

# PROYECTO DE CAMARA PARA REFRIGERACIÓN

José Iván Malavé Godoy<sup>1</sup>, Angel Vargas Zúñiga<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Egresado de Ingeniería Mecánica

<sup>2</sup> Director de Tesis. Ingeniero Mecánico, Escuela Superior Politécnica del Litoral, Postgrado en Francia 1973, Profesor de ESPOL desde 1973.

## RESUMEN

La exportación de un producto de alta calidad depende en gran manera de su procesamiento y tecnología aplicada. El Ecuador no tiene historia citrícola como se mencionó, y todos los adelantos que se han conseguido se han hecho en forma apresurada y sin mayores planteamientos técnicos. Motivo por el cual, es necesario establecer directrices en torno a “PROYECTOS DE CÁMARAS FRIGORÍFICAS”, estableciendo pautas sobre ubicación, posición de las cámaras, criterios de dimensionamiento, y sobre todo características que debe cumplir la construcción, sin olvidar las características organolépticas del limón en función de las condiciones anotadas anteriormente.

Otro de los objetivos de esta tesis es presentar un modelo a seguir de cálculos referentes a condensadores y evaporadores con refrigerantes ecológicos. La información bibliográfica disponible se remite a flujo en una sola fase y no consideran la presencia del aceite en el sistema de refrigeración. Los cálculos que se exponen en esta tesis son para flujo bifásico, condiciones de flujo que se presentan tanto en el condensador así como en el evaporador.

## INTRODUCCIÓN

El Ecuador es un país de riqueza agrícola, con clima muy variado debido a la situación geográfica del país. De todos los productos alimenticios que se desarrollan en el piso cálido, a parte del banano, las exportaciones de los productos no tradicionales representan un rubro importante en las exportaciones de los últimos 5 años.

La explotación comercial de cítricos se ha desarrollado en la región Costanera, pero actualmente el territorio destinado al cultivo de cítricos se encuentra distribuido a lo largo del litoral, siendo las principales provincias productoras Manabí, Guayas y Los Ríos. Recientemente con el proyecto CEDEGE se habilitó considerable hectáreas de terrenos no aptos para el cultivo, antes desérticas ahora fértiles para la agricultura. Motivo por el cual, contribuyendo al desarrollo económico que se va a obtener al incrementarse la producción del limón Tahití, es necesario establecer directrices en torno a un “PROYECTO DE CÁMARA FRIGORÍFICA”, estableciendo ideas sobre ubicación, posición de las cámaras, criterios de dimensionamiento, y sobre todo características que debe cumplir la construcción.

Se presenta un análisis referente a los refrigerantes alternativos y un criterio de selección en base a sus ventajas y desventajas referente a los CFC(s) y HFC(s). Asimismo como el sistema de refrigeración a utilizar.

Al no existir detalles de cálculos referentes a condensadores y evaporadores con refrigerantes ecológicos en este artículo se presenta un modelo de cálculo a seguir. La información bibliográfica disponible se remite a flujo en una sola fase y no consideran la presencia del aceite en el sistema de refrigeración. Los cálculos realizados son para flujo bifásico, condiciones de flujo que se presentan tanto en el condensador así como en el evaporador.

## CONTENIDO

### 1. Propiedades termodinámicas de cítricos.

**TABLA I  
CALORES ESPECIFICOS DE CITRICOS**

PRODUCTO	Kcal/Kg °C	KJ/Kg °C	REF.
GRAPEFRUIT	0,91 (sobre $T_{cong}$ ) 0,46 (bajo $T_{cong}$ )		1
NARANJA	0,90 (sobre $T_{cong}$ ) 0,46 (bajo $T_{cong}$ )	3,751 (sobre $T_{cong}$ ) 1,930 (bajo $T_{cong}$ )	
LIMON	0,98 (sobre $T_{cong}$ ) 0,46 (bajo $T_{cong}$ )	3,818 (sobre $T_{cong}$ ) 1,955 (bajo $T_{cong}$ )	

### 2. Selección del refrigerante.

A continuación se evaluarán las propiedades de los refrigerantes para efectos de selección por tres características fundamentales:

- Presión de vapor.
- Temperatura y presión crítica.
- Masa molecular M.

Como se puede apreciar en la matriz de decisión de abajo la selección resulto ser el refrigerante ecológico **R 134a**, por lo tanto de aquí en adelante se hará mención a las propiedades a este fluido frigorígeno.

### MATRIZ DE DECISION EVALUADO CADA PARAMETRO SOBRE 10 PUNTOS

	R 134a	R 600 a	NH3
Presión de vapor (P.E)	7.9	3.5	10
Temp. critica	7.6	-	10
Pres. critica	3.6	3.3	10
Masa molecular	10	5.7	1.7
Acción sobre productos perecederos	7	8	0
Precio, lb+IVA	4.86(8.3)	4.13(9.03)	3.16(10)
Total	44.4	29.53	41.7

### 3. Selección del sistema de refrigeración.

#### 3.1. Determinación de las temperaturas de condensación y evaporación.

En la práctica se adopta una diferencia de temperatura de 10 a 15 °C para condensadores enfriados por aire.

$$T_{\text{condensación}} = T_{\text{aire, bulbo seco}} + \Delta T \quad \text{Ec.1}$$

$$T_{\text{condensación}} = 33 \text{ °C} + 12 \text{ °C} = 45 \text{ °C}$$

**TABLA II**  
**DIFERENCIA DE TEMPERATURA VS. HUMEDAD RELATIVA (6)**

Humedad relativa	90%	85%	80%	75%
Tubos lisos (°C)	3	5	7	10
Tubos con aletas (°C)	5-6	7-8	9-10	12-13

Las condiciones establecidas en el almacenamiento del limón Tahití 9 °C y 90 % de humedad relativa, para un evaporador de tubos con aletas se tomará la diferencia de temperatura de 6 °C.

La temperatura de evaporación del refrigerante será:

$$T_{\text{evaporación}} = T_{\text{almacenamiento}} - \Delta T \quad \text{Ec.2}$$

$$T_{\text{evaporación}} = 9 \text{ °C} - 6 \text{ °C} = 3 \text{ °C}$$

#### 3.2. Trazado del ciclo y cálculo de las potencias y capacidades de los componentes principales.

Los datos obtenidos de la tabla III son:

$$P_{\text{condensación}} = 142 \text{ psig} \quad P_{\text{evaporación}} = 34.678 \text{ psig}$$

Ahora se determina la relación de compresión, con la ecuación 3:

$$r = \frac{P_{\text{condensación}}}{P_{\text{evaporación}}} \quad \text{Ec.3} \quad r = \frac{142 + 14.7}{34.678 + 14.7} = 3.17$$

**TABLA III**  
**Presión vs. Temperatura de algunos refrigerantes (5)**

	R12	R134a	R600a	R401A	R401B	R409A
T (°c)	P (psig)	P (psig)	P (psig)	P (psig)	P (psig)	P (psig)
-5	23.0	20.5	4.28	25.7	28.4	28.1
0	29.9	27.7	8.03	33.5	36.7	36.1
5	37.7	35.9	12.3	42.3	46.0	45.2
10	46.5	45.4	17.2	52.4	56.6	55.5
15	56.4	56.1	22.8	63.7	68.6	67.1
20	67.4	68.2	29.0	76.4	82	80.0
25	79.6	81.8	36.0	90.7	97	94.4
30	93.1	97.1	43.8	106	114	110
35	108	114	52.5	124	132	128
40	124	133	62.2	143	152	148

Como la relación de compresión es menor a 10, el sistema de refrigeración será de una etapa. Para trazar el ciclo debemos tener presente 4 puntos en el mismo:

Punto 1:

$$\begin{aligned} T_1 &= 8 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (46.4}^\circ\text{F)} & v_1 &= 0.066 \text{ m}^3/\text{Kg} \\ p_1 &= 0.32 \text{ Mpa} & s_1 &= 1.785 \text{ KJ/Kg.K} \\ h_1 &= 406.25 \text{ KJ/Kg} \end{aligned}$$

Punto 2:

$$\begin{aligned} T_2 &= 53 \text{ }^\circ\text{C} & h_2 &= 431.25 \text{ KJ/Kg} \\ p_2 &= 1.20 \text{ Mpa} & s_2 &= 1.785 \text{ KJ/Kg.K} \\ v_2 &= 0.019 \text{ m}^3/\text{Kg} \end{aligned}$$

Punto 3:

$$\begin{aligned} T_3 &= 46.28-5 \text{ }^\circ\text{C} = 41.28 \text{ }^\circ\text{C} & h_3 &= 260 \text{ KJ/Kg} \\ p_3 &= 1.20 \text{ Mpa} & s_3 &= 1.21758 \text{ KJ/Kg.K} \\ v_3 &= 0.00087 \text{ m}^3/\text{Kg} \end{aligned}$$

Punto 4:

$$\begin{aligned} T_4 &= 3 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (-16 }^\circ\text{F)} & v_4 &= ? \text{ m}^3/\text{Kg} \\ p_4 &= 0.32 \text{ Mpa} & h_4 &= 260 \text{ KJ/Kg} \\ X &= 28\% & s_4 &= ? \text{ KJ/Kg.K} \end{aligned}$$

El punto 4 está en la zona de mezcla húmeda:

$$X = \frac{260 - 203.99}{398.94 - 203.99} = 0.28 \quad \cong 28\%$$

Por lo tanto el volumen específico y entropía en ese estado será:

$$v = v_f + Xv_{fg} \quad \text{Ec.4}$$

$$v_4 = 0.0007780 + 0.28x(0.062147-0.000778)=0.01796 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$s = s_f + Xs_{fg} \quad \text{Ec.5}$$

$$s_4 = 1.01443 + 0.28x(1.72043-1.01443) = 1.21211 \text{ KJ/Kg.K}$$

### 3.3. Cálculo de los principales parámetros del ciclo.

El calor absorbido por el evaporador es el mismo que necesitamos remover del cálculo de la carga. La ecuación 6 relaciona el flujo másico y la diferencia de entalpía entre los puntos 4 y 1 (entrada y salida del evaporador).

$$Q_{evap} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad \text{Ec.6}$$

$$\dot{m}_r = \frac{62325 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \times 4.1868 \frac{\text{KJ}}{\text{Kcal}}}{(406.25 - 260) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 1784 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

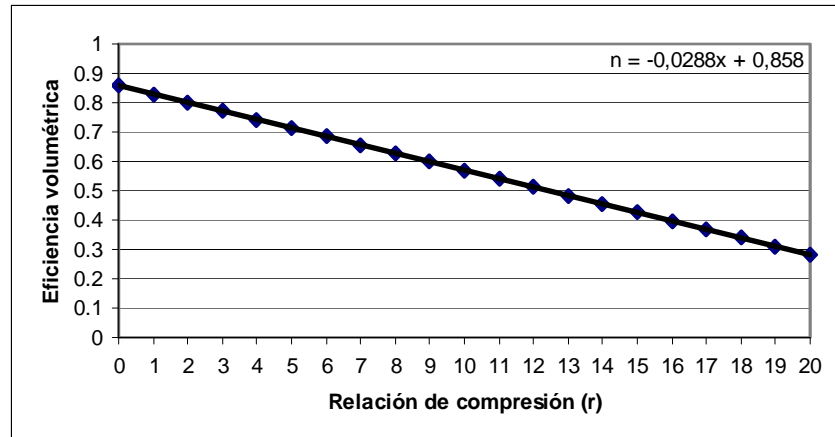
La **potencia del compresor** es definida por el trabajo del compresor, y está dada por:

$$P = \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{\eta_i \eta_m} \quad \text{Ec.7}$$

$\eta_i$  = eficiencia indicada del compresor.

$\eta_m$  = eficiencia mecánica del compresor.

Aproximadamente la eficiencia indicada y mecánica son iguales y se obtiene de la fig. 1. y es igual a 0.766 con  $r = 3.17$ .



**Fig. 1 Eficiencia volumétrica Vs. Relación de compresión**

La potencia a instalar será:

$$P = \frac{1784 \frac{kg}{h} \times (431.25 - 406.25) \frac{KJ}{Kg}}{0.766 \times 0.766} = 76011 \text{ KJ} / h$$

$$P = 21 \text{ KW} \approx 28 \text{ HP}$$

El calor rechazado por el condensador es:

$$Q_c = \dot{m} \times (h_2 - h_3) \quad \text{Ec.4.10}$$

$$Q_{\text{rechazado}} = 1784 \frac{Kg}{h} \times (431.25 - 260) \frac{KJ}{Kg} = 305510 \frac{KJ}{h} = 85 \text{ KW}$$

#### 4. Cálculo y selección del condensador.

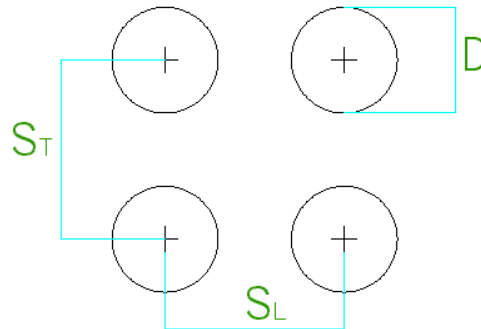
Antes de pasar a realizar los cálculos, primero se establecerá las dimensiones del condensador. La configuración dimensional será la siguiente:

- Longitud efectiva de los tubos : 3 m
- Diámetro exterior de los tubos : 25.4 mm
- Separación vertical de los tubos : 50 mm
- Separación longitudinal de tubos : 50 mm
- Geometría de aletas : circular
- Altura de las aletas : 14 mm
- Paso de aletas (t) : 3 mm

La velocidad máxima está dada por la ecuación 8:

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad Ec.8$$

La Fig. 2 muestra un corte transversal del banco de tubos:



**Fig. 2 Corte transversal del banco de tubos**

La velocidad máxima del aire dentro del banco es:

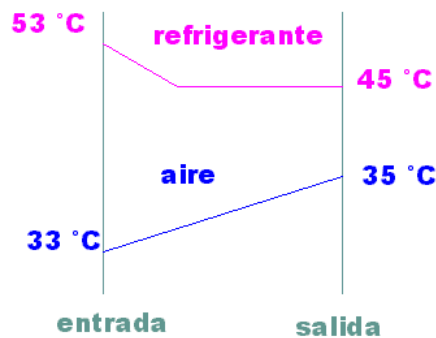
$$V_{max} = \frac{50mm}{(50 - 25.4)mm} 3m/s = 5.769m/s$$

Entonces el número de Reynolds evaluado con las propiedades a la temperatura de película es:

$$Re_{max} = \frac{\rho V_{max} t}{\mu} \quad Ec.9(2)$$

$$Re_{max} = \frac{1.1215 \frac{Kg}{m^3} \times 5.769 \frac{m}{s} \times 3 \times 10^{-3} m}{190.26 \times 10^{-7} \frac{N.s}{m^2}} = 1020$$

El proceso de condensación abarca tres zonas: a) desrecalentamiento, b) condensación y c) subenfriamiento. De estas zonas se puede despreciar la del subenfriamiento, ya que es muy pequeña en comparación con las de condensación y desrecalentamiento.



**Fig. 3 Diagrama de temperaturas del condensador**

El calor de condensación está dividido en dos partes:

$$\dot{Q}_c = 72970 \frac{\text{Kcal}}{h} (305510 \frac{\text{KJ}}{h}) = Q_{c1} + Q_{c2} \quad \text{Ec.10}$$

$$Q_{c2} = \dot{m}_r (h_2' - h_3) \quad \text{Ec.11}$$

$$Q_{c2} = \frac{1784}{3600} (420.43 - 263.64) = 77.698 \text{KW} (279715 \frac{\text{KJ}}{h})$$

De acuerdo a la ecuación 10,  $Q_{c1} = 7.165 \text{ KW} (25795 \text{ KJ/h})$

### **A) Zona de condensación**

La superficie de transferencia de calor está dada por:

$$A = \frac{\dot{Q}_{c2}}{U \Delta T_{ml}} \quad \text{Ec.12}$$

Donde  $\Delta T_{ml}$  está definida por la ecuación 12:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln \frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}} = \frac{(45 - 33)^\circ\text{C} - (45 - 35)^\circ\text{C}}{\ln \frac{45 - 33}{45 - 35}} = 10.97^\circ\text{C} \quad \text{Ec.13}$$

#### **4.1.1. Cálculo del coeficiente de convección del aire, $\alpha_a$ .**

Duminil (2) presenta para el caso de condensadores y evaporadores con aletas la ecuación 14, que calcula el número de Nusselt (o Biot):

$$Nu = 0.116 \left(\frac{d}{t}\right)^{-0.54} \cdot \left(\frac{h}{t}\right)^{-0.14} \cdot Re^{0.72} \cdot Pr^{0.4} \quad \text{Ec.14} \quad (2)$$

El coeficiente de convección del aire está relacionado por medio de la ecuación 15:

$$\alpha_a = Nu \frac{K_a}{t} \quad \text{Ec.15} \quad (2)$$

Donde:

$K_a$  = conductividad térmica del aire,  $27.19 \times 10^{-3} \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{K}$ .

$t$  = paso de aletas, 3 mm.

$$Re = \frac{1.1215 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 5.769 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 3 \times 10^{-3} \text{ m}}{190.26 \times 10^{-7} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}} = 1020$$

$$Nu = 0.116 \left(\frac{25.4}{3}\right)^{-0.54} \cdot \left(\frac{14}{3}\right)^{-0.14} \cdot (1020)^{0.72} \cdot (0.705)^{0.4} = 3.76$$

$$\alpha_a = 3.76 \frac{27.19 \times 10^{-3}}{3 \times 10^{-3}} = 34 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

#### **4.1.2. Cálculo de la eficiencia global superficial, $\eta_o$ .**

Para hallar la eficiencia superficial global utilizaremos la siguiente expresión –tomada de la sección 3.6.5 de Incropera, Ref. 3-:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad \text{Ec.16}$$

La eficiencia de una aleta es:

$$\eta_f = \frac{\text{tgh} \left\{ \sqrt{\frac{2(34 \frac{W}{m^2 \circ K})}{177 \frac{W}{m^2 \circ K} (0.0005m)} (0.014 + \frac{0.0005}{2})m} \right\}}{\sqrt{\frac{2(34 \frac{W}{m^2 \circ K})}{177 \frac{W}{m^2 \circ K} (0.0005m)} (0.014 + \frac{0.0005}{2})m}} = 0.95$$

$$\eta_f = 95\%$$

Para una hilera tenemos que el área total de la aleta está dado por:

$$\rho_f = \frac{\text{longitud}}{\text{paso}, t} = \frac{3000}{3} = 1000 \text{aletas / tubo}$$

$$A_f = \left( \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) 2 \rho_f \quad \text{Ec.17}$$

$$A_f = \left( \frac{\pi 0.0254^2}{4} - \frac{\pi 0.02286^2}{4} \right) 2 \times 1000 m^2 = 0.19 m^2$$

El área de la superficie externa incluida las aletas,  $A_o$ , es la siguiente:

$$A_o = \pi D_o (L - \rho_f e_f) + \left( \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_o^2}{4} \right) \times 2 \rho_f$$

$$A_o = \pi \times 0.0254 m (3.0 m - 1000 \times 0.0005 m) + \left( \frac{\pi 0.0254^2}{4} - \frac{\pi 0.02286^2}{4} \right) \times 2 \times$$

$$\times 1000 = 0.389$$

$$A_o = 0.389 m^2$$

El valor de A es 0.389 m<sup>2</sup>, entonces:

$$\eta_o = 1 - \frac{0.19}{0.389} (1 - 0.95) = 0.975 \approx 0.98 \Rightarrow 98\%$$

#### 4.1.3. Cálculo del coeficiente de película del refrigerante, $\alpha_r$ .

Para la condensación de vapor fluyendo dentro de tubos cilíndricos, experimentos de Akers, Deans y Crossers (7) reportaron que la condensación de vapor en tubos horizontales o verticales, siguen la correlación dada en la ecuación 18 (tiene un rango de 20% de exactitud):

$$\text{Para } Re_G < 5 \times 10^4, \quad Nu = 5.03 (Re_G)^{1/3} (Pr)^{1/3}$$

$$\text{Para } Re_G > 5 \times 10^4, \quad Nu = 0.0265 (Re_G)^{0.8} (Pr)^{1/3} \quad \text{Ec.18 (7)}$$

El número de Reynolds (Ec. 18) está definido en función de la velocidad másica (Ec. 19):



$$G = V \cdot \rho \quad \text{Ec.19} \quad (7)$$

$$\text{Re}_G = \frac{D_i G}{\mu}$$

La correlación de Akers, dada en las ecuaciones anteriores está en términos de la velocidad másica equivalente  $G_E$ , definida como:

$$G_E = G_L + G_v \left( \frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{1/2} \quad \text{EC.20}$$

Las propiedades del refrigerante a 45 °C son (3)- asumimos que son similares a las del R12; puesto que las propiedades termodinámica para un refrigerante sustituto del R12 se asemejan, por lo cual se viabiliza su reemplazo -:

$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$C_p$ kJ/kg.K	$\mu \cdot 10^2$ N.s/m <sup>2</sup>	$v \cdot 10^6$ m <sup>2</sup> /s	$k \cdot 10^3$ W/m.K	Pr
1236.6	1.0116	0.0235	0.190	68.5	3.41

Para determinar la velocidad dentro del condensador, asumiremos que el condensador tiene 5 pasos por lo que la velocidad es:

$$D_i = 22.86 \text{ mm (0.9 pulg.)}$$

$$e = 1.27 \text{ mm (0.05 pulg.)}$$

$$A_i = 9.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$V = \frac{4 \left( \frac{m_r}{5} \right)}{\rho A_i} = \frac{4 \left( \frac{1784 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}}{3600 \times 5} \right)}{1126 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} 9.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2} = 3.67 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Según (6) la velocidad en la tubería de líquido está entre 0.5 y 1.25 m/s, aproximando este valor al promedio 0.875 m/s Asumiendo que la velocidad del vapor y del líquido son iguales la velocidad másica equivalente es:

$$G_E = (0.875 \times 1126) + (0.875 \times 57.90) \left( \frac{1126}{57.90} \right)^{1/2} = 1208.66 \approx 1210 \frac{\text{Kg}}{\text{s.m}^2}$$

$$\text{Re}_G = \frac{22.86 \times 10^{-3} \times 1210 \frac{\text{Kg}}{\text{s.m}^2}}{235 \times 10^{-6} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}} \approx 117700$$

$$\text{Nu} = 0.0265 (117700)^{0.8} (3.41)^{1/3} = 454$$

$$\alpha_r = 454 \frac{68.5 \times 10^{-3}}{22.86 \times 10^{-3}} = 1360 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

El coeficiente global de transferencia de calor U es:

$$U = \frac{1}{\frac{2\pi r_1}{\alpha_a A_o \eta_o} + \frac{2r_1 \cdot e}{K_{Al}(r_1 + r_2)} + \frac{1}{\alpha_r}} \quad \text{Ec.21}$$

$$U = \frac{1}{\frac{2\pi(11.43 \times 10^{-3})}{34 \times 0.389 \times 0.96} + \frac{2(11.43)(1.27 \times 10^{-3})}{177(11.43 + 12.7)} + \frac{1}{1360}} = 177 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

Donde el área de transferencia de calor para la zona de condensación es:

$$A = \frac{77698}{177 \times 10.97} = 40 m^2$$

### **B) Zona de desrecalentamiento**

Se determina el coeficiente del refrigerante, para un flujo turbulento y en estado gaseoso, la constante requiere que las unidades en el sistema Inglés:

$$\alpha_r = 0.00226 \frac{G^{0.8}}{D_i^{0.2}} \quad Ec.22 \quad (2)$$

$$Re_G = \frac{G_v D_i}{\mu_v} \geq 10000 \Rightarrow G_v \geq \frac{10000 \mu_v}{D_i}$$

La densidad y viscosidad dinámica del vapor refrigerante a la temperatura media de 48 °C (320 °K) son: 62.9 Kg/m<sup>3</sup> y 0.013x10<sup>-3</sup> Pa.s, respectivamente.

$$G_v \geq \frac{10000 \times 0.013 \times 10^{-3} Pa.s}{22.86 \times 10^{-3} m} = 5.68 \frac{Kg}{s.m^2} = 4180 \frac{Lb}{h.pie^2}$$

$$D_i = 0.0747 pie$$

La relación anterior da:

$$\alpha_r = 0.00226 \frac{(4180)^{0.8}}{(0.0747)^{0.2}} = 3 \frac{BTU}{h.pie^2.^{\circ}C} = 14.64 \frac{Kcal}{h.m^2.^{\circ}C} = 17 \frac{W}{m^2.^{\circ}K}$$

El coeficiente global de transferencia de calor es:

$$U = \frac{1}{\frac{2\pi(11.43 \times 10^{-3})}{34 \times 0.389 \times 0.96} + \frac{2(11.43)(1.27 \times 10^{-3})}{177(11.43 + 12.7)} + \frac{1}{17}} = 87 \frac{W}{m^2.^{\circ}K}$$

Ahora la diferencia de temperatura media logarítmica es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(53 - 33)^{\circ}C - (45 - 35)^{\circ}C}{\ln \frac{53 - 33}{45 - 35}} = 14.4^{\circ}C$$

El área de transferencia de calor para la zona de desrecalentamiento es:

$$A = \frac{7165W}{87 \frac{W}{m^2.^{\circ}K} \times 14.4^{\circ}K} = 5.7 m^2$$

El área de transferencia total de calor es: 45.7 m<sup>2</sup>. El condensador a seleccionar es el **BBV/BLV-3505H2** con compresor 6DG3-350E lubricado con aceite polioléster.

### **5. Selección y cálculo del evaporador.**

Las aletas a utilizar son de sección circular construidas en aluminio y de 0.5 mm de espesor. Para hallar el diámetro de la aleta, sabemos que se obtiene un rendimiento satisfactorio si (6).

$$\frac{A_{aleta}}{A_{hueco}} \leq 7 \quad \left[ \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \leq \frac{\pi d^2}{4} \Rightarrow D \leq 2.82d \right]$$

La relación anterior muestra que el diámetro de la aleta es 2.82 veces el diámetro del tubo del evaporador, es decir, 2.82 x 10 mm = 28.2 mm ≈ 30 mm.

Para determinar la longitud del evaporador debemos saber cuál es el caudal deseado de aire que debe pasar a través del mismo. El flujo másico de aire que se necesita la temperatura de 9 °C (282 °K) para transferir 260942 KJ/h (72.48 KW) es:

Propiedades a 282 °K:  $\rho_a = 1.2453 \text{ Kg/m}^3$ ,  $c_{pa} = 1006 \text{ J/Kg.}^\circ\text{K}$

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\rho_a c_{pa} (T_i - T_o)} = \frac{72480 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{1.2453 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 1006 \frac{\text{J}}{\text{kg.}^\circ\text{K}} \times (9.8 - 8.25)^\circ\text{K}} = 37 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

La sección perpendicular al flujo será asumiendo una velocidad frontal del aire o de corriente libre de 3 m/s –velocidades típicas máximas para evaporadores está entre 3.6 y 1.5 m/s (4)- para un evaporador:

$$\frac{37 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{6 \times 3 \text{ m/s}} = 2 \text{ m}^2$$

El nuevo valor de H (altura evaporador) es 90 cm, por lo tanto la longitud será:

$$\frac{2 \text{ m}^2}{0.9 \text{ m}} = 2.22 \text{ m}$$

La separación entre aletas es t e igual a 8 mm (6). La velocidad máxima dentro del banco de tubos es:

$$V_{\max} = \frac{32}{32 - 10} 3 \text{ m/s} = 4.36 \text{ m/s}$$

### 5.1. Cálculo del coeficiente de convección exterior: $\alpha_a$ .

La expresión 23 nos permite calcular el coeficiente de convección:

$$\alpha_a = 0.116 \frac{Ka}{h} \cdot \left(\frac{d}{t}\right)^{-0.54} \cdot \left(\frac{h}{t}\right)^{-0.14} \cdot \text{Re}^{0.72} \cdot \text{Pr}^{0.4} \quad \text{Ec.23} \quad (2)$$

Las propiedades termodinámicas del aire a la temperatura de película de 279 °K (6 °C) son:

$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$C_p$ kJ/kg.K	$\mu \cdot 10^7$ N.s/m <sup>2</sup>	$\nu \cdot 10^6$ m <sup>2</sup> /s	$k \cdot 10^3$ W/m.K	Pr
1.2593	1.006	174.1	14.021	24.62	0.712

El número de Reynolds evaluado en el paso t:

$$\text{Re} = \frac{V_{\max} t}{\nu_a} = \frac{4.36 \times 8 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}{14.02 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 2487.7 \approx 2490$$

Reemplazando los valores en la ecuación 23 tenemos:

$$\alpha_a = 0.116 \frac{0.02462}{0.01} \cdot \left(\frac{10}{8}\right)^{-0.54} \cdot \left(\frac{10}{8}\right)^{-0.14} \cdot (2490)^{0.72} \cdot (0.712)^{0.4} = 59.7 \approx 60 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

### 5.2. Cálculo de la eficiencia de la superficie global: $n_o$ .

El procedimiento es similar al realizado en el condensador y es igual a :

$$\eta_f = \frac{tgh \left\{ \sqrt{\frac{2(60 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K})}{172 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} (0.0005m)} (0.010 + \frac{0.0005}{2})m} \right\}}{\sqrt{\frac{2(60 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K})}{172 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} (0.0005m)} (0.010 + \frac{0.0005}{2})m}} = 0.95$$

$$\eta_f = 95\%$$

Para una hilera tenemos que el área total de la aleta está dado por:

$$A_f = \left( \frac{\pi 0.028^2}{4} - \frac{\pi 0.010^2}{4} \right) 2 \times 278 m^2 = 0.30 m^2$$

El valor de A es igual a 0.365 m<sup>2</sup>:

$$\eta_o = 1 - \frac{0.30}{0.365} (1 - 0.95) = 0. \approx 0.958 \Rightarrow 96\%$$

### 5.3. Cálculo de la superficie intercambio de calor: $\alpha$ .

Podemos utilizar el método de las resistencias para hallar el coeficiente K.

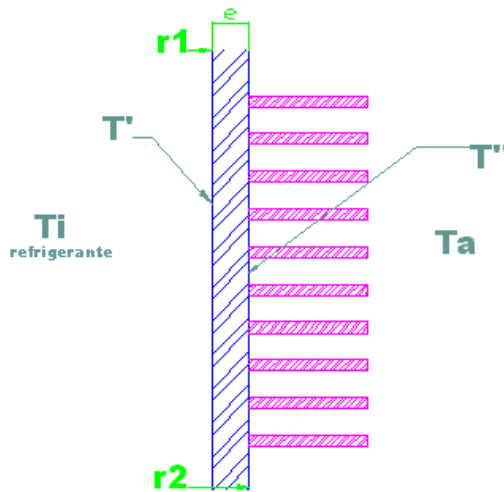


Fig. 4 Corte transversal tubo del evaporador

Utilizando el método de las resistencias se obtiene:

$$\alpha = \frac{1}{\frac{2\pi r_1 t}{\alpha_a A_o \eta_o} + \frac{2r_1 e}{K_{cu} (r_1 + r_2)}} \quad Ec.24$$

Reemplazando los valores y tomando el espesor de  $0.832 \times 10^{-3}$ , se obtiene:

$$\alpha = \frac{1}{\frac{2\pi \times 3.96 \times 8 \times 10^{-6}}{60 \times 0.365 \times 0.96} + \frac{2 \times 8 \times 10^{-3} \times 0.832 \times 10^{-3}}{405.4 \times (3.96 + 4.79)}} = 331.8 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

$$\alpha = 332 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ K$$

#### 5.4. Cálculo de la temperatura del aire T'

La temperatura promedio del aire es de 9°C:

$$Q_{u1} = 332x(9 - T')$$

También sabemos que el calor transferido debe ser el mismo que el refrigerante a la temperatura Ti transfiere a la pared del tubo del evaporador (T'), se tiene que:

$$Q_u = \alpha_r(T' - Ti)$$

donde Ti = 3 °C

La velocidad másica es función del coeficiente de película del refrigerante, tal como se muestra en el diagrama de GOGOLINE (2). La velocidad másica está definida por la siguiente expresión:

$$G = \frac{m_r}{3600A}$$

donde:

A = es el área de la sección transversal de los tubos, m<sup>2</sup>.

m<sub>r</sub> = flujo másico del refrigerante en cada evaporador, Kg/h.

Reemplazando los valores:

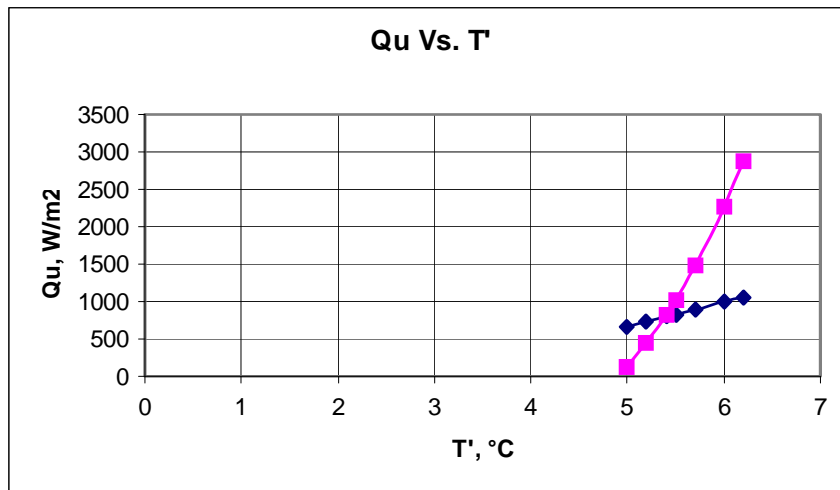
$$G = \frac{297}{3600(30x49.265x10^{-6})} = 56 \frac{Kg}{s.m^2}$$

Utilizando el diagrama de Gogoline se obtuvo los siguientes valores para las ecuaciones anteriores:

Q <sub>u</sub> Kcal/h.m <sup>2</sup>	Q <sub>u</sub> W/m <sup>2</sup>	α Kg/s. m <sup>2</sup>	T'-Ti °C	T' °C
1000	1163	443	2.257	5.25
2000	2326	653	3.06	6.06
5000	5815	1113	4.49	7.49
10000	11630	2093.4	4.77	7.77

Para la expresión anterior  $Q_{u1} = 332x(9 - T')$ :

Q <sub>u</sub> W/m <sup>2</sup>	332	498	664	830	996	1162
T' °C	4	4.5	5	5.5	6	6.5



**Fig. 5 Valores ajustados de las tablas para hallar T'**

El punto interceptado para T' es 5.32 °C y el flujo unitario de calor es 1220 W/m<sup>2</sup>. La superficie de transferencia de calor requerida es:

$$A = \frac{Q_{evap}}{Q_{ul}} = \frac{10400 \times 4186.8}{3600 \times 1220} = 9.9 \approx 10 m^2$$

La longitud por metro de tubería para un diámetro nominal de 5/16" ( $\approx 10$  mm) presenta una superficie interna de:  $\pi \times d \times 1 = 3.1416 \times 6.294 \times 10^{-3} = 20 \times 10^{-3} m^2/m$ . La longitud total de tubería requerida es:

$$L_t = \frac{10}{20} 10^3 = 500 m$$

Como tenemos la restricción en la longitud de los tubos de 2.22 m, la cantidad de tubos total será:

$$N = \frac{500}{2.2} = 227 \approx 228$$

Como en la dirección vertical tenemos 30 tubos, necesitamos  $228/30 = 7.6 \approx 8$  tubos (ancho). Las dimensiones del evaporador son:

H = 0.90 m (90 cm)

L = 2.22 m

A = 0.26 m (26 cm) {sin ventiladores,  $\approx 40$  cm con vent.}

En el APÉNDICE F se encuentra una lista de evaporadores de los cuales seleccionamos el **BHE/BHL 480**.

---

José Iván Malavé Godoy  
Tesista  
C.I. 0917446874

---

Ing. Angel Vargas Z.  
Director de Tesis