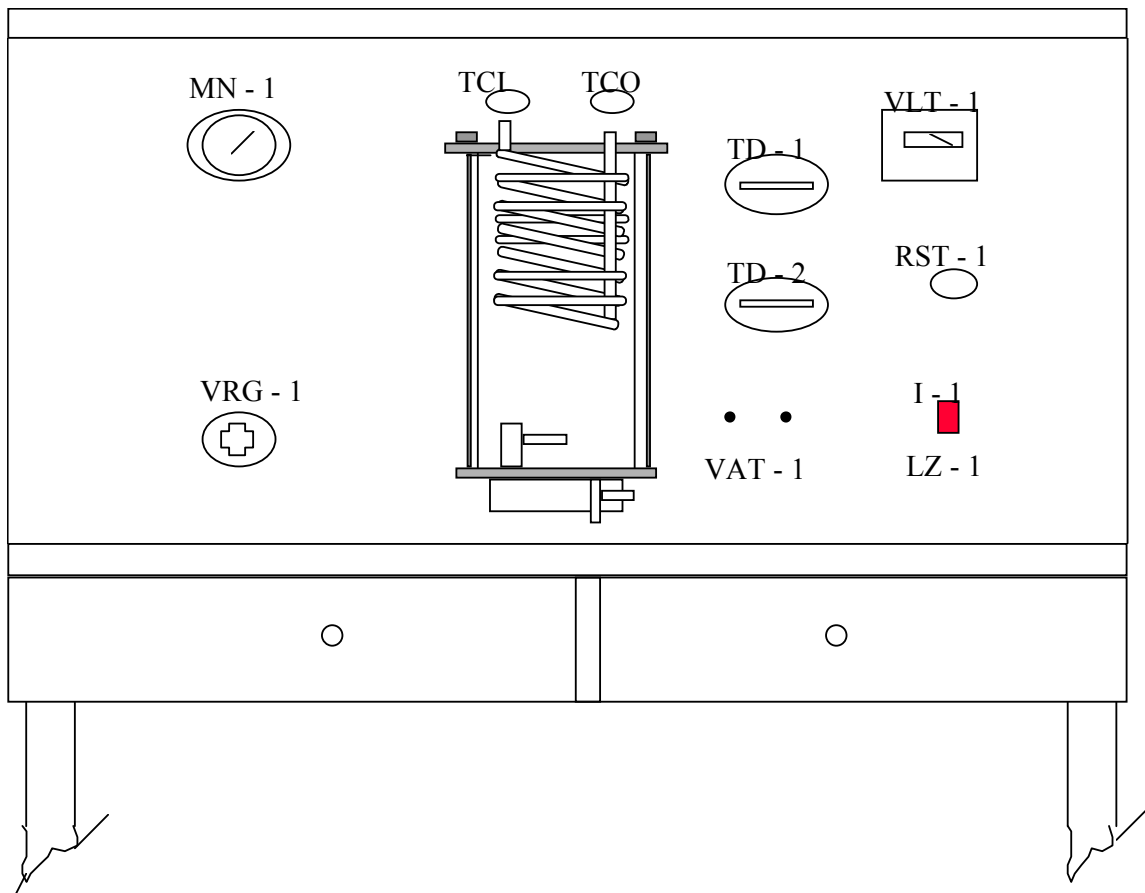


Figura 21. Esquema del banco de pruebas

## 6.2 PROCEDIMIENTOS DE OPERACIÓN

En esta sección se indica en forma detallada el procedimiento a seguir en la realización de las diferentes pruebas de ebullición y condensación.

Para la ubicación de partes dentro del tablero en la descripción de los pasos que a continuación se detallan (ver fig. 21).

**6.2.1 Preparación del equipo.** Antes de iniciar las pruebas y habiendo seguido las precauciones preliminares citadas anteriormente Ver Anexos 5 y 6, proceda de la siguiente forma:

Luego de ubicar el equipo en el sitio propuesto o en su defecto en un lugar donde se le puedan conectar a la fuente de agua y corriente, verifique que los interruptores estén en la posición de apagado (OFF).

Verifique que las válvulas VPL-1, VRG-1, VSP, estén cerradas.

En caso de no haber agua en el servicio público lo que se comprueba abriendo la válvula VPL-1 conecte una manguera flexible a la válvula de alimentación del agua potable, ajustando fuertemente.

En estos momentos abra totalmente la válvula VRG-1 y existe disponibilidad para circular el agua a través del condensador.

En estos momentos se encuentra el equipo disponible para iniciar pruebas con suministro y descargue de agua de condensación y conexión a la alimentación eléctrica.

### **6.2.2 Activación del tablero**

Accione el interruptor I-1 a la posición de encendido ubicado en el tablero con lo cual este se energiza lo cual se registra con la luz piloto roja que se enciende LZ-1 y la lectura del voltímetro que registrará voltajes alrededor de 220 voltios.

Abra la válvula VPL-1 para una circulación mínima que permita trabajar sin restricciones el intercambiador.

### **6.2.3 Pruebas y tomas de datos**

Coloque el reostato en el punto mínimo de potencia a la resistencia de calefacción.

Tome lecturas iniciales de temperatura de condensación, temperaturas de la superficie de calefacción, presión en la cámara, temperatura de líquido y vapor y potencia eléctrica.

Active el interruptor I-1 con lo cual se energizará la resistencia a su valor mínimo de 75 vatios y anótelas en la tabla de datos 3, se enciende la luz piloto LZ-1 de color rojo.

**6.2.4 Procedimiento de parada y desactivación.** Luego de haber realizado una cualquiera de las pruebas y se desee desactivar el equipo para suspender las experiencias, se debe proceder como sigue.

Desenergice el tablero accionando el I-1 con lo cual se apaga la luz piloto LZ-1 (de color rojo) y se suspende la señal al voltímetro.

Después de haberse alcanzado una presión estable en la cámara de aproximadamente 5 psi, cierre la válvula VRG-1 y la válvula VPL-1.

Desconecte las líneas de alimentación eléctrica.

## 7. EXPERIENCIAS REALIZADAS CON EL EQUIPO Y ELABORACIÓN DE TABLAS Y DATOS.

### 7.1 VISUALIZACIÓN DEL FENÓMENO DE CONDENSACIÓN Y EBULLICIÓN

- Desarrolle todos los pasos expuestos en el Capítulo 6.
- Verifique que el reostato de las resistencias estén en su posición de mínimo, totalmente a izquierda.
- Registre el tiempo tomado con el cronómetro desde que inician las pruebas y anótelas en la tabla 6.
- Observe detalladamente el fenómeno ocurrido en la superficie de calefacción.
- Espere que se alcance una presión de 25 lbf/in<sup>2</sup> en la cámara y anote el tiempo transcurrido en la tabla 6.
- Varíe los valores de potencia para 100-150-200 W y observe lo ocurrido en cada una de ellas, sostenga cada valor por 5 minutos.
- Estando el equipo a la potencia máxima de 200 W, permita que la cámara alcance una presión de 25 lbf/in<sup>2</sup>, en este instante abre la válvula de agua de condensación VRG-1, lentamente y anote los resultados observados en la tabla 4.
- Anote los tiempos para los que se nota alguna característica de importancia como:
  - Ebullición convectiva

- Formación de burbujas
- Condensación en el volumen de líquido
- Burbujas llegando a la superficie
- Inicio de la Ebullición Nucleada
- Formación de una película de vapor a lo largo de la superficie
- Incremento notable de la turbulencia.
- Registrar los tiempos empleados en alcanzar el estado estable para cada uno de los valores de potencia sugeridos.
- Inicie con caudales mínimos casi nulos de agua de condensación, hasta alcanzar los mayores flujos disponibles
- Observe para cada caso:
  - Cantidad de espiras afectadas en la condensación
  - Variación en la velocidades de condensación
  - Identifique la posibilidad de una incipiente condensación en gotas
- La anterior Experiencia se puede registrar en una tabla de resultados como la tabla 4
- Apague el equipo permitiendo que se mantenga el flujo de agua.

## **7.2 REPRESENTACIÓN DE LA GRÁFICA $P_v$ Vs $T_L$ Y SU COMPARACIÓN CON LA TEÓRICA.**

- Desarrolle los pasos expuestos en el Capítulo 6. Gradúe el potenciómetro a su menor potencia, tomando para ello lecturas en el vatímetro.



- Permita un flujo regular de agua a través del condensador aproximadamente una vuelta de apertura a la válvula VRG-1 (ver fig. 21).
- Tome datos de presión en la cámara , temperatura del liquido, temperatura del vapor.
- Repita la experiencia para valores de 100-150-200 W
- Llene la información en la tabla 5.
- Grafique en una escala apropiada.
- Apague el equipo permitiendo que se mantenga el flujo de agua.

### **7.3 REPRESENTACIÓN DE UNA GRAFICA DE FLUJO DE CALOR Vs DIFERENCIA DE TEMPERATURAS $T_w - T_s$ A PRESIÓN CONSTANTE.**

- Siga los pasos del Capitulo 6.
- Mantenga el potenciómetro en su valor mínimo.
- El flujo de agua a través del condensador será mínimo, graduando la válvula VG,  $\frac{1}{4}$  de vuelta a la izquierda.
- Regule la potencia suministrada al sistema incrementándola en valores de 80-100-120-150-200 W.
- Mantenga cada valor de potencia por un lapso de 8 minutos.
- A medida que se aumenta la potencia suministrada a la resistencia, se hace necesario incrementar el caudal de agua a través del condensador para así mantener la presión constante.
- Llene los datos de la tabla 6





- Apague el equipo.
- Grafique  $q/a$  Vs  $\Delta T$  para varias presiones (por lo menos 4).

#### **7.4 GRÁFICA DE LA CURVA DE EBULLICIÓN**

- Repita los pasos del Capítulo 6.
- Fije un flujo máximo del agua en el condensador (6 ml/seg), este valor se mantendrá constante durante toda la experiencia.
- Incremente los valores de potencia escalonadamente a 80-100-150-200 W.
- Para cada uno de ellos llene los datos de la tabla 3.
- Apague el equipo.
- Grafique  $q/A$  Vs  $\Delta T$  para presiones variables.

#### **7.5 CÁLCULO EXPERIMENTAL DE LA CONSTANTE SUPERFICIAL $C_{sf}$ (COBRE - FLUIDO)**

- Siga los pasos del Capítulo 6, fijando un caudal mínimo de agua a través del condensador el cual se mantendrá fijo a lo largo de toda la experiencia.
- Incremente los valores de potencia gradualmente en 80 - 100 - 120 - 150 - 180 - 200 W. Anotando los valores requeridos en la tabla 3.
- Al terminar apague el equipo pulsando el interruptor I-1.

## **7.6 CÁLCULO DEL CALOR RETIRADO POR EL CONDENSADOR Y PÉRDIDAS DEL EQUIPO**

- Desarrolle todos los pasos expuestos en el Capítulo 6, graduando el valor de la potencia en la resistencia a su mínimo valor; ayudándose para ello del vatímetro, permita un flujo de agua constante a través del condensador, obtenido de girar una vuelta antihoraria de apertura de la válvula VRG-1, anote los datos de presión en la cámara, temperatura de la resistencia, del líquido y del vapor.
- Llene la información en la tabla 3 y haciendo las respectivas conversiones se llena la tabla 8.

## 8. RESULTADOS Y GRÁFICOS

### 8.1 RESULTADOS DE LA VISUALIZACIÓN DE LOS FENÓMENOS DE EBULLICIÓN Y CONDENSACIÓN

**8.1.1 Ebullición.** Después de realizar la Experiencia 1, ver numeral 7.1 del capítulo 7. Analizar las características importantes, como:

- Ebullición convectiva
- Formación de burbujas
- Burbujas llegando a la superficie
- Nivel de turbulencia (incremento)
- Formación de una película de vapor en la superficie
- Comportamiento de las burbujas.

Anote los resultados en la tabla 4, tenga en cuenta que los datos visualizados se anotarán en forma de observaciones, o igualmente anote el tiempo y la potencia utilizada.

**8.2.2 Condensación.** Igual que la ebullición, observe características importantes en este fenómeno y anótelas en la tabla 4, estas características pueden ser:

- Condensación en el volumen líquido
- Condensación en forma de gotas

- Cantidad de espiras afectadas en la condensación
- Variación en las velocidades de condensación.

Anote para cada caso los tiempos empleados en alcanzar el estado estable para cada uno de los valores de potencia.

Tabla 4. Tabla de resultados para ebullición y condensación

OBSERVACIONES				
Potencia (vatios)	Superficie de Calefacción	Nivel de turbulencia	Comportamiento de las burbujas	Condensación

## 8.2 REPRESENTACIÓN DE LA GRÁFICA PRESIÓN DE VAPOR Vs. TEMPERATURA Y COMPARACIÓN CON LA TEÓRICA

Una vez realizada la Experiencia 2, ver numeral 7.2 del Capítulo 7, se llena la Tabla de datos 7.

La tabla 5 de resultados para graficar  $P_v$  Vs  $T_s$  en la columna 1 (izquierda a derecha) indique la temperatura del líquido ( $T_v$ ) medida en  $^{\circ}\text{F}$ , en la columna 2, presión registrada instrumentalmente en el equipo, en el manómetro instalado en el tablero indicado con MN-1, la columna 3, deberá ser llenada con los datos de presión de saturación a la temperatura dada.

Seleccione una escala apropiada y grafique:

- Temperatura del vapor ( $T_v$ ) Vs presión en la cámara ( $P_v$ ) (columnas 1 y 2).
- Temperatura del vapor ( $T_v$ ) Vs presión de saturación ( $P_s$ ) (valor teórico)

Compare esta curvas y anote las posibles causas de estas desviaciones.

- Presencia de gases no condensables.
- Errores en lecturas instrumentales.

Tabla 5. Tabla de resultados para graficar ( $P_v$  Vs  $T_v$ )

$T_v$ (R-11) ° F	$P_v$ (Cámara) (Lbf/in <sup>2</sup> )	$P_s$ (tabla Anexo 2) (Lbf/in <sup>2</sup> )
90	4.7	4.891
91	5.1	5.2565
92	5.3	5.622
94	6.2	6.374
96	6.7	7.147



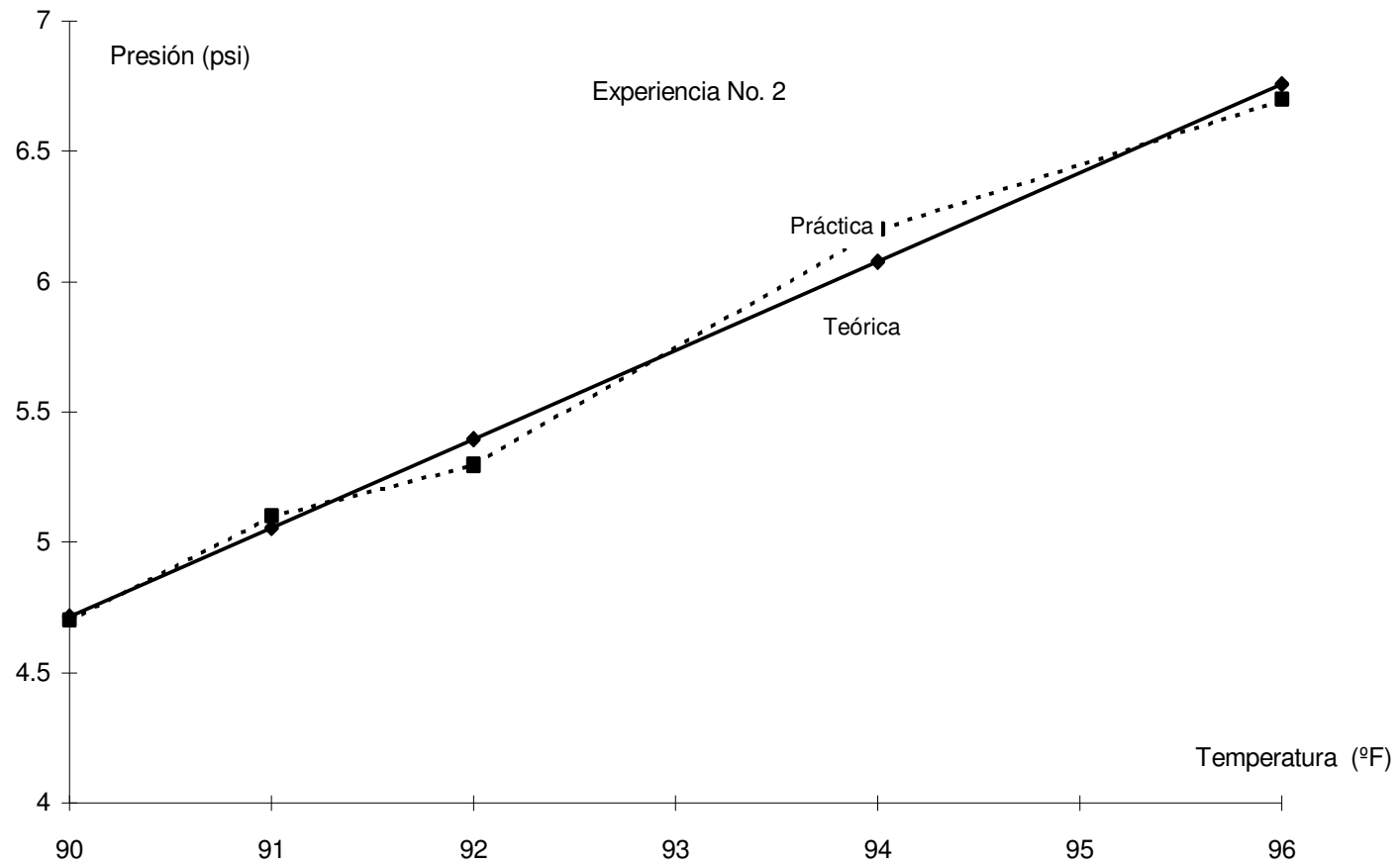


Figura 22. Gráfica (  $P_v$  Vs.  $T_v$  ) y comparación con la teórica,

### **8.3 EXPERIENCIA 3. REPRESENTACION DE LA GRÁFICA DE FLUJO DE CALOR CONTRA DIFERENCIA DE TEMPERATURA ( $T_w - T_s$ ) A PRESIÓN CONSTANTE**

Luego de seguir los pasos y procedimientos descritos en el numeral 7.3 complete la información solicitada en la tabla 3, pertinente a datos y para llenarla de cálculos y resultados se hace necesario realizar las conversiones para pasar vatios a Btu/h, ml/s, Lbm/h y °F a °R, con lo cual se puede completar la tabla 8 y utilizando una escala apropiada grafíque  $q/A$  Vs  $\Delta T$ , para varios casos de presión constante o sea los valores de la columna 1 contra los de la columna 2.

Tabla 6. Tabla de resultados para graficar ( $q/A$  Vs  $\Delta T$ ) a presión constante

Área de calefacción  $A = 58,82 \times 10^{-3} \text{ ft}^2$

$q/A$ suministrado (Btu/h·ft <sup>2</sup> )	$\Delta T (T_w - T_v)$ (° R)
4932	0.3
28024	0.6
8704.5	0.1
11604.9	1.6

Tabla 3. Tabla para toma de datos  $P_v = 7$  psi

<b>W (vatios)</b>	<b><math>P_v</math> (psi)</b>	<b><math>T_L</math> (° F)</b>	<b><math>T_v</math> (° F)</b>	<b><math>T_w</math> (° F)</b>	<b><math>T_{cf}</math> (° F)</b>	<b><math>T_{co}</math> (° F)</b>
85	7	91	91	91.3	84	92
100	7	90	91	91.6	84	93
150	7	92	93	92.8	84	94
200	7	95	96	97.6	85	91

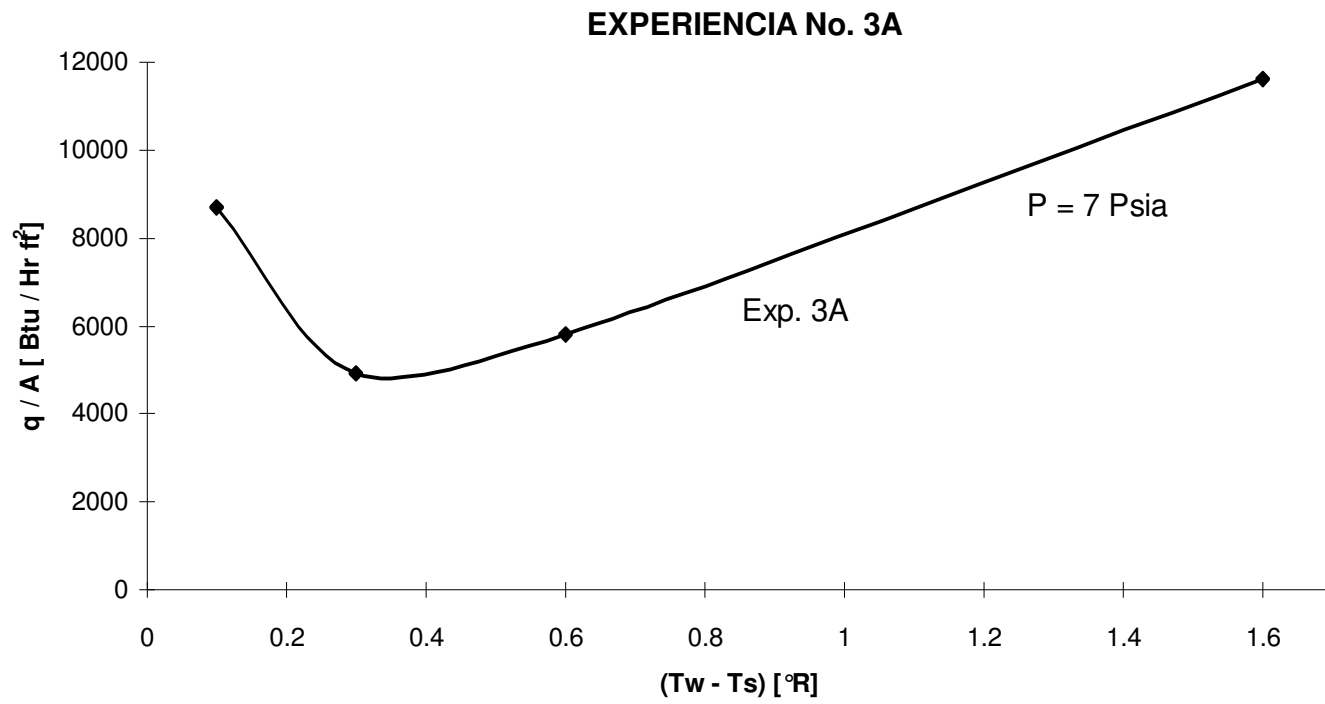


Figura 23. Grafica q/A Vs. (Tw-Ts)

**U** CORPORACIÓN  
UNIVERSITARIA  
TECNOLÓGICA DE  
BOLIVAR

FAC. ING. MECÁNICA  
LAB. MÁQUINAS  
HIDRÁULICAS

Estudio de los procesos  
de transferencia de  
calor por ebullición y  
condensación

Experiencia No. 3B

Tabla 3. Tabla para toma de datos  $P_v = 8$  psi

<b>W (vatios)</b>	<b><math>P_v</math> (psi)</b>	<b><math>T_L</math> (° F)</b>	<b><math>T_v</math> (° F)</b>	<b><math>T_w</math> (° F)</b>	<b><math>T_{ci}</math> (° F)</b>	<b><math>T_{co}</math> (° F)</b>
200	8	80	79	80.2	64	74
175	8	75	76	76.9	63	72
150	8	73	74	74.7	62	69
100	8	74	72	72.3	64	66

TABLA 6. Tabla de resultados para graficar ( $q/A$  Vs  $\Delta T$ ) a presión constante  
Área de calefacción  $A = 58,82 \times 10^{-3} \text{ ft}^2$

$q/A$ suministrado (Btu/h·ft <sup>2</sup> )	$\Delta T (T_w - T_v)$ (° R)
11604.9	1.2
10153	0.9
8704.5	0.7
5802.4	0.3

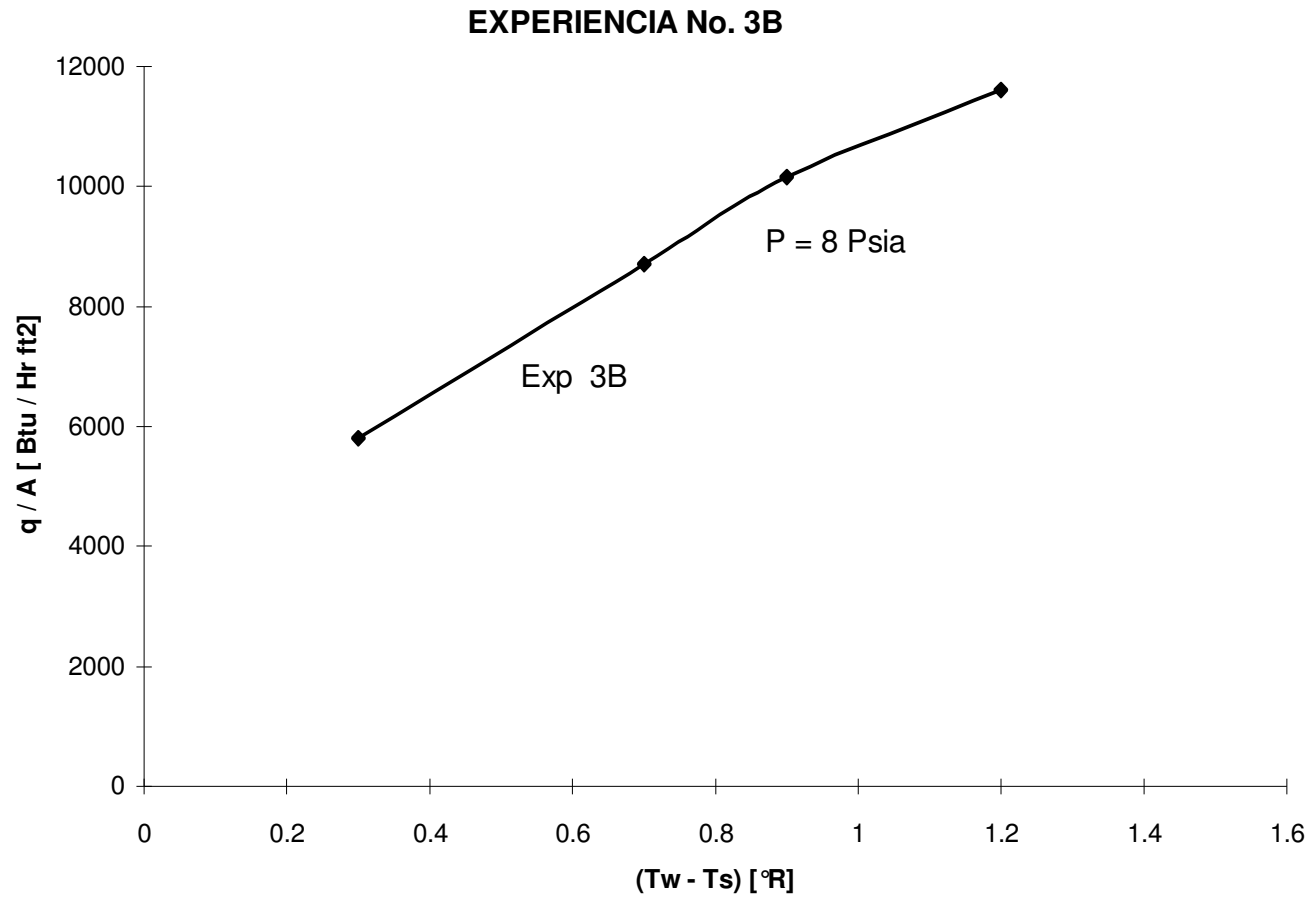


Figura 24. Grafica  $q/A$  Vs.  $(T_w - T_s)$



Tabla 3. Tabla para toma de datos  $P_v = 11$  psi

<b>W (vatios)</b>	<b><math>P_v</math> (psi)</b>	<b><math>T_L</math> (° F)</b>	<b><math>T_v</math> (° F)</b>	<b><math>T_w</math> (° F)</b>	<b><math>T_{cf}</math> (° F)</b>	<b><math>T_{co}</math> (° F)</b>	<b><math>m_{H_2O}</math> ml/s</b>
80	11	91	91	91.2	80	84	6.6
90	11	94	94	94.2	84	90	6.6
100	11	94	94	94.3	86	88	40
150	11	94	94.175	94.8	86	88	50
175	11	95	95.5	96.2	86	89	53
200	11	95.5	95.5	96.6	86	89	53.8

Tabla 6. Tabla de resultados para graficar ( $q/A$  Vs  $\Delta T$ ) a presión constante  
Área de calefacción  $A = 58,82 \times 10^{-3} \text{ ft}^2$

<b><math>q/A</math> suministrado (Btu/h·ft<sup>2</sup>)</b>	<b><math>\Delta T</math> (<math>T_w - T_v</math>) (° R)</b>
4641.78	0.2
5222.03	0.25
5802.27	0.3
8703.5	0.625
10154	0.7
11604.7	1.1

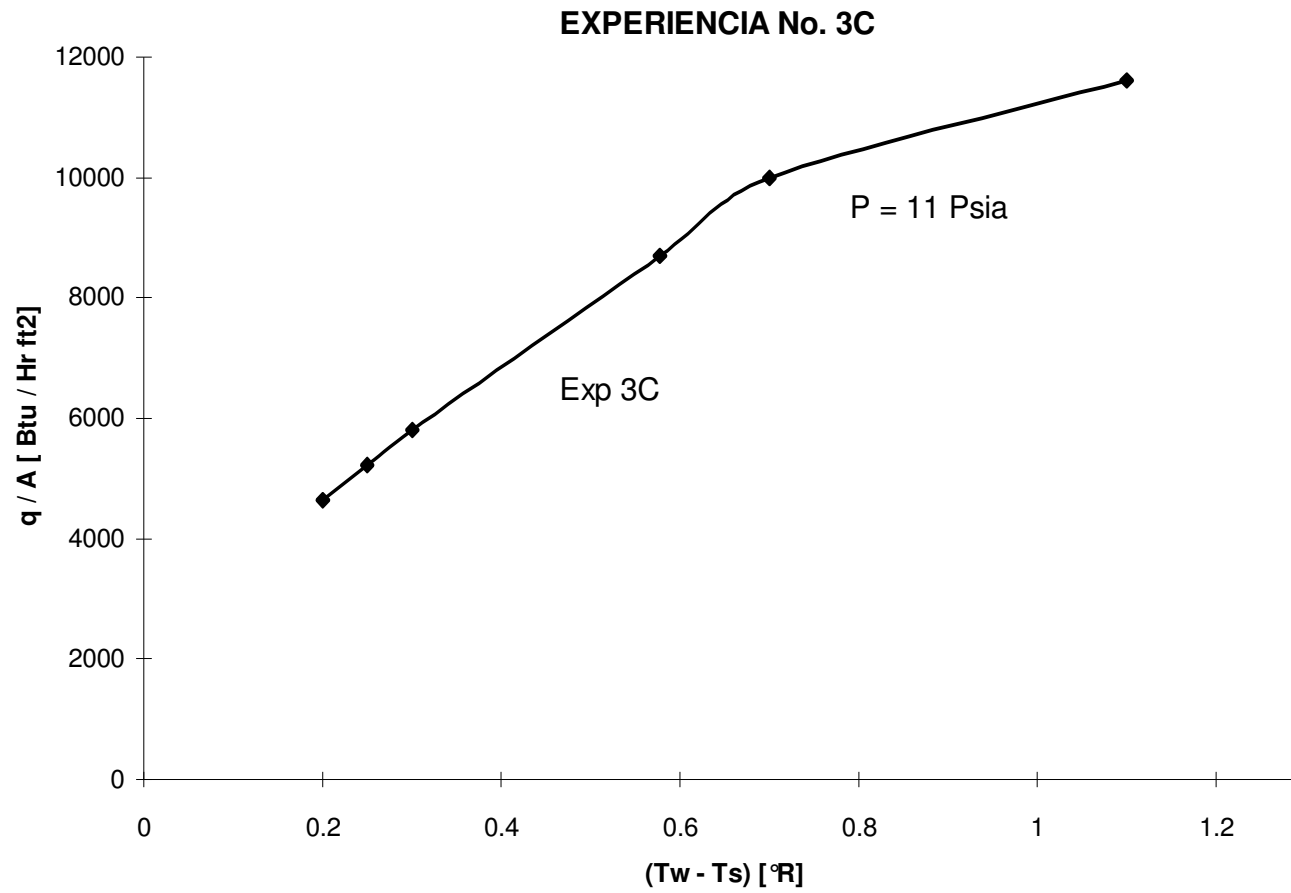


Figura 25. Gráfica  $q/A$  Vs.  $(T_w - T_s)$ .

#### **8.4 EXPERIENCIA 4. GRÁFICA DE LA CURVA DE EBULLICIÓN**

Se llega esta experiencia habiendo seguido los pasos del numeral 7.4 para lo cual se tiene completa la tabla de datos (tabla 3) y realizando las conversiones necesarias puede completarse una tabla de resultados (tabla 6) dada la columna 1 representa el valor de  $q/A$ , columna 2 el  $\Delta T$  representado por la diferencia entre temperatura pared temperatura de saturación del líquido a la presión dada.

Seleccionando una adecuada escala se gráfica la columna 2 es decir  $q/A$  Vs  $\Delta T$ .

Tabla 3. Tabla para toma de datos  $P_v = 11$  psi

<b>W (vatios)</b>	<b><math>P_v</math> (psi)</b>	<b><math>T_L</math> (° F)</b>	<b><math>T_v</math> (° F)</b>	<b><math>T_w</math> (° F)</b>	<b><math>T_{cf}</math> (° F)</b>	<b><math>T_{co}</math> (° F)</b>	<b><math>m_{H_2O}</math> ml/s</b>
80	5	90	89	90.6	81.2	82	6
100	5.5	91	89.5	92.8	87	88	6
150	5.6	92	91.5	94	87.5	89	6
175	6.5	94	92.5	96.8	87.5	89.5	6
200	7	96	95	99.5	88	90	6

Tabla 6. Tabla de resultados para graficar ( $q/A$  Vs  $\Delta T$ ) a presión constante  
Área de calefacción  $A = 58,82 \times 10^{-3} \text{ ft}^2$

<b><math>q/A</math> suministrado (Btu/h·ft<sup>2</sup>)</b>	<b><math>\Delta T (T_w - T_v)</math> (° R)</b>
4641.68	0.6
5802.27	1.8
8703.5	2
10154	2.8
11604.7	3.5

**EXPERIENCIA No. 4**

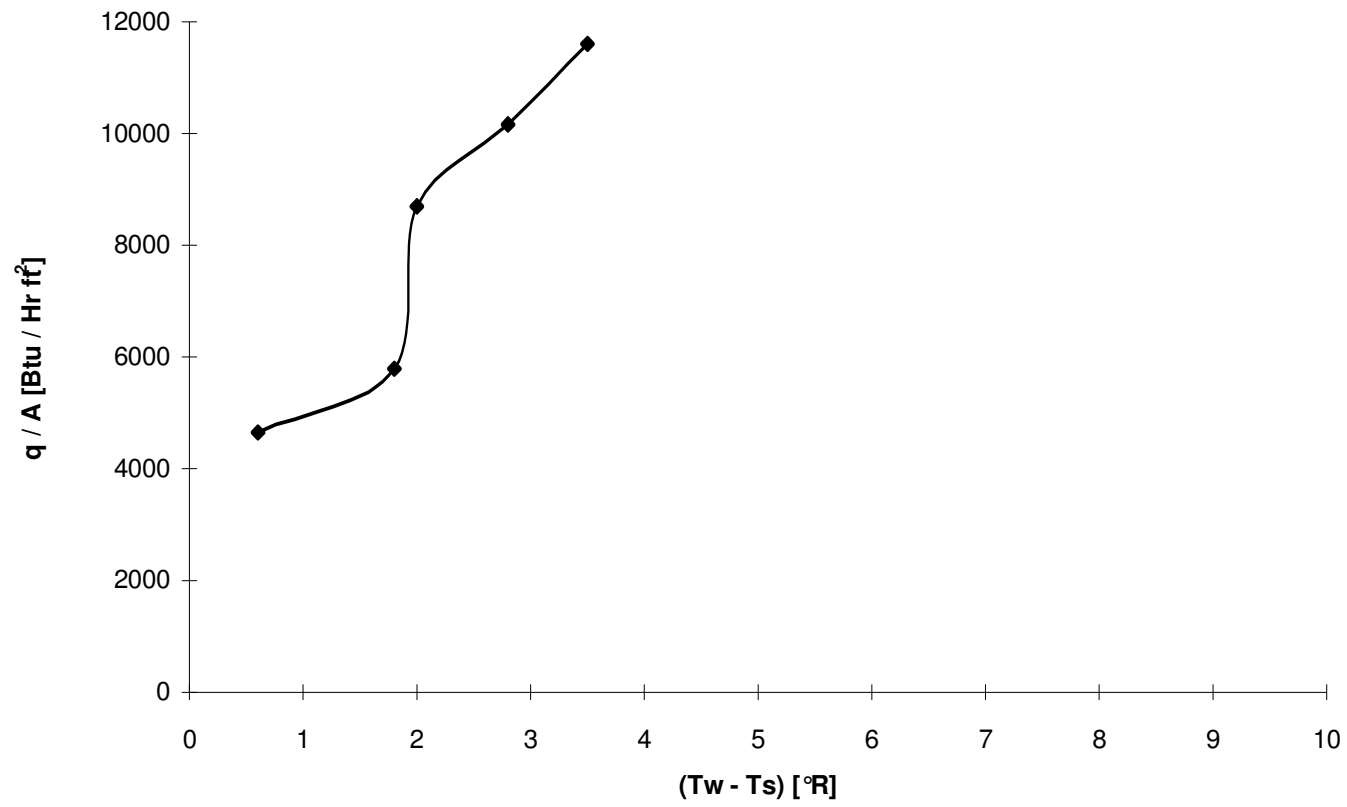


Figura 26. Gráfica  $q/A$  Vts.  $(T_w - T_s)$  a presión variable

### 8.5 EXPERIENCIA 5. CÁLCULO EXPERIMENTAL DE LA CONSTANTE SUPERFICIE DE “CALEFACCION -FLUIDO” $C_{sf}$

Para establecer el valor de la constante  $C_{sf}$  se debe remitir al numeral 7.5 de este documento y realizar los pasos allí establecidos, una vez completada la tabla 7 de resultados con la ayuda de la siguiente ecuación:

$$C_{sf} = \frac{\frac{C_{pl} \Delta T}{h_{fg} P_{rl}^{1.7}}}{\left[ \frac{q/A}{\mu_L h_{fg}} \sqrt{\frac{g_c \sigma^*}{g(\rho_l - \rho_v)}} \right]^{0.33}} \quad (74)$$

donde:

$C_{pl}$  = Calor específico del líquido saturado, Btu/Lb °F

$C_{sf}$  = Constante que se debe determinar con los datos experimentales y que depende de la combinación superficie de “calefacción- fluido”.

$h_{fg}$  = Calor latente de vaporización, Btu/Lbm.

$g, g_c$  = Aceleración de la gravedad, ft/h<sup>2</sup> y factor de conversión gravitacional en ft•Lbm/Lbf•h<sup>2</sup>, respectivamente.

$P_{rl} = C_{pl} U_L / K_L$ , número de Prandtl del líquido saturado.

$q/A$  = Flujo de calor de la ebullición, Btu/h•ft<sup>2</sup>

$\Delta T = T_w - T_s$ , diferencia de temperatura entre la temperatura de la pared y la de saturación en °F.



$\mu_L$  = viscosidad del líquido saturado, Lb/h•ft

$\rho_L, \rho_v$  = Densidad del líquido y del vapor saturado, respectivamente, lb/ft<sup>3</sup>

$\sigma^*$  = Tensión superficial en la superficie de separación entre el líquido y el vapor, Lbf/ft.

Se procede a sacar un valor promedio utilizando el teorema de los mínimos cuadrados y dicho resultado se coloca al final de la tabla de resultados.

Tabla 7. Tabla de resultados para el cálculo del  $C_{sf}$ .

W (Vatios )	$T_{sat}$ (° F)	$P_v$ (psi)	$C_{pL}$ (Btu/Lb° F)	$h_{fg}$ (Btu/Lb° F)	$P_{rl}$	$q/A$ (Btu/h ft <sup>2</sup> )	$\Delta T$ (° F)	$\mu$ (Lb/h ft)	$\rho_L$ (Lb/ft <sup>3</sup> )	$\rho_v$ (Lb/ft <sup>3</sup> )	$\sigma^*$ (Lbf/ft)	$C_{sf}^*$
80	90.5	5	0.21306	77.056	4.1	4641.3	0.1	0.950	91.895	0.4017 1	$5.8 \times 10^{-3}$	$4.6 \times 10^{-4}$
90	90.8	5.3	0.21308	76.155	4.098	5221.51	0.7	0.9487	91.057	0.4787	$5.8 \times 10^{-3}$	$3.11 \times 10^{-3}$
100	91	5.5	0.21309	76.06	4.005 1	5801.7	1.8	0.9477	90.973	0.4869	$5.8 \times 10^{-3}$	$8.05 \times 10^{-3}$
150	92	5.6	0.21309	75.794	4.08	8702.6	2	0.9431	90.889	0.495	$5.8 \times 10^{-3}$	$7.58 \times 10^{-3}$

\*  $C_{sf} = 0,00417083$

175	94	6.5	0.2134	75.991	4.06	10153	2.8	0.9385	90.719	0.512	$5.8 \times 10^{-3}$	$2.48 \times 10^{-3}$
200	96	7	0.2136	75.608	4.039	11603	4	0.924	90.55	0.530	$5.8 \times 10^{-3}$	$3.34 \times 10^{-3}$

## 8.6 EXPERIENCIA 6. CÁLCULO DEL CALOR RETIRADO POR EL CONDENSADOR Y PÉRDIDAS EN EL EQUIPO

Luego de seguir los pasos establecidos en el numeral 7.6 del documento se procede a llenar la tabla 8 de resultados donde la columna 6 se llena con la ayuda de la ecuación (75)

$$q_o = \dot{m} C_p \Delta T \quad (75)$$

donde:

$q_o$  = Flujo de calor retirado en el condensador en Btu/h•ft<sup>2</sup>

$\dot{m}$  = Flujo de agua en lb/h

$C_p$  = Calor específico del agua Btu/Lb°F

$\Delta T$  = diferencia de temperatura entre la entrada y salida ( $T_o - T_i$ ), °F.

Luego se hallarían las pérdidas restando del valor de la columna 6 (de izquierda a derecha) del valor de columna 1 y colocando el resultado en la columna 7 para así completar la tabla de resultados de esta experiencia.

Tabla 8. Tabla de resultados para cálculo de calor perdido por el condensador.

<b>q suministrado (Btu/h)</b>	<b>T<sub>H<sub>2</sub>O</sub> (° F)</b>	<b>C<sub>pH<sub>2</sub>O</sub> (Btu/Lb° F)</b>	<b>ΔT<sub>H<sub>2</sub>O</sub> (° F)</b>	<b>m<sub>H<sub>2</sub>O</sub> (Lbm/h)</b>	<b>q<sub>o</sub> (Btu/h)</b>	<b>q<sub>p</sub> (Btu/h)</b>
273.03	81.55	0.99784	0.8	316.77	252.87	20.16
341.29	87.50	0.99730	1	316.77	316.08	25.21
511.94	88.20	0.99730	1.5	316.77	473.87	38.07
597.26	88.65	0.99740	1.7	316.77	540.26	57
682.59	89	0.99740	2	316.77	631.89	50.7

## CONCLUSIONES

Después de estar un año implicados en este proceso investigativo que involucra procesos de diseño, construcción, pruebas y análisis de ella, los autores conceptúan con satisfacción el alcance de un 90% de los objetivos expuestos en el anteproyecto.

En cuanto al cumplimiento de los objetivos el lector puede remitirse al anteproyecto para el seguimiento de las siguientes conclusiones:

El objetivo general se cumple a cabalidad pues se construyó el equipo, partiendo de un diseño básico, y en efecto se pueden visualizar con exactitud fenómenos de condensación y ebullición y se cuantifican de manera directa variables de temperatura, presión, potencia eléctrica, excluyendo lecturas instantáneas de caudal de agua, para lo cual se recurrió a métodos indirectos como la medición de un recipiente y la toma del tiempo de llenado.

Con una lectura al manual de operación (Capítulo 6) y una apropiada interpretación de planos y esquemas, el usuario adquiere rápidamente destreza en el manejo y operación de este tipo de equipos.

Los resultados obtenidos, así como las gráficas permiten comparar estos valores contra los valores teóricos esperados y obtener datos de coeficientes de transferencia de calor y cantidad de energía transferida mediante resultados medibles y abreviables.

Anexo al presente documento se redactó una guía de laboratorio y un manual de mantenimiento, que son una herramienta didáctica que auxilia al operario del equipo y que le permite graficar rendimientos y curvas allí sugeridos con base en registros de temperatura, presión, vatiaje y voltaje.

Para quienes lean la parte teórica planteada, tendrán indudables inquietudes para investigaciones mayores e implementaciones al equipo, a lo cual se le suma la experiencia de realizar las pruebas.

La unidad permite visualizar rangos de ebullición en piscina o estanque a pesar de que el equipo no llegó al punto de quemado, quizás atribuirle a un área muy grande de calefacción, lo cual implícitamente disminuye los valores de  $q/A$ .

Gracias al tubo de vidrio el fenómeno de ebullición permite observar los lugares de nucleación, y comparar las velocidades de desprendimiento de las

burbujas, su condensación en el seno del fluido y su disposición en la superficie.

**Respecto a los equipos.** Se hace en ocasiones difícil, adquirir ciertos equipos o partes de ellos.

No siempre contar con dispositivos que operen dentro de un rango delimitado por un proceso de diseño, por lo cual se hace necesario adecuarlo a lo ofrecido por el comercio.

Es de mucha ventaja en un proceso de construcción e investigación plantear diseños opcionales de partes o instrumentos, pues en el caso de que alguno de los diseñados inicialmente no se pueda adquirir o acoplar al equipo, se puede recurrir al diseño opcional.

En cuanto a la parte del equipo, muy versátil y práctico, sus procedimientos de operación son tan sencillos, que basta una rápida lectura al capítulo de Operación del equipo, para conocer su accionamiento. Es de anotar lo rápido que se facilita la elaboración de cada experiencia en 15 minutos se puede iniciar cualquiera de las pruebas pasados otros tantos, se estará visualizando y cuantificando el inicio del fenómeno, objetivo de la experiencia.



La versatilidad constructiva permite hacerle cambios sustanciales para otros tipos de pruebas, tales como: cambio de la longitud equivalente del serpentín de condensación, cambio del fluido a analizar, cambio del tipo y la capacidad de la resistencia y variación en las condiciones del agua de suministro.

Después de una cualquiera de las experiencias se puede tener un concepto claro de las características del fenómeno de ebullición y condensación, así como medir el grado de turbulencia para regímenes elevados en los cuales el fenómeno alcance altos grados de actividad.

El equipo está diseñado bajo criterios muy acertados de economía y es así como utiliza equipos existentes en el laboratorio como son vatímetro y el sistema de recirculación del agua fría.

Aunado a lo anterior los costos de mantenimiento son relativamente bajos, de lo anterior lo comprueba el anexo 6 (Manual de Mantenimiento).

**Pruebas y operación.** Resulta interesante y formativo la visualización del proceso de ebullición y condensación, pensando por su regímenes.

Es necesario tener mucho cuidado en la lectura de instrumentos para no cometer desaciertos que se induzcan en cálculos incoherentes.

**Resultados y gráficos.** Permiten de mostrar que en realidad se encuentran en la cámara un líquido saturado, puesto que su presión corresponde a la presión de saturación a la temperatura del líquido.

Algunas partes de las gráficas corresponden o representan desviaciones, esto es normal, si se piensa que las curvas teóricas son con base en un gran número de pruebas a las cuales se les aplica una compleja teoría probabilística.

Como se vio en capítulos anteriores, en el punto de quemado la temperatura de la superficie de calefacción alcanza valores críticos y supuestamente alcanzaría su temperatura de fusión, con el consiguiente deterioro del equipo o de una de sus partes vitales, por ello se diseñó para no alcanzar estos valores.

En cuanto a las curvas, estas tienen un comportamiento muy similar al teórico esperado, modificado por variables ajenas al diseño del equipo, tales como temperatura ambiente, para un mismo  $\Delta T$ , a medida que se aumenta la presión, se incrementa el  $q/A$ , lo cual corresponde a lo esperado.

Se debe esperar la estabilización del equipo esperando la fijación de los parámetros con los cuales se va a trabajar.

El coeficiente  $C_{sf}$ , calculado con base en datos experimentales, está comparativamente en el rango teórico esperado, por lo que aprecia que estos valores son bastante confiables.

Se pudo comprobar la segunda ley de la Termodinámica a pesar de las pérdidas a los alrededores.

## RECOMENDACIONES

Este capítulo anota recomendaciones, las cuales son evaluadas desde un punto de vista personal de los autores, están sujetas a ser evaluadas y modificadas.

**Equipos y partes auxiliares.** Los termómetros de entrada y salida del agua de condensación, si presentasen una mayor sensibilidad permitirían registrar hasta décimos de grados en el incremento de temperaturas.

Si se tuviera un dispositivo que permitiera una lectura instantánea del caudal de agua, demostraría la versatilidad del equipo.

El diagrama eléctrico podría inducir señalización por medio de luces piloto para el caso en que se suspenda la alimentación eléctrica, por sobre presión en la cámara o por sobrecarga eléctrica.

**Pruebas.** Se podrían realizar procedimientos para elaborar pruebas sin circulación de agua de condensación y establecer el tiempo que demora en evaporarse un volumen determinado de R-11 y establecer la presión alcanzada en ese instante.

Alcanzar el punto de quemado para comprobar los descensos de velocidades de transferencia de calor por presencia de una película de vapor a lo largo de la resistencia.

### **BIBLIOGRAFÍA**

CHAPMAN, Alan J. Transferencia de Calor, 3ª Ed. New York, Collier McMillan, 1974 p 304-350.

HOLLMAN, J.P. Transferencia de Calor, México, Ed. Continental 1977. p 150 - 153

KARLEKAR, B.W. Transferencia de Calor, Ed. Continental 1975. p 380 - 410

KERN, Donald Q. Procesos de Transferencia de Calor. México, Ed. Continental 1977. p 250

KREINTH, F. Transferencia de Calor, Scranton, Ed. Internacional, 1972. p 172

OZISIK, NECATI. Transferencia de Calor, Bogotá Ed. Mc Graw Hill, 1979. p 55 - 80

SHIGLEY, Eward. Diseño de Elementos de Máquinas, New York, Ed. Mc Graw Hill. 1986 p 35.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. FOURIER, Joseph., Heat Transmission 3a. Edición Mc. Graw Hill. Co New York (1954)
2. Ibid p. 317
3. MAXWELL, Transferencia de Calor (Ozisik, Necati)
4. PLANCK, Transferencia de Calor (Manrique José) pág.113
5. OSBORNE, Reynolds., Transferencia de Calor, Ozisik, Necati pág. 276
6. LANGHAAR, H. L., Steady flow in the transition length of a straight tube. Journal of applied Mechanics 64 (1942), Pág. 55.
7. LATZKO H., Heat transfer in a turbulent liquid or gas stream NACA TM. 1068 (1944)
8. HOLDHUSEN, J. S., The Turbulent Boundary Layer inlet Region of smooth pipes. Ph.D. Thesis, University of Minnesota (1952)
9. BARBIN, A. R., and JHONES J. B., Turbulent flow in the inlet Region of a Smooth pipes, Journal of Basic Engineering, 85 (1993)
10. DREW, NAGLE AND SMITH., Transferencia de Calor (B.V. Karlekar) 2a. edición Editorial Interamericana.
11. Ibid p. 542
12. NUSSELT, W., The Surface Condensation of Water Vapor 60, pág. 541 (1910).
13. Ibid p. 542
14. Ibid p. 542
15. Mc. ADAMS, W. H., Heat Transmission, 3<sup>rd</sup> Ed., Mc Graw Hill, Co Book, Company, New York (1954)

16. KIRKBRIDE, C. G., Heat Transfer by Condensation Vapors on Vertical Tubes Transference. AICHE, 30, p. 170 (1934)
17. ROSENHOW, W. M., Heat Transfer and Temperature Distribution in laminar Films Condensation, Trans. ASME, 78 p. 1654 (1956)
18. KUTATELADZE, S. S., Fundamentals of Heat Transfer, Edward Arnold (Publisher) Ltd., (1963)
19. ZUBER et al., On the Stability of Boiling Heat Transfer, Trans. ASME, 80 p. 711 (1958)
20. Ibid p. 712
21. BROMLEY, L. A., Heat Transfer in stable Film Boiling, chemical Engineering progress, 46, p. 221 (1950)
22. AOKI, H., Transferencia de Calor, BV Karlekar, Editorial Interamericana. Pág. 168
23. ADDOMS, J. N., Heat Transfer at High Rates to Water Boiling Outside Cylinders, Doctoral Dissertation, MIT (1948)
24. GRIFFITH, Transferencia de Calor (Ozisk Necati) p. 415 Editorial UTEHA
25. BERENSON, P. J., Transferencia de Calor, Ozisk Necati, Editorial UTEHA. Pág. 415
26. HSU and WESTWATER, op cit. p.415
27. Tomado de Termodinámica de KENETH WARK
28. DITTUS, F. W. And Boetler, L. M.K., University of California - Berkeley pub Eng. 2, p.443 (1930)
29. Tomado de tesis de Grado REBOLLEDO R. y BARLETTA G., Banco para estudios de Transferencia de Calor por Condensación. Barranquilla - UNINORTE.

## **Anexo A. Refrigerantes Ecológicos**



**Anexo B. Propiedades del R-11 (FREON-11)**

**Anexo C. Código A.P.I. 350 Tabla 3.2**

**Anexo D. Código A.P.I. 350 Selección de flanches**

**Anexo E. Conexiones de Válvulas y accesorios a la red de  
agua del Laboratorio**

## **Anexo F. Conexiones del Tablero de Control en el Laboratorio**

## **Anexo G. Guía de Laboratorio**