



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TUBO DE CALOR CON
SUPERFICIES EXTENDIDAS EN EL EVAPORADOR USANDO POLVO DE
COBRE”**

AUTOR: Henry Daniel Rochina Rochina

TUTOR: Ing. Mg. Luis Eduardo Escobar Luna

AMBATO - ECUADOR

AGOSTO - 2021

CERTIFICACIÓN

En mi calidad de Tutor del Proyecto Técnico, previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico, con el tema “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TUBO DE CALOR CON SUPERFICIES EXTENDIDAS EN EL EVAPORADOR USANDO POLVO DE COBRE**”, elaborado por el Sr. Henry Daniel Rochina Rochina, portador de la cédula de ciudadanía: C.I. 1805109467, estudiante de la Carrera de Ingeniería Mecánica Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Certifico:

- Que el presente proyecto técnico, es original de su autor.
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos componentes.
- Está concluido en su totalidad.

Ambato, Agosto 2021

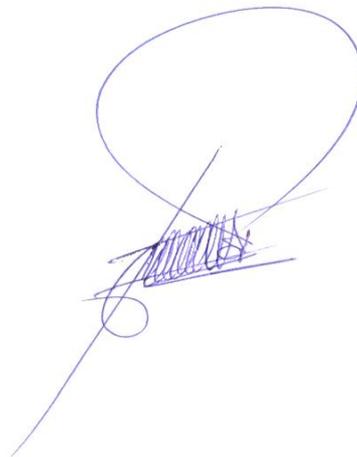
.....
Ing. Mg. Luis Eduardo Escobar Luna

TUTOR

AUTORÍA DE LA INVESTIGACIÓN

Yo, **Henry Daniel Rochina Rochina**, portador de la C.I. 1805109467 declaro que todas las actividades y contenidos expuestos en el presente proyecto técnico con el tema: “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TUBO DE CALOR CON SUPERFICIES EXTENDIDAS EN EL EVAPORADOR USANDO POLVO DE COBRE**”, así como también los análisis estadísticos, gráficos, conclusiones y recomendaciones son de mi exclusiva responsabilidad, como autor del proyecto, a excepción de las referencias bibliográficas citadas en el mismo.

Ambato, Agosto 2021



.....
Henry Daniel Rochina Rochina

C.I. 1805109467

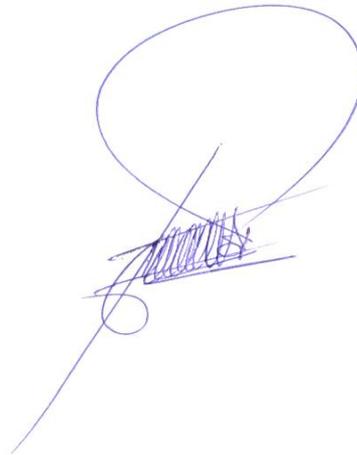
AUTOR

DERECHOS DE AUTOR

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

Cedo los Derechos en línea patrimoniales de mi Proyecto Técnico, con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este documento dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, Agosto de 2021

A handwritten signature in blue ink, consisting of a large, loopy initial 'H' followed by several lines of cursive script.

.....
Henry Daniel Rochina Rochina

C.I. 1805109467

AUTOR

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los Miembros del Tribunal de Grado aprueban el Proyecto Técnico, realizado por el estudiante, Henry Daniel Rochina Rochina, de la Carrera de Ingeniería Mecánica bajo el tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TUBO DE CALOR CON SUPERFICIES EXTENDIDAS EN EL EVAPORADOR USANDO POLVO DE COBRE”**.

Ambato, Agosto 2021

Para constancia firman:

.....
Ing. Mg. Santiago Paul Cabrera Anda
Miembro Calificador

.....
Ing. Mg. José Luis Yunapanta Velastegui
Miembro Calificador

DEDICATORIA

Esta tesis va dedicado principalmente a mis Padres quienes son el pilar fundamental en mi vida, en especial a mi madre, que gracias a su educación me ha hecho un hombre de bien, siempre guiándome por el camino correcto, Además, desde niño me ha enseñado el valor del esfuerzo y trabajo, lo cual día a día he realizado.

Agradezco a mis hermanos, a mi familia, quienes han estado siempre apoyándome incondicionalmente, enseñándome los valores de la vida a lo largo de esta carrera.

A mis amigos con quienes he compartido grandiosos momentos, que prácticamente fueron los mejores años de mi vida.

Les doy gracias a todos, por ese detalle tan grande que es el valor, la dedicación y el tiempo, el cual me permitió alcanzar este logro.

AGRADECIMIENTO

Primeramente, a Dios, por darme la sabiduría, brindarme fortaleza y la oportunidad en la vida de ser un profesional.

*En especial, a mi Tutor, El Ingeniero Luis Escobar,
quien creyó en mí y me dio la oportunidad
de realizar el desarrollo de este proyecto.*

*A los docentes de la FICM quienes nos comparten sus conocimientos,
formándonos personas de bien aptos para el campo profesional.*

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDO

<i>CERTIFICACIÓN</i>	<i>ii</i>
<i>AUTORÍA DE LA INVESTIGACIÓN</i>	<i>iii</i>
<i>DERECHOS DE AUTOR</i>	<i>iv</i>
<i>APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO</i>	<i>v</i>
<i>DEDICATORIA</i>	<i>vi</i>
<i>AGRADECIMIENTO</i>	<i>vii</i>
<i>ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDO</i>	<i>viii</i>
<i>ÍNDICE DE TABLAS</i>	<i>xi</i>
<i>ÍNDICE DE FIGURAS</i>	<i>xii</i>
<i>ÍNDICE DE ANEXOS</i>	<i>xiv</i>
<i>TERMINOLOGÍA</i>	<i>xv</i>
<i>RESUMEN</i>	<i>xvi</i>
<i>ABSTRACT</i>	<i>xvii</i>
<i>CAPÍTULO I</i>	<i>1</i>
<i>1 MARCO TEÓRICO</i>	<i>1</i>
<i>1.1 Antecedentes investigativos</i>	<i>1</i>
<i>1.1.1 Investigaciones preliminares</i>	<i>1</i>
<i>1.1.2 Justificaciones</i>	<i>3</i>
<i>1.2 Objetivos</i>	<i>4</i>
<i>1.2.1 Objetivo general</i>	<i>4</i>
<i>1.2.2 Objetivos específicos</i>	<i>5</i>
<i>1.3 Fundamentación teórica</i>	<i>5</i>
<i>1.3.1 Transferencia de calor</i>	<i>5</i>
<i>1.3.2 Superficies Extendidas</i>	<i>13</i>
<i>1.3.3 Tubos de calor</i>	<i>15</i>
<i>CAPÍTULO II</i>	<i>32</i>
<i>2 METODOLOGÍA</i>	<i>32</i>
<i>2.1 Nivel o tipo de investigación</i>	<i>32</i>

2.1.1	<i>Investigación teórica</i>	32
2.1.2	<i>Investigación aplicada</i>	32
2.1.3	<i>Investigación bibliográfica</i>	32
2.2	<i>Recursos</i>	33
2.2.1	<i>Recursos Materiales y Equipos</i>	33
2.2.2	<i>Equipos Utilizados.</i>	34
2.2.3	<i>Recursos Económicos.</i>	35
2.2.4	<i>Recursos Humanos</i>	35
2.2.5	<i>Recursos Institucionales.</i>	35
2.3	<i>Plan de procesamiento y análisis</i>	35
CAPÍTULO III		37
3	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	37
3.1	<i>Diseño del tubo de calor</i>	37
3.1.1	<i>Cálculos hidráulicos</i>	37
3.1.2	<i>Superficies extendidas</i>	45
3.2	ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	50
3.2.1	<i>Resultados de los ensayos</i>	50
3.2.2	<i>Datos para el análisis</i>	55
3.3	<i>Discusión de los resultados</i>	55
3.3.1	<i>Análisis de la temperatura del condensador vs. evaporador</i>	55
3.3.2	<i>Análisis de la temperatura del evaporador.</i>	61
3.4	<i>Análisis resumen</i>	63
3.5	<i>Modelado</i>	64
3.5.1	<i>Modelado de la probeta 1 (Sin superficies extendidas)</i>	64
3.5.2	<i>Modelado de la probeta 2 (1 Superficie extendida)</i>	67
3.5.3	<i>Modelado de la probeta 3 (2 Superficies extendidas)</i>	70
3.5.4	<i>Modelado de la probeta 4 (4 superficies extendidas)</i>	73

<i>CAPÍTULO IV</i>	77
<i>4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</i>	77
<i>4.1 Conclusiones</i>	77
<i>4.2 Recomendaciones</i>	78
<i>BIBLIOGRAFÍA</i>	80
<i>ANEXOS</i>	82
<i>Anexo 1.- Características generales del tubo de calor</i>	83
<i>Anexo 2.- Materiales de trabajo</i>	84
<i>Anexo 3.- Realización de Ensayos (Surcos)</i>	91
<i>Anexo 4.- Realización del vaciado de la probeta</i>	92
<i>Anexo 5.- Planos de las probetas</i>	93

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1.1.- Coeficientes de transferencia de calor. [Autor]</i>	30
<i>Tabla 1.2.- Conversión de coeficientes de transferencia de calor. [Autor]</i>	30
<i>Tabla 2.1.- Recursos Materiales construcción de probetas. [Autor]</i>	33
<i>Tabla 2.2.- Recursos Materiales análisis térmico de probetas. [Autor]</i>	34
<i>Tabla 2.3.- Construcción de probetas. [Autor]</i>	34
<i>Tabla 2.4.- Equipo para análisis térmico. [Autor]</i>	35
<i>Tabla 2.5.- Recursos Económicos. [Autor]</i>	35
<i>Tabla 2.6.- Diagrama del Proyecto. [Autor]</i>	36
<i>Tabla 3.1.- Características de los fluidos de trabajo. [Autor]</i>	37
<i>Tabla 3.2.- Características geométricas del tubo de calor. [Autor]</i>	39
<i>Tabla 3.3.- Mediciones de temperatura tomadas en tubos sin aletas [Autor]</i>	50
<i>Tabla 3.4.- Resultados de mediciones en tubos sin aletas [Autor]</i>	51
<i>Tabla 3.5.- Mediciones de temperatura tomadas en tubos con una aleta radial [Autor]</i>	51
<i>Tabla 3.6.- Resultados de mediciones en tubos con una aleta radial [Autor]</i>	52
<i>Tabla 3.7.- Mediciones de temperatura tomadas en tubos con dos aletas radiales [Autor]</i> ..	52
<i>Tabla 3.8.-. Resultados de mediciones en tubos con dos aletas radiales [Autor]</i>	53
<i>Tabla 3.9.- Mediciones de temperatura tomadas en tubos con cuatro aletas [Autor]</i>	54
<i>Tabla 3.10.- Resultados de mediciones en tubos con aletas radiales [Autor]</i>	54
<i>Tabla 3.11.- Temperaturas para el análisis [Autor]</i>	55
<i>Tabla 3.12.- Diferencias de temperaturas sin aleta para el análisis [Autor]</i>	56
<i>Tabla 3.13.- Diferencias de temperaturas con una aleta para el análisis [Autor]</i>	58
<i>Tabla 3.14.- Diferencias de temperaturas con dos aletas para el análisis [Autor]</i>	59
<i>Tabla 3.15.- Diferencias de temperaturas con cuatro aletas para el análisis [Autor]</i>	60
<i>Tabla 3.16.- Comparaciones múltiples [Autor]</i>	62

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1.1.- Pipe Heat</i>	4
<i>Figura 1.2.- Pipe Heat</i>	6
<i>Figura 1.3.- Aletas Alargadas de un radiador</i>	7
<i>Figura 1.4.- Elemento de volumen de una aleta</i>	8
<i>Figura 1.5.- Analisis superficie extendida</i>	10
<i>Figura 1.6.- Superficies extendidas</i>	11
<i>Figura 1.7.- Tubos de Vacío Dobles</i>	14
<i>Figura 1.8.- Tubos de Vacío Con aletas extendidas</i>	14
<i>Figura 1.9.- Limitaciones al transporte de calor en el tubo</i>	16
<i>Figura 1.10.- Fluidos de trabajo seleccionados</i>	17
<i>Figura 1.11.- Parámetros de Mecha y poros en evaporador</i>	19
<i>Figura 1.12.- Número de Reynolds radial versus entrada de calor por unidad de longitud de tubería de calor, (fluidos líquidos para trabajar metales)</i>	22
<i>Figura 1.13.- Forma de mecha utilizada en tubos de calor</i>	25
<i>Figura 1.14.- Mecha ranurada (aleación de aluminio) (cortesía de IRD)</i>	26
<i>Figura 1.15.- Arteria roscada en pared de aluminio</i>	27
<i>Figura 3.1.- Tubo de calor con los surcos axiales. [Autor]</i>	37
<i>Figura 3.2.- Sección transversal del tubo de calor. [Autor]</i>	38
<i>Figura 3.3.- Superficies axiales [12]</i>	46

<i>Figura 3.1.- Grafica de comportamiento térmico sin aleta condensador vs. evaporador. [Autor]</i>	57
<i>Figura 3.2.- Grafica de comportamiento térmico con una aleta condensador vs. evaporador. [Autor]</i>	58
<i>Figura 3.3.- Grafica de comportamiento térmico con dos aletas condensador vs. evaporador. [Autor]</i>	59
<i>Figura 3.4.- Grafica de comportamiento térmico con cuatro aletas condensador vs. evaporador. [Autor]</i>	61
<i>Figura 3.5.- Grafica de intervalos Temperatura de Evaporador. [Autor]</i>	62
<i>Figura 3.6.- Resumen del comportamiento térmico. [Autor]</i>	63
<i>Figura 3.7.- Modelo de probeta sin superficies [Autor]</i>	64
<i>Figura 3.8.- Propiedades del material del modelo [Autor]</i>	64
<i>Figura 3.10.- Características del mallado [Autor]</i>	65
<i>Figura 3.11.- Mallado del modelo [Autor]</i>	65
<i>Figura 3.12.- Resultados de la simulación Térmica [Autor]</i>	66
<i>Figura 3.13.- Resultados de la simulación Térmica (Flujo de calor resultante) [Autor]</i>	66
<i>Figura 3.14.- Modelado de probeta 1 superficie extendida [Autor]</i>	67
<i>Figura 3.15.- Propiedades del material [Autor]</i>	67
<i>Figura 3.16.- Cargas térmicas aplicadas al modelo [Autor]</i>	68
<i>Figura 3.17.- Características del mallado [Autor]</i>	68
<i>Figura 3.19.- Resultado de la simulación térmica [Autor]</i>	69
<i>Figura 3.20.- Resultado de la simulación térmica (Flujo de calor resultando) [Autor]</i>	70
<i>Figura 3.21.- Modelado de la probeta 1 2 superficies extendidas [Autor]</i>	70
<i>Figura 3.22.- Propiedades del material [Autor]</i>	71
<i>Figura 3.23.- Cargas térmicas aplicadas al modelo [Autor]</i>	71
<i>Figura 3.24.- Características del mallado [Autor]</i>	71
<i>Figura 3.25.- Mallado del modelo [Autor]</i>	72

<i>Figura 3.26.- Resultados de la simulación térmica [Autor].....</i>	<i>72</i>
<i>Figura 3.27.- Resultados de la simulación térmica (Flujo de calor) [Autor]</i>	<i>73</i>
<i>Figura 3.28.- Modelado de la probeta 1 4 superficies extendidas [Autor]</i>	<i>73</i>
<i>Figura 3.29.- Propiedades del material [Autor]</i>	<i>74</i>
<i>Figura 3.30.- Cargas térmicas aplicadas al modelo [Autor]</i>	<i>74</i>
<i>Figura 3.31.- Características del mallado [Autor]</i>	<i>74</i>
<i>Figura 3.32.- Mallado del modelo [Autor].....</i>	<i>75</i>
<i>Figura 3.33.- Resultados de la simulación térmica [Autor]</i>	<i>75</i>
<i>Figura 3.24.- Resultados de la simulación térmica (Flujo de calor) [Autor]</i>	<i>76</i>

ÍNDICE DE ANEXOS

<i>Anexo 1.- Características generales del tubo de calor.....</i>	<i>83</i>
<i>Anexo 2.- Materiales de trabajo</i>	<i>84</i>
<i>Anexo 3.- Realización de Ensayos (Surcos).....</i>	<i>91</i>
<i>Anexo 4.- Realización del vaciado de la probeta.....</i>	<i>92</i>
<i>Anexo 5.- Planos de las probetas.....</i>	<i>93</i>

TERMINOLOGÍA

r_{ext} :	Radio Exterior	mm
r_{int} :	Radio Interior	mm
r_v :	Radio vapor	mm
l_e :	Longitud de evaporador	mm
l_c :	Longitud de condensador	mm
l_a :	Longitud adiabática	mm
l :	Longitud del tubo de calor	mm
a :	Profundidad del canal	mm
$2.b$:	Ancho del canal	mm
f :	Espesor de la aleta	mm
N :	Número de canales	-
\emptyset :	Ángulo del tubo con la horizontal	°
P_v :	Presión de vapor	kPa
ρ_v :	Densidad de vapor	kg/m ³
ρ_l :	Densidad de líquido	kg/m ³
μ_v :	Viscosidad dinámica vapor	kg/m.s
μ_l :	Viscosidad dinámica líquido	kg/m.s
L :	Calor latente	kJ/kg
σ_l :	Tensión superficial	N/m
k_l :	Conductividad del líquido	W/m.K
A_v :	Área sección transversal vapor	m ²
A_w :	Área sección transversal mecha	m ²
ε :	Espesor de la porosidad	-
m :	Cantidad de fluido de trabajo	g
h_{conv} :	Coefficiente de transferencia de calor por convección	W/ m ² .K
Nu :	Número de Nusselt	-
Ra_D :	Número de Rayleigh	-
Pr :	Número de Prandtl	-

RESUMEN

El estudio expuesto a continuación consiste en la exploración de superficies extendidas, las cuales serán anexadas a un tubo de calor en función de determinar cuál de estas presenta la mayor eficiencia basándonos en la cantidad de calor que este puede disipar. Y por supuesto, expandiendo la información concerniente a la manufactura de tubos de calor.

Por ello se realizó cuatro propuestas de probetas, cada una de estas compartió características iniciales como geometría y condiciones de ensayo. Para ello se seleccionó una superficie extendida en específico. Las superficies seleccionadas fueron radiales colocadas a una distancia definida. Además, se optó por la realización de surcos interiores de geometría específica, que nos permitieron realizar pruebas experimentales buscando el objetivo base de proyecto. La estructuración de los surcos se realizó en base a un molde de trabajo, la mecha utilizada fue polvo de cobre. Adicionalmente se realizó un vaciado parcial de las probetas con el objetivo de incrementar su efectividad.

Una vez realizado el procedimiento, se focalizó una cantidad de calor, obtenida mediante una fuente o llama que otorgó una temperatura inicial de 300 grados centígrados suministrada al evaporador el cual permitió testear una diferencia de temperatura al final de la probeta. La delimitación de la efectividad fue establecida mediante la interpretación de su diferencial de temperatura dado que, a medida que ésta se incrementó, se reflejó que las características de la probeta son las adecuadas para disipar una mayor cantidad de calor.

Palabras Claves: Flujo de calor, Transferencia, Aletas extendidas, Condensador, Evaporador.

ABSTRACT

The study presented below consists of the exploration of extended surfaces that will be attached on a heat pipe in order to determine which of these has the highest efficiency based on the amount of heat that it can dissipate and also expanding the information concerning the manufacture of heat pipes.

For this reason, four test specimen proposals were made, each of these shared initial characteristics such as geometry and test conditions. Once those characteristics were delimited, a specific extended surface was selected. The selected surfaces were radial placed at a defined distance from the evaporator. In addition, it was decided to carry out interior grooves of specific geometry, which will allow us to perform experimental tests looking for the main goal of the project. The structuring of the grooves was achieved based on a working mold; the wick used was copper powder. Additionally, a partial emptying of the test tubes was carried out in order to increase their effectiveness.

Once the procedure was carried out, a quantity of heat was focused, obtained by means of a source or flame that granted an initial temperature of 300 degrees centigrade supplied to the evaporator, which allowed testing a temperature difference at the end of the test tube. The effectiveness was established by interpreting its temperature differential since, as it increased, it was reflected that the characteristics of the specimen are adequate to dissipate a greater amount of heat.

Key Words: Heat flow, Transfer, Extended fins, Condenser, Evaporate.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1 Antecedentes investigativos

1.1.1 Investigaciones preliminares

Para Trikkaliotis, Christoforidis, Mitropoulos, Kyzas [1], el comportamiento del cobre como parte de una composición pH en contacto con una temperatura o relación directa con un componente en específico puede proveer una absorción del 90, 99 %. La característica más frecuente se puede obtener mediante una concentración de 25mg/L de etilenglicol al pH 5 con una temperatura del 25 °C. Este comportamiento en particular puede incrementar la transmisión de la cantidad de calor en un componente y ambiente controlado, como es el caso de tubos de calor. La cantidad, así como la concentración son parte fundamental en lo que se detalla como absorción isoterma, la misma puede ser determinada mediante la realización de varios experimentos con las siguientes características $m = 0,03$ gr, $v = 30$ ml con una variación respectiva de temperaturas que oscilen entre 25, 35 y 45 °C en un periodo $T = 24$ H.

Como se analiza en [2], los tubos de calor tienen una gran variedad de usos, pero en este trabajo en particular se busca la idea de establecer una porosidad adecuada que permita la transferencia de calor de un lugar en específico a otro. Cabe recalcar que la porosidad del compuesto puede ser mejorada basándose en un fluido de trabajo en específico como lo puede ser agua, etilenglicol o incluso glicerina. Todo depende de utilizar la correcta proporción en un ambiente controlado.

Como se indica en [3], la idea de seleccionar un fluido de trabajo que permita la transferencia de calor está relacionado con varios parámetros como lo son el tipo, su concentración, el tamaño de su morfología, temperatura, etc. Por otro lado, tenemos una serie de diferentes parámetros inherentes al compuesto cobre- (etilenglicol+ perlas de urea) como su composición química, presencia de partículas finamente agregadas y el efecto del pH en su capacidad de conductividad. Además, en casos aislados se

evidencia la oxidación del compuesto por lo que se plantea la reducción de este mediante un sintetizado químico utilizando sodio como agente reductor.

Como se demuestra en [4], la concentración de etilenglicol para la transferencia de calor es parte fundamental del proceso. El etilenglicol crudo e industrial se obtiene mediante evaporación instantánea, destilación y una serie de procesos. Estos procesos son de alto consumo energético a la par de complicados. Además, los autores proponen un ejemplo en concreto de tubo de calor, semejante al trabajo aquí propuesto. La idea general de los autores es producir una solución acuosa de etilenglicol con mecha capilar sinterizada en polvo metálico. La mecha con una longitud de 50 mm, un diámetro exterior de 30 mm y un diámetro interior de 10 mm sinterizado con polvo de cobre en su interior. Los efectos del caudal de entrada, temperatura de calentamiento, entrada de concentración, así como el tamaño de los poros de las mechas capilares en la concentración de etilenglicol son todos medidos mediante una serie de ensayos de prueba y error. Los aspectos más importantes de análisis fueron que la solución de etilenglicol se puede concentrar a partir de la fracción de masa el 10% en la entrada 16% en la salida a través de la mecha capilar, lo que indica que el método de concentración propuesto en el documento es factible. Además, el agua evaporada generalmente se correlaciona positivamente con la entrada velocidad de flujo y temperatura de evaporación dentro de un cierto rango, sin embargo, la evaporación no aumentará cuando el caudal de entrada y la temperatura de calentamiento alcanzan un cierto nivel debido a la permeación y evaporación denominada como efecto de limitación. El aumento de la concentración de entrada reduce el volumen del condensado, pero el correspondiente el aumento de la concentración de salida no es perceptible. También se encuentra experimentalmente que la mecha capilar sinterizada con partículas de 56,3 μm de diámetro tiene el mejor rendimiento de concentración para la solución de etilenglicol.

Por otra parte, según [5], en su trabajo de titulación denota que la mejor concentración, porosidad y efectividad fue cuando se agregó la fracción 60% y 40% de polvo de Cu y perlas de urea respectivamente con un agregado de 4 ml de alcohol. La presión de trabajo a este punto fue de 40 bar, pero para este trabajo en particular podría no ser

apropiado dado que se desea generar una geometría de surcos longitudinales en el interior del tubo de calor.

1.1.2 Justificaciones

En la actualidad, Los tubos de calor se caracterizan por tener la capacidad de recuperación de calor o a su vez estos actúan como disipadores de energía disminuyendo la contaminación ambiental de elementos gaseosos que diariamente se presentan dentro de procesos que comúnmente se llevan a cabo, en el campo de investigación se da la necesidad de la intervención de nuevos dispositivos para la detección o medición de temperaturas en dispositivos o maquinas, para el control o el mantenimiento de esta.

La transferencia de calor es común encontrar dentro de los sistemas de ingeniería entre diversos aspectos que comúnmente se lo realiza, como la cotidianidad de cada persona, partiendo desde el momento en donde nos servimos una taza de café, o cuando existen temperaturas mínimas de ambiente tratamos de ajustar nuestra ropa a las diferentes condiciones de ambiente [6].

Partiendo de elementos domésticos, la transferencia de calor se hace presente en distintos dispositivos que tenemos en casa, como por ejemplo una plancha, la cual hace referencia a conceptos básicos de la transferencia de calor, en donde internamente un elemento tiene la capacidad de elevar cierta temperatura, también se tiene en cuenta a varios hogares que son construidos herméticamente, eliminando así la pérdida de calor de la misma, por lo tanto la transferencia de calor cumple un papel muy fundamental dentro del diario vivir, ya que gracias a esta teoría se ha optado por optimizar distintos procesos partiendo de los calentadores de agua, ya que mediante tubos captadores de energía solar son capaces de elevar ciertas temperaturas de fluidos, eliminando así equipos eléctricos, dentro del campo de la ingeniería se ha optado por distintos equipos especializados en la transferencia de calor que comúnmente se los conocen como intercambiadores de calor, condensadores radiadores, colectores solares, los cuales están diseñados partiendo de teorías de transferencia, en la cual se clasifican en dos grupos principales que son; la capacidad nominal y el dimensionamiento mediante a este análisis se ve la necesidad de la implantación de tubos de calor, en donde estos

cumplen la función de transferir calor de un punto a otro, pero también como disipadores en caso que sus características así lo permitan.

Dicho esto la idea general del proyecto es aportar con un nuevo enfoque al campo de la investigación referente al áreas de energías mediante el uso de nuevos métodos destinados para perfeccionar una correcta medición y transferencia de calor, esto se logra gracias a una propuesta de diseño, análisis de variables y por supuesto construcción de un tubo hermético de buena conductividad al cual se aplicará polvo de CU, compactándose, y haciendo uso de esta como vía de transferencia, realizando un proceso de vaciado, en donde adicionalmente se da la inserción de aletas que actúan como disipadores [6].

Se podría aseverar que los tubos de calor son dispositivos modulados los cuales mediante un acoplamiento térmico pueden trabajar sin mayor novedad. En el interior de los mismos se evidencian varios fenómenos, el más común es el cambio de fase que permite el intercambio de calor, la cual se determina como el intercambio de energía térmica actuando cuatro mecanismos fundamentales de transferencia [6].

Conducción o Difusión, es el mecanismo de transferencia cuando dos cuerpos u objetos se encuentran juntos.

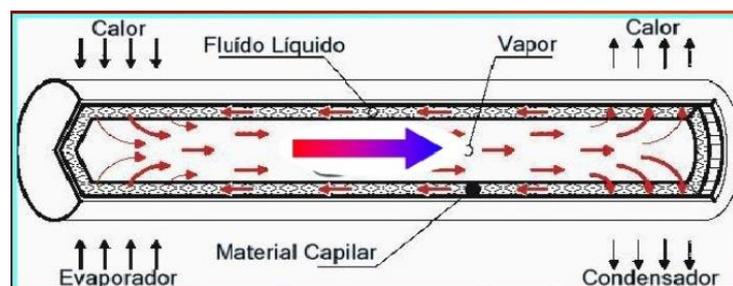


Figura 1.1.- Pipe Heat

Fuente: [6]

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

- Diseñar y construir de un tubo de calor con superficies extendidas en el evaporador usando polvo de cobre.

1.2.2 Objetivos específicos

- Investigar el funcionamiento y aplicación de tubos de calor “Heat Pipe”
- Diseñar y construir un Tubo de calor, usando como vía de transferencia polvo de cobre.
- Analizar la efectividad de transferencia de calor, modelando el diseño y verificando su comportamiento de transferencia.

1.3 Fundamentación teórica

1.3.1 Transferencia de calor

La transferencia de calor es la propagación de energía emitida por un cuerpo, este proceso de transferencia se da debido a un gradiente térmico o a su vez cuando dos cuerpos o elementos se encuentran a diferentes temperaturas y estos se ponen en contacto, Este proceso se lleva a cabo hasta que los cuerpos logren alcanzar un equilibrio térmico, igualándose la temperatura el uno con el otro [6].

Para el procedimiento de transferencia de calor es necesario la aplicación de la primera ley de la termodinámica, la cual expresa acerca de la conservación de la energía, ya que todos sabemos que la energía no se crea ni se destruye, solo puede cambiar de forma, por lo tanto, toda cantidad de energía emitida debe ser tomado en cuenta dentro de un proceso [7].

Principio de conservación o balance de energía, este principio establece la cantidad de energía que pasa por cualquier método se expresa de la siguiente forma; energía total que ingresa al sistema, menos la energía total que sale del sistema es igual al cambio de energía total del sistema, a su vez la energía puede transferir hacia el sistema, o fuera de este, por medio de trabajo, flujo de masa y calor, ya que la energía total en un sistema simple compresible consta de energías, cinética, potencial y energía interna, el balance de energía para cualquier tipo de sistema se expresa como:

$$E_{ent} - E_{sal} = \Delta E_{sistema} \quad \text{Ec. (1)}$$

Generalmente estos procesos de transferencia de calor se dan por los tres métodos comunes dentro de la termodinámica los cuales son los siguientes; Conducción, Convección, y Radiación [8].

La Conducción, es un método de transferencia de calor la cual hace uso de un material por contacto directo de cada una de sus partículas, en donde el medio de transporte puede ser líquido, sólido o gaseoso, aunque en los procesos de transferencia por líquidos y gases solo se puede generar conducción total si a esta se excluye la convección en su totalidad, la cual viene dada por el modelo matemático de la Ley de Fourier



Figura 1.2.- Pipe Heat

Fuente: [Autor]

1.3.1.1 Ley de Fourier

Es el modelo matemático que establece en donde un flujo de calor que pasa a través de un cuerpo o un área es proporcional a la diferencia de temperatura entre dos puntos distintos ubicados en un cuerpo, a esto comúnmente se la conoce como el gradiente de temperatura [6].

La cual viene determinada por la siguiente ecuación

$$Q_{cond} = -KA \frac{\partial T}{\partial X} \quad \text{Ec. (2)}$$

Donde:

Q_{cond} : Transferencia de calor por conducción [W]

K = conductividad térmica. $[\frac{W}{mK}]$

A = Área de la pared $[m^2]$

$\frac{\partial T}{\partial X}$ = Gradiente de temperatura [K]

La ley de enfriamiento de Newton, expresa la cantidad de calor transferido desde una superficie que está a una temperatura T_s , hacia el medio que la rodea que se encuentra a T_∞ , Esta Ley expresa que:

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) \quad \text{Ec. (3)}$$

Donde:

A_s , es el área superficial de transferencia de calor $[m^2]$

h , es el coeficiente de transferencia de calor por convección $[W/m^2K]$

Por lo general, se parte de un diseño fijando las temperaturas T_s y T_∞ , dejando dos formas de incrementar la razón de la transferencia de calor: una de ellas es aumentar el coeficiente de transferencia de calor por convección, h ; la otra opción es aumentar el área superficial A_s . La primera opción, requiere la implementación de una bomba o ventilador adicional al sistema ya instalado, o reemplazar el existente por uno de mayor capacidad, esta opción suele ser poco práctico y hasta inadecuado. La segunda alternativa es aumentar el área superficial, en la que adicionar unas superficies extendidas llamadas aletas, elaboradas de materiales fuertemente conductores como el aluminio [6].

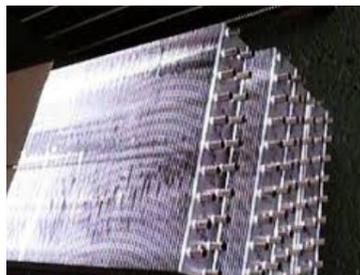


Figura 1.3.- Aletas Alargadas de un radiador

Fuente: [9]

Las superficies extendidas son de uso común en aplicaciones prácticas, con el fin de mejorar la transferencia de calor y muchas veces con la idea de aumentar la razón de esa transferencia desde una superficie múltiples veces [6].

En el análisis de superficies extendidas, se toma en consideración operación estacionaria sin generación de calor en la aleta, además se considera que la conductividad térmica (k) del material permanece constante. También, por facilidad en el análisis, se supone que el coeficiente de transferencia de calor por convección, h , es constante y no cambia en toda la superficie de la aleta. Se muestra que, ese coeficiente h varía a lo largo de la aleta, así como de su circunferencia y que su valor en un punto es una fuerte función del movimiento del fluido en ese punto [10].

El valor de h suele ser mucho más bajo en la base de la aleta que en la punta de esta debido a que, cerca de la base, el fluido tiende a asfixiarse, debido a la interrupción en el flujo del aire circundante en esa zona, ya que está rodeada por superficies sólidas.

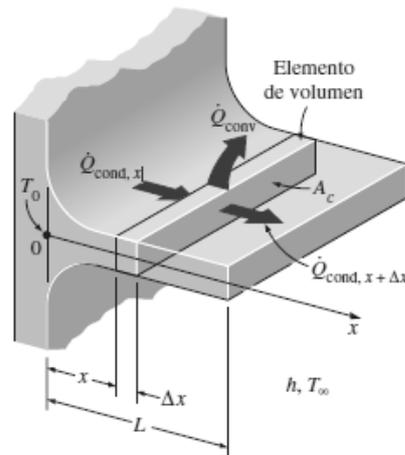


Figura 1.4.- Elemento de volumen de una aleta

Fuente: [7]

1.3.1.2 Ecuación de la aleta

Se estima un elemento de volumen en una aleta, situado en x , que tiene una longitud Δx , un área de sección transversal A_c y un perímetro p , como se muestra en la figura 1.4. En condiciones estacionarias, el balance de energía sobre este elemento de volumen se puede expresar como: [6].

$$\left(\begin{array}{c} \text{Razón de la} \\ \text{conducción del calor} \\ \text{hacia el elemento en } x \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Razón de la} \\ \text{conducción del calor desde} \\ \text{el elemento en } x + \Delta x \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{Razón de la} \\ \text{convección del calor} \\ \text{desde el elemento} \end{array} \right)$$

o sea

$$\dot{Q}_{\text{cond}, x} = \dot{Q}_{\text{cond}, x + \Delta x} + \dot{Q}_{\text{conv}}$$

Donde

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = h(p \Delta x)(T - T_{\infty})$$

Al sustituir y dividir entre Δx , se obtiene

$$\frac{\dot{Q}_{\text{cond}, x + \Delta x} - \dot{Q}_{\text{cond}, x}}{\Delta x} + hp(T - T_{\infty}) = 0$$

Al tomar el límite en condiciones que $\Delta x \rightarrow 0$, se obtiene

$$\frac{d\dot{Q}_{\text{cond}}}{dx} + hp(T - T_{\infty}) = 0$$

Con base en la ley de Fourier de la conducción del calor, se tiene

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = -kA_c \frac{dT}{dx} \quad \text{Ec. (4)}$$

Donde, A_c es el área de la sección transversal de la aleta en la ubicación x . La sustitución de esta relación en la ecuación da la ecuación diferencial que rige la transferencia de calor en las aletas [6].

$$\frac{d}{dx} \left(kA_c \frac{dT}{dx} \right) - hp(T - T_{\infty}) = 0$$

En general, el área de la sección transversal A_c y el perímetro p de una aleta varían con x , lo cual hace que esta ecuación diferencial sea difícil de resolver. En el caso particular de una sección transversal constante y conductividad térmica constante, la ecuación diferencial se simplifica a:

y $\theta = T - T_\infty$ es el *exceso de la temperatura*. En la base de la aleta se tiene $\theta_b = T_b - T_\infty$.

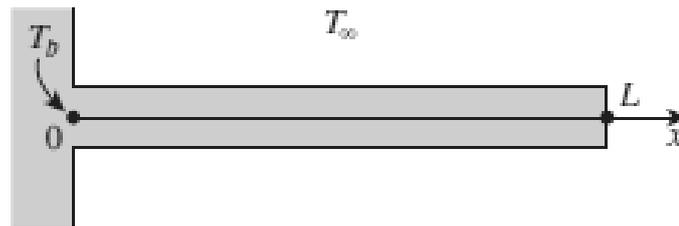


Figura 1.5.- Analisis superficie extendida

Fuente: [7]

1. Aleta infinitamente larga
2. Pérdida de calor despreciable (punta adiabática)
3. Temperatura específica
4. Convección

a) Aleta infinitamente larga ($T_{\text{punta de la aleta}} = T_\infty$)

Para una aleta suficientemente larga de sección transversal *uniforme* ($A_c = \text{constante}$), la temperatura en la punta de la aleta se aproximará a la temperatura del medio, T_∞ , y por consiguiente la diferencia de temperatura, θ tenderá a cero.

Condición de frontera en la punta de la aleta:

$$\theta(L) = T(L) - T_\infty = 0 \quad \text{cuando} \quad L \rightarrow \infty$$

b) Pérdida de calor despreciable desde la punta de la aleta (punta de la aleta aislada, $Q_{\text{punta de la aleta}} = 0$)

En la práctica, es poco probable que las aletas sean demasiado largas como para que la temperatura en la punta se aproxime a la temperatura del medio. Una situación menos ideal, es que la transferencia de calor desde la punta sea despreciable, puesto que la transferencia desde la aleta es proporcional a su área superficial y la de la punta se da una condición despreciable respecto a su área total [6]. Entonces se puede suponer que la punta de la aleta está aislada y que la condición en ella puede expresarse como, condición en la frontera en la punta de la aleta:

c) Temperatura específica (T punta de la aleta = T_L)

En el caso que se detalla, la temperatura en el extremo de la aleta (la punta de aleta) está fija a una temperatura definida T_L . Este caso podría analizarse como una generalidad de la aleta infinitamente larga, en el que la temperatura de la punta de aleta estaba fija en T_∞ [8].

La condición en la punta de aleta para este caso es, condición de frontera en la punta de la aleta:

d) Convección (o convección y radiación combinadas) desde la punta de la aleta

En la práctica, las puntas de las aletas están expuestas a los alrededores; por lo tanto, la condición de frontera apropiada para la punta de la aleta es la de la convección, que también puede incluir los efectos de la radiación. Considere el caso de la convección sólo en la punta. La condición en la punta de la aleta se puede obtener a partir de un equilibrio de energía en la punta de la aleta ($Q \cdot \text{cond} = Q \cdot \text{conv}$). Condición de frontera en la punta de la aleta: [10].

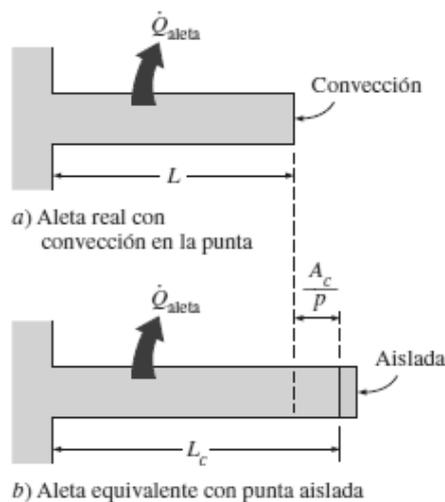


Figura 1.6.- Superficies extendidas

Fuente: [7]

1.3.1.3 Eficiencia de la aleta

Se toma en consideración la superficie de una pared plana que está a la temperatura T_s , expuesta a una condición de temperatura T_∞ . El calor se transfiere desde la superficie de la pared hacia el medio circundante por convección, con un coeficiente de transferencia de calor de h . Si se desprecia la transferencia por radiación o se considera su contribución en el coeficiente de convección h , la transferencia de calor desde un área superficial A_s se expresa como: [6].

$$Q = h.A_s (T_s - T_\infty). \quad \text{Ec. (5)}$$

A pesar de lo planteado, en condiciones reales, la temperatura de la aleta cae a lo largo de esta, lo que provoca que, la transferencia de calor desde la misma será inferior a lo estimado, debido a la diferencia decreciente en la temperatura, $T(x) - T_\infty$, hacia la punta. Es aquí que se define la eficiencia de la aleta, lo cual ayuda a considerar el efecto de esta disminución en la temperatura sobre la transferencia de calor, como: [6].

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{\dot{Q}_{\text{aleta}}}{\dot{Q}_{\text{aleta, máx}}} = \frac{\text{Razón real de la transferencia de calor desde la aleta}}{\text{Razón ideal de la transferencia de calor desde la aleta si estuviera toda a la temperatura de la base}} \quad \text{Ec. (6)}$$

1.3.1.4 Efectividad de la aleta

La función de las aletas es mejorar la transferencia de calor y se debería recomendar su uso en los casos en los que, el gasto de su implementación y complejidad asociada a ellas sea justificado con el mejoramiento de la transferencia de calor. De hecho, no se tiene la seguridad de que la adición de aletas sobre una superficie mejorará la transferencia de calor. El trabajo de las aletas se analiza sobre la base del mejoramiento en la transferencia de calor contrastado con el caso en el que no se emplean aletas. El desempeño de las aletas, expresado en términos de la efectividad de la aleta ϵ_{aleta} se define como: [6].

$$\varepsilon_{\text{aleta}} = \frac{\dot{Q}_{\text{aleta}}}{\dot{Q}_{\text{sin aleta}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{aleta}}}{hA_b (T_b - T_\infty)} = \frac{\text{Razón de la transferencia de calor desde la aleta de área de la base } A_b}{\text{Razón de la transferencia de calor desde la superficie de área } A_b} \quad \text{Ec. (7)}$$

1.3.1.5 Longitud apropiada de una aleta

Pensando en el diseño de una aleta, un paso significativo es la determinación de la longitud adecuada de la aleta, una vez que se tiene definido el material y la sección transversal de esta. El lector puede sentirse tentado a pensar que entre más larga es la aleta, mayor es el área superficial y, como consecuencia, más alta es la razón de la transferencia de calor. Es así que, para obtener la transferencia de calor máxima, la aleta debe ser infinitamente larga. No obstante, la temperatura cae exponencialmente a lo largo de la aleta y alcanza la temperatura ambiente a cierta longitud [6].

Con el fin de dar lógica de la longitud apropiada de una aleta, se contrasta la transferencia de calor de una de longitud finita con la transferencia de calor de una infinitamente larga, en las mismas condiciones. La razón entre estas dos transferencias de calor es: [6].

$$\text{Razón de las transferencias de calor: } \frac{\dot{Q}_{\text{aleta}}}{\dot{Q}_{\text{aleta larga}}} = \frac{\sqrt{hpkA_c} (T_b - T_\infty) \tanh mL}{\sqrt{hpkA_c} (T_b - T_\infty)} = \tanh mL \quad \text{Ec. (8)}$$

1.3.2 Superficies Extendidas

Cuando a las superficies típicas de transferencia de calor se les añaden elementos adicionales de metal, estos elementos extienden la superficie prevista para transferencia de calor. Mientras que las superficies extendidas aumentan la transmisión total de calor, su influencia como superficie se trata de una manera diferente de la simple conducción y convección [10].

Por consiguiente, se plantea el siguiente intercambiador de doble tubo expuesta a continuación en la figura 1.7. Conjeture que el fluido caliente entra en contacto con el

anulo del tubo por otra parte el fluido frio entra contacta con la parte interior del tubo cabe recalcar que el flujo es considerado como turbulento a la par que las temperaturas T_c son efectivas alrededor de toda la sección transversal [6].

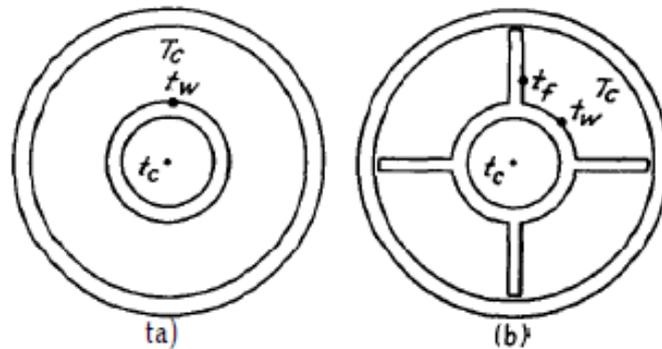


Figura 1.7.- Tubos de Vacío Dobles

Fuente: [8]

Clasificación de las superficies extendidas. Las superficies extendidas comúnmente utilizadas de manera industrial se evidencian en la figura expuesta a continuación. Las tuberías y tubos con aletas longitudinales son vendidas por varios fabricantes y consisten en largas tiras de metal con canales sujetos a la parte exterior del tubo. Estas tiras se sujetan ya sea por inserción al tubo como en la Fig. 1.7 soldándolas continuamente por su base [8].

1.3.2.1 Diseño de aletas

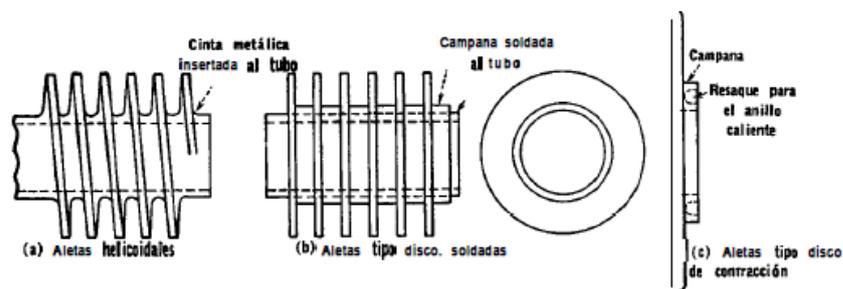


Figura 1.8.- Tubos de Vacío Con aletas extendidas

Fuente: [7]

Las aletas transversales se fabrican en una gran variedad de tipos y se emplean principalmente para el enfriamiento y calentamiento de gases en flujo cruzado. Las aletas helicoidales de la fig.5, se clasifican como aletas transversales y se sujetan en varias formas tales como insertos, expandiendo el metal mismo para formar la aleta o

soldando una cinta metálica al tubo en una forma continua [8]. Las aletas de tipo disco son también del tipo transversal y usualmente se sueldan al tubo o se sujetan a él mediante contracción, como se muestra en la figura, Para colocar una aleta de disco por contracción a un tubo, el disco, con un diámetro interior un poco menor que el diámetro exterior del tubo, se calienta hasta que el diámetro interior excede el diámetro exterior del tubo [10].

1.3.3 Tubos de calor

Para que la tubería de calor funcione, la cabeza de bombeo de capacidad máxima $(\Delta P_C)_{MAX}$ debe ser mayor que la caída de presión total en la tubería. Esta caída de presión se compone de tres componentes.

- (a) La caída de presión ΔP_l requerida para devolver el líquido del condensador al evaporador
- (b) La caída de presión ΔP_v necesaria para hacer que el vapor fluya desde el evaporador al condensador
- (e) La cabeza gravitacional ΔP_g que puede ser cero, positiva o negativa.

Entonces

$$(\Delta P_C)_{max} \geq \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g \quad \text{Ec. (9)}$$

Si no se cumple esta condición, la mecha se secará en la región del evaporador y el tubo no funcionará. El fenómeno de la tensión superficial y los efectos capilares asociados se resumen brevemente y se obtiene una expresión para la cabeza capilar. A continuación, se analizan los componentes de la caída de presión ΔP_l , ΔP_v . Este último es sorprendentemente complejo, pero se da una expresión simple para permitir que ΔP_v se calcule aproximadamente y se describe la posición teórica actual.

Durante el arranque y con ciertas tuberías de metal líquido a alta temperatura, la velocidad del vapor puede alcanzar valores sónicos. En tales casos, deben tenerse en cuenta los efectos de la compresibilidad. Las condiciones sónicas establecen un límite a la máxima capacidad de transporte de calor posible de una tubería de calor. Otros límites se establecen, a bajas temperaturas, por fuerzas viscosas; ya temperaturas crecientes surgen límites debido al arrastre del fluido de trabajo en la mecha por la corriente de vapor, por una cabeza capilar insuficiente y por quemado del evaporador.

Estas limitaciones sobre el transporte de calor axial máximo se muestran en la figura 1.9.

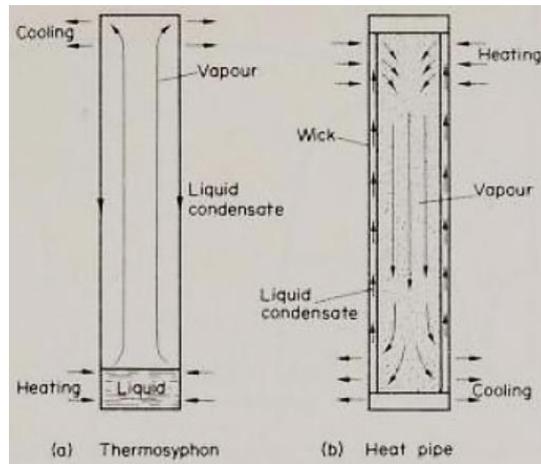


Figura 1.9.- Limitaciones al transporte de calor en el tubo

Fuente: [8]

Es necesario elegir el punto de operación en el área que se encuentra debajo de estas curvas. La forma real de esta área depende del fluido de trabajo y del material de la mecha y variará apreciablemente para los diferentes tubos de calor. Se muestra que, si se pueden despreciar la pérdida de presión de vapor y la carga gravitacional, las propiedades del fluido de trabajo que determinan el transporte de calor máximo pueden combinarse para formar una figura de mérito M o factor de transporte.

$$M = \frac{\rho_l \cdot \sigma_l \cdot L}{\mu_l} = [W/m^2] \quad \text{Ec. (10)}$$

Dónde ρ_l es la densidad del fluido de trabajo líquido [Kg/m^3]

σ_l la tensión superficial [$(kgm/s^2)/m$]

L , la entalpía de vaporización o calor latente [J/Kg]

μ_l la viscosidad del fluido de trabajo líquido [Kg/ms]

La forma en que M varía con la temperatura para varios fluidos de trabajo se muestra en la figura 2, otros factores como el costo también influirán en la elección del fluido de trabajo y este tema se analiza en detalle en el capítulo 3.

El tubo de calor tiene una conductancia térmica muy alta; sin embargo, se producirán caídas de temperatura, tanto radialmente en el evaporador y condensador como axialmente por la tubería. Se dan fórmulas que permiten estimar estas diferencias de temperatura.

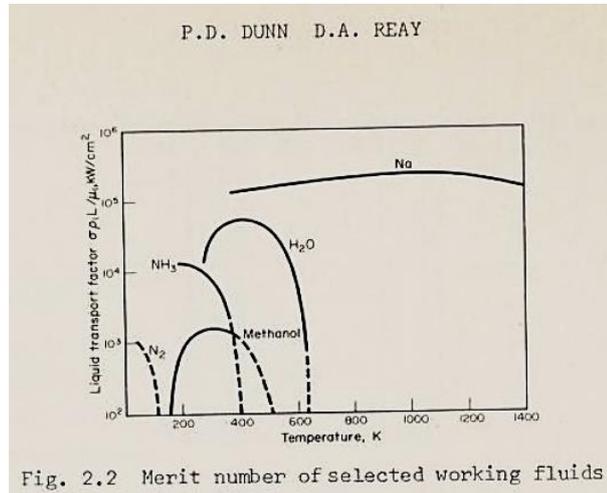


Figura 1.10.- Fluidos de trabajo seleccionados
Fuente: [8]

1.3.3.1 Flujo másico del fluido

El caudal máximo denotado como \dot{m}_{max} puede ser calculado asumiendo las siguientes consideraciones:

- Las propiedades del líquido no varían a lo largo de la tubería.
- La mecha es uniforme a lo largo de la tubería.
- La caída de presión debido al flujo de vapor puede despreciarse.

La expresión para el cálculo del caudal másico es la siguiente:

$$\dot{m}_{max} = \left[\frac{\rho_l \cdot \sigma_l}{\mu_l} \right] \cdot \left[\frac{K \cdot A}{l} \right] \cdot \left[\frac{2}{r_e} - \frac{\rho_l \cdot g \cdot l}{\sigma_l} \cdot \sin \phi \right] \quad \text{Ec. (11)}$$

Donde K es a permeabilidad de los surcos, que se estima con la expresión siguiente:

$$K = \frac{r_e^2}{7,26} \quad \text{Ec. (12)}$$

Para el cálculo del correspondiente calor transportado Q_{max}

$$Q_{max} = \dot{m}_{max} \cdot L \quad \text{Ec. (13)}$$

$$Q_{max} = \left[\frac{\rho_l \cdot \sigma_l \cdot L}{\mu_l} \right] \cdot \left[\frac{K \cdot A}{l} \right] \cdot \left[\frac{2}{r_e} - \frac{\rho_l \cdot g \cdot l}{\sigma_l} \cdot \sin \phi \right] \quad \text{Ec. (14)}$$

La expresión, $\frac{\rho_l \sigma_l L}{\mu_l}$ depende únicamente de las propiedades del fluido de trabajo y se conoce como la figura del mérito M o el factor de transporte del fluido. $K \cdot A$, especifica las propiedades geométricas de la mecha.

1.3.3.2 Presión capilar ΔP_c , límite capilar.

La siguiente ecuación muestra que la caída de presión a través de una interfaz líquida curva es

$$\Delta P = \frac{2 \cdot \sigma_l}{R} \quad \text{Ec. (15)}$$

Sabemos que $R \cos \theta = r$

Donde:

r es el radio efectivo de los poros de la mecha [μm]

θ el ángulo de contacto [Grados °], de ahí la cabeza capilar en el evaporador

$$\Delta P'_e = 2 \cdot \sigma_l \cdot \frac{\cos \theta_e}{r_e}$$

Del mismo modo, en el condensador

$$\Delta P'_c = 2 \cdot \sigma_l \cdot \frac{\cos \theta_c}{r_c}$$

La cabeza capilar resultante será

$$\Delta P_C = 2 \cdot \sigma_l \cdot \left(\frac{\cos \theta_e}{r_e} - \frac{\cos \theta_c}{r_c} \right)$$

Este tendrá un valor máximo cuando $\cos \theta_e = 1$ y $\cos \theta_c = 0$

Por lo tanto

$$(\Delta P_C)_{max} = \frac{2 \cdot \sigma_l}{r_e} \quad \text{Ec. (16)}$$

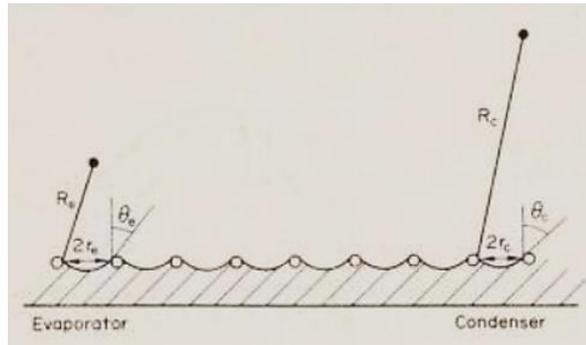


Figura 1.11.- Parámetros de Mecha y poros en evaporador

Fuente: [8]

1.3.3.3 Diferencia de presión en la fase líquida ΔP_l

El régimen de flujo en la fase líquida es casi siempre laminar. Dado que los canales de líquido en general no serán rectos ni de sección transversal circular y, a menudo, estarán interconectados, la ecuación de Hagen-Poiseuille debe modificarse para tener en cuenta estas diferencias.

Dado que el flujo másico variará tanto en la región del evaporador como en la del condensador, se debe usar una longitud efectiva en lugar de la longitud geométrica para estas regiones. Si el cambio de masa por unidad de longitud es constante, el flujo de masa total aumentará o disminuirá linealmente a lo largo de las regiones.

Por lo tanto, podemos reemplazar las longitudes del evaporador l_e y del condensador l_c por $\frac{l_e}{2}$ y $\frac{l_c}{2}$. La longitud efectiva total para el flujo de fluido será l_{eff}

$$l_{eff} = l_a + \frac{l_e + l_c}{2} \quad \text{Ec. (17)}$$

Mecha de ranura longitudinal. Para mechas ranuradas, la caída de presión en el líquido viene dada por:

$$\Delta P_l = \frac{8 \cdot \mu_l \cdot Q \cdot l}{\pi \cdot r_e^4 \cdot N \cdot \rho_l \cdot L} \quad \text{Ec. (18)}$$

donde N es el número de ranuras

r_e es el radio efectivo de la ranura y r_e se define por la relación del radio hidráulico efectivo

$$r_e = 2 \cdot \frac{\text{Área de flujo}}{\text{Perímetro mojado}} \quad \text{Ec. (19)}$$

A altas velocidades de vapor, las fuerzas de cizallamiento tenderán a impedir el flujo de líquido en las ranuras abiertas. Esto puede evitarse utilizando una pantalla de poros finos para formar una estructura de mecha compuesta.

1.3.3.4 Diferencia de presión de fase de vapor, ΔP_v

La diferencia de presión de la fase de vapor total será la suma de las caídas de presión en las tres regiones, a saber, la caída del evaporador ΔP_{ve} , la caída de la sección adiabática ΔP_{va} y la caída de presión en la región de condensación ΔP_{vc} .

El problema de calcular la caída de presión de vapor se complica en las regiones de evaporación y condensación por el flujo radial debido a la evaporación o condensación. Es conveniente definir un número de Reynolds adicional, el número de Reynolds radial $R_r = \frac{\rho_v \cdot v \cdot r_v}{\mu_v}$ para tener en cuenta la componente de velocidad radial v en la mecha $r = r_v$.

Por convención, se utiliza el radio del espacio de vapor r_v en lugar del diámetro del espacio de vapor que es habitual en la definición del número de Reynolds axial. R_r es positivo en la sección del evaporador y negativo en la sección de condensación. En la mayoría de los tubos de calor prácticos, R_r se encuentra en el rango de 0,1 a 100.

R_r está relacionado con la tasa radial de inyección o remoción de masa por unidad de longitud $\frac{dm}{dz}$ como sigue $R_r = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \mu_v} \cdot \frac{dm}{dz}$

Los números de Reynold radial y axial están relacionados para tasas uniformes de evaporación o condensación, por la ecuación,

$$R_r = \frac{R_e}{4} \cdot \frac{r_v}{z}$$

donde z es la distancia desde el final de la sección del evaporador o desde el final de la sección del condensador.

Se sabe que siempre que el flujo sea laminar, la caída de presión debida a fuerzas viscosas en una longitud l es igual a la altura cinética cuando

$$l = \frac{R_e \cdot a}{32} = \frac{R_e \cdot r_v}{32}$$

Si sustituimos $R_e = \frac{4 \cdot R_r \cdot l}{r_v}$ por la región del evaporador o del condensador, encontramos que la condición se reduce a

$$R_r = 8$$

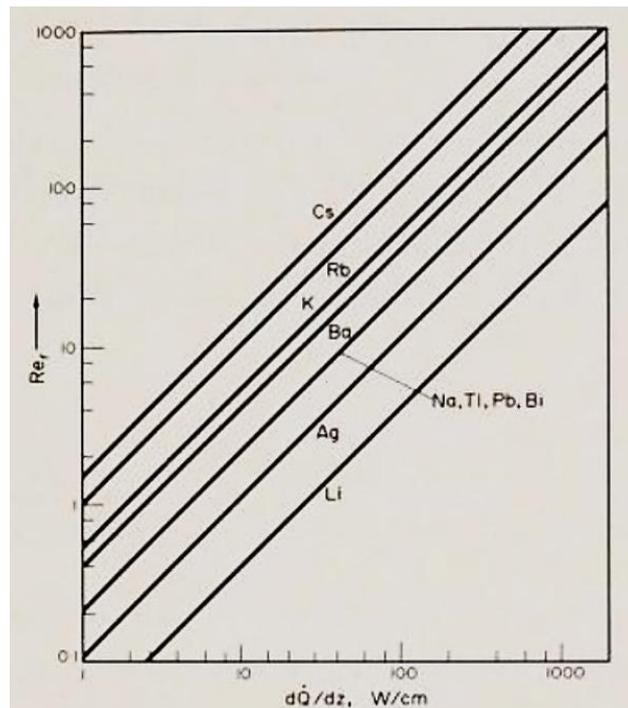


Figura 1.12.- Número de Reynolds radial versus entrada de calor por unidad de longitud de tubería de calor, (fluidos líquidos para trabajar metales)

Fuente: [8]

La figura anterior tomada de Busse, muestra R como una función de potencia / unidad de longitud para varios fluidos líquidos de trabajo de metales.

1.3.3.5 Flujo incompresible: (teoría unidimensional simple).

Consideraremos el vapor como un fluido incompresible. Esta suposición implica que la velocidad de flujo v es pequeña en comparación con la velocidad del sonido C , en el vapor, es decir, el número de Mach $\frac{v}{C} < 0,3$. O expresado de otra manera, estamos considerando los tubos de calor en los que ΔP_v es pequeño en comparación con P_v la presión de vapor promedio en el tubo. Esta suposición no es válida durante el arranque ni siempre es cierta en el caso de tubos de calor de metal líquido a alta temperatura. El efecto de la compresibilidad del vapor se considerará en una sección posterior.

En la región del evaporador será necesario el gradiente de presión de vapor para realizar dos funciones.

- Para acelerar el vapor que ingresa a la sección del evaporador hasta la velocidad axial v . Dado que al ingresar al evaporador este vapor tendrá velocidad radial pero no velocidad axial. El gradiente de presión necesario lo llamaremos el término inercial $\Delta P'_v$
- Para superar las fuerzas de arrastre por fricción en la superficie $r = r_v$ en la mecha. Este es un término viscoso $\Delta P''_v$

Podemos estimar la magnitud del término inercial de la siguiente manera. Si el flujo másico / unidad de área de sección transversal en el evaporador es ρv , entonces el flujo de cantidad de movimiento correspondiente / unidad de área vendrá dado por $\rho v \cdot v$ o ρv^2 . Este flujo de impulso en la dirección axial debe ser proporcionado por el término inercial del gradiente de presión.

Por lo tanto

$$\Delta P'_v = \rho v^2$$

Tenga en cuenta que $\Delta P'_v$ es independiente de la longitud de la sección del evaporador.

Si asumimos un flujo laminar, podemos estimar la contribución viscosa a la pérdida total de presión del evaporador integrando la ecuación de Hagen-Poiseuille. Si la tasa de masa que ingresa al evaporador por unidad de longitud dm/dz es constante, tenemos

$$\Delta P''_v = \frac{8 \cdot \mu_v \cdot \dot{m}}{\pi \cdot r_v^4} \cdot \frac{l_e}{2}$$

Por tanto, la caída de presión total en la región del evaporador ΔP_{ve} vendrá dada por la suma de estos dos términos.

$$\Delta P_{ve} = \Delta P'_v + \Delta P''_v$$

$$\Delta P_{ve} = \rho v^2 + \frac{8 \cdot \mu_v \cdot \dot{m}}{\pi \cdot r_v^4} \cdot \frac{l_e}{2} \quad \text{Ec. (20)}$$

La región del condensador puede tratarse de manera similar, pero en este caso, el momento axial se perderá cuando la corriente de vapor se detenga, por lo que el término de inercia será negativo, es decir, habrá recuperación de presión. Para la teoría simple, los dos términos inerciales se cancelarán y la caída de presión total en la fase de vapor se debe completamente a los términos viscosos. Más adelante se muestra que no siempre es posible recuperar el término de presión de inercia en la región de condensación.

En la sección adiabática la diferencia de presión contendrá sólo el término viscoso que vendrá dado por la ecuación de Hagen-Poiseuille o la ecuación de Fanning dependiendo de si el flujo es laminar o turbulento.

Para flujo laminar

$$\Delta P_{va} = \frac{8 \cdot \mu_v \cdot \dot{m}}{\pi \cdot r_v^4} \cdot l_a \quad R_e < 2100 \quad \text{Ec. (21)}$$

Para flujo turbulento

$$\Delta P_{va} = \frac{2}{r_v} \cdot f \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot l_a \quad R_e > 2100 \quad \text{Ec. (22)}$$

dónde

$$f = \frac{0,0791}{Re^{\frac{1}{4}}}$$

Por tanto, la caída de presión de vapor total ΔP_v viene dada por:

$$\Delta P_v = \Delta P_{ve} + \Delta P_{vc} + \Delta P_{va}$$

$$\Delta P_v = \rho v^2 + \frac{8 \cdot \mu_v \cdot \dot{m}}{\pi \cdot r_v^4} \cdot \left(\frac{l_e + l_c}{2} + l_a \right)$$

para flujo laminar y sin recuperación de presión

$$\Delta P_v = \frac{8 \cdot \mu_v \cdot \dot{m}}{\pi \cdot r_v^4} \cdot \left(\frac{l_e + l_c}{2} + l_a \right) \quad \text{Ec. (23)}$$

para flujo laminar con recuperación total de presión

Las ecuaciones mostradas con anterioridad nos permiten establecer el valor numérico de la caída de presión de vapor. Esta ecuación es comúnmente utilizada para este tipo de características.

1.3.3.6 Cabeza gravitacional ΔP_g

La diferencia de presión debida a la altura hidrostática del líquido puede ser positiva, negativa o cero, dependiendo de las posiciones relativas del evaporador y el condensador. Esta diferencia de presión ΔP_g viene dada por la expresión

$$\Delta P_g = \rho_l \cdot g \cdot l \cdot \sin \phi \quad \text{Ec. (24)}$$

Dónde ρ_l es la densidad del líquido

g es la aceleración debida a la gravedad

l es la longitud del tubo de calor

θ el ángulo formado por el tubo de calor con la horizontal. (θ es positivo cuando el condensador es más bajo que el evaporador)

1.3.3.7 Material y forma de la mecha.

El número y la forma de los materiales que se han probado en las mechas en los tubos de calor es muy grande. Ya se ha hecho referencia a algunos de ellos en el análisis de la caída de presión del líquido.

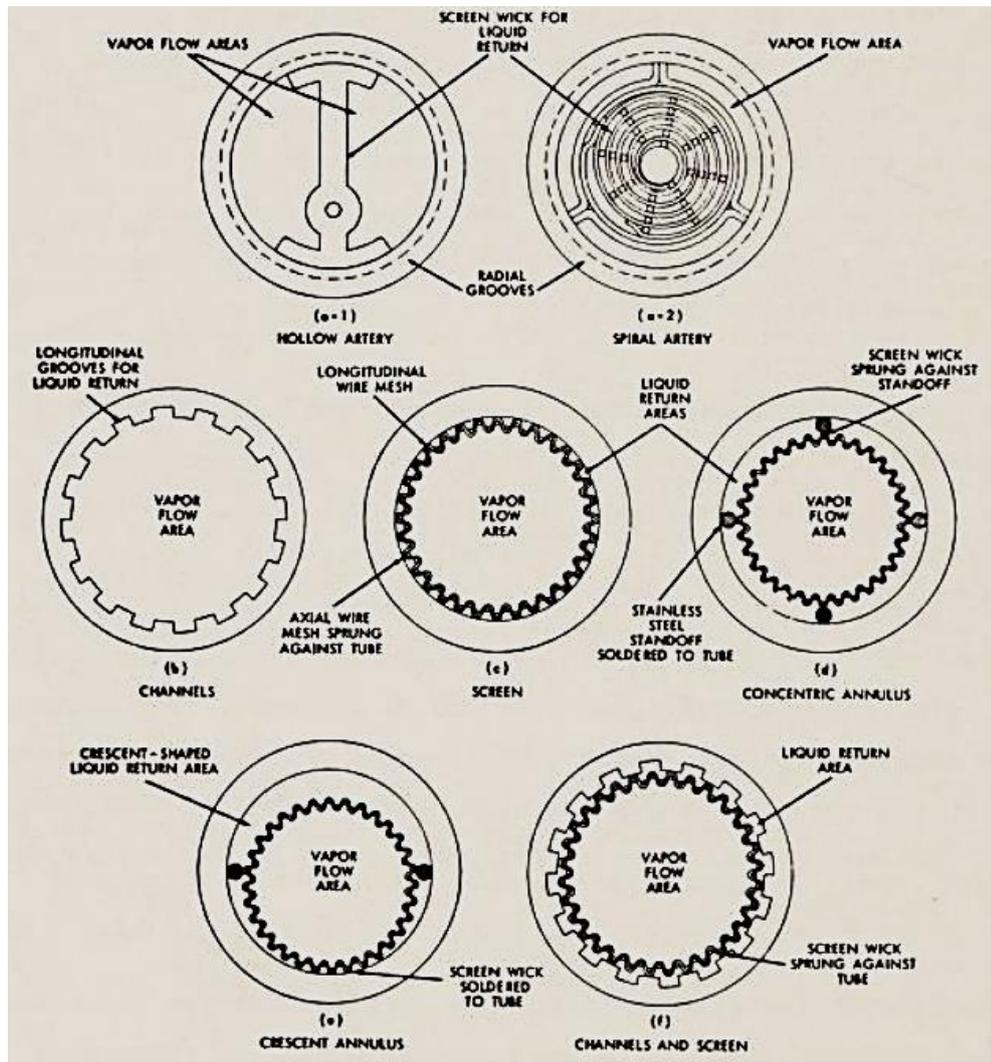


Figura 1.13.- Forma de mecha utilizada en tubos de calor

Fuente: [8]

Ranuras

Un tipo de mecha que se usa ampliamente en aplicaciones de naves espaciales pero que no puede soportar cabezas capilares importantes en la gravedad terrestre, es un sistema ranurado. La forma más sencilla de producir ranuras longitudinales en la pared de un tubo de calor es mediante extrusión o brochado. El aluminio es el material más satisfactorio para la extrusión, donde las ranuras pueden ser comparativamente estrechas en ancho, pero poseen una mayor profundidad. En la figura 4.4 se muestra un ejemplo de tubo de calor ranurado. La sección transversal externa del tubo de calor también se puede adaptar para una aplicación particular. Si el tubo de calor se va a montar sobre una placa, se puede incorporar una superficie plana en la pared del tubo de calor para proporcionar un mejor contacto térmico con la placa.

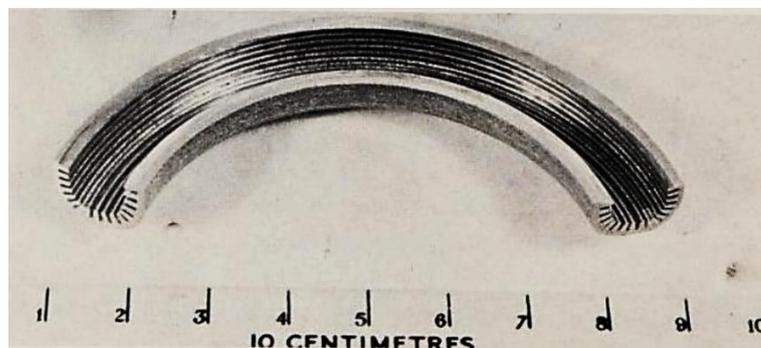


Figura 1.14.- Mecha ranurada (aleación de aluminio) (cortesía de IRD)

Fuente: [8]

Una disposición alternativa de las ranuras implica "enroscar" la pared interior del tubo de calor utilizando grifos o una herramienta de corte de un solo punto para dar un paso de rosca de hasta 40 hilos por cm. A continuación, en la figura 4.5 se expresa un ejemplo, en la que 15 hilos por cm. se formaron en el interior de un tubo de aluminio de 6 mm de diámetro y 1 m de longitud. Estas arterias roscadas son atractivas para la distribución circunferencial de líquido y se pueden usar junto con un sistema de arterias diferente para el transporte axial de líquido.

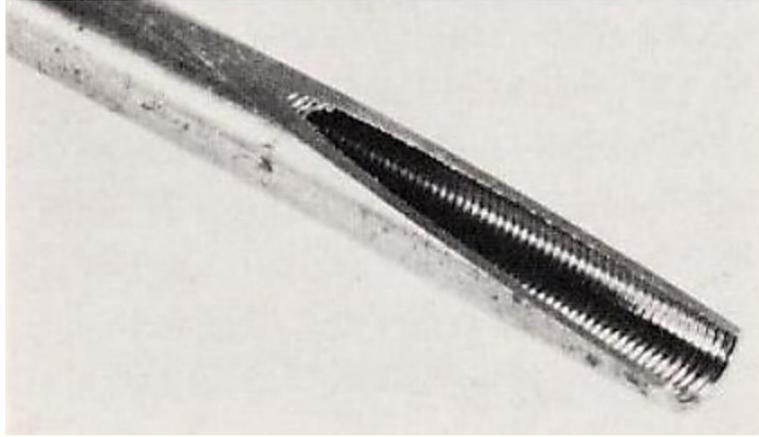


Figura 1.15.- Arteria roscada en pared de aluminio

Fuente: [8]

1.3.3.8 Resistencia térmica de las mechas saturadas

Una característica mencionada en las discusiones sobre las propiedades deseables tanto de la mecha como del fluido de trabajo es la conductividad térmica. Hay expresiones disponibles para predecir las conductividades térmicas de mechas saturadas de varios tipos, que se analizan a continuación. La conductividad es un factor importante para determinar el espesor de mecha permitido.

Mallas.

Se presentan soluciones para la determinación de la conductividad térmica de materiales heterogéneos que se dividen en tres categorías; dispersiones, lechos empaquetados y pares continuos. La solución no siempre es la más satisfactoria dado que una malla posee una limitante, dominada como limitante de dispersión. La misma que afirma que las partículas pueden estar en contacto, pero no muy compactas. Sin embargo, dado que la conductividad de las dispersiones es menor que la de los lechos empaquetados, se puede hacer una estimación de la conductividad de la malla utilizando la expresión de Rayleigh para la conductividad efectiva de una dispersión que consiste en una matriz cuadrada de cilindros uniformes:

$$k_w = \left(\frac{\beta - \varepsilon}{\beta + \varepsilon} \right) \cdot k_l$$

$$\beta = \frac{1 + \frac{k_S}{k_l}}{1 - \frac{k_S}{k_l}} \quad \text{Ec. (25)}$$

Donde, k_S = conductividad térmica de la fase solida

k_l = conductividad térmica de la fase líquida

ε = fracción de volumen de fase sólida

Mechas ranuradas.

La resistencia térmica radial de las ranuras será radicalmente diferente en las secciones del evaporador y del condensador. Esto ocurre debido a las diferencias en los mecanismos de transferencia de calor. En el evaporador, la tierra o la punta de la aleta no juega un papel activo en el proceso de transferencia de calor. La ruta probable del flujo de calor es la conducción a través de la aleta, la conducción a través de una película líquida en el menisco y la evaporación en la interfaz de vapor líquido.

En la sección del condensador, las ranuras se inundarán y la punta de la aleta desempeñará un papel activo en el proceso de transferencia de calor. La formación de una película líquida en la punta de la aleta proporcionará la mayor resistencia al flujo de calor.

El espesor de la película líquida es función de la tasa de condensación y las características de humectación del fluido de trabajo.

Dado que el mecanismo en la sección del evaporador es menos complejo y debería proporcionar la mayor resistencia, nos concentraremos en el análisis de esa región.

Se proponen modelos idénticos que suponen una conducción de calor unidimensional a lo largo de la aleta y una conducción unidimensional cerca de la punta de la aleta a través del líquido hasta el interfaz líquido/vapor donde se produce la evaporación. En el líquido, la longitud promedio del flujo de calor se toma como un cuarto del ancho

del canal y el área del flujo de calor la mitad del ancho del canal por la longitud de entrada.

Así

$$\frac{\Delta T}{Q} = \frac{a}{k_s \cdot N \cdot f \cdot l_e} + \frac{1}{4 \cdot k_l \cdot l_e \cdot N} + \frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot b \cdot N \cdot l_e} \quad \text{Ec. (26)}$$

Donde, N = es el número de canales

a = es la profundidad del canal (mm)

b = es la mitad del ancho del canal (mm)

f = es el espesor de la aleta (mm)

Kosowski y Kesson (3.32) han realizado mediciones de la capacidad máxima de transporte de calor y la resistencia térmica radial de un tubo de calor ranurado de aluminio utilizando Freón 21, Freón 113 y amoníaco como fluidos de trabajo. Las dimensiones relevantes de sus tubos de calor fueron las siguientes:

$N = 30$

$a = 0,89 \text{ mm}$

$2b = 0,76 \text{ mm}$

Diámetro exterior del tubo = 12,7 mm

Tubo de calor N°1, $l_e = 304,8 \text{ mm}$, $l_c = 477,6 \text{ mm}$

Tubo de calor N°2, $l_e = 317,5 \text{ mm}$, $l_c = 503 \text{ mm}$

Se midieron los siguientes coeficientes de transferencia de calor (basados en el área exterior):

Tabla 1.1.- Coeficientes de transferencia de calor. [Autor]

Fluido	h_e $W/m^2 \cdot ^\circ C$	h_c $W/m^2 \cdot ^\circ C$
Freón 21 (Tubo de calor N°1)	1134	1700
Freón 113 (Tubo de calor N°2)	652	1134
Amoníaco (Tubo de calor N°3)	2268	2840

Conversión de los coeficientes de transferencia de calor en una resistencia térmica:

Tabla 1.2.- Conversión de coeficientes de transferencia de calor. [Autor]

Fluido	R_e $^\circ C/W$	R_c $^\circ C/W$
Freón 21	0,0735	0,031
Freón 113	0,122	0,044
Amoníaco	0,035	0,0175

La contribución debida a la conducción de las aletas es de $0,0018 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{W}$, ($f = 0,25 \text{ mm}$, $k_W = 220 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$) y es insignificante. Esto confirma la observación de Kosowski y Kosson de que el porcentaje de llenado tiene poco efecto sobre la resistencia térmica.

El término de evaporación también es pequeño, y la contribución más significativa a la resistencia es el término de conducción de líquido. Al comparar la teoría y el experimento, los resultados sugieren que la teoría predice en exceso la resistencia de conducción en una cantidad considerable (50 - 300%). Por lo tanto, sería más preciso utilizar la longitud del flujo de calor medio integrado $\left(1 - \frac{\pi}{4}\right) \cdot b$, en lugar de $\frac{b}{2}$ de manera que:

$$\frac{\Delta T}{Q} = \frac{1 - \frac{\pi}{4}}{2 \cdot k_l \cdot l_e \cdot N} \quad \text{Ec. (27)}$$

Conociendo la caída de temperatura necesaria y permisible en el espacio de vapor, se puede calcular el número de ranuras para diversas geometrías y fluidos de trabajo.

En la sección del condensador de la tubería de calor, o cuando los canales están cubiertos de malla, la punta de la aleta juega un papel activo en el proceso de transferencia de calor y los canales están completamente llenos. En este caso se utiliza la ecuación de conducción paralela:

$$k_W = k_S \cdot \left[1 - \varepsilon \cdot \left(1 - \frac{k_l}{k_S}\right)\right] \quad \text{Ec. (28)}$$

donde ε , la fracción líquida vacía, viene dada por:

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot b}{2 \cdot b + f} \quad \text{Ec. (29)}$$

para canales, donde f es el espesor de la aleta.

CAPÍTULO II

METODOLOGÍA

2.1 Nivel o tipo de investigación

2.1.1 Investigación teórica

Se aplica este tipo de investigación ya que se genera información enmarcada en una metodología aplicable a datos afines, contiene información extensa y desarrollada para procesos de análisis, desde la recolección de los datos hasta la conclusión objetiva.

2.1.2 Investigación aplicada

Con el objetivo de realizar el proyecto sin inconvenientes se utilizarán las herramientas adquiridas durante la carrera universitaria con la idea de establecer un trabajo totalmente organizado y soportado en base a enfoques y teorías acertadas.

2.1.3 Investigación bibliográfica

Una parte fundamental en el desarrollo del trabajo técnico es la documentación por lo que el análisis de ciertos documentos como análisis de tubos calor, mezclas homogéneas de etilenglicol, propiedades de conductividad y transferencia de calor son el pilar fundamental. A todo esto, agregamos el estudio de artículos científicos en los cuales el análisis térmico en el pilar fundamental con eso además de distintos enfoques de cada autor se establecerá un diagrama u organizador de trabajo.

2.2 Recursos

2.2.1 Recursos Materiales y Equipos

Tabla 2.1.- Recursos Materiales construcción de probetas. [Autor]

Recursos Materiales Construcción	
Elemento	Descripción
Tubo de cobre de ½ pulg. (13 mm)	Tubo redondo encargado de conformar el cuerpo principal del tubo de calor. (probetas).
Tapas de Cobre	Elementos que permiten el cierre hermético del conjunto armado.
Etilenglicol	Componente de mezcla para formar el revestimiento de los surcos.
Polvo de cobre	Componente principal del revestimiento debido a sus características intrínsecas.
Perlas de Urea	Solución que permite la adherencia y mezcla entre componentes.
Sierra Manual	Dispositivo de corte por desprendimiento de viruta.
Flexómetro	Instrumento de medición.
Lima	Dispositivo de desbaste de material.
Martillo	Instrumento de golpe para trabajos de cualquier índole.
Macho de Prensado	Instrumento de compactado de la mezcla polvo de cobre + etilenglicol y/o etanol + perlas de urea.

Tabla 2.2.- Recursos Materiales análisis térmico de probetas. [Autor].

Materiales Construcción (Análisis Térmico)	
Elemento	Descripción
Placas de Acero	Elementos dispuestos para el análisis térmico de las probetas en función de organizar los mismos.
Taladro con Broca Acero	Máquina que permite realizar orificios en tamaños predeterminados.
Tuercas de Sujeción	Componente que permite sujetar los componentes.
Uniones Roscadas	Permite la sujeción entre componentes.
Lanzallamas	Proporciona una fuente de calor

2.2.2 Equipos Utilizados.

Tabla 2.3.- Construcción de probetas. [Autor]

Equipos Construcción	
Elemento	Descripción
Soldadora GMAW	Aparato que permite la unión de componentes destinado para electrodos con revestimiento celulósico como es el caso de electrodo E6011.
Balanza Electrónica	Componente que permite establecer el peso de un componente. (kg o gr).

Tabla 2.4.- Equipo para análisis térmico. [Autor]

Equipos Construcción (Análisis Térmico)	
Elemento	Descripción
Quemador	Aparato que permite dosificar una temperatura pertinente a las probetas.
Pirómetro	Delimitar y cuantificar la temperatura de trabajo en °C.

2.2.3 Recursos Económicos.

Tabla 2.5.- Recursos Económicos. [Autor]

Descripción	Total
Normas	\$ 50.00
Materiales de Construcción	\$ 400.00
Transporte	\$ 250.00
Computador	\$ 200.00
Costos Varios	\$ 250.00
Total	\$1150.00

2.2.4 Recursos Humanos.

Responsable del proyecto Sr. Henry Rochina

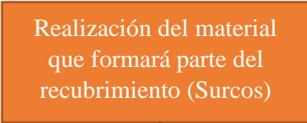
Ingeniero Tutor del proyecto Ing. Mg. Luis Escobar.

2.2.5 Recursos Institucionales.

Bibliografía repositorio de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

2.3 Plan de procesamiento y análisis

Tabla 2.6.- Diagrama del Proyecto. [Autor]

Diagrama	Condición
	
	<p>Longitud efectiva = 250 mm Diámetro tubo = ½ “ 13 mm</p>
	<p>Cobre Etilenglicol</p>
	<p>Eliminación de partículas ajenas al ensayo</p>
	<p>Limpieza interior como exterior de las probetas para eliminar impurezas.</p>
	<p>Número de canales = 20 Profundidad de canal= 2 mm Ancho de canal = 1mm Espesor de aleta = 1mm</p>
	<p>Sellado hermético de tubos de calor y vaciado de los mismos.</p>
	<p>Verificación de pérdidas en base a ruidos no característicos.</p>
	<p>En caso de existir pérdidas se reinicia el sellado desmontado la válvula principal de la probeta.</p>
  	<p>Número de probetas mínimas (4) Los ensayos serán en base a superficies Axiales variando el número de aletas.</p>

CAPÍTULO III

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1 Diseño del tubo de calor

3.1.1 Cálculos hidráulicos

Se propone el uso de alguno de estos tres fluidos de trabajo, por lo que se planea analizar el comportamiento hidráulico en relación a la geometría de los tubos de calor a diseñar. La disposición general del tubo de calor se presenta en la Figura 3.1.

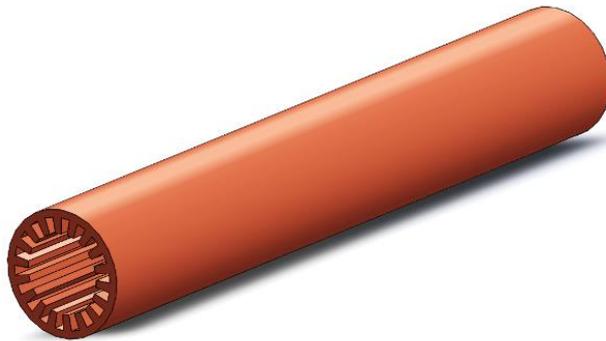


Figura 3.1.- Tubo de calor con los surcos axiales. [Autor]

3.1.1.1 Características de los fluidos

Se toman los valores de las características de los fluidos del libro de Tubos de Calor de Angel L. Miranda, los valores dispuestos en la Tabla 3.1. mostrada a continuación, son considerados para una temperatura de 20°C.

Tabla 3.1.- Características de los fluidos de trabajo. [Autor]

Característica del fluido		Agua	Unidades
Presión de vapor	P_v	2,343	kPa

Densidad de vapor	ρ_v	0,018	kg/m ³
Densidad de líquido	ρ_l	998,364	kg/m ³
Viscosidad dinámica vapor	μ_v	8,82E-06	kg/m.s
Viscosidad dinámica líquido	μ_l	1,02E-03	kg/m.s
Calor latente	L	2453,37	kJ/kg
Tensión superficial	σ_l	7,31E-02	N/m
Conductividad del líquido	k_l	0,598	W/m.K

3.1.1.2 Características geométricas del tubo de calor

En la figura 3.1, se dispone la sección transversal del tubo de calor en la que se especifican las dimensiones generales, este tubo de calor tiene por mecha, surcos axiales.

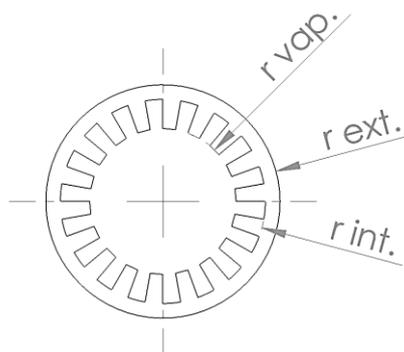


Figura 3.2.- Sección transversal del tubo de calor. [Autor]

Se detallan las dimensiones en la tabla 3.2.

Tabla 3.2.- Características geométricas del tubo de calor. [Autor]

Característica geométrica		Valor	Unidades
Radio Exterior	r_{ext}	11,11	mm
Radio Interior	r_{int}	9,25	mm
Radio vapor	r_v	6,25	mm
Longitud de evaporador	l_e	25	mm
Longitud de condensador	l_c	25	mm
Longitud adiabática	l_a	200	mm
Longitud del tubo de calor	l	250	mm
Profundidad del canal	a	3	mm
Ancho del canal	$2 \cdot b$	2,2	mm
Espesor de la aleta	f	2,2	mm
Número de canales	N	11	
Ángulo del tubo con la horizontal	\emptyset	-30°	(grados)

3.1.1.3 Cálculo de parámetros característicos

Factor de transporte

Tomando los valores de la Tabla 3.2, se calcula el factor de transporte correspondiente a cada uno de los fluidos de trabajo a considerar. A continuación, se utiliza la Ec. 10 descrita con anterioridad.

$$M = \frac{\rho_l \cdot \sigma_l \cdot L}{\mu_l}$$

$$M = \frac{998,364 \cdot 7,31 \times 10^{-2} \cdot 2453,37}{1,02 \times 10^{-3}}$$

$$M = 1,76 \times 10^8 \text{ kW/m}^2$$

Longitud efectiva

La longitud efectiva al depender de las condiciones geométricas del tubo, son válidas independientes del fluido de trabajo. Para ello se utiliza la Ec. 17 descrita con antelación.

$$l_{eff} = l_a + \frac{l_e + l_c}{2}$$

$$l_{eff} = 200 + \frac{25 + 25}{2}$$

$$l_{eff} = 225 \text{ mm}$$

$$l_{eff} = 0,225 \text{ m}$$

Radio efectivo

El radio efectivo al depender de las características geométricas del tubo de calor, es válido para cualquier fluido de trabajo a emplear. Para el cálculo del radio efectivo, se considera que el área de flujo y el perímetro mojado se aproximan a un rectángulo utilizando la Ec. 19.

$$r_e = 2 \cdot \frac{\text{Área de flujo}}{\text{Perímetro mojado}}$$

$$r_e = 2 \cdot \frac{a \cdot 2 \cdot b}{2 \cdot a + 2 \cdot b}$$

$$r_e = 2 \cdot \frac{2,2 \cdot 2,2}{2 \cdot 2,2 + 2,2}$$

$$r_e = 1,61 \text{ mm}$$

$$r_e = 1,61 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Permeabilidad del canal o de los surcos

Igual que los dos parámetros anteriores, la permeabilidad es una consideración geométrica que se especifica para los surcos, que depende del radio efectivo. Dicho esto, la Ec. 12 será utilizada.

$$K = \frac{r_e^2}{7,26}$$

$$K = \frac{(1,61 \times 10^{-3})^2}{7,26}$$

$$K = 3,569 \times 10^{-7} \text{ m}^2$$

Flujo másico del fluido de trabajo

A continuación, se utiliza la Ec. 11 del trabajo técnico.

$$\dot{m}_{max} = \left[\frac{\rho_l \cdot \sigma_l}{\mu_l} \right] \cdot \left[\frac{K \cdot A}{l} \right] \cdot \left[\frac{2}{r_e} - \frac{\rho_l \cdot g \cdot l}{\sigma_l} \cdot \sin \phi \right]$$

Para el agua

$$\dot{m}_{max} = \left[\frac{998,364 \cdot 7,31 \times 10^{-2}}{1,02 \times 10^{-3}} \right] \cdot \left[\frac{3,569 \times 10^{-7} \cdot 0,0022 \cdot 0,0022}{0,250} \right]$$

$$\cdot \left[\frac{2}{1,61 \times 10^{-3}} - \frac{998,364 \cdot 9,81 \cdot 0,250}{7,31 \times 10^{-2}} \cdot \sin(-30^\circ) \right]$$

$$\dot{m}_{max} = 1,218 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$$

Flujo de calor transportado

Para esto se emplea la Ec.10 descrita con anterioridad.

$$Q_{max} = \dot{m}_{max} \cdot L \quad \text{Ec. 13}$$

$$Q_{max} = 1,218 \times 10^{-2} \cdot 2453,37$$

$$Q_{max} = 29,871 \text{ W}$$

Velocidad del vapor

A continuación, utilizaremos la Ec. 26 que nos permitirá establecer una velocidad de trabajo.

$$v = \frac{\dot{m}_{max}}{\pi \cdot r_v^2 \cdot \rho_v}$$

$$v = \frac{1,218 \times 10^{-2}}{\pi \cdot (0,00625)^2 \cdot 0,018}$$

$$v = 5512,006 \text{ m/s}$$

Cantidad de fluido

Área sección transversal

$$A_v = \pi \cdot r_v^2$$

$$A_v = \pi \cdot 6,25^2$$

$$A_v = 1,2272 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Área de la mecha

$$A_w = a \cdot 2 \cdot b$$

$$A_w = 0,003 \cdot 0,0022$$

$$A_w = 6,6 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Espesor de la porosidad

Se considera de 0,99

$$m_{max} = A_v * l * \rho_v + A_w * l * \varepsilon * \rho_l \quad \text{Ec. 30}$$

$$m_{max} = 1,2272 \times 10^{-4} * 0,25 * 0,018 + 6,6 \times 10^{-4} * 0,25 * 0,99 * 998,364$$

$$m_{max} = 0,00163 \text{ kg}$$

$$m_{max} = 1,631 \text{ g}$$

$$\rho = 998,364 \text{ kg/m}^3$$

$$V = m/\rho$$

$$V = \frac{1,631 * 10^{-3}}{998,364}$$

$$V = (1,634 * 10^{-6} \text{ m}^3) * \frac{1000000 \text{ ml}}{1 \text{ m}^3}$$

$$V = 1,634 \text{ ml}$$

Cálculo de la capacidad máxima de cabeza de bombeo, presión capilar máxima.

Tomando los valores de la tabla 3.1 y aplicando dichos parámetros a la Ec. 16, se calcula la capacidad máxima de cabeza de bombeo correspondiente a cada uno de los fluidos de trabajo a considerar.

$$(\Delta P_C)_{max} = \frac{2 \cdot \sigma_l}{r_e}$$

$$(\Delta P_C)_{max} = \frac{2 \cdot 7,31 \times 10^{-2}}{1,61 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$(\Delta P_C)_{max} = 90,77 \text{ Pa}$$

Cálculo de caídas de presión

Diferencia de presión en la fase líquida ΔP_l

Dado que los canales por los que circulará el fluido no son de sección transversal circular, se considera un régimen de flujo laminar.

La caída de presión ΔP_l Ec. 18. calculada es la requerida para devolver el líquido del condensador al evaporador.

$$\Delta P_l = \frac{8 \cdot \mu_l \cdot Q \cdot l}{\pi \cdot r_e^4 \cdot N \cdot \rho_l \cdot L}$$

Para el agua

$$\Delta P_l = \frac{8 \cdot 1,02 \times 10^{-3} \cdot 29,871 \cdot 0,250}{\pi \cdot (1,61 \times 10^{-3})^4 \cdot 11 \cdot 998,364 \cdot 2453,37}$$

$$\Delta P_l = 106,80 \text{ Pa}$$

Diferencia de presión de fase de vapor, ΔP_v

La diferencia de presión de la fase de vapor total será la suma de las caídas de presión en las tres regiones.

La caída de presión ΔP_v es la necesaria para hacer que el vapor fluya desde el evaporador al condensador. Ec. 23 se aplica a continuación:

$$\Delta P_v = \rho v^2 + \frac{8 \cdot \mu_v \cdot \dot{m}}{\pi \cdot r_v^4} \cdot \left(\frac{l_e + l_c}{2} + l_a \right)$$

Para el agua

$$\Delta P_v = 0,018 \cdot 5512,006^2 + \frac{8 \cdot 8,82 \times 10^{-6} \cdot 1,218 \times 10^{-2}}{\pi \cdot (0,00625)^4} \cdot (0,225)$$

$$\Delta P_v = 549120,08 \text{ Pa}$$

Cabeza gravitacional ΔP_g

El valor de la diferencia de presión debida a la altura hidrostática del líquido será negativa, debido de las posiciones relativas del evaporador y el condensador. Ec .24

$$\Delta P_g = \rho_l \cdot g \cdot l \cdot \sin \phi$$

$$\Delta P_g = 998,364 \cdot 9,81 \cdot 0,250 \cdot \sin(-30)$$

$$\Delta P_g = -1224,24 \text{ Pa}$$

Verificación del Límite capilar o Límite de absorción

Para que la tubería de calor funcione, la cabeza de bombeo de capacidad máxima $(\Delta P_C)_{max}$ debe ser mayor que la caída de presión total en la tubería

$$(\Delta P_C)_{max} \geq \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g$$

- Para el caso en el que se emplee agua:

$$(\Delta P_C)_{max} = 90,77 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_l = 106,80 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_v = 549120,08 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_g = -1224,24 \text{ Pa}$$

$$90,77 \text{ Pa} \geq 106,80 \text{ Pa} + 549120,08 \text{ Pa} + (-1224,24 \text{ Pa})$$

$$90,77 \text{ Pa} \geq 548002,64 \text{ Pa} \leftarrow \text{Falso}$$

Se evidencia que se cumple la condición del límite capilar en el caso de emplear agua como fluido de trabajo.

3.1.2 Superficies extendidas

Se pretende implementar aletas en los tubos de calor, como opciones para mejorar la eficiencia de los tubos de calor. Las condiciones circundantes para considerar para el diseño son aplicadas a la Ec. 30.

Temperatura ambiente: 15 °C

Temperatura en la superficie: 190 °C

Coefficiente de conducción:

$$Ra = \frac{g * \beta * (Ts - T_{\infty}) * L^3}{\gamma^2} * Pr \quad \text{Ec. 31}$$

$$Ra = \frac{9,81 * \frac{1}{375,65} * (190 - 15) * L^3}{(2,333 \times 10^{-5})^2} * 0,7106$$

$$Ra = 5966496476 * L^3$$

$$Nu = 0,27 * Ra^{1/4}$$

$$Nu = 0,27 * (5966496476 * L^3)^{1/4}$$

$$Nu = 75,04 * L^{3/4}$$

$$h_{Conv} = \frac{k}{L} * Nu \quad \text{Ec. 32}$$

$$h_{Conv} = \frac{0,031125}{L} * 75,04 * L^{3/4}$$

$$h_{Conv} = 2,33562 * L^{-1/4}$$

Es así como se pretende evaluar las siguientes alternativas:

3.1.2.1 Aletas radiales

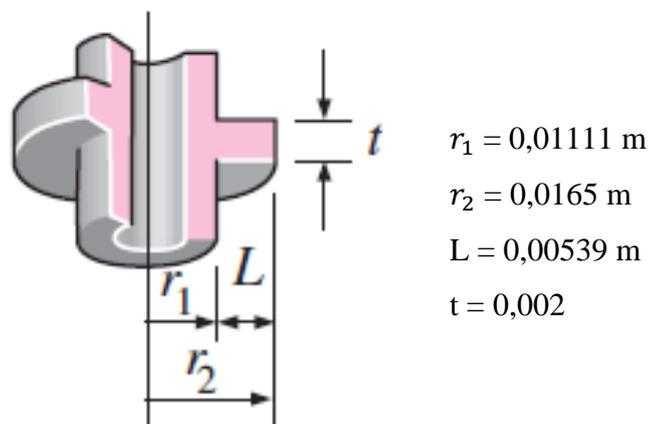


Figura 3.3.- Superficies axiales [12]

Coefficiente de transferencia por conducción del cobre

$$k = 52 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

Coefficiente de transferencia por convección

$$h_{conv} = 2,33562 * 0,00539^{-1/4}$$

$$h_{conv} = 8,62 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Parámetro m:

$$m = \sqrt{\frac{2 * h}{k * t}} \quad \text{Ec. 33}$$

$$m = \sqrt{\frac{2 * 8,62}{52 * 0,002}}$$

$$m = 12,875 \text{ 1/m}$$

Parámetro r_{2c} :

$$r_{2c} = r_2 + t/2$$

$$r_{2c} = 0,0165 + 0,002/2$$

$$r_{2c} = 0,0175 \text{ m}$$

Parámetro C_2 :

$$C_2 = \frac{2 * r_1/m}{r_{2c}^2 - r_1^2}$$

$$C_2 = \frac{2 * 0,01111/12,875}{0,0175^2 - 0,01111^2}$$

$$C_2 = 9,4401$$

Área de la aleta:

$$A_{aleta} = 2 * \pi * (r_{2c}^2 - r_1^2)$$

$$A_{aleta} = 2 * \pi * (0,0175^2 - 0,01111^2)$$

$$A_{aleta} = 1,149 \times 10^{-3} m^2$$

Eficiencia de la aleta

$$\eta_{aleta} = C_2 * \frac{K_1(m * r_1) * I_1(m * r_{2c}) - I_1(m * r_1) * K_1(m * r_{2c})}{I_0(m * r_1) * K_1(m * r_{2c}) + K_0(m * r_1) * I_1(m * r_{2c})} \quad \text{Ec. 34}$$

η_{aleta}

$$= 9,4401$$

$$* \frac{K_1(12,875 * 0,01111) * I_1(12,875 * 0,0175) - I_1(12,875 * 0,01111) * K_1(12,875 * 0,0175)}{I_0(12,875 * 0,01111) * K_1(12,875 * 0,0175) + K_0(12,875 * 0,01111) * I_1(12,875 * 0,0175)}$$

$$\eta_{aleta} = 9,4401 * \frac{K_1(0,1430) * I_1(0,2253) - I_1(0,1430) * K_1(0,2253)}{I_0(0,1430) * K_1(0,2253) + K_0(0,1430) * I_1(0,2253)}$$

$$\eta_{aleta} = 9,4401 * \frac{7,5768 * 0,1117 - 0,0678 * 6,8995}{1,0109 * 6,8995 + 2,6272 * 0,1117}$$

$$\eta_{aleta} = 0,4917$$

Coeficiente de transferencia de calor por convección del aire. El coeficiente de transferencia de calor por convección se calcula con la siguiente fórmula:

$$h_{conv} = \frac{k}{D} * Nu \quad \text{Ec. 35}$$

Para la misma, la fórmula del número de Nusselt es la siguiente:

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 * Ra_D^{\frac{1}{5}}}{[1 + (\frac{0,559}{Pr})^{\frac{9}{16}}]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad \text{Ec. 36}$$

El número de Rayleigh se obtiene con la siguiente fórmula:

$$R_{aD} = \frac{g * \beta * (T - T_{\infty}) * D^3}{\gamma^2} * P_r \quad \text{Ec. 37}$$

Es así que:

$$R_{aD} = \frac{g * \beta * (T - T_{\infty}) * D^3}{\gamma^2} * P_r$$

$$R_{aD} = \frac{9,81 * 0,00207 * (400 - 20) * 0,00222^3}{0,0000355^2} * 0,695$$

$$R_{aD} = 46696,418$$

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 * 46696,418^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{0,695} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

$$Nu = 6,375$$

$$h_{conv} = \frac{0,03853}{0,00222} * 6,375$$

$$h_{conv} = 11,051 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

3.2 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

3.2.1 Resultados de los ensayos

Se efectúan los ensayos a través del siguiente proceso:

- Elaboración de los surcos bajo las consideraciones descritas.
- Preparación de los tubos de calor para los ensayos mediante vaciado parcial.
- Verificación del suministro de calor focalizado y posterior aplicación a los tubos de calor.

Con los ensayos se distinguen condiciones de evaluación de acuerdo con la implementación de aletas con los respectivos tipos y la no implementación de aletas, es así como:

3.2.1.1 Sin aletas

Se toman las temperaturas a intervalos de 5 minutos, hasta conseguir una variación insignificante de la temperatura entre intervalos, en la tabla 3.3 se tiene las mediciones en los últimos intervalos, que es donde se va a realizar los análisis de los tubos.

Tabla 3.3.- Mediciones de temperatura tomadas en tubos sin aletas [Autor]

Tiempo [min]	T. Condensador [°C]	T. Evaporador [°C]
20	301,4 	172,0 

	303,8	175,5
25		

En la tabla 3.4, se tiene los datos generales de las temperaturas tomadas, en la que se visualiza de manera global los intervalos de temperatura alcanzados.

Tabla 3.4.- Resultados de mediciones en tubos sin aletas [Autor]

Tiempo [min]	T. Condensador [°C]	T. Adiabática [°C]	T. Evaporador [°C]
5	98,5	64,8	31,1
10	199,1	138,9	78,7
15	301,2	224,55	147,9
20	301,4	236,95	172,0
25	303,8	237,9	175,5

3.2.1.2 Con una aleta

Se toman las temperaturas a intervalos de 5 minutos, hasta conseguir una variación insignificante de la temperatura entre intervalos, en la tabla 3.5 se tiene las mediciones en los últimos intervalos, que es donde se va a realizar los análisis de los tubos.

Tabla 3.5.- Mediciones de temperatura tomadas en tubos con una aleta radial [Autor]

Tiempo [min]	T. Condensador [°C]	T. Evaporador [°C]
20	295,7 	146,9 

25	296,9	147,3
		

En la tabla 3.6, se tiene los datos generales de las temperaturas tomadas, en la que se visualiza de manera global los intervalos de temperatura alcanzados.

Tabla 3.6.- Resultados de mediciones en tubos con una aleta radial [Autor]

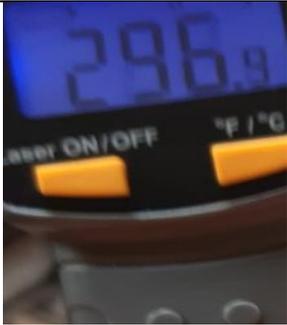
Tiempo [min]	T. Condensador [°C]	T. Adiabática [°C]	T. Evaporador [°C]
5	102,7	67,8	32,9
10	201,8	139,3	76,7
15	300,3	210,1	119,8
20	295,7	221,9	146,9
25	296,9	223,6	147,3

3.2.1.3 Con dos aletas

Se toman las temperaturas a intervalos de 5 minutos, hasta conseguir una variación insignificante de la temperatura entre intervalos, en la tabla 3.7 se tiene las mediciones en los últimos intervalos, que es donde se va a realizar los análisis de los tubos.

Tabla 3.7.- Mediciones de temperatura tomadas en tubos con dos aletas radiales [Autor]

Tiempo [min]	T. Condensador [°C]	T. Evaporador [°C]
20	296,9	121,7

		
	301,4	121,5
25		

En la tabla 3.8, se tiene los datos generales de las temperaturas tomadas, en la que se visualiza de manera global los intervalos de temperatura alcanzados.

Tabla 3.8.-. Resultados de mediciones en tubos con dos aletas radiales [Autor]

Tiempo [min]	T. Condensador [°C]	T. Adiabática [°C]	T. Evaporador [°C]
5	99,7	65,3	30,8
10	200,1	131,4	62,7
15	300,7	202,3	103,8
20	296,9	210,5	121,7
25	301,4	210,1	121,5

3.2.1.4 Con cuatro aletas

Se toman las temperaturas a intervalos de 5 minutos, hasta conseguir una variación insignificante de la temperatura entre intervalos, en la tabla 3.9 se tiene las mediciones en los últimos intervalos, que es donde se va a realizar los análisis de los tubos.

Tabla 3.9.- Mediciones de temperatura tomadas en tubos con cuatro aletas radiales [Autor]

Tiempo [min]	T. Condensador [°C]	T. Evaporador [°C]
20	305,0 	63,5 
25	301,4 	64,4 

En la tabla 3.10, se tiene los datos generales de las temperaturas tomadas, en la que se visualiza de manera global los intervalos de temperatura alcanzados

Tabla 3.10.- Resultados de mediciones en tubos con aletas radiales [Autor]

Tiempo [min]	T. Condensador [°C]	T. Adiabática [°C]	T. Evaporador [°C]
5	101,8	65,8	29,7
10	202,6	125,1	47,6
15	299,7	177,3	54,9
20	305,0	183,2	63,5
25	301,4	182,8	64,4

3.2.2 Datos para el análisis

Con los valores de los ensayos, se tiene particular interés en determinar el comportamiento de los tubos de calor a la exposición más prolongada dentro de los parámetros considerados, es así como, al tiempo de 25 minutos, se extendieron las mediciones de temperatura hasta llegar a 5 réplicas del ensayo para tener un carácter más estricto al momento de comparar los datos.

Para el análisis se hace referencia los valores obtenidos dentro del ensayo, para cada uno de los elementos con diferente distribución de aletas.

Tomando los datos necesarios se elabora la tabla 3.11, en el que tenemos las mediciones replicadas en el evaporador y en el condensado.

Tabla 3.11.- Temperaturas para el análisis [Autor]

	Tiempo [min]	Sin aletas	Con una aleta	Con dos aletas	Con cuatro aletas
T. Condensador	5	98,5	102,7	99,7	101,8
	10	199,1	201,8	200,1	202,6
	15	301,2	300,3	300,7	299,7
	20	301,4	295,7	296,9	305,0
	25	303,8	296,9	301,4	301,4
T. Evaporador	5	31,1	32,9	30,8	29,7
	10	78,7	76,7	62,7	47,6
	15	147,9	119,8	103,8	54,9
	20	172,0	146,9	121,7	63,5
	25	175,5	147,3	121,5	64,4

3.3 Discusión de los resultados

3.3.1 Análisis de la temperatura del condensador vs. evaporador

Se realizó un Análisis de resultados de la Temperatura del Evaporador vs la Temperatura del Condensador, por lo que primero se efectúa la recopilación de datos

para evaluar gráficamente el comportamiento térmico a ciertas temperaturas de acuerdo con las diferentes combinaciones de aleta, anteriormente se evalúa la temperatura en la tabla 3.4, para un tubo de calor sin aletas; tabla 3.5, para un tubo de calor con una aleta; tabla 3.6, para un tubo de calor con dos aletas; tabla 3.7, para un tubo de calor de 4 aletas; respectivamente de acuerdo con los datos del ensayo se ha verificado que en el minuto 15, existe una diferencia mayor de temperatura, dado que la efectividad incrementa en esas condiciones que a continuación se detalla;

3.3.1.1 Análisis térmico del tubo de calor sin aletas

Con los resultados obtenidos mediante el ensayo se realiza la siguiente tabla en el cual se realiza el cálculo de diferencia de temperatura entre el condensador vs el evaporador, mediante la cual se determina que en un tiempo de 15 minutos existe una mayor diferencia de temperatura, por lo tanto se determina que las condiciones son aceptables, puesto que a partir de los 20 minutos tiende a tomar un comportamiento proporcional de temperatura, a continuación se adjunta la tabla para el tubo de calor sin aletas.

Tabla 3.12.- Diferencias de temperaturas sin aleta para el análisis [Autor]

SIN ALETA			
Tiempo /min	T. Condensador °C	T. Evaporador °C	ΔT °C
5	98,5	31,1	67,4
10	199,1	78,7	120,4
15	301,2	147,9	153,3
20	301,4	172	129,4
25	303,8	175,5	128,3

De acuerdo con la tabulación de datos en la tabla 3.12. se establece los parámetros para la siguiente grafica en donde se demuestra el comportamiento de las muestras a diversas temperaturas mediante el cual, hace referencia la cantidad de energía disipada.

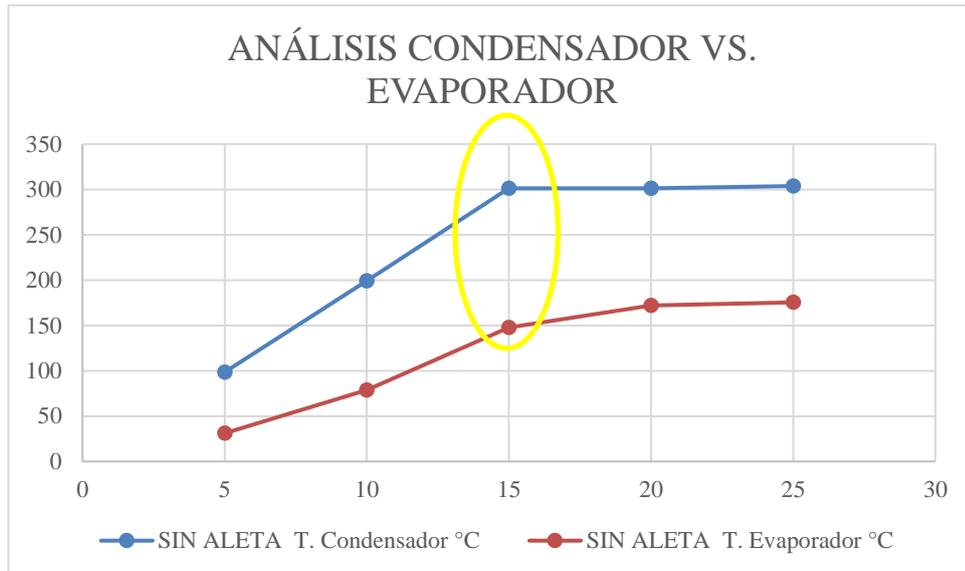


Figura 3.1.- Grafica de comportamiento térmico sin aleta condensador vs. evaporador. [Autor]

Con la diferencia de temperatura en el tiempo de 15 minutos se realiza el cálculo del Flujo de calor para determinar la cantidad de energía que disipa, puesto a que en este tiempo existe una variación mayor en temperatura por lo tanto se hace uso de la ecuación Ec. (2) Ley de Fourier

Temperatura inicial: 301.2 °C

Temperatura final: 147.9 °C

$$Q_{\text{sin aleta}} = 2.19 \text{ KW}$$

3.3.1.2 Análisis térmico del tubo de calor con una aleta

Con los resultados obtenidos mediante el ensayo se realiza la siguiente tabla en el cual se realiza el cálculo de diferencia de temperatura entre el condensador vs el evaporador, mediante la cual se determina que en un tiempo de 15 minutos existe una mayor diferencia de temperatura, por lo tanto se determina que las condiciones son aceptables, puesto que a partir de los 20 minutos tiende a tomar un comportamiento proporcional de temperatura, a continuación se adjunta la tabla para el tubo de calor con una aleta.

Tabla 3.13.- Diferencias de temperaturas con una aleta para el análisis [Autor]

CON UNA ALETA			
Tiempo /min	T. Condensador °C	T. Evaporador °C	ΔT °C
5	102,7	32,9	69,8
10	201,8	76,7	125,1
15	300,3	119,8	180,5
20	295,7	146,9	148,8
25	296,9	147,3	149,6

De acuerdo con la tabulación de datos en la tabla 3.13. se establece los parámetros para la siguiente grafica en donde se demuestra el comportamiento de las muestras a diversas temperaturas mediante el cual, hace referencia la cantidad de energía disipada.

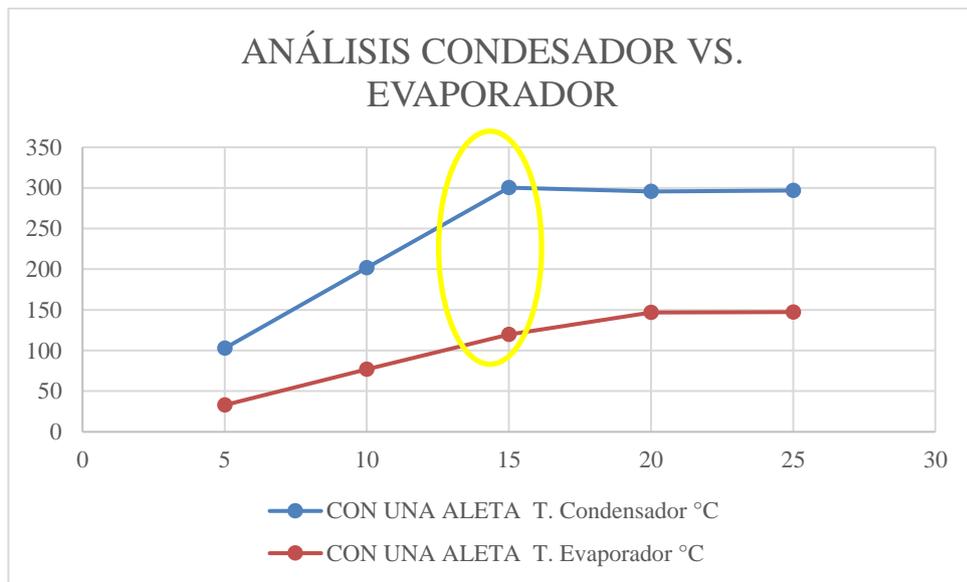


Figura 3.2.- Grafica de comportamiento térmico con una aleta condensador vs. evaporador. [Autor]

Con la diferencia de temperatura en el tiempo de 15 minutos se realiza el cálculo del Flujo de calor para determinar la cantidad de energía que disipa, puesto a que en este tiempo existe una variación mayor en temperatura por lo tanto se hace uso de la ecuación Ec. (2) Ley de Fourier

Temperatura inicial: 300.3 °C

Temperatura final: 119.8 °C

Q una aleta = 2.33 KW

3.3.1.3 Análisis térmico del tubo de calor con dos aletas

Con los resultados obtenidos mediante el ensayo se realiza la siguiente tabla en el cual se realiza el cálculo de diferencia de temperatura entre el condensador vs el evaporador, mediante la cual se determina que en un tiempo de 15 minutos existe una mayor diferencia de temperatura, por lo tanto se determina que las condiciones son aceptables, puesto que a partir de los 20 minutos tiende a tomar un comportamiento proporcional de temperatura, a continuación se adjunta la tabla para el tubo de calor con dos aletas.

Tabla 3.14.- Diferencias de temperaturas con dos aletas para el análisis [Autor]

CON DOS ALETAS			
Tiempo /min	T. Condensador °C	T. Evaporador °C	ΔT °C
5	99,7	30,8	68,9
10	200,1	62,7	137,4
15	300,7	103,8	196,9
20	296,9	121,7	175,2
25	301,4	121,5	179,9

De acuerdo con la tabulación de datos en la tabla 3.14. se establece los parámetros para la siguiente grafica en donde se demuestra el comportamiento de las muestras a diversas temperaturas mediante el cual, hace referencia la cantidad de energía disipada.

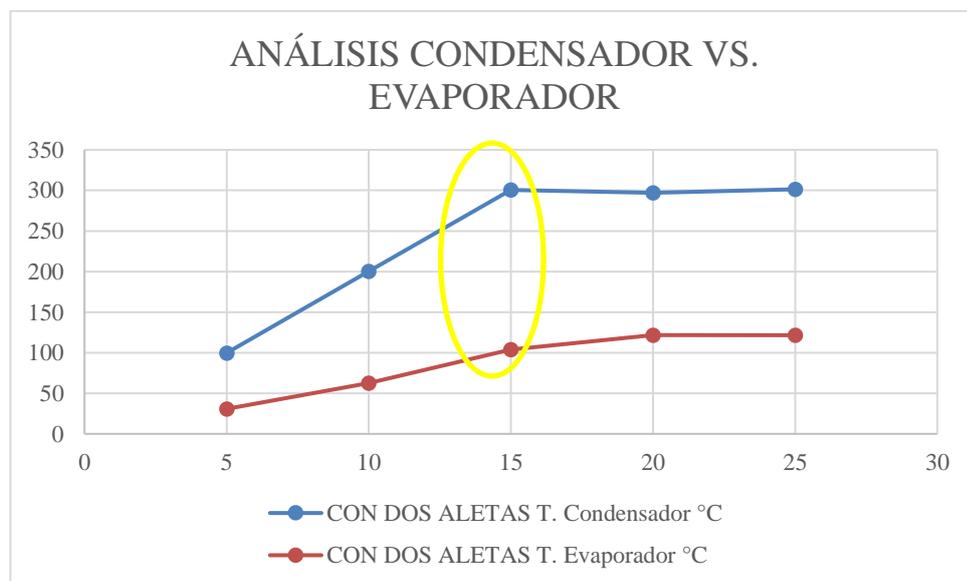


Figura 3.3.- Grafica de comportamiento térmico con dos aletas condensador vs. evaporador. [Autor]

Con la diferencia de temperatura en el tiempo de 15 minutos se realiza el cálculo del Flujo de calor para determinar la cantidad de energía que disipa, puesto a que en este tiempo existe una variación mayor en temperatura por lo tanto se hace uso de la ecuación Ec. (2) Ley de Fourier

Temperatura inicial: 300.7 °C

Temperatura final: 103.8 °C

$$Q_{\text{dos aletas}} = 2.44 \text{ KW}$$

3.3.1.4 Análisis térmico del tubo de calor con cuatro aletas

Con los resultados obtenidos mediante el ensayo se realiza la siguiente tabla en el cual se realiza el cálculo de diferencia de temperatura entre el condensador vs el evaporador, mediante la cual se determina que en un tiempo de 15 minutos existe una mayor diferencia de temperatura, por lo tanto se determina que las condiciones son aceptables, puesto que a partir de los 20 minutos tiende a tomar un comportamiento proporcional de temperatura, a continuación se adjunta la tabla para el tubo de calor con cuatro aletas.

Tabla 3.15.- Diferencias de temperaturas con cuatro aletas para el análisis [Autor]

CON CUATRO ALETAS			
Tiempo /min	T. Condensador °C	T. Evaporador °C	ΔT °C
5	101,8	29,7	72,1
10	202,6	47,6	155
15	299,7	54,9	244,8
20	305	63,5	241,5
25	301,4	64,4	237

De acuerdo con la tabulación de datos en la tabla 3.15. se establece los parámetros para la siguiente grafica en donde se demuestra el comportamiento de las muestras a diversas temperaturas mediante el cual, hace referencia la cantidad de energía disipada.

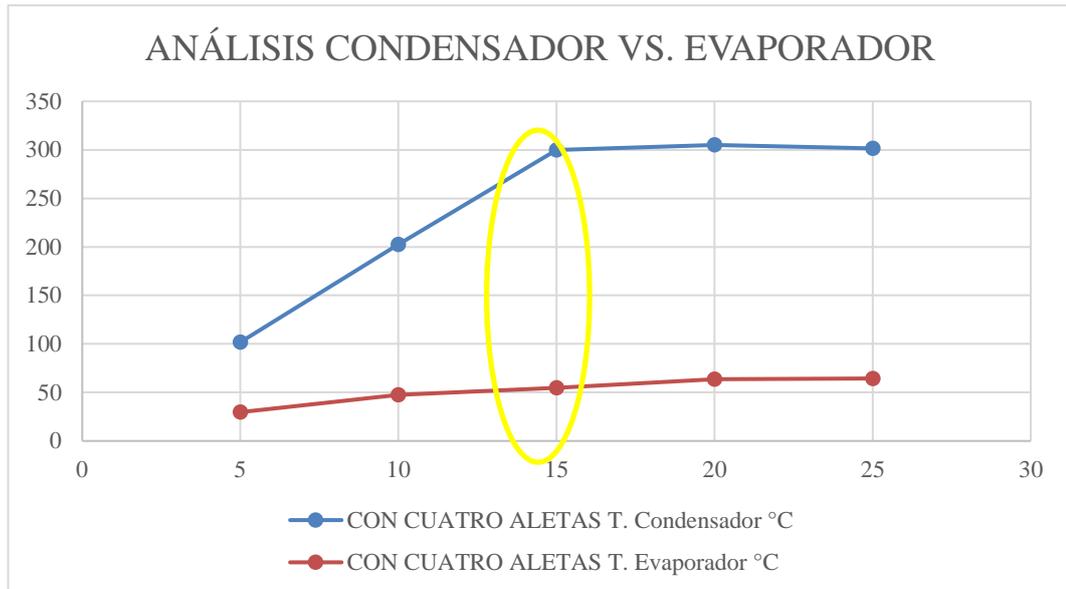


Figura 3.4.- Grafica de comportamiento térmico con cuatro aletas condensador vs. evaporador. [Autor]

Con la diferencia de temperatura en el tiempo de 15 minutos se realiza el cálculo del Flujo de calor para determinar la cantidad de energía que disipa, puesto a que en este tiempo existe una variación mayor en temperatura por lo tanto se hace uso de la ecuación Ec. (2) Ley de Fourier

Temperatura inicial: 299.7°C

Temperatura final: 54.9 °C

$$Q_{\text{cuatro aletas}} = 2.66 \text{ KW}$$

Con este análisis se infiere que las medias de la temperatura del evaporador para los casos no tienen diferencias significativas, por lo que el calor aplicado bajo las condiciones del ensayo se controló correctamente de manera homogénea para todos los casos.

3.3.2 Análisis de la temperatura del evaporador.

Se realizó un análisis de varianza de la temperatura del evaporador, por lo que primero se efectúa un análisis gráfico de los datos, para verificar si cumplen con las especificaciones necesarias para ser analizados, en la tabla 3.11.

El modelo de regresión asociado al análisis de la varianza determina que el modelo explica el 99,56 % de la variabilidad de los datos, por lo que el análisis considerado, nos da una explicación apegada a la realidad de lo que sucede con los datos.

Con este análisis se infiere que las medias de la Temperatura de Condensador tienen diferencias significativas; esta temperatura es objetiva para la comparación, debido a que la fuente de entrada es constante para todos los casos.

Tabla 3.12.- Comparaciones múltiples [Autor]

Casos	N	Temperatura media	Agrupación			
Cuatro aletas	4	48,92				A
Dos aletas	4	79,75			B	
Una aleta	4	94,07		C		
Sin aletas	4	107,42	D			

La diferencia presente en los casos se representa por la diferencia de letras en cada caso, es así como en la tabla 3.16, se explica que todos los casos con diferentes entre ellos.

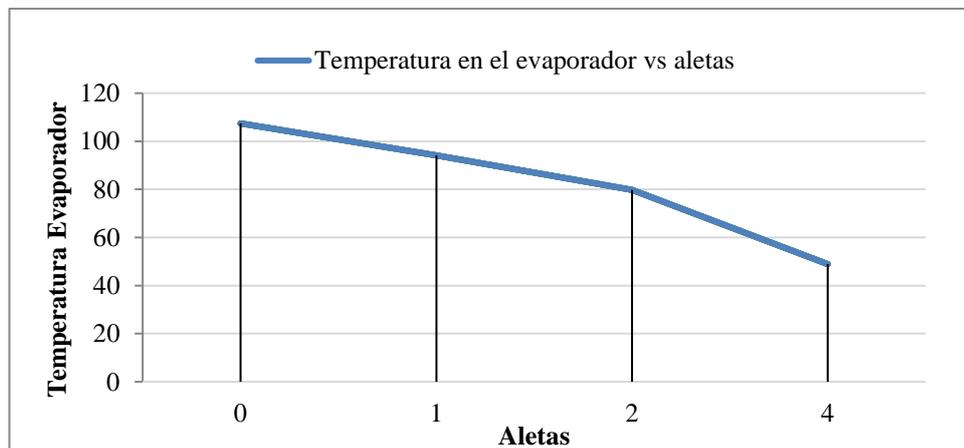


Figura 3.5.- Grafica de intervalos Temperatura de Evaporador. [Autor]

Gráficamente se tiene constancia de la notable diferencia que existe entre los casos analizados, entendiendo que el tubo de calor que consta de cuatro aletas tiene los mejores resultados en disipación de energía.

3.4 Análisis resumen

Efectuado el análisis preliminar, se disponen las temperaturas medidas en el evaporador en función del tiempo de estudio, en la figura 3.1;3.2;3.3;3.4-; sucesivamente para cada una de las muestras según su combinación de aletas en la que se puede evidenciar que existe cierta estabilidad en las temperaturas al acercarse al tiempo por arriba de los 15 minutos, dentro de cada grupo de análisis. Por lo que en dicho tiempo entre el condensador y evaporador existe una diferencia mayor en temperatura manteniendo un margen proporcional entre la energía suministrada vs la energía resultante.

Además de lo planteado anteriormente, se puede precisar que, al emplear cuatro aletas en el evaporador, se logró precisar una diferencia de temperatura mayor a las otras muestras, en el cual con la información obtenida se realiza el cálculo de energía para cada una de las condiciones. Lo que nos permite definir que si existen cambios significativos en las temperaturas lo que claramente se muestra denotado en la figura 3.6- expuesta a continuación.

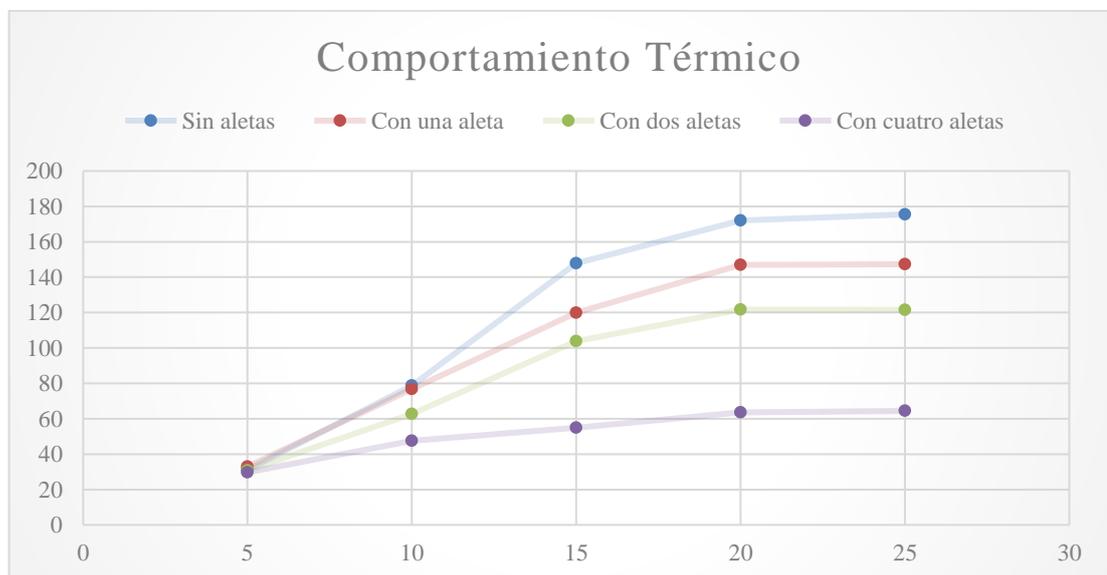


Figura 3.6.- Resumen del comportamiento térmico. [Autor]

3.5 Modelado

3.5.1 Modelado de la probeta 1 (Sin superficies extendidas)

A continuación, partiremos del modelado de la probeta sin superficies extendidas la cual establecerá la base, es decir un punto de partida para las demás probetas.

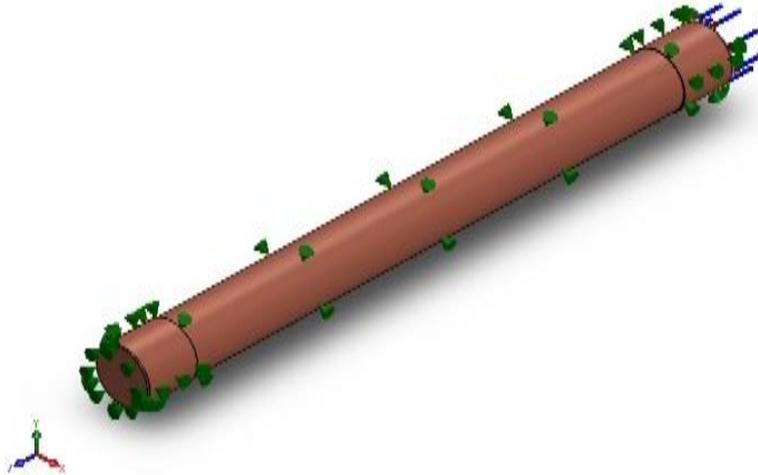


Figura 3.7.- Modelo de probeta sin superficies [Autor]

Propiedades del material

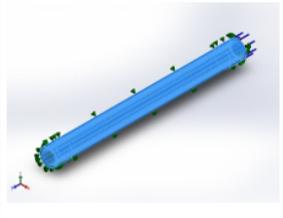
Referencia de Modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: Cobre Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Desconocido Conductividad térmica: 390 W/(m.K) Calor específico: 390 J/(kg.K) Densidad: 8900 kg/m ³	Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Probeta-1), Sólido 1(Redondeo1)(Tapas de cobre-1), Sólido 1(Redondeo1)(Tapas de cobre-2)
Datos de curva:N/A		

Figura 3.8.- Propiedades del material del modelo [Autor]

Cargas Térmicas

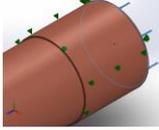
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Temperatura-1		Entidades: 1 cara(s) Temperatura: 300 Celsius
Convección-1		Entidades: 6 cara(s) Coefficiente de convección: 11.05 W/(m ² .K) Variación de tiempo: Desactivar Variación de temperatura: Desactivar Temperatura ambiente: 293.15 Kelvin Variación de tiempo: Desactivar

Figura 3.9.- Cargas térmicas aplicadas al modelo [Autor]

Características del mallado

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	5.18704 mm
Tolerancia	0.259352 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

Figura 3.10.- Características del mallado [Autor]

Mallado del modelo

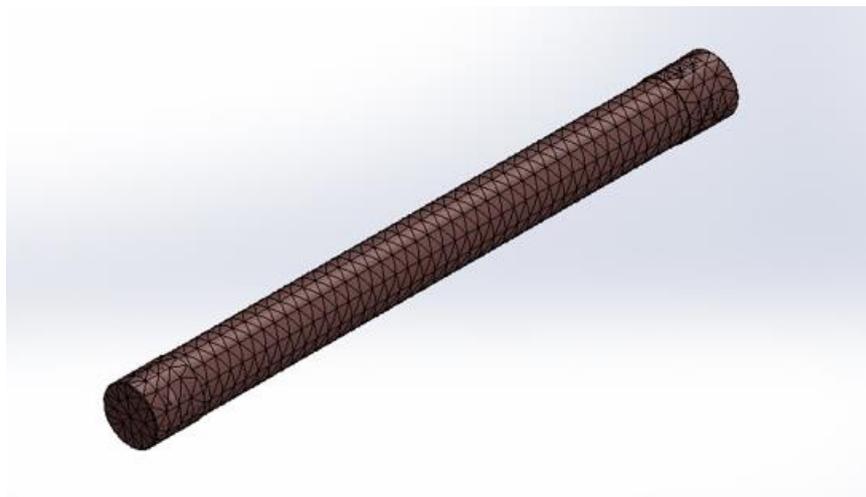


Figura 3.11.- Mallado del modelo [Autor]

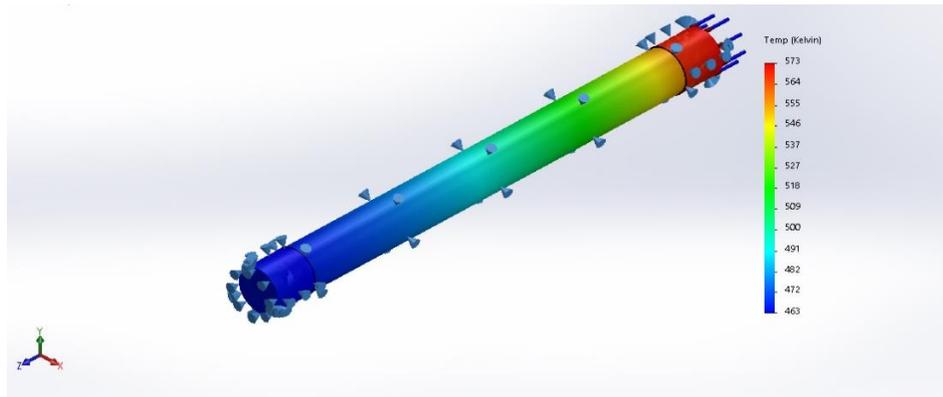


Figura 3.12.- Resultados de la simulación Térmica [Autor]

Los resultados obtenidos fueron:

$$T_{\text{inicial condensador}} = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{media}} = 206,76 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{final evaporador}} = 190 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

En la figura 3.11.- mostrada con anterioridad se puede evidenciar que con las características principales del ensayo las cuales fueron T_{inicial} de $300 \text{ }^{\circ}\text{C}$ aplicada a una cara de evaporador, así como una segunda carga térmica de convección con $h=11,05 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{k})$ aplicada alrededor de toda la probeta. Todo esto analizado en una temperatura ambiente de $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ o $293,15 \text{ }^{\circ}\text{k}$ nos proporcionó que la temperatura final de la probeta en condiciones generales es de 463°k es decir $190 \text{ }^{\circ}\text{C}$ denotando un Δt igual a 110°C . Por otra parte, el flujo de calor resultante del ensayo será igual a $54,6 \text{ W}/\text{m}^2$ en la parte de las superficies extendidas, cabe recalcar que este valor fue adquirido en una probeta sin superficies.

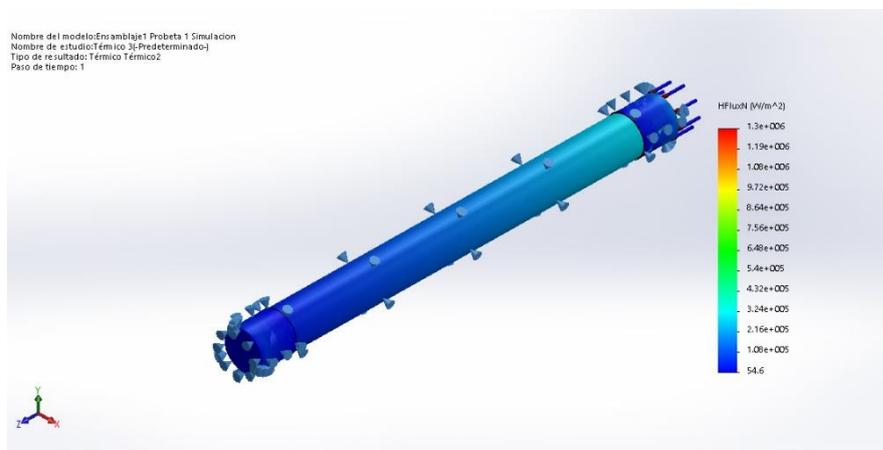


Figura 3.13.- Resultados de la simulación Térmica (Flujo de calor resultante) [Autor]

3.5.2 Modelado de la probeta 2 (1 Superficie extendida)

Como segundo punto, analizaremos el modelado de probeta con una superficie extendidas axial colocada a 20 mm del condensador, esta se muestra a continuación:

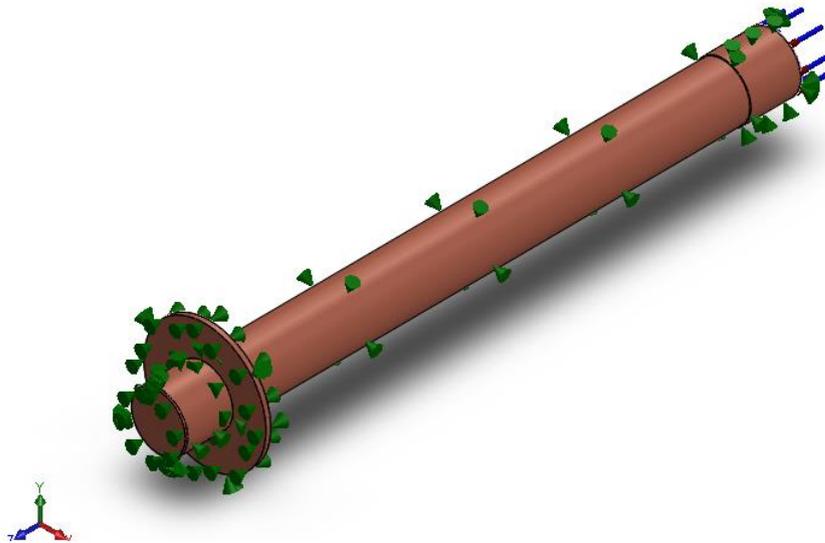


Figura 3.14.- Modela de probeta 1 superficie extendida [Autor]

Propiedades del material

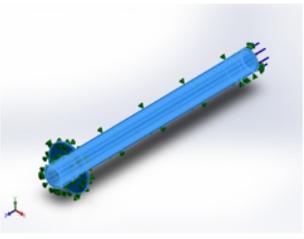
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: Cobre</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Desconocido</p> <p>Conductividad térmica: 390 W/(m.K)</p> <p>Calor específico: 390 J/(kg.K)</p> <p>Densidad: 8900 kg/m³</p>	<p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Arandelas-1),</p> <p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Probeta-1),</p> <p>Sólido 1(Redondeo1)(Tapas de cobre-1),</p> <p>Sólido 1(Redondeo1)(Tapas de cobre-2)</p>
Datos de curva:N/A		

Figura 3.15.- Propiedades del material [Autor]

Cargas Térmicas

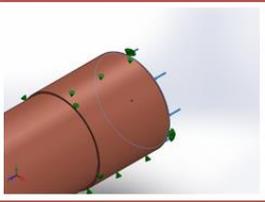
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Temperatura-1		Entidades: 1 cara(s) Temperatura: 300 Celsius
Convección-1		Entidades: 10 cara(s) Coefficiente de convección: 11.05 W/(m ² .K) Variación de tiempo: Desactivar Variación de temperatura: Desactivar Temperatura ambiente: 293.15 Kelvin Variación de tiempo: Desactivar

Figura 3.16.- Cargas térmicas aplicadas al modelo [Autor]

Características del mallado

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	5.32234 mm
Tolerancia	0.266117 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

Figura 3.17.- Características del mallado [Autor]



Figura 3.18.- Mallado del modelo [Autor]

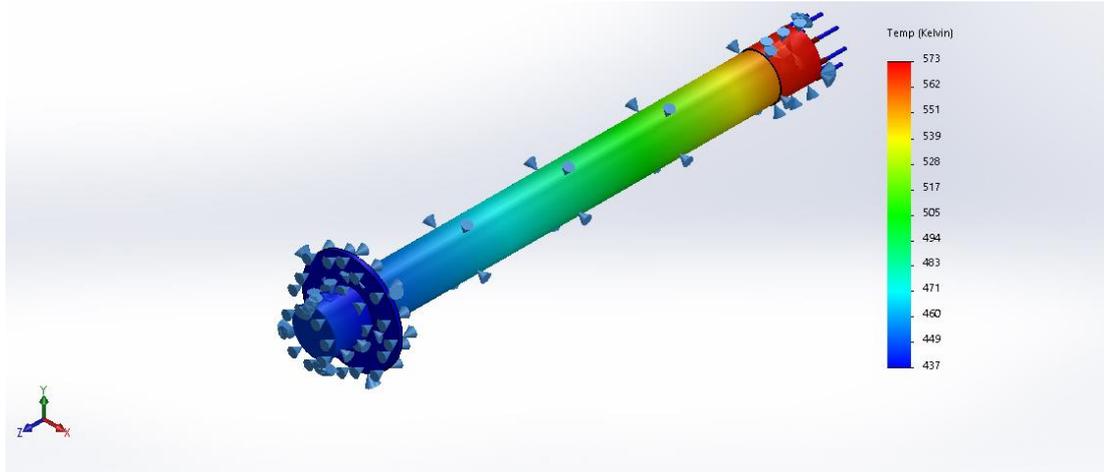


Figura 3.19.- Resultado de la simulación térmica [Autor]

Los resultados se detallan en la figura 3.18, y a continuación se establece una versión resumida de los mismos.

$$T_{\text{inicial condensador}} = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{media}} = 236,46 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{final evaporador}} = 164 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

En la figura 3.18.- mostrada con anterioridad se puede evidenciar que con las características principales del ensayo las cuales fueron T_{inicial} de $300 \text{ }^{\circ}\text{C}$ aplicada a una cara de condensador, así como una segunda carga térmica de convección con $h=11,05 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{k})$ aplicada alrededor de toda la probeta. Todo esto analizado en una temperatura ambiente de $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ o $293,15 \text{ }^{\circ}\text{k}$ nos proporcionó que la temperatura final de la probeta en condiciones generales es de 427°k es decir $164 \text{ }^{\circ}\text{C}$ denotando un Δt igual a 136°C . Por otra parte, el flujo de calor resultante del ensayo será igual a $211 \text{ W}/\text{m}^2$ en la parte de las superficies extendidas denotando que a medida que se colocan superficies extendidas estas ayudan a disipar una mayor cantidad de calor específico.

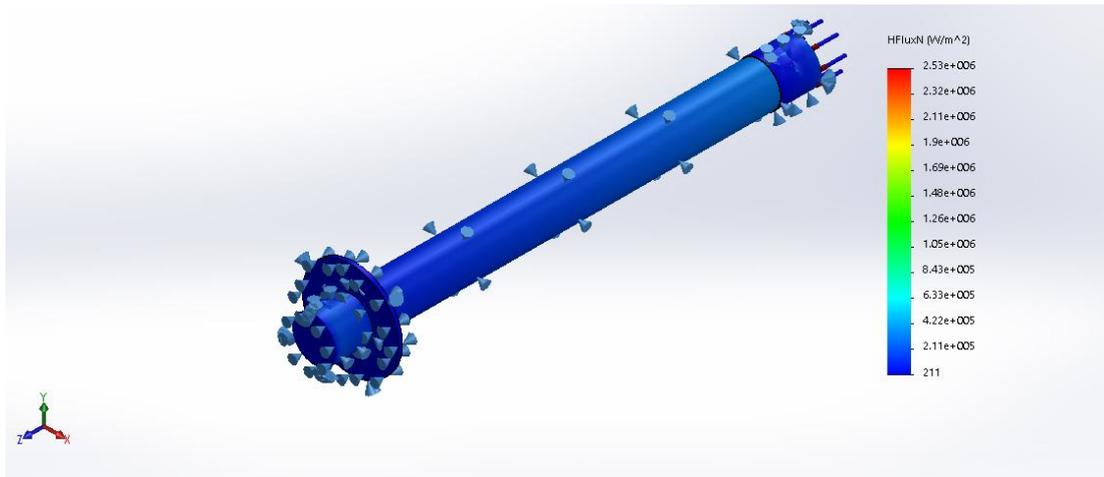


Figura 3.20.- Resultado de la simulación térmica (Flujo de calor resultando) [Autor]

3.5.3 Modelado de la probeta 3 (2 Superficies extendidas)

Como tercera referencia, analizaremos el modelado de una probeta con dos superficies extendidas axiales colocada cada una a 20 mm del condensador, la figura 3.19, expuesta a continuación nuestra esquemáticamente la disposición de las superficies.

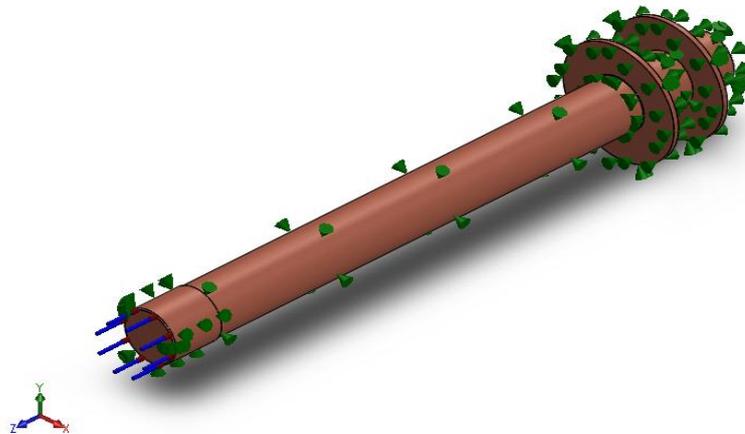


Figura 3.21.- Modelado de la probeta 1 2 superficies extendidas [Autor]

Propiedades del material

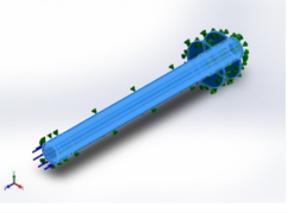
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: Cobre Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Desconocido Conductividad térmica: 390 W/(m.K) Calor específico: 390 J/(kg.K) Densidad: 8900 kg/m ³	Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Arandelas-1), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Arandelas-2), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Probeta-1), Sólido 1(Redondeo1)(Tapas de cobre 2-1), Sólido 1(Redondeo1)(Tapas de cobre-1)
Datos de curva:N/A		

Figura 3.22.- Propiedades del material [Autor]

Cargas Térmicas

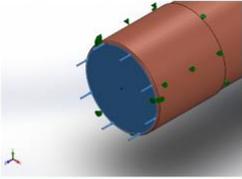
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Temperatura-1		Entidades: 1 cara(s) Temperatura: 300 Celsius
Convección-1		Entidades: 13 cara(s) Coefficiente de convección: 11.05 W/(m ² .K) Variación de tiempo: Desactivar Variación de temperatura: Desactivar Temperatura ambiente: 293.15 Kelvin Variación de tiempo: Desactivar

Figura 3.23.- Cargas térmicas aplicadas al modelo [Autor]

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	5.55751 mm
Tolerancia	0.277875 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

Figura 3.24.- Características del mallado [Autor]



Figura 3.25.- Mallado del modelo [Autor]

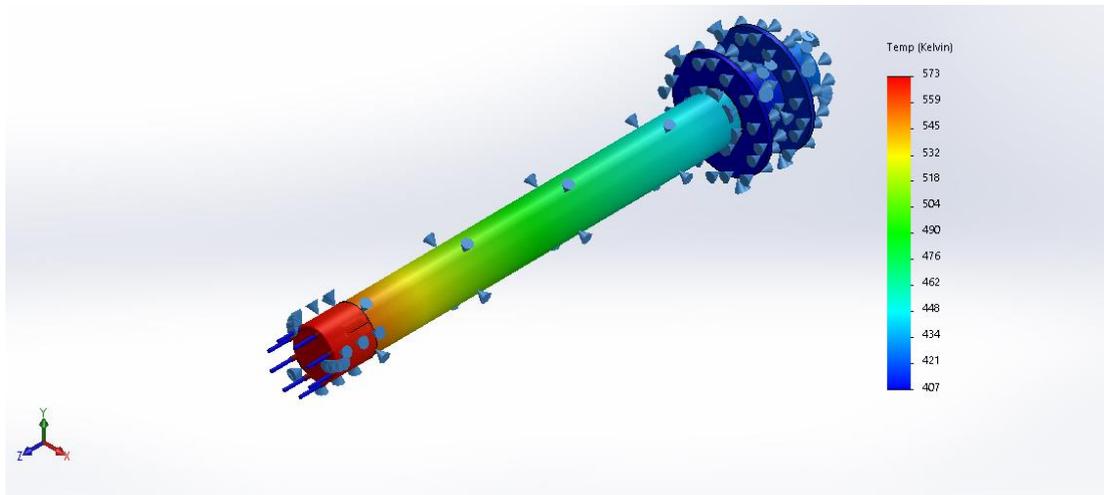


Figura 3.26.- Resultados de la simulación térmica [Autor]

Los resultados obtenidos fueron:

$$T_{\text{inicial condensador}} = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{media}} = 216,92 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{final evaporador}} = 134 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

En la figura 3.25.- mostrada con anterioridad se puede evidenciar que con las características principales de las anteriores modelaciones. Nos proporcionó que la temperatura final de la probeta en condiciones generales es de 407°k es decir 134 °C denotando un Δt igual a 166°C. Por otra parte, el flujo de calor resultante del ensayo será igual a 5,46 W/m² en la parte de las superficies extendidas.

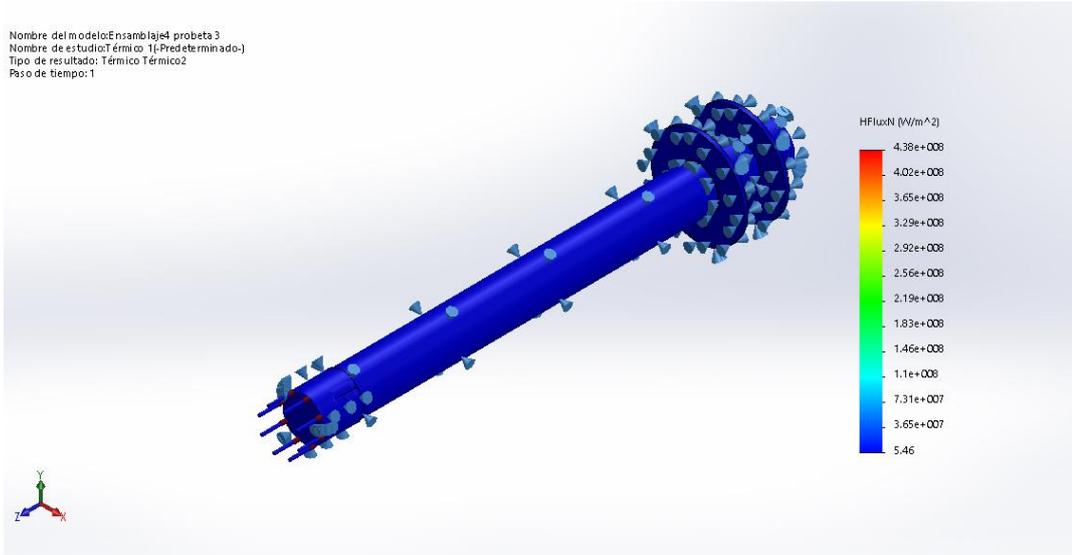


Figura 3.27.- Resultados de la simulación térmica (Flujo de calor) [Autor]

3.5.4 Modelado de la probeta 4 (4 superficies extendidas)

Como cuarta referencia, analizaremos el modelado de una probeta con cuatro superficies extendidas axiales colocada cada una a 20 mm del condensador, la figura 3.27.- expuesta a continuación nuestra esquemáticamente la disposición de las superficies.

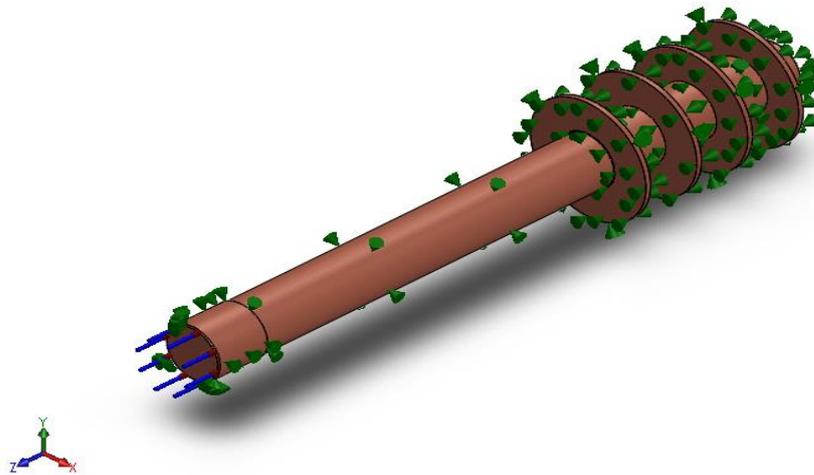


Figura 3.28.- Modelado de la probeta 1 4 superficies extendidas [Autor]

Propiedades del material

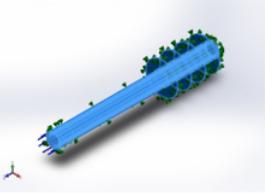
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: Cobre Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Desconocido Conductividad térmica: 390 W/(m.K) Calor específico: 390 J/(kg.K) Densidad: 8900 kg/m ³	Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Arandelas-1), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Arandelas-2), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Arandelas-3), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Arandelas-4), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Probeta-1), Sólido 1(Redondeo1)(Tapas de cobre 3-1), Sólido 1(Redondeo1)(Tapas de cobre-1)
Datos de curva:N/A		

Figura 3.29.- Propiedades del material [Autor]

Cargas Térmicas

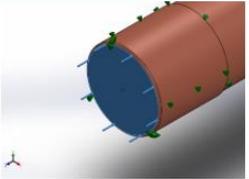
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Temperatura-1		Entidades: 1 cara(s) Temperatura: 400 Celsius
Convección-1		Entidades: 19 cara(s) Coefficiente de convección: 20 W/(m ² .K) Variación de tiempo: Desactivar Variación de temperatura: Desactivar Temperatura ambiente: 293.15 Kelvin Variación de tiempo: Desactivar

Figura 3.30.- Cargas térmicas aplicadas al modelo [Autor]

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	6.00027 mm
Tolerancia	0.300013 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

Figura 3.31.- Características del mallado [Autor]



Figura 3.32.- Mallado del modelo [Autor]

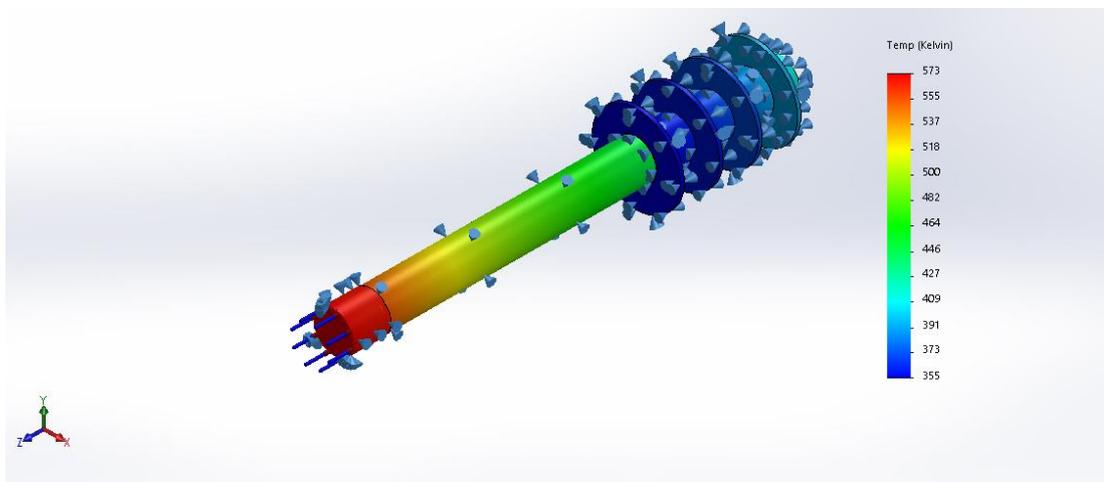


Figura 3.33.- Resultados de la simulación térmica [Autor]

Los resultados obtenidos fueron:

$$T_{\text{inicial condensador}} = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{media}} = 190,84 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{final evaporador}} = 82 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

En la figura 3.32.- mostrada con anterioridad se puede evidenciar que con las características principales de las anteriores modelaciones. Nos proporcionó que la temperatura final de la probeta en condiciones generales es de 355°k es decir 82 °C denotando un Δt igual a 218°C. Por otra parte, el flujo de calor resultante del ensayo será igual a 1,83 W/m² en la parte de las superficies extendidas.

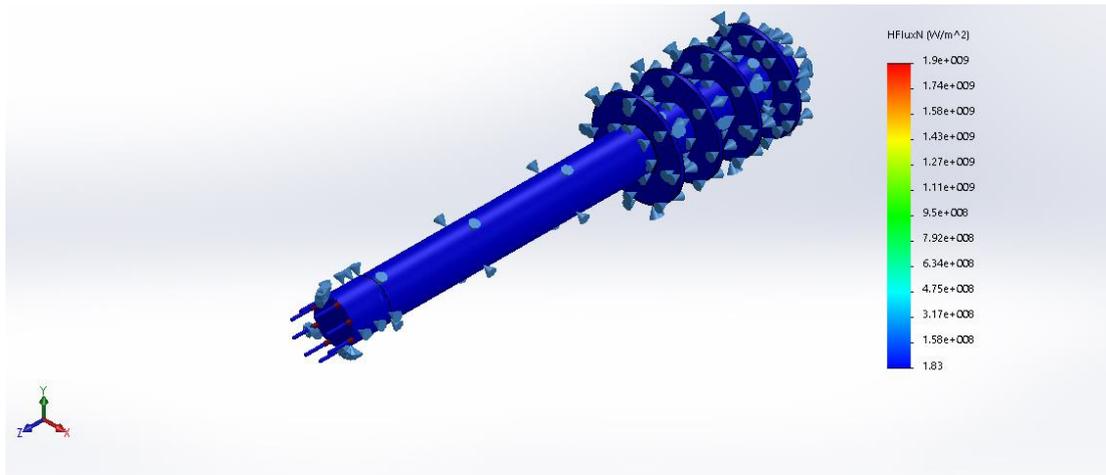


Figura 3.24.- Resultados de la simulación térmica (Flujo de calor) [Autor]

CAPÍTULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- Según la extensa base bibliográfica indagada, se investigó el funcionamiento de los tubos de calor y sus aplicaciones, en la que resaltan sistemas de refrigeración y colectores solares, es así como se tuvo una perspectiva clara de los parámetros a considerar para los ensayos y para el propio diseño de los tubos de calor.
- Se diseñó y construyó un tubo de calor en el que se implementó el polvo de cobre, el cual permitió la transferencia adecuada de calor, desde el condensador hasta el evaporador, este sistema que incluye surcos axiales constituye una herramienta eficaz al momento de aprovechar adecuadamente la energía suministrada en el evaporador.
- Se pudo verificar la efectividad de transferencia de calor con la realización de ensayos, en los que se dispuso casos, para contrastar resultados, además se consideró analíticamente la efectividad de cada caso. El principal parámetro de control fue la implementación de superficies extendidas.
- Para la muestra del tubo de calor sin aletas en el tiempo de 15 minutos, con una temperatura inicial de 300°C en condiciones de ambiente controlado se obtuvo una temperatura final de 147.9°C, en el cual mediante estas condiciones se calcula la cantidad de energía que disipa, teniendo un valor de $Q= 2.19$ kw.
- Para la muestra del tubo de calor con una aleta en el tiempo de 15 minutos, con una temperatura inicial de 300°C en condiciones de ambiente controlado se obtuvo una temperatura final de 119.8°C, en el cual mediante estas condiciones se calcula la cantidad de energía que disipa, teniendo un valor de $Q= 2.33$ kw.
- Para la muestra del tubo de calor con dos aletas en el tiempo de 15 minutos, con una temperatura inicial de 300°C en condiciones de ambiente controlado se obtuvo una temperatura final de 103.8°C, en el cual mediante estas condiciones se calcula la cantidad de energía que disipa, teniendo un valor de $Q= 2.44$ kw.

- Para la muestra del tubo de calor con cuatro aletas en el tiempo de 15 minutos, con una temperatura inicial de 300°C en condiciones de ambiente controlado se obtuvo una temperatura final de 54.9°C, en el cual mediante estas condiciones se calcula la cantidad de energía que disipa, teniendo un valor de $Q = 2.66 \text{ kw}$.
- De acuerdo con los ensayos y a los cálculos analíticos, se puede entender que la implementación de cuatro aletas en la zona del evaporador nos brinda las condiciones más favorables para aprovechar las superficies extendidas empleadas, en la que tenemos únicamente intervalos de temperatura alrededor de 52.02°C, entendiendo que este caso es el que mayor disipación de calor nos brinda al sistema que se requiere refrigerar.
- El modelo estadístico empleado en la temperatura de evaporador explica el 99,56% de los datos, por lo que se tiene clara certeza de emplear un modelo confiable para la interpretación de los resultados, además el Análisis de la Varianza permite contrastar varios grupos de datos en los que se tiene interés por lo tanto gráficamente en el comportamiento grafico se determinó que la muestra con cuatro aletas a un tiempo de 15 minutos, disipa una cantidad mayor de energía en comparación de las demás muestras, a partir de los 20 min tiende a mantener un margen proporcional, cantidad de energía que entra, cantidad de energía que sale, eso se da por las condiciones y comportamientos del diseño de las muestras.
- Mediante el modelado en software los valores de análisis aplicados fueron los siguientes; temperatura inicial de 300 °C y una H convección con una valor igual a 11,05 W/(m² °k) denotaron que la a par de los ensayos la mejor propuesta de probeta es la que poseen cuatro superficies radiales dado que en esta se evidencia el mayor Δt de temperatura siendo este igual a 218 °C en relación con los ensayos aplicados los cuales denotaron un Δt igual a 237 °C, Cabe recalcar que el error relativo fue previamente detallado, este fue 0,230 unidades denotando la discrepancia existente.

4.2 Recomendaciones

- Se recomienda generar un procedimiento que involucre compactación a momento de realizar los surcos axiales, debido a que, empleando caudales más grandes del fluido de trabajo, estos pueden tender a fallar y no cumplir con la función requerida

- Se puede indagar en emplear bancos de prueba para los ensayos, en los que se requiera precisamente aislar tanto el evaporador como el condensador. Sin embargo, la longitud del tubo sería un factor determinante para tomar esta consideración para futuras investigaciones.
- El vaciado de la probeta deberá ser realizado con una máquina más detallada para este hecho dado que esto influencia el rendimiento de este.
- Se recomienda que en futuras investigaciones se varíen más parámetros de fabricación para tener más casos objetivos de comparación, aprovechando de mejor manera las herramientas de análisis.

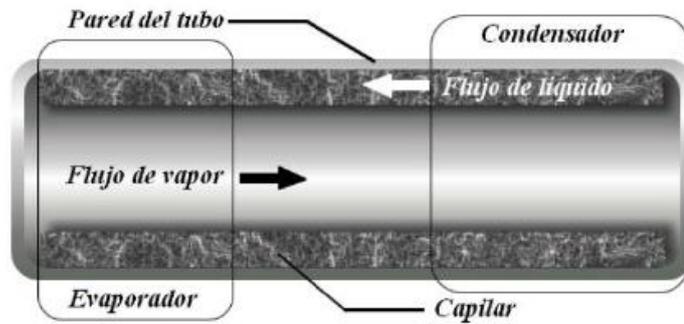
BIBLIOGRAFÍA

- [1] D. Trikkaliotis, C. Achilleas, A. Mitropoulos y G. Kyzas, «Adsorption of copper ions onto chitosan/poly(vinyl alcohol) beads functionalized with poly(ethylene glycol),» Department of Chemistry, International Hellenic University,, Kavala, Greece, 2020.
- [2] A. Siricharoenpanich, S. Wiriyasart, A. Srichat y P. Naphon2, «Thermal management system of CPU cooling with a novel short heat pipe cooling system,» Case Studies in Thermal Engineering, Rusia Pavlovak, 2019.
- [3] M. Mohammadpoor, S. Sabbaghi, Z. Manafib y M. Zerafat, «Investigating heat transfer properties of copper nanofluid in ethylene glycol synthesized through single and two-step routes,» Faculty of advanced technologies, Iran, 2019.
- [4] W. Hao, X. Hong y J. Cao, «Experimental study on the concentration of ethylene glycol aqueous solution by metal powder sintered porous capillary wicks,» School of Mechanical and Power Engineering, East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China, 2018.
- [5] E. F. Medina López, *Análisis Térmico en tubos de calor experimentales aplicando termografía en el laboratorio de Energía de la FICM*, Ambato: UTA, 2019.
- [6] S. y. Z. X. RIFFAT, «Novel hybrid heat pipe solar collector/CHP system Part 1,» *System design and construction*, p. 48, 2004.
- [7] Y. A. Cengel, *Transferencia de calor y masa*, México: Interamericana Editores, 2011.
- [8] J. P. Holman, *Transferencia de Calor*, México: Continental S.A., 1999.
- [9] D. Q. Kern, *Procesos de transferencia de Calor*, México: Comntinental S.A., 1999.
- [10] D. K. Harris, «Frontiers in Heat Pipes,» *BENDABLE HEAT PIPES USING SINTERED METAL FELT WICKS*, p. 8, 2011.
- [11] P. D. Dunn y D. A. Reay, *Heat Pipes*, Nueva York: Pergamon Press, 1976.

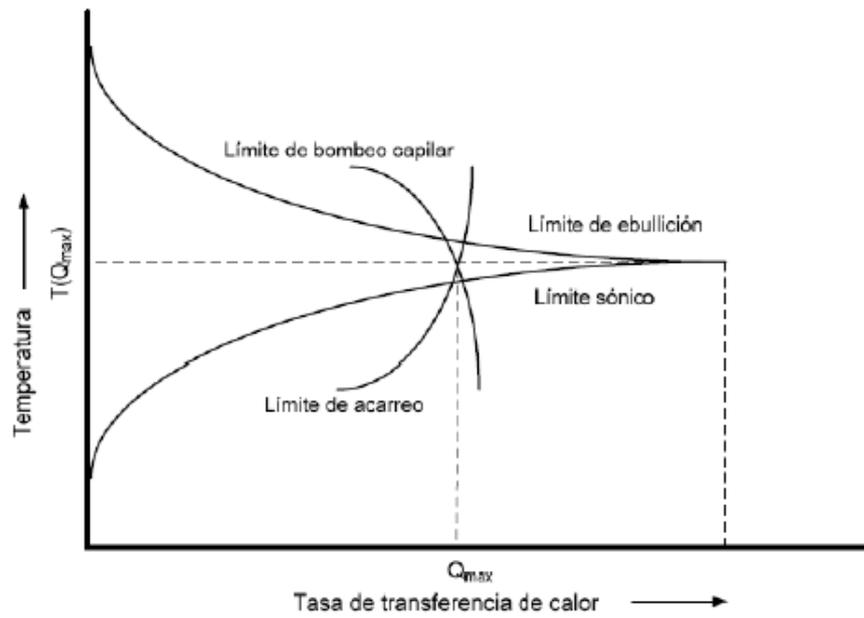
- [12] D. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Estados Unidos: Editorial Wiley., 1996.
- [13] P. Naimish , D. Akshaykumar, T. Arun Kumar y S. Zafar , «Influence of the geometrical parameters and particle concentration levels of hybrid nanofluid on the thermal performance of axial grooved heat pipe,» *Thermal Science and Engineering Progress*, India, 2020.
- [14] S. Nakkaew, C. Thunyawat y A. Ho Seon , «Application of the heat pipe to enhance the performance of the vapor compression refrigeration system,» *University of Technology Thonburi, Bangmod, Bangkok, Thailand*, 2019.

ANEXOS

Anexo 1.- Características generales del tubo de calor
Esquema general de un tubo de calor



Límites a la transferencia de calor



Anexo 2.- Materiales de trabajo

Tubos de calor ¾ pulg



Tapas de tubos de calor



Polvo de cobre



Remantes del polvo de cobre



Perlas de Urea



Base geométrica de los Surcos # 1



Base geométrica de los Surcos # 2



Angulo de salida para base geométrica de surcos



Plancha de cobre (Superficies extendidas Axiales)



Gotero



Molino de Bolas



Sierra de Arco



Vasos de precipitación



Pirómetro



Balanza Electrónica



Lanzallamas



Amoladora



Equipo Hidraulico para troquelado



Superficies Axiales



Esquema de colocado de superficies



Anexo 3.- Realización de Ensayos (Surcos)

Colocación de etilenglicol



Estructuración de Surcos (prueba con harina)



Estructuración de Surcos (prueba con polvo de cobre)



Troquelado de arandelas para aletas de las probetas



Anexo 4.- Realización del vaciado de la probeta

Disposición de válvula para retención de presión



Probetas para vaciado y disposición de superficies axiales

Probeta 1

Probeta 2

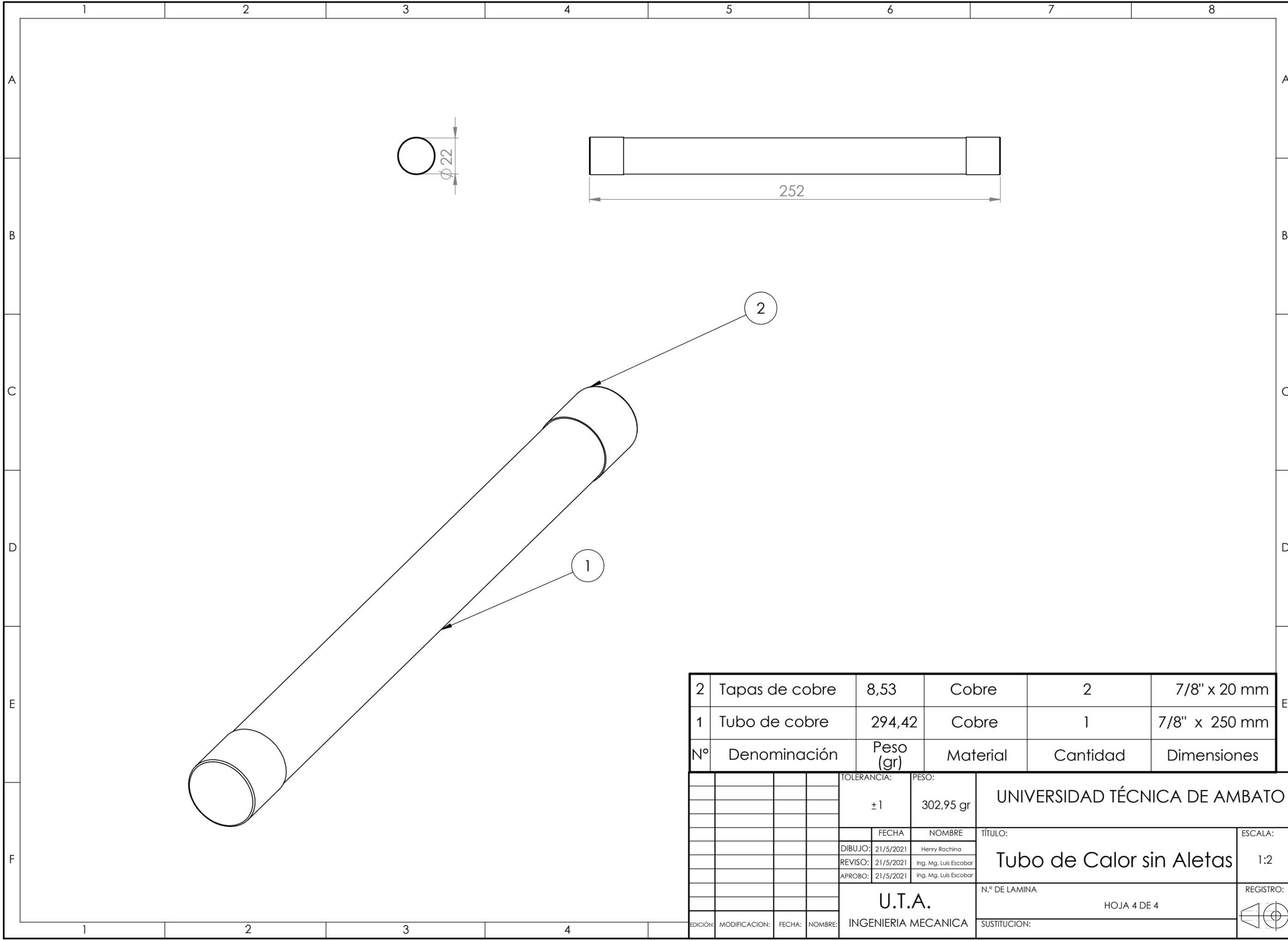


Probeta 3

Probeta 4

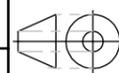


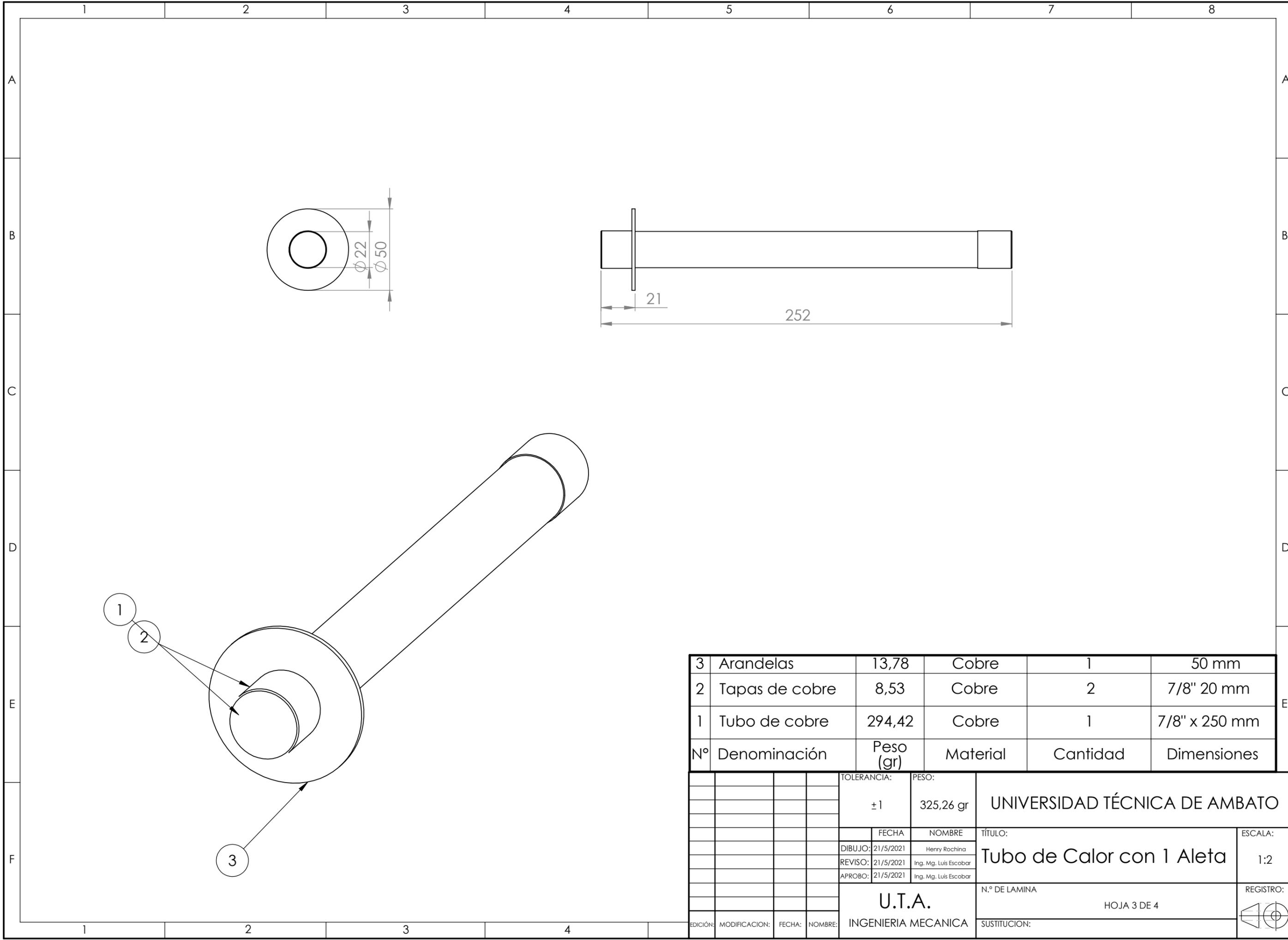
Anexo 5.- Planos de las probetas



2	Tapas de cobre	8,53	Cobre	2	7/8" x 20 mm
1	Tubo de cobre	294,42	Cobre	1	7/8" x 250 mm
N°	Denominación	Peso (gr)	Material	Cantidad	Dimensiones

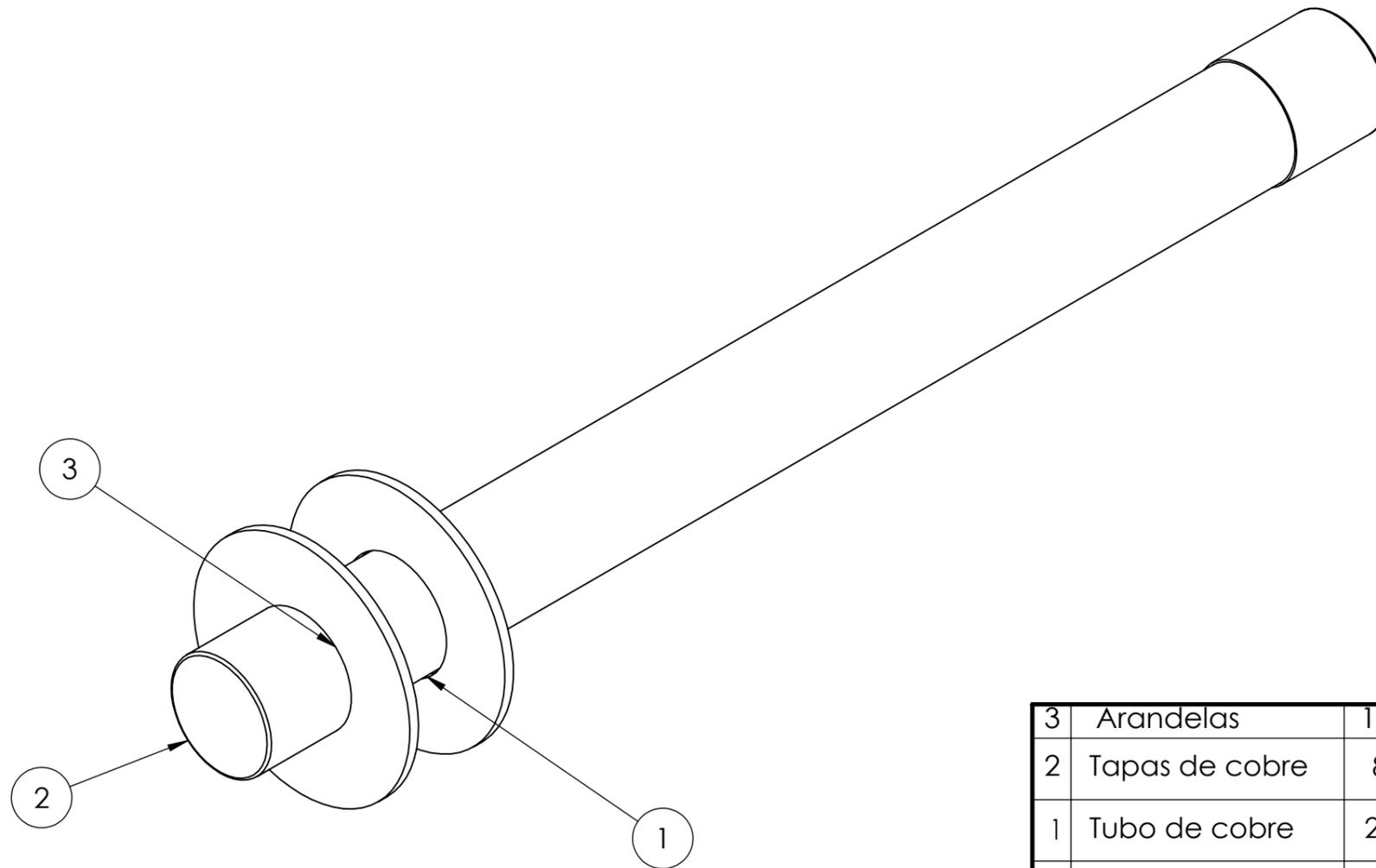
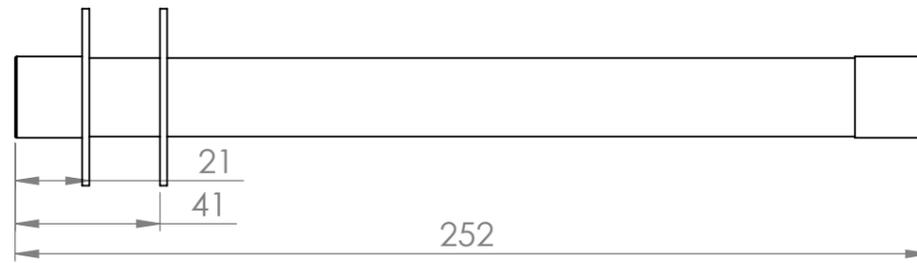
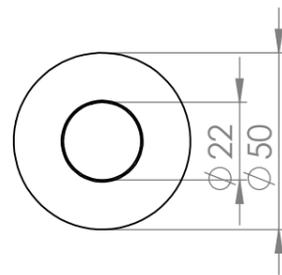
TOLERANCIA:		PESO:		UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO	
±1		302,95 gr			
		FECHA	NOMBRE	TÍTULO:	
		DIBUJO: 21/5/2021	Henry Rochina	Tubo de Calor sin Aletas	
		REVISO: 21/5/2021	Ing. Mg. Luis Escobar		
		APROBO: 21/5/2021	Ing. Mg. Luis Escobar		
		U.T.A. INGENIERIA MECANICA		N.º DE LAMINA	
				HOJA 4 DE 4	
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCION:	
				REGISTRO:	





3	Arandelas	13,78	Cobre	1	50 mm
2	Tapas de cobre	8,53	Cobre	2	7/8" 20 mm
1	Tubo de cobre	294,42	Cobre	1	7/8" x 250 mm
N°	Denominación	Peso (gr)	Material	Cantidad	Dimensiones

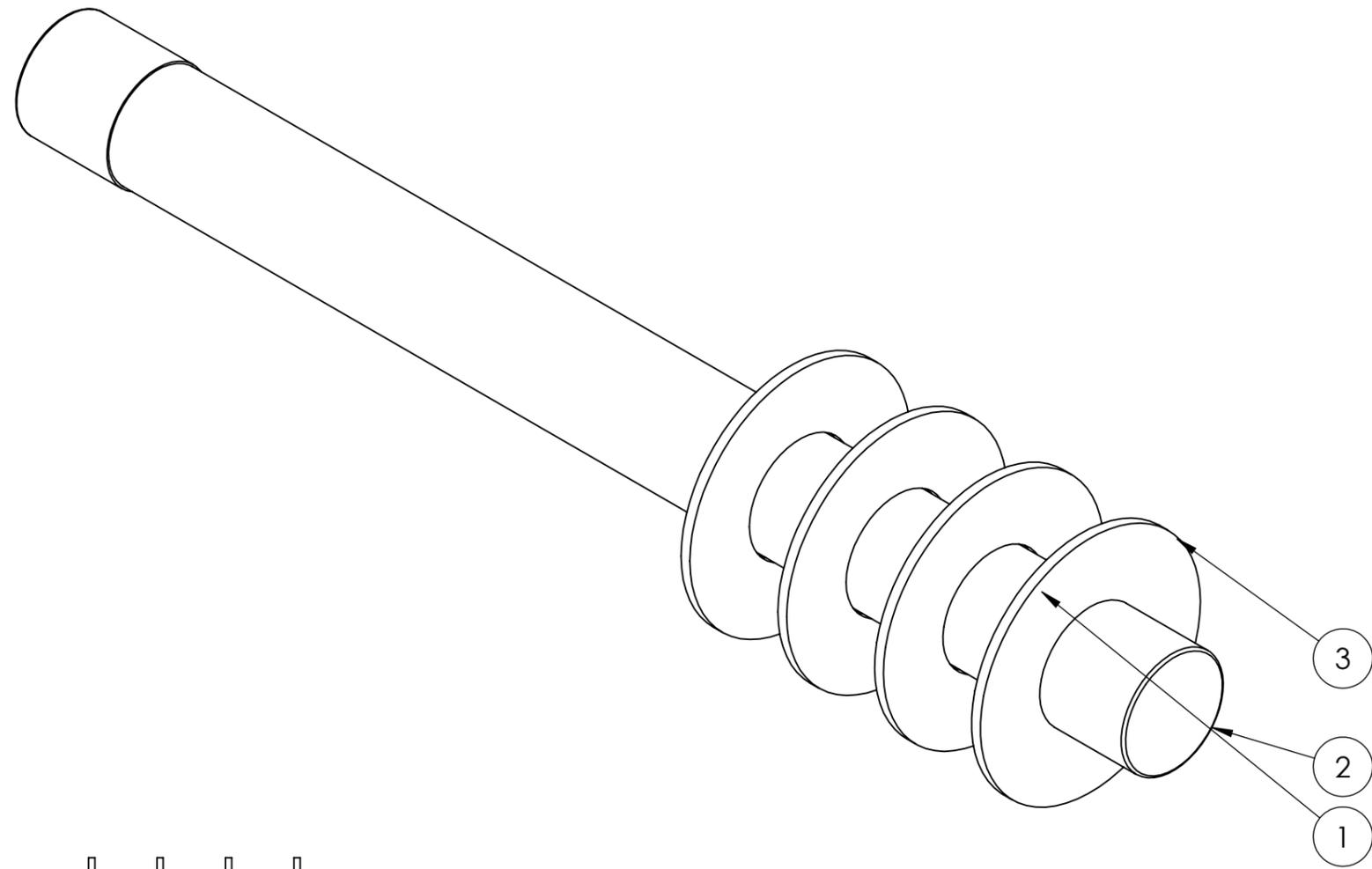
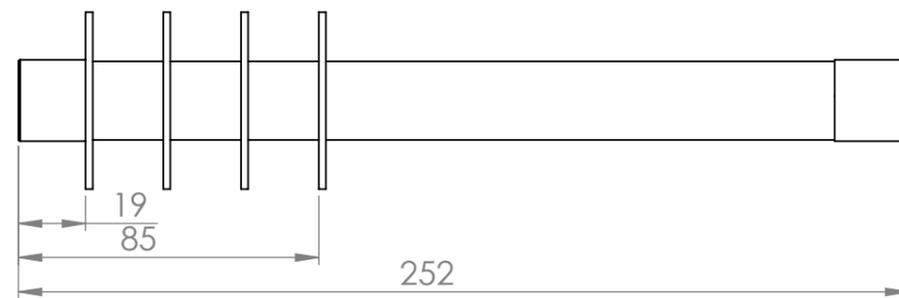
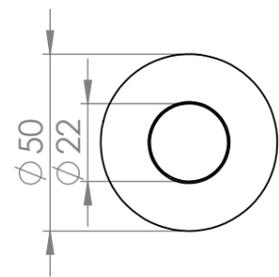
TOLERANCIA:		PESO:		UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO	
±1		325,26 gr			
FECHA		NOMBRE		TÍTULO:	
DIBUJO: 21/5/2021		Henry Rochina		Tubo de Calor con 1 Aleta	
REVISO: 21/5/2021		Ing. Mg. Luis Escobar		ESCALA: 1:2	
APROBO: 21/5/2021		Ing. Mg. Luis Escobar		REGISTRO:	
EDICIÓN:		MODIFICACION:		FECHA:	
NOMBRE:		U.T.A.		N.º DE LAMINA	
INGENIERIA MECANICA		HOJA 3 DE 4		SUSTITUCION:	



N°	Denominación	Peso (gr)	Material	Cantidad	Dimensiones
3	Arandelas	13,78	Cobre	2	50 mm
2	Tapas de cobre	8,53	Cobre	2	7/8" 20 mm
1	Tubo de cobre	294,42	Cobre	1	7/8" x 250 mm

TOLERANCIA:		PESO:		UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO	
±1		339,04 gr			
FECHA:		NOMBRE:		Tubo de Calor con 2 Aletas	
DIBUJO: 21/5/2021		Henry Rochina			
REVISO: 21/5/2021		Ing. Mg. Luis Escobar			
APROBO: 21/5/2021		Ing. Mg. Luis Escobar		ESCALA: 1:2	
U.T.A. INGENIERIA MECANICA				N.º DE LAMINA	
				HOJA 2 DE 4	
EDICIÓN:	MODIFICACION:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCION:	





3	Arandelas 50 mm	13,78	Cobre	4	50 mm
2	Tapas de cobre	8,53	Cobre	2	7/8" 20 mm
1	Tubo de cobre	294,42	Cobre	1	7/8" x 250 mm
Nº	Denominación	Peso (gr)	Material	Cantidad	Dimensiones

TOLERANCIA:		PESO:		UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO	
± 1		366,60 gr			
FECHA		NOMBRE		TÍTULO:	
DIBUJO: 21/5/2021		Henry Rochina		Tubo de Calor con 4 Aletas	
REVISO: 21/5/2021		Ing. Mg. Luis Escobar		ESCALA: 1:2	
APROBO: 21/5/2021		Ing. Mg. Luis Escobar		REGISTRO:	
EDICIÓN:		MODIFICACION:		FECHA:	
NOMBRE:		INGENIERIA MECANICA		N.º DE LAMINA	
				HOJA 1 DE 4	
				SUSTITUCION:	