

# UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO



## FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA DIRECCIÓN DE POSGRADO

### MAESTRÍA EN DISEÑO MECÁNICO

---

**Tema:** ANÁLISIS DEL MATERIAL DE LA MECHA EN LOS TUBOS  
DE CALOR Y SU INFLUENCIA SOBRE LA TEMPERATURA  
EN LA ZONA DE CONDENSADO

---

Trabajo de Investigación

Previa a la obtención del Grado Académico de Magíster en Diseño Mecánico

**Autor:** Ing. Luis Eduardo Escobar Luna

**Director:** Ing. M. Sc. Telmo Moreno Romero

Ambato - Ecuador

2014

## **Al Consejo de Posgrado de la Universidad Técnica de Ambato**

El tribunal receptor de la defensa del trabajo de investigación con el tema: **“ANÁLISIS DEL MATERIAL DE LA MECHA EN LOS TUBOS DE CALOR Y SU INFLUENCIA SOBRE LA TEMPERATURA EN LA ZONA DE CONDENSADO”**, presentado por: el Ing. Luis Eduardo Escobar Luna y conformado por: la Ing. Mg. Martha Sevilla Abarca, el Ing. Mg. Pablo Valle Velasco y el Ing. M. Sc. Juan Correa Jácome, Miembros del Tribunal, Ing. M. Sc. Telmo Moreno Romero, Director del trabajo de investigación y presidido por: Ing. MBA Edison Viera Alulema Presidente del Tribunal; Ing. Mg. Juan Garcés Chávez Director de Posgrado, una vez escuchada la defensa oral el Tribunal aprueba y remite el trabajo de investigación para uso y custodia en las bibliotecas de la UTA.

-----  
Ing. MBA Edison Viera Alulema  
Presidente del Tribunal de Defensa

-----  
Ing. Mg. Juan Garcés Chávez  
Director de Posgrado

-----  
Ing. M. Sc. Telmo Moreno Romero  
Director de Trabajo de Investigación

-----  
Ing. Mg. Martha Sevilla Abarca  
Miembro del Tribunal

-----  
Ing. Mg. Pablo Valle Velasco  
Miembro del Tribunal

-----  
Ing. M. Sc. Juan Correa Jácome  
Miembro del Tribunal

## **AUTORÍA DE LA INVESTIGACIÓN**

La responsabilidad de las opiniones, comentarios y críticas emitidas en el trabajo de investigación con el tema “**ANÁLISIS DEL MATERIAL DE LA MECHA EN LOS TUBOS DE CALOR Y SU INFLUENCIA SOBRE LA TEMPERATURA EN LA ZONA DE CONDENSADO**”, nos corresponde exclusivamente al Ing. Luis Eduardo Escobar Luna y al Ing. M. Sc. Telmo Moreno Romero, Director del Trabajo de investigación; y el patrimonio intelectual del mismo a la Universidad Técnica de Ambato.

-----  
Ing. Luis Eduardo Escobar Luna  
AUTOR

-----  
Ing. M. Sc. Telmo Moreno Romero  
DIRECTOR

## **DERECHOS DE AUTOR**

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este trabajo de investigación o parte de él un documento disponible para su lectura, consulta y procesos de investigación, según las normas de la Institución.

Cedo los Derechos de mi trabajo de investigación, con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de ésta, dentro de las regulaciones de la Universidad.

-----  
Ing. Luis Eduardo Escobar Luna  
C.C. 1801947597

## **DEDICATORIA**

A mi PADRE DIOS, que me da la luz  
y la energía que guía mi vida.

A mi amada Esposa, compañera y  
amiga por apoyarme  
incondicionalmente en mis proyectos.

A mi Madre por siempre hacerme  
sentir una persona muy amada aún en  
los momentos más duros y difíciles  
de mi vida.

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a las Autoridades de la F.I.C.M., en especial al Ing. Edison Viera por la confianza que siempre tuvo en mí.

A mis compañeros, amigos y alumnos por el continuo apoyo que siempre sentí en la elaboración de este trabajo investigativo.

A la Universidad Técnica de Ambato, UTA, por ampliar las áreas de formación profesional, acorde a las demandas de la sociedad actual; y, al Ing. M. Sc. Telmo Moreno, por su dirección, confianza y por compartir sus conocimientos del ámbito educativo.

## ÍNDICE GENERAL

### PÁGINAS PRELIMINARES

Portada.....	i
Al Consejo de Posgrado .....	ii
Autoría de la Investigación .....	iii
Derechos del Autor .....	iv
Dedicatoria .....	v
Agradecimiento .....	vi
Índice general de contenidos.....	vii
Índice de figuras.....	xiii
Índice de tablas.....	xv
Índice de gráficos .....	xviii
Nomenclatura .....	xxi
Símbolos griegos.....	xxiii
Resumen Ejecutivo.....	xxiv
Abstract .....	xxv
Introducción .....	1

### CAPÍTULO I

#### EL PROBLEMA

1.1. Tema.....	2
1.2. Planteamiento del problema .....	2
1.2.1. Contextualización .....	2
1.2.2. Prognosis.....	6
1.2.3. Formulación del problema .....	6

1.2.4. Preguntas directrices .....	6
1.2.5. Delimitación del objetivo de la investigación.....	7
1.2.5.1. Delimitación de contenido .....	7
1.2.5.2. Delimitación espacial .....	7
1.2.5.3. Delimitación temporal.....	7
1.3. Justificación.....	7
1.4. Objetivos .....	8
1.4.1. Objetivo general.....	8
1.4.2. Objetivos específicos .....	8

## CAPÍTULO II

### MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes investigativos .....	10
2.1.1. Antecedentes históricos .....	10
2.1.2. Fundamento teórico .....	12
2.1.2.1. Principio de operación de los tubos de calor.....	12
2.1.2.2. Límites de operación .....	14
2.1.2.3. Fluidos de trabajo .....	20
2.1.2.4. Contenedor .....	21
2.1.2.5. Estructuras de la mecha.....	22
2.2. Fundamentación filosófica .....	25
2.3. Fundamentación legal.....	25
2.4. Categorías fundamentales.....	26
2.5. Hipótesis .....	27
2.6. Señalamiento de variables .....	27

2.6.1. Variable independiente .....	27
2.6.2. Variable dependiente .....	27
2.6.3. Término de relación .....	27

### CAPÍTULO III

#### METODOLOGÍA

3.1. Enfoque .....	28
3.2. Modalidad básica de la investigación.....	28
3.2.1. Investigación documental - bibliográfica .....	28
3.2.2. Investigación experimental .....	29
3.3. Nivel o tipo de investigación .....	29
3.3.1. Asociación de variables .....	29
3.3.2. Explicativo .....	30
3.4. Muestra .....	30
3.5. Operacionalización de variables .....	32
3.5.1. Variable independiente .....	32
3.5.2. Variable dependiente .....	33
3.6. Plan de recolección de la información.....	34
3.7. Plan de procesamiento de información .....	34

### CAPÍTULO IV

#### ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1. Análisis de los resultados .....	35
4.1.1. Proceso para la elaboración de probetas de tubos de calor.....	35

4.1.1.1 Limpieza y ensamble del tubo de calor.....	36
4.1.1.2 Evacuación del aire .....	36
4.1.1.3 Volumen de trabajo .....	36
4.1.1.4 Sellado del tubo de calor .....	37
4.1.2. Realización de los ensayos .....	40
4.1.2.1 Ensayos en las probetas de tubos de calor con diferentes tipos y materiales .....	41
4.1.2.2 Variación y registro de los flujos de calor y temperaturas.....	41
4.1.2.3. Cálculo de la temperatura en la zona de condensado.....	41
4.2. Interpretación de resultados.....	46
4.2.1 Ejemplo de cálculo.....	46
4.2.1 Resumen de los ensayos realizados a las probetas .....	86
4.2.2 Cálculo del coeficiente global y de la temperatura en la zona de condensado.....	86
4.3 Verificación de la hipótesis .....	113

## CAPÍTULO V

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones .....	114
5.2. Recomendaciones .....	115

## CAPÍTULO VI

### LA PROPUESTA

6.1. Datos informativos .....	116
6.2. Antecedentes de la propuesta .....	116

6.3. Justificación.....	117
6.4. Objetivos .....	118
6.4.1 Objetivo general.....	118
6.4.2 Objetivos específicos .....	118
6.5. Análisis de factibilidad .....	118
6.6. Fundamentación científico - técnica.....	119
6.6.1 Parámetros de funcionamiento.....	119
6.6.2 Funcionamiento del intercambiador de calor.....	124
6.7. Modelo operativo .....	124
6.7.1 Construcción del intercambiador de calor .....	124
6.7.2 Máquinas y herramientas utilizadas.....	129
6.7.3 Costos.....	130
6.7.3.1 Costos directos .....	131
6.7.3.2 Costos de mano de obra .....	132
6.7.3.3 Costos del uso de la maquinaria.....	132
6.7.3.4 Costo total .....	132
6.8. Administración .....	133
6.9. Plan de monitorio y evaluación de la propuesta.....	133

## BIBLIOGRAFÍA

### ANEXOS

Anexo 1	Matriz comparativa de los sistemas de recuperación de energía ..	136
Anexo 2	Tejidos metálicos de uso industrial.....	137
Anexo 3	Características de la tubería de cobre tipo L .....	139

Anexo 4	Propiedades de los fluidos de trabajo.....	141
Anexo 5	Cantidad de flujo de agua requerida en un caldero .....	147
Anexo 6	Característica de la bomba de vacío.....	148
Anexo 7	Planos constructivos.....	149

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1 Emisiones mundiales de G.E.I. (gas de efecto invernadero).....	3
Figura 2. 1 Esquema operativo de un tubo de calor.....	13
Figura 2. 2 Limitaciones para el transporte de calor en los tubos de calor.....	14
Figura 2. 3 Tipos de mechas a) homogéneas b) compuestas.....	24
Figura 2. 4 Categorías fundamentales.....	26
Figura 4. 1 Proceso de elaboración de las probetas de tubos de calor .....	35
Figura 4. 2 Herramienta utilizada para elaboración de tubos de calor.....	38
Figura 4. 3 Varias capas de mallas dentro del tubo de calor.....	38
Figura 4. 4 Varias mallas o mechas dentro del tubo de calor (vista frontal).....	39
Figura 4. 5 Instrumentación utilizada en la elaboración de los tubos de calor .....	39
Figura 4. 6 Proceso de elaboración de ensayos a las probetas de tubos de calor..	40
Figura 4. 7 Resistencias térmicas del tubo de calor .....	43
Figura 4. 8 Bomba de vacío utilizada en la elaboración del tubo de calor .....	44
Figura 4. 9 Probeta de ensayo .....	44
Figura 4. 10 Termómetro TESTO 735 utilizado en el banco de pruebas .....	45
Figura 6. 1 Tubos de calor a ser instalados en el Intercambiador de Calor. ....	125
Figura 6. 2 Malla #80 de acero inoxidable instalada dentro del contenedor.....	125
Figura 6. 3 Intercambiador de calor construido. ....	126
Figura 6. 4 Intercambiador de calor instalado dentro de la chimenea del caldero .....	126
Figura 6. 5 Vista superior del intercambiador de calor instalado dentro de la chimenea del caldero.....	127
Figura 6. 6 Vista general de la instalación y uso del Intercambiador de Calor en el caldero de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica. ....	127
Figura 6. 7 Temperatura de ingreso al Intercambiador de Calor. ....	128

Figura 6. 8 Aforando el caudal del I. C.....	128
Figura 6. 9 Temperatura de salida del Intercambiador de Calor.....	129

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2. 1 Efecto de la proporción de calor $\gamma$ .....	15
Tabla 2. 2 Ecuaciones para la conductividad térmica efectiva .....	17
Tabla 2. 3 Diferentes fluidos de trabajo para tubos de calor.....	21
Tabla 2. 4 Compatibilidad fluido de trabajo y contenedor.....	22
Tabla 2. 5 Medida de flujo radial .....	23
Tabla 3. 1 Operacionalización de la variable independiente.....	32
Tabla 3. 2 Operacionalización de la variable dependiente.....	33
Tabla 4. 1 Probeta #1 ensayada a 110°C.....	50
Tabla 4. 2 Límites de funcionamiento probeta #1 ensayada a 110°C.....	51
Tabla 4. 3 Probeta #1 ensayada a 143°C.....	53
Tabla 4. 4 Límites de funcionamiento probeta #1 ensayada a 143°C.....	54
Tabla 4. 5 Probeta #2 ensayada a 110°C.....	56
Tabla 4. 6 Límites de funcionamiento probeta #2 ensayada a 110°C.....	57
Tabla 4. 7 Probeta #2 ensayada a 143°C.....	59
Tabla 4. 8 Límites de funcionamiento probeta #2 ensayada a 143°C.....	60
Tabla 4. 9 Probeta #3 ensayada a 110°C.....	62
Tabla 4. 10 Límites de funcionamiento probeta #3 ensayada a 110°C.....	63
Tabla 4. 11 Probeta #3 ensayada a 143°C.....	65
Tabla 4. 12 Límites de funcionamiento probeta #3 ensayada a 143°C.....	66
Tabla 4. 13 Probeta #4 ensayada a 110°C.....	68
Tabla 4. 14 Límites de funcionamiento probeta #4 ensayada a 110°C.....	69
Tabla 4. 15 Probeta #4 ensayada a 143°C.....	71
Tabla 4. 16 Límites de funcionamiento probeta #4 ensayada a 143°C.....	72
Tabla 4. 17 Probeta #5 ensayada a 110°C.....	74
Tabla 4. 18 Límites de funcionamiento probeta #5 ensayada a 110°C.....	75
Tabla 4. 19 Probeta #5 ensayada a 143°C.....	77
Tabla 4. 20 Límites de funcionamiento probeta #5 ensayada a 143°C.....	78

Tabla 4. 21 Probeta #6 ensayada a 110°C.....	80
Tabla 4. 22 Límites de funcionamiento probeta #6 ensayada a 110°C.....	81
Tabla 4. 23 Probeta #6 ensayada a 143°C.....	83
Tabla 4. 24 Límites de funcionamiento probeta #6 ensayada a 143°C.....	84
Tabla 4. 25 Resumen de los ensayos realizados a las probetas.....	86
Tabla 4. 26 Datos obtenidos usando una malla de SS, mesh 80.....	89
Tabla 4. 27 Datos obtenidos usando dos mallas de SS, mesh 80.....	90
Tabla 4. 28 Datos obtenidos usando tres mallas de SS, mesh 80.....	91
Tabla 4. 29 Datos obtenidos usando cuatro mallas de SS, mesh 80.....	92
Tabla 4. 30 Datos obtenidos usando cinco mallas de SS, mesh 80.....	93
Tabla 4. 31 Datos obtenidos usando una malla de SS, mesh 30.....	95
Tabla 4. 32 Datos obtenidos usando dos mallas de SS, mesh 30.....	96
Tabla 4. 33 Datos obtenidos usando tres mallas de SS, mesh 30.....	97
Tabla 4. 34 Datos obtenidos usando cuatro mallas de SS, mesh 30.....	98
Tabla 4. 35 Datos obtenidos usando cinco mallas de SS, mesh 30.....	99
Tabla 4. 36 Datos obtenidos usando una malla de cobre, mesh 80.....	101
Tabla 4. 37 Datos obtenidos usando dos mallas de cobre, mesh 80.....	102
Tabla 4. 38 Datos obtenidos usando tres mallas de cobre, mesh 80.....	103
Tabla 4. 39 Datos obtenidos usando cuatro mallas de cobre, mesh 80.....	104
Tabla 4. 40 Datos obtenidos usando cuatro mallas de cobre, mesh 80.....	105
Tabla 4. 41 Datos obtenidos usando una malla de cobre, mesh 30.....	107
Tabla 4. 42 Datos obtenidos usando dos mallas de cobre, mesh 30.....	108
Tabla 4. 43 Datos obtenidos usando tres mallas de cobre, mesh 30.....	109
Tabla 4. 44 Datos obtenidos usando cuatro mallas de cobre, mesh 30.....	110
Tabla 4. 45 Datos obtenidos usando cinco mallas de cobre, mesh 30.....	111
Tabla 6. 1 Número de tubos para el I. C. usando como fluido de trabajo mercurio. .....	120
Tabla 6. 2 Número de tubos para el I. C. usando como fluido de trabajo agua. .	122
Tabla 6. 3 Costos directos .....	131
Tabla 6. 4 Costos de mano de obra .....	132

Tabla 6. 5 Costo del uso de la maquinaria .....	131
Tabla 6. 6 Costo total .....	132

## ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 4. 1 Probeta #1 ensayada a 110°C.....	52
Gráfico 4. 2 Probeta #1 ensayada a 143°C.....	55
Gráfico 4. 3 Probeta #2 ensayada a 110°C.....	58
Gráfico 4. 4 Probeta #2 ensayada a 143°C .....	61
Gráfico 4. 5 Probeta #3 ensayada a 110°C.....	64
Gráfico 4. 6 Probeta #3 ensayada a 143°C.....	67
Gráfico 4. 7 Probeta #4 ensayada a 110°C.....	70
Gráfico 4. 8 Probeta #4 ensayada a 143°C.....	73
Gráfico 4. 9 Probeta #5 ensayada a 110°C.....	76
Gráfico 4. 10 Probeta #5 ensayada a 143°C.....	79
Gráfico 4. 11 Probeta #6 ensayada a 110°C.....	82
Gráfico 4. 12 Probeta #6 ensayada a 143°C.....	85
Gráfico 4. 13 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con una sola malla #80 en acero inoxidable .....	89
Gráfico 4. 14 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con dos mallas #80 en acero inoxidable .....	90
Gráfico 4. 15 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con tres mallas #80 en acero inoxidable.....	91
Gráfico 4. 16 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con cuatro mallas #80 en acero inoxidable.....	92
Gráfico 4. 17 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con cinco mallas # 80 en acero inoxidable .....	93
Gráfico 4. 18 Resumen de los resultados usando como fluido de trabajo agua, con varias capas de mallas #80 en acero inoxidable.....	94
Gráfico 4. 19 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con una malla # 30 en acero inoxidable .....	95
Gráfico 4. 20 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con dos mallas # 30 en acero inoxidable .....	96

Gráfico 4. 21 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con tres mallas # 30 en acero inoxidable.....	97
Gráfico 4. 22 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con cuatro mallas # 30 en acero inoxidable.....	98
Gráfico 4. 23 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con cinco mallas # 30 en acero inoxidable.....	99
Gráfico 4. 24 Resumen de resultados usando como fluido de trabajo agua, con varias capas de mallas #30 en acero inoxidable.....	100
Gráfico 4. 25 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con una malla # 80 en cobre.....	101
Gráfico 4. 26 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con dos mallas # 80 en cobre.....	102
Gráfico 4. 27 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con tres mallas # 80 en cobre.....	103
Gráfico 4. 28 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con cuatro mallas # 80 en cobre.....	104
Gráfico 4. 29 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con cuatro mallas # 80 en cobre.....	105
Gráfico 4. 30 Resumen de resultados usando como fluido de trabajo agua, con varias capas de mallas #80 en cobre.....	106
Gráfico 4. 31 Temperatura de operación vs límite capilar, fluido de trabajo agua con una malla # 30 en cobre.....	107
Gráfico 4. 32 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con dos mallas # 30 en cobre.....	108
Gráfico 4. 33 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con tres mallas # 30 en cobre.....	109
Gráfico 4. 34 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con cuatro mallas # 30 en cobre.....	110
Gráfico 4. 35 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con cinco mallas # 30 en cobre.....	111

Gráfico 4. 36 Resumen de resultados usando como fluido de trabajo agua, con varias capas de mallas #30 en cobre. .... 112

## NOMENCLATURA

$A_t$	área transversal del flujo de calor [m <sup>2</sup> ]
$A_v$	área transversal de la sección del vapor [m <sup>2</sup> ]
$A_w$	área transversal de la mecha [m <sup>2</sup> ]
$C$	velocidad sónica [m/s]
$C_p$	calor específico del agua 4180 [J/Kg. °C]
$d_v$	diámetro de la mecha [m]
$F_l$	coeficiente de fricción del líquido [(N/m <sup>2</sup> )/W-m]
$F_v$	coeficiente de fricción del vapor [(N/m <sup>2</sup> )/W-m]
$f_v Re_v$	coeficiente de arrastre, cuyo valor es 16 para flujo laminar.
$g$	gravedad [m/s <sup>2</sup> ]
$h_{fg}$	entalpía [J/Kg]
$K$	permeabilidad de la mecha [m <sup>2</sup> ]
$K_{eff}$	conductividad térmica efectiva [W/m°C]
$k_l$	conductividad térmica del líquido [w/m- °K]
$k_w$	conductividad térmica de la mecha del material [w/m- °K]
$k_s$	conductividad térmica en la fase sólida [W/m°C]
$L_a$	longitud en la zona adiabática [m]
$L_c$	longitud en la zona de condensación [m]
$L_e$	longitud de la zona de evaporación [m]
$L_{eff}$	longitud efectiva [m]
$L_t$	longitud total del tubo de calor [m]
$M$	peso molecular [mol]
$M_v$	número de Mach [adimensional]
$m$	masa del fluido [kg]
$P_c$	presión capilar [N/m <sup>2</sup> ]
$P_v$	presión en la zona del evaporador [N/m <sup>2</sup> ]
$\dot{Q}$	flujo de calor [W]
$Q_{b,max}$	flujo de calor en el límite de ebullición [W]
$Q_{c,max}$	flujo de calor en el límite de capilaridad [W]

$Q_{e, \text{máx.}}$	flujo de calor en el límite de arrastre [W]
$(QL)_{c, \text{máx.}}$	máximo factor de transporte de calor (W-m)
$Q_s$	flujo de calor en el límite sónico [W]
$Q_{sa}$	flujo de calor absorbido por el agua [W]
$Q_v$	flujo de calor viscoso [W]
$R$	constante universal de los gases [ $8.314 \times 10^3 \text{ J/Kg.} \cdot \text{mol} \cdot \text{°K}$ ]
$R_v$	constante del vapor [ $\text{J/Kg.} \cdot \text{°K}$ ]
$r_c$	radio de capilaridad [m]
$r_{h,s}$	radio hidráulico o la porosidad de la mecha [m]
$r_{h,v}$	radio hidráulico del vapor ( $r_s$ ) [m]
$r_i$	radio interno de la tubería [m]
$r_n$	radio de nucleación en la ebullición ( $2.54 \times 10^{-5} - 2.54 \times 10^{-7}$ ) [m]
$r_o$	radio externo [m]
$r_{rc}$	resistencia a través del relleno pared del condensador [ $\text{m}^2 \text{ °C/W}$ ]
$r_{re}$	resistencia a través del relleno pared del evaporador [ $\text{m}^2 \text{ °C/W}$ ]
$r_s$	radio promedio de las partículas de sinterizado [m]
$r_{tc}$	resistencia total [ $\text{m}^2 \text{ °C/W}$ ]
$r_v$	radio del núcleo del vapor [m]
$r_{wc}$	resistencia a través de la pared del condensador [ $\text{m}^2 \text{ °C/W}$ ]
$r_{we}$	resistencia a través de la pared del evaporador [ $\text{m}^2 \text{ °C/W}$ ]
$T_{we}$	temperatura en la pared exterior del evaporador [ $\text{°C}$ ]
$T_{wc}$	temperatura en la pared exterior del condensador [ $\text{°C}$ ]
$T_v$	temperatura del vapor a la salida del evaporador [ $\text{°C}$ ]
$U_{tc}$	coeficiente global [ $\text{W/m}^2 \text{ °C}$ ]
$w$	espesor de la ranura [m]
$w_f$	espesor de la ranura de la aleta [m]

## SÍMBOLOS GRIEGOS

$\delta$	profundidad de la ranura [m]
$\varepsilon$	porosidad de la mecha
$\varepsilon_r$	grosor de la pared [m]
$\varepsilon_w$	grosor del relleno [m]
$\mu_l$	viscosidad dinámica del líquido [Kg/m-seg.]
$\mu_v$	viscosidad dinámica del vapor [Kg/m-seg.]
$\gamma_v$	proporción del calor específico
$\rho_v$	densidad del vapor [kg/m <sup>3</sup> ]
$\lambda$	calor latente de vaporización [J/Kg]
$\rho_l$	densidad del líquido [Kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	coeficiente de la tensión superficial [N/m]
$\psi$	ángulo de inclinación del tubo de calor
$v$	velocidad del vapor [m/s <sup>2</sup> ]
$\dot{m}$	flujo másico [Kg / seg.]
$\Delta P_{C \text{ max.}}$	máxima diferencia de presión capilar [N/m <sup>2</sup> ]
$\Delta T$	variación de temperatura [°C]

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO  
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA  
DIRECCIÓN DE POSGRADO  
MAESTRÍA EN DISEÑO MECÁNICO

**“ANÁLISIS DEL MATERIAL DE LA MECHA EN LOS TUBOS DE CALOR Y SU INFLUENCIA SOBRE LA TEMPERATURA EN LA ZONA DE CONDENSADO”**

**Autor:** Ing. Luis Eduardo Escobar Luna

**Director:** Ing. M. Sc. Telmo Moreno Romero

**Fecha:** 23 de Septiembre del 2013

RESUMEN EJECUTIVO

Los tubos de calor son elementos altamente conductivos, en su interior están conformados por diferentes tipos y formas de materiales, comúnmente llamados “mecha”, por el cual se conduce el fluido de trabajo. Una de las características fundamentales de este tipo de intercambiador de calor, es que en su interior se realiza el vacío, lo que imposibilita que se formen condensados no deseable que afectan a las propiedades del fluido de trabajo y por tal motivo el flujo de transferencia de calor se ve afectada; adicionalmente pueden ser usados en sistemas donde la ingravidez este presente.

La búsqueda de procesos alternativos que mejoren la eficiencia térmica y que consecuentemente produzcan una huella ambiental menor han motivado este estudio investigativo.

**Descriptor:** Tubos de calor, fluido de trabajo, mecha y contenedor.

TECHNICAL UNIVERSITY OF AMBATO  
CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING FACULTY  
POSTGRADUATE CENTER  
MECHANICAL DESIGN MASTERY

**“ANALYSIS OF THE MATERIAL IN WICK HEAT PIPES AND ITS  
INFLUENCE ON THE TEMPERATURE IN THE CONDENSATION  
AREA”**

**Author:** Ing. Luis Eduardo Escobar Luna.

**Tutor:** Ing. M. Sc. Telmo Moreno

**Date:** November 23<sup>rd</sup>, 2013

**ABSTRACT**

The heat pipes are highly conductive elements, inside they are made of different types and shapes of material called "wick", through which the working fluid is led. One of the main characteristics of this type of heat exchanger, is that in its interior the vacuum is done, what makes impossible the formation of unwanted condensates that affect the properties of the working fluids, and for this reason the heat transfer flow is affected. In addition, they can be used in systems where the weightlessness is present.

The search of alternative processes that improve the thermal efficiency and consequently produce a smaller environmental footprint have motivated this research study.

**Keywords:** heat pipes, the working fluid, wick and container.

## INTRODUCCIÓN

El presente trabajo investigativo está dividido en varios capítulos de la siguiente manera:

Capítulo I, en el que se analiza el problema de la investigación, para lo cual se realiza preguntas directrices, justificativos y sobre todo se plantean objetivos generales y específicos, los que tendrán que cumplirse.

Capítulo II, se realizará todo lo referente al marco teórico de los tubos de calor, se enunciará la hipótesis así también se establecerá las variables dependientes e independientes.

Capítulo III, se establecerá las modalidades de la investigación, la operalización de las variables que se deberán cumplir para que la investigación pueda tener el éxito adecuado.

Capítulo IV, en base a la interpretación de resultados, lograremos la verificación de la hipótesis planteada en el capítulo II.

Capítulo V, en este capítulo realizaremos las conclusiones y recomendaciones que se obtendrán del capítulo IV.

Capítulo VI, en este capítulo se realizará el planteamiento de una propuesta, la misma que es fundamentada en los capítulos anteriores, teniendo en cuenta el modelo operativo, costos, la administración y el plan de monitoreo de la propuesta.

Capítulo VII, se hará referencia a las citas bibliográficas utilizadas en la presente investigación, anexos y planos constructivos.

## **CAPÍTULO I**

### **EL PROBLEMA**

#### **1.1. Tema**

**“ANÁLISIS DEL MATERIAL DE LA MECHA EN LOS TUBOS DE CALOR Y SU INFLUENCIA SOBRE LA TEMPERATURA EN LA ZONA DE CONDENSADO”**

#### **1.2. Planteamiento del problema**

##### **1.2.1. Contextualización**

El alto nivel de consumo energético a nivel mundial en las instalaciones de climatización, industrias petroquímicas, alimenticias, han provocado un impacto ambiental originado por el efecto invernadero, obligando a desarrollar investigaciones que involucren la reducción del consumo energético y consecuentemente la disminución de la contaminación ambiental.

Un informe presentado por un grupo intergubernamental de expertos sobre el cambio climático I.P.C.C. (Panel Intergubernamental sobre Cambio Climático), bajo el título “Cambio climático 2007”, menciona que *“Hay un alto nivel de coincidencia y abundante evidencia respecto a que con las políticas actuales de mitigación de los efectos del cambio climático y con las prácticas de desarrollo sostenible que aquellas conllevan, las emisiones mundiales de G.E.I. (Gas de Efecto Invernadero) seguirán aumentando en los próximos decenios”*

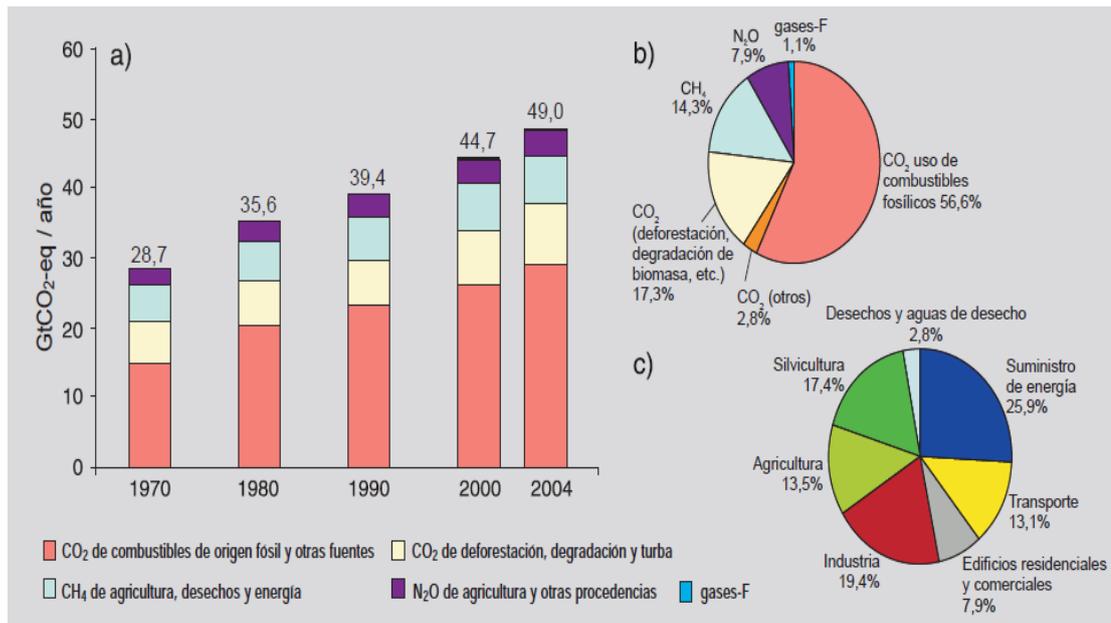


Figura 1. 1 Emisiones mundiales de G.E.I. (gas de efecto invernadero)  
a) Emisiones mundiales anuales de G.E.I. antropógenos<sup>1</sup> entre 1970 y 2004  
b) Parte proporcional de diferentes G.E.I. antropógenos en las emisiones totales en el año 2004, en términos de CO<sub>2</sub>-eq. c) Parte proporcional de diversos sectores en las emisiones totales de G.E.I. antropógenos en 2004, en términos de CO<sub>2</sub>-eq.

Fuente: [http://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar4/syr/ar4\\_syr\\_sp.pdf](http://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar4/syr/ar4_syr_sp.pdf)

Podemos señalar las mayores consecuencias producidas por el efecto invernadero, como: Aumento de la temperatura media del planeta, aumento de la cantidad de días calurosos convertidos en olas de calor, progresivo deshielo de los casquetes polares, con la consiguiente subida de los niveles de los océanos, aumento de sequías en unas zonas e inundaciones en otras, graves dificultades en la agricultura, aumento de la pobreza, mayor frecuencia de formación de huracanes, etc.

Actualmente a nivel mundial existen legislaciones cada vez más severas que tratan de controlar y regular el consumo energético, bien sea a través de fuentes de energía alternativa o a través de sistemas más eficientes desde el punto de vista energético, como pueden ser los equipos denominados recuperadores de energía.

<sup>1</sup> El término **antropogénico** se refiere a los efectos, procesos o materiales que son el resultado de actividades humanas a diferencia de los que tienen causas naturales sin influencia humana.

Los recuperadores de energía son dispositivos que permiten la reutilización de calor residual del sistema y cuyo objetivo final es alcanzar una eficiencia máxima de la máquina. En la actualidad existen muchas máquinas térmicas recuperadoras de energía, entre las que podemos indicar recuperador estático de placas, recuperador rotativo / entálpico, tubos de calor (heat pipe).

En Estados Unidos de Norte América, Canadá y China se realizan constantes investigaciones y publicaciones sobre los tubos de calor; debido a que los tubos de calor están entre los recuperadores de energía más efectivos, considerando múltiples factores favorables, como son el fácil mantenimiento, instalación, fabricación, remplazo y un bajo costo ( anexo 1)

En el Ecuador, el Ministerio de Industrias y Productividad M.I.P.R.O., destaca que las tareas productivas estarán en armonía con el medio ambiente, dicho Ministerio en unión con el Ministerio de Electricidad y Energía Renovable M.E.E.R., han elaborado proyectos de biocombustibles, eficiencia energética y energía renovable; sin embargo, no hay estudios específicos sobre varios sistemas de recuperación de energía y de los tubos de calor.

Las regulaciones ambientales encaminadas a la reducción del CO<sub>2</sub>, se exigen en todo el País, obligando a que las industrias controlen, regulen la manipulación del uso de la fuente energética logrando que esta a su vez sea más eficiente, consiguiendo un ahorro económico y un impacto ambiental menos agresivo.

A nivel Provincial y en particular en la Universidad Técnica de Ambato no existen trabajos investigativos sobre este tipo de recuperador de energía.

La presente investigación tratará de documentar y sistematizar información útil sobre los tubos de calor que sirva de base para motivar indagaciones posteriores y llegar a la aplicación de los tubos de calor en el ámbito productivo.

## **Relación causa – efecto**

El presente trabajo investigativo está enfocado a un desarrollo tecnológico de los tubos de calor. En nuestro País años atrás existió muy poco apoyo para que las Universidades, Escuelas Politécnicas e Instituciones particulares pudieran contar con recursos económicos para incentivar a investigaciones sobre el uso adecuado de la energía, recuperadores de energía y en forma particular sobre los tubos de calor.

En la actualidad el Gobierno Nacional está apoyando mediante Instituciones Gubernamentales tales como el Ministerio de Electricidad y Energía Renovable y el Ministerio de Industria y Productividad a que se realicen proyectos encaminados a mejorar la eficiencia térmica.

La insuficiente investigación y desarrollo de los tubos de calor a provocado que no se usen y aún más que no se fabrique este tipo de recuperador de energía.

Se debe mencionar que no existen publicaciones nacionales sobre el uso, fabricación y aplicaciones de los tubos de calor, obviamente esto ha causado que no se difundan las nuevas tecnologías que Países desarrollados las aplican a su procesos productivos, obteniendo así ahorros energéticos considerables y sobre todo alcanzando procesos industriales más amigables con el entorno.

El escaso apoyo a nivel nacional para la investigación de este tipo de recuperadores de energía provoca que en los sistemas térmicos sobre todo en industrias como las petroquímicas, curtiembres, lácteas, de procesos, se tenga un escaso desarrollo tecnológico, ocasionando sistemas térmicos menos eficientes, costos productivos más elevados y un impacto ambiental más agresivo.

### **1.2.2. Prognosis**

La humanidad actualmente está viviendo una crisis energética, consecuencia entre otros factores del alto consumo de combustibles fósiles que producen una alta emisión de gases de efecto invernadero y una creciente demanda de energía para la calefacción de edificios y procesos industriales. Si no se reducen estos problemas lo antes posible, las consecuencias serán aún más graves para la humanidad.

En nuestro País, si no se desarrollan políticas que ayuden a investigaciones de recuperadores de energía entre los que se encuentran los tubos de calor, con el decidido apoyo gubernamental, seguirán habiendo procesos productivos energéticos menos eficientes, disipación y mal uso de la energía, lo que implica entre otros factores contaminación ambiental y altos costos productivos.

Ecuador como parte integrante del Protocolo de Kioto tiene la obligación de cumplir los objetivos suscritos en él, entre los que se mencionan la reducción de CO<sub>2</sub>, uno de los causantes de los cambios climáticos en el mundo.

### **1.2.3. Formulación del problema**

¿La variación del material de la mecha en los tubos de calor modificará la temperatura en la zona de condensado?

### **1.2.4. Preguntas directrices**

1. ¿La variación del material usado como mecha en los tubos de calor cambiará la temperatura en la zona de condensado?
2. ¿La variación de la forma de la mecha usada en los tubos de calor cambiará la temperatura en la zona de condensado?

3. ¿La realización de un esquema constructivo servirá de guía para las futuras investigaciones en este tipo de recuperadores de energía?

### **1.2.5. Delimitación del objetivo de la investigación**

#### **1.2.5.1. Delimitación de contenido**

Área: Ingeniería Mecánica.  
Campo: Diseño.  
Aspecto: Materiales, termodinámica.

#### **1.2.5.2. Delimitación espacial**

La investigación necesaria para el estudio sobre el comportamiento del ángulo de inclinación y el volumen del fluido de trabajo en los tubos de calor y su efecto termodinámico de la temperatura en la zona de condensado, se realizará en los laboratorios de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, ubicada en la ciudad de Ambato, Campus Huachi Chico.

#### **1.2.5.3. Delimitación temporal**

La investigación sobre el análisis del material de la mecha en los tubos de calor y su influencia en la temperatura en la zona de condensado se realizará desde octubre del 2012 hasta febrero del 2013.

### **1.3. Justificación**

El presente trabajo investigativo se justifica desde el aspecto ambiental, considerando que la humanidad está sufriendo las consecuencias del cambio climático; y, el desarrollo de nuevos procesos tecnológicos en el campo de recuperadores de energía y en particular los tubos de calor, mejoran los procesos

energéticos, consecuentemente bajan la contaminación ambiental y apuntan a disminuir el efecto invernadero.

La industria puede tener ahorro energético, con el uso de máquinas más eficientes, disminuir los gastos operativos y evitar la contaminación ambiental.

La ausencia de estudios relativos a los tubos de calor en el País y en particular en la ciudad de Ambato, determina que la presente investigación tenga una particular importancia como una iniciativa pionera, para abrir campo de estudio y búsqueda de aplicaciones de los recuperadores de energía en el ámbito productivo.

Podemos mencionar que el proceso investigativo está dentro de las líneas de investigación que la Maestría en Diseño Mecánico se impuso; como: “solucionar problemas existentes en la industria del centro del País buscando la aplicación en la vida real que sea el nexo universidad – industria”.

Este proyecto de investigación es factible de realizar, porque se cuenta con una aceptable información bibliográfica, los costos están al alcance del investigador y se cuenta con las herramientas para los análisis que se pueden efectuar en los laboratorios de la F.I.C.M. de la U.T.A.

## **1.4. Objetivos**

### **1.4.1. Objetivo general**

Analizar el material y la forma de la mecha en los tubos de calor y su influencia sobre la temperatura en la zona de condensado.

### **1.4.2. Objetivos específicos**

1. Determinar el material más adecuado en la mecha para obtener la mayor temperatura en la zona de condensado en el tubo de calor.

2. Identificar la forma de la mecha más adecuada para fabricarla localmente y lograr la mayor temperatura en la zona de condensado en el tubo de calor.
3. Realizar un esquema constructivo, el mismo que servirá de guía para las futuras investigaciones en este tipo de recuperadores de energía.

## **CAPÍTULO II**

### **MARCO TEÓRICO**

#### **2.1. Antecedentes investigativos**

##### **2.1.1. Antecedentes históricos**

El principio de funcionamiento de los tubos de calor fue concebido en 1944 por Richard S. Gaugler, quien era trabajador de General Motors Corporation, en Ohio. En la solicitud de patente con fecha 21 de diciembre de 1942 y publicada como la patente número 2350348 en los Estados Unidos el 6 de junio de 1944. El objeto de su invento era "... provocar absorción de calor", o en otras palabras, evaporación del líquido en un punto por encima del lugar en el que se da el desprendimiento de calor.

Sin embargo no fue hasta 1964 que M. Grover y sus colegas de "Los Álamos Scientific Laboratory" reinventan el concepto. Grover también demostró la eficacia y su alto rendimiento en la conducción de calor, llamándole tubos de calor. Desde entonces existen cientos de escritos y patentes sobre este tema.

Entre 1963 y 1970 las aplicaciones se circunscriben a lo que se ha descrito como técnicas avanzadas: Aeronáutica, convertidores termoiónicos, industria nuclear. A partir de la década de los 70, se empiezan a utilizar en numerosos campos de la ingeniería relacionados directa o indirectamente con la transmisión de calor.

La primera empresa que comercializó los tubos de calor fue RCA, y muchos de sus pedidos eran del gobierno de los Estados Unidos, construidos con cobre,

níquel, acero inoxidable en las paredes, usando como líquido de trabajo agua, cesio, sodio y bismuto.

En la cuarta conferencia internacional sobre los avances y procedimientos en tubos de calor llevada a cabo en Londres, Inglaterra, en 1981, se expusieron 63 artículos sobre diversos temas de tubos de calor. En Corea los tubos de calor son desarrollados y estudiados principalmente por universidades e institutos de investigación desde 1980.

ESDU (Engineering Sciences Data Unit) ha publicado una serie de artículos relacionados a los tubos de calor y a las propiedades termofísicas de varios fluidos (ESDU # 80013, 79012, 79013, 80017 y 81038).

Empresas como Noren Products Inc., Thermacore, Des Champs Laboratories, Heat pipe Technology, ABB Air Preheater, QDT, Hudson Products Corporation, KIMM, KIER, Dynatherm Corporation, Los Álamos, Isoterix S.A. de CV, ITOH, ALPHA, Fujikura America Inc, Trans Term, Enerton Inc., Productos de ahorro de energía Inc., entre otras están dedicadas al estudio de nuevas tecnologías y aplicaciones de los tubos de calor.

La serie de Simposios llevados a cabo como los realizados en Australia, en 1996, en Japón por la Asociación para Tubos de Calor de Japón, Conferencias Internacionales en Alemania (1973), Italia (1976), EE. UU. (1978), Reino Unido (1981), Japón (1984), Francia (1987), Rusia (1990), China (1992), EE. UU. (1995), Alemania, dentro de los cuales se están analizando las diferentes propuestas sobre este tipo de recuperadores de energía.

La tesis de graduación titulada “Programa para optimización del diseño de recuperadores de energía de gases de escape desde hornos” realizado en la ESPOL, es uno de los pocos trabajos que podemos mencionar; porque realiza un estudio breve de los tubos de calor (sin mecha) y tiene una aplicación práctica en la industria al utilizar los gases producto de la combustión para calentar el

recuperador y a su vez calentar aire o agua los que serán reutilizados en el proceso productivo, mejorando así la eficiencia térmica del proceso.

### **2.1.2. Fundamento teórico**

Los termosifones y los tubos de calor son dispositivos termodinámicos con un alto flujo de calor, la diferencia básica entre los dos radica en la forma como se realiza el retorno del fluido de trabajo a la sección del evaporador; ya que los termosifones se realizan por medio de la gravedad, y los segundos utilizan una estructura capilar que bien puede ser un elemento poroso llamado mecha que por acción de las fuerzas capilares es capaz de hacer retornar el líquido desde cualquier posición, incluso cuando la sección de evaporación está por encima de la sección de condensación.

Existen varios tipos de tubos de calor, como los denominados micros tubos de calor, los de conductancia variable, tubos de calor rotativo, tubos de calor de alta temperatura, tubos de calor criogénicos. Y de circuito cerrado; dentro de esta clasificación se encuentran los tubos de circuito cerrado de bombeo capilar (CPL), termosifones de circuito cerrado (LTS), estos son asistidos por gravedad por lo que la zona de condensación debe estar por encima de la zona de evaporación y tubos de calor de circuito cerrado (LHP), estos tubos de calor y los CPL pueden operar con cualquier inclinación inclusive bajo condiciones extremas como 9 y 10 veces la fuerza de la gravedad.

#### **2.1.2.1. Principio de operación de los tubos de calor**

Se puede describir que los tubos de calor son dispositivos térmicos que permiten acarrear grandes cantidades de calor por secciones pequeñas.

En su forma convencional, el tubo de calor es un tubo cerrado en cuyas superficies interiores cuentan con una mecha que puede ser capilar porosa, dentro del mismo se encuentra el fluido de trabajo.

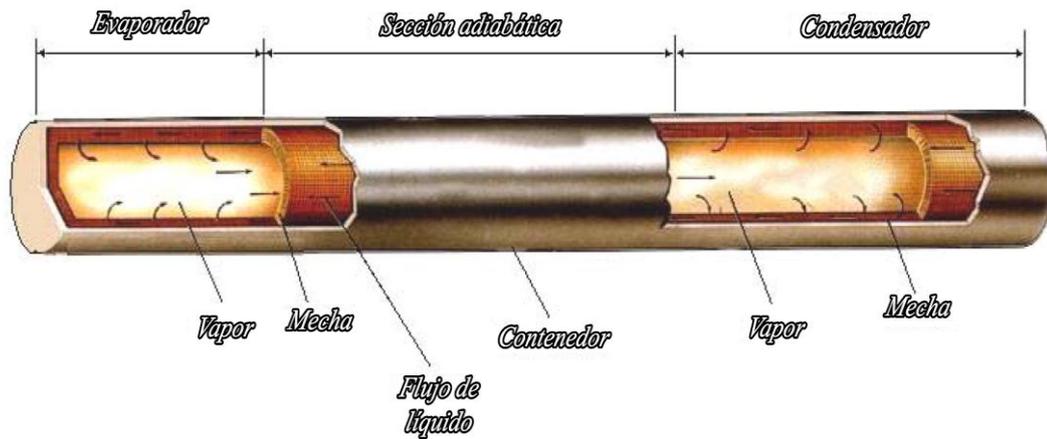


Figura 2. 1 Esquema operativo de un tubo de calor

Fuente: Duque D., Andrés F. “Diseño y construcción de un prototipo de intercambiador de calor utilizando termosifones bifásicos”. Universidad EAFIT.  
Elaboración: Ing. Luis Escobar

Se puede observar que constan de tres secciones, la del evaporador, la adiabática y la zona de condensación. La capacidad de transferencia de calor de un tubo de calor puede ser muy alto - tubos usando litio como el fluido a una temperatura de 1500 °C, transmitirá un flujo axial de 10 – 20 KW/cm<sup>2</sup>.

“En esencia se trata de un tubo hueco con un revestimiento o mecha porosa que puede adoptar múltiples formas con un espacio central vacío para que pueda desplazarse el vapor”.

Para muchas aplicaciones, la geometría cilíndrica es la más aplicable, sin embargo se pueden aplicar formas diferentes, dependiendo de la necesidad y la aplicación.

Los tubos de calor tienen algunas características adicionales entre las que podemos mencionar la muy alta conductividad térmica, la capacidad para actuar como un transformador de flujo térmico y se pueden fabricar tubos de calor bucle.

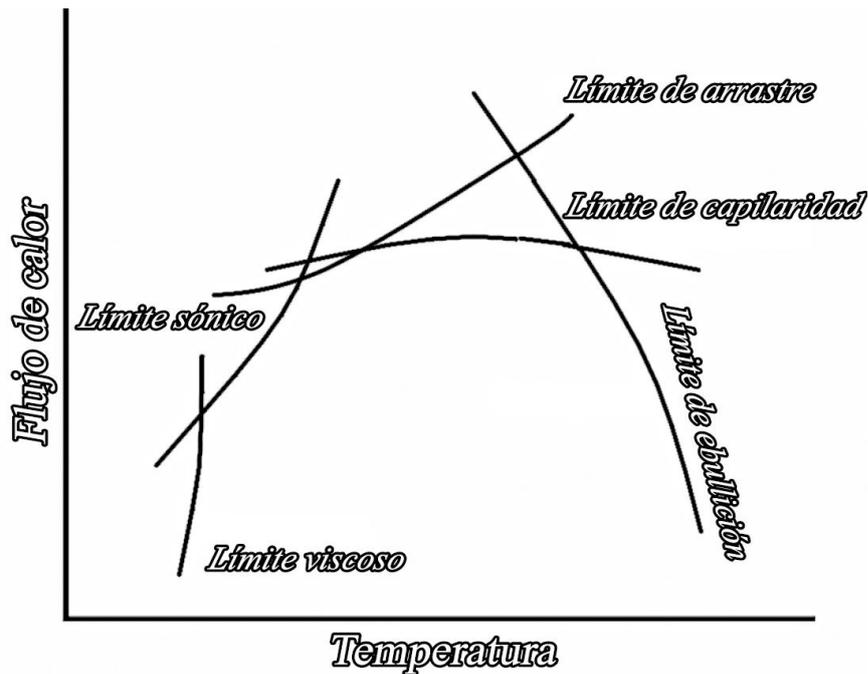


Figura 2. 2 Limitaciones para el transporte de calor en los tubos de calor

Fuente: REAY, D. y otros. “Heat Pipes”. Pág. 30.

Elaboración: Ing. Luis Escobar.

#### 2.1.2.2. Límites de operación

Los tubos de calor se ven restringidos a diferentes límites de operación, ya sea por las características del fluido, velocidad del mismo, temperaturas de operación entre otros. Entre los diferentes límites de operación, podemos destacar:

##### a) Límite sónico

“El flujo de calor transportado un tubo de calor, es proporcional a la velocidad del vapor dentro del tubo; al incrementar la rata de transferencia, se incrementa también la generación del vapor y por ende la velocidad de éste, que se hace máxima a la salida de la sección del evaporador. Cuando la velocidad del vapor alcanza la velocidad del sonido, ésta no puede aumentar más, lo que impide incrementar el flujo de calor para una temperatura de operación determinada”. La limitación sónica, se expresa en función del número de Mach  $M_v$ ,

consecuentemente el valor máximo es la unidad (ecuación 2.3). Por lo tanto el límite sónico en los tubos de calor se evalúa por las ecuaciones 2.1 a la 2.4

$$C = \sqrt{\gamma_v R_v T_v} \quad \text{Ecuación (2. 1)}$$

$$R_v = \frac{R}{M} \quad \text{Ecuación (2. 2)}$$

$$M_v = \frac{v}{C} \quad \text{Ecuación (2. 3)}$$

$$Q_{s,m\acute{a}x.} = A_v \rho_v \lambda \left[ \sqrt{\frac{\gamma_v R_v T_v}{2(\gamma_v + 1)}} \right] \quad \text{Ecuación (2. 4)}$$

Dónde:

$Q_{s, m\acute{a}x.}$  flujo de calor en el límite sónico [W]

C velocidad sónica [m/s]

$\gamma_v$  proporción del calor específico [tabla 2.1]

R contante universal de los gases [ $8.314 \times 10^3 \text{J/Kg.}\cdot\text{mol}\cdot\text{°K}$ ]

$R_v$  constante del vapor [ $\text{J/Kg.}\cdot\text{°K}$ ]

$M_v$  número de Mach [adimensional]

M peso molecular [mol]

$A_v$  área transversal de la sección del vapor [ $\text{m}^2$ ]

$\rho_v$  densidad del vapor [ $\text{kg/m}^3$ ]

v velocidad del vapor [ $\text{m/s}$ ]

$T_v$  temperatura del vapor [ $\text{°C}$ ]

$\lambda$  calor latente de vaporización [ $\text{J/Kg}$ ]

Tabla 2. 1 Efecto de la proporción de calor  $\gamma$

	Gas monoatómico	Gas diatómico	Gas poliatómico
$\gamma$	1.66	1.4	1.3

Fuente: REAY, D. y otros. "Heat Pipes". Pág. 58.

Elaboración: Ing. Luis Escobar.

## b) Límite de arrastre

“El vapor y el líquido dentro de los tubos de calor, fluyen en direcciones opuestas, y la interacción de los flujos hace que sobre el líquido condensado se genere una fuerza de arrastre debido a que el vapor viaja a mayor velocidad. La tensión superficial del líquido es la fuerza que balancea el flujo, pero llega un momento, que al aumentar el flujo de calor y a su vez las velocidades del fluido, la fuerza de arrastre no puede ser balanceada y gotas de líquido comienzan a ser arrastradas por el vapor hacia el condensador, interrumpiendo la interface vapor – líquido. De esta forma menos líquido llegará al evaporador y eventualmente se producirá el secado total de éste y un sobrecalentamiento”<sup>2</sup>

La ecuación 2.5 relaciona el límite de arrastre con la siguiente expresión:

$$Q_{e,máx.} = A_v \lambda \left[ \sqrt{\frac{\rho_v \sigma}{2(r_{h,s})}} \right] \quad \text{Ecuación (2.5)}$$

Dónde:

$Q_{e, máx.}$  flujo de calor en el límite de arrastre [W]

$r_{h,s}$  radio hidráulico o la porosidad de la mecha [m]

$A_v$  área transversal de la sección del vapor [m<sup>2</sup>]

$\rho_v$  densidad del vapor [kg/m<sup>3</sup>]

$v$  velocidad del vapor [m/s<sup>2</sup>]

$\sigma$  coeficiente de la tensión superficial [N/m]

$\lambda$  calor latente de vaporización [J/Kg]

## c) Límite de ebullición

El límite de ebullición en los tubos de calor se produce cuando el sobrecalentamiento del líquido en la zona del evaporador es lo suficientemente grande como para causar la nucleación de burbujas de vapor en la superficie de la

---

<sup>2</sup> Duque D., Andrés F. “Diseño y construcción de un prototipo de intercambiador de calor utilizando termosifones bifásicos”. Universidad EAFIT. Medellín. 2004.

mecha o el contenedor. La ebullición del líquido es usualmente indeseable en los tubos de calor porque se pueden desarrollar puntos calientes locales en la mecha, obstruyendo el flujo de líquido en el evaporador. Una expresión para el cálculo del límite es la ecuación (2.6).

$$Q_{b,max} = \frac{2 \pi L_e K_e T_v}{\lambda \rho_v \ln(r_i/r_v)} \left( \frac{2 \sigma}{r_n} - P_c \right) \quad \text{Ecuación (2.6)}$$

Dónde:

$Q_{b,max}$  flujo de calor en el límite de arrastre [W]

$L_e$  longitud de la zona del evaporador [m]

$K_e$  conductividad térmica efectiva [tabla 2.2]

$T_v$  temperatura del vapor en el extremo de la salida del evaporador [°C]

$\lambda$  calor latente de vaporización [J/Kg]

$\rho_v$  densidad del vapor [kg/m<sup>3</sup>]

$r_i$  radio interno de la tubería [m]

$r_v$  radio del núcleo del vapor [m]

$r_n$  radio de nucleación en la ebullición ( $2.54 \times 10^{-5} - 2.54 \times 10^{-7}$ ) [m]

$P_c$  presión capilar [N/m<sup>2</sup>]

$\sigma$  coeficiente de la tensión superficial [N/m]

Tabla 2. 2 Ecuaciones para la conductividad térmica efectiva

Estructura de la mecha	Expresiones $k_e$
<b>Mecha y líquido en serie</b>	$k_e = \frac{K_l K_w}{\varepsilon K_w + K_l (1 - \varepsilon)}$
<b>Mecha y líquido en paralelo</b>	$k_e = \varepsilon k_l + (1 - \varepsilon) k_w$
<b>Recubrimiento de pantalla</b>	$k_e = \frac{k_l [(k_l + k_w) - (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)]}{k_l [(k_l + k_w) + (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)]}$
<b>Recubrimientos de esfera</b>	$k_e = \frac{k_l [(2k_l + k_w) - 2(1 - \varepsilon)(k_l - k_w)]}{[2k_l + k_w + (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)]}$
<b>Ranuras rectangulares</b>	$k_e = \frac{(w_f k_l k_w \delta) + w k_l (0.185 w_f k_w + \delta k_l)}{(w + w_f) (0.185 w_f k_f + \delta k_l)}$

Fuente: REAY, D. y otros. "Heat Pipes". Pág. 50.

Elaboración: Ing. Luis Escobar

Dónde:

$k_e$  Conductividad térmica efectiva [w/m- °K]

$k_l$	conductividad térmica del líquido [w/m- °K]
$k_w$	conductividad térmica de la mecha del material [w/m- °K]
$\varepsilon$	porosidad de la mecha
$w_f$	espesor de la ranura de la aleta [m]
$w$	espesor de la ranura [m]
$\delta$	profundidad de la ranura [m]

#### d) Límite de capilaridad

El límite de capilaridad se relaciona con el fenómeno fundamental que gobierna la operación de funcionamiento de los tubos de calor por lo cual se desarrolla una diferencia de presión a través de las interfaces del líquido y vapor en la zona del evaporador y condensador. Cuando la presión de la capilaridad es insuficiente para originar el flujo adecuado el fluido en la mecha del evaporador se secará. El límite de capilaridad es la principal restricción del flujo de calor en los tubos de calor.

Para que el fluido pueda circular dentro del tubo de calor la diferencia de presión capilar tiene que ser mayor o igual a las pérdidas de presión generadas dentro de él, las ecuaciones siguientes nos señalan el procedimiento para el respectivo cálculo:

$$Q_{c,max} = \frac{(QL)_{c,max}}{0.5 L_c + L_a + 0.5 L_e} \quad \text{Ecuación (2. 7)}$$

$$(\Delta P_c)_{max} = \frac{2 \sigma}{r_c} \quad \text{Ecuación (2. 8)}$$

$$(QL)_{c,max} = \frac{\frac{2 \sigma}{r_c} - \rho_l g d_v \cos \psi - \rho_l g L_t \sin \psi}{F_l + F_v} \quad \text{Ecuación (2. 9)}$$

$$F_l = \left( \frac{\mu_l}{K A_w \lambda \rho_l} \right) \quad \text{Ecuación (2. 10)}$$

$$F_v = \left( \frac{f_v R e_v \mu_v}{2 r_{h,v}^2 A_v \lambda \rho_v} \right) \quad \text{Ecuación (2. 11)}$$

$$r_c = 0.41 r_s = 1/(2 N) \quad \text{Ecuación (2. 12)}$$

Dónde:

$(QL)_{c,max.}$	máximo factor de transporte de calor (W-m)
$Q_{c,max.}$	máximo transporte de calor (W)
$L_c$	longitud en la zona de condensación [m]
$L_a$	longitud en la zona adiabática [m]
$L_e$	longitud en la zona de evaporación [m]
$\Delta P_{C max.}$	máxima diferencia de presión capilar[N/m <sup>2</sup> ]
$f_v Re_v$	coeficiente de arrastre, cuyo valor es 16 para flujo laminar.
$\mu_l$	viscosidad dinámica del líquido [Kg/m-seg.]
$\mu_v$	viscosidad dinámica del vapor[Kg/m-seg.]
$r_s$	radio promedio de las partículas de sinterizado [m]
$r_c$	radio de capilaridad [m]
$r_{h,v}$	radio hidráulico ( $r_s$ ) [m]
$d_v$	diámetro de la mecha [m]
$K$	permeabilidad de la mecha [m <sup>2</sup> ]
$A_w$	área transversal de la mecha [m <sup>2</sup> ]
$A_v$	área del flujo de vapor [m <sup>2</sup> ]
$\lambda$	calor latente de vaporización [J/Kg]
$F_l$	coeficiente de fricción del líquido [(N/m <sup>2</sup> )/W-m]
$F_v$	coeficiente de fricción del vapor [(N/m <sup>2</sup> )/W-m]
$\rho_l$	densidad del líquido [Kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_v$	densidad del vapor [Kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	tensión superficial [N]
$g$	gravedad [m/s <sup>2</sup> ]
$\psi$	ángulo de inclinación del tubo de calor
$L_t$	longitud total del tubo de calor [m]
$N$	número de malla o mesh

#### e) Límite viscoso

El límite viscoso existe en las bajas temperaturas de operación, dónde la presión de vapor puede ser la misma que la presión necesaria para mover la circulación de vapor en el tubo de calor. Esto da como resultado una insuficiente presión para

impulsar el vapor, el flujo de calor viscoso  $Q_v$  se expresa por la siguiente ecuación:

$$Q_v = \frac{A_v r_v^2 \lambda \rho_v P_v}{16 \mu_v L_{eff}} \quad \text{Ecuación (2. 13)}$$

$$L_{eff} = \frac{2L_a + L_e + L_c}{2} \quad \text{Ecuación (2. 14)}$$

Dónde:

$Q_v$	flujo de calor viscoso [W]
$A_v$	área del flujo de la sección transversal del vapor [m <sup>2</sup> ]
$r_v$	radio de vaporización [m]
$\lambda$	calor latente de vaporización [J/Kg]
$\rho_v$	densidad en la zona del evaporador [Kg/m <sup>3</sup> ]
$P_v$	presión en la zona del evaporador [N/m <sup>2</sup> ]
$\mu_v$	viscosidad dinámica en la zona del evaporador [Kg/m s]
$L_{eff}$	longitud efectiva [m]
$L_a$	longitud adiabática [m]
$L_c$	longitud de condensación [m]
$L_e$	longitud de evaporación [m]

### 2.1.2.3. Fluidos de trabajo

Teóricamente, es posible el funcionamiento de los tubos de calor a cualquier temperatura siempre que la temperatura del fluido de trabajo este entre el punto triple y el punto crítico, aunque la menor capacidad de transporte de calor este cerca de las temperaturas extremas de estos fluidos, esto debido a las características y propiedades del líquido como son la viscosidad y la tensión superficial.

Varios fluidos de trabajo para los tubos de calor constan en tabla 2.3, junto con el correspondiente punto triple, el punto crítico y la temperatura más ampliamente utilizada.

<b>Fluido de trabajo</b>	<b>Punto triple °C</b>	<b>Punto crítico °C</b>	<b>Rango de funcionamiento °C</b>
<b>Oxígeno</b>	-218.85	-118.35	-218.15 -119.15
<b>Nitrógeno</b>	-210.05	-146.95	-208.15 - 148.15
<b>Acetona</b>	- 93.15	235.05	-23.15+201.85
<b>Amoniaco</b>	-77.65	132.45	-73.15+131.48
<b>Mercurio</b>	-38.85	1489.85	+6.85+796.85
<b>Agua</b>	0.05	374.15	-0.15+369.85
<b>Potasio</b>	63.5	1976.85	+126.85+ 1526.85
<b>Sodio</b>	97.85	2226.85	+126.85 + 1226.85
<b>Litio</b>	180.55	3526.85	+226.85+ 1826.85
<b>Plata</b>	960.85	7226.85	+1326.85+ 2126.85

Tabla 2. 3 Diferentes fluidos de trabajo para tubos de calor

Fuente: Ochterbeck, Jay. "Heat Pipe". Capítulo 16. Department of Mechanical Engineering. Clemson University.

Elaboración: Ing. Luis Escobar

#### 2.1.2.4. Contenedor

El contenedor separa el fluido de trabajo del ambiente externo, por lo que es necesario que no tenga fugas para que soporte la presión que genera el fluido en la zona de evaporación.

El contenedor es capaz de transmitir el calor que recibe del interior durante el ciclo de operación del tubo de calor. Además hay que tener en cuenta factores como la compatibilidad con la mecha y el fluido, alta conductividad, fácil fabricación, resistencia a la corrosión, porosidad entre otros.

Tabla 2. 4 Compatibilidad fluido de trabajo y contenedor

	Recomendado	No recomendado
<b>Amoníaco</b>	Aluminio	Cobre
	Acero al carbono	
	Níquel	
	Aceros Inoxidables	
<b>Sodio</b>	Acero inoxidable	Titanio
	Inconel	
<b>Metanol</b>	Cobre	Aluminio
	Aceros Inoxidables	
	Sílice	
<b>Agua</b>	Cobre	
	Monel	
	Acero inoxidable 347	Acero Inoxidables Aluminio Sílice Inconel Níquel Aceros al carbono
<b>Potasio</b>	Acero inoxidable	Titanio
	Inconel	

Fuente: REAY, D. y otros. "Heat Pipes". Pág. 154.

Elaboración: Ing. Luis Escobar

#### 2.1.2.5. Estructuras de la mecha

La selección de la mecha para los tubos de calor depende de muchos factores, algunos están estrechamente vinculados a las propiedades del fluido de trabajo. Obviamente el primer propósito de la mecha es de generar la presión capilar para transportar el fluido de trabajo del condensador al evaporador. También debe ser capaz de distribuir el líquido alrededor de la sección del evaporador. A menudo estas dos funciones requieren particularmente mechas de forma diferente.

Otra característica deseable es la permeabilidad de la mecha, esta aumenta con el tamaño de poro, sin embargo para mechas homogéneas hay un tamaño de poro óptimo. Existen tres tipos principales de mechas de bajo rendimiento esto es en

los tubos de calor horizontal, donde debe permitir el máximo caudal líquido por tener un tamaño de poro relativamente grande, como puede ser una malla de 80 o 100 mesh. Si se requiere usarla contra la gravedad terrestre, el tamaño del poro debe ser pequeño; en el espacio sideral se requiere el uso de mechas no homogéneas o arteriales y poros pequeños.

Otra de las características que hay que tener presente es que se debe optimizar el espesor de la mecha ya que el transporte de calor en el tubo aumenta al incremento del espesor de la mecha.

Tabla 2. 5 Medida de flujo radial

Fluido de trabajo	Mecha	Temperatura de vapor (°C)	Flujo de calor (W/cm <sup>2</sup> )
Etanol	Malla 4 * 100	90	1.1
Metanol	Malla 1 * 200	25	0.03
Agua	Malla	90	6.3
Agua	Malla 100	90	4.5
Sodio	Varios	850 - 950	200 – 400
Litio	1% niobio - circonio	1250	205
Plata	5 % tántalo - tungsteno	2000	155

Fuente: REAY, D. y otros. "Heat Pipes". Pág. 116.

Elaboración: Ing. Luis Escobar.

Para encontrar la conductividad térmica efectiva en una malla se usa la siguiente expresión:

$$K_w = \frac{(\beta - \varepsilon)}{(\beta + \varepsilon)} * K_l \quad \text{Ecuación (2. 15)}$$

$$\beta = (1 + K_s/K_l) / (1 - K_s/K_l) \quad \text{Ecuación (2. 16)}$$

Dónde:

$K_w$  conductividad térmica efectiva [W/m °C]

$K_l$  conductividad térmica en la fase líquida [W/m °C]

$K_s$  conductividad térmica en la fase sólida [W/m °C]

$\varepsilon$  fracción de volumen en la fase sólida.

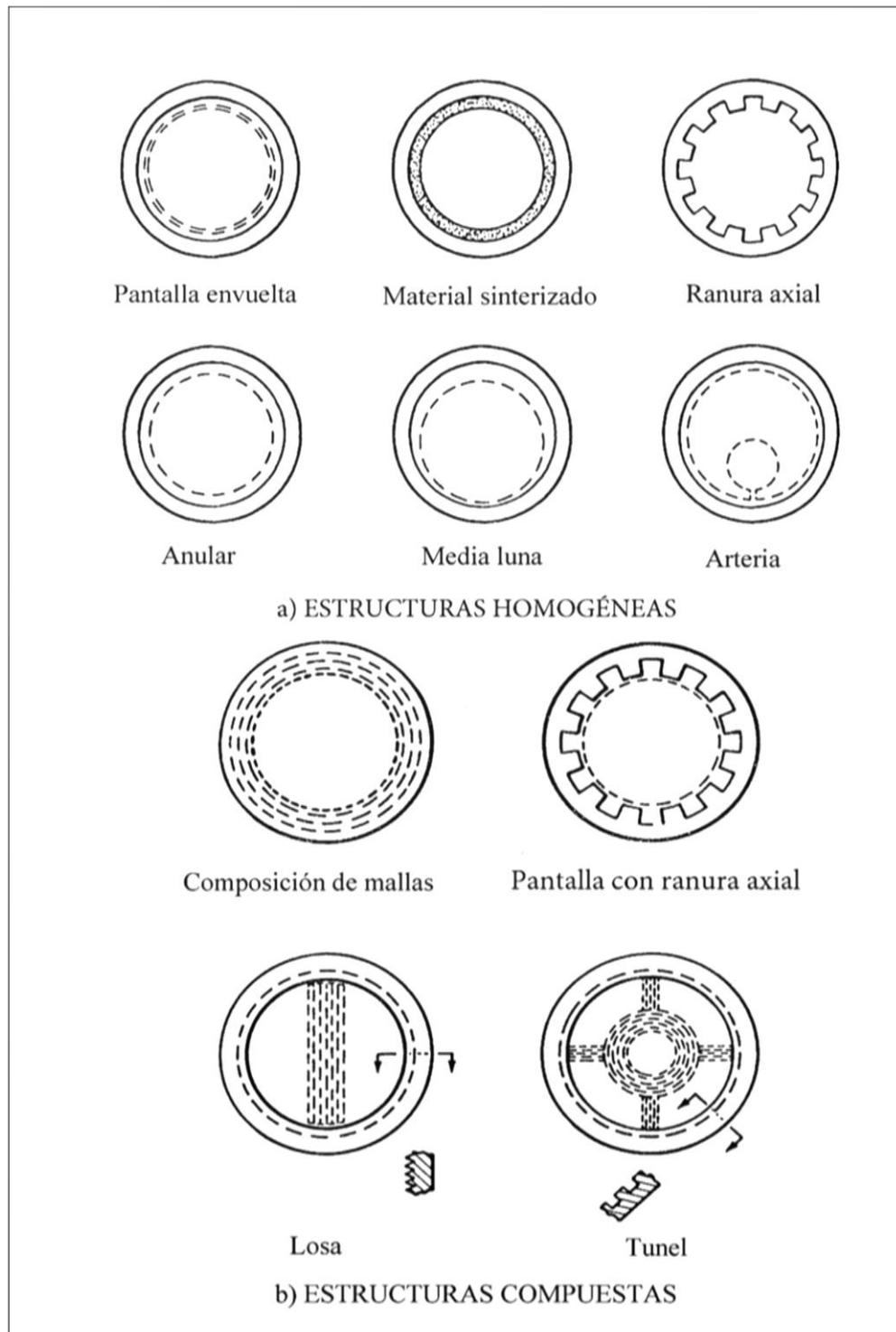


Figura 2. 3 Tipos de mechas a) homogéneas b) compuestas  
Fuente: OCHTERBECK. J, "Heat Pipes", Department of Mechanical Engineering, Clemson University, Clemson, South Carolina.  
Elaboración: Ing. Luis Escobar

## **2.2. Fundamentación filosófica**

En la presente investigación se realiza un análisis crítico – propositivo, se analizarán, estudiarán y experimentarán con algunas variables del proceso de transferencia de calor, al fluido de trabajo que forma parte del funcionamiento de los tubos de calor.

Luego del análisis se procederá a realizar una propuesta para encontrar la adecuada combinación de las variables, con el fin de obtener el mejor aprovechamiento de la transferencia de calor hacia la zona de condensado del tubo de calor.

## **2.3. Fundamentación legal**

Para la elaboración de la presente investigación nos basaremos en diferentes patentes entre las que podemos indicar:

Richard S. Gaugleren 1944 emitió para la General Motors la primera patente titulada “Heat Transfer Device”.

El concepto de tubos de calor fue olvidado por dos décadas y redescubierto en 1962 por el programa espacial de la NASA, pero fue ampliamente publicitado solo hasta el trabajo de M. Grover del laboratorio de Los Álamos, en 1963 quien dió las bases definitivas para el desarrollo de los tubos de calor.

A partir de la década de los 70, se empiezan a utilizar en numerosos campos de la Ingeniería relacionados directa o indirectamente con la transmisión de calor.

W. B. Hall en 1964 presentan una patente de un tubo de calor de conductancia variable.

## 2.4. Categorías fundamentales

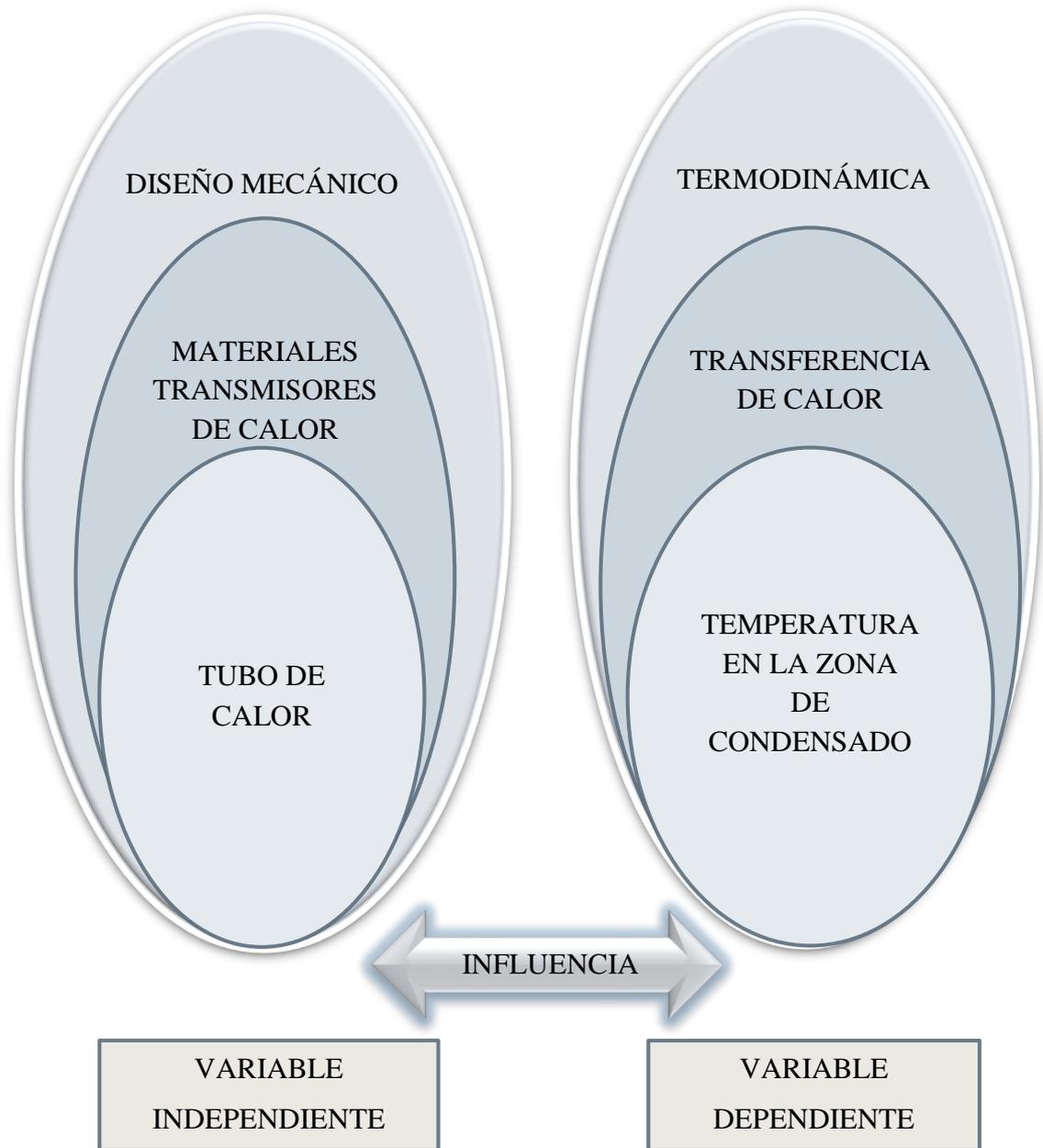


Figura 2. 4 Categorías fundamentales

Fuente: Investigación

Elaboración: Ing. Luis Escobar

## **2.5. Hipótesis**

La variación del material de la mecha en el tubo de calor permitirá obtener un aumento de la temperatura en la zona de condensado de los tubos de calor.

## **2.6. Señalamiento de variables**

### **2.6.1. Variable independiente**

La variación del material de la mecha en el tubo de calor.

### **2.6.2. Variable dependiente**

Aumento de la temperatura en la zona de condensado en el tubo de calor.

### **2.6.3. Término de relación**

Permitirá obtener.

## **CAPÍTULO III**

### **METODOLOGÍA**

#### **3.1. Enfoque**

El presente trabajo tiene un enfoque investigativo predominantemente cuantitativo.

Por medio del enfoque cuantitativo podemos realizar mediciones controladas de la variable independiente, como son el ángulo de inclinación y la potencia en la zona de evaporación, dando énfasis en los resultados finales y privilegiando técnicas cuantitativas de medición.

Para explicar los resultados obtenidos en la investigación, las mediciones realizadas servirán para plasmar en gráficos explicativos, basándonos en los datos experimentales de la construcción de los tubos de calor.

#### **3.2. Modalidad básica de la investigación**

##### **3.2.1. Investigación documental - bibliográfica**

La investigación es documental – bibliográfica tiene el propósito de detectar, ampliar, profundizar diferentes enfoques, teorías, conceptualizaciones y criterios de diversos autores sobre una cuestión determinada, basándose en documentos (fuentes primarias), o en libros, revistas, periódicos y otras publicaciones (fuentes secundarias).

En el presente trabajo nos ayuda a detectar, ampliar y profundizar en los conceptos, basándonos en publicaciones, documentos, libros, tesis, internet, las que serán consideradas como fuentes primarias.

### **3.2.2. Investigación experimental**

La investigación experimental está integrada por un conjunto de actividades metódicas y técnicas que se realizan para recabar la información y datos necesarios sobre el tema a investigar y el problema a resolver. La característica de la investigación experimental se presenta mediante la manipulación de una variable experimental no comprobada, en condiciones rigurosamente controladas, con el fin de describir como se produce una situación o acontecimiento particular

Esta modalidad de investigación nos permite experimentar los cambios que se producen por la variación del flujo de calor versus el ángulo de inclinación, para observar el comportamiento de estas dos variables con respecto a la temperatura en la zona de condensado en los tubos de calor. Así, manejar las variables independientes para observar los efectos en la variable dependiente con el propósito de precisar la relación causa - efecto.

### **3.3. Nivel o tipo de investigación**

#### **3.3.1. Asociación de variables**

En el presente trabajo investigativo se utilizó la asociación de variables con hipótesis, ya que entre los objetivos están la medición del grado de relación entre las variables, el análisis de las tendencias y comportamientos de una variable en función de la otra.

En nuestro caso permite evaluar el comportamiento de las variables independientes como son el calor suministrado en la zona de evaporación para luego analizar la consecuencia de la temperatura en la zona de condensado. Se

medirá el grado de relación entre estas dos variables y por último determinaremos las tendencias o comportamientos entre ellas.

### **3.3.2. Explicativo**

El nivel explicativo es útil para “comprobar experimentalmente una hipótesis y descubrir la causas de un fenómeno”<sup>3</sup>

Se comprobará experimentalmente la hipótesis planteada y explicar por qué al variar el ángulo de inclinación del tubo de calor y la potencia en la zona del evaporador, varía la temperatura en la zona de condensado; así como detectar los factores determinantes de ciertos comportamientos como son el tipo de fluido de trabajo, diámetro del contenedor y el material de la mecha al interior del contenedor.

## **3.4. Muestra**

### **3.4.1 Muestreo Intencional**

Es un tipo de muestreo no probabilístico, “Se tiene en cuenta el criterio del investigador que es quien decide, en forma justificada, quienes conforman la muestra”<sup>4</sup>

En nuestra investigación se construirán dos probetas, a las que se les cambiarán el tipo de mecha y la potencia de calentamiento en la zona de condensado, conservando el mismo fluido de trabajo, sin variar el ángulo de inclinación para luego obtener un promedio estadístico y analizar los resultados presentados.

---

<sup>3</sup> (Naranjo, 2008)

<sup>4</sup> (Naranjo, 2008)

Con los resultados obtenidos se realizarán cuadros estadísticos y tablas comparativas para indicar las correlaciones de las variables planteadas de acuerdo a los objetivos e hipótesis de la investigación.

### 3.5. Operacionalización de variables

#### 3.5.1. Variable independiente

Material de la mecha en el tubo de calor.

Tabla 3. 1 Operacionalización de la variable independiente

CONCEPTO	CATEGORÍA	INDICADOR	ÍTEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS
La variación del material en la mecha es una de las características de funcionamiento de los tubos de calor, mediante la que se consigue modificar los límites de funcionamiento de estos intercambiadores de calor.	Tubos de calor	Material	¿Qué tipo de material tendrá el tubo de calor?	Fichas técnicas de observación para registrar materiales, diámetros, longitudes que se obtienen de los instrumentos de medición utilizados.
		Diámetro	¿Qué diámetro tendrá el tubo de calor?	
		Longitud	¿Qué longitud tendrá el tubo de calor?	
		Fluido de trabajo	¿Cuál será el fluido de trabajo en el tubo de calor?	
		Tipo de mecha	¿Cuál será el material, tipo y forma de la mecha en el tubo de calor?	
	Límites de funcionamiento	Límite sónico	¿Cuál es el límite sónico en el tubo de calor?	Aplicación de las ecuaciones correspondientes a cada uno de los límites de funcionamiento o de operación.
		Límite de arrastre	¿Cuál es el límite de arrastre en el tubo de calor?	
		Límite de ebullición	¿Cuál es el límite ebullición en el tubo de calor?	
		Límite de capilaridad	¿Cuál es la capilaridad?	
		Límite viscoso	¿Cuál es el límite viscoso en el tubo de	

calor?

Elaboración: Ing. Luis Escobar

### 3.5.2. Variable dependiente

Temperatura en la zona de condensado.

T<sub>3</sub>. 2 Operacionalización de la variable dependiente

CONCEPTO	CATEGORÍA	INDICADOR	ÍTEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS
La temperatura en la zona de condensado nos da la medida de la transferencia de calor, la misma que será disipada al entorno que rodea el tubo de calor.	Transferencia de calor	Temperatura en la zona de condensado	¿Qué temperatura se tiene en la zona de condensado?	Fichas técnicas de observación. Ensayos de laboratorio. Termocuplas. Potenciómetro.

Elaboración: Ing. Luis Escobar

### **3.6. Plan de recolección de la información**

La recopilación de información sirve para conocer, las temperaturas en las zonas de condensado, evaporación, tipo y forma del material de la malla, de acuerdo a los objetivos previstos en la presente investigación.

Se recogió información sobre aspectos tales como el material, diámetro, longitud, fluido de trabajo, tipo de mecha, los diferentes límites de funcionamiento, y temperatura.

La investigación se realizó en el laboratorio de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato; el trabajo es iterativo con varias probetas, con el objeto de tener la menor cantidad de errores en la lectura de las mismas.

La técnica de recolección de datos es la observación y luego procedimos a un análisis e interpretación de datos lógicamente basados en el marco teórico con el que llegamos a las respectivas conclusiones.

Los instrumentos utilizados para esta investigación fueron entre otros: Termocuplas, termómetro, potenciómetro, bomba de vacío.

### **3.7. Plan de procesamiento de información**

Una vez recopilada la información se realizó una revisión crítica de la información, es decir quitando información defectuosa, incompleta, no pertinente o dudosa.

Posteriormente tabulamos la información recolectada y presentamos los datos en forma gráfica para hacer un resumen y explicar la correlación de las diferentes variables como son la temperatura de inicio (zona de evaporación), la variación del ángulo de inclinación, la temperatura en la zona de condensado.

## CAPÍTULO IV

### ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

#### 4.1. Análisis de los resultados

##### 4.1.1. Proceso para la elaboración de probetas de tubos de calor

Para la fabricación, armado y análisis de resultados se procedió siguiendo el siguiente esquema:

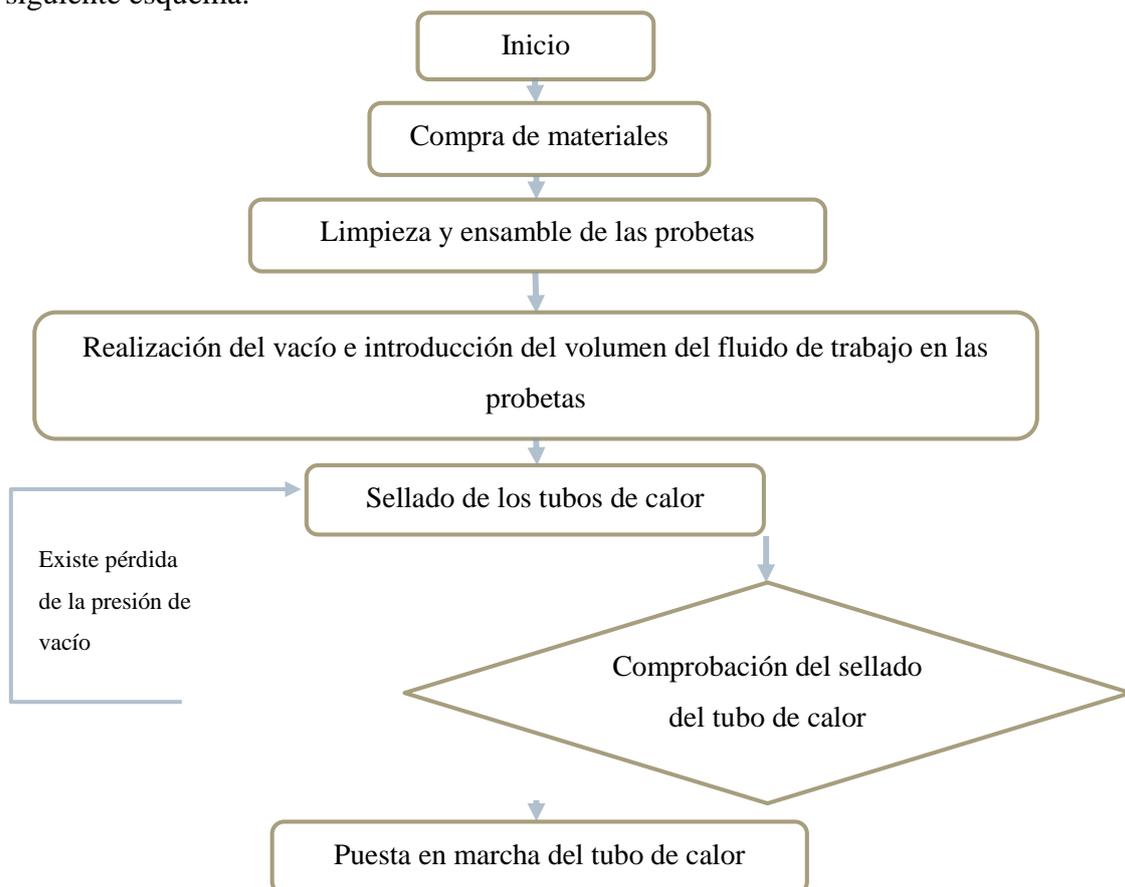


Figura 4. 1 Proceso de elaboración de las probetas de tubos de calor

Elaboración: Ing. Luis Escobar

#### **4.1.1.1 Limpieza y ensamble del tubo de calor**

Luego de adquirir la tubería en cobre tipo L se procede a limpiar, este proceso es muy importante ya que eliminaremos grasa, suciedad y cuerpos extraños que pueden estar dentro del tubo de cobre, las mismas que pueden ocasionar el taponamiento de la mecha. Podemos usar ácido clorhídrico en concentraciones de un 25%, luego se procede a enjuagar la probeta.

En el ensamble se tendrá un cuidado extremo en la soldadura a usar, para temperaturas de operación superiores a 120 °C, se recomienda que la cantidad de plomo sea baja ya que la misma se fundirá y tendremos problemas con la unión lo que ocasionará que el líquido de trabajo se pierda.

#### **4.1.1.2 Evacuación del aire**

Para crear el vacío se usó una bomba de paletas de 2 HP, alcanzando la presión vacuo métrica de 19.5 mm Hg. Es importante este proceso ya que al no hacerlo se tiene gases no condensables que impedirán el correcto funcionamiento del tubo de calor.

#### **4.1.1.3 Volumen de trabajo**

Si se introduce una cantidad incorrecta del fluido de trabajo el tubo de calor no actuará correctamente, es decir si colocamos más de la cantidad necesaria ocurrirá que se tardará más tiempo en estabilizar el funcionamiento, caso contrario tendremos que la cantidad no será la suficiente para convertirse en vapor y luego en líquido, es decir en llevar la energía suficiente a la zona del condensador.

Para el cálculo de la cantidad del volumen de fluido de trabajo nos basamos en la siguiente expresión matemática:

$$m = A_v * L_t * \rho_v + A_w * L_t * \varepsilon * \rho_l \quad \text{Ecuación (4. 1)}$$

Dónde:

- m masa del fluido [kg]
- $A_v$  área de la sección transversal del vapor [ $m^2$ ]
- $L_t$  longitud total del tubo de calor [m]
- $A_w$  área de la sección transversal de la mecha [ $m^3$ ]
- $\varepsilon$  porosidad de la mecha
- $\rho_l$  densidad del líquido [ $kg/m^3$ ]
- $\rho_v$  densidad del vapor [ $kg/m^3$ ]

#### 4.1.1.4 Sellado del tubo de calor

Es de suma importancia no permitir que el vacío del tubo de calor se pierda ya que como consecuencia no se podría garantizar el correcto funcionamiento del mismo.

En esta investigación, a la tubería de cobre de 15.9 mm de diámetro exterior se la sella utilizando para ello pinzas, realizando tres dobleces los que nos confirman que no existe pérdida del vacío formado con anterioridad.

Para la realización del intercambiador de calor donde se probaron las primeras probetas el sello de las mismas se las hizo por medio de válvulas de esfera, las que me aseguraba el vacío de los tubos de calor.

Cuando el sellado del vacío falló, se realizó nuevamente el llenado y el vacío del tubo de calor con lo que aseguramos la correcta operación del mismo.

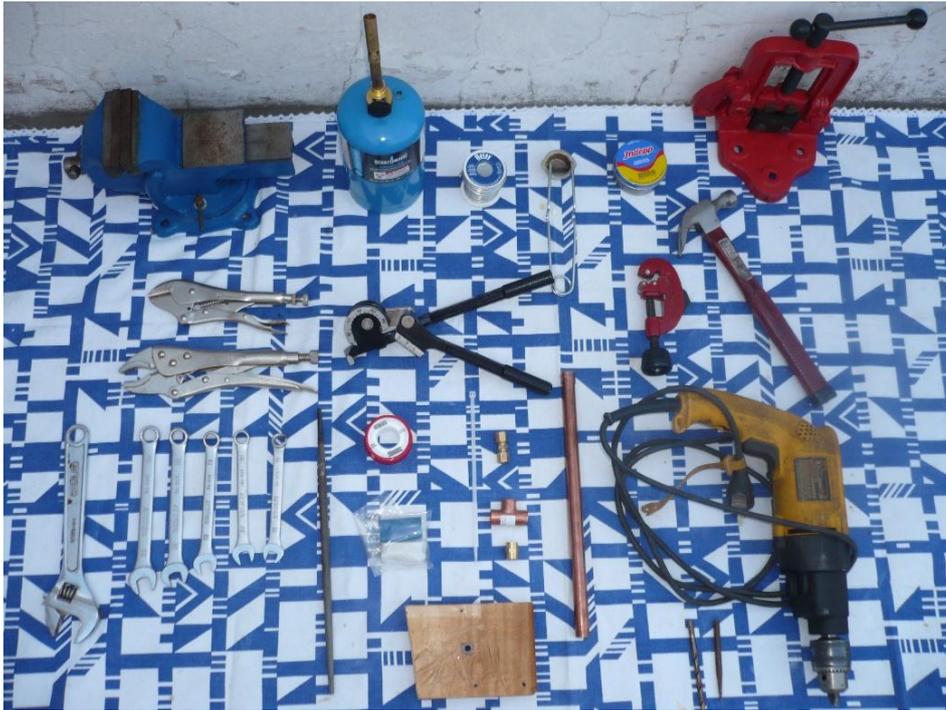


Figura 4. 2 Herramienta utilizada para elaboración de tubos de calor  
Elaboración: Ing. Luis Escobar



Figura 4. 3 Varias capas de mallas dentro del tubo de calor  
Elaboración: Ing. Luis Escobar



Figura 4. 4 Varias mallas o mechas dentro del tubo de calor (vista frontal)  
Elaboración: Ing. Luis Escobar



Figura 4. 5 Instrumentación utilizada en la elaboración de los tubos de calor  
Elaboración: Ing. Luis Escobar

#### 4.1.2. Realización de los ensayos

Para la obtención de resultados en las probetas de tubos de calor se procedió bajo el siguiente esquema:

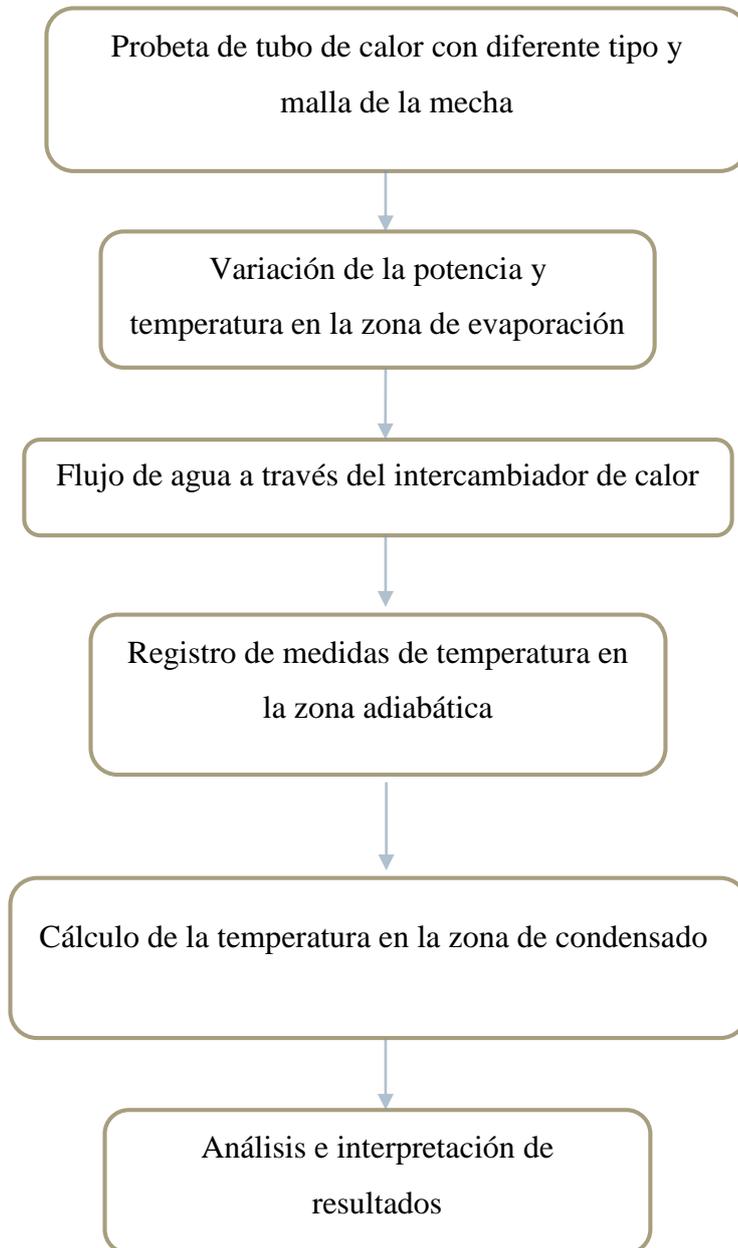


Figura 4. 6 Proceso de elaboración de ensayos a las probetas de tubos de calor

Elaboración: Ing. Luis Escobar

#### **4.1.2.1 Ensayos en las probetas de tubos de calor con diferentes tipos y materiales**

Para ensayar las probetas en primer lugar se colocó la mecha con diferentes espesores de malla y materiales. Se usó malla en 80 y 40 mesh con diferentes capas en acero inoxidable y cobre.

#### **4.1.2.2 Variación y registro de los flujos de calor y temperaturas**

Para el ensayo se procede a dar un flujo de calor en la zona de evaporación a cada una de las probetas, la longitud en la zona de evaporación es de 0.05 m. Para variar el flujo de calor se usará una resistencia eléctrica tubular a 220 V y un amperaje de 3 amperios, dicha resistencia estará aislada para evitar lo más posible que el calor salga al exterior, un variador de voltaje el mismo que será comandado por un PLC con las suficientes salidas y entradas. Para el registro de las diferentes temperaturas en la zona adiabática, zona de evaporación, a la entrada y salida del agua del intercambiador de calor se usará termocuplas tipo J, las mismas que serán registradas y procesadas en el P.L.C. y en el medidor de temperatura TESTO modelo 735.

#### **4.1.2.3. Cálculo de la temperatura en la zona de condensado**

Para el cálculo de la temperatura en la zona de condensado nos valdremos de las resistencias específicas a través de las diferentes zonas del tubo de calor.

$$rwe = \frac{ro * \varepsilon w}{2 * kw * Le} \quad \text{Ecuación (4. 2)}$$

$$rre = \frac{ro^2 * \varepsilon r}{2 * kr * ri * Le} \quad \text{Ecuación (4. 3)}$$

$$rv = \frac{\pi * ro^2 * Fv * Tv * Lef}{\rho v * hfg} \quad \text{Ecuación (4. 4)}$$

$$rrc = \frac{ro * \varepsilon w}{2 * kr * Lc} \quad \text{Ecuación (4. 5)}$$

$$rwc = \frac{ro^2 * \varepsilon r}{2 * kw * ri * Lc} \quad \text{Ecuación (4. 6)}$$

$$rtc = \frac{1}{Utc} \quad \text{Ecuación (4. 7)}$$

$$At = \pi ro^2 \quad \text{Ecuación (4. 8)}$$

$$\hat{Q} = At * Utc * (Twe - Twc) \quad \text{Ecuación (4. 9)}$$

Dónde:

- we resistencia a través de la pared del evaporador [m<sup>2</sup> °C/W]
- ro radio externo [m]
- εw grosor del relleno [m]
- kw conductividad térmica del material de la mecha [W/m°C]
- rre resistencia a través del relleno pared del evaporador [m<sup>2</sup> °C/W]
- εr grosor de la pared [m]
- kr conductividad térmica efectiva [W/m°C]
- ri radio interno [m]
- rv radio del paso del vapor [m]
- Fv factor de fricción [s/m<sup>4</sup>]
- Tv temperatura de vapor [°C]
- Lef longitud efectiva [m]
- ρv densidad del vapor [kg/m<sup>3</sup>]
- hfg entalpia [J/Kg]
- rrc resistencia a través del relleno pared del condensador [m<sup>2</sup> °C/W]
- Lc longitud de la zona de condensado [m]
- rwc resistencia a través de la pared del condensador [m<sup>2</sup> °C/W]
- rtc resistencia total [m<sup>2</sup> °C/W]
- Utc coeficiente global [W/m<sup>2</sup> °C]
- At área transversal del flujo de calor [m<sup>2</sup>]

- $T_{w,e}$  temperatura en la pared exterior del evaporador [ $^{\circ}\text{C}$ ]  
 $T_{w,c}$  temperatura en la pared exterior del condensador [ $^{\circ}\text{C}$ ]  
 $\dot{Q}$  flujo de calor [W]

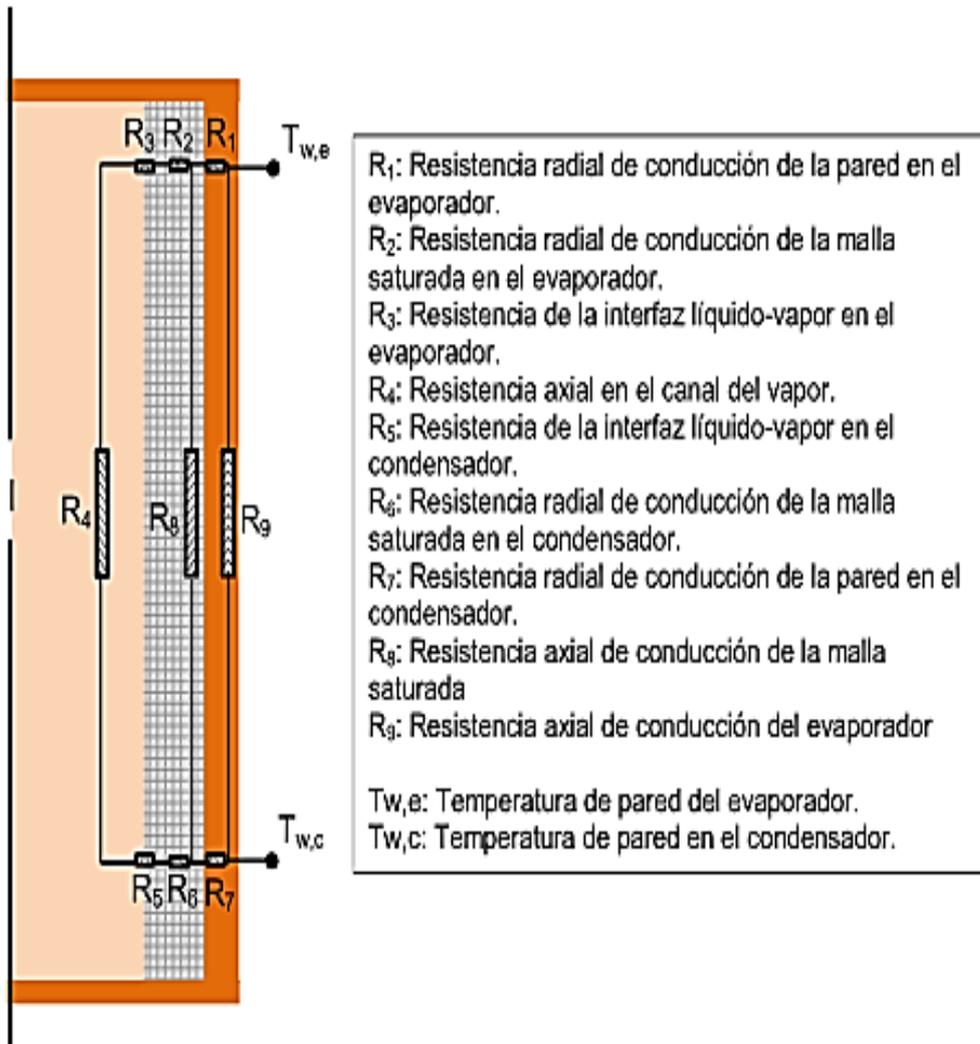


Figura 4. 7 Resistencias térmicas del tubo de calor  
 Elaboración: Ing. Luis Escobar



Figura 4. 8 Bomba de vacío utilizada en la elaboración del tubo de calor  
Elaboración: Ing. Luis Escobar



Figura 4. 9 Probeta de ensayo  
Elaboración: Ing. Luis Escobar



Figura 4. 10 Banco de pruebas para los tubos de calor  
Elaboración: Ing. Luis Escobar



Figura 4. 10 Termómetro TESTO 735 utilizado en el banco de pruebas  
Elaboración: Ing. Luis Escobar

## 4.2. Interpretación de resultados

Para la interpretación de resultados primeramente se calcula el flujo de calor necesario para elevar la temperatura en el intercambiador de calor, para lo cual usamos una bomba cuyo flujo másico  $\dot{m}$  es de 0,0133 Kg/seg. un voltaje de 110 V.

$$Q_{sa} = \dot{m} * C_p * \Delta T \quad \text{Ecuación (4. 10)}$$

Dónde:

$Q_{sa}$  flujo de calor absorbido por el agua [W]

$\dot{m}$  flujo másico 0,0133 [Kg/seg.]

$C_p$  calor específico del agua 4180 [J/Kg. °C]

$\Delta T$  variación de temperatura [°C]

Los resultados obtenidos en cada una de las probetas se detallan en las siguientes tablas, donde se resaltan los límites de funcionabilidad, el tipo de material, el tamaño de la malla y las temperaturas en la zona adiabática.

Para el cálculo de la eficiencia térmica se aplicará la siguiente ecuación:

$$\text{Eficiencia térmica}(\eta)\% = \frac{Q_{sa}}{\text{Flujo de calor de entrada}} \quad \text{Ecuación (4. 11)}$$

### 4.2.1 Ejemplo de cálculo

A continuación se realiza la aplicación de las ecuaciones anotadas con anterioridad para encontrar los diferentes límites de funcionamiento de los tubos de calor.

Los datos de entrada son los siguientes:

Fluido: AGUA DESTILADA

Temperatura en el evaporador: 110°C

Potencia de entrada: 100 W

Densidad del líquido: 996.728 Kg/m<sup>3</sup>

Densidad del vapor: 0.8267 Kg/m<sup>3</sup>

Presión de vapor: 3.175 kPa

Viscosidad del vapor: 1.24 E<sup>-5</sup> Kg/m\*s

Viscosidad del líquido: 2,551 E<sup>-4</sup> Kg /m\*s

Calor latente: 2229,10 KJ/Kg

Tensión superficial: 0,0569 N/m

Conductividad del líquido: 0.608 W/m°C

Factor de trenzado: 1.05

Diámetro externo del tubo: 15.90 mm

Diámetro interno del tubo: 13.80 mm

Longitud de zona del evaporador: 5 cm

Longitud de la zona adiabática: 14 cm

Longitud de la zona de condensado: 5 cm

Número de malla (mesh): 80 / 3150 m<sup>-1</sup>

Número de capas: 5

Conductividad de la mecha: 13.4 W/m°C

Área de la sección transversa de la mecha: 2,13E<sup>-5</sup> m<sup>2</sup>

Factor de trenzado: 1,05

Diámetro del alambre: 1,02 E<sup>-4</sup> m

Diámetro del núcleo del vapor: 1,02 E<sup>-4</sup> m

A) Límite capilar

$$r_c = \frac{1}{2N} = \frac{1}{2 \times 3150}$$
$$r_c = 1.58E^{-4} \text{ m}$$

Ecuación (4. 12)

$$(\Delta P_c)_{max} = \frac{2 \sigma}{r_c} = 2(0.0569)/1.58E^{-4}$$

$$(\Delta P_c)_{max} = 716,85 \text{ N/m}^2$$

$$\epsilon = 1 - \frac{\pi S N d}{4} = 1 - \frac{\pi \times 1,05 \times 3150 \text{ m}^{-1} \times 1,02 E^{-4} \text{ m}}{4} \quad \text{Ecuación (4. 13)}$$

$$\epsilon = 0,735$$

$$K = d^2 \epsilon^3 / 122(1 - \epsilon)^2 = (1,02 E^{-4})^2 m^2 0,735^3 / (122(1 - 0,735)^2)$$

$$K = 4,85 E^{-10} m^2$$

$$F_l = \left( \frac{\mu_l}{K A_w \lambda \rho_l} \right) = 2,551 E^{-4} \left( \frac{Kg}{ms} \right) / (4,85 E^{-10} m^2 \cdot 2,13 m^2 \frac{2229,10 KJ}{Kg} \cdot 950,92 Kg / m^3) \quad \text{Ecuación (4. 14)}$$

$$F_l = 11,67 \frac{\frac{N}{m^2}}{(W m)}$$

$$rh, v = di - 2 tw = 1,38 E^{-2} m - 2 \times 1,02 E^{-3} m \quad \text{Ecuación (4. 15)}$$

$$rh, v = 1.17 E^{-2} m$$

$$F_v = \left( \frac{f_v Re_v \mu_v}{2 r_{h,v}^2 A_v \lambda \rho_v} \right) = 16 * 1,24 E^{-5} / (2 [1.17 E^{-5}]^2 * 2229,10 * 0,8267)$$

$$F_v = 4,12 E^{-3} \frac{\frac{N}{m^2}}{(W m)}$$

$$(QL)_{c,max} = \frac{\frac{2 \sigma}{r_c} - \rho_l g d_v \cos \psi - \rho_l g L_t \sin \psi}{F_l + F_v}$$

$$(QL)_{c,max} = 51,16 \text{ W} - \text{m}$$

$$Q_{c,max} = \frac{(QL)_{c,max}}{0.5 L_c + L_a + 0.5 L_e}$$

$$Q_{c,max} = 269,26 \text{ W}$$

B) Límite sónico

$$Q_{s,máx.} = A_v \rho_v \lambda \left[ \sqrt{\frac{\gamma_v R_v T_v}{2(\gamma_v + 1)}} \right]$$

$$Q_{s,m\acute{a}x.} = 1,29E^{-4} * 0,8267 * 2229,10 \left[ \sqrt{\frac{1,33 * 461,89 * 283,15}{2(1,33 + 1)}} \right]$$

$$Q_{s,m\acute{a}x.} = \mathbf{53,26 \text{ Kw}}$$

C) Límite de arrastre

$$Q_{e,m\acute{a}x.} = A_v \lambda \left[ \sqrt{\frac{\rho_v \sigma}{2(r_{h,s})}} \right] = 1,29E^{-4} * 2229,10 \left[ \sqrt{\frac{0,8267 * 0,0569}{2(1,17E^{-2})}} \right]$$

$$Q_{e,m\acute{a}x.} = \mathbf{4,25 \text{ Kw}}$$

D) Límite de ebullición

$$Q_{b,max} = \frac{2 \pi L_e K_e T_v}{\lambda \rho_v \ln(r_i/r_v)} \left( \frac{2 \sigma}{r_n} - P_c \right) \approx \frac{2 \pi L_e K_e T_v}{\lambda \rho_v \ln(r_i/r_v)} * \frac{2 \sigma}{r_n}$$

$$k_e = \frac{k_l [(k_l + k_w) - (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)]}{k_l [(k_l + k_w) + (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)]}$$

$$k_e = \frac{6,835E^{-1} [(6,835E^{-1} + 15,5) - (1 - 0,735)(6,835E^{-1} - 15,5)]}{6,835E^{-1} [(6,835E^{-1} + 15,5) + (1 - 0,735)(6,835E^{-1} - 15,5)]}$$

$$k_e = 4,59 \frac{W}{(m^{\circ}K)}$$

$$Q_{b,max} = \mathbf{506,34 \text{ W}}$$

Tabla 4. 1 Probeta #1 ensayada a 110°C

<b>CÁLCULOS DE LOS FLUJOS DE CALOR Y EFICIENCIA TÉRMICA PROBETA #1</b>		
<b>Te = 110°C</b>		
<b>Material de la malla</b>	<b>Acero inoxidable</b>	
<b>Tamaño de la malla</b>	80	mesh
<b>Número de capas</b>	5	
<b>Espesor de la malla</b>	2,03E-04	m
<b>Temperatura zona de evaporación, Te</b>	110	°C
<b>Temperatura salida del fluido, Tsf</b>	22,5	°C
<b>Temperatura entrada del fluido, Tef</b>	21,7	°C
<b>Variación de Temperatura del fluido, ΔT</b>	0,8	°C
<b>Calor específico del agua, Cp</b>	4180	J/Kg.°C
<b>Flujo másico, ṁ</b>	0,0133	Kg./s.
<b>Flujo de calor absorbido por el agua, Qsa (Ec. 4.2)</b>	44,48	W
<b>Flujo de calor a la entrada</b>	100,00	W
<b>Longitud zona de condensado, Lc</b>	0,05	m
<b>Longitud zona de adiabática, La</b>	0,14	m
<b>Longitud zona de evaporación, Le</b>	0,05	m
<b>Longitud tubo de calor, L</b>	0,24	m
<b>Área sección trans. núcleo vapor, Av</b>	1,29E-04	m <sup>2</sup>
<b>Diámetro del núcleo del vapor, dv</b>	1,28E-02	m
<b>Diámetro interno del tubo, di</b>	1,38E-02	m
<b>Diámetro externo del tubo, do</b>	1,59E-02	m
<b>Número de la malla, N</b>	3,15E+03	m <sup>-1</sup>
<b>Diámetro del alambre, d</b>	1,02E-04	m
<b>Espesor de la mecha, tw</b>	1,02E-03	m

Elaboración: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 2 Límites de funcionamiento probeta #1 ensayada a 110°C

<b>LÍMITES DE FUNCIONAMIENTO DE LA PROBETA ENSAYADA</b>					
<u>Límite Capilar</u>					
Densidad del líquido, $\rho_l$	950,92	Kg/m <sup>3</sup>	Área sección transversal Mecha, $A_w$	2,13E-05	m <sup>2</sup>
Densidad del vapor, $\rho_v$	0,8267	Kg/m <sup>3</sup>	Factor trenzado de la mecha, $S$	1,05	
Viscosidad del líquido, $\mu_l$	2,551E-04	Kg/m*s.	Porosidad de la mecha, $\epsilon$	7,36E-01	
Viscosidad del vapor, $\mu_v$	1,240E-05	Kg/m*s.	Permeabilidad de la mecha, $K$	4,85E-10	m <sup>2</sup>
Conductividad térmica, $k_l$	6,835E-01	W/m°K	Coefficiente friccional del líquido, $Fl$	11,67	(N/m <sup>2</sup> )/(W-m)
Tensión superficial, $\sigma$	0,0569	N/m			
Calor latente de vaporización, $\lambda$	2.229,10	KJ/Kg			
Radio de capilaridad, $r_c$	1,59E-04	m	Radio de vaporización, $r_v$	6,41E-03	m
Presión máxima de capilaridad, $P_{cm}$	716,85	N/m <sup>2</sup>	Radio del vapor hidráulico, $r_{h,v}$	1,17E-02	m
Presión hidrostática normal, $\Delta P$	119,66	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente de arrastre, (fv Rev)	16	
Máxima presión efectiva de bombeo, $P_{pm}$	597,19	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente friccional del vapor, $F_v$	4,12E-03	(N/m <sup>2</sup> )/(W-m)
Máximo transporte de capilaridad, $Q_{Lc}$ máximo	<b>51,16</b>	<b>W-m</b>			
Límite de capilaridad máxima, $Q_c$ máximo	<b>269,26</b>	<b>W</b>	Ecuaciones 2.7 a la 2.12		
			Eficiencia térmica $\eta$ (ecuación 4.11)	<b>44,48</b>	<b>%</b>
<u>Límite sónico</u>					
Proporción de calor específico, $\gamma_v$	1,3				
Constante universal de los gases, $R$	8,31E+03	J/Kg.-mol-°K			
Peso molecular, $M$	18,00	mol			
Constante del vapor, $R_v$	461,89	J/Kg.-°K			
Límite sónico máximo, $Q_s$ máximo	<b>53,26</b>	<b>KW</b>	Ecuaciones 2.1 a la 2.4		

Continuación tabla 4.2

<b>Límite de arrastre</b>			
Radio hidráulico, $r_{h,s}$	1,08E-04	m	
Límite de escurrimiento máximo, $Q_e$ max.	<b>4,25</b>	<b>KW</b>	Ecuación 2.5
<b>Límite de ebullición</b>			
Radio de nucleación, $r_n$	2,54E-07	m	
Conductividad térmica líquido, $K_l$	6,84E-01	W/m <sup>°K</sup>	
Conductividad térmica material, $K_w$	15,50	W/m <sup>°K</sup>	
Conductividad térmica efectiva, $K_e$	4,59	W/m <sup>°K</sup>	
Límite de arrastre, $Q_b$ max.	<b>506,34</b>	<b>W</b>	Ecu. 2.6 y tabla 2.2

Elaboración: Ing. Luis Escobar

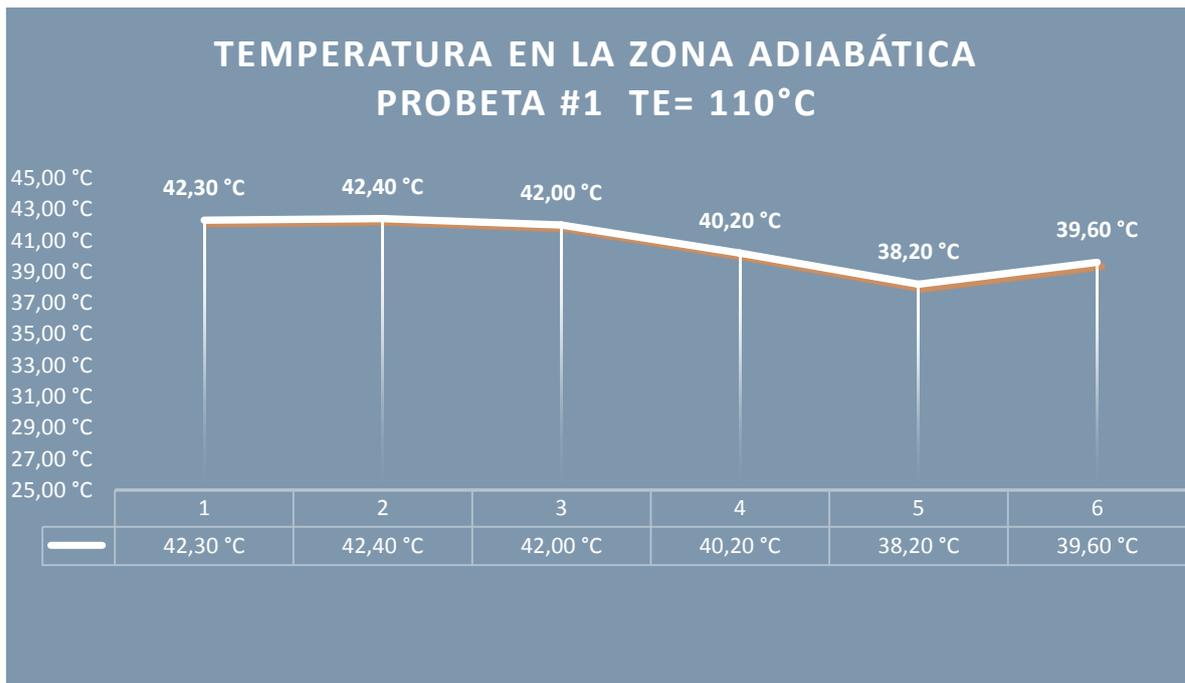


Gráfico 4. 1Probeta #1 ensayada a 110°C

Elaboración: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 3 Probeta #1 ensayada a 143°C

<b>CÁLCULOS DE LOS FLUJOS DE CALOR Y EFICIENCIA TÉRMICA PROBETA #1 <math>T_e = 143^\circ\text{C}</math></b>		
Material de la malla	Acero inoxidable	
Tamaño de la malla	80	mesh
Número de capas	5	
Espesor de la malla	2,03E-04	m
Temperatura zona de evaporación, $T_e$	143	°C
Temperatura salida del fluido, $T_{sf}$	23,1	°C
Temperatura entrada del fluido, $T_{ef}$	22,1	°C
Variación de Temperatura del fluido, $\Delta T$	1	°C
Calor específico del agua, $C_p$	4180	J/Kg.°C
Flujo másico, $\dot{m}$	0,0133	Kg./s.
Flujo de calor absorbido por el agua, $Q_{sa}$ (Ec. 4.2)	<b>55,59</b>	<b>W</b>
Flujo de calor a la entrada	<b>100,00</b>	<b>W</b>
Longitud zona de condensado, $L_c$	0,05	m
Longitud zona de adiabática, $L_a$	0,14	m
Longitud zona de evaporación, $L_e$	0,05	m
Diámetro. externo del tubo, $d_o$	1,59E-02	m
Número de la malla, $N$	3,15E+03	$\text{m}^{-1}$
Diámetro del alambre, $d$	1,02E-04	m
Espesor de la mecha, $t_w$	1,02E-03	m
Diámetro interno del tubo, $d_i$	1,38E-02	m
Diámetro del núcleo del vapor, $d_v$	1,28E-02	m
Área sección transversal núcleo vapor, $A_v$	1,29E-04	$\text{m}^2$
Longitud tubo de calor, $L$	0,24	m

Elaboración: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 4 Límites de funcionamiento probeta #1 ensayada a 143°C

<b>LÍMITES DE FUNCIONAMIENTO DE LA PROBETA ENSAYADA</b>					
<b>Límite Capilar</b>					
Densidad del líquido, $\rho_l$	923,17	Kg/m <sup>3</sup>	Área sección transversal Mecha, $A_w$	2,13E-05	m <sup>2</sup>
Densidad del vapor, $\rho_v$	2,129	Kg/m <sup>3</sup>	Factor de trenzado de la mecha ( $\approx 1.05$ ), $S$	1,05	
Viscosidad del líquido, $\mu_l$	1,917E-04	Kg/m*seg	Porosidad de la mecha, $\epsilon$	7,36E-01	
Viscosidad del vapor, $\mu_v$	1,361E-05	Kg/m*seg	Permeabilidad de la mecha, $K$	4,85E-10	m <sup>2</sup>
Conductividad térmica, $k_l$	6,873E-01	W/m°K	Coefficiente friccional del líquido, $F_l$	9,44	(N/m <sup>2</sup> )/(W-m)
Tensión superficial, $\sigma$	0,0501	N/m			
Calor latente de vaporización, $\lambda$	2.134,00	KJ/Kg			
Radio de capilaridad, $r_c$	1,59E-04	m	Radio de vaporización, $r_v$	6,41E-03	m <sup>2</sup>
Presión máxima de capilaridad, $P_{cm}$	631,56	N/m <sup>2</sup>	Radio del vapor hidráulico, $r_{h,v}$	1,01E-02	m
Presión hidrostática normal, $\Delta P$	116,17	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente de arrastre, ( $f_v$ Rev)	16	
Máxima presión efectiva de bombeo, $P_{pm}$	515,39	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente friccional del vapor, $F_v$	1,84E-03	(N/m <sup>2</sup> )/(W-m)
Máximo transporte de capilaridad, $Q_{Lc}$ máximo	<b>54,61</b>	<b>W-m</b>			
Límite de capilaridad máxima, $Q_c$ máximo	<b>287,44</b>	<b>W</b>	Ecuaciones 2.7 a la 2.12		
			Eficiencia térmica $\eta$ (ecuación 4.11)	<b>55,59</b>	%
<b>Límite sónico</b>					
Proporción de calor específico, $\gamma_v$	1,3				
Constante universal de los gases, $R$	8,31E+03	J/Kg.-mol-°K			
Peso molecular, $M$	18,00	mol			
Constante del vapor, $R_v$	461,89	J/Kg.-°K			
Límite sónico máximo, $Q_s$ máximo	<b>136,84</b>	<b>KW</b>	Ecuaciones 2.1 a la 2.4		

Continuación tabla 4.4

<b>Límite de arrastre</b>			
Radio hidráulico, $r_{h,s}$	1,08E-04	m	
Límite de escurrimiento máximo, $Q_e \text{ max.}$	<b>6,13</b>	<b>KW</b>	Ecuación 2.5
<b>Límite de ebullición</b>			
Radio de nucleación, $r_n$	2,54E-07	m	
Conductividad térmica líquido, $K_l$	6,84E-01	W/m <sup>°K</sup>	
Conductividad térmica material, $K_w$	15,50	W/m <sup>°K</sup>	
Conductividad térmica efectiva, $K_e$	4,59	W/m <sup>°K</sup>	
Límite de arrastre, $Q_b \text{ max.}$	<b>235,22</b>	<b>W</b>	Ecu. 2.6 y tabla 2.2

Elaboración: Ing. Luis Escobar

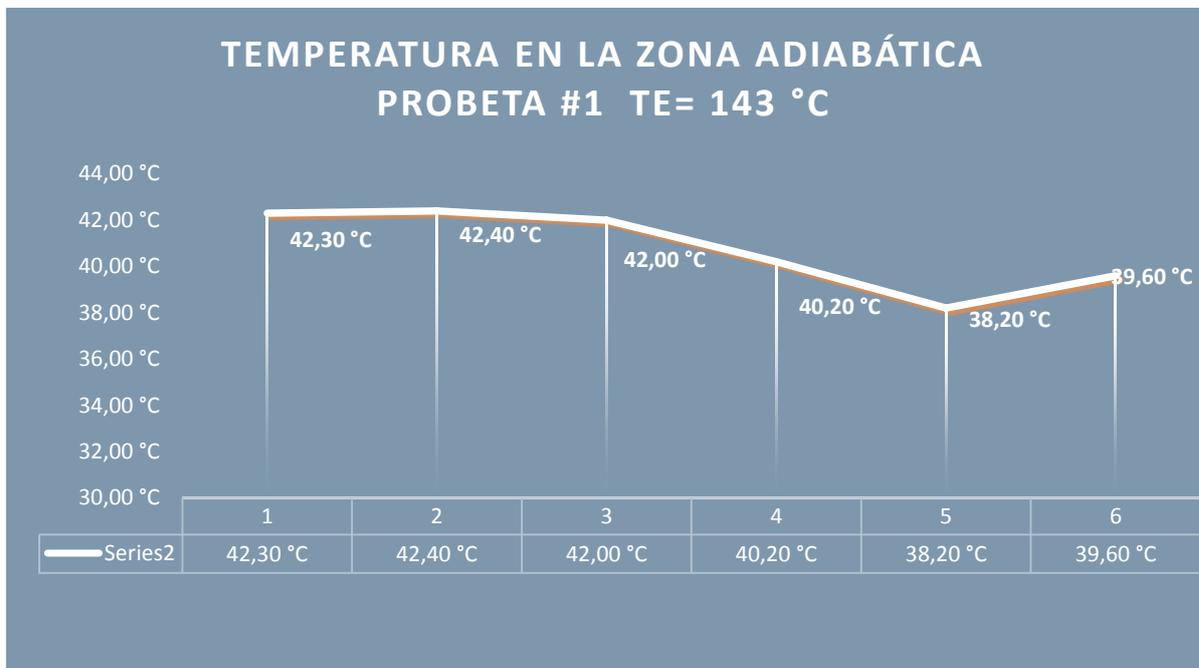


Gráfico 4. 2 Probeta #1 ensayada a 143°C

Elaboración: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 5 Probeta #2 ensayada a 110°C

<b>CÁLCULOS DE LOS FLUJOS DE CALOR Y EFICIENCIA TÉRMICA PROBETA # 2 Te= 110°C</b>		
Material de la malla	Acero inoxidable	
Tamaño de la malla	80	Mesh
Número de capas	4	
Espesor de la malla	2,03E-04	M
Temperatura zona de evaporación, Te	110	°C
Temperatura salida del fluido, Tsf	22,1	°C
Temperatura entrada del fluido, Tef	21,5	°C
Variación de Temperatura del fluido, $\Delta T$	0,6	°C
Calor específico del agua, Cp	4180	J/Kg.°C
Flujo másico, $\dot{m}$	0,0133	Kg./s.
Flujo de calor absorbido por el agua, Qsa (Ec. 4.2)	<b>33,36</b>	<b>W</b>
Flujo de calor a la entrada	<b>100,00</b>	<b>W</b>
Longitud tubo de calor, L	0,24	M
Longitud zona de condensado, Lc	0,05	M
Longitud zona de adiabática, La	0,14	M
Longitud zona de evaporación, Le	0,05	M
Diámetro externo del tubo, do	1,59E-02	M
Número de la malla, N	3,15E+03	m <sup>-1</sup>
Diámetro del alambre, d	1,02E-04	M
Espesor de la mecha, tw	8,13E-04	M
Diámetro interno del tubo, di	1,38E-02	M
Diámetro del núcleo del vapor, dv	1,30E-02	M
Área sección transversal núcleo vapor, Av	1,33E-04	m <sup>2</sup>

Elaboración: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 6 Límites de funcionamiento probeta #2 ensayada a 110°C

<b>LÍMITES DE FUNCIONAMIENTO DE LA PROBETA ENSAYADA</b>					
<u>Límite Capilar</u>					
Densidad del líquido, $\rho_l$	950,92	Kg/m <sup>3</sup>	Área sección transversal Mecha, $A_w$	1,72E-05	m <sup>2</sup>
Densidad del vapor, $\rho_v$	0,8267	Kg/m <sup>3</sup>	Factor de trenzado de la mecha ( $\approx 1.05$ ), $S$	1,05	
Viscosidad del líquido, $\mu_l$	2,551E-04	Kg/m*seg	Porosidad de la mecha, $\epsilon$	7,36E-01	
Viscosidad del vapor, $\mu_v$	1,240E-05	Kg/m*seg	Permeabilidad de la mecha, $K$	4,85E-10	m <sup>2</sup>
Conductividad térmica, $kl$	6,835E-01	W/m°K	Coefficiente friccional del líquido, $F_l$	14,48	(N/m <sup>2</sup> )/(W-m)
Tensión superficial, $\sigma$	0,0569	N/m			
Calor latente de vaporización, $\lambda$	2.229,10	KJ/Kg			
Radio de capilaridad, $r_c$	1,59E-04	m	Radio de vaporización, $r_v$	6,52E-03	m <sup>2</sup>
Presión máxima de capilaridad, $P_{cm}$	716,85	N/m <sup>2</sup>	Radio del vapor hidráulico, $r_{h,v}$	1,01E-02	m
Presión hidrostática normal, $\Delta P$	121,55	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente de arrastre, ( $f_v$ Rev)	16	
Máxima presión efectiva de bombeo $P_{pm}$	595,30	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente friccional del vapor, $F_v$	4,00E-03	(N/m <sup>2</sup> )/(W-m)
Máximo transporte de capilaridad, $Q_{Lc}$ máxima	<b>41,11</b>	<b>W-m</b>			
Límite de capilaridad máxima, $Q_c$ máximo	<b>216,37</b>	<b>W</b>	Ecuaciones 2.7 a la 2.12		
			Eficiencia térmica $\eta$ (ecuación 4.11)	<b>33,36</b>	<b>%</b>
<u>Límite sónico</u>					
Proporción de calor específico, $\gamma_v$	1,3				
Constante universal de los gases, $R$	8,31E+03	J/Kg.-mol-°K			
Peso molecular, $M$	18,00	mol			
Constante del vapor, $R_v$	461,89	J/Kg.-°K			
Límite sónico máximo, $Q_s$ máxima	<b>54,96</b>	<b>KW</b>	Ecuaciones 2.1 a la 2.4		

<b>Límite de arrastre</b>			
<b>Radio hidráulico, <math>r_{h,s}</math></b>	1,08E-04	m	
<b>Límite de escurrimiento máxima, <math>Q_e</math> máx.</b>	4,39	KW	Ecuación 2.5
<b>Límite de ebullición</b>			
<b>Radio de nucleación, <math>r_n</math></b>	2,54E-07	m	
<b>Conductividad térmica del líquido, <math>K_l</math></b>	6,84E-01	W/m <sup>°K</sup>	
<b>Conductividad térmica del material, <math>K_w</math></b>	15,50	W/m <sup>°K</sup>	
<b>Conductividad térmica efectiva, <math>K_e</math></b>	4,59	W/m <sup>°K</sup>	
<b>Límite de arrastre, <math>Q_b</math> max.</b>	637,86	W	Ecu. 2.6 y tabla 2.2

Elaboración: Ing. Luis Escobar

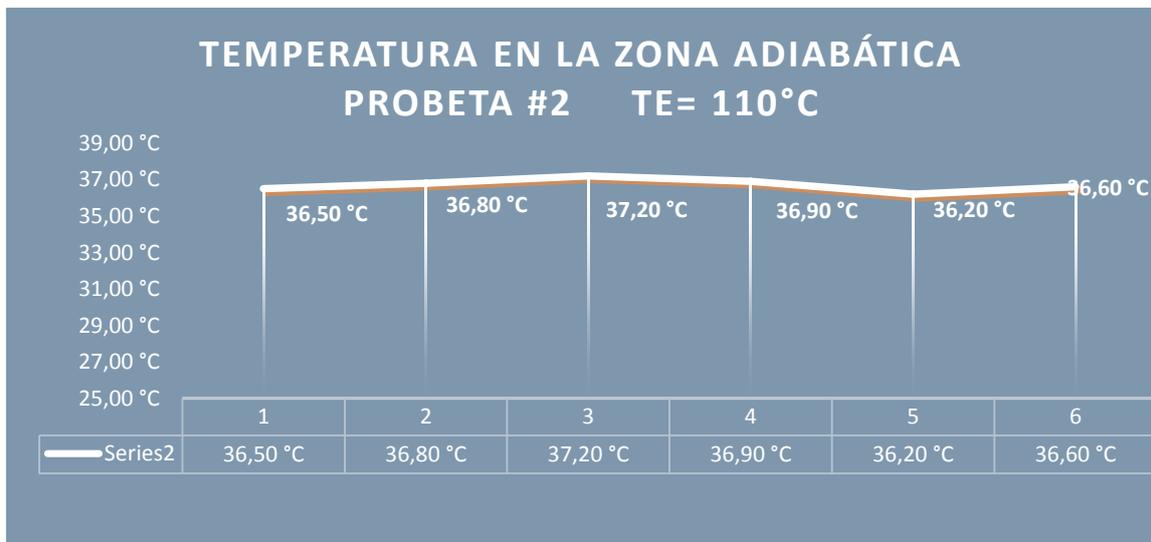


Gráfico 4. 3 Probeta #2 ensayada a 110°C

Elaboración: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 7 Probeta #2 ensayada a 143°C

<b>CÁLCULOS DE LOS FLUJOS DE CALOR Y EFICIENCIA TÉRMICA PROBETA # 2 <math>T_e= 143^\circ\text{C}</math></b>		
Material de la malla	Acero inoxidable	
Tamaño de la malla	80	mesh
Número de capas	4	
Espesor de la malla	2,03E-04	m
Temperatura zona de evaporación, $T_e$	143	°C
Temperatura salida del fluido, $T_{sf}$	23,3	°C
Temperatura entrada del fluido, $T_{ef}$	22,1	°C
Variación de temperatura del fluido, $\Delta T$	1,2	°C
Calor específico del agua, $C_p$	4180	J/Kg.°C
Flujo másico, $\dot{m}$	0,0133	Kg./s.
Flujo de calor absorbido por el agua, $Q_{sa}$ (Ec. 4.2)	<b>66,71</b>	<b>W</b>
Flujo de calor a la entrada	<b>100,00</b>	<b>W</b>
Longitud tubo de calor, $L$	0,24	m
Longitud zona de condensado, $L_c$	0,05	m
Longitud zona de adiabática, $L_a$	0,14	m
Longitud zona de evaporación, $L_e$	0,05	m
Diámetro externo del tubo, $d_o$	1,59E-02	m
Número de la malla, $N$	3,15E+03	$\text{m}^{-1}$
Diámetro del alambre, $d$	1,02E-04	m
Espesor de la mecha, $t_w$	8,13E-04	m
Diámetro interno del tubo, $d_i$	1,38E-02	m
Diámetro del núcleo del vapor, $d_v$	1,30E-02	m
Área sección transversal núcleo vapor, $A_v$	1,33E-04	$\text{m}^2$

Elaboración: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 8 Límites de funcionamiento probeta #2 ensayada a 143°C

<b>LÍMITES DE FUNCIONAMIENTO DE LA PROBETA ENSAYADA</b>					
<u>Límite Capilar</u>					
Densidad del líquido, $\rho_l$	923,17	Kg/m <sup>3</sup>	Área sección transversal Mecha, $A_w$	1,72E-05	m <sup>2</sup>
Densidad del vapor, $\rho_v$	2,129	Kg/m <sup>3</sup>	Factor de trenzado de la mecha ( $\approx 1.05$ ), $S$	1,05	
Viscosidad del líquido, $\mu_l$	1,917E-04	Kg/m*seg	Porosidad de la mecha, $\epsilon$	7,36E-01	
Viscosidad del vapor, $\mu_v$	1,361E-05	Kg/m*seg	Permeabilidad de la mecha, $K$	4,85E-10	m <sup>2</sup>
Conductividad térmica, $k_l$	6,873E-01	W/m°K	Coefficiente friccional del líquido, $F_l$	11,70	(N/m <sup>2</sup> )/(W-m)
Tensión superficial, $\sigma$	0,0501	N/m			
Calor latente de vaporización, $\lambda$	2.134,00	KJ/Kg			
Radio de capilaridad, $r_c$	1,59E-04	m	Radio de vaporización, $r_v$	6,52E-03	m <sup>2</sup>
Presión máxima de capilaridad, $P_{cm}$	631,56	N/m <sup>2</sup>	Radio del vapor hidráulico, $r_{h,v}$	1,01E-02	m
Presión hidrostática normal, $\Delta P$	118,01	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente de arrastre, ( $f_v$ Rev)	16	
Máxima presión efectiva de bombeo, $P_{pm}$	513,55	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente friccional del vapor, $F_v$	1,78E-03	(N/m <sup>2</sup> )/(W-m)
Máximo transporte de capilaridad, $Q_{Lc}$ máxima	<b>43,87</b>	<b>W-m</b>			
Límite de capilaridad máxima, $Q_c$ máxima	<b>230,89</b>	<b>W</b>	Ecuaciones 2.7 a la 2.12		
			Eficiencia térmica $\eta$ (ecuación 4.11)	<b>66,71</b>	<b>%</b>
<u>Límite sónico</u>					
Proporción de calor específico, $\gamma_v$	1,3				
Constante universal de los gases, $R$	8,31E+03	J/Kg.-mol-°K			
Peso molecular, $M$	18,00	mol			
Constante del vapor, $R_v$	461,89	J/Kg.-°K			
Límite sónico máximo, $Q_s$ máxima	<b>141,20</b>	<b>KW</b>	Ecuaciones 2.1 a la 2.4		

Continuación tabla 4.8

<b>Límite de arrastre</b>			
<b>Radio hidráulico, <math>r_{h,s}</math></b>	1,08E-04	m	
<b>Límite de escurrimiento máxima, <math>Q_e</math> máxima</b>	<b>6,33</b>	<b>KW</b>	Ecuación 2.5
<b>Límite de ebullición</b>			
<b>Radio de nucleación, <math>r_n</math></b>	2,54E-07	m	
<b>Conductividad térmica del líquido, <math>K_l</math></b>	6,84E-01	W/m <sup>°K</sup>	
<b>Conductividad térmica del material, <math>K_w</math></b>	15,50	W/m <sup>°K</sup>	
<b>Conductividad térmica efectiva, <math>K_e</math></b>	4,59	W/m <sup>°K</sup>	
<b>Límite de arrastre, <math>Q_b</math> max.</b>	<b>296,32</b>	<b>W</b>	Ecu. 2.6 y tabla 2.2

Elaboración: Ing. Luis Escobar

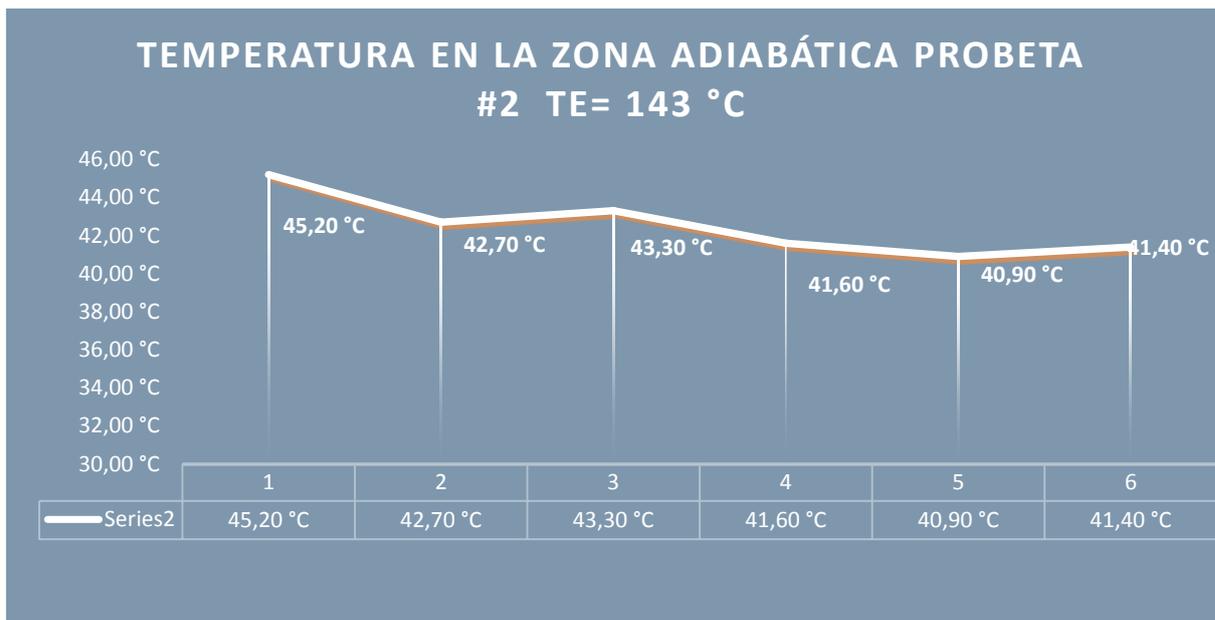


Gráfico 4. 4 Probeta #2 ensayad a 143°C

Elaboración: Ing. Luis Escobar.

Tabla 4. 9 Probeta #3 ensayada a 110°C

<b>CÁLCULOS DE LOS FLUJOS DE CALOR Y EFICIENCIA TÉRMICA PROBETA # 3 <math>T_e= 110^\circ\text{C}</math></b>		
Material de la malla	Acero inoxidable	
Tamaño de la malla	80	mesh
Número de capas	3	
Espesor de la malla	2,03E-04	m
Temperatura zona de evaporación, $T_e$	110	°C
Temperatura salida del fluido, $T_{sf}$	21,4	°C
Temperatura entrada del fluido, $T_{ef}$	20,7	°C
Variación de temperatura del fluido, $\Delta T$	0,7	°C
Calor específico del agua, $C_p$	4180	J/Kg.°C
Flujo másico, $\dot{m}$	0,0133	Kg./s.
Flujo de calor absorbido por el agua, $Q_{sa}$ (Ec. 4.2)	<b>38,92</b>	<b>W</b>
Flujo de calor a la entrada	<b>100,00</b>	<b>W</b>
Longitud tubo de calor, $L$	0,24	m
Longitud zona de condensado, $L_c$	0,05	m
Longitud zona de adiabática, $L_a$	0,14	m
Longitud zona de evaporación, $L_e$	0,05	m
Diámetro externo del tubo, $d_o$	1,59E-02	m
Número de la malla, $N$	3,15E+03	$\text{m}^{-1}$
Diámetro del alambre, $d$	1,02E-04	m
Espesor de la mecha, $t_w$	6,10E-04	m
Diámetro del núcleo del vapor, $d_v$	1,32E-02	m
Área sección transversal núcleo vapor, $A_v$	1,38E-04	$\text{m}^2$
Diámetro interno del tubo, $d_i$	1,38E-02	m

Elaboración: Ing. Luis Escobar.

Tabla 4. 10 Límites de funcionamiento probeta #3 ensayada a 110°C

<b>LÍMITES DE FUNCIONAMIENTO PROBETA ENSAYADA</b>					
<b>Límite Capilar</b>					
Densidad del líquido, $\rho_l$	950,92	Kg/m <sup>3</sup>	Área sección transversal Mecha, $A_w$	1,30E-05	m <sup>2</sup>
Densidad del vapor, $\rho_v$	0,8267	Kg/m <sup>3</sup>	Factor de trenzado de la mecha ( $\approx 1.05$ ), $S$	1,05	
Viscosidad del líquido, $\mu_l$	2,551E-04	Kg/m*seg	Porosidad de la mecha, $\epsilon$	7,36E-01	
Viscosidad del vapor, $\mu_v$	1,240E-05	Kg/m*seg	Permeabilidad de la mecha, $K$	4,85E-10	m <sup>2</sup>
Conductividad Térmica, $kl$	6,835E-01	W/m°K	Coefficiente friccional del líquido, $F_l$	19,16	(N/m <sup>2</sup> )/(W-m)
Tensión superficial, $\sigma$	0,0569	N/m			
Calor latente de vaporización, $\lambda$	2.229,10	J/Kg			
Radio de capilaridad, $r_c$	1,59E-04	m	Radio de vaporización, $r_v$	6,62E-03	m <sup>2</sup>
Presión máx de capilaridad, $P_{cm}$	716,85	N/m <sup>2</sup>	Radio del vapor hidráulico, $r_{h,v}$	1,01E-02	m
Presión hidrostática normal, $\Delta P$	123,45	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente de arrastre, ( $f_v$ Rev)	16	
Máxima presión efectiva de bombeo, $P_{pm}$	593,40	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente friccional del vapor, $F_v$	3,87E-03	(N/m <sup>2</sup> )/(W-m)
Máximo transporte de capilaridad, $Q_{Lc}$ . Máxima	<b>30,97</b>	<b>W-m</b>			
Límite de capilaridad máxima, $Q_c$ . máxima	<b>163,00</b>	<b>W</b>	Ecuaciones 2.7 a la 2.12		
			Eficiencia térmica $\eta$ (ecuación 4.11)	<b>38,92</b>	<b>%</b>
<b>Límite sónico</b>					
Proporción de calor específico, $\gamma_v$	1,3				
Constante universal de los gases, $R$	8,31E+03	J/Kg.-mol-°K			
Peso molecular, $M$	18,00	mol			
Constante del vapor, $R_v$	461,89	J/Kg.-°K			
Límite sónico máximo, $Q_s$ máxima	<b>56,68</b>	<b>KW</b>	Ecuaciones 2.1 a la 2.4		

Continuación tabla 4.10

<b>Límite de arrastre</b>			
Radio hidráulico, $r_{h,s}$	1,08E-04	m	
Límite de escurrimiento máxima, $Q_e$ Máxima	<b>4,53</b>	<b>KW</b>	Ecuación 2.5
<b>Límite de ebullición</b>			
Radio de nucleación, $r_n$	2,54E-07	m	
Conductividad térmica del líquido, $K_l$	6,84E-01	W/m <sup>°K</sup>	
Conductividad térmica del material, $K_w$	15,50	W/m <sup>°K</sup>	
Conductividad térmica efectiva, $K_e$	4,59	W/m <sup>°K</sup>	
Límite de arrastre, $Q_b$ max.	<b>857,03</b>	<b>W</b>	Ecu. 2.6 y tabla 2.2

Elaboración: Ing. Luis Escobar.

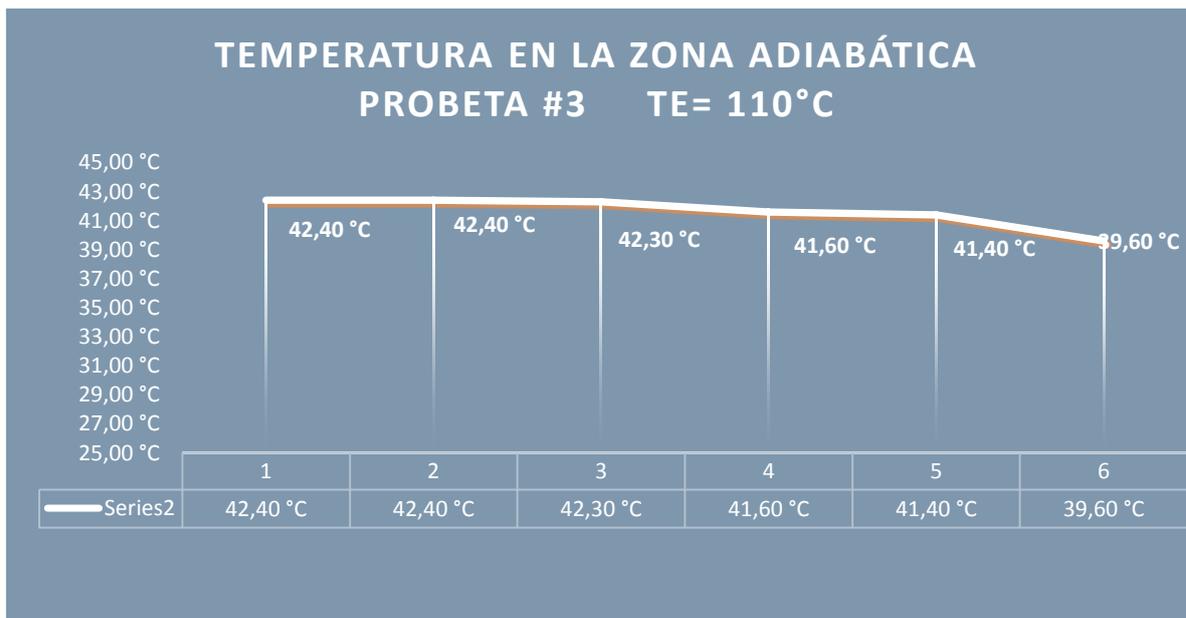


Gráfico 4. 5 Probeta #3 ensayada a 110°C

Elaboración: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 11 Probeta #3 ensayada a 143°C

<b>CÁLCULOS DE LOS FLUJOS DE CALOR Y EFICIENCIA TÉRMICA PROBETA # 3 <math>T_e= 143^\circ\text{C}</math></b>		
Material de la malla	Acero inoxidable	
Tamaño de la malla	80	mesh
Número de capas	3	
Espesor de la malla	2,03E-04	m
Temperatura zona de evaporación, $T_e$	143	°C
Temperatura salida del fluido, $T_{sf}$	23,3	°C
Temperatura entrada del fluido, $T_{ef}$	22,1	°C
Variación de temperatura del fluido, $\Delta T$	1,2	°C
Calor específico del agua, $C_p$	4180	J/Kg.°C
Flujo másico, $\dot{m}$	0,0133	Kg./s.
Flujo de calor absorbido por el agua, $Q_{sa}$ (Ec. 4.2)	<b>66,71</b>	<b>W</b>
Flujo de calor a la entrada	<b>100,00</b>	<b>W</b>
Longitud tubo de calor, $L$	0,24	m
Longitud zona de condensado, $L_c$	0,05	m
Longitud zona de adiabática, $L_a$	0,14	m
Longitud zona de evaporación, $L_e$	0,05	m
Diámetro externo del tubo, $d_o$	1,59E-02	m
Número de la malla, $N$	3,15E+03	$\text{m}^{-1}$
Diámetro del alambre, $d$	1,02E-04	m
Espesor de la mecha, $t_w$	6,10E-04	m
Diámetro interno del tubo, $d_i$	1,38E-02	m
Diámetro del núcleo del vapor, $d_v$	1,32E-02	m
Área sección transversal núcleo vapor, $A_v$	1,38E-04	$\text{m}^2$

Elaboración: Ing. Luis Escobar.

Tabla 4. 12 Límites de funcionamiento probeta #3 ensayada a 143°C

<b>LÍMITES DE FUNCIONAMIENTO DE LA PROBETA ENSAYADA</b>					
<u>Límite Capilar</u>					
Densidad del líquido, $\rho_l$	923,17	Kg/m <sup>3</sup>	Área sección transversal Mecha, $A_w$	1,30E-05	m <sup>2</sup>
Densidad del vapor, $\rho_v$	2,129	Kg/m <sup>3</sup>	Factor de trenzado de la mecha ( $\approx 1.05$ ), $S$	1,05	
Viscosidad del líquido, $\mu_l$	1,917E-04	Kg/m*seg	Porosidad de la mecha, $\epsilon$	7,36E-01	
Viscosidad del vapor, $\mu_v$	1,361E-05	Kg/m*seg	Permeabilidad de la mecha, $K$	4,85E-10	m <sup>2</sup>
Conductividad térmica, $k_l$	6,873E-01	W/m°K	Coefficiente friccional del líquido, $F_l$	15,49	(N/ m <sup>2</sup> )/(W-m)
Tensión superficial, $\sigma$	0,0501	N/m			
Calor latente de vaporización, $\lambda$	2.134,00	KJ/Kg			
Radio de capilaridad, $r_c$	1,59E-04	m	Radio de vaporización, $r_v$	6,62E-03	m <sup>2</sup>
Presión máx de capilaridad, $P_{cm}$	631,56	N/m <sup>2</sup>	Radio del vapor hidráulico, $r_{h,v}$	1,01E-02	m
Presión hidrostática normal, $\Delta P$	119,85	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente de arrastre, ( $f_v$ Rev)	16	
Máxima presión efectiva de bombeo, $P_{pm}$	511,71	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente friccional del vapor, $F_v$	1,73E-03	(N/ m <sup>2</sup> )/(W-m)
Máximo transporte de capilaridad, $Q_{Lc}$ máxima	<b>33,03</b>	<b>W-m</b>			
Límite de capilaridad máxima, $Q_c$ máxima	<b>173,86</b>	<b>W</b>	Ecuaciones 2.7 a la 2.12		
			Eficiencia térmica $\eta$ (ecuación 4.11)	<b>66,71</b>	<b>%</b>
<u>Límite sónico</u>					
Proporción de calor específico, $\gamma_v$	1,3				
Constante universal de los gases, $R$	8,31E+03	J/Kg.-mol-°K			
Peso molecular, $M$	18,00	mol			
Constante del vapor, $R_v$	461,89	J/Kg.-°K			
Límite sónico máximo, $Q_s$ máxima	<b>145,64</b>	<b>KW</b>	Ecuaciones 2.1 a la 2.4		

<b>Límite de arrastre</b>			
Radio hidráulico, $r_{h,s}$	1,08E-04	m	
Límite de escurrimiento máxima, $Q_e$ máxima	<b>6,53</b>	<b>KW</b>	Ecuación 2.5
<b>Límite de ebullición</b>			
Radio de nucleación, $r_n$	2,54E-07	m	
Conductividad térmica del líquido, $K_l$	6,84E-01	W/m <sup>°K</sup>	
Conductividad térmica del material, $K_w$	15,50	W/m <sup>°K</sup>	
Conductividad térmica efectiva, $K_e$	4,59	W/m <sup>°K</sup>	
Límite de arrastre, $Q_b$ max.	<b>398,14</b>	<b>W</b>	Ecu. 2.6 y tabla 2.2

Elaboración: Ing. Luis Escobar.

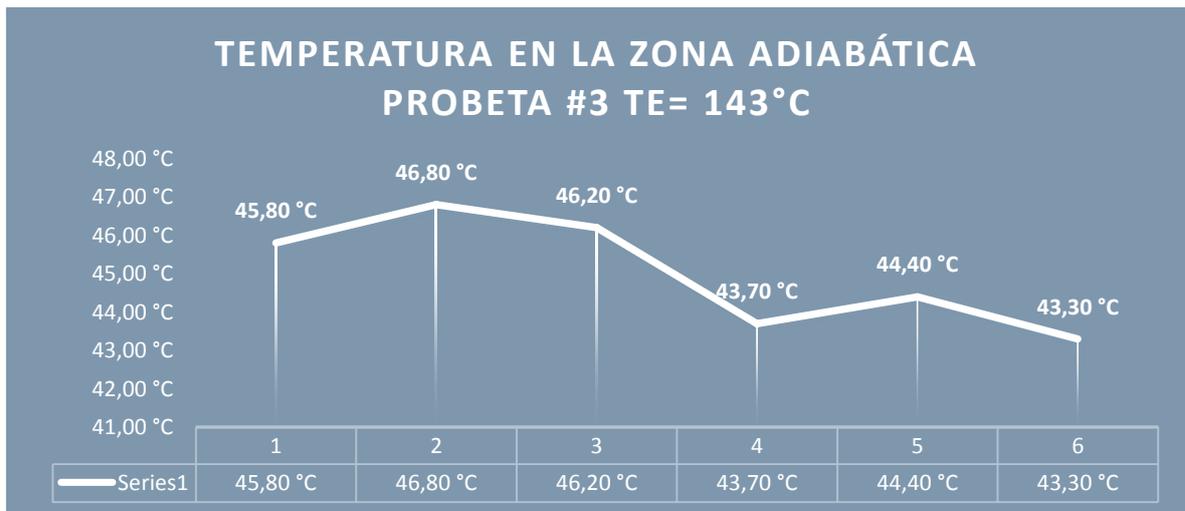


Gráfico 4. 6 Probeta #3 ensayada a 143°C

Elaboración: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 13 Probeta #4 ensayada a 110°C

<b>CÁLCULOS DE LOS FLUJOS DE CALOR Y EFICIENCIA TÉRMICA PROBETA # 4 <math>T_e= 110^\circ\text{C}</math></b>		
Material de la malla	Acero inoxidable	
Tamaño de la malla	80	mesh
Número de capas	2	
Espesor de la malla	2,03E-04	m
Temperatura zona de evaporación, $T_e$	110	°C
Temperatura salida del fluido, $T_{sf}$	21,8	°C
Temperatura entrada del fluido, $T_{ef}$	20,7	°C
Variación de temperatura del fluido, $\Delta T$	1,1	°C
Calor específico del agua, $C_p$	4180	J/Kg.°C
Flujo másico, $\dot{m}$	0,0133	Kg./s.
Flujo de calor absorbido por el agua, $Q_{sa}$ (Ec. 4.2)	<b>61,15</b>	<b>W</b>
Flujo de calor a la entrada	<b>100,00</b>	<b>W</b>
Longitud tubo de calor, $L$	0,24	m
Longitud zona de condensado, $L_c$	0,05	m
Longitud zona de adiabática, $L_a$	0,14	m
Longitud zona de evaporación, $L_e$	0,05	m
Diámetro externo del tubo, $d_o$	1,59E-02	m
Número de la malla, $N$	3,15E+03	$\text{m}^{-1}$
Diámetro del alambre, $d$	1,02E-04	m
Espesor de la mecha, $t_w$	4,06E-04	m
Diámetro interno del tubo, $d_i$	1,38E-02	m
Diámetro del núcleo del vapor, $d_v$	1,34E-02	m
Área sección transversal núcleo vapor, $A_v$	1,42E-04	$\text{m}^2$

Elaboración: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 14 Límites de funcionamiento probeta #4 ensayada a 110°C

<b>LÍMITES DE FUNCIONAMIENTO PROBETA ENSAYADA</b>					
<b>Límite Capilar</b>					
Densidad del líquido, $\rho_l$	950,92	Kg/m <sup>3</sup>	Área sección transversal Mecha, $A_w$	8,71E-06	m <sup>2</sup>
Densidad del vapor, $\rho_v$	0,8267	Kg/m <sup>3</sup>	Factor de trenzado de la mecha ( $\approx 1.05$ ), $S$	1,05	
Viscosidad del líquido, $\mu_l$	2,551E-04	Kg/m*seg	Porosidad de la mecha, $\epsilon$	7,36E-01	
Viscosidad del vapor, $\mu_v$	1,240E-05	Kg/m*seg	Permeabilidad de la mecha, $K$	4,85E-10	m <sup>2</sup>
Conductividad térmica, $k_l$	6,835E-01	W/m°K	Coefficiente friccional del líquido, $F_l$	28,52	(N/ m <sup>2</sup> )/(W-m)
Tensión superficial, $\sigma$	0,0569	N/m			
Calor latente de vaporización, $\lambda$	2.229,10	KJ/Kg			
Radio de capilaridad, $r_c$	1,59E-04	m	Radio de vaporización, $r_v$	6,72E-03	m <sup>2</sup>
Presión máx de capilaridad, $P_{cm}$	716,85	N/m <sup>2</sup>	Radio del vapor hidráulico, $r_{h,v}$	1,01E-02	m
Presión hidrostática normal, $\Delta P$	125,34	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente de arrastre, ( $f_v$ Rev)	16	
Máxima presión efectiva de bombeo, $P_{pm}$	591,51	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente friccional del vapor, $F_v$	3,76E-03	(N/ m <sup>2</sup> )/(W-m)
Máximo transporte de capilaridad, $Q_{Lc}$ . máxima	<b>20,74</b>	<b>W-m</b>			
Límite de capilaridad máxima, $Q_c$ . máxima	<b>109,14</b>	<b>W</b>	Ecuaciones 2.7 a la 2.12		
			Eficiencia térmica $\eta$ (ecuación 4.11)	<b>61,15</b>	%
<b>Límite sónico</b>					
Proporción de calor específico, $\gamma_v$	1,3				
Constante universal de los gases, $R$	8,31E+03	J/Kg.-mol-°K			
Peso molecular, $M$	18,00	mol			
Constante del vapor, $R_v$	461,89	J/Kg.-°K			
Límite sónico máximo, $Q_s$ máxima	<b>58,44</b>	<b>KW</b>	Ecuaciones 2.1 a la 2.4		

<b>Límite de arrastre</b>			
Radio hidráulico, $r_{h,s}$	1,08E-04	m	
Límite de escurrimiento Máxima, $Q_e$ Máxima	<b>4,67</b>	<b>KW</b>	Ecuación 2.5
<b>Límite de ebullición</b>			
Radio de nucleación, $r_n$	2,54E-07	m	
Conductividad térmica del líquido, $K_l$	6,84E-01	W/m <sup>°K</sup>	
Conductividad térmica del material, $K_w$	15,50	W/m <sup>°K</sup>	
Conductividad térmica efectiva, $K_e$	4,59	W/m <sup>°K</sup>	
Límite de arrastre, $Q_b$ max.	<b>1.295,31</b>	<b>W</b>	Ecu. 2.6 y tabla 2.2

Elaboración: Ing. Luis Escobar

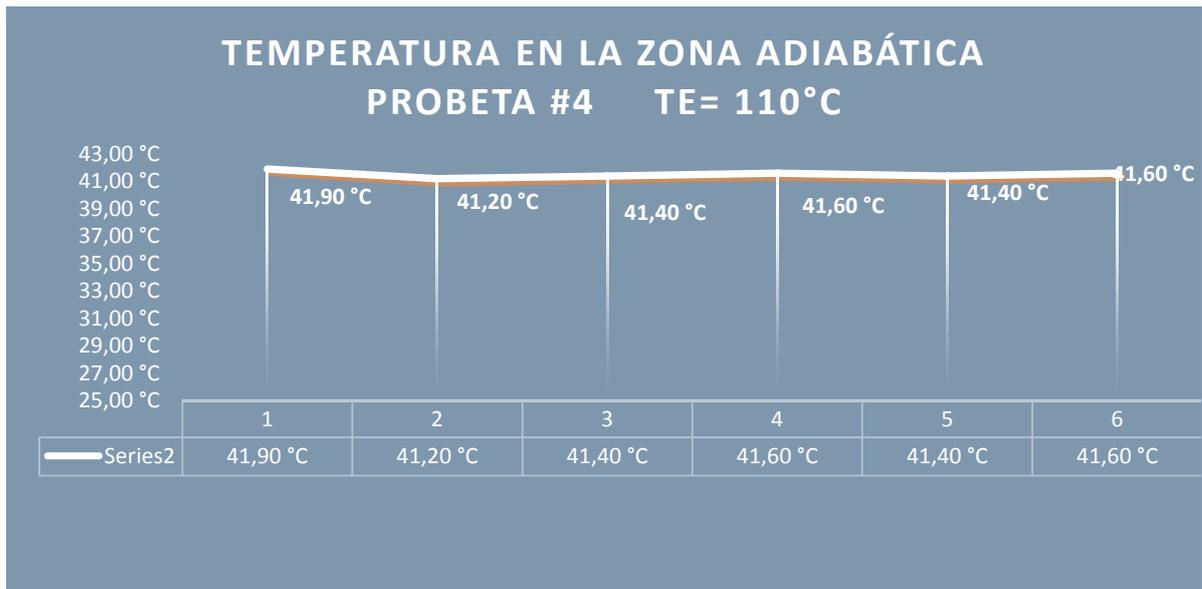


Gráfico 4. 7 Probeta #4 ensayada a 110°C

Elaboración: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 15 Probeta #4 ensayada a 143°C

<b>CÁLCULOS DE LOS FLUJOS DE CALOR Y EFICIENCIA TÉRMICA PROBETA # 4 <math>T_e= 143^\circ\text{C}</math></b>		
Material de la malla	Acero inoxidable	
Tamaño de la malla	80	mesh
Número de capas	2	
Espesor de la malla	2,03E-04	m
Temperatura zona de evaporación, $T_e$	143	°C
Temperatura salida del fluido, $T_{sf}$	21,5	°C
Temperatura entrada del fluido, $T_{ef}$	20,3	°C
Variación de temperatura del fluido, $\Delta T$	1,2	°C
Calor específico del agua, $C_p$	4180	J/Kg.°C
Flujo másico, $\dot{m}$	0,0133	Kg./s.
Flujo de calor absorbido por el agua, $Q_{sa}$ (Ec. 4.2)	<b>66,71</b>	<b>W</b>
Flujo de calor a la entrada	<b>100,00</b>	<b>W</b>
Longitud tubo de calor, $L$	0,24	m
Longitud zona de condensado, $L_c$	0,05	m
Longitud zona de adiabática, $L_a$	0,14	m
Longitud zona de evaporación, $L_e$	0,05	m
Diámetro externo del tubo, $d_o$	1,59E-02	m
Número de la malla, $N$	3,15E+03	$\text{m}^{-1}$
Diámetro del alambre, $d$	1,02E-04	m
Espesor de la mecha, $t_w$	4,06E-04	m
Diámetro interno del tubo, $d_i$	1,38E-02	m
Diámetro del núcleo del vapor, $d_v$	1,34E-02	m
Área sección transversal núcleo vapor, $A_v$	1,42E-04	$\text{m}^2$

Elaboración: Ing. Luis Escobar.

Tabla 4. 16 Límites de funcionamiento probeta #4 ensayada a 143°C

<b>LÍMITES DE FUNCIONAMIENTO DE LA PROBETA ENSAYADA</b>					
<b>Límite Capilar</b>					
Densidad del líquido, $\rho_l$	923,17	Kg/m <sup>3</sup>	Área sección transversal Mecha, $A_w$	8,71E-06	m <sup>2</sup>
Densidad del vapor, $\rho_v$	2,129	Kg/m <sup>3</sup>	Factor de trenzado de la mecha ( $\approx 1.05$ ), $S$	1,05	
Viscosidad del líquido, $\mu_l$	1,917E-04	Kg/m*seg	Porosidad de la mecha, $\epsilon$	7,36E-01	
Viscosidad del vapor, $\mu_v$	1,361E-05	Kg/m*seg	Permeabilidad de la mecha, $K$	4,85E-10	m <sup>2</sup>
Conductividad Térmica, $k_l$	6,873E-01	W/m°K	Coefficiente friccional del líquido, $F_l$	23,06	(N/m <sup>2</sup> )/(W-m)
Tensión superficial, $\sigma$	0,0501	N/m			
Calor latente de vaporización, $\lambda$	2.134,00	KJ/Kg			
Radio de capilaridad, $r_c$	1,59E-04	m	Radio de vaporización, $r_v$	6,72E-03	m <sup>2</sup>
Presión máx de capilaridad, $P_{cm}$	631,56	N/m <sup>2</sup>	Radio del vapor hidráulico, $r_{h,v}$	1,01E-02	m
Presión hidrostática normal, $\Delta P$	121,69	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente de arrastre, ( $f_v Rev$ )	16	
Máxima presión efectiva de bombeo, $P_{pm}$	509,87	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente friccional del vapor, $F_v$	1,67E-03	(N/m <sup>2</sup> )/(W-m)
Máximo transporte de capilaridad, $Q_{Lc}$ máxima	<b>22,11</b>	<b>W-m</b>			
Límite de capilaridad máxima, $Q_c$ máxima	<b>116,36</b>	<b>W</b>	Ecuaciones 2.7 a la 2.12		
			Eficiencia térmica $\eta$ (ecuación 4.11)	<b>66,71</b>	<b>%</b>
<b>Límite sónico</b>					
Proporción de calor específico, $\gamma_v$	1,3				
Constante universal de los gases, $R$	8,31E+03	J/Kg.-mol-°K			
Peso molecular, $M$	18,00	mol			
Constante del vapor, $R_v$	461,89	J/Kg.-°K			
Límite sónico máximo, $Q_s$ máxima	<b>150,15</b>	<b>KW</b>	Ecuaciones 2.1 a la 2.4		

Continuación tabla 4.16

<b>Límite de arrastre</b>			
Radio hidráulico, $r_{h,s}$	1,08E-04	m	
Límite de escurrimiento máxima, $Q_e$ máxima	<b>6,73</b>	<b>KW</b>	Ecuación 2.5
<b>Límite de ebullición</b>			
Radio de nucleación, $r_n$	2,54E-07	m	
Conductividad térmica del líquido, $K_l$	6,84E-01	W/m°K	
Conductividad térmica del material, $K_w$	15,50	W/m°K	
Conductividad térmica efectiva, $K_e$	4,59	W/m°K	
Límite de arrastre, $Q_b$ max.	<b>601,74</b>	<b>W</b>	Ecu. 2.6 y tabla 2.2

Elaboración: Ing. Luis Escobar

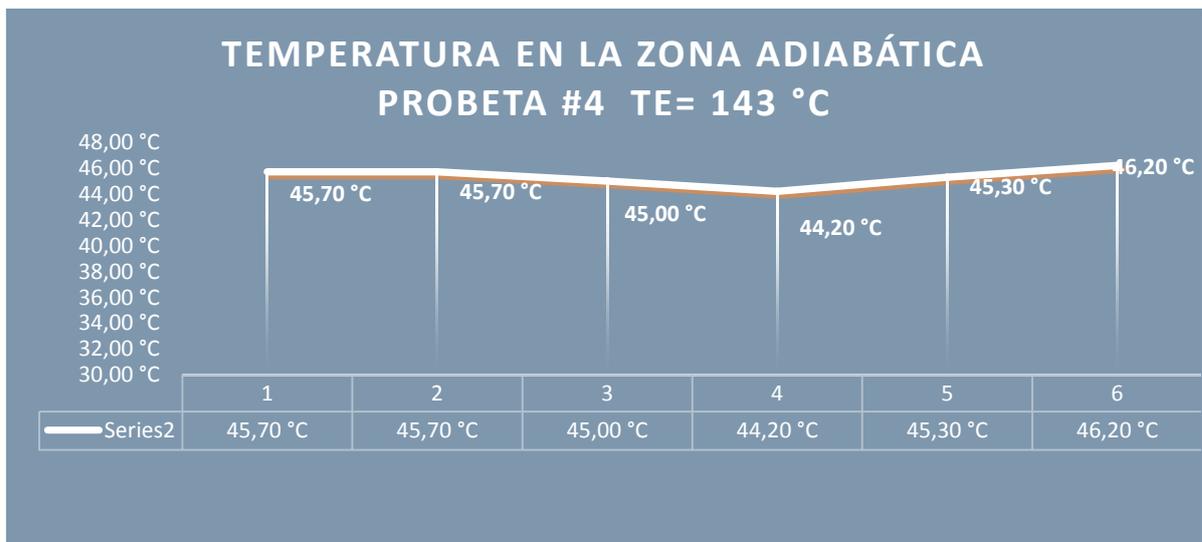


Gráfico 4. 8 Probeta #4 ensayada a 143°C

Elaboración: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 17 Probeta #5 ensayada a 110°C

<b>CÁLCULOS DE LOS FLUJOS DE CALOR Y EFICIENCIA TÉRMICA PROBETA # 5 <math>T_e = 110^\circ\text{C}</math></b>		
Material de la malla	Cobre	
Tamaño de la malla	80	mesh
Número de capas	2	
Espesor de la malla	2,03E-04	m
Temperatura zona de evaporación, $T_e$	110	$^\circ\text{C}$
Temperatura salida del fluido, $T_{sf}$	20,9	$^\circ\text{C}$
Temperatura entrada del fluido, $T_{ef}$	19,7	$^\circ\text{C}$
Variación de Temperatura del fluido, $\Delta T$	1,2	$^\circ\text{C}$
Calor específico del agua, $C_p$	4180	J/Kg. $^\circ\text{C}$
Flujo másico, $\dot{m}$	0,0133	Kg./s.
Flujo de calor absorbido por el agua, $Q_{sa}$ (Ec. 4.2)	<b>66,71</b>	<b>W</b>
Flujo de calor a la entrada	<b>100,00</b>	<b>W</b>
Longitud tubo de calor, $L$	0,24	m
Longitud zona de condensado, $L_c$	0,05	m
Longitud zona de adiabática, $L_a$	0,14	m
Longitud zona de evaporación, $L_e$	0,05	m
Diámetro externo del tubo, $d_o$	1,59E-02	m
Número de la malla, $N$	3,15E+03	$\text{m}^{-1}$
Diámetro del alambre, $d$	1,02E-04	m
Espesor de la mecha, $t_w$	4,06E-04	m
Diámetro interno del tubo, $d_i$	1,38E-02	m
Diámetro del núcleo del vapor, $d_v$	1,34E-02	m
Área sección transversal núcleo vapor, $A_v$	1,42E-04	$\text{m}^2$

Elaboración: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 18 Límites de funcionamiento probeta #5 ensayada a 110°C

<b>LÍMITES DE FUNCIONAMIENTO DE LA PROBETA ENSAYADA</b>					
<b>Límite Capilar</b>					
Densidad del líquido, $\rho_l$	950,92	Kg/m <sup>3</sup>	Área sección transversal Mecha, $A_w$	8,71E-06	m <sup>2</sup>
Densidad del vapor, $\rho_v$	0,8267	Kg/m <sup>3</sup>	Factor de trenzado de la mecha ( $\approx 1.05$ ), $S$	1,05	
Viscosidad del líquido, $\mu_l$	2,551E-04	Kg/m*seg	Porosidad de la mecha, $\epsilon$	7,36E-01	
Viscosidad del vapor, $\mu_v$	1,240E-05	Kg/m*seg	Permeabilidad de la mecha, $K$	4,85E-10	m <sup>2</sup>
Conductividad térmica, $k_l$	6,835E-01	W/m <sup>°K</sup>	Coefficiente friccional del líquido, $F_l$	28,52	(N/ m <sup>2</sup> )/(W-m)
Tensión superficial, $\sigma$	0,0569	N/m			
Calor latente de vaporización, $\lambda$	2.229,10	KJ/Kg			
Radio de capilaridad, $r_c$	1,59E-04	m	Radio de vaporización, $r_v$	6,72E-03	m <sup>2</sup>
Presión máx de capilaridad, $P_{cm}$	716,85	N/m <sup>2</sup>	Radio del vapor hidráulico, $r_{h,v}$	1,01E-02	m
Presión hidrostática normal, $\Delta P$	125,34	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente de arrastre, ( $f_v$ Rev)	16	
Máxima presión efectiva de bombeo, $P_{pm}$	591,51	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente friccional del vapor, $F_v$	3,76E-03	(N/ m <sup>2</sup> )/(W-m)
Máximo transporte de capilaridad, $Q_{Lc}$ máxima	<b>20,74</b>	<b>W-m</b>			
Límite de capilaridad máxima, $Q_c$ máxima	<b>109,14</b>	<b>W</b>	Ecuaciones 2.7 a la 2.12		
			Eficiencia térmica $\eta$ (ecuación 4.11)	<b>66,71</b>	<b>%</b>
<b>Límite sónico</b>					
Proporción de calor específico, $\gamma_v$	1,3				
Constante universal de los gases, $R$	8,31E+03	J/Kg.-mol-°K			
Peso molecular, $M$	18,00	mol			
Constante del vapor, $R_v$	461,89	J/Kg.-°K			
Límite sónico máximo, $Q_s$ máxima	<b>58,44</b>	<b>KW</b>	Ecuaciones 2.1 a la 2.4		

Continuación tabla 4.18

<b><u>límite de arrastre</u></b>			
<b>Radio hidráulico, <math>r_{h,s}</math></b>	1,08E-04	m	
<b>Límite de escurrimiento Máxima, <math>Q_e</math> Máxima</b>	<b>4,67</b>	<b>KW</b>	Ecuación 2.5
<b><u>Límite de ebullición</u></b>			
<b>Radio de nucleación, <math>r_n</math></b>	2,54E-07	m	
<b>Conductividad térmica del líquido, <math>K_l</math></b>	6,84E-01	W/m <sup>°K</sup>	
<b>Conductividad térmica del material, <math>K_w</math></b>	52,00	W/m <sup>°K</sup>	
<b>Conductividad térmica efectiva, <math>K_e</math></b>	14,23	W/m <sup>°K</sup>	
<b>Límite de arrastre, <math>Q_b</math> max.</b>	<b>4.011,25</b>	<b>W</b>	Ecua. 2.6 y tabla 2.2

Elaboración: Ing. Luis Escobar

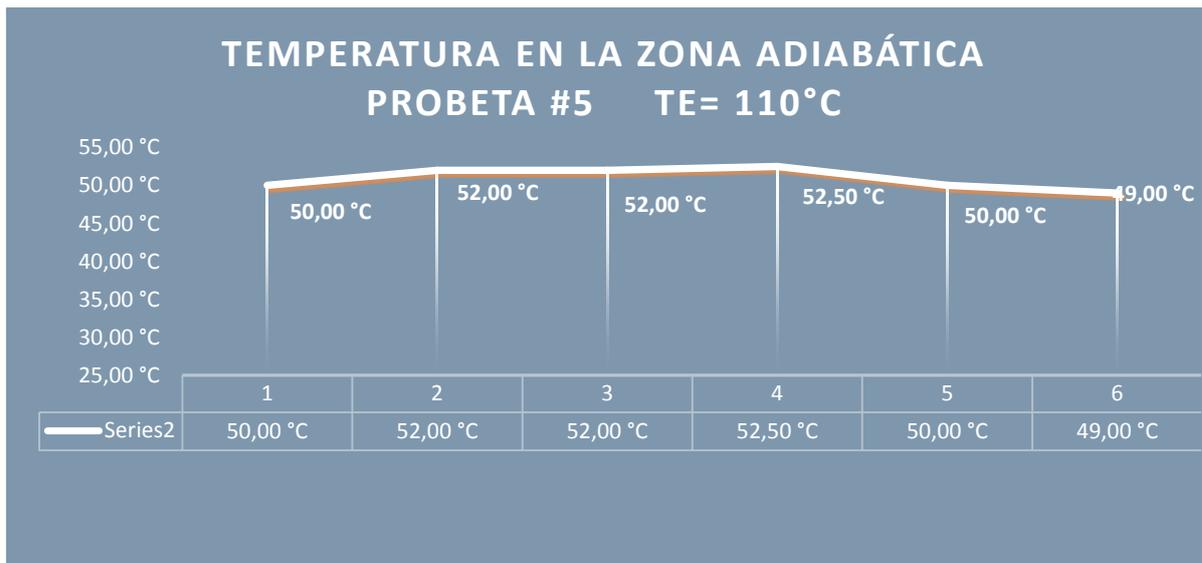


Gráfico 4. 9 Probeta #5 ensayada a 110°C

Elaboración: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 19 Probeta #5 ensayada a 143°C

<b>CÁLCULOS DE LOS FLUJOS DE CALOR Y EFICIENCIA TÉRMICA PROBETA # 5 <math>T_e= 143^\circ\text{C}</math></b>		
Material de la malla	Cobre	
Tamaño de la malla	80	mesh
Número de capas	2	
Espesor de la malla	2,03E-04	m
Temperatura zona de evaporación, $T_e$	143	°C
Temperatura salida del fluido, $T_{sf}$	21,5	°C
Temperatura entrada del fluido, $T_{ef}$	20,3	°C
Variación de temperatura del fluido, $\Delta T$	1,2	°C
Calor específico del agua, $C_p$	4180	J/Kg.°C
Flujo másico, $\dot{m}$	0,0133	Kg./s.
Flujo de calor absorbido por el agua, $Q_{sa}$ (Ec. 4.2)	<b>66,71</b>	<b>W</b>
Flujo de calor a la entrada	<b>100,00</b>	<b>W</b>
Longitud tubo de calor, $L$	0,24	m
Longitud zona de condensado, $L_c$	0,05	m
Longitud zona de adiabática, $L_a$	0,14	m
Longitud zona de evaporación, $L_e$	0,05	m
Diámetro externo del tubo, $d_o$	1,59E-02	m
Número de la malla, $N$	3,15E+03	$\text{m}^{-1}$
Diámetro del alambre, $d$	1,02E-04	m
Espesor de la mecha, $t_w$	4,06E-04	m
Diámetro interno del tubo, $d_i$	1,38E-02	m
Diámetro del núcleo del vapor, $d_v$	1,34E-02	m
Área sección transversal núcleo vapor, $A_v$	1,42E-04	$\text{m}^2$

Elaboración: Ing. Luis Escobar.

Tabla 4. 20 Límites de funcionamiento probeta #5 ensayada a 143°C

<b>LÍMITES DE FUNCIONAMIENTO DE LA PROBETA ENSAYADA</b>					
<b>Límite Capilar</b>					
Densidad del líquido, $\rho_l$	923,17	Kg/m <sup>3</sup>	Área sección transversal Mecha, $A_w$	8,71E-06	m <sup>2</sup>
Densidad del vapor, $\rho_v$	2,129	Kg/m <sup>3</sup>	Factor de trenzado de la mecha ( $\approx 1.05$ ), $S$	1,05	
Viscosidad del líquido, $\mu_l$	1,917E-04	Kg/m*seg	Porosidad de la mecha, $\epsilon$	7,36E-01	
Viscosidad del vapor, $\mu_v$	1,361E-05	Kg/m*seg	Permeabilidad de la mecha, $K$	4,85E-10	m <sup>2</sup>
Conductividad Térmica, $k_l$	6,873E-01	W/m°K	Coefficiente friccional del líquido, $F_l$	23,06	(N/m <sup>2</sup> )/(W-m)
Tensión superficial, $\sigma$	0,0501	N/m			
Calor latente de vaporización, $\lambda$	2.134,00	KJ/Kg			
Radio de capilaridad, $r_c$	1,59E-04	m	Radio de vaporización, $r_v$	6,72E-03	m <sup>2</sup>
Presión máx de capilaridad, $P_{cm}$	631,56	N/m <sup>2</sup>	Radio del vapor hidráulico, $r_{h,v}$	1,01E-02	m
Presión hidrostática normal, $\Delta P$	121,69	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente de arrastre, ( $f_v Rev$ )	16	
Máxima presión efectiva de bombeo, $P_{pm}$	509,87	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente friccional del vapor, $F_v$	1,67E-03	(N/m <sup>2</sup> )/(W-m)
Máxima transporte de capilaridad, $Q_{Lc}$ . Máxima	<b>22,11</b>	<b>W-m</b>			
Límite de capilaridad máxima, $Q_c$ . Máxima	<b>116,36</b>	<b>W</b>	Ecuaciones 2.7 a la 2.12		
			Eficiencia térmica $\eta$ (ecuación 4.11)	<b>66,71</b>	<b>%</b>
<b>Límite sónico</b>					
Proporción de calor específico, $\gamma_v$	1,3				
Constante universal de los gases, $R$	8,31E+03	J/Kg.-mol-°K			
Peso molecular, $M$	18,00	mol			
Constante del vapor, $R_v$	461,89	J/Kg.-°K			
Límite sónico máximo, $Q_s$ . Máxima	<b>150,15</b>	<b>KW</b>	Ecuaciones 2.1 a la 2.4		

Continuación tabla 4.20

<b>Límite de arrastre</b>			
Radio hidráulico, $r_{h,s}$	1,08E-04	m	
Límite de escurrimiento Máxima, $Q_e$ Máxima	<b>6,73</b>	<b>KW</b>	Ecuación 2.5
<u>Límite de ebullición</u>			
Radio de nucleación, $r_n$	2,54E-07	m	
Conductividad térmica del líquido, $K_l$	6,84E-01	W/m <sup>°K</sup>	
Conductividad térmica del material, $K_w$	15,50	W/m <sup>°K</sup>	
Conductividad térmica efectiva, $K_e$	4,59	W/m <sup>°K</sup>	
Límite de arrastre, $Q_b$ max.	<b>601,74</b>	<b>W</b>	Ecu. 2.6 y tabla 2.2

Elaboración: Ing. Luis Escobar

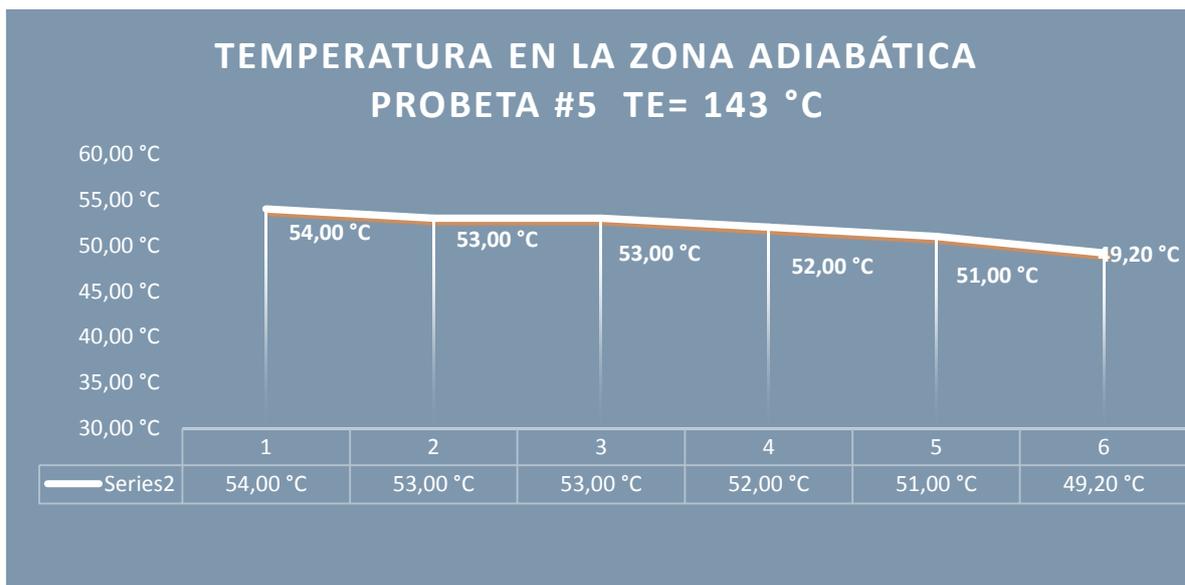


Gráfico 4. 10 Probeta #5 ensayada a 143°C

Elaborado: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 21 Probeta #6 ensayada a 110°C

<b>CÁLCULOS DE LOS FLUJOS DE CALOR Y EFICIENCIA TÉRMICA PROBETA # 6 <math>T_e= 110^\circ\text{C}</math></b>		
material de la malla	Acero inoxidable	
Tamaño de la malla	30	mesh
Número de capas	1	
Espesor de la malla	6,10E-04	m
Temperatura zona de evaporación, $T_e$	110	°C
Temperatura salida del fluido, $T_{sf}$	21,5	°C
Temperatura entrada del fluido, $T_{ef}$	20,9	°C
Variación de Temperatura del fluido, $\Delta T$	0,6	°C
Calor específico del agua, $C_p$	4180	J/Kg.°C
Flujo másico, $\dot{m}$	0,0133	Kg./s.
Flujo de calor absorbido por el agua, $Q_{sa}$ (Ec. 4.2)	<b>33,36</b>	<b>W</b>
Flujo de calor a la entrada	<b>100,00</b>	<b>W</b>
Longitud tubo de calor, $L$	0,24	m
Longitud zona de condensado, $L_c$	0,05	m
Longitud zona de adiabática, $L_a$	0,14	m
Longitud zona de evaporación, $L_e$	0,05	m
Diámetro externo del tubo, $d_o$	1,59E-02	m
Número de la malla, $N$	1,18E+03	$\text{m}^{-1}$
Diámetro del alambre, $d$	3,05E-04	m
Espesor de la mecha, $t_w$	6,10E-04	m
Diámetro interno del tubo, $d_i$	1,38E-02	m
Diámetro del núcleo del vapor, $d_v$	1,32E-02	m
Área sección transversal núcleo vapor, $A_v$	1,38E-04	$\text{m}^2$

Elaborado: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 22 Límites de funcionamiento probeta #6 ensayada a 110°C

<b>LÍMITES DE FUNCIONAMIENTO DE LA PROBETA ENSAYADA</b>					
<b>Límite Capilar</b>					
Densidad del líquido, $\rho_l$	950,92	Kg/m <sup>3</sup>	Área sección transversal Mecha, $A_w$	1,30E-05	m <sup>2</sup>
Densidad del vapor, $\rho_v$	0,8267	Kg/m <sup>3</sup>	Factor de trenzado de la mecha ( $\approx 1.05$ ), $S$	1,05	
Viscosidad del líquido, $\mu_l$	2,551E-04	Kg/m*seg	Porosidad de la mecha, $\epsilon$	7,03E-01	
Viscosidad del vapor, $\mu_v$	1,240E-05	Kg/m*seg	Permeabilidad de la mecha, $K$	3,00E-09	m <sup>2</sup>
Conductividad térmica, $k_l$	6,835E-01	W/m°K	Coefficiente friccional del líquido, $F_l$	3,09	(N/ m <sup>2</sup> )/(W-m)
Tensión superficial, $\sigma$	0,0569	N/m			
Calor latente de vaporización, $\lambda$	2.229,10	J/Kg			
Radio de capilaridad, $r_c$	4,23E-04	m	Radio de vaporización, $r_v$	6,62E-03	m <sup>2</sup>
Presión máx de capilaridad, $P_{cm}$	268,82	N/m <sup>2</sup>	Radio del vapor hidráulico, $r_{h,v}$	1,01E-02	m
Presión hidrostática normal, $\Delta P$	123,45	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente de arrastre, ( $f_v$ Rev)	16	
Máx. presión efectiva de bombeo, $P_{pm}$	145,37	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente friccional del vapor, $F_v$	3,87E-03	(N/ m <sup>2</sup> )/(W-m)
Máximo transporte de capilaridad, $Q_{Lc. \text{ máx.}}$	<b>46,97</b>	<b>W-m</b>			
Límite de capilaridad máxima, $Q_c. \text{ máx.}$	<b>247,21</b>	<b>W</b>	Ecuaciones 2.7 a la 2.12		
			Eficiencia térmica $\eta$ (ecuación 4.11)	<b>33,36</b>	%
<b>Límite sónico</b>					
Proporción de calor específico, $\gamma_v$	1,3				
Constante universal de los gases, $R$	8,31E+03	J/Kg.-mol-°K			
Peso molecular, $M$	18,00	mol			
Constante del vapor, $R_v$	461,89	J/Kg.-°K			
Límite sónico máximo, $Q_s \text{ máx.}$	<b>56,68</b>	<b>KW</b>	Ecuaciones 2.1 a la 2.4		

Continuación tabla 4.22

<b>Límite de arrastre</b>			
Radio hidráulico, $r_{h,s}$	2,71E-04	m	
Límite de escurrimiento máx., $Q_e$ máx.	<b>2,86</b>	<b>KW</b>	Ecuación 2.5
<b>Límite de ebullición</b>			
Radio de nucleación, $r_n$	2,54E-07	m	
Conductividad térmica del líquido, $K_l$	6,84E-01	W/m <sup>°K</sup>	
Conductividad térmica del material, $K_w$	15,50	W/m <sup>°K</sup>	
Conductividad térmica efectiva, $K_e$	5,08	W/m <sup>°K</sup>	
Límite de arrastre, $Q_b$ max.	<b>948,21</b>	<b>W</b>	Ecuación 2.6 y tabla 2.2

Elaborado: Ing. Luis Escobar.

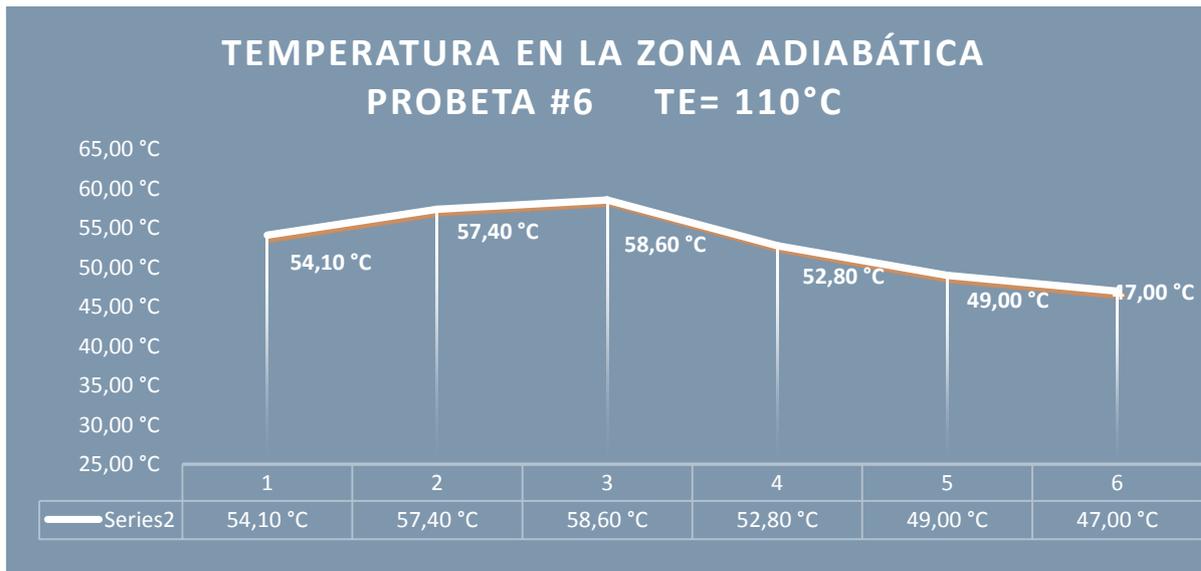


Gráfico 4. 11 Probeta #6 ensayada a 110°C

Elaboración: Ing. Luis Escobar.

Tabla 4. 23 Probeta #6 ensayada a 143°C

<b>CÁLCULOS DE LOS FLUJOS DE CALOR Y EFICIENCIA TÉRMICA PROBETA # 6 <math>T_e = 143^\circ\text{C}</math></b>		
Material de la malla	Acero inoxidable	
Tamaño de la malla	30	mesh
Número de capas	1	
Espesor de la malla	2,03E-04	m
Temperatura zona de evaporación, $T_e$	143	$^\circ\text{C}$
Temperatura salida del fluido, $T_{sf}$	21,8	$^\circ\text{C}$
Temperatura entrada del fluido, $T_{ef}$	20,8	$^\circ\text{C}$
Variación de temperatura del fluido, $\Delta T$	1	$^\circ\text{C}$
Calor específico del agua, $C_p$	4180	J/Kg. $^\circ\text{C}$
Flujo másico, $\dot{m}$	0,0133	Kg./s.
Flujo de calor absorbido por el agua, $Q_{sa}$ (Ec. 4.2)	<b>55,59</b>	<b>W</b>
Flujo de calor a la entrada	<b>100,00</b>	<b>W</b>
Longitud tubo de calor, $L$	0,24	m
Longitud zona de condensado, $L_c$	0,05	m
Longitud zona de adiabática, $L_a$	0,14	m
Longitud zona de evaporación, $L_e$	0,05	m
Diámetro externo del tubo, $d_o$	1,59E-02	m
Número de la malla, $N$	1,18E+03	$\text{m}^{-1}$
Diámetro del alambre, $d$	1,02E-04	m
Espesor de la mecha, $t_w$	2,03E-04	m
Diámetro interno del tubo, $d_i$	1,38E-02	m
Diámetro del núcleo del vapor, $d_v$	1,36E-02	m
Área sección transversal núcleo vapor, $A_v$	1,46E-04	$\text{m}^2$

Elaboración: Ing. Luis Escobar.

Tabla 4. 24 Límites de funcionamiento probeta #6 ensayada a 143°C

<b>LÍMITES DE FUNCIONAMIENTO DE LA PROBETA ENSAYADA</b>					
<b>Límite Capilar</b>					
Densidad del líquido, $\rho_l$	923,17	Kg/m <sup>3</sup>	Área sección transversal Mecha, $A_w$	4,39E-06	m <sup>2</sup>
Densidad del vapor, $\rho_v$	2,129	Kg/m <sup>3</sup>	Factor de trenzado de la mecha ( $\approx 1.05$ ), $S$	1,05	
Viscosidad del líquido, $\mu_l$	1,917E-04	Kg/m*seg	Porosidad de la mecha, $\epsilon$	9,01E-01	
Viscosidad del vapor, $\mu_v$	1,361E-05	Kg/m*seg	Permeabilidad de la mecha, $K$	6,32E-09	m <sup>2</sup>
Conductividad térmica, $kl$	6,873E-01	W/m°K	Coefficiente friccional del líquido, $F_l$	3,51	(N/m <sup>2</sup> )/(W-m)
Tensión superficial, $\sigma$	0,0501	N/m			
Calor latente de vaporización, $\lambda$	2.134,00	KJ/Kg			
Radio de capilaridad, $r_c$	4,23E-04	m	Radio de vaporización, $r_v$	6,82E-03	m <sup>2</sup>
Presión máx de capilaridad, $P_{cm}$	236,83	N/m <sup>2</sup>	Radio del vapor hidráulico, $r_{h,v}$	1,01E-02	m
Presión hidrostática normal, $\Delta P$	123,53	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente de arrastre, ( $f_v Rev$ )	16	
Máx. presión efectiva de bombeo, $P_{pm}$	113,31	N/m <sup>2</sup>	Coefficiente friccional del vapor, $F_v$	1,62E-03	(N/m <sup>2</sup> )/(W-m)
Máximo transporte de capilaridad, $Q_{Lc. máx.}$	<b>32,26</b>	<b>W-m</b>			
Límite de capilaridad máxima, $Q_{c. máx.}$	<b>169,81</b>	<b>W</b>	Ecuaciones 2.7 a la 2.12		
			Eficiencia térmica $\eta$ (ecuación 4.11)	<b>55,59</b>	<b>%</b>
<b>Límite sónico</b>					
Proporción de calor específico, $\gamma_v$	1,3				
Constante universal de los gases, $R$	8,31E+03	J/Kg.-mol-°K			
Peso molecular, $M$	18,00	mol			
Constante del vapor, $R_v$	461,89	J/Kg.-°K			
Límite sónico máximo, $Q_s máx.$	<b>154,73</b>	<b>KW</b>	Ecuaciones 2.1 a la 2.4		

<b>Límite de arrastre</b>			
Radio hidráulico, $r_{h,s}$	3,73E-04	m	
Límite de escurrimiento máx., $Q_e$ máx.	<b>3,73</b>	<b>KW</b>	Ecuación 2.5
<u>Límite de ebullición</u>			
Radio de nucleación, $r_n$	2,54E-07	m	
Conductividad térmica del líquido, $K_l$	6,84E-01	W/m <sup>°K</sup>	
Conductividad térmica del material, $K_w$	15,50	W/m <sup>°K</sup>	
Conductividad térmica efectiva, $K_e$	2,15	W/m <sup>°K</sup>	
Límite de arrastre, $Q_b$ max.	<b>567,53</b>	<b>W</b>	Ecu. 2.6 y tabla 2.2

Elaboración: Ing. Luis Escobar.

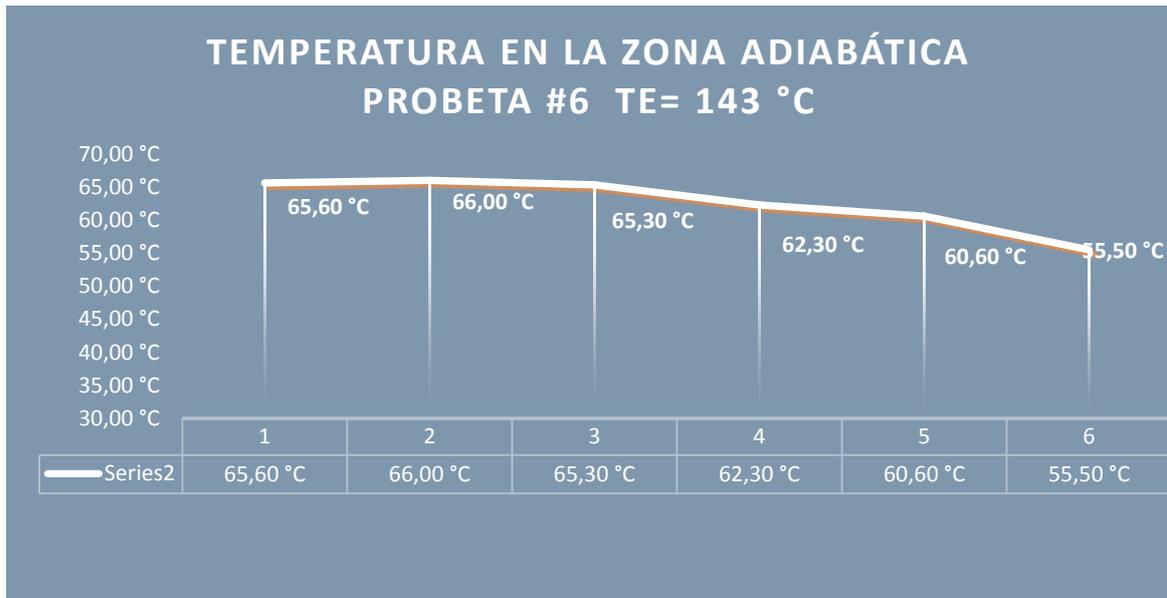


Gráfico 4. 12 Probeta #6 ensayada a 143°C

Elaboración: Ing. Luis Escobar

#### 4.2.1 Resumen de los ensayos realizados a las probetas

A continuación se realiza un cuadro en la que está el detalle de las probetas ensayadas, usando como fluido de trabajo el agua destilada, diámetro del contenedor 15.9 mm.

Tabla 4. 25 Resumen de los ensayos realizados a las probetas

Número de probeta	Número de capas	Material de la mecha	Material del contenedor	Te= 110°C eficiencia térmica	Te= 143°C eficiencia térmica
PROBETA 1	5 capas de malla # 80	Acero Inoxidable	Cobre tipo L	44.48 %	55.59 %
PROBETA 2	4 capas de malla # 80	Acero Inoxidable	Cobre tipo L	33.36 %	66.71 %
PROBETA 3	3 capas de malla # 80	Acero Inoxidable	Cobre tipo L	38.92 %	66.71 %
PROBETA 4	2 capas de malla # 80	Acero Inoxidable	Cobre tipo L	61.15 %	66.71 %
PROBETA 5	2 capas de malla # 80	Cobre (commercial)	Cobre tipo L	66.71 %	66.71 %
PROBETA 6	1 capas de malla # 80	Acero Inoxidable	Cobre tipo L	33.36 %	55.59 %

Elaboración: Ing. Luis Escobar

#### 4.2.2 Cálculo del coeficiente global y de la temperatura en la zona de condensado.

A continuación se calculará el coeficiente global y la temperatura en la zona de condensado, para lo cual utilizaremos varias capas de mallas, con diferentes tamaños y material.

Fluido: AGUA

Temperatura de operación: 25°C

Potencia de entrada: 20 W

Densidad del líquido: 996.728 Kg-m<sup>3</sup>

Densidad del vapor: 0.023 Kg-m<sup>3</sup>

Presión de vapor: 3.175 kPa

Viscosidad del vapor: 9.02 E<sup>-6</sup> Kg/m\*s

Viscosidad del líquido: 903,76 E<sup>-6</sup> Kg/m\*s

Calor latente: 2441,37 KJ/Kg

Tensión superficial: 72.06 E<sup>-3</sup> N/m

Conductividad del líquido: 0.608 W/m°K

Factor de trenzado: 1.05

Diámetro externo del tubo: 15.90 mm

Diámetro interno del tubo: 13.80 mm

Diámetro del alambre: 1,02 E<sup>-4</sup> m

Longitud de zona del evaporador: 5 cm

Longitud de la zona adiabática: 14 cm

Longitud de la zona de condensado: 5 cm

Número de malla (mesh): 80 - 3150 m<sup>-1</sup>

Número de capas: 1

Conductividad de la mecha: 13.4 W/m°C

$$r_{we} = \frac{r_o * \epsilon_w}{2 * k_w * L_e}$$
$$r_{we} = \frac{0,00795 \text{ m} * (0,0069 - 0,000102) \text{ m}}{2 * \frac{13,47 \text{ W}}{(\text{m}^\circ\text{C})} * 0,05 \text{ m}}$$

$$r_{we} = 4,033 \text{ E}^{-6} \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C} / \text{W}$$

$$r_{re} = \frac{r_o^2 * \epsilon_r}{2 * k_r * r_i * L_e}$$
$$r_{re} = \frac{0,00795^2 \text{ m}^2 * 0,0021 \text{ m}}{2 * \frac{13,47 \text{ W}}{(\text{m}^\circ\text{C})} * 0,00105 \text{ m} * 0,05 \text{ m}}$$

$$rre = 9,38E^{-6}m^2 \text{ } ^\circ C/W$$

$$rv = \frac{\pi * ro^2 * Fv * Tv * Lef}{\rho v * hfg}$$

$$rv = 6,157E^{-6}m^2 \text{ } ^\circ C/W$$

$$rrc = rwe = \frac{ro * \varepsilon w}{2 * kr * Lc}$$

$$rrc = rwe = 4,033E^{-6}m^2 \text{ } ^\circ C/W$$

$$rwc = rre \frac{ro^2 * \varepsilon r}{2 * kw * ri * Lc}$$

$$rwc = rre = 9,38E^{-6}m^2 \text{ } ^\circ C/W$$

$$rtc = rwe + rre + rv + rrc + rwc$$

$$rtc = 3,26E^{-5}m^2 \text{ } ^\circ C/W$$

$$Utc = \frac{1}{rtc}$$

$$Utc = 30.645,21 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ C$$

$$At = \pi ro^2$$

$$At = \pi/4 * 0,0159^2 \text{ m}^2 = 1,98E^{-4} \text{ m}^2$$

$$\hat{Q} = At * Utc * (Twe - Twc)$$

$$Twe - Twc = \hat{Q}/(At * Utc)$$

$$Twe - Twc = 25 \text{ W}/(0,0002m^2 * 30.645,21W/m^2\text{ } ^\circ C)$$

$$Twe - Twc = 3,29^\circ C$$

$$Twc = Twe - 3,29^\circ C$$

$$Twc = 25^\circ C - 3,29^\circ C$$

$$\mathbf{Twc = 21.71^\circ C}$$

Tabla 4. 26 Datos obtenidos usando una malla de SS, mesh 80

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura zona de condensado Tc (°C)
25	22,42	1.638,05	1.031,27	no	30.645,21	21,71
35	26,78	2.835,91	1.322,97	no	31.162,77	31,77
45	30,87	4.700,30	1.660,59	no	31.560,32	41,81
55	35,12	7.530,74	2.049,29	no	31.881,21	51,84
65	38,65	no	2.485,56	9.566,05	32.140,98	61,87
75	41,95	no	2.970,99	6.544,88	32.364,90	71,89
85	46,11	no	3.370,67	4.956,24	32.581,25	81,91
95	51,87	no	3.690,68	4.019,26	32.795,25	91,93

Elaboración: Ing. Luis Escobar



Gráfico 4. 13 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con una sola malla #80 en acero inoxidable

Elaboración: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 27 Datos obtenidos usando dos mallas de SS, mesh 80

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura de condensado T <sub>c</sub> (°C)
25	44,53	1.580,58	995,09	no	18.948,15	19,68
35	53,21	2.736,42	1.276,56	no	19.338,78	29,79
45	61,35	4.535,39	1.602,32	no	19.643,48	39,87
55	69,81	7.266,53	1.977,39	no	19.891,76	49,94
65	76,85	no	2.398,36	4.740,70	20.094,02	59,99
75	83,41	no	2.866,75	3.243,48	20.269,19	70,03
85	91,70	no	3.252,41	2.456,19	20.439,11	80,07
95	103,16	no	3.561,19	1.991,85	20.607,80	90,11

Elaboración: Ing. Luis Escobar

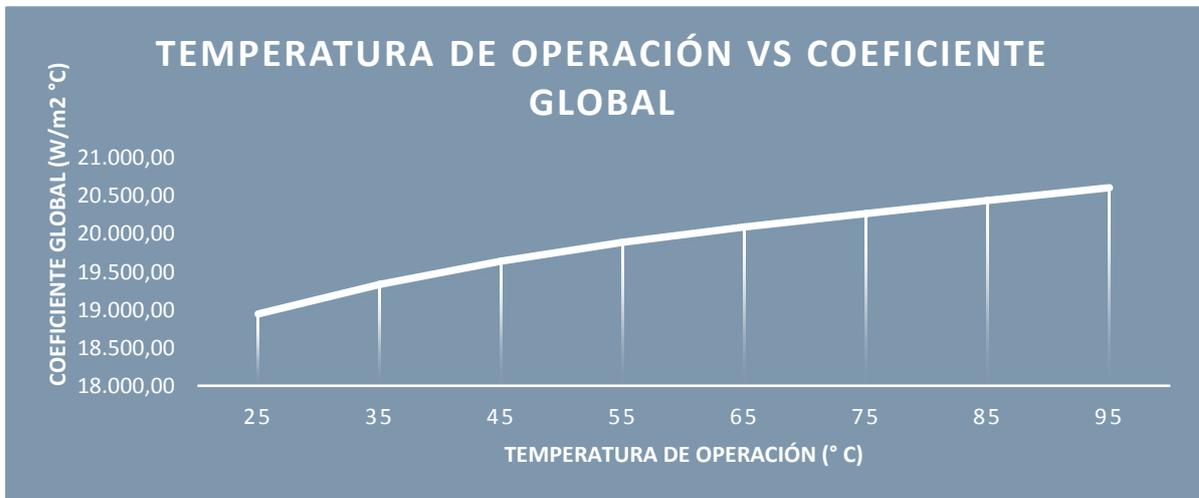


Gráfico 4. 14 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con dos mallas #80 en acero inoxidable

Elaboración: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 28 Datos obtenidos usando tres mallas de SS, mesh 80

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura de condensado Tc (°C)
25	66,31	1.524,13	959,55	no	13.713,68	17,66
35	79,27	2.638,00	1.230,97	no	14.019,41	27,82
45	91,72	4.373,43	1.545,10	7.238,00	14.259,31	37,94
55	104,06	7.007,03	1.906,78	4.692,18	14.455,52	48,03
65	114,57	no	2.312,71	3.131,07	14.615,79	58,11
75	124,39	no	2.764,38	2.142,89	14.754,86	68,17
85	136,77	no	3.136,26	1.622,75	14.890,01	78,24
95	153,88	no	3.434,01	1.315,97	15.024,39	88,30

Elaboración: Ing. Luis Escobar.

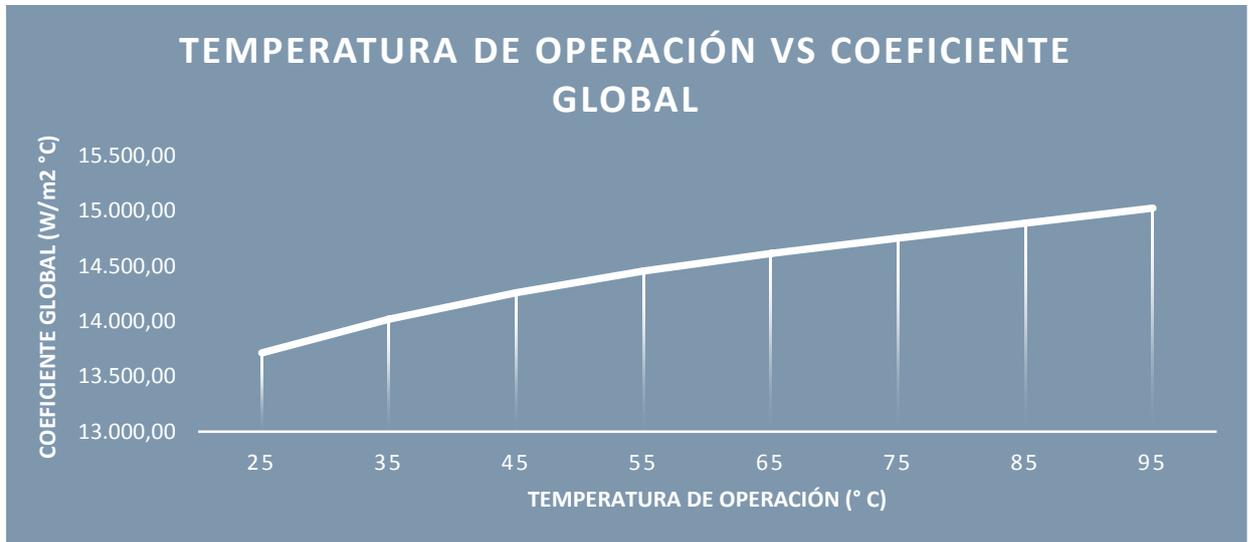


Gráfico 4. 15 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con tres mallas #80 en acero inoxidable

Elaboración: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 29 Datos obtenidos usando cuatro mallas de SS, mesh 80

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura de condensado Tc (°C)
25	87,75	1.468,71	924,66	no	10.745,24	15,63
35	104,95	2.542,75	1.186,21	8.532,44	10.995,07	25,84
45	121,08	4.214,41	1.488,92	5.378,98	11.191,72	36,00
55	137,86	6.752,25	1.837,45	3.487,04	11.352,88	46,13
65	151,82	no	2.228,62	2.327,63	11.484,71	56,23
75	164,86	no	2.663,86	1.592,51	11.599,24	66,32
85	181,29	no	3.022,23	1.205,96	11.710,64	76,40
95	203,99	no	3.309,15	977,97	11.821,52	86,48

Elaboración: Ing. Luis Escobar

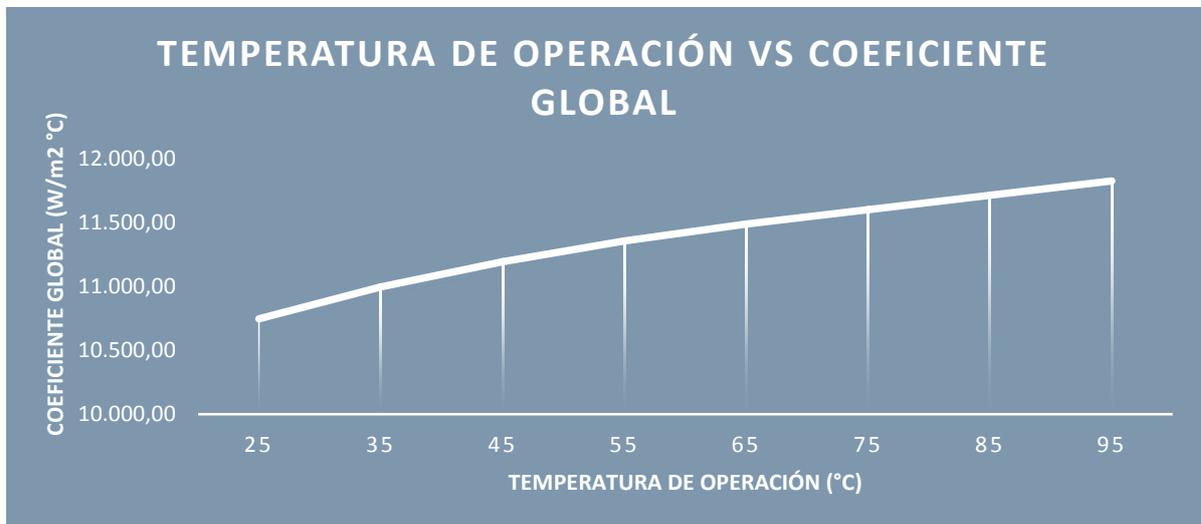


Gráfico 4. 16 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con cuatro mallas #80 en acero inoxidable

Elaboración: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 30 Datos obtenidos usando cinco mallas de SS, mesh 80

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura de condensado Tc (°C)
25	108,83	1.414,32	890,42	no	8.833,20	13,60
35	130,23	2.448,58	1.142,28	6.762,72	9.044,03	23,86
45	150,31	4.058,33	1.433,78	4.263,33	9.210,31	34,06
55	171,19	6.502,19	1.769,40	2.763,79	9.346,75	44,22
65	188,57	no	2.146,08	1.844,86	9.458,46	54,35
75	204,81	no	2.565,21	1.262,21	9.555,58	64,46
85	225,26	no	2.910,30	955,83	9.650,11	74,56
95	253,48	no	3.186,60	775,13	9.744,25	100

Elaboración: Ing. Luis Escobar

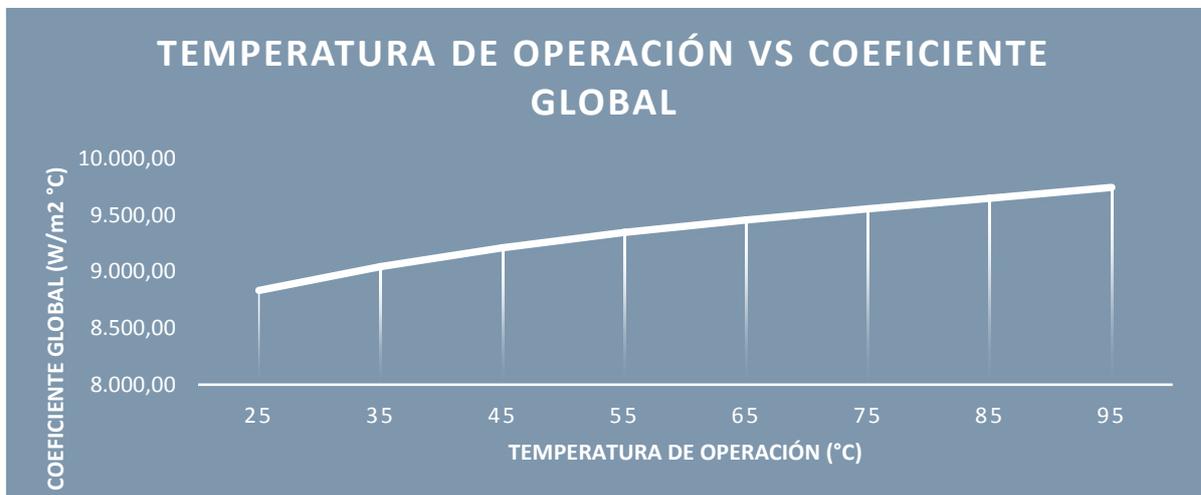


Gráfico 4. 17 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con cinco mallas # 80 en acero inoxidable

Elaboración: Ing. Luis Escobar

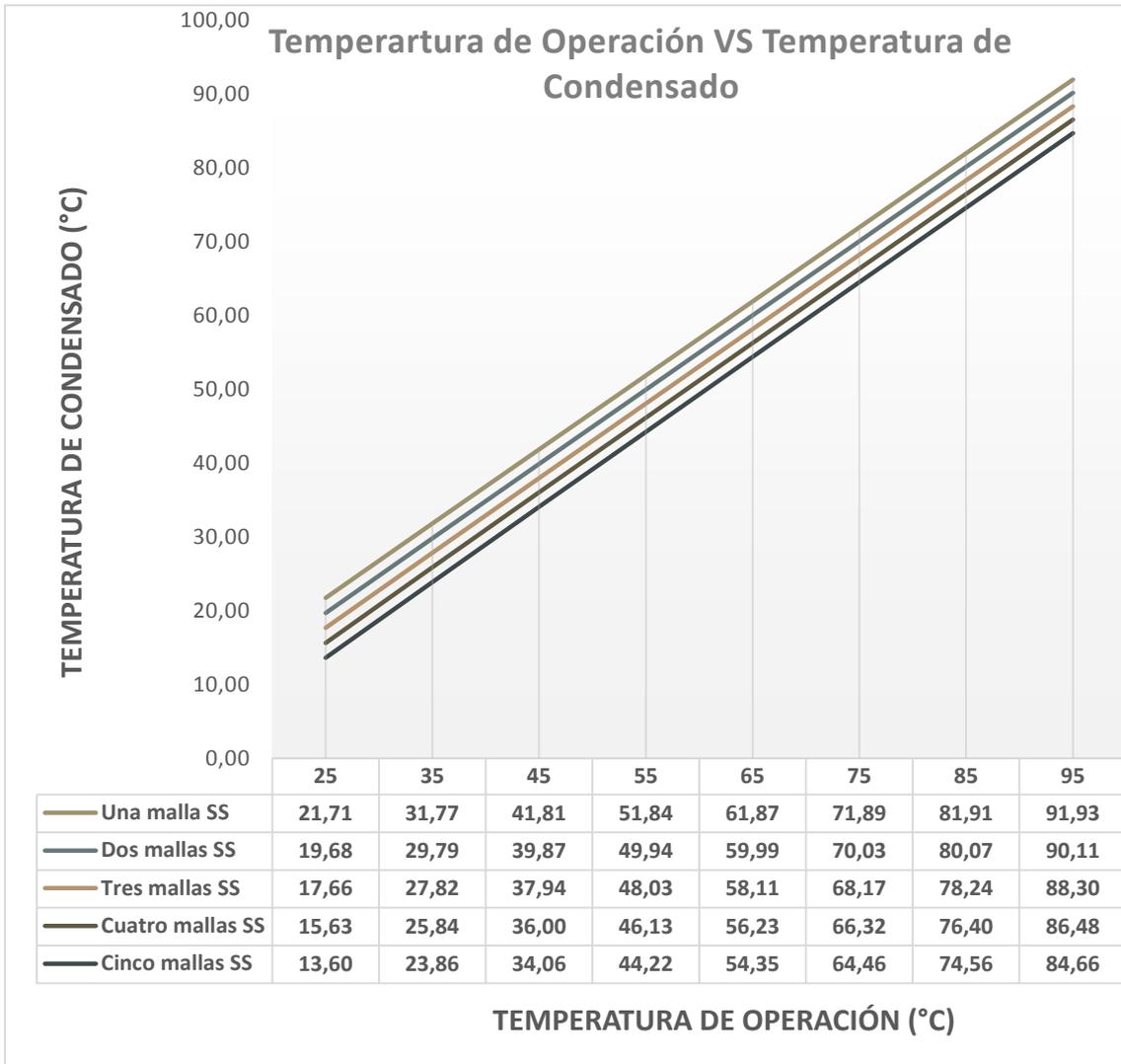


Gráfico 4. 18 Resumen de los resultados usando como fluido de trabajo agua, con varias capas de mallas #80 en acero inoxidable  
Elaborado por: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 31 Datos obtenidos usando una malla de SS, mesh 30

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura de condensado Tc (°C)
25	109,32	1.533,47	602,65	no	14.838,87	18,21
35	130,01	2.654,86	773,12	no	15.162,91	28,36
45	149,00	4.400,22	970,41	7.985,33	15.416,79	38,47
55	168,28	7.049,95	1.197,57	5.176,25	15.624,23	48,55
65	183,69	no	1.452,51	3.454,98	15.793,56	58,62
75	197,65	no	1.736,19	2.363,68	15.940,42	68,68
85	215,12	no	1.969,75	1.789,85	16.083,07	78,74
95	239,26	no	2.156,76	1.451,40	16.224,85	88,79

Elaborado por: Ing. Luis Escobar.



Gráfico 4. 19 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con una malla # 30 en acero inoxidable

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 32 Datos obtenidos usando dos mallas de SS, mesh 30

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura de condensado Tc (°C)
25	212,93	1.378,63	541,80	no	8.176,92	12,68
35	255,37	2.386,79	695,06	6.169,76	8.372,97	22,97
45	294,65	3.955,92	872,43	3.889,15	8.527,64	33,19
55	334,51	6.338,10	1.076,65	2.521,02	8.654,59	43,36
65	366,75	9.811,07	1.305,85	1.682,70	8.758,55	53,50
75	396,07	no	1.560,88	1.151,20	8.848,94	63,62
85	432,06	no	1.770,86	871,72	8.936,94	73,73
95	481,30	no	1.938,99	706,89	9.024,57	83,84

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

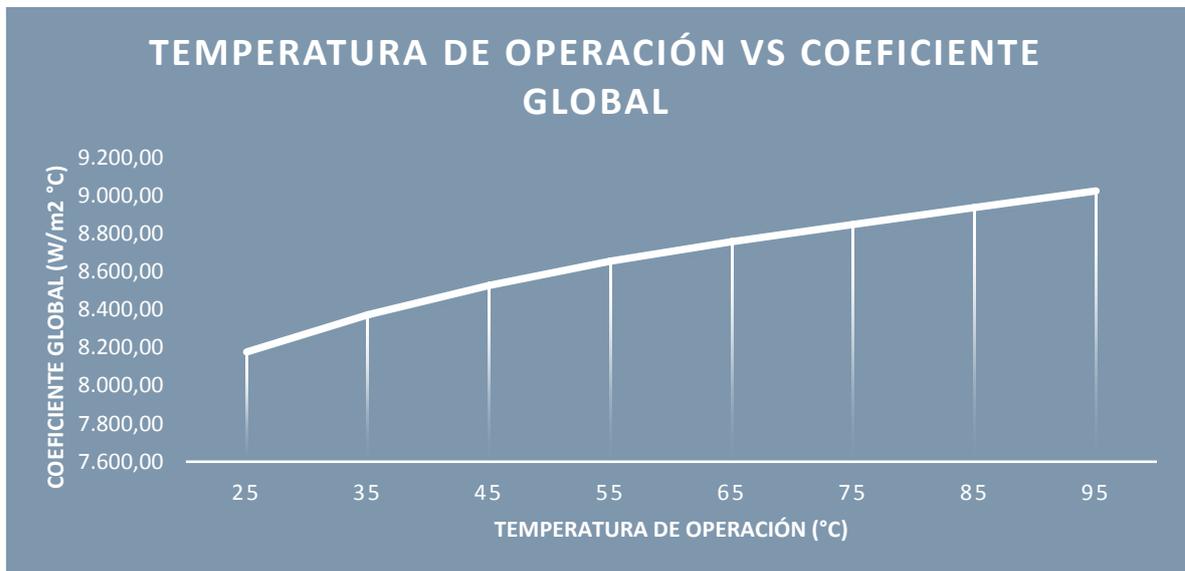


Gráfico 4. 20 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con dos mallas # 30 en acero inoxidable

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 33 Datos obtenidos usando tres mallas de SS, mesh 30

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura de condensado Tc (°C)
25	306,59	1.084,41	484,19	6.583,47	5.643,25	7,15
35	371,72	2.132,99	621,15	4.001,65	5.783,21	17,58
45	432,64	3.535,26	779,66	2.522,47	5.893,88	27,91
55	494,48	5.664,13	962,16	1.635,11	5.984,86	38,17
65	548,51	8.767,76	1.166,99	1.091,38	6.059,47	48,38
75	593,83	no	1.394,90	746,66	6.124,37	58,55
85	648,64	no	1.582,56	565,39	6.187,62	68,72
95	722,71	no	1.732,80	458,48	6.250,65	78,89

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

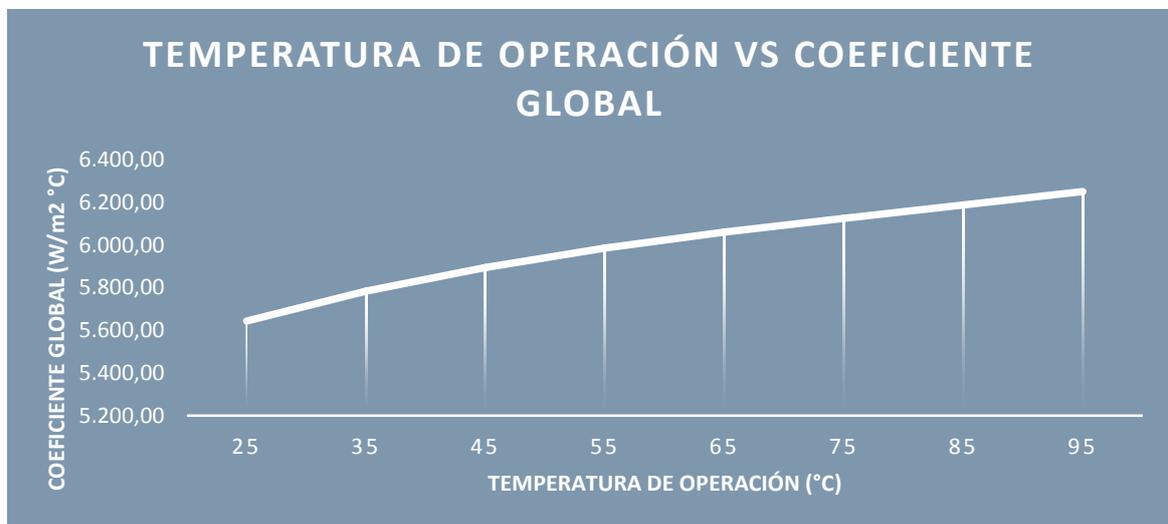


Gráfico 4. 21 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con tres mallas # 30 en acero inoxidable

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 34 Datos obtenidos usando cuatro mallas de SS, mesh 30

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura de condensado Tc (°C)
25	385,24	1.093,67	429,81	4.797,24	4.308,23	1,62
35	482,36	1.893,45	551,39	2.915,92	4.417,08	12,20
45	561,81	3.138,24	692,10	1.838,07	4.503,11	22,63
55	643,57	5.028,03	854,11	1.191,47	4.573,92	32,98
65	712,69	7.783,14	1.035,93	795,27	4.632,01	43,25
75	776,56	no	1.238,25	544,07	4.682,61	53,49
85	850,72	no	1.404,83	411,99	4.731,91	63,71
95	948,29	no	1.538,20	334,08	4.781,07	73,93

Elaborado por: Ing. Luis Escobar



Gráfico 4. 22 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con cuatro mallas # 30 en acero inoxidable

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 35 Datos obtenidos usando cinco mallas de SS, mesh 30

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura de condensado Tc (°C)
25	456,71	963,55	378,68	3.723,09	3.483,95	3,91
35	557,46	1.668,17	485,79	2.263,01	3.572,96	6,81
45	656,77	2.764,86	609,76	1.426,51	3.643,35	17,35
55	759,93	4.429,81	752,49	924,69	3.701,30	27,79
65	850,16	6.857,13	912,68	617,20	3.748,88	38,13
75	934,63	no	1.090,93	422,25	3.790,31	48,43
85	1.027,76	no	1.237,69	319,74	3.830,69	58,71
95	1.145,58	no	1.355,19	259,28	3.870,97	68,98

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

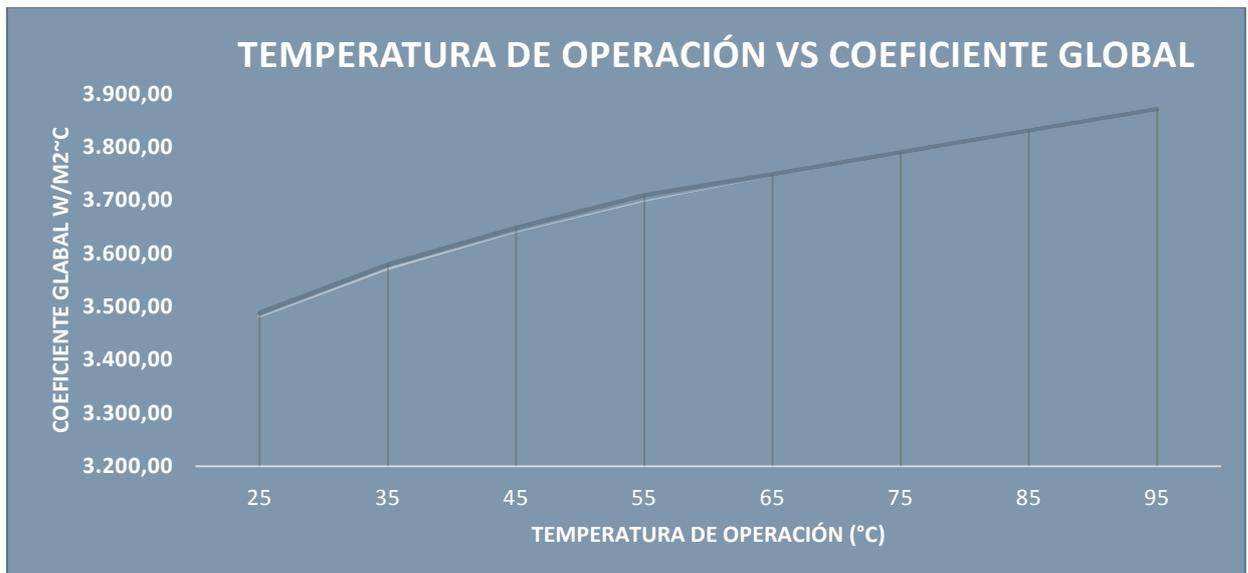


Gráfico 4. 23 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con cinco mallas # 30 en acero inoxidable

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

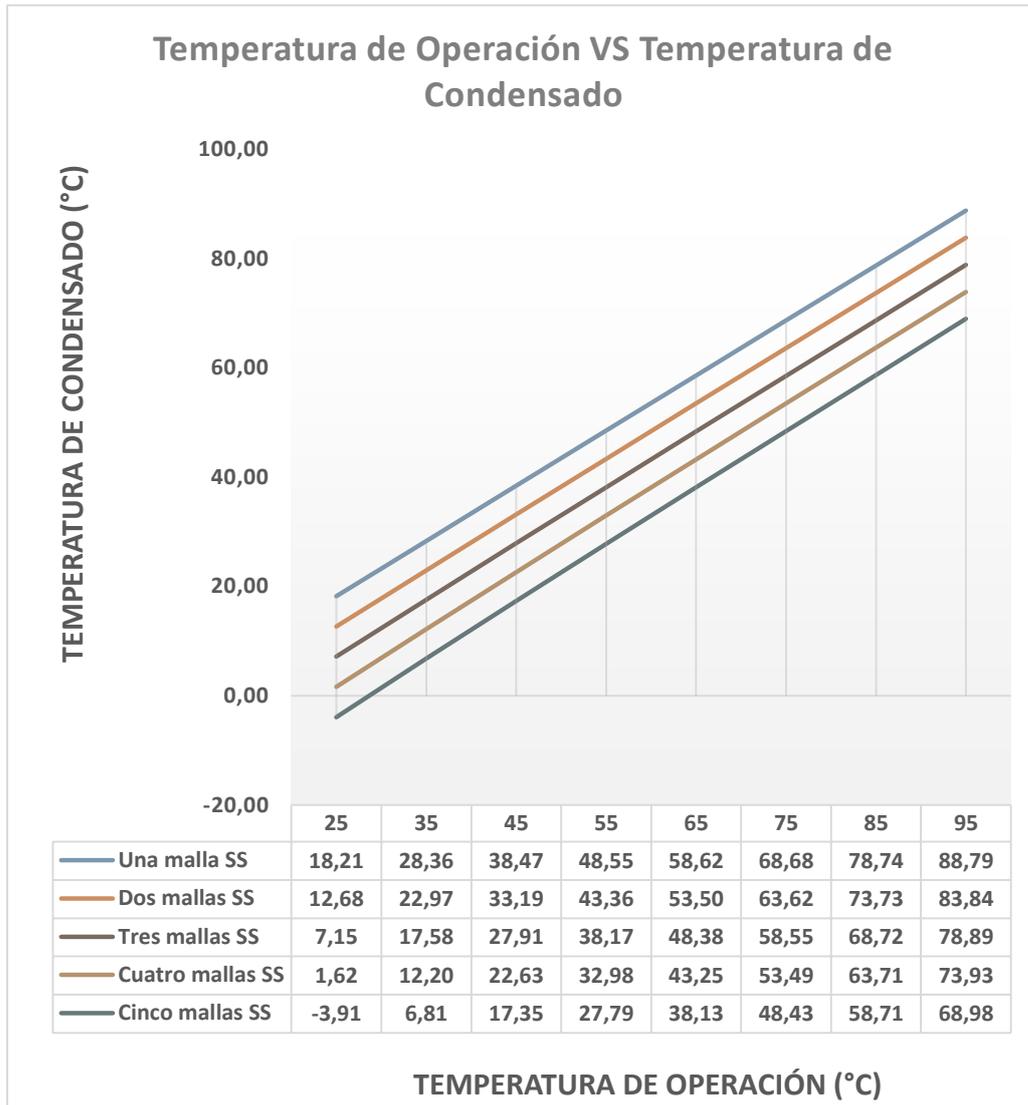


Gráfico 4. 24 Resumen de resultados usando como fluido de trabajo agua, con varias capas de mallas #30 en acero inoxidable  
Elaborado por: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 36 Datos obtenidos usando una malla de cobre, mesh 80

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura de condensado Tc (°C)
25	22,42	1.638,05	1.031,27	no	44.392,35	22,73
35	26,78	2.835,91	1.322,97	no	45.485,24	32,79
45	30,87	4.700,30	1.660,59	no	46.335,96	42,83
55	35,12	7.530,74	2.049,29	no	47.029,91	52,86
65	38,65	no	2.485,56	no	47.596,54	62,88
75	41,95	no	2.970,99	6.862,85	48.088,46	72,91
85	46,11	no	3.370,67	5.199,76	48.566,85	82,93
95	51,87	no	3.690,68	4.218,97	49.043,11	92,95

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

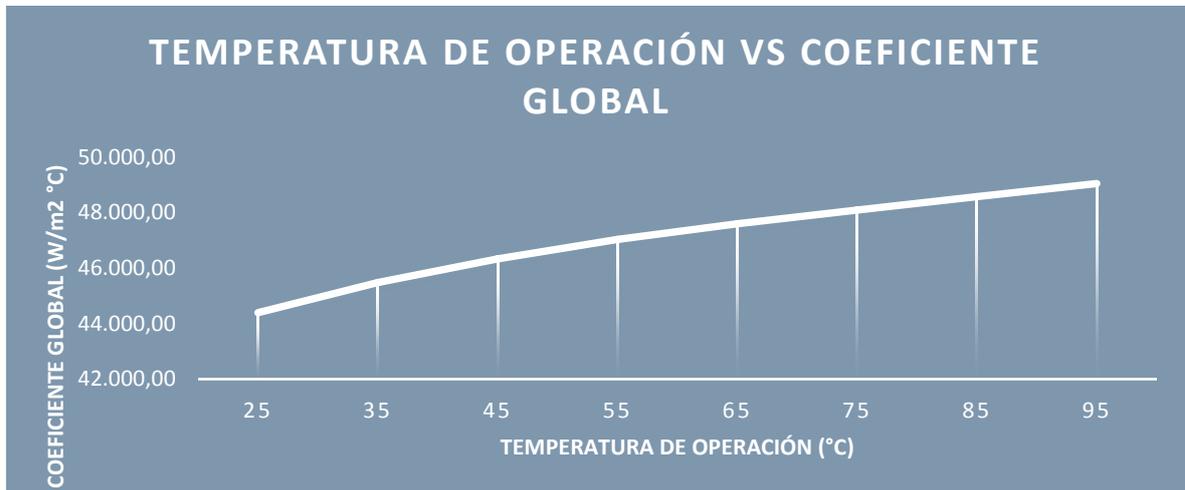


Gráfico 4. 25 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con una malla # 80 en cobre

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 37 Datos obtenidos usando dos mallas de cobre, mesh 80

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura de condensado Tc (°C)
25	44,53	1.580,58	995,09	no	23.915,59	20,79
35	53,21	2.736,42	1.276,56	no	24.540,40	30,90
45	61,35	4.535,39	1.602,32	no	25.032,45	40,98
55	69,81	7.266,53	1.977,39	7.438,47	25.436,43	51,04
65	76,85	no	2.398,36	4.968,33	25.767,60	61,09
75	83,41	no	2.866,75	3.401,05	26.055,90	71,13
85	91,70	no	3.252,41	2.576,87	26.336,91	81,18
95	103,16	no	3.561,19	2.090,82	26.617,19	91,22

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

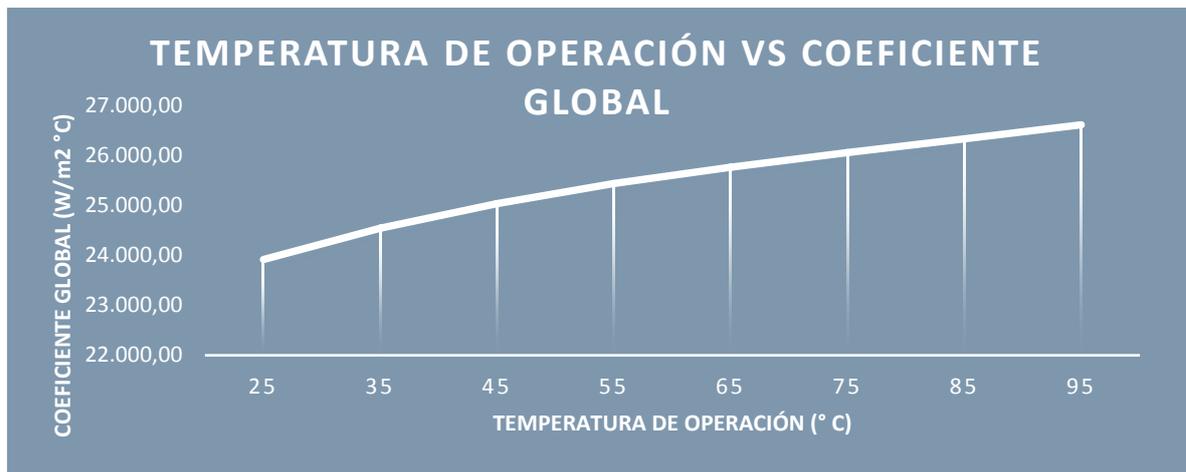


Gráfico 4. 26 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con dos mallas # 80 en cobre

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 38 Datos obtenidos usando tres mallas de cobre, mesh 80

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura de condensado Tc (°C)
25	66,31	1.524,13	959,55	no	16.366,27	18,85
35	79,27	2.638,00	1.230,97	no	16.803,00	29,01
45	91,72	4.373,43	1.545,10	7.575,13	17.148,30	39,13
55	104,06	7.007,03	1.906,78	4.914,43	17.432,43	49,22
65	114,57	no	2.312,71	3.212,71	17.665,68	59,30
75	124,39	no	2.764,38	2.247,00	17.868,93	69,36
85	136,77	no	3.136,26	1.702,48	18.067,21	79,42
95	153,88	no	3.434,01	1.381,36	18.265,11	89,49

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

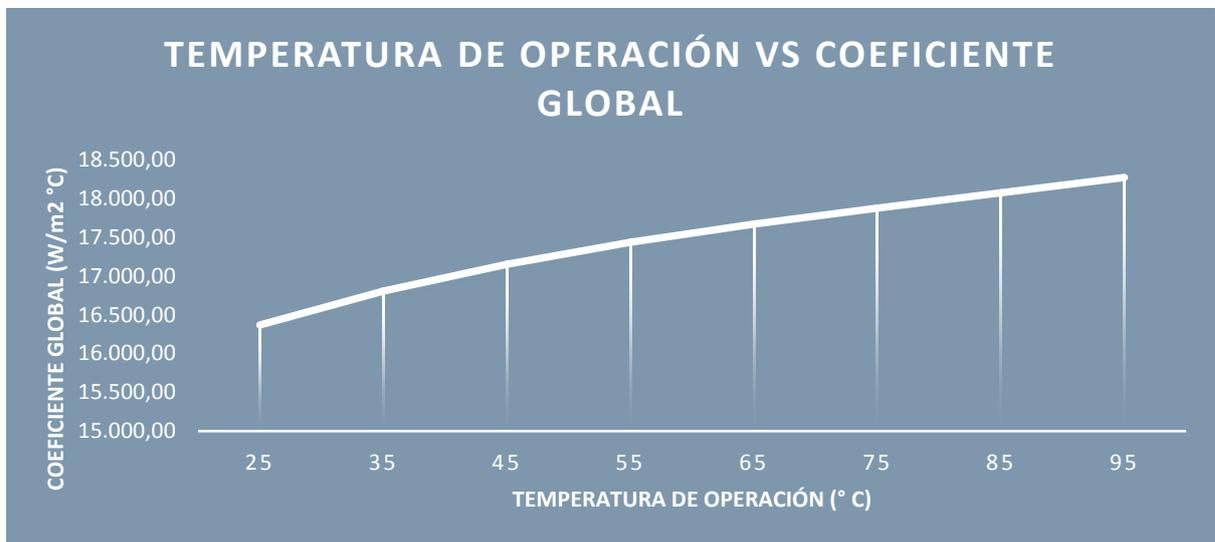


Gráfico 4. 27 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con tres mallas # 80 en cobre

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 39 Datos obtenidos usando cuatro mallas de cobre, mesh 80

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura de condensado Tc (°C)
25	87,75	1.468,71	924,66	no	12.439,50	16,90
35	104,95	2.542,75	1.186,21	8.921,72	12.775,09	27,12
45	121,08	4.214,41	1.488,92	5.629,53	13.040,95	37,28
55	137,86	6.752,25	1.837,45	3.652,21	13.259,96	47,40
65	151,82	no	2.228,62	2.439,39	13.439,87	57,51
75	164,86	no	2.663,86	1.669,88	13.596,73	67,59
85	181,29	no	3.022,23	1.265,22	13.749,82	77,67
95	203,99	no	3.309,15	1.026,57	13.902,66	87,75

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

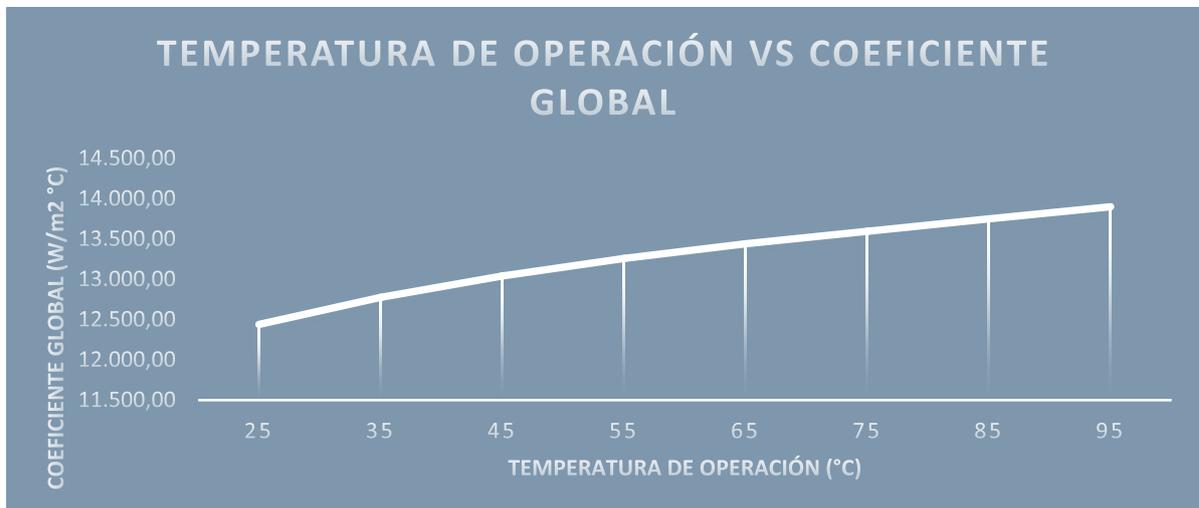


Gráfico 4. 28 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo

agua con cuatro mallas # 80 en cobre

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 40 Datos obtenidos usando cuatro mallas de cobre, mesh 80

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura de condensado Tc (°C)
25	108,83	1.414,32	890,42	no	10.032,39	14,96
35	130,23	2.448,58	1.142,28	7.071,26	10.304,86	25,23
45	150,31	4.058,33	1.433,78	4.461,91	10.520,97	35,43
55	171,19	6.502,19	1.769,40	2.894,70	10.699,11	45,59
65	188,57	no	2.146,08	1.933,44	10.845,52	55,71
75	204,81	no	2.565,21	1.323,53	10.973,20	65,82
85	225,26	no	2.910,30	1.002,80	11.097,84	75,92
95	253,48	no	3.186,60	813,65	11.222,32	86,02

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

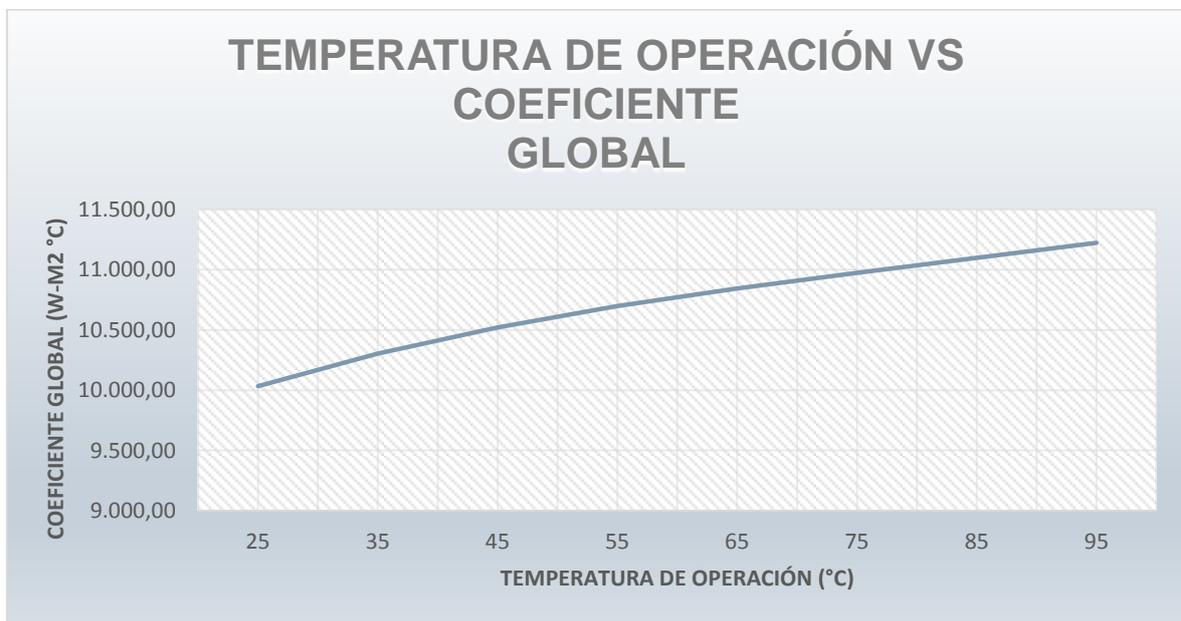


Gráfico 4. 29 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con cuatro mallas # 80 en cobre

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

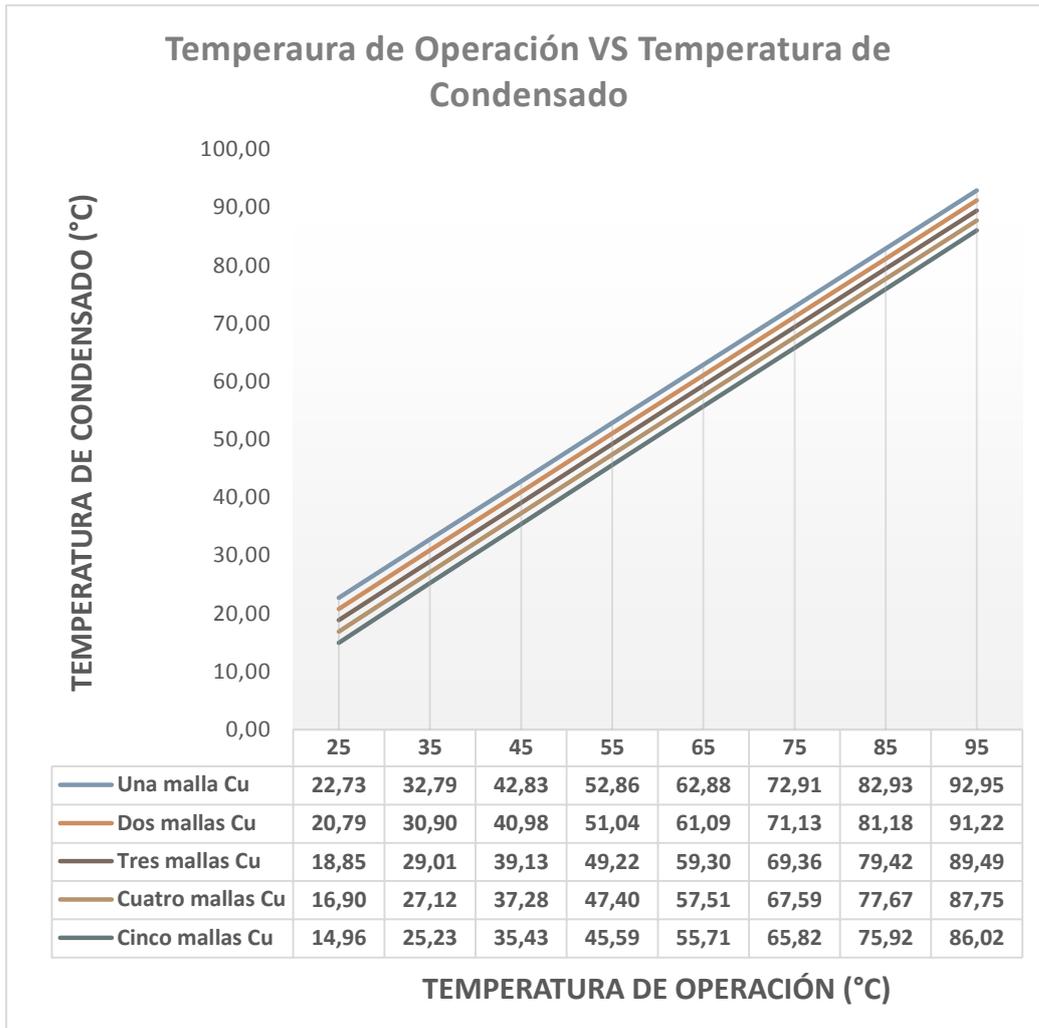


Gráfico 4. 30 Resumen de resultados usando como fluido de trabajo agua, con varias capas de mallas #80 en cobre  
Elaborado por: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 41 Datos obtenidos usando una malla de cobre, mesh 30

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura de condensado Tc (°C)
25	109,32	1.533,47	602,65	no	17.974,25	19,40
35	130,01	2.654,86	773,12	no	18.451,22	29,54
45	149,00	4.400,22	970,41	no	18.827,97	39,65
55	168,28	7.049,95	1.197,57	5.440,36	19.137,81	49,74
65	183,69	no	1.452,51	3.633,68	19.392,07	59,81
75	197,65	no	1.736,19	2.487,38	19.613,59	69,86
85	215,12	no	1.969,75	1.884,58	19.829,64	79,92
95	239,26	no	2.156,76	1.529,09	20.045,23	89,98

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

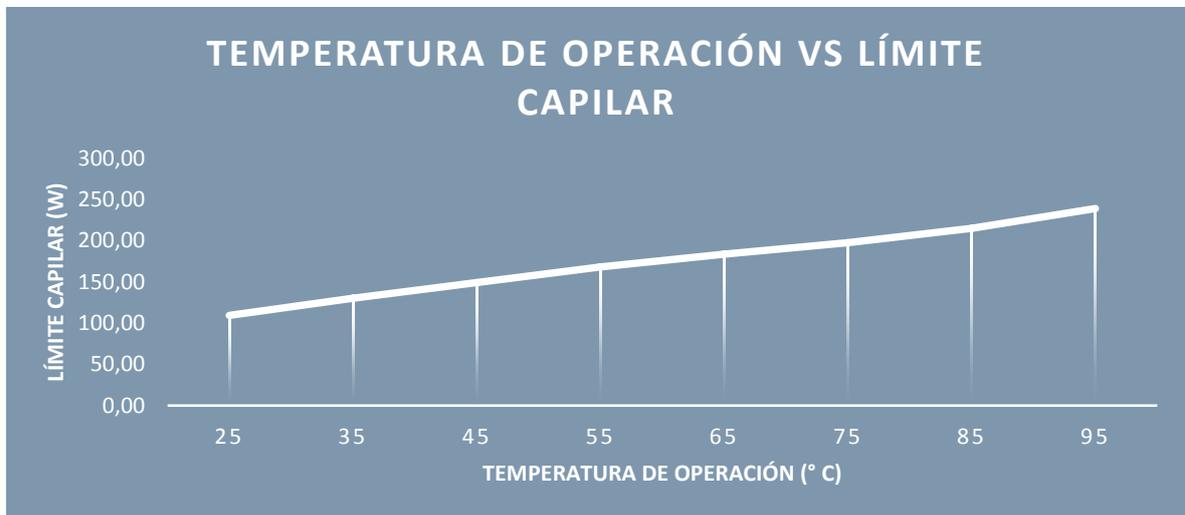


Gráfico 4. 31 Temperatura de operación vs límite capilar, fluido de trabajo agua con una malla # 30 en cobre  
Elaborado por: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 42 Datos obtenidos usando dos mallas de cobre, mesh 30

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura de condensado Tc (°C)
25	212,93	1.378,63	541,80	no	9.256,44	14,12
35	255,37	2.386,79	695,06	6.472,98	9.508,11	24,41
45	294,65	3.955,92	872,43	4.084,28	9.707,76	34,62
55	334,51	6.338,10	1.076,65	2.649,66	9.872,37	44,80
65	366,75	9.811,07	1.305,85	1.769,74	10.007,65	54,94
75	396,07	no	1.560,88	1.211,45	10.125,64	65,05
85	432,06	no	1.770,86	917,86	10.240,83	75,16
95	481,30	no	1.938,99	744,72	10.355,87	85,27

Elaborado por: Ing. Luis Escobar



Gráfico 4. 32 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con dos mallas # 30 en cobre

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 43 Datos obtenidos usando tres mallas de cobre, mesh 30

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura de condensado Tc (°C)
25	306,59	1.084,41	484,19	6.898,52	6.233,12	8,84
35	371,72	2.132,99	621,15	4.198,31	6.404,07	19,27
45	432,64	3.535,26	779,66	2.649,03	6.539,86	29,60
55	494,48	5.664,13	962,16	1.718,54	6.651,89	39,86
65	548,51	8.767,76	1.166,99	1.147,83	6.744,03	50,06
75	593,83	no	1.394,90	785,73	6.824,39	60,24
85	648,64	no	1.582,56	595,32	6.902,88	70,41
95	722,71	no	1.732,80	483,02	6.981,29	80,57

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

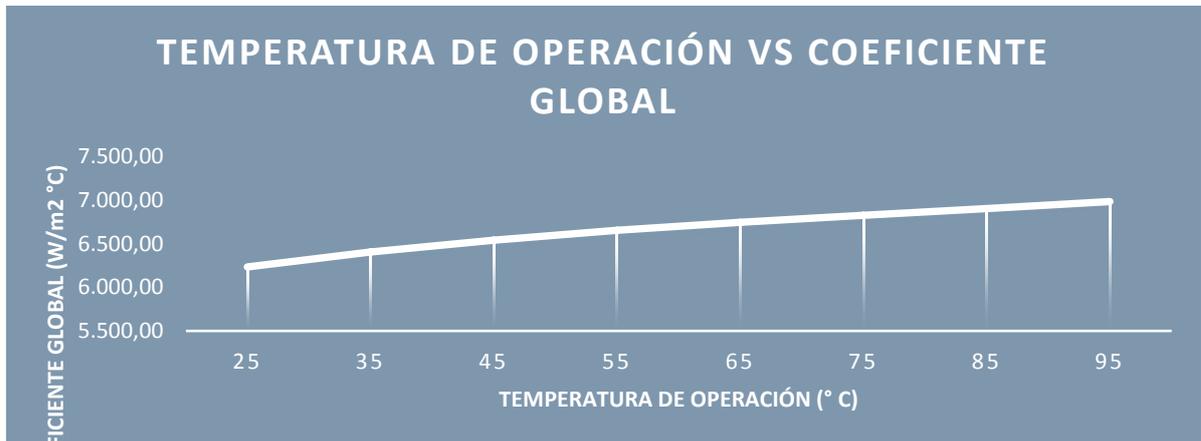


Gráfico 4. 33 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con tres mallas # 30 en cobre.

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 44 Datos obtenidos usando cuatro mallas de cobre, mesh 30

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura de condensado Tc (°C)
25	385,24	1.093,67	429,81	5.026,81	4.698,42	3,56
35	482,36	1.893,45	551,39	3.059,22	4.828,00	14,14
45	561,81	3.138,24	692,10	1.930,29	4.930,81	24,57
55	643,57	5.028,03	854,11	1.252,26	5.015,70	34,92
65	712,69	7.783,14	1.035,93	836,40	5.085,54	45,19
75	776,56	no	1.238,25	572,55	5.146,49	55,43
85	850,72	no	1.404,83	433,79	5.206,00	65,65
95	948,29	no	1.538,20	351,97	5.265,47	75,87

Elaborado por: Ing. Luis Escobar



Gráfico 4. 34 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con cuatro mallas # 30 en cobre

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

Tabla 4. 45 Datos obtenidos usando cinco mallas de cobre, mesh 30

Temperatura de Operación °C	Límite capilar (W)	Límite sónico (W)	Límite arrastre (W)	Límite ebullición (W)	Coefficiente global (W/m <sup>2</sup> °C)	Temperatura de condensado Tc (°C)
25	456,71	963,55	378,68	3.901,25	3.770,07	1,72
35	557,46	1.668,17	485,79	2.374,23	3.874,38	9,00
45	656,77	2.764,86	609,76	1.498,08	3.957,15	19,55
55	759,93	4.429,81	752,49	971,87	4.025,51	29,98
65	850,16	6.857,13	912,68	649,12	4.081,76	40,32
75	934,63	no	1.090,93	444,35	4.130,84	50,62
85	1.027,76	no	1.237,69	336,66	4.178,77	60,90
95	1.145,58	no	1.355,19	273,16	4.226,67	71,17

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

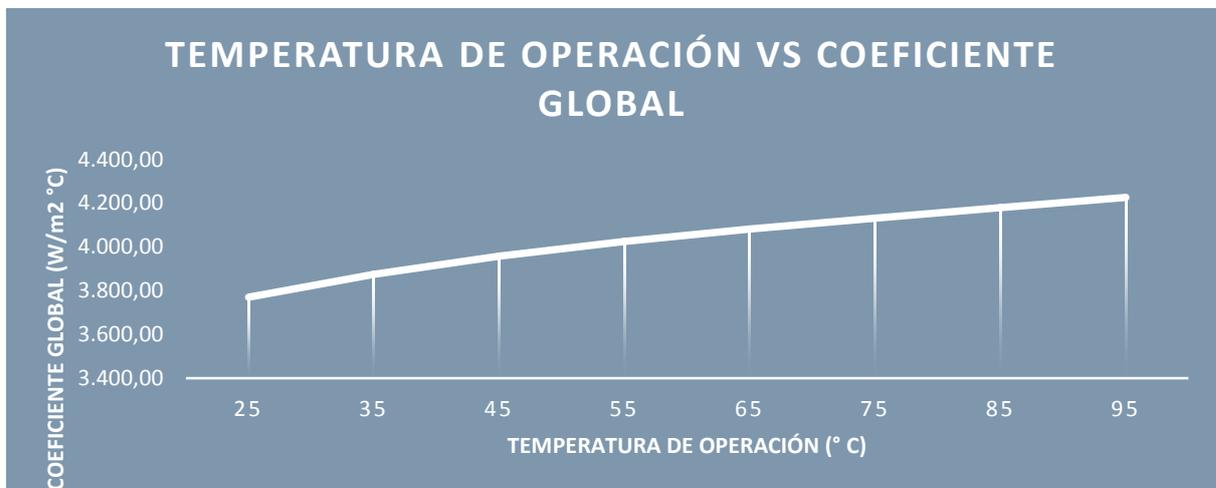


Gráfico 4. 35 Temperatura de operación vs coeficiente global, fluido de trabajo agua con cinco mallas # 30 en cobre

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

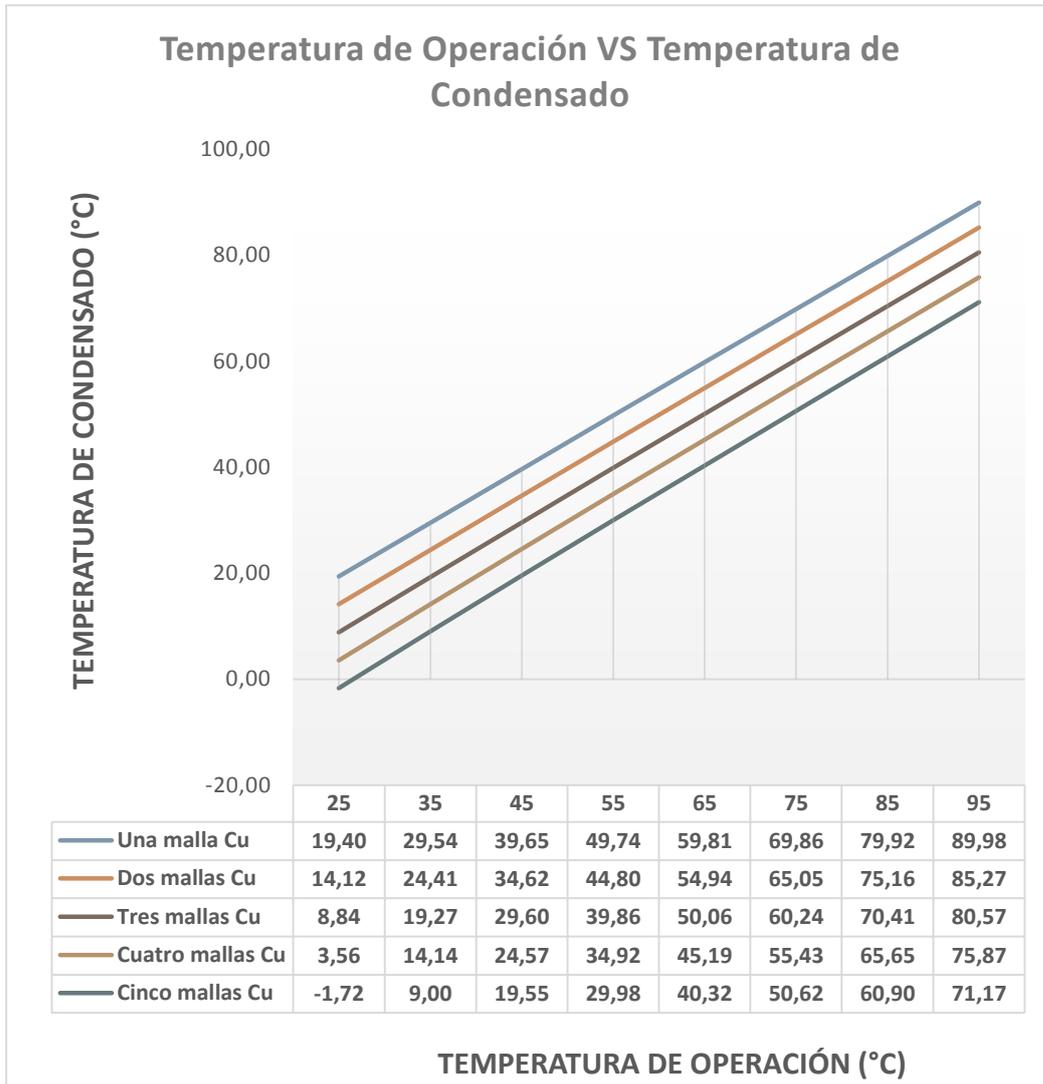


Gráfico 4. 36 Resumen de resultados usando como fluido de trabajo agua, con varias capas de mallas #30 en cobre.  
Elaborado por: Ing. Luis Escobar

Al realizar los diferentes cambios en tamaños de mallas y materiales (gráficos 4.18, 4.24, 4.30 y 4.36) y por medio de las ecuaciones respectivas (4.2 – 4.9) se puede observar el material de cobre y con una malla #80 la temperatura en la zona de condensado se incrementa.

### **4.3 Verificación de la hipótesis**

Después de haber realizado las probetas de tubo de calor y comprobado su funcionamiento usándolas como un intercambiador de calor, se procedió a determinar la temperatura en la zona de condensado, se pudo observar que esta temperatura aumentaba si se cambia el material en este caso de acero inoxidable a cobre.

Posteriormente se varió el tamaño y forma de esta malla que viene definido por el número de mesh y la porosidad, dando la mejor opción la de 80 mesh en cobre con una sola capa.

Por lo argumentado queda comprobado que la variación del material en el tubo de calor permite obtener un aumento de la temperatura en la zona de condensado.

## CAPÍTULO V

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 5.1. Conclusiones

Luego de realizar este trabajo investigativo se pueden realizar las siguientes conclusiones:

1. Los tubos de calor son elementos sencillos de fabricar ya que no tienen partes móviles, duraderos y económicamente es asequible.
2. Los diferentes fluidos de trabajo que podemos usar en combinación con los tipos de mechas hacen que se puedan usar en todos los rangos de temperatura.
3. Al realizar el vacío dentro del tubo de calor los convierte en elementos que se pueden usar en ingravidez.
4. Al aumentar el número de mallas tanto de acero inoxidable o de cobre se observó que la temperatura en el exterior de la zona adiabática disminuye, de igual forma al disminuir el número de mallas, la temperatura en la zona exterior adiabática aumenta, gráficos 4.18, 4.24, 4.30 y 4.36.
5. Se obtuvieron los mejores resultados usando malla de cobre y mientras más fina sea ésta mayor es la temperatura en la zona de condensado.
6. Si hacemos analogía con una pared de espesor equivalente al largo del tubo de calor y con la misma área transversal se obtendrán conductividades equivalentes muy grandes lo que implica que los tubos de calor son elementos extremadamente conductivos.
7. La cantidad del volumen de fluido de trabajo es un factor sumamente importante ya que de este parámetro dependerá el tiempo de estabilización del tubo de calor, es decir si tenemos demasiado fluido, tardará más

tiempo en cambiar de fase y por ende entregar la cantidad de calor que requerimos, por lo contrario, si no hay suficiente fluido el tubo de calor se comportará como un elemento “hueco” donde no tendremos el suficiente intercambio de calor ya que predominará el vacío como fluido de trabajo.

8. Es de suma importancia conocer los rangos de temperaturas a los que los tubos de calor serán expuestos ya que por medio de este valor nos dará las distintas propiedades del fluido, las que influyen en los diferentes límites de operatividad.

## **5.2. Recomendaciones**

Como recomendaciones se sugiere las siguientes:

1. Se sugiere dejar un tiempo de estabilización de unos 5 minutos para que comience a funcionar correctamente el tubo de calor.
2. Dependiendo de la temperatura de operación es conveniente seleccionar el tipo de suelda apropiada, ya que si tenemos temperatura que sobrepasan los 120 °C, esta unión puede abrirse (fundirse) y consecuentemente dejar escapar el fluido de trabajo.
3. El tipo de sellado debe ser el correcto, caso contrario el fluido de trabajo se evaporaría y perdería su funcionabilidad, dependiendo de la aplicación y uso se pueden usar válvulas de esfera que realizan un sellado aceptable.
4. Ensayar con diferentes tipos de mechas como puede ser metal sinterizado y contrastar con éste análisis.
5. El material del contenedor (tubo) debe ser capaz de soportar los ataques externos al que estará sometido, entre otros presión, corrosión, erosión, ataque químico.
6. Para futuras investigaciones será recomendable modelar el proceso interno usando para ello software de elementos finitos que permitan simular, analizar e interpretar en forma teórica y estos datos compararlos con los que experimentalmente se obtengan.

## **CAPÍTULO VI**

### **LA PROPUESTA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS DE CALOR, UTILIZANDO LOS GASES PRODUCTO DE LA COMBUSTIÓN GENERADOS POR EL CALDERO INSTALADO EN LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA, CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO”**

#### **6.1. Datos informativos**

Se diseñará y construirá un intercambiador de calor usando dos tipos de fluidos de trabajo diferentes, mercurio y agua, el mismo que constará de un tubo en cobre, material interno será de malla de acero inoxidable mesh 80. El intercambiador será instalado a la salida de la chimenea del caldero con el objeto de aprovechar la temperatura de los gases productos de la combustión, por medio de este aprovechamiento tendremos la temperatura suficiente para que en el interior de los tubos de calor se produzca la evaporación del fluido de trabajo.

El agua para la alimentación del caldero pasará por el intercambiador de calor aumentando su temperatura.

#### **6.2. Antecedentes de la propuesta**

En Ecuador existe muy poca investigación sobre los tubos de calor, el mayor porcentaje de estudios realizados en este campo se lo realiza en los Países

desarrollados con diversas aplicaciones que van desde el aprovechamiento de la energía geotérmica hasta la utilización de estos elementos en motores eléctricos.

### **6.3. Justificación.**

El ahorro de la energía en cualquier proceso térmico siempre será de gran importancia, la construcción de un intercambiador de calor utilizando un método no convencional como son los tubos de calor ayudan a obtener beneficios tanto ambientales como económicos.

Luego de haber realizado el análisis de los tubos de calor, la aplicabilidad de estos es innumerable, se ha decidido usar los mismos aprovechando la temperatura de los gases producto de la combustión del caldero de la F. I. C. M. por lo que se instalará en la chimenea del mencionado caldero.

Por medio del diseño y construcción de un intercambiador de tubos de calor, se está implementando un laboratorio de energías en donde se podrá utilizar la temperatura del vapor generado así como la de los gases producto de la combustión.

Estos tipos de intercambiadores de calor podrán ser instalados en todo tipo de calderos.

Adicionalmente, cabe señalar que el Gobierno Nacional está apoyando a la creación de nuevas patentes las mismas que formarán parte de la nueva matriz productiva, se considera que con los resultados de este tipo de investigaciones se podrán conseguir los objetivos señalados.

## **6.4. Objetivos**

### **6.4.1 Objetivo general**

Diseñar y construir un intercambiador de tubos de calor, utilizando los gases producto de la combustión generados por el caldero instalado en la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

### **6.4.2 Objetivos específicos**

Se pueden mencionar entre los objetivos específicos los siguientes:

- ✓ Aumentar la temperatura del agua de alimentación al caldero.
- ✓ Comprobar la diferencia de comportamiento de los tubos de calor, utilizando como fluidos de trabajo el mercurio y el agua.
- ✓ Verificar de las ecuaciones que rigen el proceso de los tubos de calor con la funcionabilidad y comportamiento de ellos.
- ✓ Utilización del caldero de la F. I. C. M. para el uso de intercambiadores de calor.

## **6.5. Análisis de factibilidad**

La investigación tiene una viabilidad ambiental ya que ayudará a disminuir el consumo innecesario de combustible fósil al calentar el agua de alimentación del caldero.

Tecnológicamente el estudio de los tubos de calor abrirá el camino para futuras aplicaciones en el ámbito de las energías alternativas.

El diseño y construcción de un intercambiador de tubos de calor, utilizando los gases productos de la combustión generados por el caldero instalado en la

Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, es totalmente factible no se necesita de una inversión muy alta, los materiales los podemos adquirir localmente, para la fabricación necesitamos herramientas básicas a excepción de elementos puntuales como es la bomba de vacío, la misma que fue facilitada por el laboratorio de energía de la F. I. C. M. de la Universidad Técnica de Ambato.

## **6.6. Fundamentación científico - técnica**

### **6.6.1 Parámetros de funcionamiento**

Con la aplicación de las ecuaciones señaladas en los capítulos anteriores se procede a realizar los cálculos necesarios para el dimensionamiento, diseño y construcción del intercambiador de calor, los mismos que están resumidos en las tablas siguientes:

Tabla 6. 1 Número de tubos para el I. C. usando como fluido de trabajo mercurio.

<b>FLUIDO DE TRABAJO MERCURIO, MATERIAL DE LA MALLA ACERO INOXIDABLE</b>		
Temperatura de los gases productos de la combustión, $T_f = T_p$ ,	90	°C
Caída de temperatura entre la superficie del evaporador y el condensado, $\Delta T$	66	°C
Tamaño de la malla	80	mesh
Número de capas	1	
Diámetro del hilo de la malla, $dm$	1,40E-04	m
Espesor de la mecha, $tw$	1,40E-04	m
Diámetro del núcleo del vapor, $dv$	1,36E-02	m
Espesor de la pared del tubo, $tp$	1,02E-03	m
Longitud zona de condensado, $Lc$	0,06	m
Longitud zona de adiabática, $La$	0,04	m
Longitud zona de evaporación, $Le$	0,08	m
Longitud tubo de calor, $L$	0,18	m
Conductividad térmica del contenedor, $kp$	52,00	W/m°C
Conductividad térmica del fluido de trabajo, $kl$	9,20	W/m°C
Área de la sección transversal de la tubería, $Ap$ o $At$	1,98E-04	m <sup>2</sup>
Porosidad de la mecha, $\epsilon$	0,6364	
Conductividad térmica del material de la mecha, $kw$	13,40	W/m°C
Viscosidad del vapor, $\mu v$	2,500E-05	Kg/m*seg
Densidad del vapor, $\rho v$	0,005	Kg/m <sup>3</sup>
Calor latente de vaporización, $\lambda$	3,13E+05	J/Kg
Área del flujo de vapor, $Av$	1,44E-04	m <sup>2</sup>
Resistencia térmica a través de la pared de la tubería en la zona de condensado, $R_{p,c}$	1,29E-06	m <sup>2</sup> °C/W
Resistencia térmica a través del relleno en la pared de la tubería en la zona de condensado, $R_{w,c}$	1,01E-06	m <sup>2</sup> °C/W
Resistencia térmica del vapor, $R_v$	1,39E-05	m <sup>2</sup> °C/W
Resistencia térmica a través del relleno en la pared de la tubería en la zona del evaporador, $R_{w,e}$	7,56E-07	m <sup>2</sup> °C/W
Resistencia térmica a través de la pared de la tubería en la zona del evaporador, $R_{p,e}$	9,69E-07	m <sup>2</sup> °C/W
Coefficiente Global, $U_{tc}$	5,58E+04	W/m <sup>2</sup> °C
Flujo de calor, $Q_p$ (del tubo de calor)	729,43	W
Temperatura en la zona de condensado, $T_{p,c}$	24,00	°C
Gasto de la bomba, $\dot{g}$	0,21	lit./minuto

CONTINUACIÓN TABLA 6.1		
Temperatura de ingreso al intercambiador, $T_i$	17,4	°C
Temperatura de salida al intercambiador, $T_f$	24	°C
Calor específico del agua, $C_p$	4180	J/Kg °C
Densidad del fluido, $\rho_f$	992,1	Kg/m <sup>3</sup>
Flujo de calor de la bomba, $Q_b$	95,80	W
<u>Límite Capilar</u>		
Densidad del líquido, $\rho_l$	13382	Kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad del líquido, $\mu_l$	1,280E-03	Kg/m*seg
Tensión superficial, $\sigma$	0,4600	N/m
Permeabilidad de la mecha, $K$	3,13E-10	m <sup>2</sup>
Área de la sección transversal de la mecha, $A_w$	6,03E-06	m <sup>2</sup>
Coefficiente friccional del líquido, $f_l$	162,05	(N/m <sup>2</sup> )/(W/m)
Radio de vaporización, $r_v$	6,78E-03	m <sup>2</sup>
Radio de capilaridad, $r_c$	1,59E-04	m
Presión máxima de capilaridad, $P_{cm}$	5.795,28	N/m <sup>2</sup>
Presión hidrostática normal, $\Delta P$	1.780,52	N/m <sup>2</sup>
máximo presión efectiva de bombeo, $P_{pm}$	4.014,76	N/m <sup>2</sup>
máximo transporte de capilaridad, $Q_{Lc. \text{máximo}}$	<b>22,15</b>	<b>W-m</b>
Límite de capilaridad máxima, $Q_{c. \text{máximo}}$	<b>201,32</b>	<b>W</b>
<u>Límite sónico</u>		
Temperatura de los gases productos de la combustión, $T_f = T_p$ ,	90	°C
Proporción de calor específico, $\gamma_v$	1,67	
Constante universal de los gases, $R$	8,31E+03	J/Kg.-mol °K
Peso molecular del fluido de trabajo, $M$	200,59	mol
Constante del vapor, $R_v$	41,45	J/Kg.-°K
Límite sónico máximo, $Q_s \text{ máximo}$	<b>15,50</b>	<b>W</b>
<u>Límite de arrastre</u>		
Radio hidráulico. $r_{h,s}$	8,88E-05	m
Límite de escurrimiento máximo, $Q_e \text{ máximo}$	<b>162,68</b>	<b>W</b>
<u>Límite de ebullición</u>		
Radio de nucleación, $r_n$	2,54E-07	m
Límite de arrastre, $Q_b \text{ max.}$	<b>217.923,31</b>	<b>KW</b>
Número de tubos de calor, $N$	6	tubos

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

Tabla 6. 2 Número de tubos para el I. C. usando como fluido de trabajo agua.

<b>FLUIDO DE TRABAJO AGUA, MATERIAL DE LA MALLA ACERO INOXIDABLE</b>		
Temperatura de los gases productos de la combustión, $T_f = T_{p,e}$	90	°C
Caída de temperatura entre la superficie del evaporador y el condensado, $\Delta T$	55	°C
Tamaño de la malla	80	mesh
Número de capas	1	
Diámetro del hilo de la malla, $dm$	1,40E-04	m
Espesor de la mecha, $tw$	1,40E-04	m
Diámetro del núcleo del vapor, $dv$	1,36E-02	m
Espesor de la pared del tubo, $tp$	1,02E-03	m
Longitud zona de condensado, $Lc$	0,06	m
Longitud zona de adiabática, $La$	0,04	m
Longitud zona de evaporación, $Le$	0,08	m
Conductividad térmica del contenedor, $kp$	52,00	W/m°C
Conductividad térmica del fluido de trabajo, $kl$	0,6721	W/m°C
Área de la sección transversal de la tubería, $Ap$ o $At$	1,98E-04	m <sup>2</sup>
Porosidad de la mecha, $\epsilon$	0,6364	
Conductividad térmica del material de la mecha, $kw$	13,40	W/m°C
Viscosidad del vapor, $\mu v$	1,170E-05	Kg/m*seg
Densidad del vapor, $\rho v$	0,445	Kg/m <sup>3</sup>
Calor latente de vaporización, $\lambda$	2,28E+06	J/Kg
Área del flujo de vapor, $Av$	1,44E-04	m <sup>2</sup>
Radio del vapor hidráulico, $rh,v$	6,78E-03	m
Resistencia térmica a través de la pared de la tubería en la zona de condensado, $R_{p,c}$	1,29E-06	m <sup>2</sup> °C/W
Resistencia térmica a través del relleno en la pared de la tubería en la zona de condensado, $R_{w,c}$	7,98E-06	m <sup>2</sup> °C/W
Resistencia térmica del vapor, $R_v$	1,55E-11	m <sup>2</sup> °C/W
Resistencia térmica a través del relleno en la pared de la tubería en la zona del evaporador, $R_{w,e}$	5,98E-06	m <sup>2</sup> °C/W
Resistencia térmica a través de la pared de la tubería en la zona del evaporador, $R_{p,e}$	9,69E-07	m <sup>2</sup> °C/W
Coefficiente Global, $U_{tc}$	6,16E+04	W/m <sup>2</sup> °C
Flujo de calor, $Q_p$ (del tubo de calor)	670,92	W
Temperatura en la zona de condensado, $T_{p,c}$	35,00	°C
Gasto de la bomba, $\dot{g}$	0,3	lit./minuto
Temperatura de ingreso al intercambiador, $T_i$	17	°C

CONTINUACIÓN TABLA 6.2

Temperatura de salida al intercambiador, $T_f$	27,7	°C
Calor específico del agua, $C_p$	4180	J/Kg °C
Densidad del fluido, $\rho_f$	992,1	Kg/m <sup>3</sup>
Flujo de calor de la bomba, $Q_b$	221,86	W
<b>Límite Capilar</b>		
Densidad del líquido, $\rho_l$	962,5	Kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad del líquido, $\mu_l$	3,040E-04	Kg/m*seg
Tensión superficial, $\sigma$	0,0360	N/m
Permeabilidad de la mecha, $K$	3,13E-10	m <sup>2</sup>
Área de la sección transversal de la mecha, $A_w$	6,03E-06	m <sup>2</sup>
Coefficiente friccional del líquido, $f_l$	73,46	(N/m <sup>2</sup> )/(W-m)
Radio de vaporización, $r_v$	6,78E-03	m <sup>2</sup>
Radio de capilaridad, $r_c$	1,59E-04	m
Presión máxima de capilaridad, $P_{cm}$	453,54	N/m <sup>2</sup>
Presión hidrostática normal, $\Delta P$	128,06	N/m <sup>2</sup>
máximo presión efectiva de bombeo, $P_{pm}$	325,48	N/m <sup>2</sup>
máximo transporte de capilaridad, $Q_{Lc. \text{máximo}}$	<b>4,43</b>	<b>W-m</b>
Límite de capilaridad máxima, $Q_{c. \text{máximo}}$	<b>40,27</b>	<b>W</b>
<b>Límite sónico</b>		
Temperatura de los gases productos de la combustión, $T_f = T_{p,e}$	90	°C
Proporción de calor específico, $\gamma_v$	1,33	
Constante universal de los gases, $R$	8,31E+03	J/Kg.-mol-°K
Peso molecular del fluido de trabajo, $M$	18,00	mol
Constante del vapor, $R_v$	461,89	J/Kg.-°K
Límite sónico máximo, $Q_s \text{ máximo}$	<b>32,05</b>	<b>KW</b>
<b>Límite de arrastre</b>		
Radio hidráulico, $r_{h,s}$	8,88E-05	m
Límite de escurrimiento máximo, $Q_e \text{ máximo}$	<b>3,13</b>	<b>KW</b>
<b>Límite de ebullición</b>		
Radio de nucleación, $r_n$	2,54E-07	m
Límite de arrastre, $Q_b \text{ max.}$	<b>3,32</b>	<b>KW</b>
Número de tubos de calor, $N$	6	tubos

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

### **6.6.2 Funcionamiento del intercambiador de calor**

Luego de obtener los datos necesarios para el funcionamiento correcto de los tubos de calor, se construye el alojamiento donde se colocarán estos intercambiadores, los mismos que se instalarán en la chimenea del caldero. La temperatura proveniente de los gases productos de la combustión del caldero se utilizará para el funcionamiento de los tubos de calor, se hará fluir por estos la cantidad de líquido que necesita el caldero para su correcto desempeño, la temperatura del fluido se elevará, este líquido ingresará al tanque de alimentación el mismo que es utilizado para la generación del vapor.

### **6.7. Modelo operativo**

Luego de la culminación de la investigación y de su construcción, el mantenimiento y uso estará bajo el cuidado del área de energía de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

Los costos operativos serán nulos ya que son libres de mantenimiento y su vida útil es de aproximadamente quince años.

#### **6.7.1 Construcción del intercambiador de calor**

A continuación se detalla la construcción del intercambiador de calor, se sigue el esquema realizado en el capítulo cuatro.

- A) Se realiza el corte de los tubos de cobre a la medida calculada y diseñada con anterioridad, en este proceso colocamos los tapones y los adaptadores de cobre, dentro del tubo colocamos la malla mesh 80 de acero inoxidable.



Figura 6. 1 Tubos de calor a ser instalados en el Intercambiador de Calor.  
Elaborado por: Ing. Luis Escobar



Figura 6. 2 Malla #80 de acero inoxidable instalada dentro del contenedor.  
Elaborado por: Ing. Luis Escobar

- B) Se realiza el vacío con la respectiva bomba, luego se precede a llenar los tubos con el fluido de trabajo calculado por la ecuación respectiva, primeramente ensayamos con mercurio. Sellamos los mismos por medio de suelda a base de estaño y suelda autógena.
- C) A continuación construimos una caja en acero inoxidable, dentro de ella estarán los tubos de calor correspondiente a la zona de evaporación.



Figura 6. 3 Intercambiador de calor construido.  
Elaborado por: Ing. Luis Escobar

- D) Los tubos los fijamos a la placa de acero al carbono, rodela plana y adaptadores de cobre.
- E) El intercambiador lo colocamos en la chimenea del caldero, con el propósito de aprovechar la temperatura de los gases productos de la combustión.



Figura 6. 4 Intercambiador de calor instalado dentro de la chimenea del caldero  
Elaborado por: Ing. Luis Escobar



Figura 6. 5 Vista superior del intercambiador de calor instalado dentro de la chimenea del caldero.

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

- F) Armamos la toma de agua a la entrada del intercambiador de calor y a la salida.



Figura 6. 6 Vista general de la instalación y uso del Intercambiador de Calor en el caldero de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

- G) Registramos la temperatura del agua a la entrada del intercambiador y a la salida del mismo.



Figura 6. 7 Temperatura de ingreso al Intercambiador de Calor.  
Elaborado por: Ing. Luis Escobar



Figura 6. 8 Aforando el caudal del I. C.  
Elaborado por: Ing. Luis Escobar



Figura 6. 9 Temperatura de salida del Intercambiador de Calor.

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

- H) Procesamos los datos respectivos y comparamos con los obtenidos en las ecuaciones respectivas.
- I) Por último repetimos el proceso de A) al H) pero con otro fluido es este caso agua destilada y comparamos con las ecuaciones señaladas anteriormente.

### 6.7.2 Máquinas y herramientas utilizadas

Se utilizó las siguientes máquinas y herramientas:

- ✓ Bomba de vacío.
- ✓ Cortadora de plasma.
- ✓ Taladro de pedestal.
- ✓ Torno.
- ✓ Soldadora autógena.
- ✓ Soldadora eléctrica.
- ✓ Esmeriladora.

- ✓ Machuelos.
- ✓ Tijera para cortar metal.
- ✓ Cortadora de tubería de cobre.
- ✓ Soldadoras y fundentes para cobre.
- ✓ Limas para metal.
- ✓ Entenalla.

Los instrumentos de medición y trazado fueron:

- ✓ Flexómetro.
- ✓ Escuadras de metal.
- ✓ Calibradores.
- ✓ Termómetro.

### **6.7.3 Costos**

Luego de haber realizado el diseño del intercambiador de calor se procede a la construcción de la misma, la tabla adjunta detalla los costos de construcción de los mismos:

### 6.7.3.1 Costos directos

Tabla 6. 3 Costos directos

ÍTEM	UNI.	CANTI.	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNI.	TOTAL
1	tubo	0,75	Cañería de cobre de 1/2"	35	26,25
2	m <sup>2</sup>	0,1	Malla de acero inoxidable de 80 mesh	20	2
3	u	12	Tapones de 1/2" en cobre	0,8	9,6
4	u	6	Adaptadores de 5/8" en cobre	2,5	15
5	u	6	Terminales de 1/2" en cobre	1,25	7,5
6	u	1	Silicona para alta temperatura	2,8	2,8
7	u	1	Broca para metal 30 mm	31,5	31,5
<b>CONTINUACIÓN TABLA 6.3</b>					
8	libra	1	Electrodos 3/32" para acero inoxidable	6	6
9	u	0,5	Tanque de propano	45	22,5
10	rollo	0,3	Suelda estaño - plomo	32	9,6
11	u	0,35	Cinta auto fundente	4	1,4
12	u	0,15	Agua destilada	0,8	0,12
13	mg	42	Mercurio líquido	0,3	12,6
14	u	3	Adaptadores de 1/2" de cobre para manguera	1,5	4,5
15	m	4	Manguera de 1/2"	0,5	2
16	u	3	Abrazaderas de 1/2"	0,25	0,75
17	u	1	Teflón	0,5	0,5
18	u	6	Rodelas de 22 mm	0,8	4,8
19	u	1	Tuerca en acero inoxidable de 3/4"	1,5	1,5
20	m2	0,08	Plancha de acero inoxidable de 3 mm	180	14,4
21	m2	0,04	Plancha de acero en 2 mm	80	3,2
				<b>TOTAL USD</b>	<b>178,52</b>

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

### 6.7.3.2 Costos de mano de obra

Tabla 6. 4 Costos de mano de obra

<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>HORAS TRABAJADAS</b>	<b>COSTO/HORA</b>	<b>TOTAL</b>
<b>SOLDADOR POR SUELA S.M.A.W.</b>	8	3,5	28
<b>SOLDADOR POR SUELDA AUTÓGENA</b>	3	5	15
<b>TORNERO</b>	0,5	2	1
		<b>TOTAL USD</b>	<b>44</b>

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

### 6.7.3.3 Costos del uso de la maquinaria

Tabla 6. 5 Costo del uso de la maquinaria

<b>CARGO</b>	<b>HORAS TRABAJADAS</b>	<b>COSTO/HORA</b>	<b>TOTAL</b>
<b>TORNO</b>	0,5	2,5	1,25
<b>EQUIPO DE SUELDA AUTÓGENA</b>	3	2	6
<b>EQUIPOS Y MAQUINARIAS VARIAS</b>	4	2	8
		<b>TOTAL USD</b>	<b>15,25</b>

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

### 6.7.3.4 Costo total

Tabla 6. 6 Costo total

<b>DETALLE</b>	<b>COSTO</b>
<b>COSTOS DIRECTOS</b>	178,52
<b>COSTOS DE MANO DE OBRA</b>	44,00
<b>COSTOS DE MAQUINARIA</b>	15,25
<b>SUB TOTAL</b>	237,77
<b>IMPREVISTOS (10%)</b>	23,78
<b>TOTAL USD</b>	<b>261,55</b>

Elaborado por: Ing. Luis Escobar

## **6.8. Administración**

La administración y operatividad del intercambiador de calor de tubos se encargará el área de energía de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

## **6.9. Plan de monitorio y evaluación de la propuesta**

El intercambiador de calor debe ser monitoreado y evaluado en cada una de las prácticas de laboratorio donde sea usado, cambiando varios tipos de fluido de trabajo con el objeto de poderlos contrastar.

La aplicabilidad no solo se limita a la utilización de los gases productos de la combustión que genera el caldero, sino a diversos elementos y máquinas que forman parte del laboratorio de energía, por lo tanto es otra manera de monitorear y evaluar el funcionamiento de la investigación.

Con los resultados de la evaluación y el monitoreo se podrá tomar decisiones para realizar mejoras tanto en el tipo, material y forma de la mecha así como el diámetro y el número de tubos de calor.

Una de las mejoras que se podrían realizar es construir los tubos de calor aletados con lo que se tendrá una mejor transferencia de calor.

## BIBLIOGRAFÍA

A, D. (2004). *Diseño y construcción de un intercambiador de calor utilizando termosifones bifásicos*. Medellín.

Chi, S. (1976). *Heat Pipe Theory and practice*. New York: McGraw - Hill.

ipcc. (s.f.). Obtenido de [www.ipcc.ch/assessment-reprt/ar4/syr/ar4\\_syr\\_sp.PDF](http://www.ipcc.ch/assessment-reprt/ar4/syr/ar4_syr_sp.PDF)

Miranda, Á. L. (2005). *Tubos de calor Una tecnología para el siglo XXI*.  
Barcelona: CEAC.

*monografias*. (s.f.). Obtenido de  
[www.monografias.com/trabajos14/investigacion/investigacion.shtml](http://www.monografias.com/trabajos14/investigacion/investigacion.shtml)

Naranjo, G. (2008). *Teoría de la Investigación Científica*. Ambato.

Ochterbeck, J. (s.f.). *Heat Pipes*. South Carolina: Department of Mechanical Engineering, Clemson University.

Peña, A. (2009). *Estudio de disipadores de calor tipp heat pipe aplicación de uso a dos sistemas*. Madrid: Universidad Pontificia Comillas.

Reay, D. (2006). *Heat Pipes Theory Desing and Applications*. Oxford:  
ELSEVIER.

*somosamigosdelatierra*. (s.f.). Obtenido de [www.somosamigosdelatierra.org](http://www.somosamigosdelatierra.org)

# **ANEXOS**

**ENERGY RECOVERY SYSTEMS COMPARATIVE MATRIX**

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
<b>ENERGY TRANSFER TECHNOLOGY</b>	1	2	2	4	3	4	3	5	1	1	5
ENERGY RECOVERY EFFICIENCY (Sensible / Latent Total)	1	2	2	4	3	4	3	5	1	1	5
SCAVENGER ENERGY LOSSES (Extra fan / pump response)	1	2	2	4	3	4	3	5	1	1	5
INSTALLED COST PREMIUM (Avoided Chilled/Heated Water Investment)	1	1	2	4	3	4	3	5	1	1	5
ENERGY PLANT FIRST COST CREDIT	1	1	2	4	3	4	3	5	1	1	5
AFTER-TAX RETURN ON INVESTMENT (Pay Back)	1	1	2	4	3	4	3	5	1	1	5
REMOVE SUPPLY EXHAUST (Pay Back)	1	1	2	4	3	4	3	5	1	1	5
AIR BETWEEN EXHAUST LOCATIONS	1	1	2	4	3	4	3	5	1	1	5
MANTENANCE COSTS (Note #1)	1	1	2	4	3	4	3	5	1	1	5
DIMENSIONAL IMPACT ON AIR HANDLING EQUIPMENT	1	1	2	4	3	4	3	5	1	1	5
HUMIDITY CONTROL CAPABILITIES (Energy recovery model)	1	1	2	4	3	4	3	5	1	1	5
HUMIDITY CONTROL CAPABILITIES (Note #1)	1	1	2	4	3	4	3	5	1	1	5
HUMIDITY CONTROL CAPABILITIES (Note #1)	1	1	2	4	3	4	3	5	1	1	5
SUITABILITY FOR "HEATING ONLY" APPLICATION	1	1	2	4	3	4	3	5	1	1	5

**1 = BEST (Most Desirable) 5 = WORST (Least Desirable)**

Note #1: Only the Semo 3A Molecular Sieve Wheel carries third party certification for cross-contamination and the guarantee is less than 0.04%. Wheels which use chemically treated aluminum or Silica Gel as the desiccant media produce tremendous cross-contamination. The "5" rating is representative of massive cross-contamination for these styles of desiccant, not for the Semo 3A wheel!

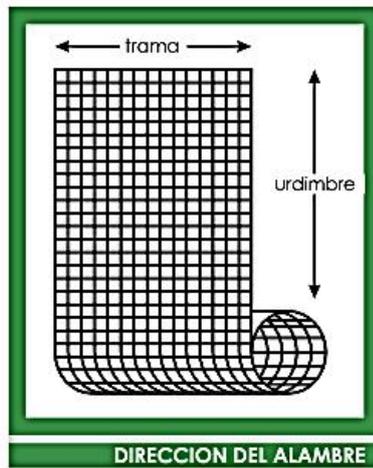
**Integrated Environmental Systems, Inc.**  
 221 Hope Street, Bldg. #2  
 Carnegie, PA 15106-3655  
 (412) 429-2700 • Fax: (412) 429-2707

**IES**

## TEJIDOS METALICOS DE USO INDUSTRIAL

### Terminología de Mallas Cuadradas:

Tejido cuadrado: contrario al caso de los tejidos reps, en este tipo de tejido los alambres están tejidos de modo que tienen la misma distancia entre sí. Así se forman mallas abiertas a través de las cuales el líquido pasa en línea recta. Este tipo de tejido se distingue por una resistencia de flujo especialmente baja y una destacada capacidad de retrolavado y limpieza. Comúnmente se utiliza la malla o tejido cuadrado para filtros de suciedad con bajo diferencial de presión, para filtros de retrolavado en combinación con tejidos reps en otras soluciones, para escalpado, tamizado, etc.



### Terminología de las Telas Metálicas:

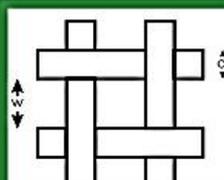
- Luz de Malla (W): es la separación entre dos alambres contiguos de urdimbre o trama medido en proyección plana.

- Espesor de Alambre (d): es el diámetro del alambre de la malla medido antes de tejer.

- Malla (P): es la distancia de eje a eje de dos alambres contiguos o bien la suma de la luz de Malla (W) y un diámetro de alambre (d).

- Urdimbre: conjunto de la totalidad de los alambres longitudinales paralelos a los bordes u orilla de la tela.

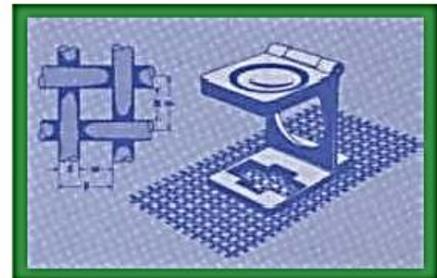
- Trama: conjunto de la totalidad de los alambres perpendiculares a los alambres de la urdimbre.



$$\text{Mesh} = \frac{24.5 \text{ mm}}{w \text{ (mm)} + d \text{ (mm)}}$$

$$A_o = \left( \frac{w}{w + d} \times 100\% \right)^2$$

**IDENTIFICACION DE UNA MALLA**

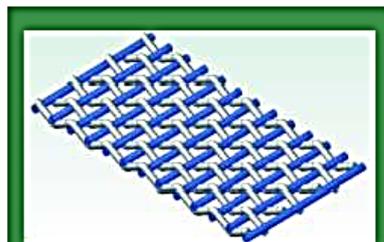


MALLAS TEJIDAS ESTANDAR			
Mesh	Ø hilo mm	Abertura mm	% Area libre
2	1,5	11,2	77
3	1,5	7,1	69,4
4	1,2	5	57,6
5	1	4	64
6	0,89	3,35	62,1
8	0,71	2,46	60,2
8	1	2,5	51
10	0,63	1,91	56,3
10	0,89	1,65	42,3
12	0,58	1,52	51,8
14	0,5	1,3	51
14	0,813	0,99	29,8
16	0,45	1,13	50,7
16	0,635	0,953	36
18	0,432	0,98	48,3
20	0,4	0,86	46,2
24	0,35	0,7	44,2
30	0,30	0,54	40,8
40	0,254	0,38	36
50	0,23	0,28	30,3
60	0,191	0,23	30,5
70	0,165	0,2	29,8
80	0,14	0,19	31,4
100	0,114	0,14	30,3
120	0,0889	0,122	30
150	0,066	0,1041	37,8
180	0,0584	0,0838	34,7
200	0,0533	0,0737	33,6
250	0,0406	0,061	36
325	0,0356	0,0432	30,5
400	0,0254	0,0381	36
500	0,0229	0,0279	30,2

• Numero de alambres longitudinales (n): es la cantidad total de alambres contados sucesivamente en línea recta. Como unidad de medida se pueden tomar pulgadas o milímetros. (el numero de alambres o mallas medidas en una longitud de 25,4 mm se denomina mesh).

•Área libre de Tamizado (Ao): Cantidad porcentual de todas las aberturas de malla (luces) de una superficie determinada. Ao se da en función del cuadrado de la luz de malla (W) y de malla (P), redondeando el porcentaje sin decimales.

•Tipo de tejido o tejedurías: es la manera en que están cruzados los alambres de urdimbre y de trama.



TEJIDO LISO CUADRADO



TEJIDO LISO CUADRADO

## Anexo 3 Características de la tubería de cobre tipo L



Tubería rígida de cobre Tipo "L"

Productos, Medidas y Especificaciones

### Descripción General

Tubería de cobre tipo "L" en medidas nominales de 1/4" a 4".

### Especificaciones Generales

La tubería rígida de cobre se fabrica bajo la Norma ASTM B88. Se usa en instalaciones de Gas Combustible y Medicinal, tomas Domiciliarias de Agua fría y caliente Potable, en instalaciones de fluidos a presión en condiciones mas severas de servicio y seguridad.

## TUBERIA DE COBRE TIPO L

### PRESENTACION TRAMOS STANDARD DE 6.10 MTS.

MEDIDA NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR	GRUESO PARED	PESO KGS. POR METRO	PESO KGS. POR TRAMOS	PRESION MAXIMA POR Lbs. x Pulg. <sup>2</sup>	PRESION CONSTANTE Lbs. x Pulg. <sup>2</sup>	FLUJO EN LITROS X MINUTO
1/4"	.375"	.030"	87	1.143	7200	1440	
6.35 mm.	9.525 mm.	.762 mm.					
3/8"	.500"	.035"	.295	1.798	6300	1260	7.089
9.5 mm.	12.700 mm.	.889 mm.					
1/2"	.625"	.040"	.424	2.585	5760	1152	13.493
12.7 mm.	15.875 mm.	1.015 mm.					
5/8"	.750"	.042"	.539	3.285	5040	1008	
15.8 mm.	19.050 mm.	1.067 mm.					
3/4"	.875"	.045"	.677	4.126	4632	926	36.336
19 mm.	22.225 mm.	1.143 mm.					
1"	1.125"	.050"	.975	5.938	4000	800	74.94
25 mm.	28.575 mm.	1.270 mm.					
1 1/4"	1.375"	.055"	1.315	8.019	3600	720	132.66
32 mm.	34.925 mm.	1.397 mm.					
1 1/2"	1.625"	.060"	1.696	10.369	3323	664	212.56
38 mm.	41.275 mm.	1.524 mm.					
2"	2.125"	.070"	2.604	15.894	2965	593	450.79
51 mm.	53.975 mm.	1.778 mm.					
2 1/2"	2.625"	.80"	3.690	22.489	2742	548	811.12
64 mm.	66.675 mm.	2.032 mm.					
3"	3.125"	.090"	4.955	30.173	2592	518	1314.90
76 mm.	79.375 mm.	2.286 mm.					
3 1/2"	3.625"	.100"	6.384	38.942	2482	496	
89 mm.	92.075 mm.	2.540 mm.					
4"	4.125"	.110"	8.005	48.789	2400	480	2827.77
102 mm.	102.77 mm.	2.794 mm.					
5"	5.125"	.125"	11.325	69.076	2195	439	5173.35
125 mm.	142.87 mm.	3.175 mm.					

## CONEXIONES



### PARA TUBERÍA DE COBRE Y ACR

Distribuimos las conexiones de cobre marca Nibco®, la primera compañía en introducir conexiones forjadas en 1937, revolucionando la industria con productos confiables e innovadores.

- Establecieron el estándar para calidad
- Duraderas y confiables
- Amplia selección en conexiones forjadas y moldeadas
- Rango de tamaño de 3/8" a 3"
- La marca preferida en plomería
- Respaldado por una garantía limitada de 50 años
- Las conexiones de cobre forjadas son fabricadas de productos de cobre puro del molino de acuerdo a la norma ASTM B75, aleación C12200
- Normas de diseño – ANSI B16.22, MSS SP-104
- Manufacturado en fábrica con certificación ISO 9001



### CODOS

### ADAPTADOR

Diámetro Nominal	Diámetro Exterior	90 GRADOS		45 GRADOS		ROSCA HEMBRA		ROSCA MACHO	
		Peso neto aprox.	Unidad x empaque						
pulg.	pulg.	lb							
1/8	¼	0,01	50	0,01	50	0,03	50	–	–
¼	3/8	0,02	50	0,02	50	0,03	50	0,03	50
3/8	½	0,03	50	0,03	50	0,04	50	0,04	50
½	5/8	0,04	50	0,04	50	0,09	50	0,07	50
5/8	¾	0,10	50	0,09	50	0,12	–	0,16	–
¾	7/8	0,10	25	0,10	25	0,15	25	0,14	25
1	1 1/8	0,21	10	0,16	10	0,24	10	0,21	10
1 ¼	1 3/8	0,31	25	0,25	10	0,33	10	0,35	10
1 ½	1 5/8	0,46	20	0,35	10	0,44	10	0,44	10
2	2 1/8	0,84	15	0,65	5	0,63	5	0,81	5
2 ½	2 5/8	1,41	2	1,07	2	1,13	1	1,48	4
3	3 1/8	2,07	1	1,58	1	1,94	1	1,89	2
3 ½	3 5/8	2,94	1	–	1	–	–	–	1
4	4 1/8	4,23	1	3,35	1	–	–	–	1



### ANILLOS

### TEES

### TAPAS

### UNION UNIVERSAL

### SIFONES

Diámetro Nominal	Diámetro Exterior	Peso neto aprox.	Unidad x empaque								
1/8	¼	0,01	100	0,02	50	0,01	50	–	–	–	–
¼	3/8	0,01	100	0,02	50	0,01	50	0,10	10	–	–
3/8	½	0,01	100	0,04	50	0,01	50	0,15	50	–	–
½	5/8	0,03	50	0,06	50	0,02	100	0,22	25	0,36	10
5/8	¾	0,04	50	0,12	25	0,03	50	0,31	0	0,45	10
¾	7/8	0,06	25	0,15	25	0,04	50	0,31	10	0,58	5
1	1 1/8	0,11	10	0,30	10	0,07	10	0,54	10	0,92	1
1 ¼	1 3/8	0,16	25	0,43	5	0,10	25	0,76	25	1,16	4
1 ½	1 5/8	0,23	10	0,61	5	0,16	25	1,04	25	2,32	4
2	2 1/8	0,41	5	1,30	5	0,27	10	1,77	20	3,93	–
2 ½	2 5/8	0,65	5	2,40	1	0,50	5	3,25	20	–	–
3	3 1/8	0,93	3	3,15	8	0,78	5	4,75	10	–	–
3 ½	3 5/8	1,45	3	5,20	1	–	–	–	–	–	–
4	4 1/8	1,93	2	8,12	1	1,66	2	–	–	–	–



ANILLOS DE REDUCCION



BUSHING



TEE REDUCIDA

Consulte nuestra página web para otras conexiones de cobre disponibles, tales como anillos de reducción, bushing y tees reducidas.

## VÁLVULAS



VÁLVULAS DE BOLA

Diámetro Nominal	DE ROSCA		DE SOLDAR	
	Peso neto aprox.	Unidad x empaque	Peso neto aprox.	Unidad x empaque
pulg.	lb		lb	
¼	0,33	18	—	—
¾	0,30	18	0,38	18
½	0,44	18	0,40	18
¾	0,66	12	0,67	12
1	1,10	6	1,12	6
1 ¼	1,57	4	1,48	4
1 ½	2,40	2	2,38	2
2	3,37	2	3,62	2
2 ½	7,60	3	6,37	2
3	9,36	2	8,32	2
4	18,85	1	—	—



### VÁLVULAS DE BOLA DE LATÓN

La válvula de bola, conocida también como de "esfera", es un mecanismo que sirve para regular el flujo de un fluido canalizado y se caracteriza porque el mecanismo regulador situado en el interior tiene forma de esfera perforada.

Las válvulas son de un cuerpo de dos piezas, del mismo tamaño que la tubería a la que se adaptan (Full port), con manivela a prueba de salida (Blowout-Proof Stem) y con base de respaldo de teflón (PTFE).

Uso: Aplicaciones residenciales y comerciales ligeras. El uso típico de la válvula es en instalaciones domésticas para sistemas de agua caliente y fría, o para sistemas de aire comprimido.

#### De Rosca

- Rango de tamaño de ¼" – 3"
- ¼" – 2" 600 PSI/41,4 Bar.  
Máxima presión de servicio admisible
- 2 ½" – 4" 400 PSI/27,6 Bar.  
Máxima presión de servicio admisible
- Conforme con la especificación MSS SP-110
- Listado en IAPMO a la NSF/ANSI 61-8

#### De Soldar

- Rango de tamaño de ¼" – 4"
- ¼" – 2" 600 PSI/41,4 Bar.  
Máxima presión de servicio admisible
- 2 ½" – 4" 400 PSI/27,6 Bar. Máxima presión de servicio admisible
- Certificada en las Normas CSA a la ASME B16.44 y CR91-002 (Con rosca de ¼" – 4")
- Listado en UL (Con rosca ¼" – 4")
- Listado en IAPMO a la NSF/ANSI 61-8 (aplicables a los tamaños ½" – 2" solamente)



## Anexo 4 Propiedades de los fluidos de trabajo

### Water

Temp °C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m <sup>3</sup>	Vapour density kg/m <sup>3</sup>	Liquid thermal conductivity W/m°C	Liquid viscos. cP	Vapour viscos. cP × 10 <sup>2</sup>	Vapour press. Bar	Vapour specific heat kJ/kg°C	Liquid surface tension N/m × 10 <sup>2</sup>
20	2448	998.2	0.02	0.603	1.00	0.96	0.02	1.81	7.28
40	2402	992.3	0.05	0.630	0.65	1.04	0.07	1.89	6.96
60	2359	983.0	0.13	0.649	0.47	1.12	0.20	1.91	6.62
80	2309	972.0	0.29	0.668	0.36	1.19	0.47	1.95	6.26
100	2258	958.0	0.60	0.680	0.28	1.27	1.01	2.01	5.89
120	2200	945.0	1.12	0.682	0.23	1.34	2.02	2.09	5.50
140	2139	928.0	1.99	0.683	0.20	1.41	3.90	2.21	5.06
160	2074	909.0	3.27	0.679	0.17	1.49	6.44	2.38	4.66
180	2003	888.0	5.16	0.669	0.15	1.57	10.04	2.62	4.29
200	1967	865.0	7.87	0.659	0.14	1.65	16.19	2.91	3.89

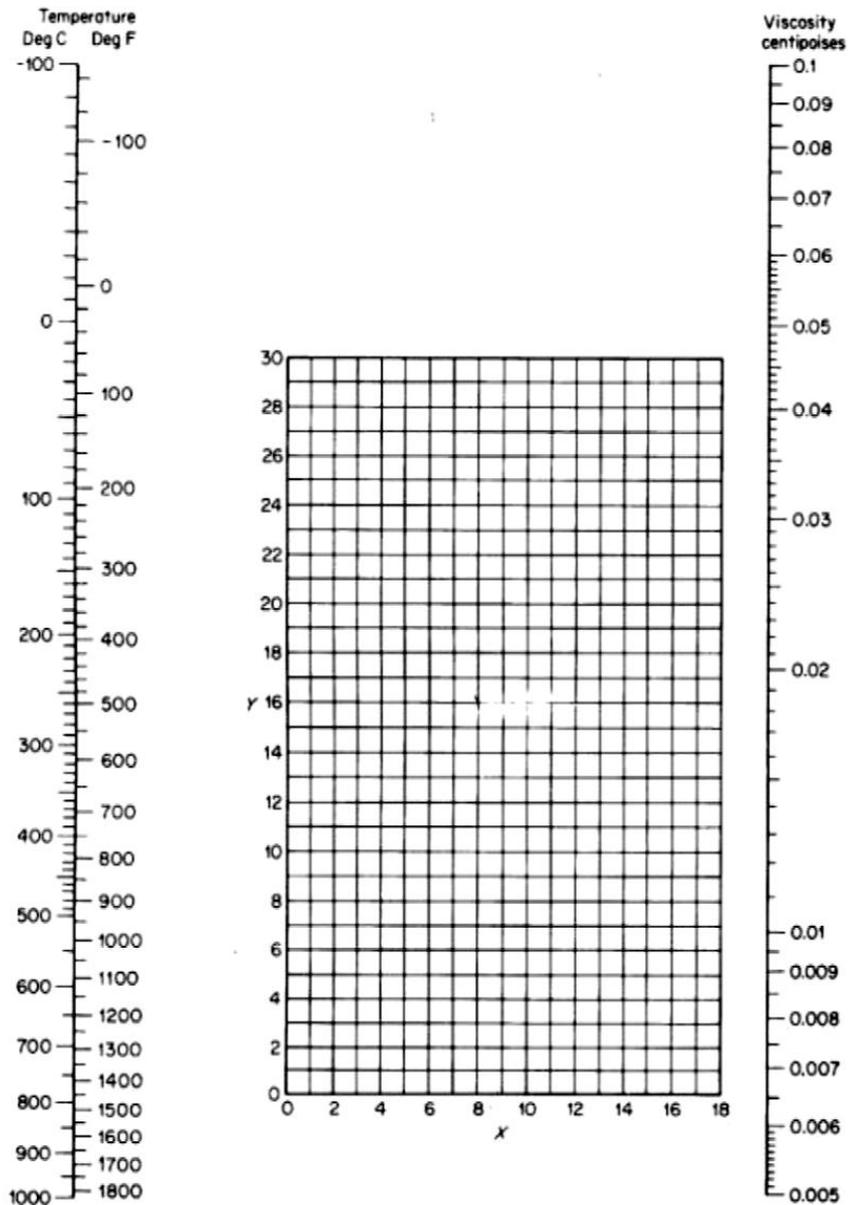
### Mercury

Temp °C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m <sup>3</sup>	Vapour density kg/m <sup>3</sup>	Liquid thermal conductivity W/m°C	Liquid viscos. cP	Vapour viscos. cP × 10 <sup>2</sup>	Vapour press. Bar	Vapour specific heat kJ/kg°C	Liquid surface tension N/m × 10 <sup>2</sup>
150	308.8	13230	0.01	9.99	1.09	0.39	0.01	1.04	4.45
250	303.8	12995	0.60	11.23	0.96	0.48	0.18	1.04	4.15
300	301.8	12880	1.73	11.73	0.93	0.53	0.44	1.04	4.00
350	298.9	12763	4.45	12.18	0.89	0.61	1.16	1.04	3.82
400	296.3	12656	8.75	12.58	0.86	0.66	2.42	1.04	3.74
450	293.8	12508	16.80	12.96	0.83	0.70	4.92	1.04	3.61
500	291.3	12308	28.60	13.31	0.80	0.75	8.86	1.04	3.41
550	288.8	12154	44.92	13.62	0.79	0.81	15.03	1.04	3.25
600	286.3	12054	65.75	13.87	0.78	0.87	23.77	1.04	3.15
650	283.5	11962	94.39	14.15	0.78	0.95	34.95	1.04	3.03
750	277.0	11800	170.00	14.80	0.77	1.10	63.00	1.04	2.75

## Gas Viscosities

The figure and coordinates below can be used to determine the viscosity of a gas at various temperatures. To use the figure, first locate the appropriate X and Y coordinates from the table below the gas or vapor in question. Then connect the temperature on the left scale below with the coordinate point you have located using a straight line that extends to the viscosity reading on the right scale.

To convert viscosity in centipoises to viscosity in g/(cm s), multiply centipoises by 0.01. For example, the viscosity of "air" at 20 C is about  $1.8 \times 10^{-4}$  g/(cm s).



## Coordinates for Use with Figure on Viscosity

No.	Gas	X	Y	No.	Gas	X	y
1	Acetic acid	7.7	14.3	29	Freon 113	11.3	14.0
2	Acetone	8.9	13.0	30	Helium	10.9	20.5
3	Acetylene	9.8	14.9	31	Hexane	8.6	11.8
4	Air	11.0	20.0	32	Hydrogen	11.2	12.4
5	Ammonia	8.4	16.0	33	3H <sub>2</sub> + 1N <sub>2</sub>	11.2	17.2
6	Argon	10.5	22.4	34	Hydrogen bromide	8.8	20.9
7	Benzene	8.5	13.2	35	Hydrogen chloride	8.8	18.7
8	Bromine	8.9	19.2	36	Hydrogen cyanide	9.8	14.9
9	Butene	9.2	13.7	37	Hydrogen iodide	9.0	21.3
10	Butylene	8.9	13.0	38	Hydrogen sulfide	8.6	18.0
11	Carbon dioxide	9.5	18.7	39	Iodine	9.0	18.4
12	Carbon disulfide	8.0	16.0	40	Mercury	5.3	22.9
13	Carbon monoxide	11.0	20.0	41	Methane	9.9	15.5
14	Chlorine	9.0	18.4	42	Methyl alcohol	8.5	15.6
15	Chloroform	8.9	15.7	43	Nitric oxide	10.9	20.5
16	Cyanogen	9.2	15.2	44	Nitrogen	10.6	20.0
17	Cyclohexane	9.2	12.0	45	Nitrosyl chloride	8.0	17.6
18	Ethane	9.1	14.5	46	Nitrous oxide	8.8	19.0
19	Ethyl acetate	8.5	13.2	47	Oxygen	11.0	21.3
20	Ethyl alcohol	9.2	14.2	48	Pentane	7.0	12.8
21	Ethyl chloride	8.5	15.6	49	Propane	9.7	12.9
22	Ethyl ether	8.9	13.0	50	Propyl alcohol	8.4	13.4
23	Ethylene	9.5	15.1	51	Propylene	9.0	13.8
24	Fluorine	7.3	23.8	52	Sulfur dioxide	9.6	17.0
25	Freon 11	10.6	15.1	53	Toluene	8.6	12.4
26	Freon 12	11.1	16.0	54	2,3,3-Trimethylbutane	9.5	10.5
27	Freon 21	10.8	15.3	55	Water	8.0	16.0
28	Freon 22	10.1	17.0	56	Xenon	9.3	23.0

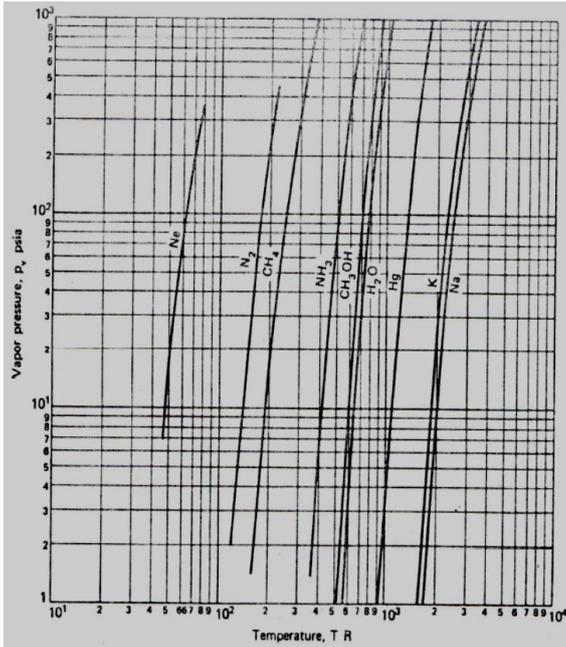


FIG. C-1 Saturation pressure of several heat pipe working fluids. (1 deg R = 0.5556 deg K, 1 psi = 6.895 × 10<sup>3</sup> N/m<sup>2</sup>)

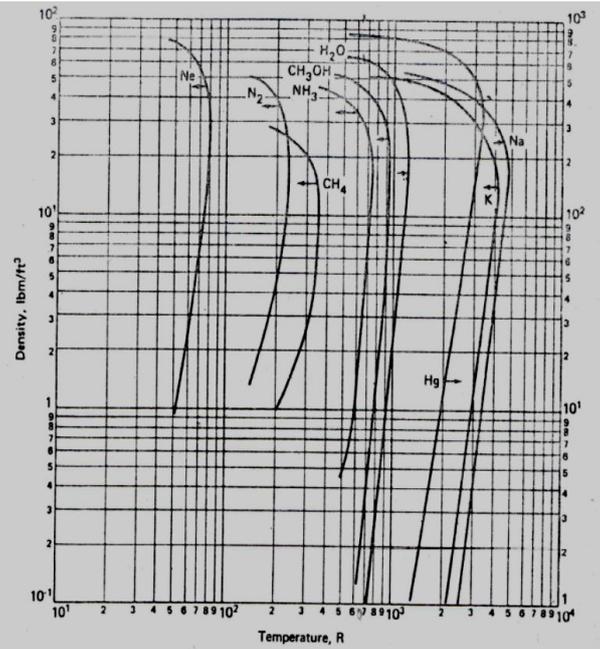


FIG. C-2 Saturation density of several heat pipe working fluids. (1 deg R = 0.5556 deg K, 1 lbm/ft<sup>3</sup> = 16.02 kg/m<sup>3</sup>)

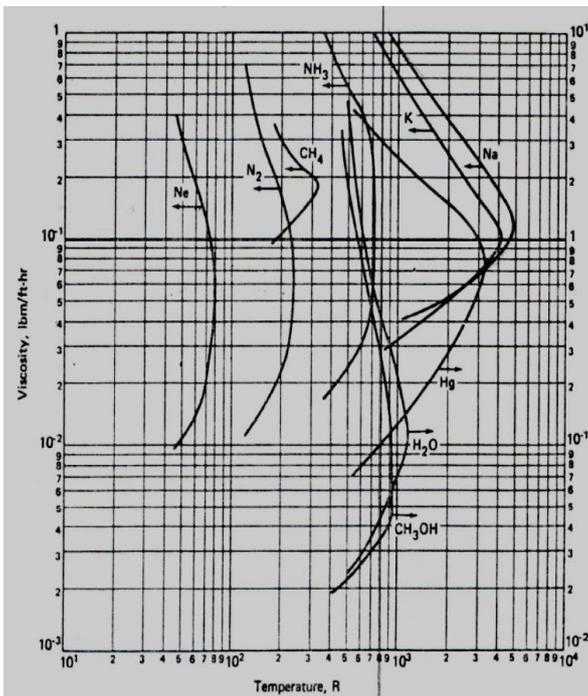


FIG. C-3 Viscosity of several heat pipe working fluids at saturation state. (1 deg R = 0.5556 deg K, 1 lbm/ft-hr = 4.134 × 10<sup>-4</sup> kg/m-sec)

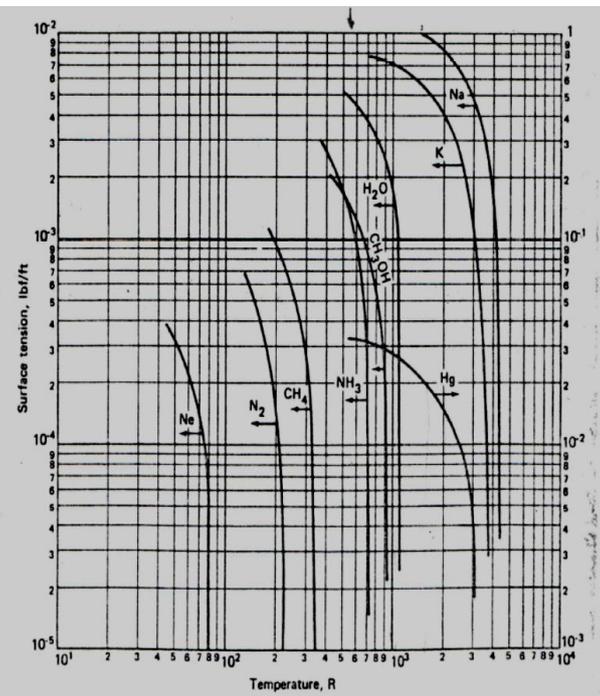


FIG. C-4 Surface tension of saturated liquid for several heat pipe working fluids. (1 deg R = 0.5556 deg K, 1 lb/ft = 14.59 N/m)

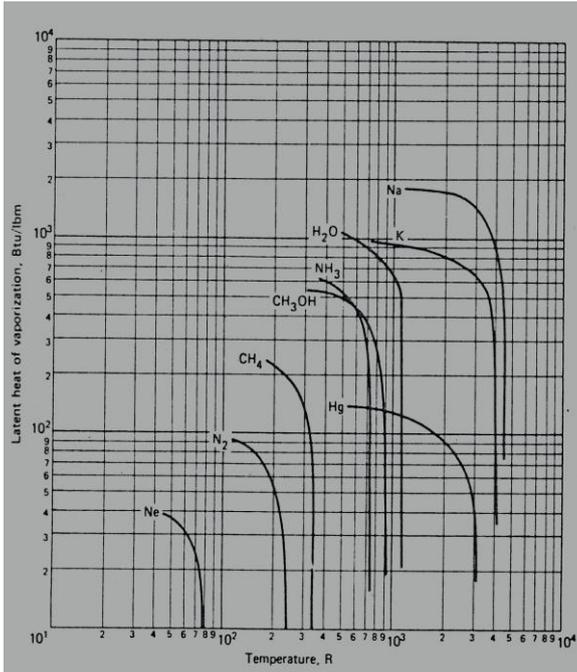


FIG. C-5 Latent heat of vaporization for several heat pipe working fluids. (1 deg R = 0.5556 deg K, 1 Btu/lbm = 2.324 × 10<sup>3</sup> J/kg)

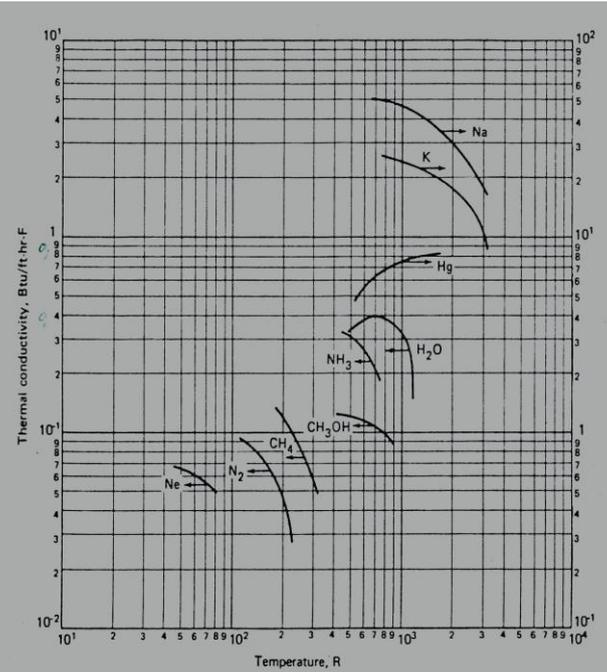


FIG. C-6 Liquid thermal conductivity for several heat pipe working fluids at saturated state. (1 deg R = 0.5556 deg K, 1 Btu/ft-hr-F = 1.730 W/m-K)

## Anexo 5 Cantidad de flujo de agua requerida en un caldero

# Goulds Jet & Sub. Pump Selection

**TECHNICAL DATA** 

### PRIVATE RESIDENCES

Outlets	Flow Rate GPM	Total Usage Gallons	Bathrooms in Home			
			1	1½	2-2½	3-4
Shower or Bath tub	5	35	35	35	53	70
Lavatory	4	2	2	4	6	8
Toilet	4	5	5	10	15	20
Kitchen Sink	5	3	3	3	3	3
Automatic Washer	5	35	—	18	18	18
Dishwasher	2	14	—	—	3	3
Normal seven minute* peak demand (gallons)	→		45	70	98	122
Minimum sized pump required to meet peak demand without supplemental supply	→		7 GPM (420 GPH)	10 GPM (600 GPH)	14 GPM (840 GPH)	17 GPM (1020 GPH)

Note: Values given are average and do not include higher or lower extremes.

\* Peak demand can occur several times during morning and evening hours.

\*\* Count the number of fixtures in a home including outside hose bibs. Supply one gallon per minute each.

### YARD FIXTURES

Garden Hose - ½"	3 GPM
Garden Hose - ¾"	6 GPM
Sprinkler - Lawn	3-7 GPM

### FARM USE

Horse, Steer	12 Gallons per day
Dry Cow	15 Gallons per day
Milking Cow	35 Gallons per day
Hog	4 Gallons per day
Sheep	2 Gallons per day
Chickens/100	6 Gallons per day
Turkeys/100	20 Gallons per day
Fire	20-60 GPM

### PUBLIC BUILDINGS

Type of Building	PUMP CAPACITY REQUIRED IN U.S. GALLONS PER MINUTE PER FIXTURE FOR PUBLIC BUILDINGS						
	Total Number of Fixtures						
	25 or Less	26-50	51-100	101-200	201-400	401-600	Over 600
Hospitals	1.00	1.00	.80	.60	.50	.45	.40
Mercantile Buildings	1.30	1.00	.80	.71	.60	.54	.48
Office Buildings	1.20	.90	.72	.65	.50	.40	.35
Schools	1.20	.85	.65	.60	.55	.45	
Hotels, Motels	.80	.60	.55	.45	.40	.35	.33
Apartment Buildings	.60	.50	.37	.30	.28	.25	.24

- For less than 25 fixtures, pump capacity should not be less than 75% of capacity required for 25 fixtures.
- Where additional water is required for some special process, this should be added to pump capacity.
- Where laundries or swimming pools are to be supplied, add approximately 10% to pump capacity for either.
- Where the majority of occupants are women, add approximately 20% to pump capacity.

### BOILER FEED REQUIREMENTS

Boiler HP	GPM								
20	1.38	55	3.80	90	6.21	160	11.1	275	19.0
25	1.73	60	4.14	100	6.90	170	11.7	300	20.7
30	2.07	65	4.49	110	7.59	180	12.4	325	22.5
35	2.42	70	4.83	120	8.29	190	13.1	350	24.2
40	2.76	75	5.18	130	8.97	200	13.8	400	27.6
45	3.11	80	5.52	140	9.66	225	15.5	450	31.1
50	3.45	85	5.87	150	10.4	250	17.3	500	34.5

1 Boiler Horsepower equals 34.5 lb. water evaporated at and from 212°F, and requires feed water at a rate of 0.069 gpm.

Select the boiler feed pump with a capacity of 2 to 3 times greater than the figures given above at a pressure 20 to 25% above that of boiler, because the table gives equivalents of boiler horsepower without reference to fluctuating demands.

 **GOULDS PUMPS, INC.**  
SENECA FALLS, NEW YORK 13149

9

Anexo 6 Característica de la bomba de vacío

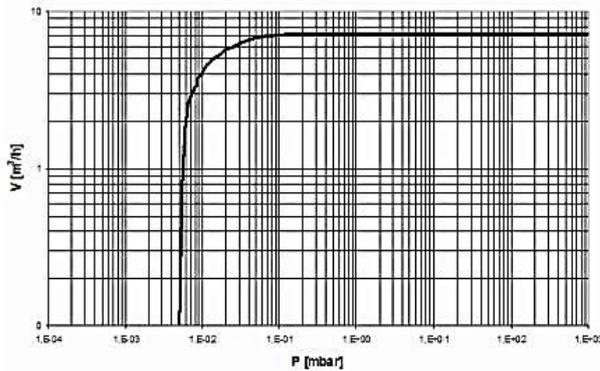


**TYPE EVD-VE245**

SV-version is with vacuum blocking valve and manometer



Pumping speed curve



Technical Data		TYPE EVD-VE245	
		50 Hz	60 Hz
Nominal displacement	m <sup>3</sup> /h	7,5	8,5
Ultimate pressure	mbar	3x10 <sup>-3</sup>	3x10 <sup>-3</sup>
Motor power	W	370	370
Oil capacity	ltr	0,33	0,33
Weight	kg	11,4	11,4
Admissible ambient temp.	°C	10 to 40	10 to 40
Connections	Flare	1/4" or 3/8"	1/4" or 3/8"
Dimensions LxWxH	mm	335x138x250	335x138x250
Ordering Information		EVD-VE245	EVD-VE245SV
Single phase motor 220-240V, 50/60 Hz (IEC)		413.000	413.010
Dual Voltage motor 220V, 50 Hz & 110V, 60 Hz		413.100	413.110
Exhaust filter		410.900	
Accessories		See page 13	

**Anexo 7      Planos constructivos**

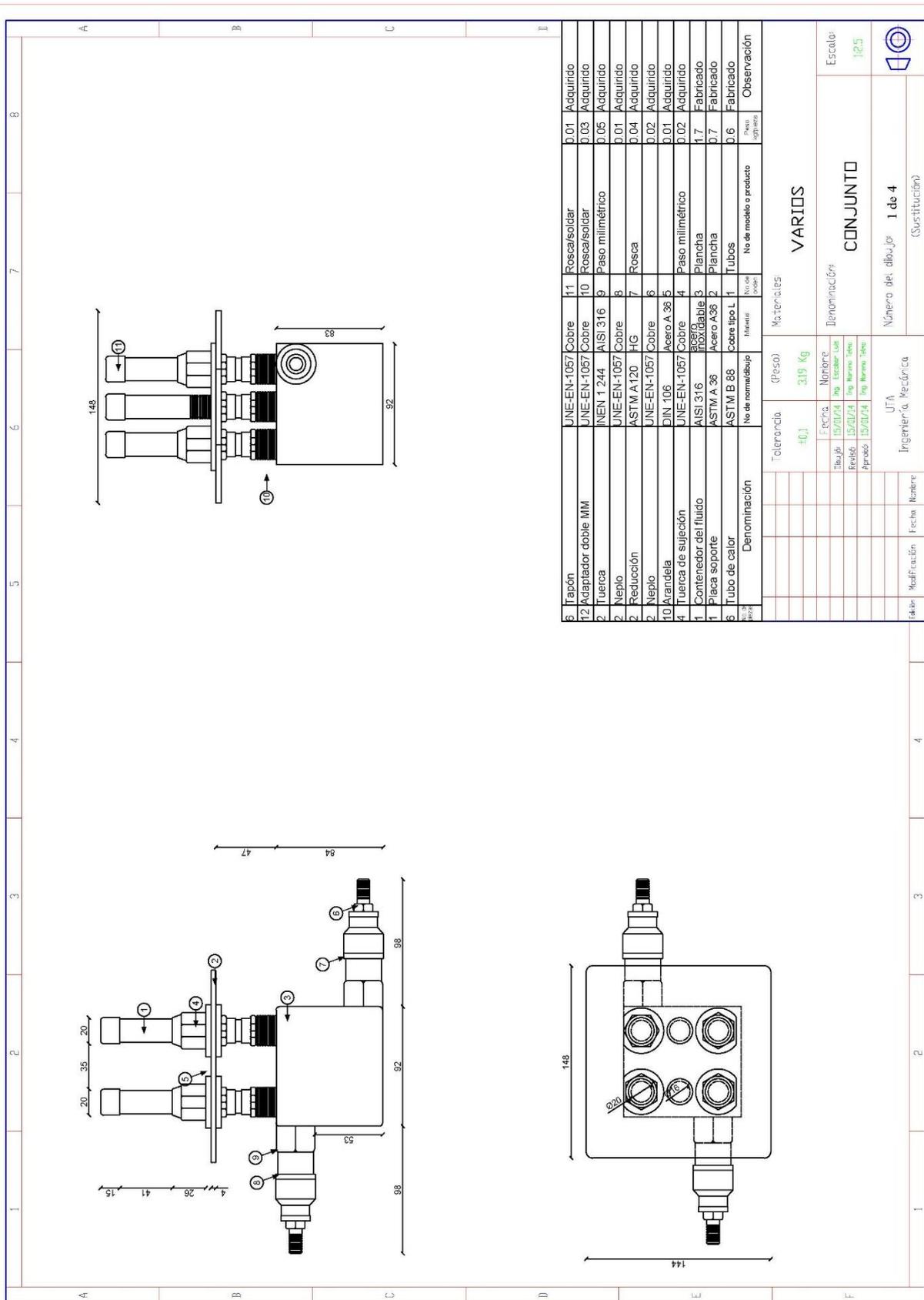
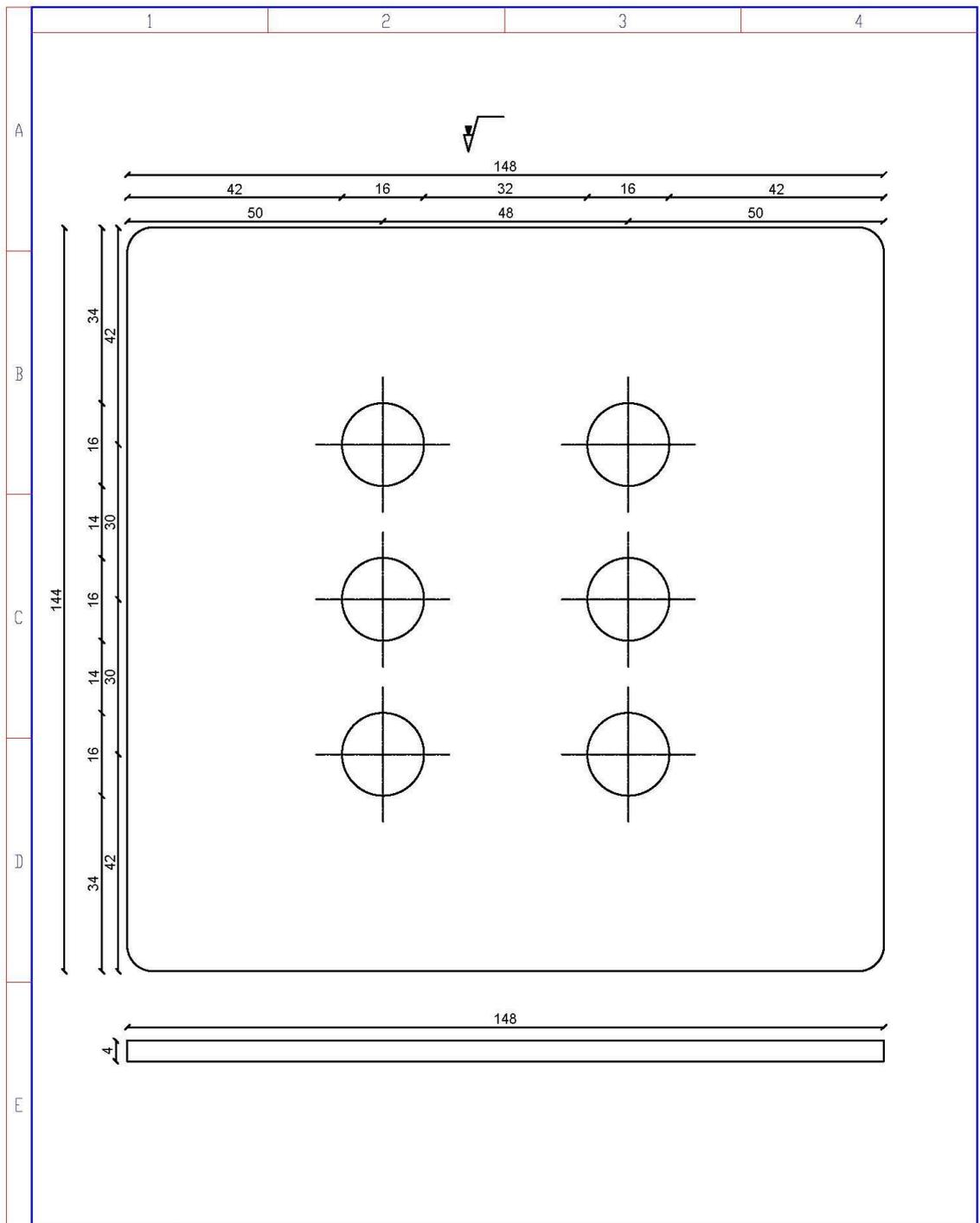
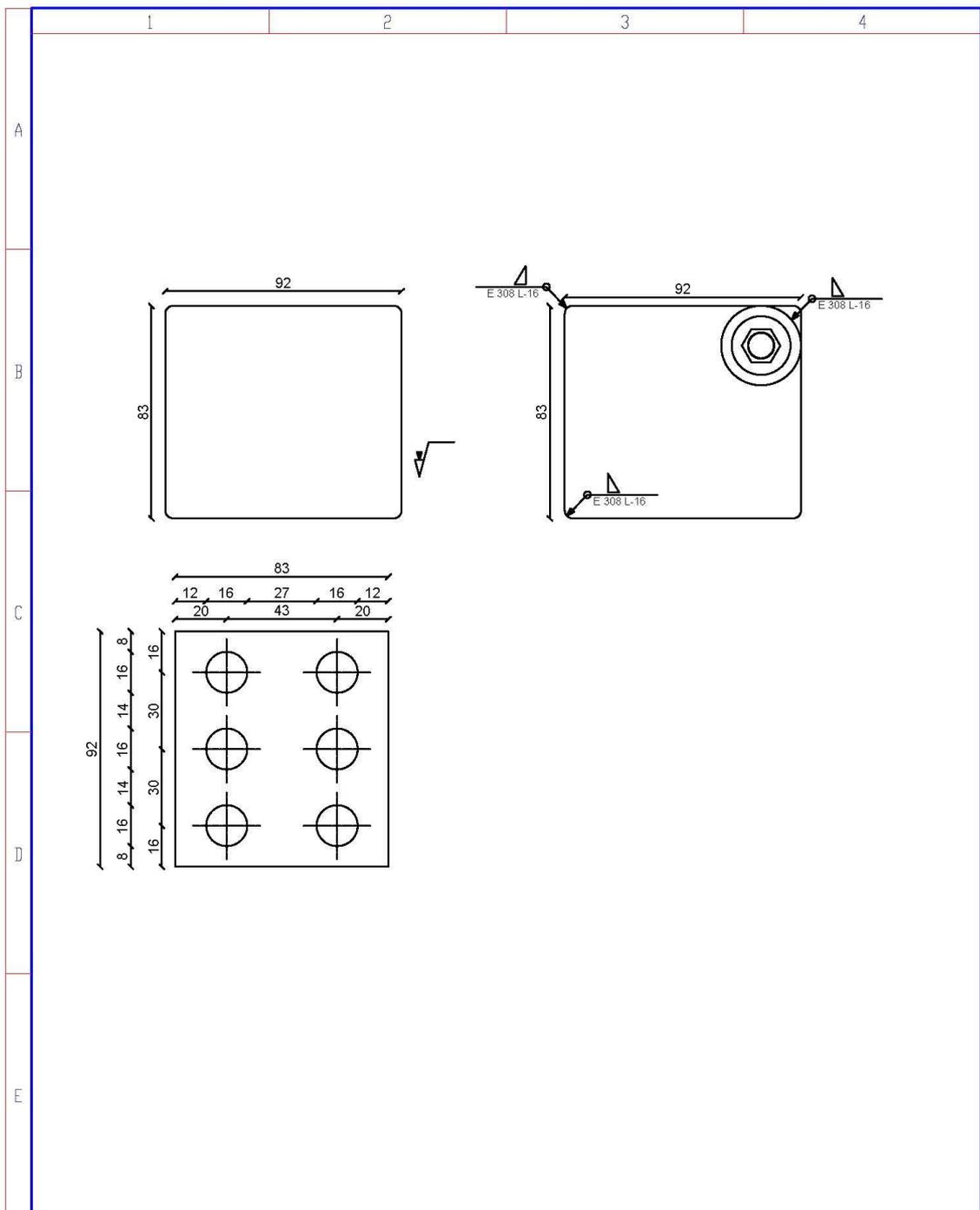


Fig. 2	Fig. 3	Fig. 4	Fig. 5	Fig. 6	Fig. 7	Fig. 8	
5	Tapón	UNE-EN-1057	Cobre	11	Rosca/soldar	0.01	Adquirido
12	Adaptador doble MM	UNE-EN-1057	Cobre	10	Rosca/soldar	0.03	Adquirido
2	Tuerca	NEN 1 244	AlSi 316	9	Paso milimétrico	0.05	Adquirido
2	Neplo	UNE-EN-1057	Cobre	8		0.01	Adquirido
2	Reducción	ASTM A120	HG	7	Rosca	0.04	Adquirido
2	Neplo	UNE-EN-1057	Cobre	6		0.02	Adquirido
10	Arandela	DIN 106	Acero A 36 5	5		0.01	Adquirido
4	Tuerca de sujeción	UNE-EN-1057	Cobre	4	Paso milimétrico	0.02	Adquirido
1	Contenedor del fluido	AlSi 316	Reservorio	3	Plancha	1.7	Fabricado
1	Placa soporte	ASTM A 36	Acero A36	2	Plancha	0.7	Fabricado
5	Tubo de calor	ASTM B 88	Cobre tipo L	1	Tubos	0.6	Fabricado
Denominación		No de normal/dibujo		Material		No de modelo o producto	
Tolerancia		(Peso)		Materiales			
±0.1		319 Kg		VARIOS			
Fecha:	Nombre:	Denominación:					
Dibujó: 15/03/24	104 Escobar Luis	CONJUNTO					
Revisó: 15/03/24	104 Navarro Juan	Escola: 12.5					
Aprobó: 15/03/24	104 Navarro Juan	Número del dibujo: 1 de 4					
Autor: UTA		(Sustitución)					
Modificación:		Fecha: Nombre:					
Ingeniería Mecánica							

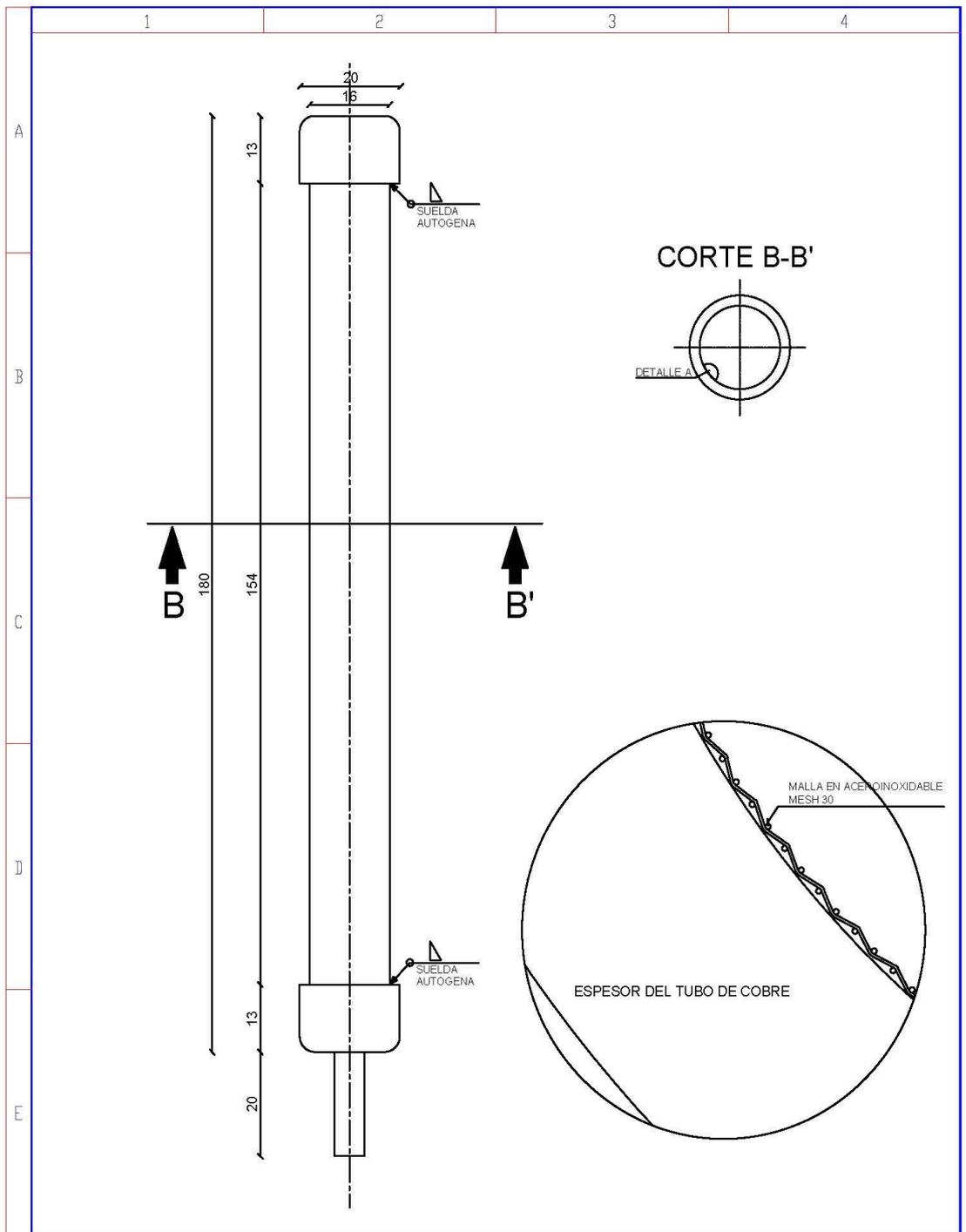




				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	0.7 kg	<b>ACERO A36 e= 4 mm</b>	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujo: 15/01/14	Ing. Escobar Luis	<b>PLACA SOPORTE</b>	1:100
				Revisó: 15/01/14	Ing. Moreno Tetno		
				Aprobó: 15/01/14	Ing. Moreno Tetno		
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: <b>2 de 4</b>	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	1.7 kg	<b>ACERO INOXIDABLE 316 e= 3 mm</b>	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 15/01/14	Ing. Escobar Luis	<b>CONTENEDOR DEL FLUIDO</b>	1:20
				Revisó: 15/01/14	Ing. Moreno Telmo		
				Aprobó: 15/01/14	Ing. Moreno Telmo		
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: <b>3 de 4</b>	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	<b>COBRE TIPO L</b>
				$\pm 0,1$	0.6 kg		
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 15/01/14	Ing. Escobar Luis	<b>TUBO DE CALOR</b>	1:1
				Revisó: 15/01/14	Ing. Moreno Tetra		
				Aprobó: 15/01/14	Ing. Moreno Tetra		
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: <b>4 de 4</b>	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	