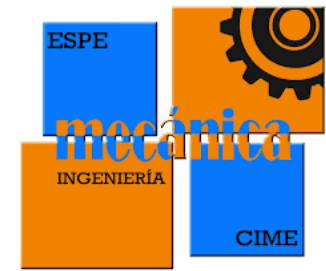




ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA



**ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DE UN
INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO TERMOSIFÓN AIRE – AIRE
DE TUBOS ALETADOS CON LA APLICACIÓN DE NANOFLUIDOS
CON BASE AGUA ETILENGLICOL Y NANOPARTÍCULAS DE
NANOTUBOS DE CARBONO, AL_2O_3 Y CUO .**

**Trabajo de integración curricular previo a la obtención del
título de Ingeniero Mecánico**

**SAAVEDRA NEIRA, EDGAR LEONARDO
SALAZAR SILVA, JAIME FRANCISCO
DIRECTOR: ING. CARRIÓN MATAMOROS, LUIS MIGUEL**



Contenido

- Antecedentes
- Justificación e importancia
- Objetivos
- Fundamentación teórica
- Diseño y construcción
- Diseño de la instalación
- Cálculos
- Resultados
- Conclusiones y recomendaciones
- Referencias bibliográficas



Antecedentes

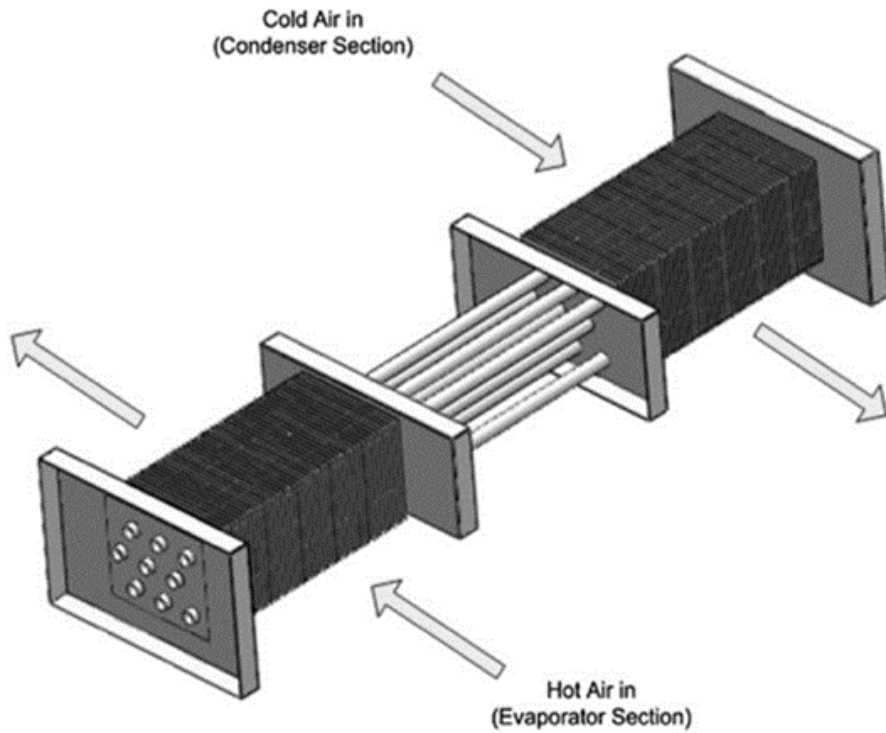


Figura 1 (Jouhara & Hasnain, 2011)

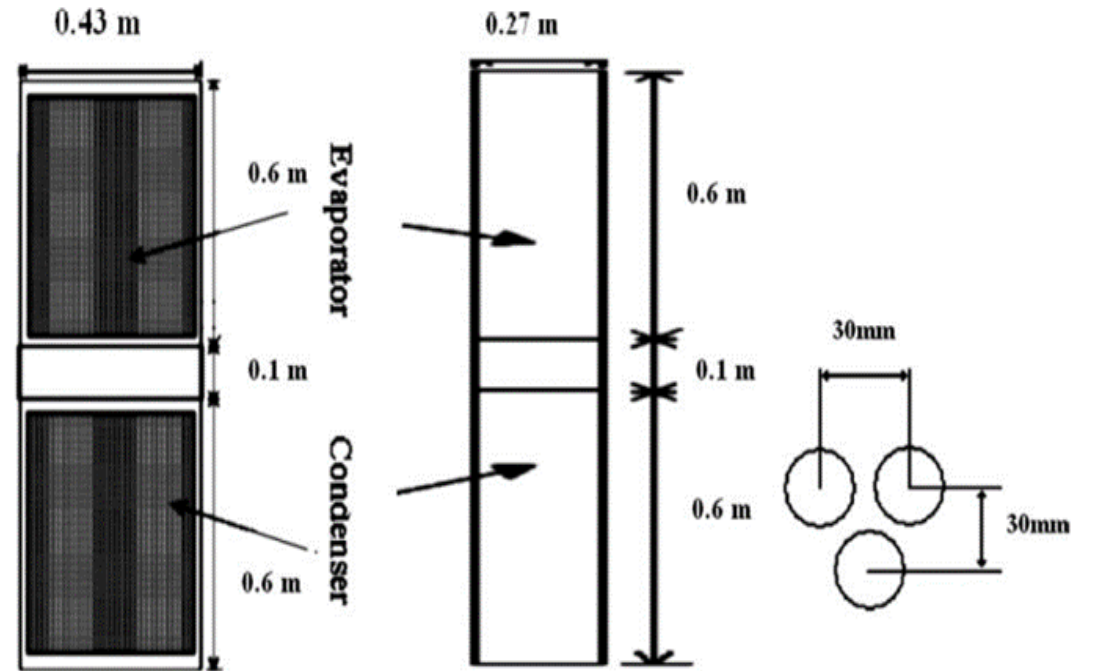
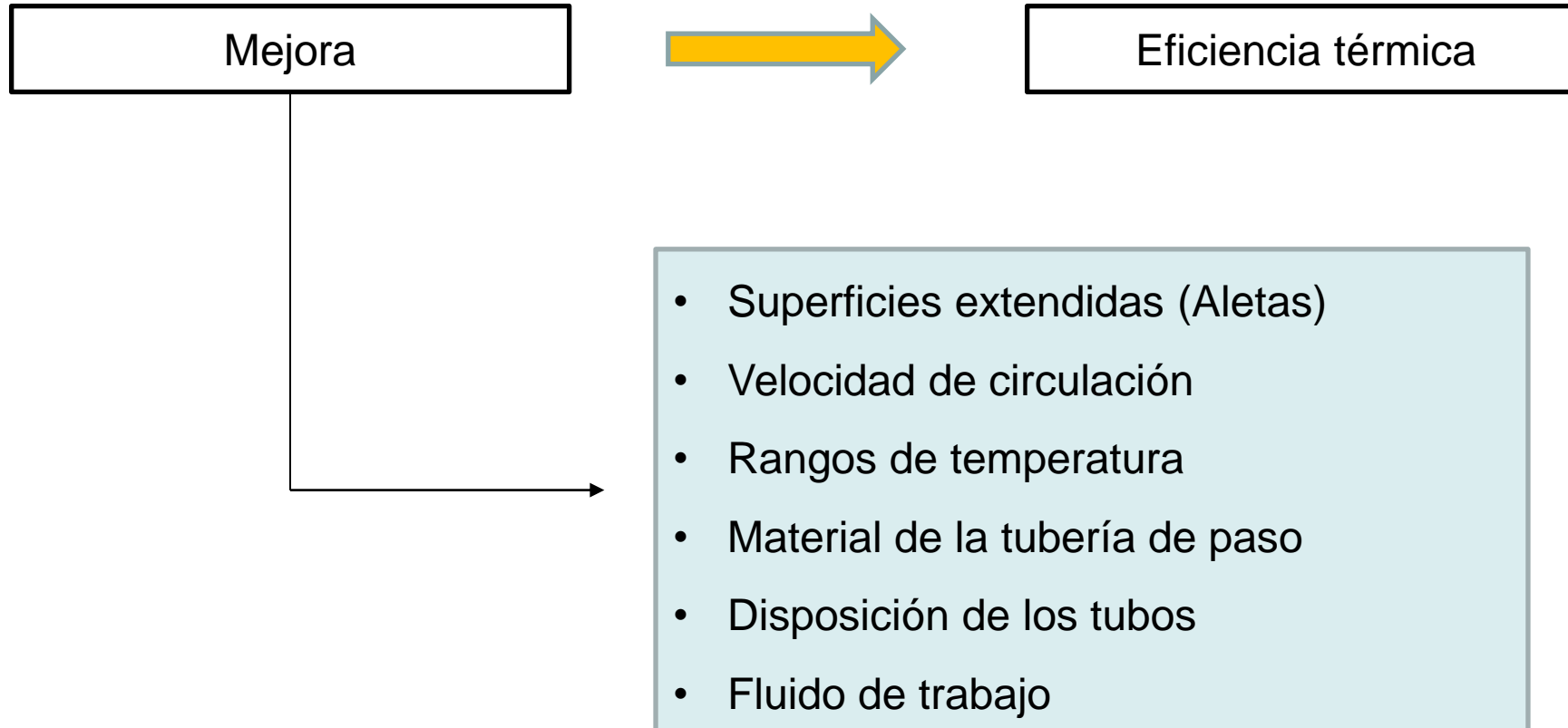
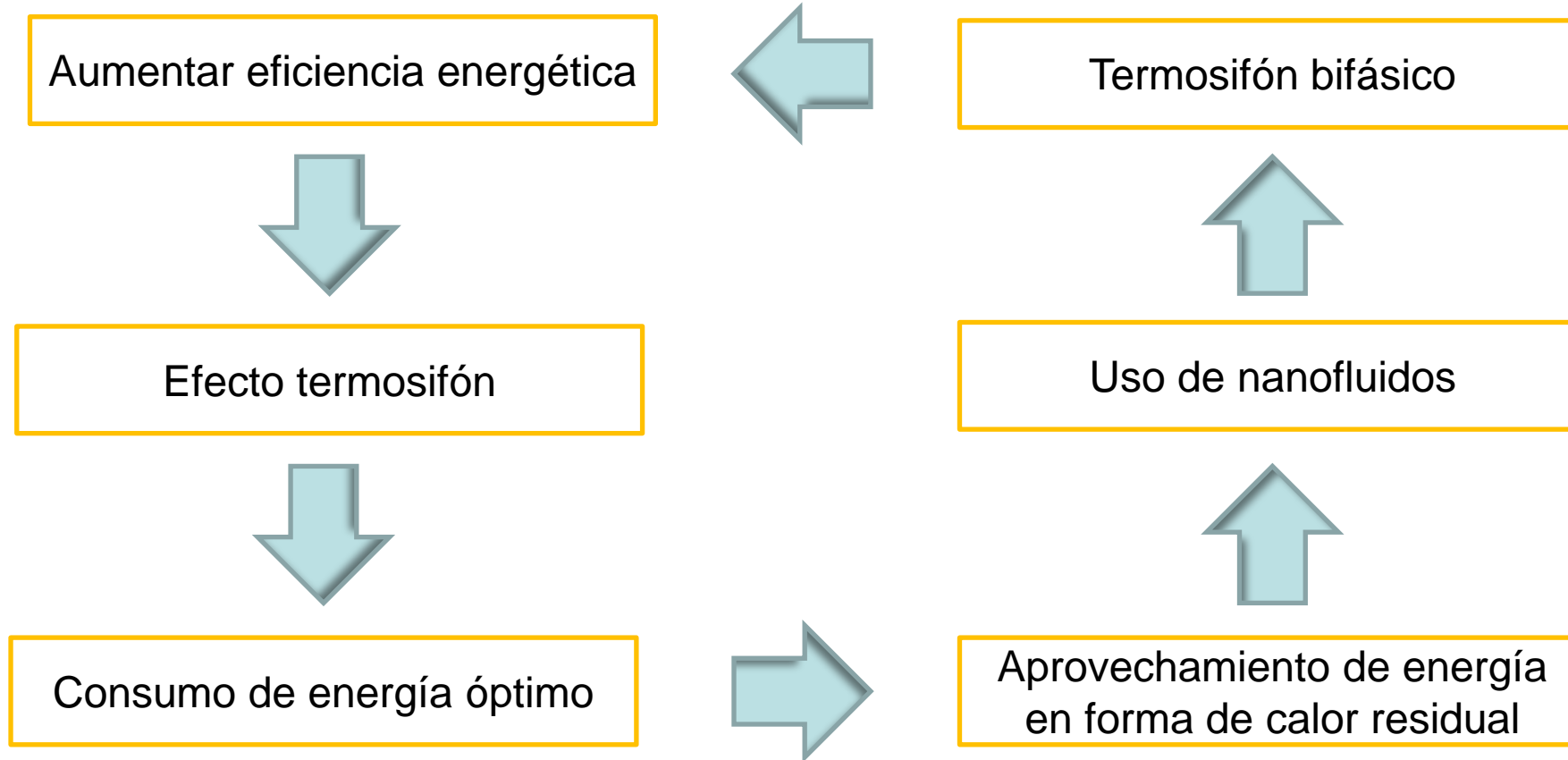


Figura 2 (Noie, 2005)

Antecedentes



Justificación e Importancia



Objetivo General

Estudiar experimentalmente la eficiencia térmica de un intercambiador de calor tipo termosifón aire – aire de tubos aletados con la aplicación de nanofluidos con base agua etilenglicol y nanopartículas de nanotubos de carbono, Al_2O_3 y CuO .



Objetivos Específicos

1. Diseñar y construir el intercambiador de calor de tubos aletados.

2. Caracterizar y preparar las nanopartículas.

3. Determinar el coeficiente global de transferencia de calor en el intercambiador de calor.

4. Determinar la efectividad del IC bajo la aplicación de los 3 tipos de nanopartículas y la incidencia del ángulo de inclinación en el mismo.

5. Analizar los resultados obtenidos



Fenómeno de transferencia de calor

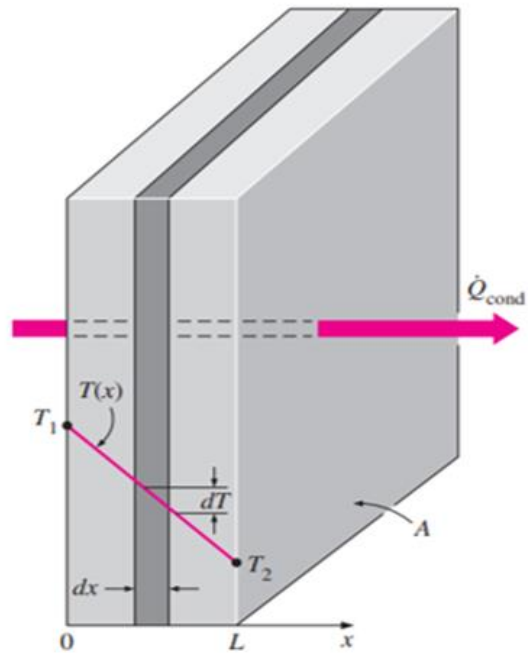


Figura 4 (Incropera & De Witt, 2006)

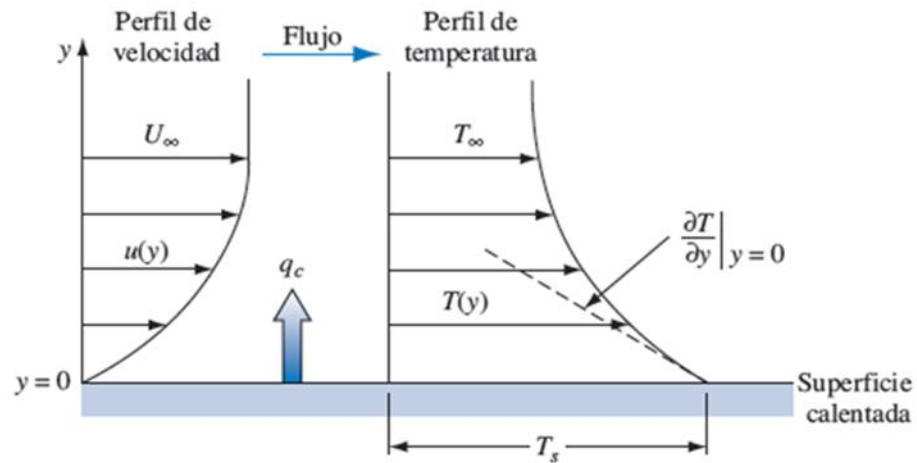


Figura 5 (Incropera & De Witt, 2006)

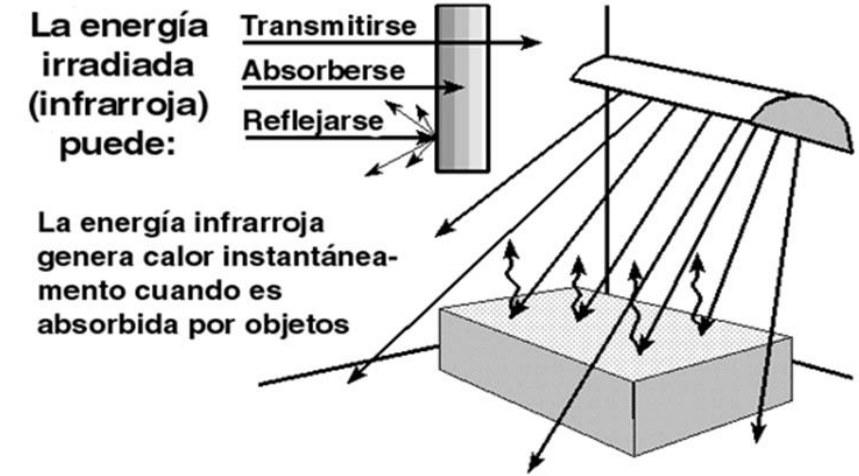


Figura 6 (Domingo, 2011)

Transferencia de calor en superficies extendidas

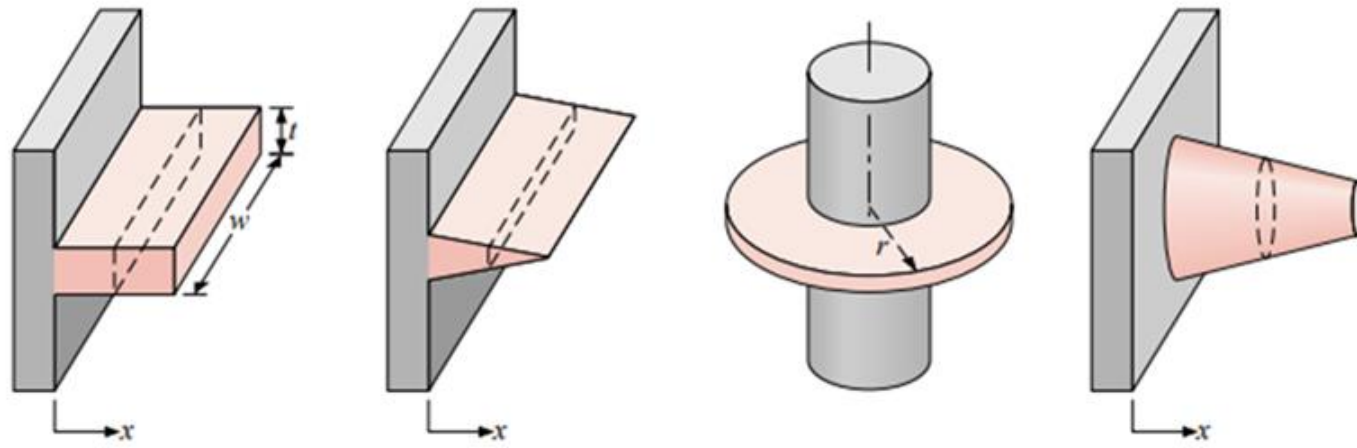


Figura 13 (Incropera F. P., 2007)

Ley de enfriamiento de Newton

$$q = h * A * (T_s - T_\infty)$$



Flujo sobre un banco de tubos

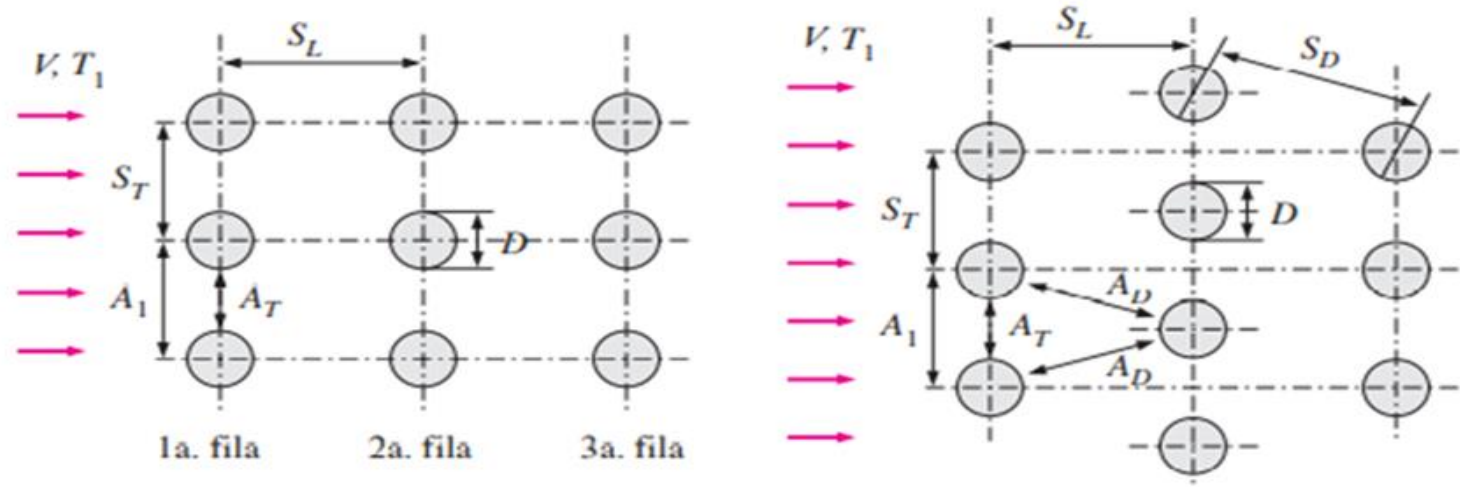
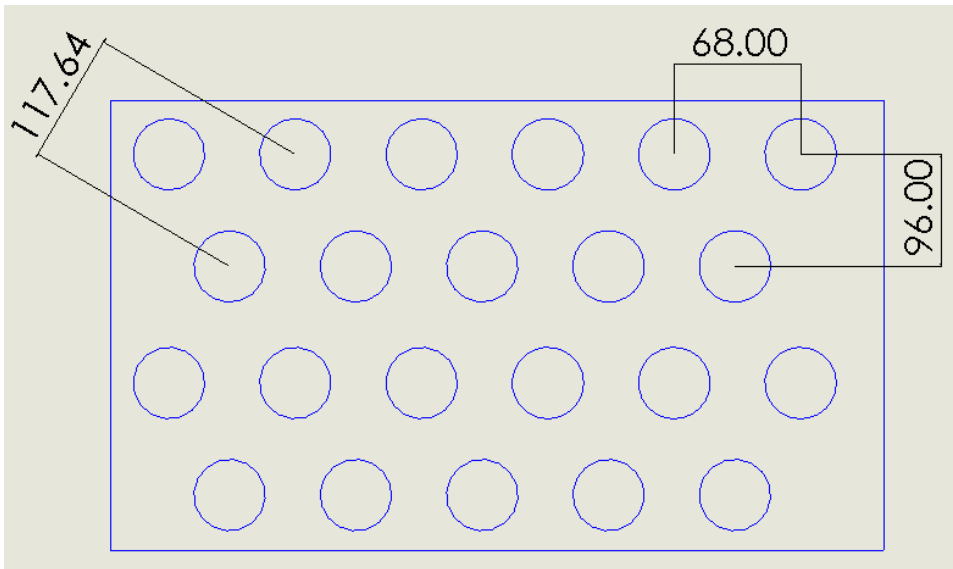


Figura 15 (Cengel, 2011)



Correlación de Zhukauskas

$$Nu_D = \frac{h \cdot D}{k} = C Re_D^m Pr^n (Pr/Pr_s)^{0.25}$$



Tubos de calor

Consiste en un tubo al vacío (ausencia de aire al interior) a través del cual circula un fluido a determinada temperatura.

Adicionalmente la superficie exterior suele ser porosa o revestida para mejorar su rendimiento.

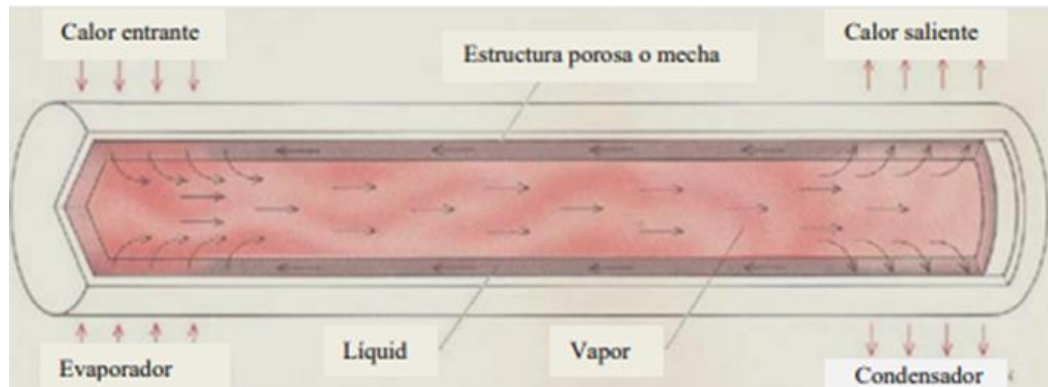


Figura 18 (Tellería, 2010)

Tipos de tubos de calor:

- Tubo de calor anular
- Tubo de calor plano
- Tubo de calor giratorio
- Tubo de calor de borde
- Tubo de calor de lazo
- Tubo de calor por arteria

Termosifón bifásico

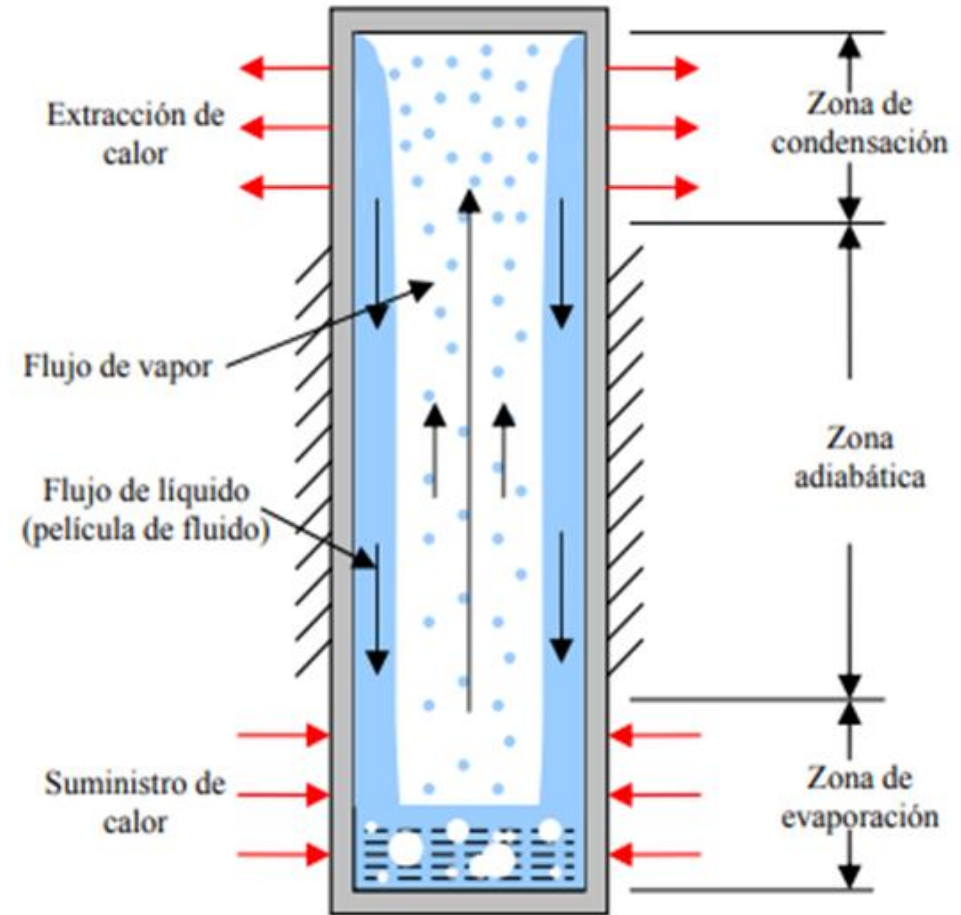
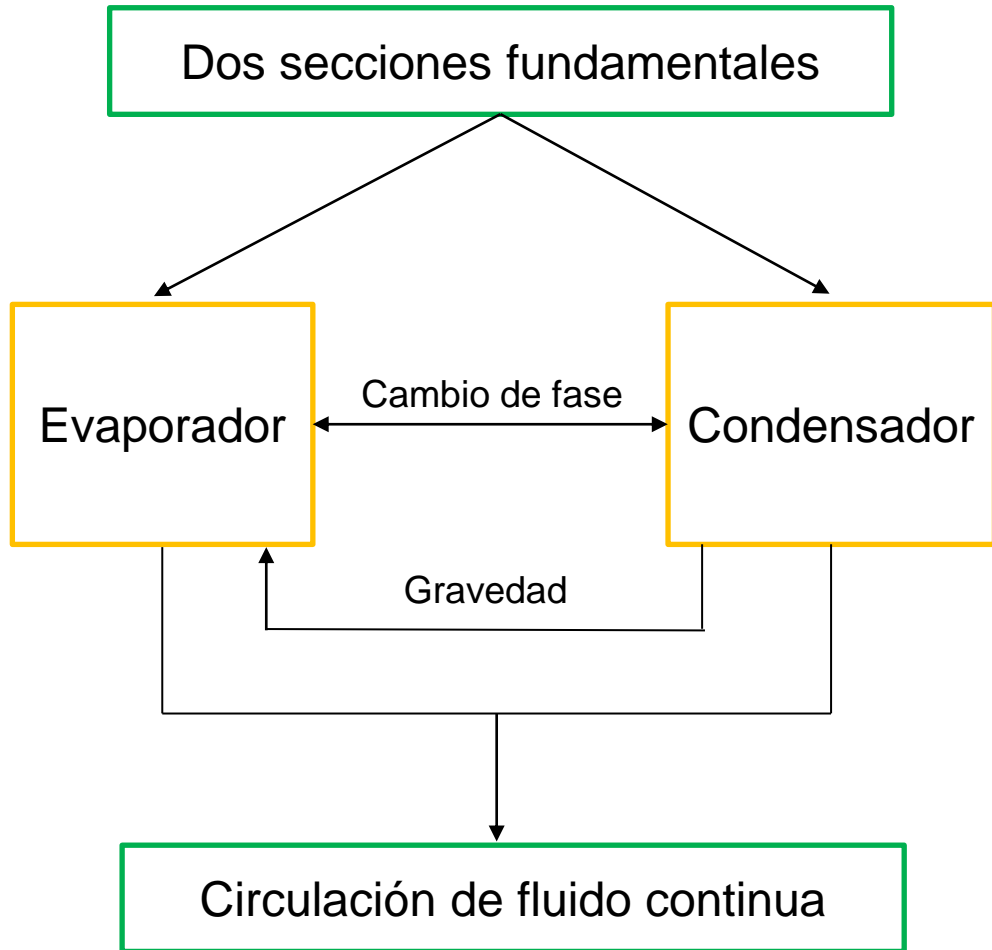


Figura 19 (MORALES, 2009)

Nanopartículas

Entre 1 y 100 nanómetros

Oxido de aluminio (Al_2O_3)

Principales aplicaciones:

- Catalizador
- Microbicida
- Aislante eléctrico
- Abrasivo
- Deshumificador de gases
- Transferencia de calor

Oxido de cobre (CuO)

Principales aplicaciones:

- Pigmentación
- Fungicida
- Material semiconductor
- Plaguicidas agrícolas
- Aplicaciones de transferencia de calor en general

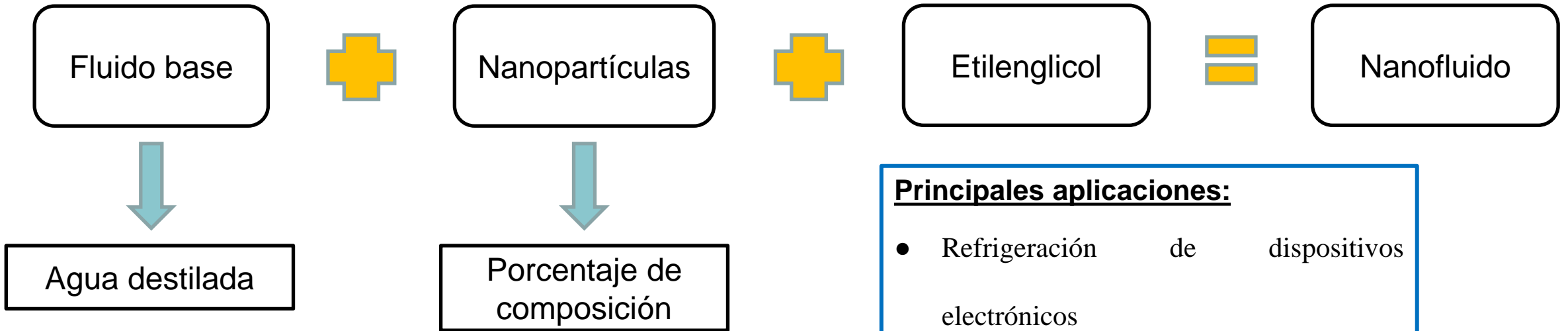
Oxido de cobre (CuO)

Principales aplicaciones:

- Interfaces térmicas
- Interconexiones eléctricas
- Baterías
- Células solares
- Filtros de agua
- Supercapacitores
- Intercambiadores de calor



Nanofluidos



Principales aplicaciones:

- Refrigeración de dispositivos electrónicos
- Intercambiadores de calor
- Sistemas de energía solar
- Refrigerante de transformadores
- Enfriamiento en sistemas de energía nuclear



Método NTU

Método del Número de Unidades de Transferencia Térmica

Relación de
transferencia

$$\varepsilon = \frac{\text{Transferencia de calor real de un IC}}{\text{TC que habría existido en un IC de sup. infnita}}$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{C_h(T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} = \frac{C_e(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min}(T_{h,out} - T_{c,in})}$$



Método NTU

Superficies de transferencia

$$S_b = 2 \pi (r_i)(L - N_A t)$$

$$S_f = 2 \pi (r_e^2 - r_i^2)$$

$$S = N_T [2 \pi (r_i)(L - N_A t) + N_A 2 \pi (r_e^2 - r_i^2)]$$

$$S_e = 2 n b_o L$$

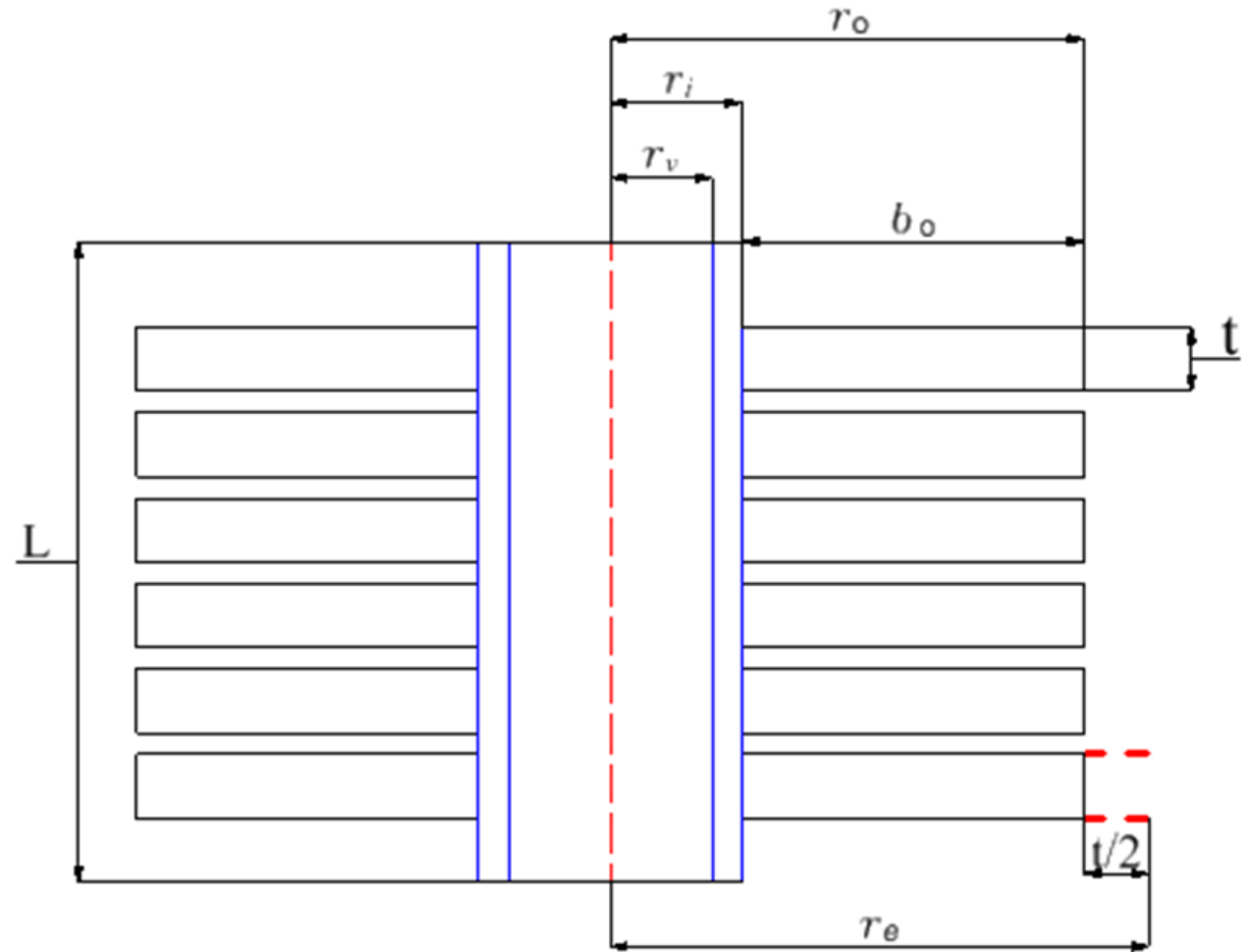


Figura 28

Método NTU

Resistencias térmicas

$$R_h = \frac{1}{h_h \eta_{o,h} S_h}$$

$$R_{m,h} = \frac{\ln(D_o - D_i)}{2 \pi K_m L_e}$$

$$R_c = \frac{1}{h_c \eta_{o,c} S_c}$$

$$R_{m,h} = \frac{\ln(D_o - D_i)}{2 \pi K_m L_h}$$

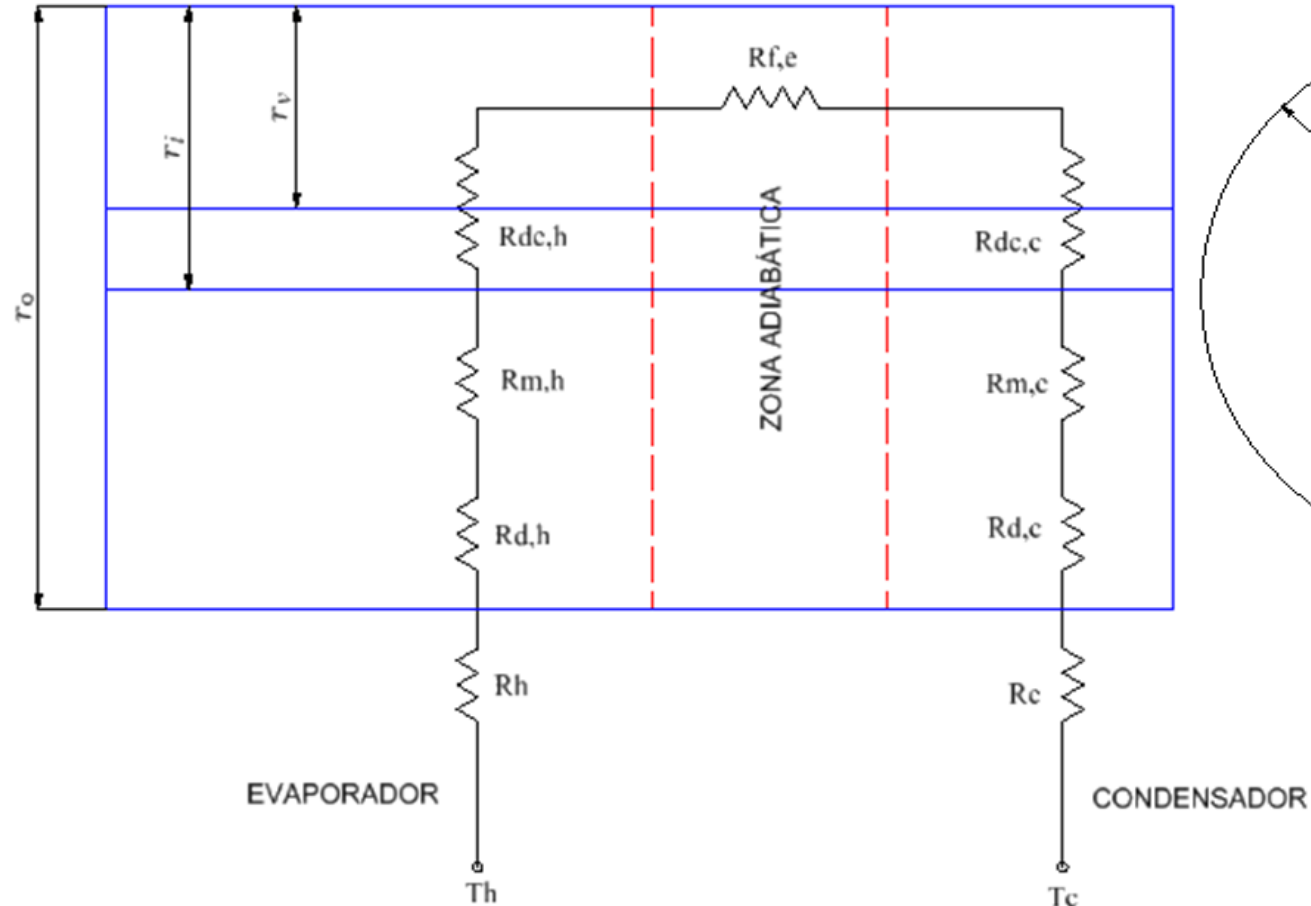


Figura 29

Método NTU

Coeficiente global de transferencia de calor

$$U = \frac{1}{S (\sum R)}$$

Transferencia de calor

$$Q = U \eta S (\Delta T)$$

Efectividad

$$NTU = \frac{U_t S_t}{C_{min}}$$

$$\varepsilon_1 = 1 - \exp(-NTU)$$

$$\varepsilon_n = 1 - (\varepsilon_1)^n$$

$$\varepsilon_o = \frac{1}{\left(\frac{1}{\varepsilon_{en}}\right) + \left(\frac{C_c}{C_e} / \varepsilon_{en}\right)}$$



Diseño y construcción del intercambiador de calor

Corte, perforación y doblado de paredes



Corte de tubos de cobre aletados



Corte de tubos de cobre aletados



Colocación de placas de separación de madera



Colocación de accesorios de cobre



Prueba de empernado de paredes

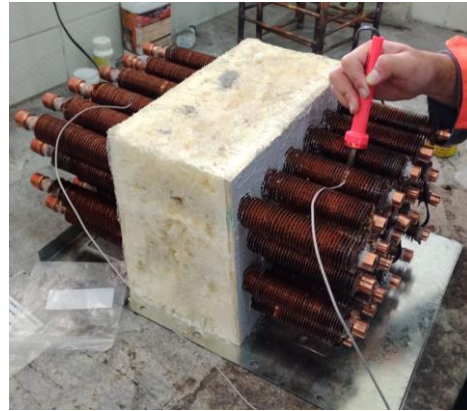


Diseño y construcción del intercambiador de calor

Colocación de espuma aislante



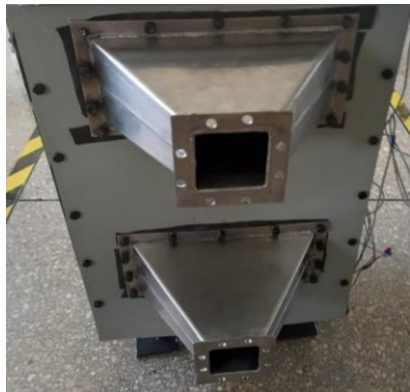
Soldadura de termocuplas



Cierre de paredes del IC



Colocación de toberas de paso de aire



Corte de ranuras de entrada y salida de aire



Construcción de estructura de soporte

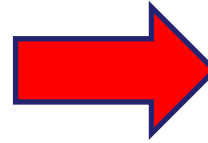


Diseño y construcción del intercambiador de calor

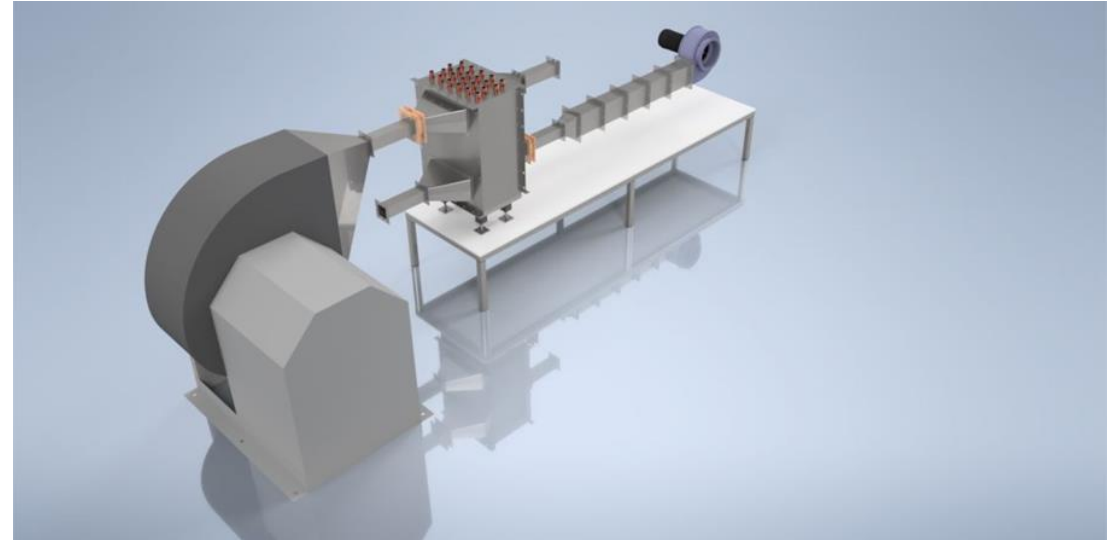
Colocación de tapas inferior y superior



Pintado del intercambiador de calor



Diseño de la instalación



Elementos diseñados para realizar la instalación

Tolvas



Cambio de sección

Acoples
circulares



Flexibilidad ante inclinación



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Preparación de los nanofluidos

Componentes

- Agua destilada
- Nanopartículas
- Etilenglicol

- Volumen de agua destilada acorde a porcentaje de evaporador
- Porcentaje de composición de nanopartículas
- 5% de etilenglicol

Procesos de homogenización

- Agitación magnética
- Sonicación

- 60 rpm, 40 °C y 60 minutos en agitador magnético
- 60 minutos de sonicación

Resultado

Nanofluido



Preparación de los nanofluidos

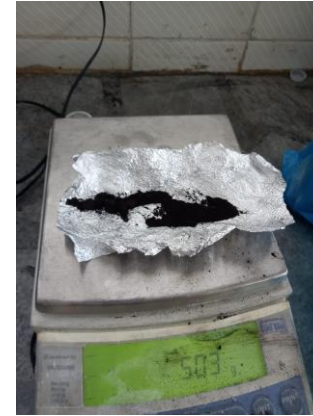
Adición de agua destilada en recipiente de cristal



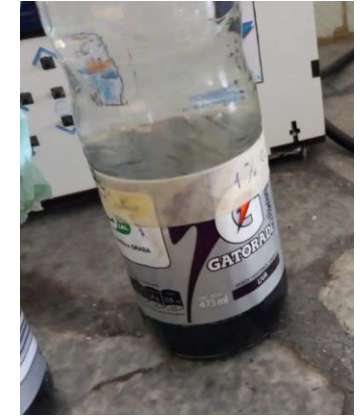
Adición de etilenglicol en recipiente de cristal



Adición de proporción de nanopartículas



Solución formada



Agitación magnética



Sonicación



Resultado final



Ejemplo de cálculo de proporciones

Cálculo del volumen de agua destilada al 100% del evaporador

$$V_{\text{agua destilada}} = \pi * r_i^2 * l$$

$$V_{\text{agua destilada}} = \pi * \left(\frac{13,4}{2} \text{ mm}\right)^2 * 180 \text{ mm}$$

$$V_{\text{agua destilada}} = 25384,70 \text{ mm}^3 = 25,38 \text{ cm}^3 \approx 25 \text{ cm}^3$$

Cálculo de la cantidad de etilenglicol

- Cantidad de etilenglicol

$$X = \frac{25 \text{ cm}^3 * 5}{100} = 1,25 \text{ cm}^3$$

Cálculo de proporción de nanopartículas

- Composición del 0,1%

$$X = \frac{25 \text{ gr} * 0,1}{100} = 0,025 \text{ gr}$$

- Composición del 0,15%

$$X = \frac{25 \text{ gr} * 0,15}{100} = 0,0375 \text{ gr}$$

- Composición del 0,5%

$$X = \frac{25 \text{ gr} * 0,5}{100} = 0,125 \text{ gr}$$

- Composición del 1%

$$X = \frac{25 \text{ gr} * 1}{100} = 0,25 \text{ gr}$$



Caracterización de flujos (Aire caliente y Aire frío)

Caracterización de flujos para oxido de aluminio a 45, 75 y 90 grados de inclinación

Tabla 4

45°							
Th_i	T_1	T_2	Th_o	Tc_i	T_3	T_4	Tc_o
98,50	83,25	86,75	91,50	17	39	34,25	24,75

Tabla 5

75°							
Th_i	T_1	T_2	Th_o	Tc_i	T_3	T_4	Tc_o
101,25	83,75	88,5	94,50	15,5	38,75	33,25	24,5

Tabla 6

90°							
Th_i	T_1	T_2	Th_o	Tc_i	T_3	T_4	Tc_o
100,5	82,5	87,5	91	13,75	40,5	36,5	25,25



Mediciones de caída de presión en el sistema

Tabla 7

Descripción	Primera lectura	Segunda lectura	Tercera lectura	Cuarta lectura
Presión dinámica a la entrada del evaporador (mmH ₂ O)	20	24	25	25
Presión estática a la entrada del evaporador (mmH ₂ O)	18	20	22	22
Presión dinámica a la salida del evaporador (mm H ₂ O)	4	4	4	4
Presión estática a la salida del evaporador (mmH ₂ O)	6	6	6	6
Presión dinámica a la entrada del evaporador (mm H ₂ O)	14	14	14	14
Presión estática a la entrada del evaporador (mmH ₂ O)	18	18	20	20
Presión dinámica a la salida del evaporador (mm H ₂ O)	8	8	8	8
Presión estática a la salida del evaporador (mmH ₂ O)	1	1	1	1



Diseño térmico

Variables conocidas	Valor
Número de tubos	22
Longitud de sección (m)	0,16
Velocidad evaporador (m/s)	17,5
Área evaporador (m ²)	1,4976614
Velocidad condensador (m/s)	14
Área condensador (m ²)	1,4976614
Temperatura entrada del evaporador (°K)	101,5
Temperatura salida del evaporador (°K)	93,5
Temperatura entrada del condensador (°K)	16,26
Temperatura salida del condensador (°K)	25,5
Cp del fluido caliente (J/Kg × °K)	1008,75
Cp del fluido frío (J/Kg × °K)	1007
Densidad del fluido en el evaporador (Kg/m ³)	0,9588
Densidad del fluido en el condensador (Kg/m ³)	1,204
Temperatura media del evaporador (°K)	97,5
Temperatura media del condensador (°K)	20,88
Distancia s_T del arreglo de tubos (m)	0,096
r_i (m)	0,00795
r_e (m)	0,01845
Número de aletas de sección	35

Espesor de aletas (m)	0,0005
Eficiencia de una aleta n_f	0,7
b_0	0,01
Conductividad térmica (W/m*°K)	385
Viscosidad del fluido en evaporador	0,000022
Viscosidad del fluido en condensador	0,000018
ΔT_h	8
ΔT_c	9,24
Pr_h	0,7121
Pr_c	0,7309
Pr_s	0,69
C	0,26
m	0,6
n	0,37
Conductividad térmica del aire (evaporador)	0,0306
Conductividad térmica del aire (condensador)	0,0252
D_o (mm)	15,9
D_i (mm)	13,868

Figura 48

Ejemplo de cálculo para una medición

Interpolación para calores específicos

- En el evaporador

$$C_p = 1008 - \frac{(90 - 98.5) * (1008 - 1009)}{90 - 100} = 1008.5 \frac{J}{Kg * K}$$

- En el condensador

$$C_p = 1007 - \frac{(20 - 19.375) * (1007 - 1007)}{20 - 25} = 1007 \frac{J}{Kg * K}$$

Cálculo de flujos y capacidades caloríficas

$$\dot{m}_e = \rho_e * V * L * S_T = 0.9588 \frac{Kg}{m^3} * 17.5 \frac{m}{s} * 0.16 m * 0.096 m = 0.2577254 \frac{Kg}{s}$$

$$\dot{m}_c = \rho_c * V * L * S_T = 1.204 \frac{Kg}{m^3} * 14 \frac{m}{s} * 0.16 m * 0.096 m = 0.2589082 \frac{Kg}{s}$$

$$C_e = \dot{m}_e * Cp_e = 0.2577 \frac{Kg}{s} * 1008.85 \frac{J}{Kg * K} = 259.93544 \frac{W}{K}$$

$$C_c = \dot{m}_c * Cp_c = 0.2589 \frac{Kg}{s} * 1007 \frac{J}{Kg * K} = 260.72052 \frac{W}{K}$$

$$C^* = \frac{C_e}{C_c} = 0.9969888$$



Ejemplo de cálculo para una medición

Cálculo parámetros asociados a las aletas

$$S_b = 2 * \pi * r_i * (L - N_A * t) = 2 * \pi * 0.00795 \text{ m} * (0.16 \text{ m} - 35 * 0.005 \text{ m}) = 0.0071179 \text{ m}^2$$

$$S_g = 2 * \pi * (r_e^2 - r_i^2) = 2 * \pi * (0.01845^2 - 0.00795^2) = 0.0017416 \text{ m}^2$$

$$S = N_T * (S_b + N_A * S_g) = 22 * (0.0071 \text{ m}^2 + 35 * 0.0017 \text{ m}^2) = 1.4976614 \text{ m}^2$$

$$S_f = 2 * N_A * b_o * L = 2 * 35 * 0.01 \text{ m} * 0.16 \text{ m} = 0.112 \text{ m}^2$$

$$n_o = 1 - \left(\left(\frac{S_f}{S} \right) * (1 - n_f) \right) = 1 - \left(\frac{0.112 \text{ m}^2}{1.4977 \text{ m}^2} * (1 - 0.7) \right) = 0.976565$$



Ejemplo de cálculo para una medición

Cálculo de parámetros adimensionales y coeficientes de convección

$$Re_e = \frac{D * V_e}{\nu_e} = \frac{0.0134 \text{ m} * 17.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.000022 \frac{\text{N} * \text{s}}{\text{m}^2}} = 10659.091$$

$$Nu_e = C * Re^m * Pr_h^n * \left(\frac{Pr_h}{Pr_s}\right)^{0.25} = 0.26 * 10659.06^{0.6} * 0.7121^{0.37} * \left(\frac{0.7121}{0.69}\right)^{0.25}$$
$$= 60.321007$$

$$h_e = \frac{Nu_e * k_e}{D} = \frac{60.3210 * 0.0306 \frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}}}{0.0134 \text{ m}} = 137.74797 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

$$Re_c = \frac{D * V_c}{\nu_c} = \frac{0.0134 \text{ m} * 14 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.000018 \frac{\text{N} * \text{s}}{\text{m}^2}} = 10422.222$$

$$Nu_c = C * Re^m * Pr_c^n * \left(\frac{Pr_c}{Pr_s}\right)^{0.25} = 0.26 * 10422.22^{0.6} * 0.7309^{0.37} * \left(\frac{0.7309}{0.69}\right)^{0.25} = 60.482427$$

$$h_c = \frac{Nu_c * k_c}{D} = \frac{60.4824 * 0.0252 \frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}}}{0.0134 \text{ m}} = 113.74307 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$



Ejemplo de cálculo para una medición

Cálculo de resistencias térmicas

$$R_h = \frac{1}{h_e * n_o * S} = \frac{1}{137.7480 \frac{W}{m^2 * K} * 0.9766 * 1.4977 m^2} = 0.0049586 \frac{K}{W}$$

$$R_{m,h} = \frac{\ln \frac{D_o}{D_i}}{2 * \pi * k * L} = \frac{\ln \frac{0.0159 m}{0.0139 m}}{2 * \pi * 385 \frac{W}{m * K} * 0.16 m} = 0.0003533 \frac{K}{W}$$

$$R_c = \frac{1}{h_c * n_o * S} = \frac{1}{113.7431 \frac{W}{m^2 * K} * 0.9766 * 1.4977 m^2} = 0.006005 \frac{K}{W}$$

$$R_{m,c} = \frac{\ln \frac{D_o}{D_i}}{2 * \pi * k * L} = \frac{\ln \frac{0.0159 m}{0.0139 m}}{2 * \pi * 385 \frac{W}{m * K} * 0.16 m} = 0.000353 \frac{K}{W}$$

Cálculo de coeficiente global y NTU

$$U = \frac{1}{S * (R_h + R_{m,h} + R_c + R_{m,c})}$$
$$= \frac{1}{1.4977 m^2 * (0.0049 \frac{K}{W} + 0.0003 \frac{K}{W} + 0.0060 \frac{K}{W} + 0.0003 \frac{K}{W})}$$
$$= 57.214863 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$NTU = \frac{U * S}{C_{min}} = \frac{57.2149 \frac{W}{m^2 * K} * 1.4977 m^2}{260 \frac{W}{K}} = 0.329653$$



Ejemplo de cálculo para una medición

Cálculo de efectividad y transferencia de calor

$$\epsilon_1 = 1 - e^{-NTU} = 1 - e^{-0.3296} = 0.2808268$$

$$\epsilon_n = 1 - \epsilon_1^4 = 1 - 0.2808^4 = 0.9937805$$

$$\epsilon_o = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_n} + \frac{C_e}{C_c * \epsilon_n}} = \frac{1}{\frac{1}{0.9938} + \frac{260 \frac{W}{K}}{260.72 \frac{W}{K} * 0.9938}} = 0.5007395$$

$$Q_h = U * S * \Delta T_h = 57.2149 \frac{W}{m^2 * K} * 1.4977 m^2 * 3 = 257.06548 W$$

$$Q_h = U * S * \Delta T_h = 57.2149 \frac{W}{m^2 * K} * 1.4977 m^2 * 8.25 = 706.93008 W$$



Análisis del coeficiente global de transferencia de calor

Flujo de calor → a: ↓ de:	Gas (inmóvil) $\bar{h}_c = 5 - 15$	Gas (fluyendo) $\bar{h}_c = 10 - 100$	Líquido (inmóvil) $\bar{h}_c = 50 - 1000$	Líquido (fluyendo) Agua $\bar{h}_c = 1000 - 3000$ Otros líquidos $\bar{h}_c = 500 - 2000$	Líquido en ebullición Agua $\bar{h}_c = 3500 - 60000$ Otros líquidos $\bar{h}_c = 1000 - 20000$
Gas (convección natural) $\bar{h}_c = 5 - 15$	Aire en hab./ exterior a través de cristal $U = 1 - 2$	Sobrecalentadores $U = 3 - 10$		Cámara de combustión $U = 10 - 40$ + radiación	Caldera de vapor $U = 10 - 40$ + radiación
Gas (fluyendo) $\bar{h}_c = 10 - 100$		Intercambiadores de calor para gases $U = 10 - 30$	Caldera de gas $U = 10 - 50$		
Líquido (convección natural) $\bar{h}_c = 50 - 10000$			Baño de aceite para calentamiento $U = 25 - 500$	Serpentín de enfriamiento con agitación $U = 500 - 1500$	
Líquido (fluyendo) agua $\bar{h}_c = 3000 - 10000$ otros líquidos $\bar{h}_c = 500 - 3000$	Calefacción central por radiador $U = 5 - 15$	Enfriadores de gas $U = 10 - 50$	Serpentín de calentamiento en un recipiente agua/agua sin agitación $U = 50 - 250$, con agitación $U = 500 - 2000$	Intercambiador de calor agua/agua $U = 900 - 2500$ agua/otros líquidos $U = 200 - 1000$	Evaporadores de refrigeradores $U = 300 - 1000$
Vapor condensándose agua $\bar{h}_c = 5000 - 30000$ otros líquidos $\bar{h}_c = 1000 - 4000$	Radiadores de vapor $U = 5 - 20$	Calentadores de aire $U = 10 - 50$	Camisas de vapor alrededor de recipientes, agua $U = 300 - 1000$ otros líquidos $U = 150 - 500$	Condensadores vapor/agua $U = 1000 - 4000$ otro vapor/agua $U = 300 - 1000$	Evaporadores vapor/agua $U = 1500 - 6000$ vapor/otros líquidos $U = 300 - 2000$

Figura 64 (Frank Kreith)



Gráficas de resultados para agua destilada

Figura 52

Efectividad térmica utilizando solo agua destilada como fluido de trabajo

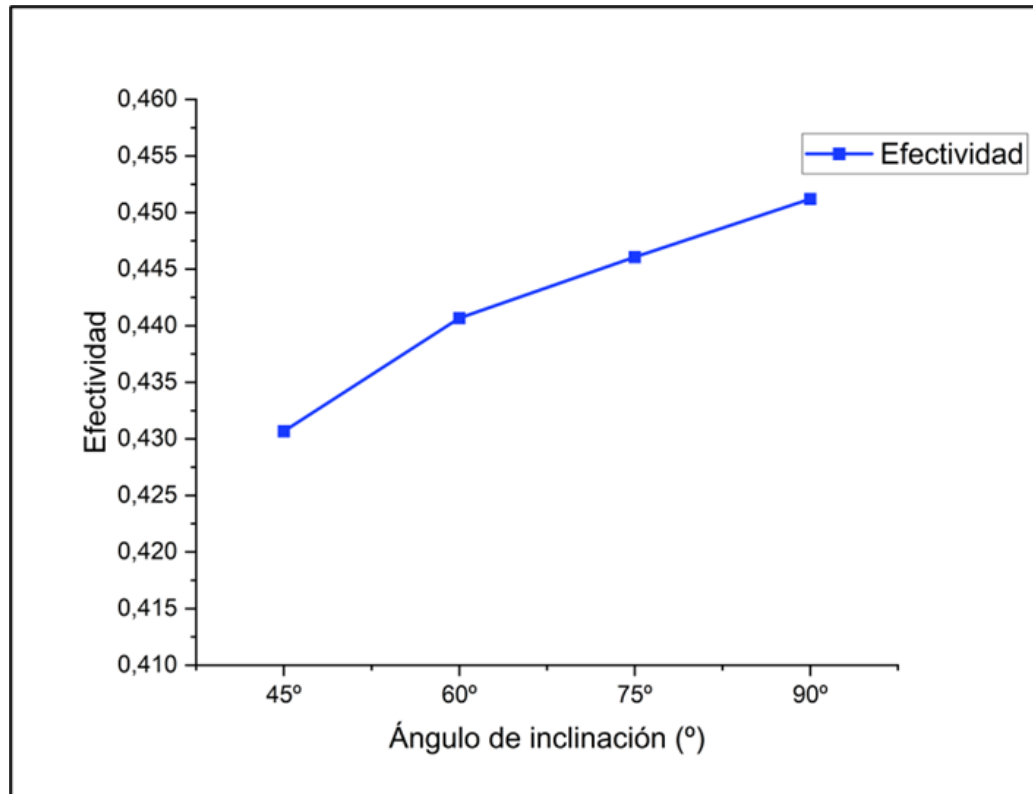
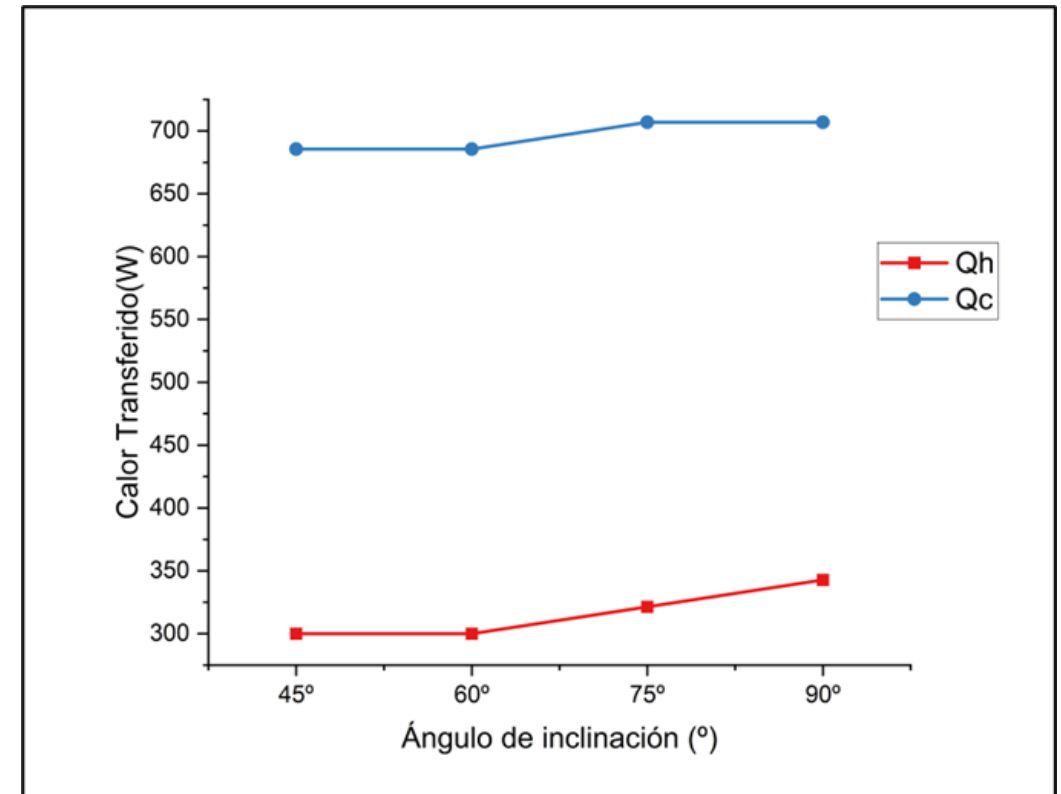


Figura 53

Transferencia de calor usando solo a agua destilada como fluido de trabajo



Gráficas de Efectividad vs Ángulo de inclinación

Figura 54

Efectividad vs Ángulo de inclinación, composición de 0.1%

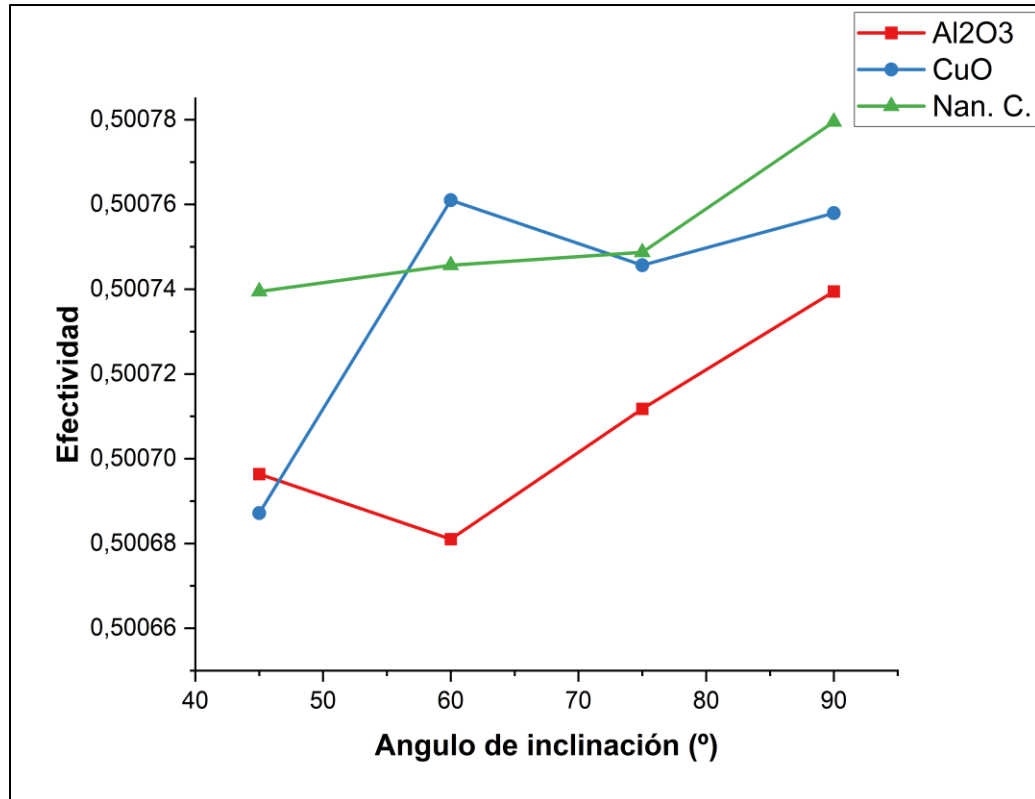
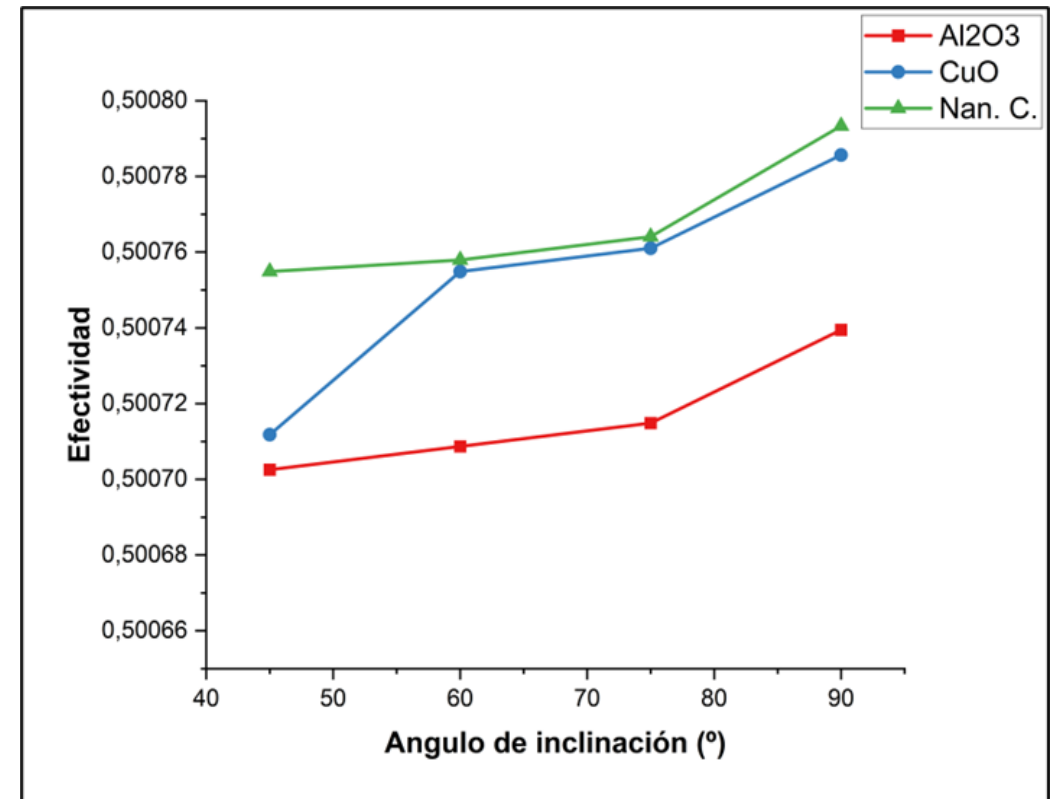


Figura 55

Efectividad vs Ángulo de inclinación, composición de 0.15%



Gráficas de Efectividad vs Ángulo de inclinación

Figura 56

Efectividad vs Ángulo de inclinación, composición de 0.5%

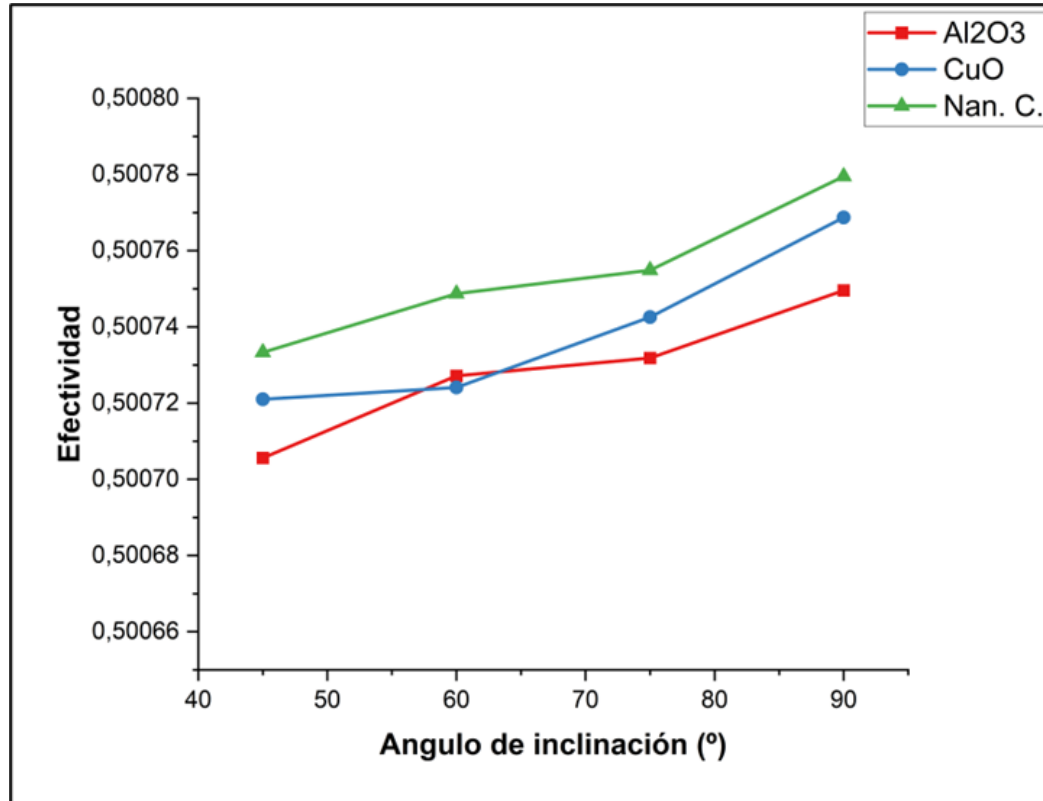
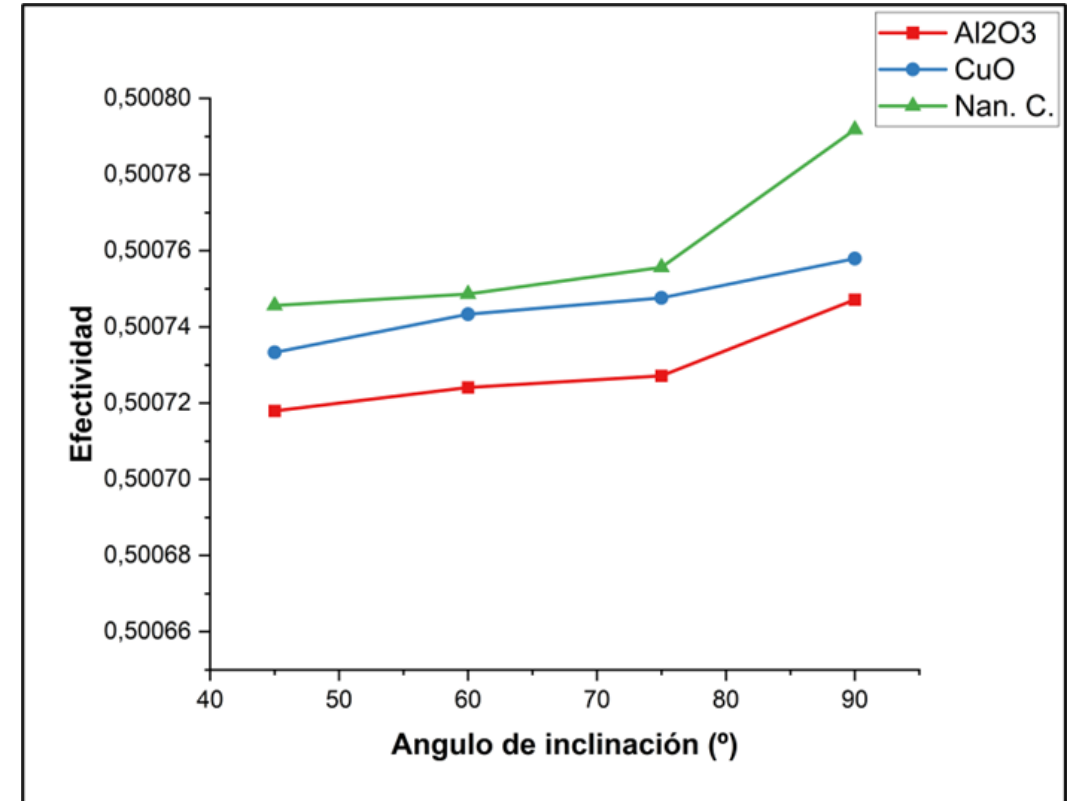


Figura 57

Efectividad vs Ángulo de inclinación, composición de 1%



Gráficas de Transferencia de calor (condensador) vs % de composición

Figura 58

Transferencia de calor en el condensador vs % de composición, óxido de aluminio

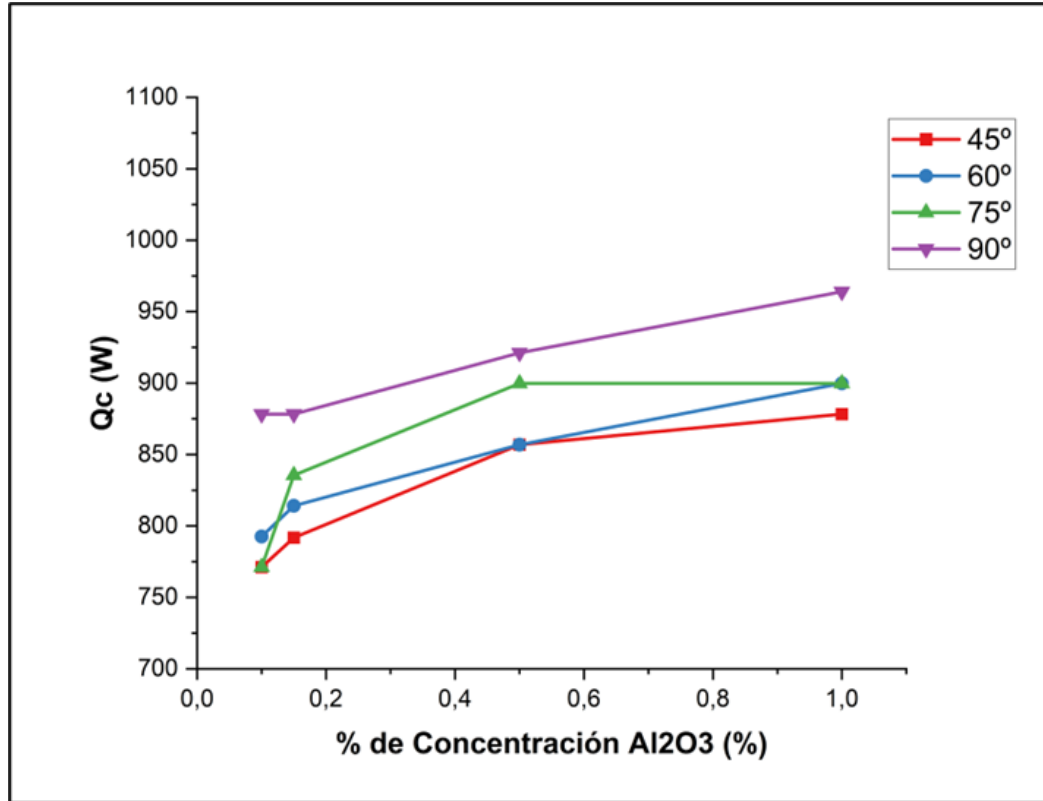
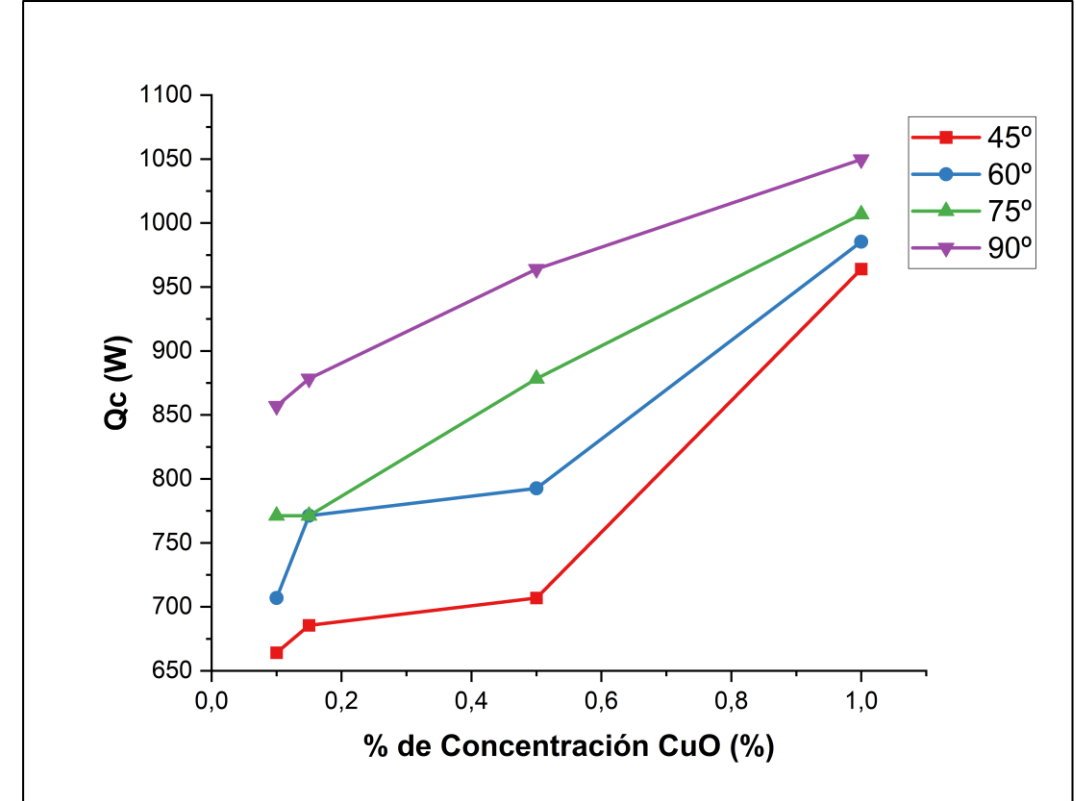


Figura 59

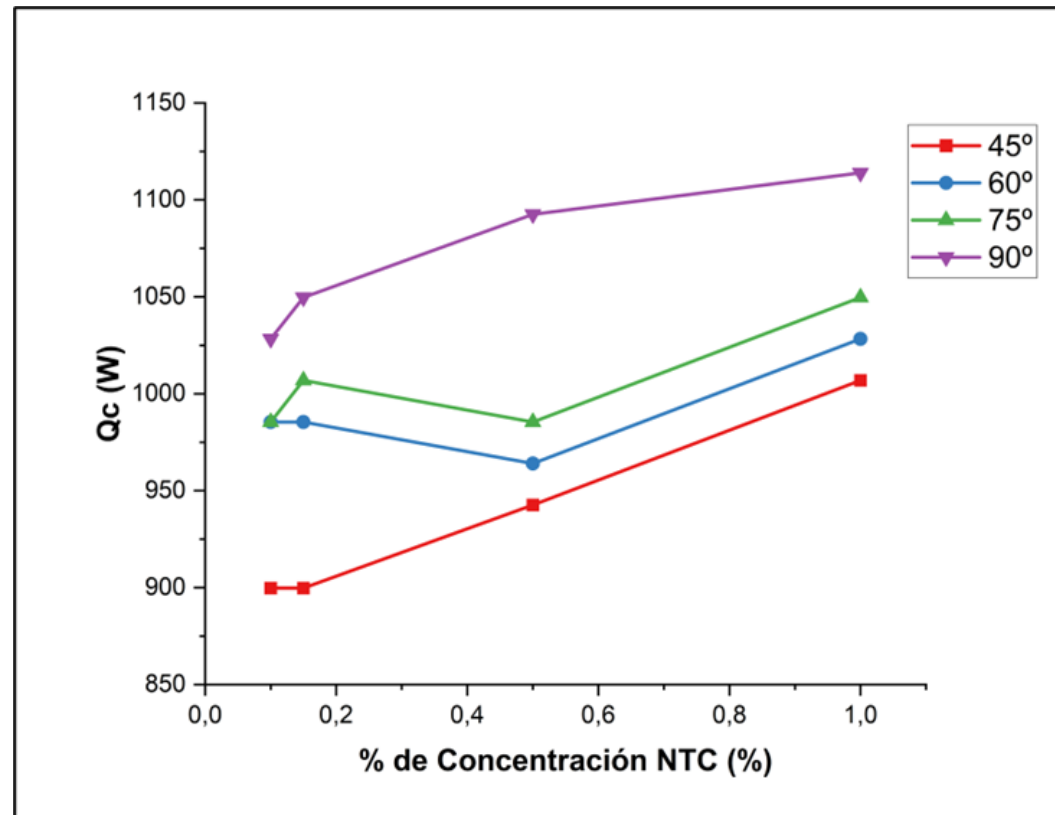
Transferencia de calor en el condensador vs % de composición, óxido de cobre



Gráficas de Transferencia de calor (condensador) vs % de composición

Figura 60

Transferencia de calor en el condensador vs % de composición, nanotubos de carbono



Gráficas de Transferencia de calor (evaporador) vs % de composición

Figura 61

Transferencia de calor en el evaporador vs % de composición, óxido de aluminio

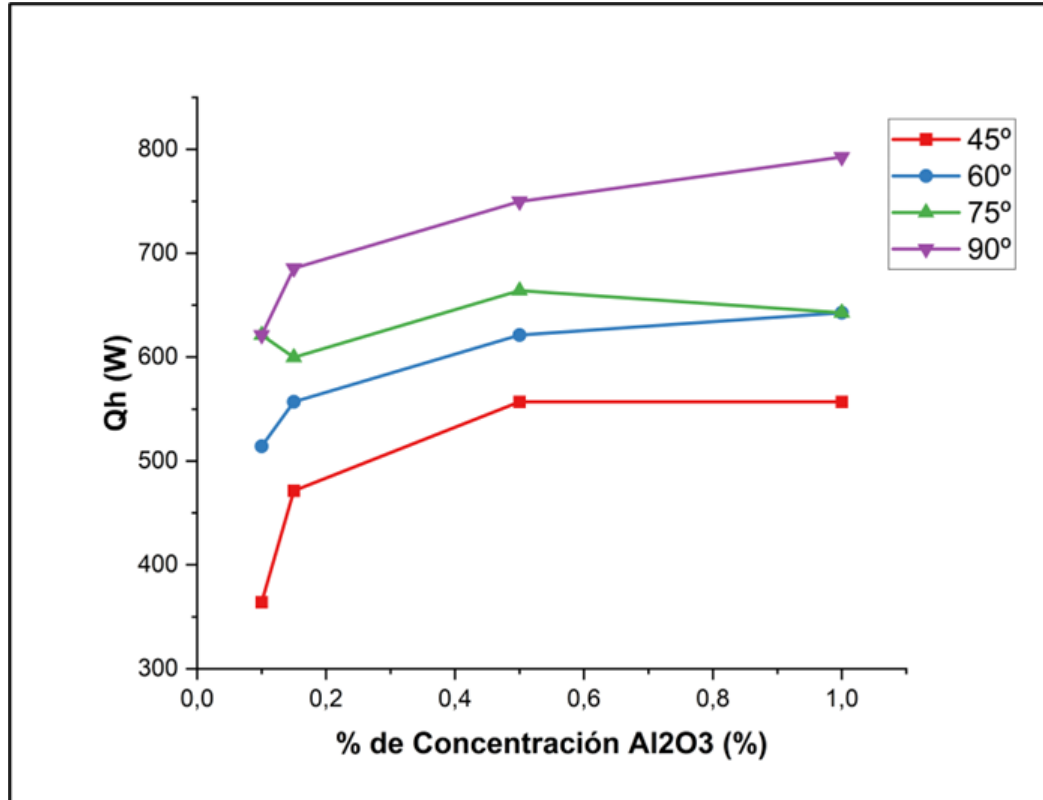
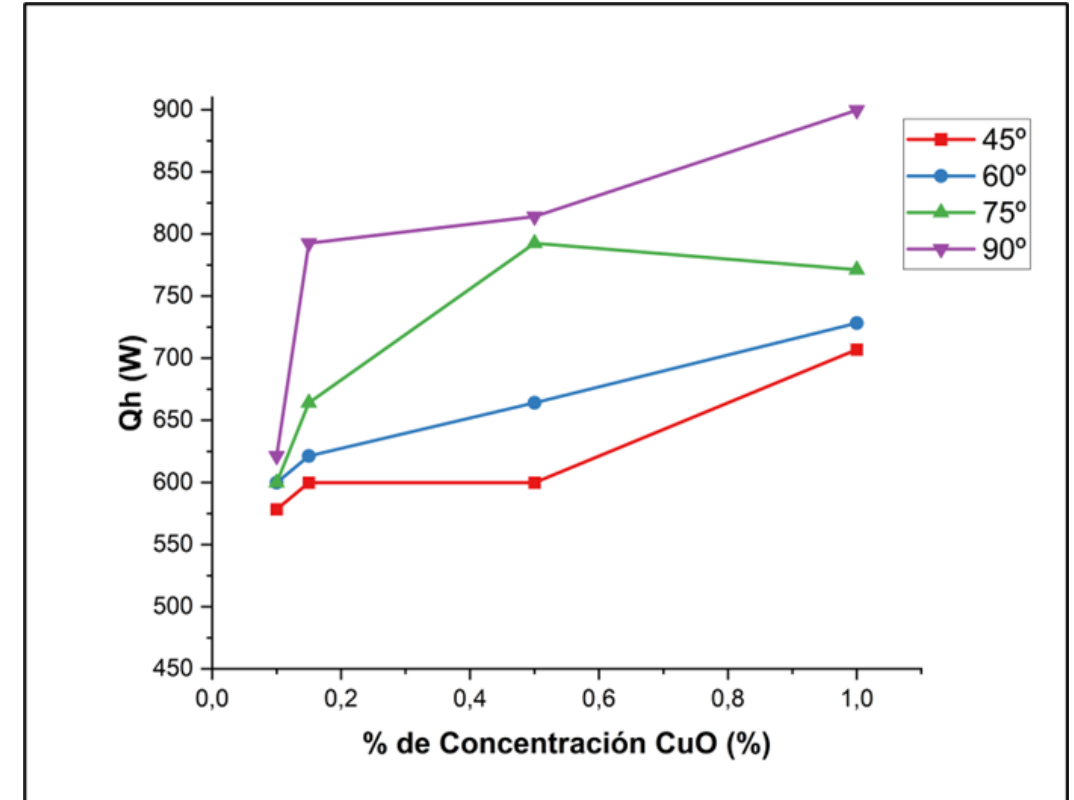


Figura 62

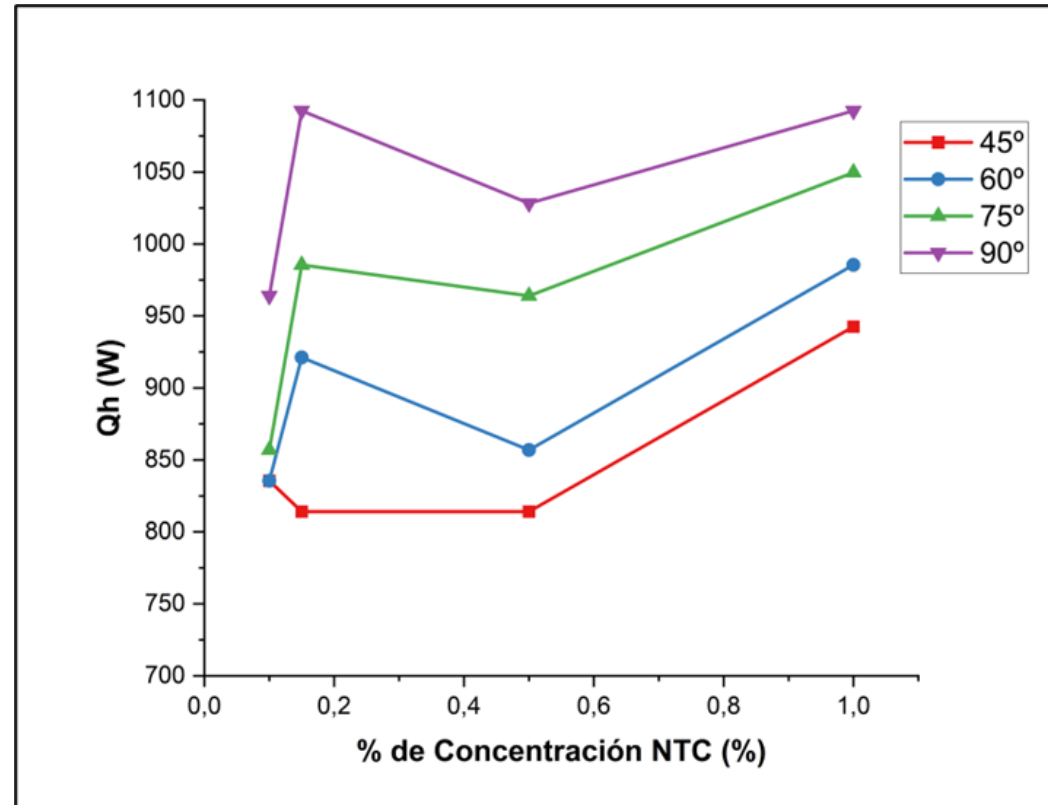
Transferencia de calor en el evaporador vs % de composición, óxido de cobre



Gráficas de Transferencia de calor (condensador) vs % de composición

Figura 63

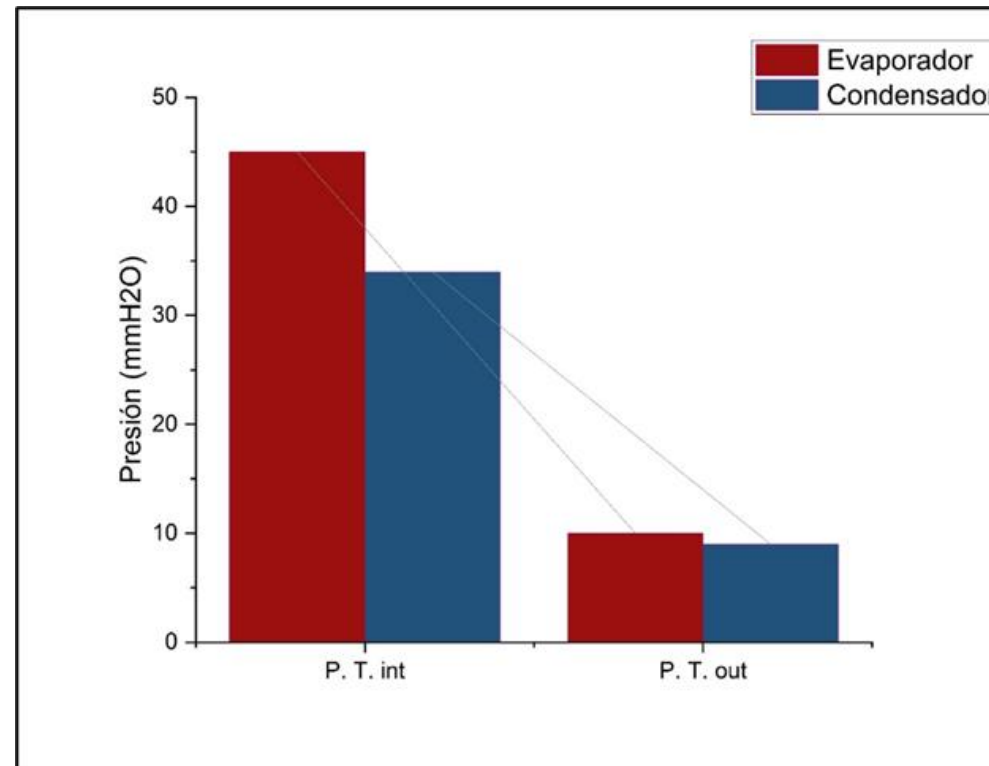
Transferencia de calor en el condensador vs % de composición, nanotubos de carbono



Gráficas de presiones en el evaporador y condensador

Figura 63

Transferencia de calor en el condensador vs % de composición, nanotubos de carbono



Conclusiones

- La efectividad térmica del intercambiador de calor es un parámetro fundamental que es especialmente útil como indicador del funcionamiento y desempeño del mismo y está estrechamente ligado con varios factores tales como el fluido de trabajo utilizado y su composición, las temperaturas de operación, el ángulo de inclinación con el que opera el intercambiador y a su vez de ciertos factores de diseño tal como la geometría del intercambiador y de los tubos de paso.
- La adición de nanopartículas al fluido de trabajo de un intercambiador de calor tipo termosifón tiene un efecto positivo en la efectividad térmica aumentando su valor en aproximadamente 5%, siendo así, mayor respecto a cuando se emplea solamente agua destilada; sin embargo, entre nanopartículas, la eficiencia en el IC, no presenta grandes diferencias, pese a sus variadas conductividades.

Conclusiones

- Se determinó un valor máximo de 1113.95 W para la transferencia de calor en el condensador, siendo este un valor realmente positivo para intercambiadores de calor tipo termosifón de estas dimensiones y que opera en ese rango de temperaturas específico y calores suministrados. Este valor se debe principalmente a la adición de nanopartículas al fluido de trabajo, adicionalmente este valor máximo se alcanzó a partir de la integración de varios parámetros en determinadas condiciones tales como la composición del nanofluido y el ángulo de inclinación del intercambiador de calor.
- La transferencia de calor en el evaporador es un parámetro directamente proporcional a la composición de nanopartículas y el ángulo de inclinación del intercambiador al igual que su similar en el condensador, alcanzando así un valor máximo de 1092.53 W correspondiente a un nanofluido compuesto por nanopartículas de nanotubos de carbono con composición del 1% y una inclinación de 90° para el intercambiador.



Conclusiones

- Se observa que de los tres tipos de nanofluidos, el de nanotubos de carbono es aquel que presenta la mayor efectividad térmica para todas las composiciones e inclinaciones del intercambiador de calor, con un valor de 0,50079, así también es con este nanofluido que se alcanzan los valores máximos de transferencia de calor en el condensador y en el evaporador mencionados previamente. Por consiguiente, se concluye que el nanofluido de nanotubos de carbono es aquel que otorga una mejora en el rendimiento térmico general del intercambiador de calor tipo termosifón, cuya traducción en temperaturas puede ser de hasta 3 grados centígrados frente al uso de las demás nanopartículas.
- El ángulo de inclinación es un factor que tiene relativa influencia en la efectividad térmica y transferencia de calor en el IC, se pudo observar que los valores de estos dos parámetros aumentaron conforme aumenta el valor del ángulo de inclinación de 45, 60, 75 y 90 grados, siendo así importante destacar que todos los valores máximos mencionados anteriormente se alcanzaron con una inclinación de 90 grados..

Recomendaciones

- Utilizar fuentes caloríficas que trabajen con valores variables pero exactos, de esta forma se pueden determinar calores de entrada exactos, dotando así al proceso en general de una mayor precisión.
- Para el diseño, analizar la posibilidad de un sumidero donde se recojan los fluidos de trabajo, de otra forma, el desgaste de tiempo y humano puede ser un factor muy desfavorable.
- Se recomienda realizar ensayos con composiciones mayores al 1% para cada uno de los nanofluidos, porque en el presente proyecto se evidencia que la transferencia de calor no alcanza aún su pico o valor máximo con la composición del 1%.
- Implementar un sistema de control para las 5 resistencias eléctricas utilizadas en el ducto de aire caliente, esto con la finalidad de evitar sobrecalentamiento de las mismas y de la instalación en general, ya que esto disminuye la vida útil de las resistencias y del equipo en general.

Recomendaciones

- Desarrollar un diseño experimental en el cual se maneje un rango más amplio de temperaturas con la finalidad de cuantificar el aumento de la transferencia de calor en el termosifón en las secciones del evaporador y condensador respecto del rango de temperaturas de operación; así como también su caída de presión de acuerdo a la variación en los calores de entrada.



Referencias bibliográficas

- Abernathy, F. (1990). *Fundamentals of boundary layers*. Massachusetts: Education Development Center.
- Aguilar, M. (2019). *Síntesis verde de nanopartículas de Ag, Au, Cu₂O y preparación convencional de nanoestructuras de Cu, Cu₂O y CuO en diferentes morfologías para la evaluación de sus propiedades catalíticas y ópticas*. Morelia.
- Andrade, M., López, L., & Saénz, A. (2012). *Nanotubos de carbono: funcionalización y aplicaciones bilógicas*. Coahuila.
- Burr, K., Akylas, R., & Mei, C. (2012). *TWO-DIMENSIONAL LAMINAR BOUNDARY LAYERS*. Pasig.
- Cengel, Y. A. (2011). *Transferencia de Calor y Masa* .
- Cid, A. (2011). *El fenómeno de la radiación térmica*. Concepción.
- Domingo, A. (2011). *Apuntes de transmisión de calor*. Madrid: Creative Commons.

Referencias bibliográficas

- Frank Kreith, M. B. (n.d.). *Principios de transferencia de calor*.
- Gusman, A. (2014). *"Síntesis de nanopartículas de óxido de aluminio mediante la técnica de micro-ondas"*. México D:F.
- Incropera, F. P. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (6th Edición ed.). (J. Wiley, Trans.) From <https://hyominsite.files.wordpress.com/2015/03/fundamentals-of-heat-and-mass-transfer-6th-edition.pdf>
- Incropera, F., & De Witt, D. (2006). *Fundamentos de transferencia de calor*. Indiana: PEARSON EDUCATION.
- Jaramillo, O. A. (2007). *INTERCAMBIADORES DE CALOR*. From <https://www.ier.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf>
- MORALES, A. Á. (2009). *"INVESTIGACIÓN EXPERIMENTAL PARA DETERMINAR LA CANTIDAD DE FLUIDO INTERNO EN TERMOSIFONES BIFÁSICOS"*. MEXICO,D.F.



Referencias bibliográficas

- Noie, S. (2005). *theoretical and experimental investigation of the performance of an air-air thermosyphon*. Mashhad: REDIB.
- TAPIA, E. L. (2005). *DESARROLLO DE PRECALENTADORES DE AIRE COMPACTOS PARA RECUPERAR ENERGÍA DE LOS GASES DE ESCAPE EN CALDERAS INDUSTRIALES DE BAJA POTENCIA*. MEXICO,D.F.
- Tellería, M. J. (2010). *FUNCIONAMIENTO DE UN TERMOSIFÓN CILÍNDRICO CON DISTINTOS FLUIDOS DE TRABAJO*. Pamplona.
- Jouhara, H., & Hasnain, M. (2011). *Experimental investigation of a thermosyphon based heat exchanger used in energy efficient air handling units*. Damascus: ELSEVIER.
- Wooldridge, M., & Luebbers, R. (2014). *Heat transfer concepts*. Missouri: McGrawHill.