



Universidad de Valladolid

PROBLEMAS INGENIERÍA TÉRMICA



GRUPO DE TERMOTECNIA DE LA UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

GIR
UIC 053

GRUPO DE INVESTIGACIÓN RECONOCIDO DE LA UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
UNIDAD DE INVESTIGACIÓN CONSOLIDADA DE CASTILLA Y LEÓN

AUTORES:

Dr. Fco. Javier Rey Martínez

Catedrático de Universidad, Universidad de Valladolid

Dr. Julio Fco. San José Alonso

Catedrático de Universidad, Universidad de Valladolid

Dr. Eloy Velasco Gómez

Catedrático de Universidad, Universidad de Valladolid

Dr. Ana Tejero González

Profesora Titular de Universidad, Universidad de Valladolid

Dr. Manuel Andrés Chicote

Profesor Permanente Laboral, Universidad de Valladolid

Dr. Sergio Lorenzo González González

Profesor Asociado, Universidad de Valladolid

Dr. Javier María Rey Hernández

Profesor Titular de Universidad, Universidad de Málaga

Dr. Luis J. San José Gallego

Profesor Ayudante Doctor, Universidad Politécnica de Madrid

Edita: GIR: Termotecnia, UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
Escuela de Ingenierías Industriales
Paseo del Cauce nº 59, 47011 Valladolid

ISBN: 978-84-09-62284-9

1ª) Versión Digital Junio 2024

Contenido

1.	Aletas	1
1.1	problema	1
1.2	Problema	4
2.	Intercambiadores	7
2.1	Problema	7
3.	Aletas/intercambiadores	11
3.1	Problema	11
3.2	Problema	14
3.3	Problema	17
3.4	Problema	20
3.5	Problema	23
3.6	Problema	27
3.7	Problema	30
3.8	Problema	34
3.9	Problema	37
4.	Calderas	41
4.1	Problema	41
4.2	Problema	46
4.3	Problema	52
4.4	Problema	57
4.5	Problema	61
4.6	Problema	66
5.	Caldera e Intercambiadores	69
5.1	Problema	69
6.	Hornos	73
6.1	Problema	73
6.2	Problema	78
7.	Refrigeración	85
7.1	Problema	85
7.2	Problema	89
7.3	Problema	93
7.4	Problema	97
7.5	Problema	101
7.6	Problema	105
7.7	Problema	109
7.8	Problema	113
7.9	problema)	119

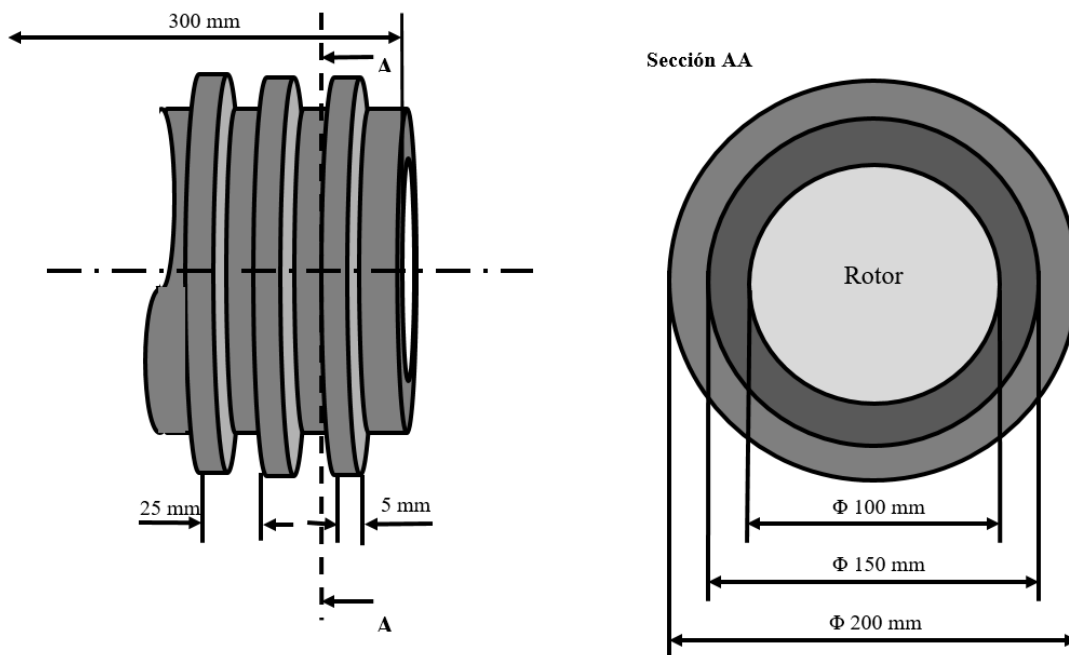
8. Psicrometría.....	124
8.1 Problema)	124
8.2 Problema)	130
8.3 Problema)	136
8.4 problema)	142
Tablas de vapor	149
Tablas de combustión	152

1. Aletas

1.1 problema Un motor electrónico motriz de un coche eléctrico, cuando funciona, tiene unas irreversibilidades que generan un flujo de calor que hay que disipar al exterior, a través de una carcasa aleteada, para que el estator no supere la temperatura de 90 (°C).

Para el estudio se considera el estator un tubo concéntrico con aletas anuales del mismo material, con una conductividad de 177 (W/(m K)), el conjunto no puede superar en ningún punto los 90 (°C). Las dimensiones de las aletas anulares son las que figuran en el dibujo.

El exterior se refrigera con aire que se encuentra a 30 (°C) y se admite que el coeficiente de convección con la superficie exterior es de 50 (W/(m² K)).



Ecuaciones de aletas anulares:

Factores	$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot h \cdot r_1^2}{k \cdot w}}$	$\theta = \frac{T - T_\infty}{T_0 - T_\infty}$	$R = \frac{r}{r_1}$	$Bi = \frac{h \cdot w}{2 \cdot k}$
----------	--	--	---------------------	------------------------------------

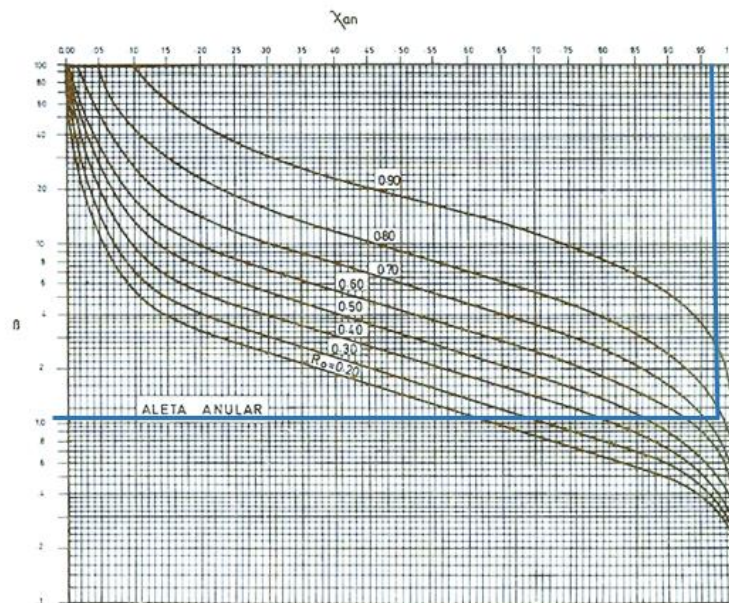
- Determina la eficiencia de la aleta.
- Determina el coeficiente global de transmisión del conjunto referido al área interior del estator. (W/(m² K))
- Determina el flujo de calor que se disipa al aire. (W)
- Determinar la temperatura en el extremo de la aleta. (°C)
- Determina la eficiencia de la aleta.

a) Determina la eficiencia de la aleta.

$$r_0 = 75 \cdot 10^{-3}(\text{m}); r_1 = 100 \cdot 10^{-3}(\text{m}); w = 5 \cdot 10^{-3}(\text{m}) \text{ y } d = 25 \cdot 10^{-3}(\text{m})$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot h \cdot r_1^2}{k \cdot w}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 50 \left(\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \right) \cdot (100 \cdot 10^{-3}(\text{m}))^2}{177 \left(\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \right) \cdot 5 \cdot 10^{-3}(\text{m})}} = 1,063$$

$$R_0 = \frac{r_0}{r_1} = \frac{(75 \cdot 10^{-3})(\text{m})}{(100 \cdot 10^{-3})(\text{m})} = 0,75$$



$$\chi = 0,98$$

b) Determina el coeficiente global de transmisión del conjunto referido al área interior del estator. ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$)

$$U_i \cdot A_i = \frac{1}{\frac{\ln(r_0/r_i)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot K} + \frac{1}{(A_T + A_A \cdot \chi) \cdot h_{\text{ext}}}}$$

Área interior del estator:

$$A_i = 2 \cdot \pi \cdot L \cdot r_i = 2 \cdot \pi \cdot (300 \cdot 10^{-3})(\text{m}) \cdot (50 \cdot 10^{-3})(\text{m}) = 0,0942 (\text{m}^2)$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{r_i \cdot \ln(r_0/r_i)}{K} + \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot r_i}{(A_T + A_A \cdot \chi) \cdot h_{\text{ext}}}}$$

Número de aletas:

$$n = \frac{L}{d} = \frac{300 \cdot 10^{-3}(\text{m})}{25 \cdot 10^{-3}(\text{m})} = 12$$

Área del tubo sin aletas:

$$A_T = (2 \cdot \pi \cdot r_0) \cdot (L - n \cdot w) = [2 \cdot \pi \cdot (75 \cdot 10^{-3})(\text{m})] \cdot [(300 \cdot 10^{-3})(\text{m}) - (12 \cdot 5 \cdot 10^{-3})(\text{m})] = 0,1131 \text{ m}^2$$

Área superficial de las aletas:

$$A_A = n * 2 * \pi * (r_1^2 - r_0^2) = 12 * 2 * \pi * [(100 * 10^{-3})^2 (m)^2 - (75 * 10^{-3})^2 (m)^2] = \mathbf{0,3299 \text{ m}^2}$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{50 * 10^{-3} (m) * \ln \left(\frac{(75 * 10^{-3}) (m)}{(50 * 10^{-3}) (m)} \right)}{177 \left(\frac{W}{(m * K)} \right)} + \frac{2 * \pi * (300 * 10^{-3}) (m) * (50 * 10^{-3}) (m)}{[0,1131 (m)^2 + 0,3299 (m)^2 * 0,98] * 50 \left(\frac{W}{(m^2 K)} \right)}}$$

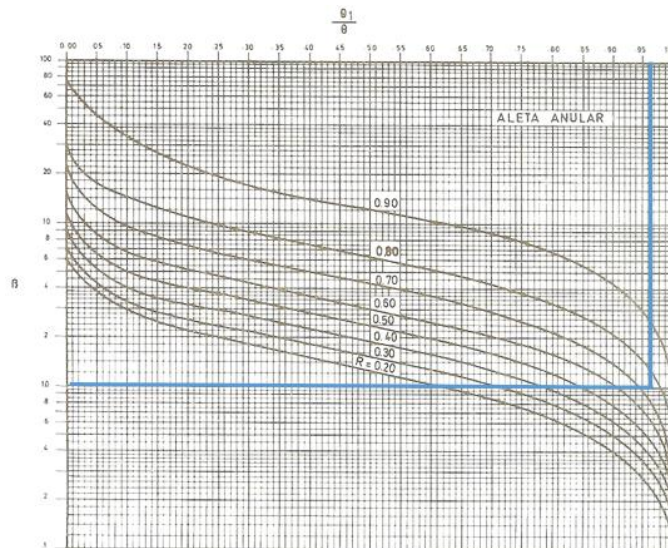
$$U_i = \mathbf{225,5 \left(\frac{W}{(m^2 K)} \right)}$$

c) Determina el flujo de calor que se disipa al aire. (W)

$$\dot{Q}_i = U_i * A_i * (T_i - T_\infty) = 225,5 \left(\frac{W}{(m^2 K)} \right) * 0,0942 (m^2) * (90 (^\circ\text{C}) - 30 (^\circ\text{C})) = \mathbf{1.275,2 (W)}$$

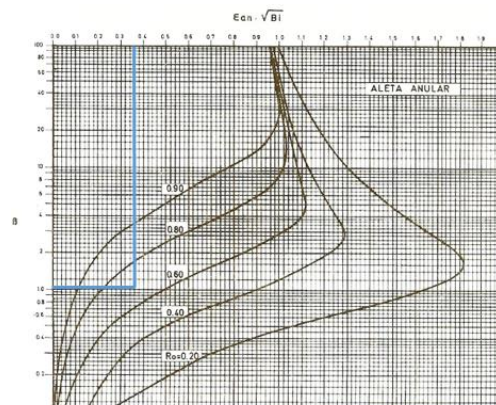
d) Determinar la temperatura en el extremo de la aleta. (°C)

$$\beta = 1,063 \text{ y } R_0 = \frac{r_0}{r_1} = \frac{75 * 10^{-3} (m)}{100 * 10^{-3} (m)} = 0,75 \rightarrow 0,96 = \frac{\theta_1}{\theta_2} = \frac{T_1 - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = \frac{T_1 - 30 (^\circ\text{C})}{90 (^\circ\text{C}) - 30 (^\circ\text{C})} \rightarrow T_1 = \mathbf{87,6 (^\circ\text{C})}$$



e) Determina la eficiencia de la aleta.

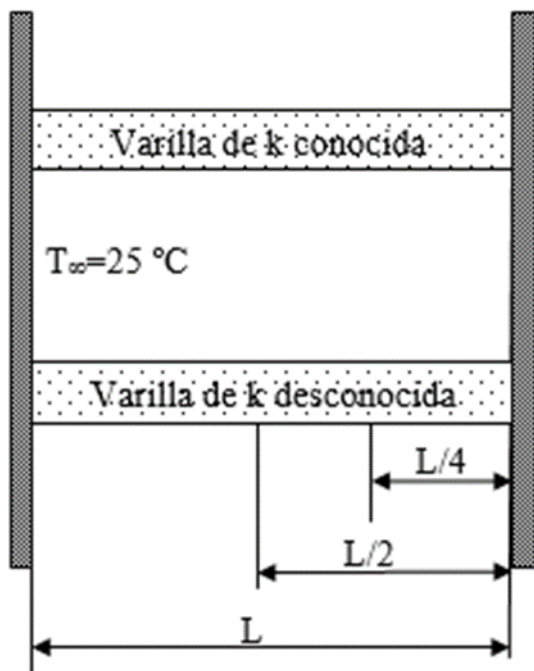
$$\beta = 1,063 \text{ y } R_0 = 0,75 \rightarrow 0,35 = \varepsilon * \sqrt{Bi} \rightarrow Bi = \frac{h * w}{2 * k} = \frac{50 \left(\frac{W}{(m^2 * K)} \right) * 5 * 10^{-3} (m)}{2 * 177 \left(\frac{W}{(m * K)} \right)} = 7,06 * 10^{-4} \rightarrow \varepsilon = \mathbf{13,17}$$



1.2 Problema Se quiere conocer la conductividad térmica de un material, para ello se construye una varilla cilíndrica de 100 (mm) de longitud “L” y 5 (mm) de diámetro “ ϕ ”, con el material de conductividad térmica desconocida. Se dispone de una varilla de iguales dimensiones a la anterior, construida con un material de conductividad conocida $k=382,6$ (W/(m °C)). Se sueldan ambas varillas por sus extremos a dos superficies paralelas calientes, que se encuentran a la misma temperatura, de forma que el eje de simetría de las varillas es normal a ambas superficies. Se mide la temperatura del aire, resultando 25 (°C) y se mide la temperatura de las varillas en los siguientes puntos:

	Desde la placa (L/4)	Desde la placa (L/2)
Varilla de k conocida	27,5 (°C)	26,8 (°C)
Varilla de k desconocida	26,5 (°C)	

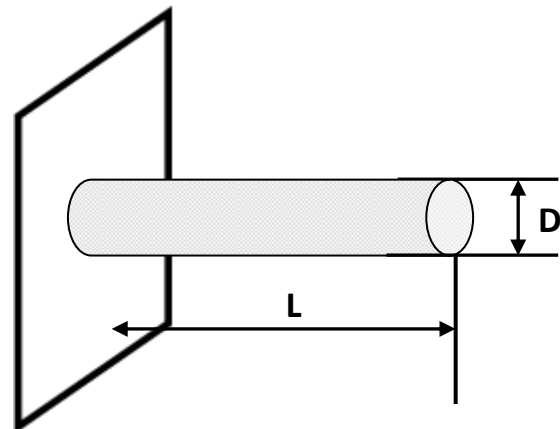
- Determina
- El coeficiente de convección en (W/(m² °C)).
 - La temperatura de las superficies en (°C).
 - La conductividad de la varilla de conductividad desconocida en (W/(m °C)).



$$\beta = \sqrt{\frac{h \cdot P \cdot L^2}{A \cdot k}}$$

$$X = \frac{x}{L}, \theta = \frac{T_X - T_\infty}{T_0 - T_\infty}$$

$$\theta = \frac{\text{Ch}(\beta(1-X))}{\text{Ch}\beta}$$



$$P = \pi \cdot D$$

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

$$S = \pi \cdot D \cdot L$$

La resolución de este problema se realiza suponiendo simetría térmica, por lo que se toma una varilla de longitud la mitad del total y se supone flujo de calor despreciable por el extremo.

a) El coeficiente de convección en ($W/(m^2 \text{ } ^\circ C)$).

$$P = \pi * D = \pi * 5 * 10^{-3}(\text{m}) = 0,0157 (\text{m})$$

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * (5 * 10^{-3}(\text{m}))^2}{4} = 1,9 * 10^{-5}(\text{m}^2)$$

$$S = \pi * D * L = \pi * 5 * 10^{-3}(\text{m}) * 50 * 10^{-3}(\text{m}) = 7,854 * 10^{-4}(\text{m}^2)$$

Aleta de conductividad conocida:

$$\theta_1 = \frac{T_1 - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = \frac{\text{Ch}(\beta * (1 - 1))}{\text{Ch } \beta} = \frac{1}{\text{Ch } \beta}$$

$$\theta_{1/2} = \frac{T_{1/2} - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = \frac{\text{Ch}(\beta * (1 - 0,5))}{\text{Ch } \beta} = \frac{\text{Ch}(\beta * 0,5)}{\text{Ch } \beta}$$

$$\frac{\theta_1}{\theta_{1/2}} = \frac{T_1 - T_\infty}{T_{1/2} - T_\infty} = \frac{26,8 (^\circ\text{C}) - 25 (^\circ\text{C})}{27,5 (^\circ\text{C}) - 25 (^\circ\text{C})} = \frac{1}{\text{Ch}(\beta * 0,5)} \rightarrow \beta = 1,7116$$

$$\beta = \sqrt{\frac{h * P * L^2}{A * k}} = 1,7116 = \sqrt{\frac{h * 0,0157 (\text{m}) * (50 * 10^{-3}(\text{m}))^2}{1,9 * 10^{-5}(\text{m}^2) * 382,6 (W/(m * ^\circ C))}} \rightarrow h = \mathbf{542,3} (W/(m^2 * ^\circ C))$$

b) La temperatura de las superficies en ($^\circ\text{C}$).

$$\theta_1 = \frac{T_1 - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = \frac{1}{\text{Ch } \beta} = \frac{26,8 (^\circ\text{C}) - 25 (^\circ\text{C})}{T_0 - 25 (^\circ\text{C})} = \frac{1}{\text{Ch}(1,7116)} \rightarrow T_0 = \mathbf{30,14} (^\circ\text{C})$$

c) La conductividad de la varilla de conductividad desconocida en ($W/(m * ^\circ C)$).

Aleta de conductividad desconocida:

$$\theta'_{1/2} = \frac{T'_{1/2} - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = \frac{\text{Ch}(\beta' * (1 - 0,5))}{\text{Ch } \beta'} = \frac{\text{Ch}(\beta' * 0,5)}{\text{Ch } \beta'} \rightarrow \beta' = 2,606$$

$$\beta' = \sqrt{\frac{h * P * L^2}{A * k'}} = 2,606 = \sqrt{\frac{542,3 (W/(m^2 * ^\circ C)) * 0,0157 (\text{m}) * (50 * 10^{-3}(\text{m}))^2}{1,9 * 10^{-5}(\text{m}^2) * k'}} \rightarrow k' = \mathbf{165} (W/(m * ^\circ C))$$

2. Intercambiadores

2.1 Problema El economizador de una caldera, calienta el aire aportado al quemador y enfría los gases de combustión que salen de una turbina. El flujo de aire entra en el economizador a 20 (°C) y pasa por el interior del economizador a una velocidad de 4 (m/s). Los gases de combustión entran en el economizador a 850 (°C) y pasan por el interior del economizador con una velocidad de 6 (m/s).

Determinar:

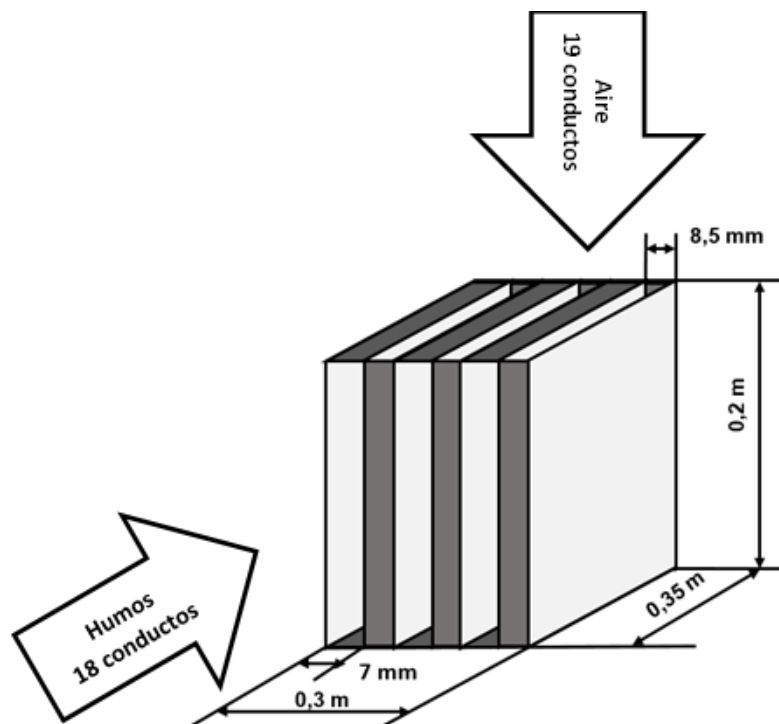
- La temperatura de los humos a la salida del economizador (°C).
- El flujo de calor intercambiado (kW).
- La temperatura del aire a la salida del economizador (°C).

Datos: El aire tiene: $C_{p_{\text{aire}}} = 1,0146 \text{ (kJ/(kg } ^\circ\text{C))}$, $\rho_{\text{aire}} = 0,8342 \text{ (kg/m}^3\text{)}$, coeficiente convección $h_{\text{aire}} = 61,10 \text{ (W/(m}^2\text{ } ^\circ\text{C))}$, 19 conductos de sección $(8,5 \cdot 10^{-3} \text{ (m)} \times 0,35 \text{ (m)})$.

El humo tiene: $C_{p_{\text{humos}}} = 1,126 \text{ (kJ/(kg } ^\circ\text{C))}$, $\rho_{\text{humos}} = 0,3824 \text{ (kg/m}^3\text{)}$, coeficiente convección $h_{\text{humos}} = 60,54 \text{ (W/(m}^2\text{ } ^\circ\text{C))}$, 18 conductos de sección $(7 \cdot 10^{-3} \text{ (m)} \times 0,2 \text{ (m)})$.

La resistencia del material del intercambiador es de $8 \cdot 10^{-6} \text{ (} ^\circ\text{C/W)}$.

Ecuaciones intercambiador	$NUT = \frac{U_i \cdot A_i}{(\dot{m}_a \cdot C_{p_a})_{menor}}, C_r = \frac{(\dot{m}_a \cdot C_{p_a})_{menor}}{(\dot{m}_b \cdot C_{p_b})_{mayor}}, \varepsilon = \frac{(\Delta T_a)_{mayor}}{T_{ce} - T_{fe}}$
	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{(NUT)^{0,22}}{C_r} [\exp(-C_r \cdot NUT^{0,78}) - 1] \right\}$



a) La temperatura de los humos a la salida del economizador ($^{\circ}\text{C}$).

El área de intercambio es. $A_i = [\text{Altura} * \text{Anchura}] * n^{\circ} \text{ de paredes} = [0,2 \text{ (m)} * 0,35 \text{ (m)}] * 36 = 2,52 \text{ (m}^2\text{)}$

Determinación de $U_i * A_i$:

$$U_i * A_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{humos}} * A_i} + R + \frac{1}{h_{\text{aire}} * A_i}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{60,54 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^{\circ}\text{C}} \right) * 2,52 \text{ (m}^2\text{)}} + 8 * 10^{-6} (^{\circ}\text{C}/\text{W}) + \frac{1}{61,10 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^{\circ}\text{C}} \right) * 2,52 \text{ (m}^2\text{)}}}$$

$$= 76,58 \text{ (W}/^{\circ}\text{C})$$

$$\dot{m}_{\text{humos}} = \vec{v}_{\text{humos}} * A_{\text{transversal}} * \rho_{\text{humos}}$$

$$= 6 \text{ (m/s)} * [7 * 10^{-3} \text{ (m)} * 0,2 \text{ (m)} * 18] * 0,3824 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\dot{m}_{\text{humos}} = 57,8 * 10^{-3} \text{ (kg/s)}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \vec{v}_{\text{aire}} * A_{\text{transversal}} * \rho_{\text{aire}} = 4 \text{ (m/s)} * [8,5 * 10^{-3} \text{ (m)} * 0,35 \text{ (m)} * 19] * 0,8342 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 189 * 10^{-3} \text{ (kg/s)}$$

$$\dot{m}_{\text{humos}} * C_{p_{\text{humos}}} = 57,8 * 10^{-3} \text{ (kg/s)} * 1,126 \text{ (kJ/(kg * }^{\circ}\text{C)})} = 65,1 * 10^{-3} \text{ (kW}/^{\circ}\text{C})$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} * C_{p_{\text{aire}}} = 189 * 10^{-3} \text{ (kg/s)} * 1,0146 \text{ (kJ/(kg * }^{\circ}\text{C)})} = 191,8 * 10^{-3} \text{ (kW}/^{\circ}\text{C})$$

$$C_r = \frac{(\dot{m}_a * C_{p_a})_{\text{menor}}}{(\dot{m}_b * C_{p_b})_{\text{mayor}}} = \frac{\dot{m}_{\text{humos}} * C_{p_{\text{humos}}}}{\dot{m}_{\text{aire}} * C_{p_{\text{aire}}}} = \frac{65,1 * 10^{-3} \text{ (kW}/^{\circ}\text{C})}{191,8 * 10^{-3} \text{ (kW}/^{\circ}\text{C})} = 0,34$$

$$NUT = \frac{U_i * A_i}{(\dot{m}_a * C_{p_a})_{\text{menor}}} = \frac{76,58 \text{ (W}/^{\circ}\text{C}) * (\text{kW}/1.000 \text{ W})}{65,1 * 10^{-3} \text{ (kW}/^{\circ}\text{C})} = 1,18$$

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{(NUT)^{0,22}}{C_r} [\exp(-C_r * (NUT)^{0,78}) - 1] \right\} =$$

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{(1,18)^{0,22}}{0,34} [\exp(-0,34 * (1,18)^{0,78}) - 1] \right\} = 0,624$$

$$\varepsilon = \frac{(\Delta T_a)_{\text{mayor}}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = 0,624 = \frac{850 \text{ (}^{\circ}\text{C)} - T_{cs}}{850 \text{ (}^{\circ}\text{C)} - 20 \text{ (}^{\circ}\text{C)}} \rightarrow T_{cs} = 332,0 \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

b) El flujo de calor intercambiado (kW).

$$\dot{Q}_{\text{int}} = \dot{m}_{\text{humos}} * C_{p_{\text{humos}}} * (T_{ce} - T_{cs}) =$$

$$\dot{Q}_{\text{int}} = 57,8 * 10^{-3} \text{ (kg/s)} * 1,126 \text{ (kJ/(kg * }^{\circ}\text{C)})} * (850 \text{ (}^{\circ}\text{C)} - 332,0 \text{ (}^{\circ}\text{C)}) = 33,7 \text{ (kW)}$$

c) La temperatura del aire a la salida del economizador (°C).

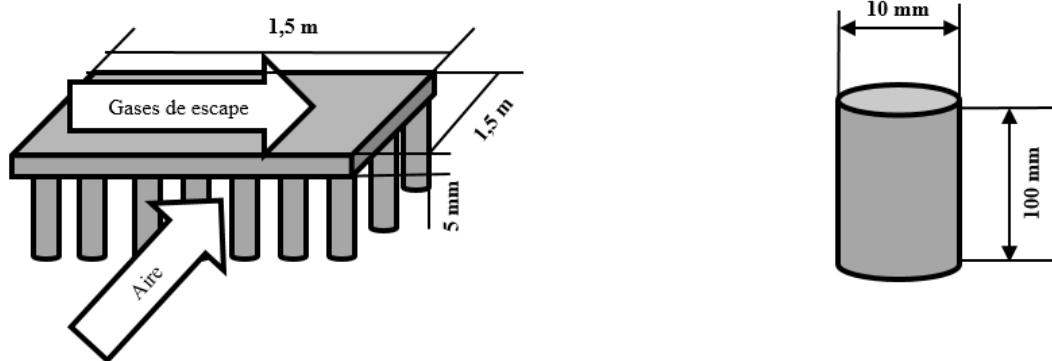
$$\dot{Q}_{\text{int}} = \dot{m}_{\text{aire}} * C_{p_{\text{aire}}} * (T_{\text{fs}} - T_{\text{fe}}) =$$
$$33,7 \text{ (kW)} = 189 * 10^{-3} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * 1,0146 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{(kg} * ^\circ\text{C)}} \right) * (T_{\text{fs}} - 20 \text{ (}^\circ\text{C)}) \rightarrow T_{\text{fs}} = \mathbf{195,7 \text{ (}^\circ\text{C)}}$$

3. Aletas/intercambiadores

3.1 Problema Un fabricante de intercambiadores de calor para equipos aeroespaciales tienen que construir un intercambiador de calor para calentar el aire que se introduce en la cabina desde los tanques de almacenamiento que se encuentran a 4 (°C) y se debe calentar a 20 (°C), con un caudal de 1.800 (m³/h). Para calentar el aire se utiliza los gases de escape de los cohetes, que entran a 130 (°C) y se dispone un caudal de 360 (m³/h).

El intercambiador de calor está construido todo él en aluminio de conductividad térmica 204 (W/(m °C)). La geometría del intercambiador se puede considerar como un intercambiador de flujo en contracorriente, con la geometría de la figura, con todos los bordes adiabáticos, así como el extremo de las aletas. Se suponer que el coeficiente de convección de los gases de escape es de 75 (W/(m² °C)) y que el coeficiente de convección del aire con la superficie primaria y las aletas es de 55 (W/(m² °C)).

Como el peso del intercambiador es muy importante se deben poner el menor número posibles de agujas en el lado del aire.



Datos: densidad del aire: $\rho = 1.2$ [kg/m³], Calor específico a presión constante del aire: $C_p = 1$ [kJ/(kg °C)]. Densidad de los gases de escape: $\rho = 1.3$ [kg/m³]. Calor específico a presión constante de los gases de escape: $C_p = 2,1$ [kJ/(kg °C)].

Ecuaciones aletas	$\beta = \sqrt{\frac{h \cdot P \cdot L^2}{A \cdot k}}, \quad \chi = \frac{T h(\beta)}{\beta}$	Ecuaciones intercambiador	$NUT = \frac{U_i \cdot A_i}{(\dot{m}_a \cdot C_{p_a})_{menor}}, C_r = \frac{(\dot{m}_a \cdot C_{p_a})_{menor}}{(\dot{m}_b \cdot C_{p_b})_{mayor}}, \varepsilon = \frac{(\Delta T_a)_{mayor}}{T_{CE} - T_{FE}}$
			$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT \cdot (1 - C_r)]}{1 - C_r \cdot \exp[-NUT \cdot (1 - C_r)]}$

Determina:

- Flujo de calor intercambiado entre los gases de escape y el aire de cabina y la temperatura de salida del intercambiador de los gases de escape [(kW) y (°C)].
- Determina el valor de los parámetros del intercambiador: NUT, Cr y ε .
- Determina el coeficiente global de transmisión referido a la superficie de 1,5 m x 1,5 m.[kW/(m²°C)].
- Determina las áreas que caracterizan a las agujas y su eficiencia.
- Determina el número de agujas a instalar en el intercambiador.

- a) Flujo de calor intercambiado entre los gases de escape y el aire de cabina y la temperatura de salida del intercambiador de los gases de escape [(kW) y (°C)].

$$\dot{v}_F = 1.800 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow \dot{m}_F = \dot{v}_F * \rho_F = 1.800 \left(\text{m}^3/\text{h} \right) * 1,2 \left(\text{kg}/\text{h} \right) = 2.160 \left(\text{kg}/\text{h} \right)$$

$$\dot{m}_F = 2.160 \left(\text{kg}/\text{h} \right) * \frac{1 \text{ h}}{3.600 \text{ s}} = 0,6 \left(\text{kg}/\text{s} \right)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_F &= \dot{m}_F * c_{p_F} * (T_{FS} - T_{FE}) = 0,6 \left(\text{kg}/\text{s} \right) * 1 \left(\text{kJ}/(\text{kg} * ^\circ\text{C}) \right) * (20 (^\circ\text{C}) - 4 (^\circ\text{C})) \\ &= \mathbf{9,6 \text{ (kW)}} \end{aligned}$$

$$\dot{v}_c = 360 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow \dot{m}_c = \dot{v}_c * \rho_c = 360 \left(\text{m}^3/\text{h} \right) * 1,3 \left(\text{kg}/\text{h} \right) = 468 \left(\text{kg}/\text{h} \right)$$

$$\dot{m}_c = 468 \left(\text{kg}/\text{h} \right) * \frac{1 \text{ h}}{3.600 \text{ s}} = 0,13 \left(\text{kg}/\text{s} \right)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_F &= \dot{Q}_c = \dot{m}_c * c_{p_c} * (T_{CE} - T_{CS}) \\ &= 0,13 \left(\text{kg}/\text{s} \right) * 2,1 \left(\text{kJ}/(\text{kg} * ^\circ\text{C}) \right) * (130 (^\circ\text{C}) - T_{CS} (^\circ\text{C})) \\ T_{CS} &= \mathbf{94,8 (^\circ\text{C})} \end{aligned}$$

- b) Determina el valor de los parámetros del intercambiador: NUT, Cr y ε.

$$\dot{m}_F * c_{p_F} = 0,6 \left(\text{kg}/\text{s} \right) * 1 \left(\text{kJ}/(\text{kg} * ^\circ\text{C}) \right) = 0,6 \left(\text{kW}/^\circ\text{C} \right)$$

$$\dot{m}_c * c_{p_c} = 0,13 \left(\text{kg}/\text{s} \right) * 2,1 \left(\text{kJ}/(\text{kg} * ^\circ\text{C}) \right) = 0,273 \left(\text{kW}/^\circ\text{C} \right)$$

$$Cr = \frac{(\dot{m}_a * c_{p_a})_{menor}}{(\dot{m}_b * c_{p_b})_{mayor}} = \frac{0,273 \left(\text{kW}/^\circ\text{C} \right)}{0,6 \left(\text{kW}/^\circ\text{C} \right)} = \mathbf{0,455}$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_{mayor}}{T_{CE} - T_{FE}} = \frac{T_{CE} - T_{CS}}{T_{CE} - T_{FE}} = \frac{130 (^\circ\text{C}) - 94,8 (^\circ\text{C})}{130 (^\circ\text{C}) - 4 (^\circ\text{C})} = \mathbf{0,279}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{1 - \exp[-NUT * (1 - Cr)]}{1 - Cr * \exp[-NUT * (1 - Cr)]} \rightarrow NUT = \frac{1}{(Cr - 1)} * \ln \left(\frac{(1 - \varepsilon)}{(1 - \varepsilon * Cr)} \right) \\ &= \frac{1}{(0,455 - 1)} * \ln \left(\frac{(1 - 0,279)}{(1 - (0,279 * 0,455))} \right) = \mathbf{0,351} \end{aligned}$$

- c) Determina el coeficiente global de transmisión referido a la superficie de 1,5 m x 1,5 m.[kW/(m²°C)].

$$\begin{aligned} NUT &= \frac{U_i * A_i}{(\dot{m}_a * c_{p_a})_{menor}} = 0,351 = \frac{U_i * (1,5 \text{ (m)} * 1,5 \text{ (m)})}{0,273 \left(\text{kW}/^\circ\text{C} \right)} \rightarrow U_i \\ &= \mathbf{0,0426 \left(\text{kW}/(^\circ\text{C} * \text{m}^2) \right)} \\ U_i &= \mathbf{42,6 \left(\text{W}/(^\circ\text{C} * \text{m}^2) \right)} \end{aligned}$$

- d) Determina las áreas que caracterizan a las agujas y su eficiencia.

Área transversal de la aleta: $A = \pi * (D/2)^2 = \pi * (10 * 10^{-3}/2)^2 = 7,854 * 10^{-5} (m^2)$

Perímetro de la aleta: $P = \pi * D = 0,0314 (m)$

Área superficial de la aleta: $S = P * L = \pi * D * L = \pi * 10 * 10^{-3} * 100 * 10^{-3}$
 $= 3,14 * 10^{-3} (m^2)$

$$\beta = \sqrt{\frac{(h * P * (L^2))}{(A * k)}} = \sqrt{\frac{(55 (W/(m^2 * ^\circ C)) * 0,0314 (m) * (100 * 10^{-3} (m))^2)}{(7,854 * 10^{-5} (m^2) * 204 (W/(m * ^\circ C)))}} = 1,039$$

$$\chi = \frac{Th(\beta)}{\beta} = \frac{Th(1,039)}{1,039} = 0,748$$

f) Determina el número de agujas a instalar en el intercambiador.

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{k} + \frac{A_i}{(A_{sup} + A_{ale} * \chi) * h_F}}$$

$$A_{sup} = A_i - A * n = 2,25 (m^2) - 7,854 * 10^{-5} (m^2) * n$$

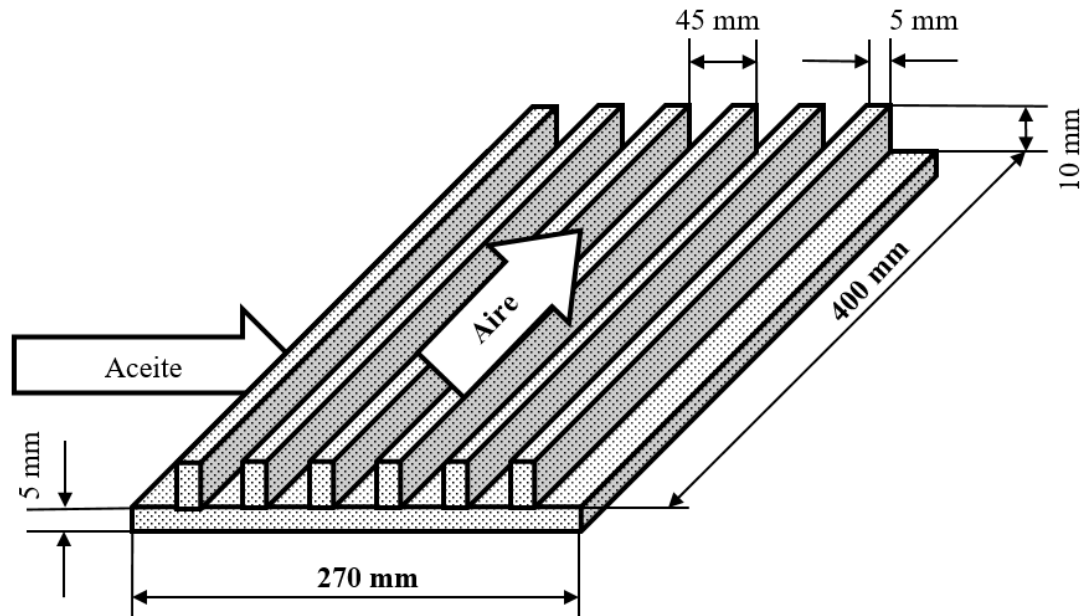
$$A_{ale} = S * n = 3,14 * 10^{-3} (m^2) * n$$

$$42,6 (W/(m^2 * ^\circ C))$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{75 (W/(m^2 * ^\circ C))} + \frac{5 * 10^{-3} (m)}{204 (W/(m * ^\circ C))} + \frac{2,25 (m^2)}{((2,25 (m^2) - 7,854 * 10^{-5} (m^2) * n) + ((3,14 * 10^{-3} (m^2) * n) * \chi)) * 55 (W/(m^2 * ^\circ C))}}$$

$$n \approx 792$$

3.2 Problema El cárter de un motor está compuesto de una plancha fundida de un compuesto de aluminio con una conductividad de 177 (W/(m °C)) determinar el flujo de calor que se intercambia entre el aceite y el aire:



El fluido caliente es aceite SAE-50, que entra a 80 (°C) a razón de 12 (kg/h), el calor específico del aceite es 2,089 (kJ/(kg °C)) y el coeficiente de convección entre el aceite y la superficie es 340 (W/(m² °C)).

El fluido frío es aire que circula por el exterior y entra a 20 (°C) a razón de 17 (kg/h), el calor específico del aire se supone que es de 1 (kJ/(kg °C)) y el coeficiente de convección entre el aire y la superficie aleteada y las aletas es de 155 (W/(m² °C))

Ecuaciones NUT:

$$NUT = \frac{U_i A_i}{(\dot{m}_a c p_a)_{menor}} ; C_R = \frac{(\dot{m}_a c p_a)_{menor}}{(\dot{m}_b c p_b)_{mayor}} ; \varepsilon = \frac{(\Delta T_a)_{mayor}}{T_{CE} - T_{FE}}$$

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \left(\frac{1}{C_R} \right) * NUT^{0,22} * [\exp(-C_R * NUT^{0,78}) - 1] \right\}$$

Ecuaciones de aletas, considerando despreciable el flujo de calor en el extremo:

$$\beta = \sqrt{\frac{h * P * L^2}{K * A}} ; \chi = \frac{t h \beta}{\beta} ; W_{op} = \frac{0,6321}{h * k} * \left(\frac{\dot{Q}/a}{T_0 - T_{\infty}} \right)^2 ; A_{op} = \frac{0,5048}{h^2 * k} * \left(\frac{\dot{Q}/a}{T_0 - T_{\infty}} \right)^3 ; L_{op} = \frac{0,7979}{h} * \left(\frac{\dot{Q}/a}{T_0 - T_{\infty}} \right)$$

- Determina la efectividad de las aletas.
- Determina el coeficiente global de transmisión del intercambiador respecto al área sin aletas (kW/°C).
- Determina la efectividad del intercambiador.
- Determina las temperaturas de salida y el flujo de calor intercambiado (°C) y (kW).
- Calcular las dimensiones óptimas de las aletas y su efectividad (mm).

a) Determina la efectividad de las aletas.

$$\text{Área transversal de la aleta: } A = w * a = 5 * 10^{-3}(\text{m}) * 400 * 10^{-3}(\text{m}) = 2 * 10^{-3}(\text{m}^2)$$

$$\text{Área superficial de la aleta: } S = 2 * a * L = 2 * 400 * 10^{-3}(\text{m}) * 10 * 10^{-3}(\text{m}) = 8 * 10^{-3}(\text{m}^2)$$

$$\text{Perímetro de la aleta: } P = 2 * a = 2 * 400 * 10^{-3}(\text{m}) = 0,8(\text{m})$$

$$\beta = \sqrt{\frac{h * P * L^2}{k * A}} = \sqrt{\frac{155 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} \right) * 0,8(\text{m}) * (10 * 10^{-3}(\text{m}))^2}{177 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}} \right) * 2 * 10^{-3}(\text{m}^2)}} = \mathbf{0,187}$$

$$\chi = \frac{\text{Th}(\beta)}{\beta} = \frac{\text{Th}(0,187)}{0,187} = \mathbf{0,989 \approx 1}$$

b) Determina el coeficiente global de transmisión del intercambiador respecto al área sin aletas ($\text{kW}/^\circ\text{C}$).

$$U_{\text{int}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int}}} + \frac{e}{k} + \frac{A_{\text{int}}}{h_{\text{ext}} * (A_{\text{sin}} + \chi * A_{\text{ale}})}}$$

$$A_{\text{int}} = 270 * 10^{-3}(\text{m}) * 400 * 10^{-3}(\text{m}) = \mathbf{0,108}(\text{m}^2)$$

$$A_{\text{sin}} = (270 * 10^{-3}(\text{m}) * 400 * 10^{-3}(\text{m})) - (6 * (5 * 10^{-3}(\text{m}) * 400 * 10^{-3}(\text{m}))) = \mathbf{0,096}(\text{m}^2)$$

$$A_{\text{ale}} = 6 * S = 6 * (8 * 10^{-3}(\text{m}^2)) = \mathbf{0,048}(\text{m}^2)$$

$$U_{\text{int}} = \frac{1}{\frac{1}{340 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} \right)} + \frac{5 * 10^{-3}(\text{m})}{177 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}} \right)} + \frac{0,108(\text{m}^2)}{155 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} \right) * (0,096(\text{m}^2) + 1 * 0,048(\text{m}^2))}} = \mathbf{127,78 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} \right)}$$

c) Determina la efectividad del intercambiador.

$$\dot{m}_C * C_{pC} = \frac{12}{3.600} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * 2,098 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) = 6,99 * 10^{-3}(\text{kW}/^\circ\text{C}) = \mathbf{6,99 * (W}/^\circ\text{C})$$

$$\dot{m}_F * C_{pF} = \frac{17}{3.600} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * 1 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) = 4,72 * 10^{-3}(\text{kW}/^\circ\text{C}) = \mathbf{4,72 * (W}/^\circ\text{C})$$

$$C_R = \frac{(\dot{m}_i * C_{p_i})_{\text{menor}}}{(\dot{m}_j * C_{p_j})_{\text{mayor}}} = \frac{4,72 * (W}/^\circ\text{C})}{6,99 * (W}/^\circ\text{C}) = \mathbf{0,675}$$

$$\text{NUT} = \frac{U_i * A_i}{(\dot{m}_i * C_{p_i})_{\text{menor}}} = \frac{127,78 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} \right) * 0,108(\text{m}^2)}{4,72 * (W}/^\circ\text{C})} = \mathbf{2,92}$$

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \left(\frac{1}{C_R} \right) * \text{NUT}^{0,22} * [\exp(-C_R * \text{NUT}^{0,78}) - 1] \right\}$$

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \left(\frac{1}{0,675} \right) * (2,92)^{0,22} * [\exp(-0,675 * (2,92)^{0,78}) - 1] \right\} = \mathbf{0,7723}$$

d) Determina las temperaturas de salida y el flujo de calor intercambiado (°C) y (kW).

$$\varepsilon = \frac{(\Delta T_a)_{\text{mayor}}}{T_{\text{CE}} - T_{\text{FE}}} = \frac{T_{\text{FS}} - T_{\text{FE}}}{T_{\text{CE}} - T_{\text{FE}}} = 0,7723 = \frac{T_{\text{FS}} - 20 \text{ (°C)}}{80 \text{ (°C)} - 20 \text{ (°C)}} \rightarrow T_{\text{FS}} = \mathbf{66,34 \text{ (°C)}}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_F * C_{p_F} * (T_{\text{FS}} - T_{\text{FE}}) = 4,72 * \left(\frac{\text{W}}{\text{°C}}\right) * (66,34 \text{ (°C)} - 20 \text{ (°C)}) = \mathbf{218,74 \text{ (W)}} = \mathbf{0,219 \text{ (kW)}}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_C * C_{p_C} * (T_{\text{CE}} - T_{\text{CS}}) = 218,74 \text{ (W)} = 6,99 * \left(\frac{\text{W}}{\text{°C}}\right) * (80 \text{ (°C)} - T_{\text{CS}} \text{ (°C)}) \rightarrow T_{\text{CS}} = \mathbf{48,71 \text{ (°C)}}$$

e) Calcular las dimensiones óptimas de las aletas y su efectividad (mm).

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{aleta}} &= h_{\text{ext}} * S * \chi * (T_o - T_{\infty}) \rightarrow \left(\frac{\dot{Q}/a}{(T_o - T_{\infty})} \right) = \frac{h_{\text{ext}} * S * \chi}{a} \\ &= \frac{155 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}\right) * 8 * 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)} * 1}{400 * 10^{-3} \text{ (m)}} \end{aligned}$$

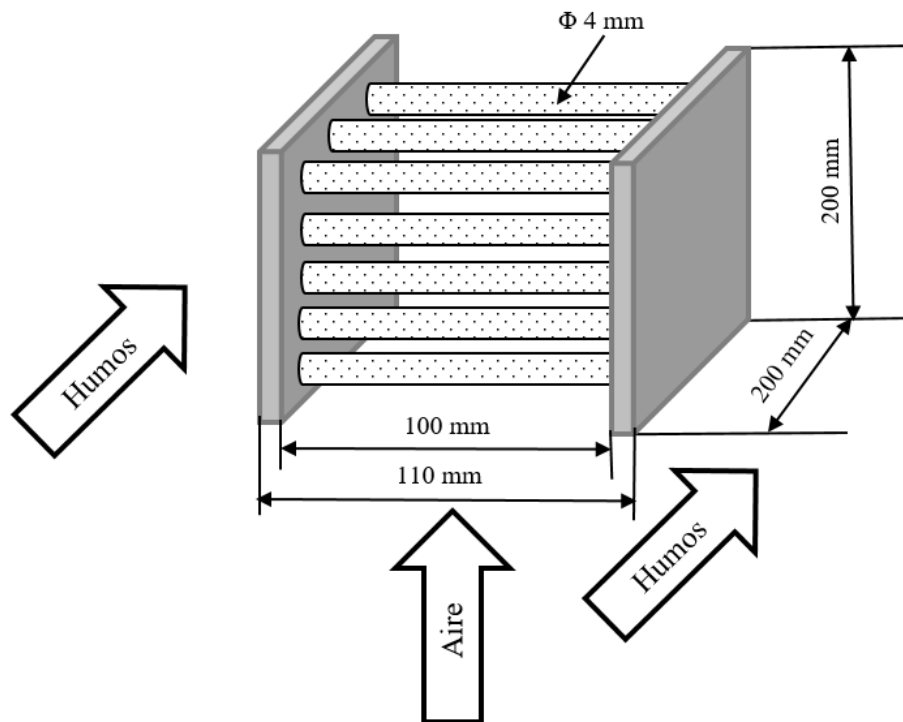
$$\left(\frac{\dot{Q}/a}{(T_o - T_{\infty})} \right) = \mathbf{3,0659 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}}\right)}$$

$$W_{\text{op}} = \frac{0,6321}{h * k} * \left(\frac{\dot{Q}/a}{T_o - T_{\infty}} \right)^2 = \frac{0,6321}{155 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}\right) * 177 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}}\right)} * \left(3,0659 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}}\right) \right)^2 = \mathbf{2,165 * 10^{-4} \text{ (m)}}$$

$$\begin{aligned} A_{\text{op}} &= \frac{0,5048}{h^2 * k} * \left(\frac{\dot{Q}/a}{T_o - T_{\infty}} \right)^3 = \frac{0,5048}{\left(155 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}\right) \right)^2 * 177 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}}\right)} * \left(3,0659 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}}\right) \right)^3 \\ &= \mathbf{3,417 * 10^{-6} \text{ (m}^2\text{)}} \end{aligned}$$

$$L_{\text{op}} = \frac{0,7979}{h} * \left(\frac{\dot{Q}/a}{T_o - T_{\infty}} \right) = \frac{0,7979}{155 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}\right)} * \left(3,0659 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}}\right) \right) = \mathbf{0,01578 \text{ (m)}}$$

3.3 Problema Un recuperador de gases de combustión de flujo cruzado, con 100 aletas de forma cilíndrica, cuyas dimensiones son las que figuran en el dibujo adjunto.



Los humos entran en el recuperador a 300 (°C) y salen a 245 (°C), el flujo másico de humos es de 137,5 (kg/h) y el coeficiente de convección de los humos y la superficie es de 150 (W/(m² °C)). El aire entra en el recuperador a 15 (°C), el flujo másico de aire es de 125 (kg/h), el coeficiente de convección del aire y la superficie y las aletas es 160 (W/(m² °C)). se puede admitir que el calor específico de los humos es 910 (J/(kg °C)) y el aire es 1.001 (J/(kg °C)). La conductividad de las paredes metálicas laterales es de 530 (W/(m °C)) y la conductividad de las aletas es desconocida.

$$\text{Ecuaciones DMLT: } R = \frac{T_{CE} - T_{CS}}{T_{FS} - T_{FE}} \quad P = \frac{T_{FS} - T_{FE}}{T_{CE} - T_{FE}}$$

$$\text{Ecuaciones de aletas: } \beta = \sqrt{\frac{h p L^2}{K A}}; \chi = \frac{t h \beta}{\beta}$$

- Determina la diferencia media logarítmica de temperatura que caracteriza al intercambiador (°C).
- Determina el factor de corrección F del intercambiador.
- Determina la inversa de la resistencia de una de las paredes del intercambiador (W/°C).
- Calcula la eficiencia de las aletas.
- Determina la conductividad de la aleta (W/(m °C)).

- a) Determina la diferencia media logarítmica de temperatura que caracteriza al intercambiador (°C).

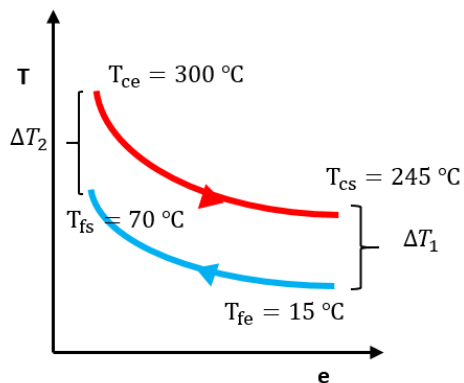
$$\dot{Q} = \dot{m}_c * C_{p_c} * (T_{ce} - T_{cs}) = 137,5 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * \frac{1}{3600} \left(\frac{\text{h}}{\text{s}} \right) * 910 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (300 (^\circ\text{C}) - 245 (^\circ\text{C}))$$

$$= 1.911,6 \text{ (W)}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_f * C_{p_f} * (T_{fs} - T_{fe}) \rightarrow T_{fs} = T_{fe} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_f * C_{p_f}}$$

$$= 15 (^\circ\text{C}) + \frac{1.911,6 \text{ (W)}}{125 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * \frac{1}{3600} \left(\frac{\text{h}}{\text{s}} \right) * 1.001 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right)}$$

$$= 70 (^\circ\text{C})$$



$$\Delta T_1 = T_{cs} - T_{fe} = 245 (^\circ\text{C}) - 15 (^\circ\text{C}) = 230 (^\circ\text{C})$$

$$\Delta T_2 = T_{ce} - T_{fs} = 300 (^\circ\text{C}) - 70 (^\circ\text{C}) = 230 (^\circ\text{C})$$

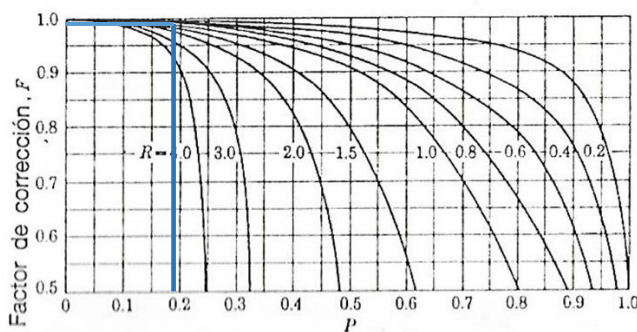
$$\text{DMLT} = \frac{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}{\Delta T_1 - \Delta T_2} = \text{indeterminación}$$

$$\text{DMLT} = 230 (^\circ\text{C})$$

- b) Determina el factor de corrección F del intercambiador.

$$R = \frac{T_{CE} - T_{CS}}{T_{FS} - T_{FE}} = \frac{300 (^\circ\text{C}) - 245 (^\circ\text{C})}{70 (^\circ\text{C}) - 15 (^\circ\text{C})} = 1$$

$$P = \frac{T_{FS} - T_{FE}}{T_{CE} - T_{FE}} = \frac{70 (^\circ\text{C}) - 15 (^\circ\text{C})}{300 (^\circ\text{C}) - 15 (^\circ\text{C})} = 0,1929$$



$$F = 0,98$$

c) Determina la inversa de la resistencia de una de las paredes del intercambiador ($W/^{\circ}C$).

Se considera que por una de las paredes sólo se intercambia la mitad del flujo de calor del intercambiador.

$$\dot{Q} = U_i * A_i * F * DMLT \rightarrow U_i * A_i = \frac{\dot{Q}}{F * DMLT} = \frac{1.911,6 (W)/2}{0,98 * 230 (^{\circ}C)} = 4,24 (W/^{\circ}C)$$

$$R_T = \frac{1}{U_i * A_i} \rightarrow U_i * A_i = \frac{1}{R_T}$$

Calcula la eficiencia de las aletas.

$$U_i * A_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext} * A_i} + \frac{e}{k * A_i} + \frac{1}{h_{int} * (A_{sup} + \chi * A_{aleta})}}$$

$$\text{Área superficial: } A_i = 0,2 (m) * 0,2 (m) = 0,04 (m^2)$$

$$\begin{aligned} \text{Área superficial sin aletas: } A_{sup} &= 0,2 (m) * 0,2 (m) - 100 * [(2 * 10^{-3} (m))^2 * \pi] \\ &= 0,0387 (m^2) \end{aligned}$$

$$\text{Área aletas: } A_{aleta} = 100 * 50 * 10^{-3} (m) * [4 * 10^{-3} (m) * \pi] = 0,06283 (m^2)$$

$$4,24 (W/^{\circ}C) = \frac{1}{\frac{1}{150 (W/(m^2 * ^{\circ}C)) * 0,04 (m^2)} + \frac{5 * 10^{-3} (m)}{530 (W/(m * ^{\circ}C)) * 0,04 (m^2)} + \frac{1}{160 (W/(m^2 * ^{\circ}C)) * (0,0387 (m^2) + \chi * 0,06283 (m^2))}}$$

$$\chi = 0,8263$$

d) Determina la conductividad de la aleta ($W/(m^{\circ}C)$).

$$\chi = \frac{Th(\beta)}{\beta} \rightarrow \beta = 0,8119$$

$$\beta = \sqrt{\frac{h * P * L^2}{k * A}}$$

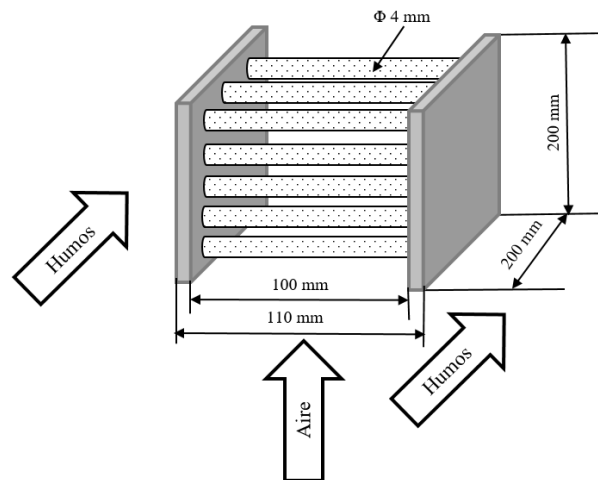
$$P = d * \pi = 4 * 10^{-3} (m) * \pi = 0,01257 (m)$$

$$L = 50 * 10^{-3} (m)$$

$$A = \left(\frac{d}{2}\right)^2 * \pi = \left(\frac{4 * 10^{-3}}{2}\right)^2 * \pi = 1,2567 * 10^{-5} (m^2)$$

$$0,8119 = \sqrt{\frac{160 (W/(m^2 * ^{\circ}C)) * 0,01257 (m) * (0,05 (m))^2}{k * 1,2567 * 10^{-5} (m^2)}} \rightarrow k = 606,9 (W/(m * ^{\circ}C))$$

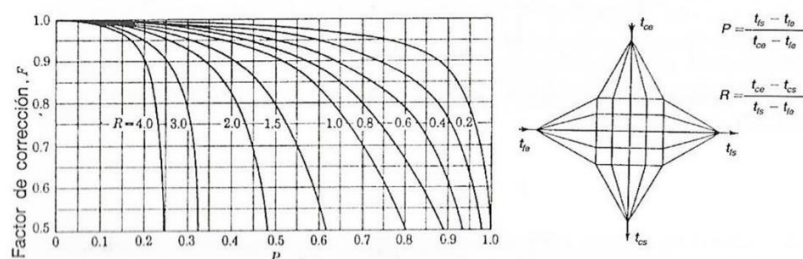
3.4 Problema Se quiere determinar el número de aletas (cilindros de sección uniforme) que hay por m^2 en un recuperador de gases de combustión de flujo cruzado. Las dimensiones del intercambiador figuran en el dibujo adjunto.



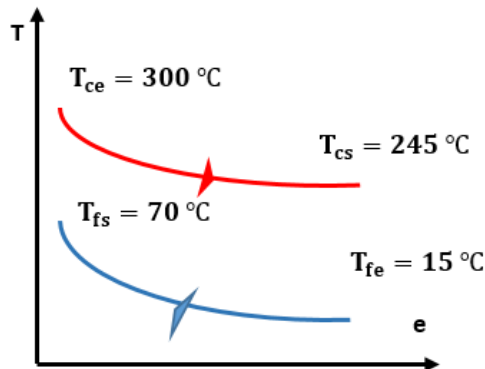
El recuperador está construido por un material experimental, cuya conductividad es de $530 \text{ (W/(m } ^\circ\text{C))}$. Los humos entran en el recuperador a $300 \text{ (}^\circ\text{C)}$ y salen a $245 \text{ (}^\circ\text{C)}$, el flujo másico de humos es de $137,5 \text{ (kg/h)}$ y el coeficiente de convección de los humos y la superficie es de $150 \text{ (W/(m}^2 \text{ } ^\circ\text{C))}$. El aire entra en el recuperador a $15 \text{ (}^\circ\text{C)}$ y sale a $70 \text{ (}^\circ\text{C)}$, el flujo másico de aire es de 125 (kg/h) , el coeficiente de convección del aire y la superficie y las aletas es $160 \text{ (W/(m}^2 \text{ } ^\circ\text{C))}$. se puede admitir que el calor específico de los humos es $910 \text{ (J/(kg } ^\circ\text{C))}$ y el aire es $1.001 \text{ (J/(kg } ^\circ\text{C))}$.

Ecuaciones DMLT:	Ecuaciones de aletas:
$R = \frac{T_{CE} - T_{CS}}{T_{FS} - T_{FE}} \quad P = \frac{T_{FS} - T_{FE}}{T_{CE} - T_{FE}}$	$\beta = \sqrt{\frac{h p L^2}{K A}} ; \chi = \frac{t h \beta}{\beta}$

- Determina la diferencia media logarítmica de temperatura que caracteriza al intercambiador ($^\circ\text{C}$).
- Determina el factor de corrección F del intercambiador.
- Determina el flujo de calor intercambiado (W).
- Determina la inversa de la resistencia una de las paredes del intercambiador ($\text{W}/^\circ\text{C}$).
- Calcula la eficiencia de las aletas.
- Determina el número de aletas.



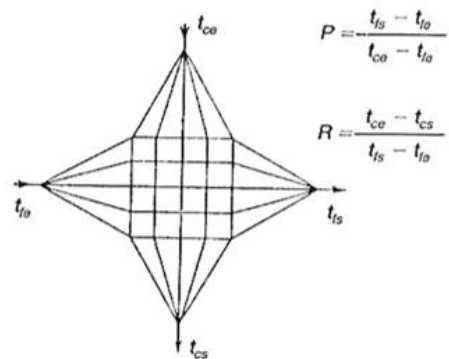
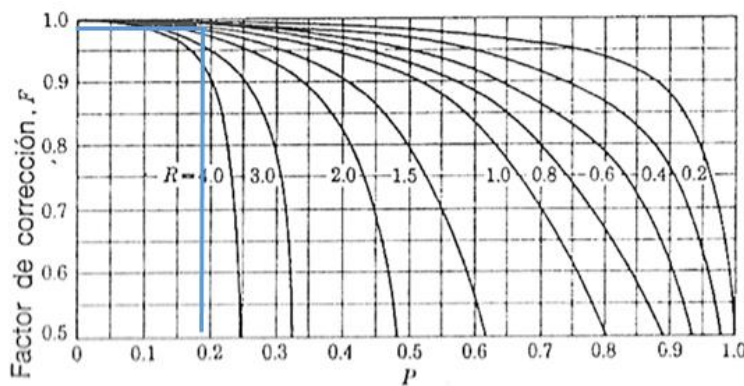
- a) Determina la diferencia media logarítmica de temperatura que caracteriza al intercambiador (°C).



$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= T_{ce} - T_{fs} = 300\text{ (}^\circ\text{C)} - 70\text{ (}^\circ\text{C)} = 230\text{ (}^\circ\text{C)} \\ \Delta T_2 &= T_{cs} - T_{fe} = 245\text{ (}^\circ\text{C)} - 15\text{ (}^\circ\text{C)} = 230\text{ (}^\circ\text{C)} \\ \text{DMLT} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{230\text{ (}^\circ\text{C)} - 230\text{ (}^\circ\text{C)}}{\ln(230\text{ (}^\circ\text{C)} / 230\text{ (}^\circ\text{C)})} \approx \frac{0}{0} \\ \text{DMLT} &= 230\text{ (}^\circ\text{C)}\end{aligned}$$

- b) Determina el factor de corrección F del intercambiador.

$$\begin{aligned}R &= \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} = \frac{300\text{ (}^\circ\text{C)} - 245\text{ (}^\circ\text{C)}}{70\text{ (}^\circ\text{C)} - 15\text{ (}^\circ\text{C)}} = 1 \\ P &= \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{70\text{ (}^\circ\text{C)} - 15\text{ (}^\circ\text{C)}}{300\text{ (}^\circ\text{C)} - 15\text{ (}^\circ\text{C)}} = 0,19298\end{aligned} \quad \left. \vphantom{\begin{aligned} R \\ P \end{aligned}} \right\} F = 0,98$$



- c) Determina el flujo de calor intercambiado (W).

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m}_c * C_{p_c} * (T_{ce} - T_{cs}) = 137,5\text{ (kg/h)} * \frac{1}{3.600}\text{ (h/s)} * 910\text{ (J/(kg }^\circ\text{C))} * (300\text{ (}^\circ\text{C)} - 245\text{ (}^\circ\text{C)}) \\ &= 1.911,6\text{ (W)}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m}_f * C_{p_f} * (T_{fs} - T_{fe}) = 125\text{ (kg/h)} * \frac{1}{3.600}\text{ (h/s)} * 1.001\text{ (J/(kg }^\circ\text{C))} * (70\text{ (}^\circ\text{C)} - 15\text{ (}^\circ\text{C)}) \\ &= 1.911,6\text{ (W)}\end{aligned}$$

- d) Determina la inversa de la resistencia una de las paredes del intercambiador (W/°C).
Para determinar la resistencia de una pared se considera sólo la mitad del intercambiador, por lo que se toma la mitad del flujo de calor y se aplica ($U_i * A_i = \frac{1}{R}$).

$$\frac{\dot{Q}}{2} = U_i * A_i * F * \text{DMLT} = \frac{1.911,6\text{ (W)}}{2} = U_i * A_i * 0,98 * 230\text{ (}^\circ\text{C)} \rightarrow U_i * A_i = 4,24\text{ (W/}^\circ\text{C)}$$

e) Calcula la eficiencia de las aletas.

$$\text{Área transversal de la aleta: } A = \pi * \left(\frac{d}{2}\right)^2 = \pi * \left(4 * 10^{-3}/2\right)^2 = 1,256 * 10^{-5} (\text{m}^2)$$

$$\text{Área superficial de la aleta: } S = \pi * d * \left(\frac{l}{2}\right) = \pi * 4 * 10^{-3} (\text{m}) * \left(\frac{100 * 10^{-3} (\text{m})}{2}\right) = 6,283 * 10^{-4} (\text{m}^2)$$

$$\text{Perímetro de la aleta: } P = \pi * d = \pi * 4 * 10^{-3} (\text{m}) = 0,01256 (\text{m})$$

$$\beta = \sqrt{\frac{h * P * \left(\frac{l}{2}\right)^2}{k * A}} = \sqrt{\frac{160 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}\right) * 0,01256 (\text{m}) * \left(\frac{100 * 10^{-3} (\text{m})}{2}\right)^2}{530 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} * ^\circ\text{C}}\right) * 1,256 * 10^{-5} (\text{m}^2)}} = 0,869$$

$$\chi = \frac{\text{th}(\beta)}{\beta} = \frac{\text{th}(0,869)}{0,869} = \mathbf{0,8065}$$

f) Determina el número de aletas.

$$U_i * A_i = \frac{1}{\frac{1}{h_c * A_i} + \frac{e}{k * A_i} + \frac{1}{h_f * (A'_i + \chi * S * n)}}$$

$$\text{Área de la placa: } A_i = 200 * 10^{-3} (\text{m}) * 200 * 10^{-3} (\text{m}) = 0,04 (\text{m}^2)$$

$$\text{Área de la placa: } A'_i = A_i - A * n = 0,04 (\text{m}^2) - 1,256 * 10^{-5} (\text{m}^2) * n = (0,04 - 1,256 * 10^{-5} * n) (\text{m}^2)$$

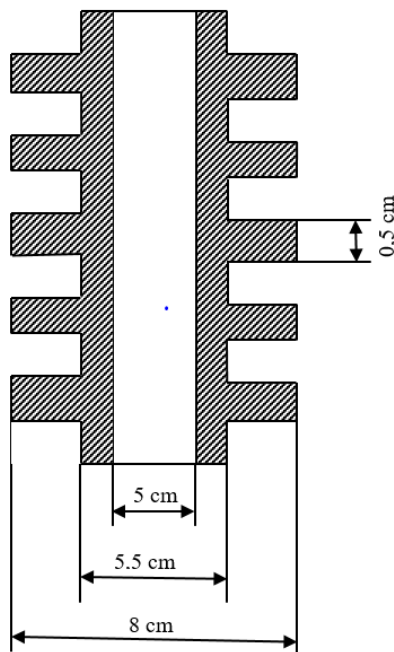
$$\mathbf{4,24 \left(\frac{\text{W}}{^\circ\text{C}}\right) =}$$

$$\frac{1}{150 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}\right) * 0,04 (\text{m}^2)} + \frac{5 * 10^{-3} (\text{m})}{530 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} * ^\circ\text{C}}\right) * 0,04 (\text{m}^2)} + \frac{1}{160 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}\right) * ((0,04 - 1,256 * 10^{-5} * n) (\text{m}^2) + 0,98 * 6,283 * 10^{-4} (\text{m}^2) * n)}$$

$$\mathbf{n = 102,5 \cong 103}$$

3.5 Problema Un recuperador de calor de los humos de combustión de una caldera se utiliza para precalentar el agua de alimentación. Los humos de combustión se enfrían desde los 420 (°C) a 300 (°C), el caudal de humos medio de la caldera son 600 (kg/h). El agua de alimentación entra a 20 (°C), el caudal de agua de aportación, que se calienta en el recuperador es de 290 (kg/h). El recuperador es una batería de tubos aleteados, con aletas anulares, formada por 3 tubos de un metro de longitud, con las dimensiones que se representan en la figura. El recuperador se estudia como un intercambiador de flujo cruzado, por interior de los tubos circula el agua y por el exterior del tubo aleteado circulan los humos de combustión.

- a) Determinar la separación de las aletas.



Datos:

Calor específico del agua	$C_p = 4.18 \text{ (kJ/(kg K))}$
Calor específico de humo	$C_p = 1 \text{ (kJ/(kg K))}$
Coeficiente de transferencia de calor por convección del agua	$h = 250 \text{ (W/(m}^2\text{K))}$
Coeficiente de transferencia de calor por convección del humo	$h = 80 \text{ (W/(m}^2\text{K))}$
Conductividad del material	$k = 52 \text{ (W/(m K))}$

$$R = \frac{T_{CE} - T_{FE}}{T_{FS} - T_{FE}} \quad P = \frac{T_{FS} - T_{FE}}{T_{CE} - T_{FE}} \quad \beta = \sqrt{\frac{2hr_A^2}{kW}}$$

Se debe calcular la inversa de la resistencia térmica ($U_i \cdot A_i$) del intercambiador, para ello se aplica la expresión: $\dot{Q} = (U_i \cdot A_i) \cdot F \cdot DMLT$.

Fluido caliente: $T_{ce} = 420^\circ\text{C}$, $T_{cs} = 300^\circ\text{C}$, $\dot{m}_c = 600 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)$ y $Cp_c = 1 \left(\frac{\text{kJ}}{(\text{kg K})}\right)$

Fluido frío: $T_{fe} = 20^\circ\text{C}$, $T_{fs} = ?^\circ\text{C}$, $\dot{m}_f = 290 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)$ y $Cp_f = 4,18 \left(\frac{\text{kJ}}{(\text{kg K})}\right)$

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m}_c \cdot Cp_c \cdot (T_{ce} - T_{cs}) = 600 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \cdot \frac{1}{3.600} \left(\frac{\text{h}}{\text{s}}\right) \cdot 1 \left(\frac{\text{kJ}}{(\text{kg K})}\right) \cdot (420^\circ\text{C} - 300^\circ\text{C}) \\ &= \mathbf{20 \text{ (kW)}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m}_f \cdot Cp_f \cdot (T_{fs} - T_{fe}) = 290 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \cdot \frac{1}{3.600} \left(\frac{\text{h}}{\text{s}}\right) \cdot 4,18 \left(\frac{\text{kJ}}{(\text{kg K})}\right) \cdot (T_{fs} - 20^\circ\text{C}) \\ &= 20 \text{ (kW)} \rightarrow T_{fs} = \mathbf{79,4^\circ\text{C}}\end{aligned}$$

$$\Delta T_1 = (T_{ce} - T_{fs}) = (420^\circ\text{C} - 79,4^\circ\text{C}) = 340,6^\circ\text{C}$$

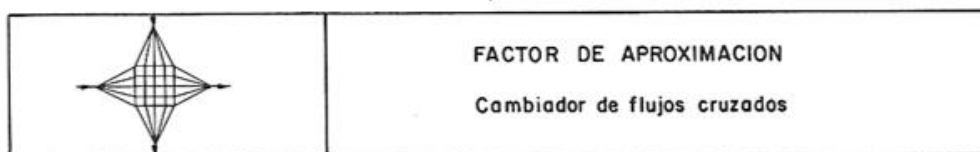
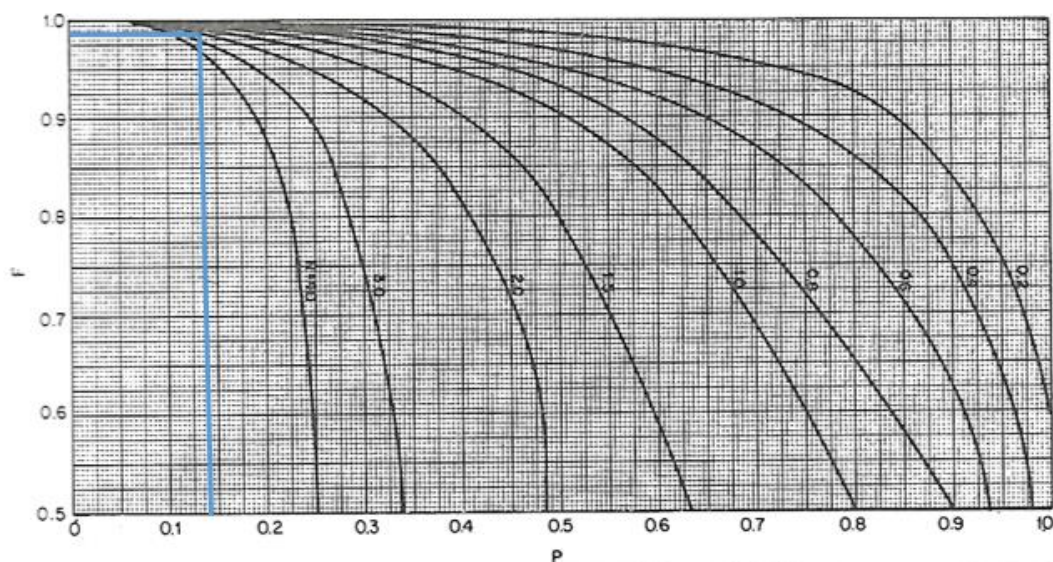
$$\Delta T_2 = (T_{cs} - T_{fe}) = (300^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) = 280^\circ\text{C}$$

$$DMLT = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{340,6^\circ\text{C} - 280^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{340,6^\circ\text{C}}{280^\circ\text{C}}\right)} = \mathbf{309,3^\circ\text{C}}$$

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} = \frac{420^\circ\text{C} - 300^\circ\text{C}}{79,4^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}} = 2,02$$

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{79,4^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}}{420^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}} = 0,1485$$

$$F = \mathbf{0,975}$$



Se determina sólo un tubo de los tres, que forman el recuperador:

$$\frac{\dot{Q}}{3} = (U_i * A_i) * F * DMLT = \frac{20 * 10^3}{3} (W) = (U_i * A_i) * 0,975 * 309,3 (^\circ C) \rightarrow (U_i * A_i) =$$

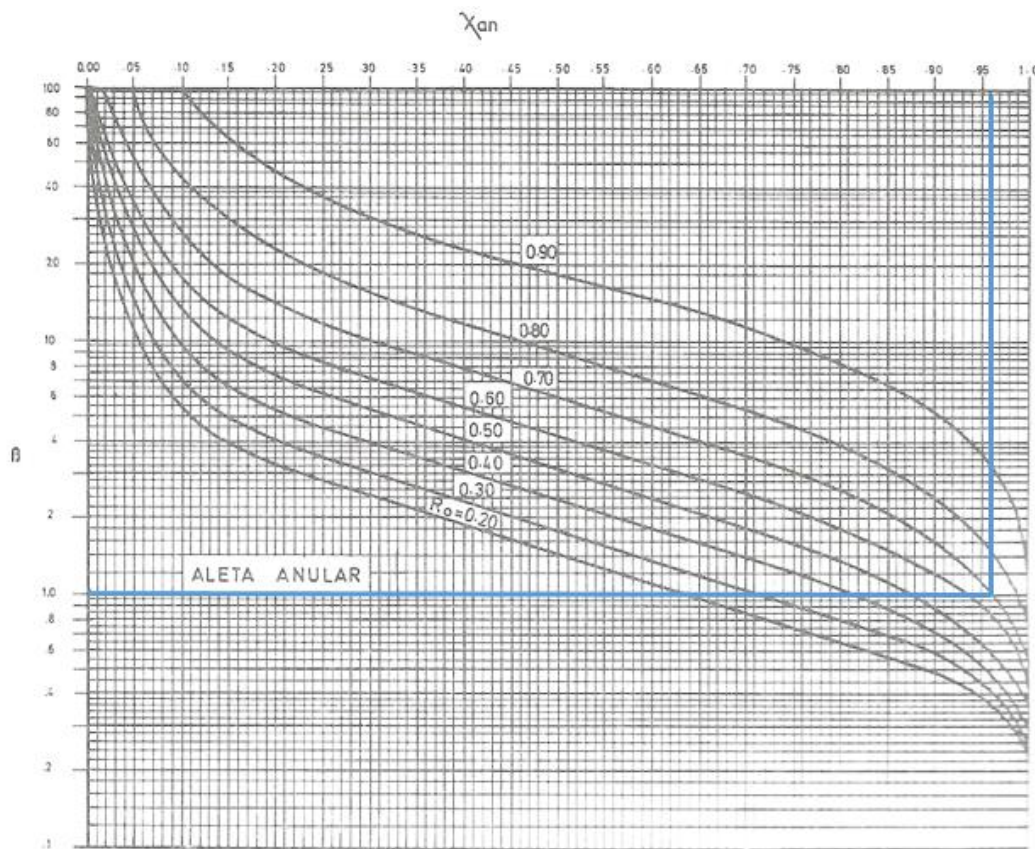
$$22,106 (W/^\circ C)$$

Se determina la eficiencia de las aletas:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 * h * r_1^2}{w * k}} = \sqrt{\frac{2 * 80 (W/(m^2 \cdot ^\circ C)) (4 * 10^{-2} (^\circ C))^2}{0,5 * 10^{-2} (^\circ C) * 52 (W/m \cdot ^\circ C)}} = 0,992$$

$$R_0 = \frac{r_0}{r_1} = \frac{2,75 * 10^{-2} (m)}{4 * 10^{-2} (m)} = 0,6875$$

$$\chi = 0,96$$



Área interior del tubo:

$$A_i = \pi * d_{int} * l = \pi * 5 * 10^{-2} (m) * 1 (m) = 0,157 (m^2)$$

Área exterior del tubo sin aletas:

$$A_{tubo} = \pi * d_{ext} * (l - (w * n)) = \pi * 5,5 * 10^{-2} (m) * (1 (m) - (0,5 * 10^{-2} (m) * n)) =$$

$$(0,173 - 8,64 * 10^{-4} * n) (m^2)$$

Área de aletas:

$$A_{\text{aletas}} = 2 * \pi * \left(\left(\frac{d_{\text{aleta}}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{\text{ext}}}{2} \right)^2 \right) = \left(\left(\frac{8 * 10^{-2}(\text{m})}{2} \right)^2 - \left(\frac{5,5 * 10^{-2}(\text{m})}{2} \right)^2 \right) * n$$

$$= 5,30 * 10^{-3} * n \text{ (m}^2\text{)}$$

$$U_i * A_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int}} * A_i} + \frac{\ln \left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}} \right)}{2 * \pi * l * k} + \frac{1}{h_{\text{ext}} * (A_{\text{tubo}} + \chi * A_{\text{aletas}})}} =$$

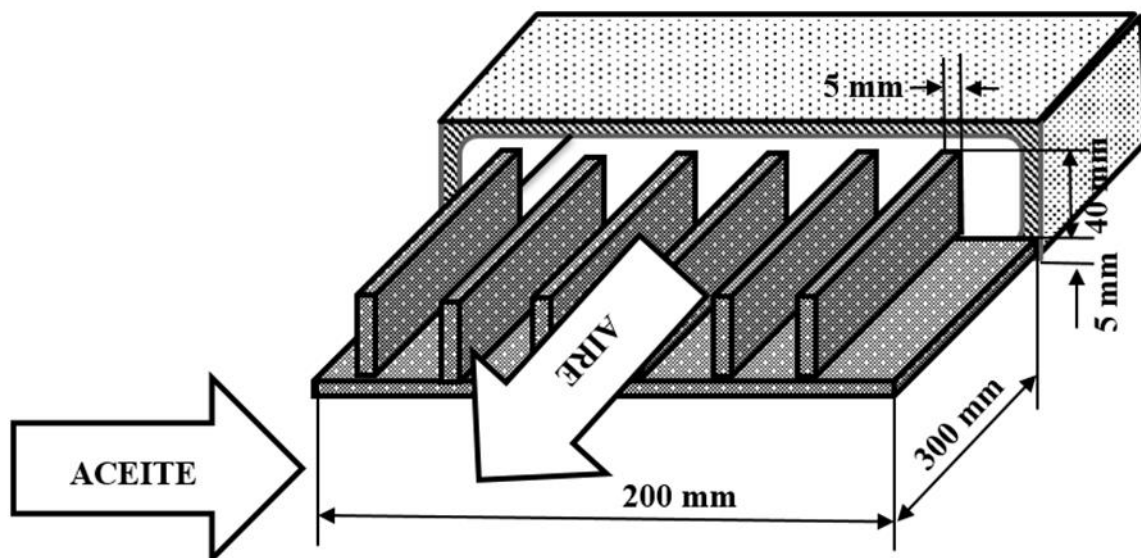
$$\frac{1}{250 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}} \right) * 0,157 \text{ (m}^2\text{)} + \frac{\ln \left(\frac{\left(\frac{8 * 10^{-2}}{2} \right) (\text{m})}{\left(\frac{5,5 * 10^{-2}}{2} \right) (\text{m})} \right)}{2 * \pi * 1 \text{ (m)} * 52 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} * ^\circ\text{C}} \right)} + \frac{1}{80 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}} \right) * ((0,173 - 8,64 * 10^{-4} * n) \text{ (m}^2\text{)} + 0,96 * 5,30 * 10^{-3} * n \text{ (m}^2\text{)})}}$$

n = 118 número de aletas por tubo

$$d_{\text{entre aletas}} = \frac{l}{n} = \frac{1 \text{ (m)}}{118 \text{ (aletas)}} = 8,5 * 10^{-3} \text{ (m)} = \mathbf{0,85 \text{ cm}}$$

3.6 Problema Un constructor de cárteres de automoción, se plantea cuánto podría ahorrar en material, si optimiza las aletas de las que dispone el cárter. El cárter en la parte interior trabaja con aceite SAE50, que se alimenta a 90 (°C) a razón de 120 (kg/h), con un coeficiente de convección de 600 (W/(m² °C)), por el exterior del cárter pasa aire del ambiente que se encuentra a 35 (°C), el aire se alimenta a través de un conducto de 0,01 (m²) con una velocidad de 6 (km/h) hasta las aletas del cárter, el coeficiente de convección es de 55 (W/(m² °C)). El cárter está construido de aluminio, de conductividad térmica 204 (W/(m °C)) y las dimensiones se corresponden con las del dibujo de la figura.

Datos: Aceite: $\rho = 852$ (kg/m³) y $C_p = 2131$ (J/(kg°C))
 Aire: $\rho = 1,2$ (kg/m³) y $C_p = 1000$ (J/(kg°C))



Ecuaciones de aletas: $\beta = \sqrt{\frac{hpL^2}{KA}}$; $\chi = \frac{th\beta}{\beta}$; $W_{op} = \frac{0,6321}{hk} \left(\frac{Q/a}{T_0 - T_\infty} \right)^2$; $L_{op} = \frac{0,7979}{h} \left(\frac{Q/a}{T_0 - T_\infty} \right)$

Efectividad del intercambiador de corrientes cruzadas:

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) [1 - \exp\{C_r[1 - \exp(NUT)]\}] \quad NUT = \frac{UA}{(\dot{m}C_p)_{min}} \quad C_r = \frac{(\dot{m}C_p)_{min}}{(\dot{m}C_p)_{max}} \quad \varepsilon = \frac{\Delta T(\dot{m}C_p)_{min}}{(T_{ce} - T_{fe})}$$

- Calcula el valor de $A_i U_i$ del cárter (W/(m² °C)).
- Determina las temperaturas de salida (°C).
- Calcula el flujo de calor intercambiado por el cárter (W).
- Calcula las dimensiones óptimas de la aleta (m).
- Determina el porcentaje de material que se ahorra (%).

a) Calcula el valor de $A_i U_i$ del cárter ($W/(m^2 \text{ } ^\circ\text{C})$).

$$A_i * U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{int} * A_i} + \frac{e}{k * A_i} + \frac{1}{h_{ext} * (A'_i + \chi * S_{total})}}$$

Área trasversal de la aleta (A): $A = W * a = 5 * 10^{-3} \text{ (m)} * 300 * 10^{-3} \text{ (m)} = 1,5 * 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)}$

Área superficial de la aleta (S): $S = 2 * L * a = 2 * 40 * 10^{-3} \text{ (m)} * 300 * 10^{-3} \text{ (m)} = 0,024 \text{ (m}^2\text{)}$

Perímetro (P): $P = 2 * (W + a) \approx 2 * a = 2 * 300 * 10^{-3} \text{ (m)} = 0,6 \text{ (m)}$

Área superficie (A_i): $A_i = 200 * 10^{-3} \text{ (m)} * 300 * 10^{-3} \text{ (m)} = 0,06 \text{ (m}^2\text{)}$

Área superficial sin aletas (A'_i): $A'_i = A_i - n * A = 0,06 \text{ (m}^2\text{)} - 6 * 1,5 * 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)} = 0,051 \text{ (m}^2\text{)}$

Área total de las aletas (S_{total}): $S_{total} = n * S = 6 * 0,024 \text{ (m}^2\text{)} = 0,144 \text{ (m}^2\text{)}$

$$\beta = \sqrt{\frac{h_{ext} * P * L^2}{k * A}} = \sqrt{\frac{55 \text{ (W/(m}^2\text{ } ^\circ\text{C)})} * 0,6 \text{ (m)} * (40 * 10^{-3} \text{ (m)})^2}{204 \text{ (W/(m}^2\text{ } ^\circ\text{C)})} * 1,5 * 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)}}} = 0,419$$

$$\chi = \frac{\text{th}(\beta)}{\beta} = \frac{\text{th}(0,419)}{0,419} = 0,945$$

$$A_i * U_i = \frac{1}{\frac{1}{600 \text{ (W/(m}^2\text{ } ^\circ\text{C)})} * 0,06 \text{ (m}^2\text{)}} + \frac{5 * 10^{-3} \text{ (m)}}{204 \text{ (W/(m}^2\text{ } ^\circ\text{C)})} * 0,06 \text{ (m}^2\text{)}} + \frac{1}{55 \text{ (W/(m}^2\text{ } ^\circ\text{C)})} * (0,051 \text{ (m}^2\text{)} + 0,945 * 0,144 \text{ (m}^2\text{)})}}$$

$$A_i * U_i = \mathbf{7,978 \text{ (W/}^\circ\text{C)}}$$

b) Determina las temperaturas de salida ($^\circ\text{C}$).

$$\dot{m}_c * C_{p_c} = 120 \text{ (kg/h)} * \frac{1 \text{ (h)}}{3.600 \text{ (s)}} * 2.131 \text{ (J/(kg } ^\circ\text{C)})} = 71,03 \text{ (W/}^\circ\text{C)}$$

$$\dot{m}_f = \rho * S * \bar{v} = 1,2 \text{ (kg/m}^3\text{)} * 0,01 \text{ (m}^2\text{)} * 6 \text{ (km/h)} * \frac{1.000 \text{ (m)}}{1 \text{ (km)}} * \frac{1 \text{ (h)}}{3.600 \text{ (s)}} = 0,02 \text{ (kg/s)}$$

$$\dot{m}_f * C_{p_f} = 0,02 \text{ (kg/s)} * 1.000 \text{ (J/(kg } ^\circ\text{C)})} = 20 \text{ (W/}^\circ\text{C)}$$

$$C_r = \frac{(\dot{m}_i * C_{p_i})_{\min}}{(\dot{m}_j * C_{p_j})_{\max}} = \frac{(\dot{m}_f * C_{p_f})}{(\dot{m}_c * C_{p_c})} = \frac{20 \text{ (W/}^\circ\text{C)}}{71,03 \text{ (W/}^\circ\text{C)}} = 0,28157$$

$$NUT = \frac{U_i * A_i}{(\dot{m}_i * C_{p_i})_{\min}} = \frac{7,978 \text{ (W/}^\circ\text{C)}}{20 \text{ (W/}^\circ\text{C)}} = 0,3989$$

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r}\right) [1 - \exp\{C_r [1 - \exp(NUT)]\}] = \left(\frac{1}{0,28157}\right) [1 - \exp\{0,28157 [1 - \exp(0,3989)]\}]$$

$$= 0,4578$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_{(\dot{m}_i * C_{p_i})_{\min}}}{(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} = 0,4578 = \frac{(T_{fs} - 35 \text{ (}^\circ\text{C)})}{(90 \text{ (}^\circ\text{C)} - 35 \text{ (}^\circ\text{C)})} \rightarrow T_{fs} = \mathbf{60,18 \text{ (}^\circ\text{C)}}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_f * C_{p_f} * (T_{fs} - T_{fe}) = 20 \text{ (W/}^\circ\text{C)} * (60,18 \text{ (}^\circ\text{C)} - 35 \text{ (}^\circ\text{C)}) = 503,6 \text{ (W)}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c * C_{p_c} * (T_{ce} - T_{cs}) = 503,6 \text{ (W)} = 71,03 \text{ (W/}^\circ\text{C)} * (90 \text{ (}^\circ\text{C)} - T_{cs} \text{ (}^\circ\text{C)}) \rightarrow T_{cs} = \mathbf{82,9 \text{ (}^\circ\text{C)}}$$

c) Calcula el flujo de calor intercambiado por el cárter (W).

$$\dot{Q} = \dot{m}_f * C_{p_f} * (T_{fs} - T_{fe}) = 20 \text{ (W/}^\circ\text{C)} * (60,18 \text{ (}^\circ\text{C)} - 35 \text{ (}^\circ\text{C)}) = \mathbf{503,6 \text{ (W)}}$$

d) Calcula las dimensiones óptimas de la aleta (m).

$$\dot{Q}_{\text{aleta}} = h_{\text{ext}} * \chi * 2 * a * L * (T_0 - T_\infty) \rightarrow \left(\frac{\dot{Q}_{\text{aleta}}/a}{(T_0 - T_\infty)} \right) = h_{\text{ext}} * \chi * 2 * L$$

$$\left(\frac{\dot{Q}_{\text{aleta}}/a}{(T_0 - T_\infty)} \right) = 55 \text{ (W/(m}^2\text{}^\circ\text{C)})} * 0,945 * 2 * 40 * 10^{-3} \text{ (m)} = 4,158 \text{ (W/(m}^\circ\text{C)})}$$

$$W_{\text{op}} = \frac{0,6321}{h * k} * \left(\frac{\dot{Q}_{\text{aleta}}/a}{T_0 - T_\infty} \right)^2 = \frac{0,6321}{55 \text{ (W/(m}^2\text{}^\circ\text{C)})} * 204 \text{ (W/(m}^\circ\text{C)})} * \left(4,158 \text{ (W/(m}^\circ\text{C)})} \right)^2$$

$$= \mathbf{9,74 * 10^{-4} \text{ (m)}}$$

$$L_{\text{op}} = \frac{0,7979}{h} * \left(\frac{\dot{Q}_{\text{aleta}}/a}{T_0 - T_\infty} \right) = \frac{0,7979}{55 \text{ (W/(m}^2\text{}^\circ\text{C)})} * \left(4,158 \text{ (W/(m}^\circ\text{C)})} \right) = \mathbf{0,060 \text{ (m)}}$$

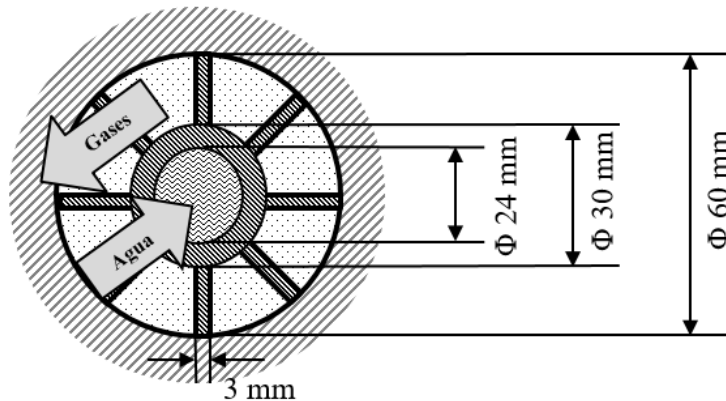
e) Determina el porcentaje de material que se ahorra (%).

$$V_{\text{in}} = 6 * (L_{\text{in}} * W_{\text{in}} * a) = 6 * (0,04 \text{ (m)} * 5 * 10^{-3} \text{ (m)} * 0,3 \text{ (m)}) = 3,6 * 10^{-4} \text{ (m}^3\text{)}$$

$$V_{\text{op}} = 6 * (L_{\text{op}} * W_{\text{op}} * a) = 6 * (0,060 \text{ (m)} * 9,74 * 10^{-4} \text{ (m)} * 0,3 \text{ (m)}) = 1,052 * 10^{-4} \text{ (m}^3\text{)}$$

$$(\%) \text{ material ahorrado} = \frac{V_{\text{in}} - V_{\text{op}}}{V_{\text{in}}} * 100 = \frac{3,6 * 10^{-4} \text{ (m}^3\text{)} - 1,052 * 10^{-4} \text{ (m}^3\text{)}}{3,6 * 10^{-4} \text{ (m}^3\text{)}} * 100 = \mathbf{70,8\%}$$

3.7 Problema Un recuperador de calor transfiere calor de los gases de escape calientes, que circulan por una región anular, adiabática con el exterior, al agua que circula en contracorriente por el conducto central. El conducto central tiene diámetros internos y externos de 24 y 30 (mm) y está conectado por ocho aletas al tubo exterior de 60 mm de diámetro interno. El espesor de las aletas es de 3 (mm), el conjunto está constituido de acero al carbono $k = 50$ (W/(m K)) y la longitud del conjunto es de 3 (m).



El agua entra a una temperatura de 300 (K), el caudal másico es de 0,161 (kg/s), el calor específico del agua es 4,18 (kJ/(kg K)) y el coeficiente de convección con la superficies de 100 (W/(m² K)). Los gases de escape entran a una temperatura de 800 (K), el caudal másico es de 2 (kg/s), el calor específico de los gases de escape es 1 (kJ/(kg K)) y el coeficiente de convección con las aletas y el aire exterior del tubo es de 30 (W/(m² K)).

Ecuaciones de aletas:

Factores	$\beta = \sqrt{\frac{h \cdot P \cdot L^2}{K \cdot A}}$	$H = \frac{h \cdot L}{k \cdot \beta}$	
Casos	General	Flujo despreciable	Largas
Temperatura Adimensional	$\theta = \frac{Ch(\beta * (1 - x)) + H * Sh(\beta * (1 - X))}{Ch(\beta) + H * Sh(\beta)}$	$\theta = \frac{Ch(\beta * (1 - x))}{Ch(\beta)}$	$\theta = e^{-\beta \cdot x}$
Efectividad	$\chi = \frac{Sh(\beta) + H * Ch(\beta)}{\beta * (Ch(\beta) + H * Sh(\beta))}$	$\chi = \frac{Th(\beta)}{\beta}$	$\chi = \frac{1}{\beta}$

Ecuaciones de intercambiadores:

$$NUT = \frac{U_i \cdot A_i}{(\dot{m}_a \cdot C_{p_a})_{menor}} ; C_r = \frac{(\dot{m}_a \cdot C_{p_a})_{menor}}{(\dot{m}_b \cdot C_{p_b})_{mayor}} ; \varepsilon = \frac{(\Delta T_a)_{mayor}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT * (1 - C_r)]}{1 - C_r * \exp[-NUT * (1 - C_r)]}$$

- Determina la eficiencia de la aleta.
- Determina el coeficiente global de transmisión del conjunto referido al área interior del tubo por el que circula el agua (W/(m² K))
- Determina la eficiencia del recuperador de calor.
- Determina el flujo de calor intercambiado por el recuperador (kW).
- Determinar la temperatura de salida del agua y los gases de escape (K).

- f) Determinar las dimensiones optimas de las aletas (W_{op} (m), A_{op} (m²) y L_{op} (m)).
- g) Determina la cantidad de material que se ahorra en las aletas del equipo de calentamiento. (%).
- h) Determina la eficiencia de la aleta.

a) Determina la eficiencia de la aleta.

$$\text{Área transversal de la aleta (A): } A = W * a = 3 * 10^{-3} \text{ (m)} * 3 \text{ (m)} = 9 * 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$\text{Área superficial de la aleta (S): } S = 2 * L * a = 2 * 15 * 10^{-3} \text{ (m)} * 3 \text{ (m)} = 0,09 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$\text{Perímetro (P): } P = 2 * (W + a) \approx 2 * a = 2 * 3 \text{ (m)} = 6 \text{ (m)}$$

$$\beta = \sqrt{\frac{h * P * L^2}{k * A}} = \sqrt{\frac{30 \left(\frac{W}{\text{m}^2 * K} \right) * 6 \text{ (m)} * (15 * 10^{-3} \text{ (m)})^2}{50 \left(\frac{W}{\text{m} * K} \right) * 9 * 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)}}} = 0,3$$

Al ser adiabática la superficie exterior se toma el caso de flujo despreciable en el extremo:

$$\chi = \frac{\text{th}(\beta)}{\beta} = \frac{\text{th}(0,3)}{0,3} = \mathbf{0,971}$$

b) Determina el coeficiente global de transmisión del conjunto referido al área interior del tubo por el que circula el agua ($W/(\text{m}^2 K)$).

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int}}} + \frac{r_{\text{int}} * \ln(r_o/r_{\text{int}})}{k} + \frac{A_i}{h_{\text{ext}} * (S_{\text{total}} * \chi + A_{\text{tubo}})}}$$

$$S_{\text{total}} = n * S = 8 * 0,09 \text{ (m}^2\text{)} = 0,72 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$A_{\text{tubo}} = D_o * \pi * a - n * A = 30 * 10^{-3} \text{ (m)} * \pi * 3 \text{ (m)} - 8 * 9 * 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)} = 0,2107 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$A_i = 2 * \pi * r_{\text{int}} * a = 2 * \pi * 12 * 10^{-3} \text{ (m)} * 3 \text{ (m)} = 0,2262 \text{ (m}^2\text{)}$$

U_i

$$= \frac{1}{\frac{1}{100 \left(\frac{W}{\text{m}^2 * K} \right)} + \frac{12 * 10^{-3} \text{ (m)} * \ln \left(\frac{15 * 10^{-3} \text{ (m)}}{12 * 10^{-3} \text{ (m)}} \right)}{50 \left(\frac{W}{\text{m} * K} \right)} + \frac{0,2262 \text{ (m}^2\text{)}}{30 \left(\frac{W}{\text{m}^2 * K} \right) * (0,2107 \text{ (m}^2\text{)} * 0,971 + 0,72 \text{ (m}^2\text{)})}}$$

=

$$U_i = \mathbf{54,5 \left(\frac{W}{\text{m}^2 * K} \right)}$$

c) Determina la eficiencia del recuperador de calor.

$$\text{AGUA, fluido frío: } \dot{m}_F * c_{p_F} = 0,161 \left(\frac{kg}{s} \right) * 4,18 \left(\frac{kJ}{(kg * K)} \right) = 0,673 \left(\frac{kW}{K} \right)$$

$$\text{HUMOS, fluido caliente: } \dot{m}_c * c_{p_c} = 2 \left(\frac{kg}{s} \right) * 1 \left(\frac{kJ}{(kg * K)} \right) = 2 \left(\frac{kW}{K} \right)$$

$$C_R = \frac{(\dot{m}_a * c_{p_a})_{\text{menor}}}{(\dot{m}_b * c_{p_b})_{\text{mayor}}} = \frac{0,673 \left(\frac{kW}{K} \right)}{2 \left(\frac{kW}{K} \right)} = 0,3365$$

$$NUT = \frac{U_i * A_i}{(\dot{m}_a * c_{p_a})_{\text{menor}}} = \frac{54,5 \left(\frac{W}{\text{m}^2 * K} \right) * 10^{-3} \left(\frac{kW}{W} \right) * 0,2262 \text{ (m}^2\text{)}}{0,673 \left(\frac{kW}{K} \right)} = \mathbf{0,0183}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT * (1 - C_R)]}{1 - C_R * \exp[-NUT * (1 - C_R)]} = \frac{1 - \exp[-0,0183 * (1 - 0,3365)]}{1 - 0,3365 * \exp[-0,0183 * (1 - 0,3365)]} = \mathbf{0,0181}$$

d) Determina el flujo de calor intercambiado por el recuperador (kW).

$$\varepsilon = \frac{(\Delta T_a)_{\text{mayor}}}{T_{\text{ce}} - T_{\text{fe}}} = \frac{T_{\text{fs}} - T_{\text{fe}}}{T_{\text{ce}} - T_{\text{fe}}} = \frac{T_{\text{fs}} - 300 \text{ (K)}}{800 \text{ (K)} - 300 \text{ (K)}} \rightarrow T_{\text{fs}} = \mathbf{309,05 \text{ (K)}}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_F * C_{pF} * (T_{fs} - T_{fe}) = 0,673 \text{ (kW/K)} * (309,05 \text{ (K)} - 300 \text{ (K)}) = \mathbf{6,1 \text{ (kW)}}$$

e) Determinar la temperatura de salida del agua y los gases de escape (K).

$$\dot{Q} = \dot{m}_c * C_{pc} * (T_{ce} - T_{cs}) = 2 \text{ (kW/K)} * (800 \text{ (K)} - T_{cs}) \rightarrow T_{cs} = \mathbf{796,95 \text{ (K)}}$$

f) Determinar las dimensiones optimas de las aletas (W_{op} (m), A_{op} (m²) y L_{op} (m)).

$$\dot{Q}_{aleta} = h_{ext} * \chi * 2 * a * L * (T_0 - T_{\infty}) \rightarrow \left(\frac{\dot{Q}_{aleta}/a}{(T_0 - T_{\infty})} \right) = h_{ext} * \chi * 2 * L$$

$$\left(\frac{\dot{Q}_{aleta}/a}{(T_0 - T_{\infty})} \right) = 30 \text{ (W/(m}^2\text{°C))} * 0,971 * 2 * 15 * 10^{-3} \text{ (m)} = 0,8739 \text{ (W/(m}^2\text{°C))}$$

$$W_{op} = \frac{0,6321}{h * k} * \left(\frac{\dot{Q}_{aleta}/a}{T_0 - T_{\infty}} \right)^2 = \frac{0,6321}{30 \text{ (W/(m}^2\text{°C))} * 50 \text{ (W/(m}^2\text{°C))}} * \left(0,8739 \text{ (W/(m}^2\text{°C))} \right)^2$$

$$= \mathbf{3,218 * 10^{-4} \text{ (m)}}$$

$$L_{op} = \frac{0,7979}{h} * \left(\frac{\dot{Q}_{aleta}/a}{T_0 - T_{\infty}} \right) = \frac{0,7979}{30 \text{ (W/(m}^2\text{°C))}} * \left(0,8739 \text{ (W/(m}^2\text{°C))} \right) = \mathbf{0,02324 \text{ (m)}}$$

$$A_{op} = \frac{0,5048}{h^2 * k} * \left(\frac{\dot{Q}_{aleta}/a}{T_0 - T_{\infty}} \right)^3 = \frac{0,5048}{30^2 \text{ (W/(m}^2\text{°C))}^2 * 50 \text{ (W/(m}^2\text{°C))}} * \left(0,8739 \text{ (W/(m}^2\text{°C))} \right)^3 = \mathbf{7,4867 * 10^{-6} \text{ (m}^2\text{)}}$$

g) Determina la cantidad de material que se ahorra en cada equipo de calentamiento (%).

$$V_{in} = n * (L_{in} * W_{in} * a) = 8 * (15 * 10^{-3} \text{ (m)} * 3 * 10^{-3} \text{ (m)} * 3 \text{ (m)}) = 1,08 * 10^{-3} \text{ (m}^3\text{)}$$

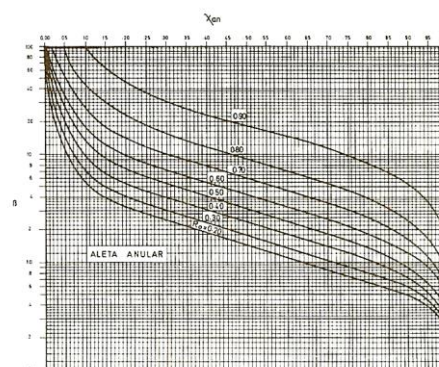
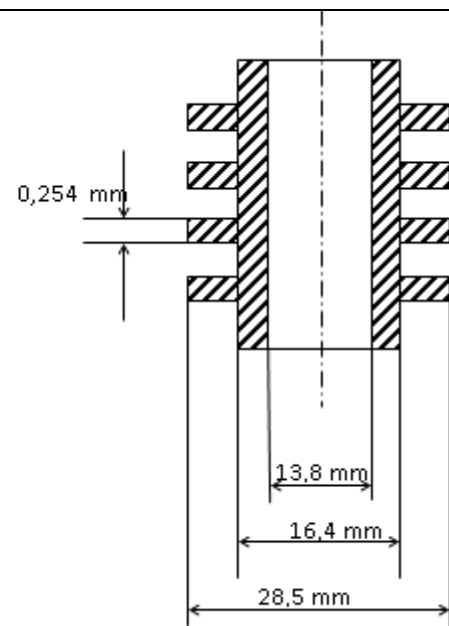
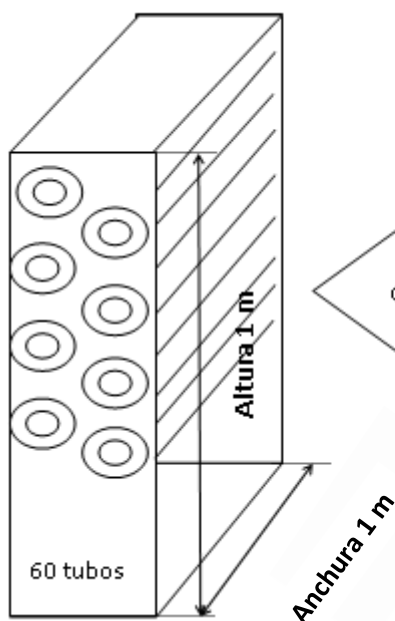
$$V_{op} = n * (L_{op} * W_{op} * a) = 8 * (0,02324 \text{ (m)} * 3,218 * 10^{-4} \text{ (m)} * 3 \text{ (m)}) = 1,7948 * 10^{-4} \text{ (m}^3\text{)}$$

$$(\%) \text{material ahorrado} = \frac{V_{in} - V_{op}}{V_{op}} * 100 = \frac{1,08 * 10^{-3} \text{ (m}^3\text{)} - 1,7948 * 10^{-4} \text{ (m}^3\text{)}}{1,08 * 10^{-3} \text{ (m}^3\text{)}} * 100 = \mathbf{83,38\%}$$

3.8 Problema Un intercambiador compacto de tubos con aletas tiene una configuración como la de la figura, la altura es de 1 metro, que contiene 60 tubos aleteados al tresbolillo y la anchura es de 1 (m). El tubo aleteado es un tubo fundido en aluminio con un coeficiente de conductividad de 237 (W/(m.K)), las dimensiones del tubo son: diámetro interior de 13,8 (mm); diámetro exterior 16,4 (mm) y el diámetro de las aletas es 28,5 (mm); el espesor de la aleta es 0,254 (mm) y hay 100 aletas por metro de tubo aleteado. Se utiliza como recuperador de calor, por el interior de los tubos circula agua con un coeficiente de convección interior de $h=1.500$ (W/(m²K)), a razón de 1 (kg/s) y el agua entra a 290 (K). Los gases de combustión entran a 825 (K) en flujo cruzado sobre los tubos, con un flujo de 1,3 (kg/s) y con un coeficiente de convección de $h = 850$ (W/(m²K)). Determinar la energía recuperada en (kW).

Datos: $C_{p\text{agua}} = 4.184$ (J/(kg.K)) , $C_{p\text{humos}} = 1.074$ (J/(kg.K)) y $\beta = \sqrt{\frac{2hr_{\text{aleta}}^2}{kw}}$

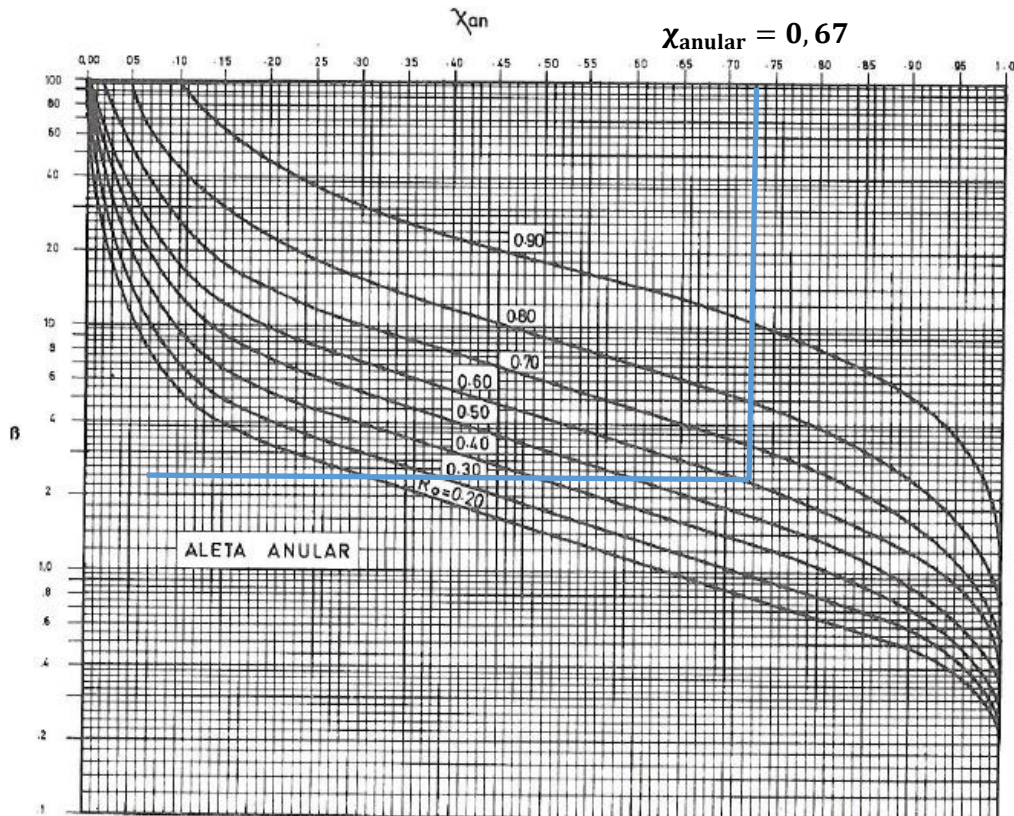
$Cr = \frac{(C_p \dot{m})_{\text{menor}}}{(C_p \dot{m})_{\text{mayor}}}$	$NTU = \frac{UA}{(C_p \dot{m})_{\text{menor}}}$	$\varepsilon = \frac{\Delta T((C_p \dot{m})_{\text{menor}})}{(T_{ce} - T_{fe})}$	$\varepsilon = 1 - \exp\{-Cr^{-1}[1 - \exp[-Cr(NTU)]]\}$
--	---	--	--



Se comienza determinando la efectividad de la aleta:

$$\beta = \sqrt{\frac{2hr_{\text{aleta}}^2}{kw}} = \sqrt{\frac{2 * 850 \left(\frac{W}{m^2 * K} \right) * \left(\frac{28,5 * 10^{-3}(m)}{2} \right)^2}{237 \left(\frac{W}{m * K} \right) * 0,254 * 10^{-3}(m)}} = 2,4$$

$$R_o = \frac{r_0}{r_{\text{aleta}}} = \frac{16,4 * 10^{-3}(m)/2}{28,5 * 10^{-3}(m)/2} = 0,575$$



Se determina el coeficiente global de transmisión de un tubo aleteado de una longitud de 1 (m), referido al área interior del tubo.

$$U_{\text{interior}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{interior}}} + \frac{r_{\text{interior}} * \ln(r_0/r_{\text{interior}})}{k} + \frac{A_{\text{interior}}}{h_{\text{exterior}} * (A'_{\text{tubo}} + \chi_{\text{anular}} * A_{\text{aletas}})}}$$

Área interior del tubo: $A_{\text{interior}} = 2 * r_{\text{interior}} * \pi * L = 2 * 6,9 * 10^{-3}(m) * \pi * 1 (m) = 43,4 * 10^{-3}(m^2)$

Área exterior del tubo: $A'_{\text{tubo}} = 2 * r_{\text{interior}} * \pi * (L - n * w) =$

$$A'_{\text{tubo}} = 2 * 8,2 * 10^{-3}(m) * \pi * (1 (m) - 100 * 0,254 * 10^{-3}(m)) = 50,2 * 10^{-3}(m^2)$$

Área de las aletas: $A_{\text{aletas}} = n * (2 * \pi * (r_{\text{aleta}}^2 - r_0^2)) =$

$$A_{\text{aletas}} = 100 * (2 * \pi * ((14,25 * 10^{-3}(m))^2 - (8,2 * 10^{-3}(m))^2)) = 85,3 * 10^{-3}(m^2)$$

$$U_{interior} = \frac{1}{\frac{1}{1500 \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)} + \frac{6,9 \cdot 10^{-3} (m) \cdot \ln \left(\frac{8,2 \cdot 10^{-3} (m)}{6,9 \cdot 10^{-3} (m)} \right)}{237 \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)} + \frac{43,4 \cdot 10^{-3} (m^2)}{850 \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right) \cdot (50,2 \cdot 10^{-3} (m^2) + 0,67 \cdot 85,3 \cdot 10^{-3} (m^2))}}$$

$$U_{interior} = \mathbf{871,6 \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)}$$

Se determina el valor de $U_{interior} \cdot A_{interior \text{ total}}$.

El área interior total del intercambiador:

$$A_{interior \text{ total}} = n_{conductos} \cdot A_{interior} = 60 \cdot 43,4 \cdot 10^{-3} (m^2) = 2,604 (m^2)$$

$$U_{interior} \cdot A_{interior \text{ total}} = 871,6 \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right) \cdot 2,604 (m^2) = \mathbf{2.269,6 \left(\frac{W}{K} \right)}$$

$$Cp_{agua} \cdot \dot{m}_{agua} = 4.184 \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right) \cdot 1 \left(\frac{kg}{s} \right) = 4.184 \left(\frac{W}{K} \right)$$

$$Cp_{humos} \cdot \dot{m}_{humos} = 1.074 \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right) \cdot 1,3 \left(\frac{kg}{s} \right) = 1.396,2 \left(\frac{W}{K} \right)$$

$$Cr = \frac{(C_p \dot{m})_{menor}}{(C_p \dot{m})_{mayor}} = \frac{Cp_{humos} \cdot \dot{m}_{humos}}{Cp_{agua} \cdot \dot{m}_{agua}} = \frac{1.396,2 \left(\frac{W}{K} \right)}{4.184 \left(\frac{W}{K} \right)} = 0,3337$$

$$NTU = \frac{UA}{(C_p \dot{m})_{menor}} = \frac{U_{interior} \cdot A_{interior \text{ total}}}{Cp_{humos} \cdot \dot{m}_{humos}} = \frac{2.269,6 \left(\frac{W}{K} \right)}{1.396,2 \left(\frac{W}{K} \right)} = 1,63$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\{-Cr^{-1}[1 - \exp[-Cr(NTU)]]\} = \varepsilon = 1 - \exp\{-0,3337^{-1}[1 - \exp[-0,3337(1,63)]]\} = \mathbf{0,716}$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta T((C_p \dot{m})_{menor})}{(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{825 (K) - T_{cs}}{825 (K) - 290 (K)} \rightarrow T_{cs} = \mathbf{441,9 (K)}$$

Con estos datos se tiene el calor intercambiado es:

$$\dot{Q} = Cp_{humos} \cdot \dot{m}_{humos} \cdot (T_{ce} - T_{cs}) = 1.396,2 \left(\frac{W}{K} \right) \cdot (825 (K) - 441,9 (K)) = \mathbf{534.828,4 (W)}$$

$$\dot{Q} = \mathbf{534,8 \text{ kW}}$$

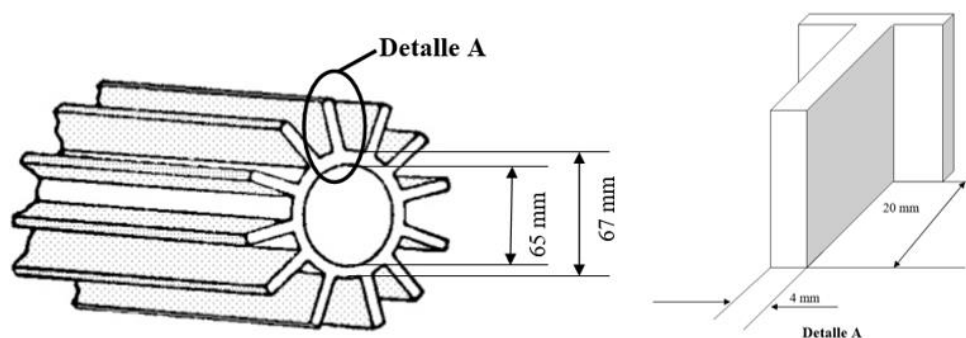
3.9 Problema En una empresa los hornos son refrigerados por un sistema por agua, el agua sale del horno a 90 (°C) y es conducida a unos tubos verticales de aluminio lisos, conductividad térmica del aluminio 204 (W/(m°C)), con un diámetro interior de 60 (mm) y exterior de 65 (mm), por cada tubo pasa 5,65 (g/s) de agua y retorna a los hornos a 80 (°C), el coeficiente de convección interior de los tubos es 346 (W/(m²°C)).

Los tubos están sometidos en su exterior al aire impulsado por un ventilador que proporciona un caudal por tubo de 10 (dm³/s), tomando como temperatura del aire exterior de diseño 30 (°C), se estima un coeficiente de convección exterior de los tubos es de 55 (W/(m²°C)).

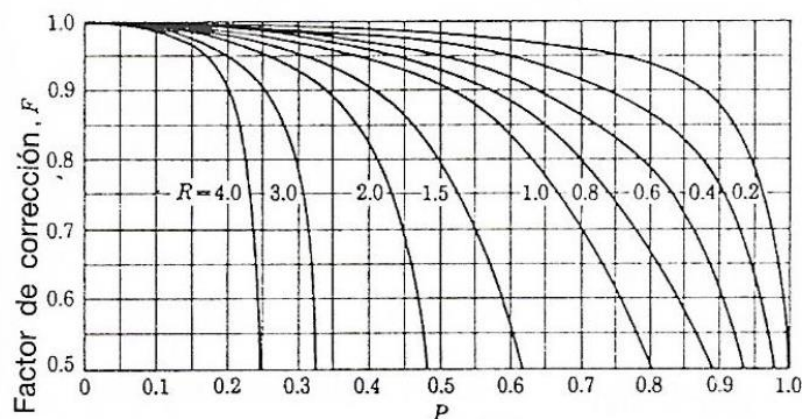
Se quiere reducir la longitud de los tubos y para ello se van a cubrir los tubos existentes con otro tubo concéntrico aleteado como indica la figura, la conductividad térmica del material del tubo aleteado es de 233 (W/(m °C)). Se considera que el funcionamiento del tubo con el recubrimiento del tubo aleteado es similar al tubo desnudo y que se mantienen los coeficientes de convección, se admite que el calor por el extremo de la aleta es despreciable.

Determinar la reducción de longitud del tubo cuando se instalan las aletas.

Datos: $C_{p\text{agua}}=4.201$ (kJ/(kg°C)), $C_{p\text{aire}}=1.006$ (kJ/(kg°C)), $\rho_{\text{aire}}=1,164$ (kg/m³)



Factor	$\beta = \sqrt{\frac{h * P * L^2}{k * A}}$	Efectividad	$\chi = \frac{Th(\beta)}{\beta}$
--------	--	-------------	----------------------------------



$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}}$$

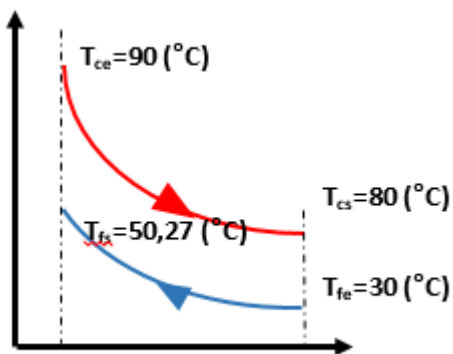
Se calcula el calor intercambiado en el intercambiador:

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m}_{\text{agua}} * C_{p\text{agua}} * (T_{ce} - T_{cs}) \\ &= 5,65 \text{ (g/s)} * \frac{1 \text{ (kg)}}{1.000 \text{ (g)}} * 4.201 \text{ (J/(kg}^\circ\text{C))} * (90 \text{ (}^\circ\text{C)} - 80 \text{ (}^\circ\text{C)}) \\ \dot{Q} &= \mathbf{237,4 \text{ (W)}}$$

Se calcula la temperatura de salida del aire:

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{V}_{\text{aire}} * \rho_{\text{aire}} * C_{p\text{aire}} * (T_{fs} - T_{fe}) \\ &= 237,4 \text{ (W)} = 10 \text{ (dm}^3\text{/s)} * \left(\frac{1 \text{ (m}^3\text{)}}{1.000 \text{ (dm}^3\text{)}} \right) * 1,164 \text{ (kg/m}^3\text{)} * 1.006 \text{ (J/(kg}^\circ\text{C))} * (T_{fs} - 30 \text{ (}^\circ\text{C)}) \\ T_{fs} &= \mathbf{50,27 \text{ (}^\circ\text{C)}}$$

Se determina la diferencia media logarítmica de temperatura (DMLT), suponiendo un intercambiador en contraflujo.

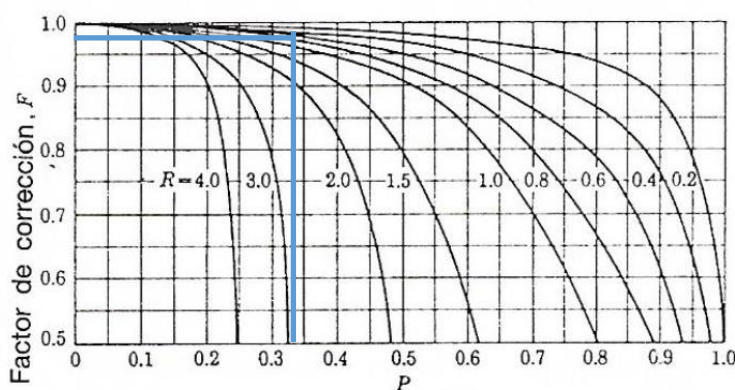


$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs} = 90 \text{ (}^\circ\text{C)} - 50,27 \text{ (}^\circ\text{C)} = 39,73 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe} = 80 \text{ (}^\circ\text{C)} - 30 \text{ (}^\circ\text{C)} = 50 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$\begin{aligned}\text{DMLT} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{39,73 \text{ (}^\circ\text{C)} - 50 \text{ (}^\circ\text{C)}}{\ln(39,74 \text{ (}^\circ\text{C)} / 50 \text{ (}^\circ\text{C)})} \\ &= \mathbf{44,67 \text{ (}^\circ\text{C)}}$$

Se determina el factor de corrección (F) del intercambiador.



$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{50,27 \text{ (}^\circ\text{C)} - 30 \text{ (}^\circ\text{C)}}{90 \text{ (}^\circ\text{C)} - 30 \text{ (}^\circ\text{C)}} = \mathbf{0,3378}$$

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} = \frac{90 \text{ (}^\circ\text{C)} - 80 \text{ (}^\circ\text{C)}}{50,27 \text{ (}^\circ\text{C)} - 30 \text{ (}^\circ\text{C)}} = \mathbf{0,4933}$$

$$\mathbf{F = 0,98}$$

Se calcula el coeficiente global de transmisión referido al área interna del tubo (U_{int})

$$U_{\text{int}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int}}} + \frac{r_{\text{int}} \ln(r_{\text{ext}}/r_{\text{int}})}{k_{\text{tubo}}} + \frac{r_{\text{int}}}{r_{\text{ext}} * h_{\text{ext}}}} =$$

$$U_{int} = \frac{1}{\frac{1}{346 \left(\frac{W}{(m^2 \cdot ^\circ C)} \right)} + \frac{30 \cdot 10^{-3} (m) \cdot \ln \left(\frac{32,5 \cdot 10^{-3} (m)}{30 \cdot 10^{-3} (m)} \right)}{204 \left(\frac{W}{(m \cdot ^\circ C)} \right)} + \frac{30 \cdot 10^{-3} (m)}{32,5 \cdot 10^{-3} (m) \cdot 55 \left(\frac{W}{(m^2 \cdot ^\circ C)} \right)}}$$

$$U_{int} = \mathbf{50,8 \left(\frac{W}{(m^2 \cdot ^\circ C)} \right)}$$

Se calcula el aire interior del tubo necesario para realizar el intercambio de calor calculado:

$$\dot{Q} = U_{int} \cdot A_{int} \cdot F \cdot DMLT = 237,4 \text{ (W)} = 50,8 \left(\frac{W}{(m^2 \cdot ^\circ C)} \right) \cdot A_{int} \cdot 0,98 \cdot 44,67 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$A_{int} = \mathbf{0,1067 \text{ (m}^2\text{)}}$$

La longitud del tubo sin aletas (L)

$$A_{int} = 2 \cdot \pi \cdot r_{int} \cdot L = \mathbf{0,1067 \text{ (m}^2\text{)}} = 2 \cdot \pi \cdot 30 \cdot 10^{-3} (m) \cdot L \rightarrow L = \mathbf{0,57 \text{ (m)}}$$

El tubo aleteado supone un coeficiente global de transmisión referido al área interior diferente, que se determina mediante la expresión:

$$U_{int} = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{r_{int} \cdot \ln(r_{ext}/r_{int})}{k_{tubo}} + \frac{r_{int} \cdot \ln(r_o/r_{ext})}{k_{tubo \text{ aleteado}}} + \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{int} \cdot a}{(A_{tubo} + \chi \cdot A_{aleta}) \cdot h_{ext}}$$

Cálculo de la eficiencia de la aleta. Se supone $a = 1 \text{ (m)}$.

Área transversal de la aleta: $A = W \cdot a = 4 \cdot 10^{-3} \text{ (m)} \cdot 1 \text{ (m)} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)}$

Área superficial de la aleta: $S = 2 \cdot L \cdot a = 2 \cdot 20 \cdot 10^{-3} (m) \cdot 1 (m) = 40 \cdot 10^{-3} (m^2)$

Perímetro de la aleta: $P = 2 \cdot a = 2 \cdot 1 \text{ (m)} = 2 \text{ (m)}$

$$\beta = \sqrt{\frac{h \cdot P \cdot L^2}{A \cdot k}} = \sqrt{\frac{55 \left(\frac{W}{(m^2 \cdot ^\circ C)} \right) \cdot 2 \text{ (m)} \cdot (20 \cdot 10^{-3} (m))^2}{4 \cdot 10^{-3} (m^2) \cdot 233 \left(\frac{W}{(m \cdot ^\circ C)} \right)}} = 0,217$$

$$\chi = \frac{Th(\beta)}{\beta} = \frac{Th(0,217)}{0,217} = \mathbf{0,98}$$

Cálculo de las áreas:

Área del tubo sin contar la base de aletas: $A_{tubo} = 2 \cdot \pi \cdot r_o \cdot a - n^\circ \cdot (w \cdot a)$

$$A_{tubo} = 2 \cdot \pi \cdot 33,5 \cdot 10^{-3} (m) \cdot 1 (m) - 12 \cdot (4 \cdot 10^{-3} (m) \cdot 1 (m)) = \mathbf{0,162 \text{ (m}^2\text{)}}$$

Área superficial de las aletas: $A_{aletas} = n^\circ \cdot S = 12 \cdot 40 \cdot 10^{-3} (m^2) = \mathbf{0,48 \text{ (m}^2\text{)}}$

$U_{int}^{aleteado}$

$$= \frac{1}{\frac{1}{346 \left(\frac{W}{(m^2 \cdot ^\circ C)} \right)} + \frac{30 \cdot 10^{-3} (m) \cdot \ln \left(\frac{32,5 \cdot 10^{-3} (m)}{30 \cdot 10^{-3} (m)} \right)}{204 \left(\frac{W}{(m \cdot ^\circ C)} \right)} + \frac{30 \cdot 10^{-3} (m) \cdot \ln \left(\frac{33,5 \cdot 10^{-3} (m)}{32,5 \cdot 10^{-3} (m)} \right)}{233 \left(\frac{W}{(m \cdot ^\circ C)} \right)} + \frac{0,48 \text{ (m}^2\text{)}}{2 \cdot \pi \cdot 30 \cdot 10^{-3} (m) \cdot h_{ext}}}$$

$$\left[\frac{2 * \pi * 30 * 10^{-3}(\text{m}) * 1(\text{m})}{(0,162(\text{m}^2) + 0,98 * 0,48(\text{m}^2)) * 55 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right)} \right] = 120,1 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right)$$

Se calcula el aire interior del tubo necesario para realizar el intercambio de calor calculado, con el tubo aleteado:

$$\dot{Q} = U_{int}^{aleteado} * A_{int} * F * DMLT = 237,4(\text{W}) = 120,1 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right) * A_{int} * 0,98 * 44,67(^\circ\text{C})$$

$$A_{int} = 0,045(\text{m}^2)$$

La longitud del tubo sin aletas (L)

$$A_{int} = 2 * \pi * r_{int} * L = 0,045(\text{m}^2) = 2 * \pi * 30 * 10^{-3}(\text{m}) * L \rightarrow L = 0,24(\text{m})$$

La reducción de longitud del tubo cuando se instalan las aletas sería: 0,57 (m) - 0,24 (m) = **0,33 (m).**

4. Calderas

4.1 Problema Una caldera de vapor debe calentar a unas marmitas de productos alimentarios precocinados, que se estima demandan 250 (kW) y las redes de distribución se supone que pierde el 15 % de la energía útil de la caldera por distribución y pérdidas de vapor.

La caldera produce vapor sobrecalentado a 26 (kg/cm²) y 300 (°C) y el agua de alimentación a la caldera es de 110 (°C), el combustible que emplea es Gas Natural y los análisis de combustión realizados dan: temperatura de humos 350 (°C) porcentaje de oxígeno en humos de 2,5 (%) y los inquemados se consideran despreciables. La temperatura de referencia para la combustión se toma la de la sala de calderas de 20 (°C).

En la chimenea se instala un recalentador del aire de combustión, que permite incrementar la temperatura del aire de combustión 45 (°C), se supone que el aire de combustión se toma de la sala de calderas, que se encuentra a 20 (°C).

Se supone que la caldera tiene unas pérdidas por radiación y convección del 3 (%) de la potencia nominal.

El porcentaje de agua de retorno es el 30 (%), la norma para este tipo de calderas establece que el porcentaje máximo de sales es de 1.500 (ppm) y el agua de alimentación a la instalación después de los tratamientos es de 450 (ppm)

Datos:

Gas Natural: PCI= 10.500 (kcal/Nm³), agua: Cp = 1 (kcal/(kg °C)) y aire Cp = 0,24 (kcal/(kg °C))

- Determina la potencia útil de caldera, (potencia que la caldera da a la instalación) (kW).
- Determinar las pérdidas por distribución de la instalación (kW).
- Determina el caudal de vapor de la caldera en (t/h).
- Determina las pérdidas por purga de la instalación en (kW).
- Determina las pérdidas por humos de la caldera por metro cubico de gas natural normal, sin recuperador de calor (kcal/Nm³).
- Determina la energía recuperada por el recuperador de humos de combustión y precalentamiento del aire de combustión, por metro cubico de gas natural normal (kcal/Nm³).
- Determina el rendimiento de la caldera, teniendo en cuenta las pérdidas asociadas al funcionamiento de la caldera (%).
- Determina el caudal de combustible de la instalación (Nm³/h).
- Realiza un diagrama de Sankey, en el que figure potencia (kW) y (%) de cada término.

	Potencia nominal	Pérdidas humos	Pérdidas rad/conv	Pérdidas distribución	Pérdidas purgas	Marmitas
kW						
%						

a) Determina la potencia útil de caldera, (potencia que la caldera da a la instalación) (kW).

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_{distribución} + \dot{Q}_{demanda} = 0,15 * \dot{Q}_u + \dot{Q}_{demanda} \rightarrow \dot{Q}_u = \frac{\dot{Q}_{demanda}}{0,85}$$

$$\dot{Q}_u = \frac{250 \text{ (kW)}}{0,85} = \mathbf{294,12 \text{ (kW)}}$$

b) Determinar las pérdidas por distribución de la instalación (kW).

$$\dot{Q}_{distribución} = 0,15 * \dot{Q}_u = 0,15 * 294,12 \text{ (kW)} = \mathbf{44,12 \text{ (kW)}}$$

c) Determina el caudal de vapor de la caldera en (t/h).

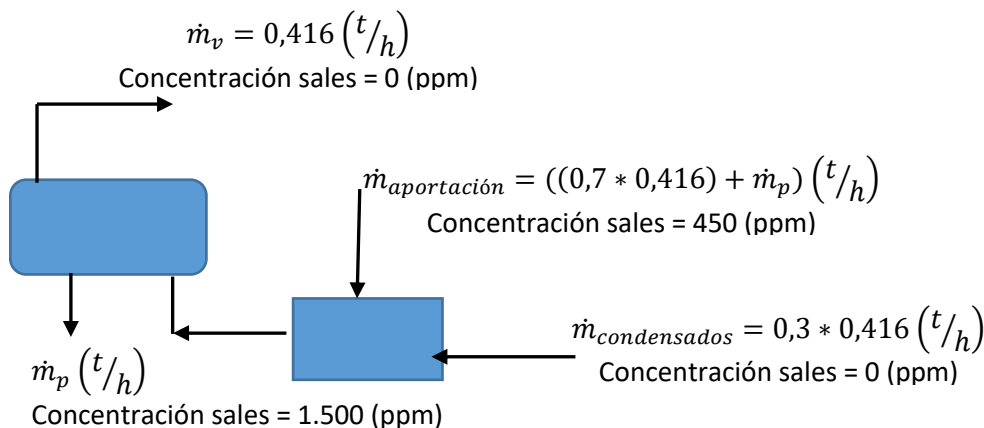
Tablas de vapor: $P=26 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$ y $T=300 \text{ (}^\circ\text{C)}$, $h_v=718,9 \text{ (kcal/kg)}$ y $T_{sat}=225,0 \text{ (}^\circ\text{C)}$.

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_v * (h_v - h_c)$$

$$294,12 \text{ (kW)} * 3.600 \text{ (s/h)} * 1/4,18 \text{ (kcal/kJ)} = 253.309,1 \text{ (kcal/h)}$$

$$253.309,1 = \dot{m}_v * (718,9 - 110) \rightarrow \dot{m}_v = \mathbf{416,01 \text{ (kg/h)}} = \mathbf{0,416 \text{ (t/h)}}$$

d) Determina las pérdidas por purga de la instalación en (kW).



Realizando un balance de masa de las sales se determina el caudal de purga:

$$1.500 * \dot{m}_p = ((0,7 * 0,416) + \dot{m}_p) * 450 \rightarrow \dot{m}_p = \mathbf{0,125 \text{ (t/h)}}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_P &= \dot{m}_p * C_{pL} * (T_{sat} - T_c) = 125 \text{ (kg/h)} * 1 \text{ (kcal/(kg * }^\circ\text{C))} * (225 \text{ (}^\circ\text{C)} - 110 \text{ (}^\circ\text{C)}) \\ &= \mathbf{14.352,3 \text{ (kcal/h)}} \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_P = \mathbf{16,7 \text{ (kW)}}$$

- e) Determina las pérdidas por humos de la caldera por metro cubico de gas natural normal, sin recuperador de calor (kcal/Nm^3).

Análisis de combustión: (Combustible Gas Natural, $T_H = 350$ ($^{\circ}\text{C}$), (O_2) = 2,5 (%) y $T_{\text{ref}} = 20$ ($^{\circ}\text{C}$))

Tablas GN resulta: $n=1,12$, $M_H^1 = 15,87$ (kg/m^3), $M_A^1 = 15,04$ (kg/m^3), $M = 0,262$ y $N = 0,0000283$

$$Cp_H = M + N * T_H = 0,263 + 0,0000283 * 350 = \mathbf{0,272} \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^3} \right)$$

$$p_H = M_H^1 * Cp_H * (T_H - T_{\text{ref}}) = 15,87 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) * 0,272 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{kg} * ^{\circ}\text{C})} \right) * (350 (^{\circ}\text{C}) - 20 (^{\circ}\text{C}))$$

$$= \mathbf{1.424} \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right)$$

- f) Determina la energía recuperada por el recuperador de humos de combustión y precalentamiento del aire de combustión, por metro cubico de gas natural normal (kcal/Nm^3).

$$p_{\text{rec.}} = M_A^1 * Cp_{\text{aire}} * (T_E - T_S) = 15,04 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) * 0,24 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{kg} * ^{\circ}\text{C})} \right) * 45 (^{\circ}\text{C})$$

$$= \mathbf{162,4} \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right)$$

- g) Determina el rendimiento de la caldera, teniendo en cuenta las pérdidas asociadas al funcionamiento de la caldera (%).

$$p_{H \text{ con rec}} = 1.424 - 162,4 = \mathbf{1.261,6} \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^3} \right)$$

$$\eta = 1 - \frac{p_{H \text{ con rec}}}{PCI} - \eta_{\text{rc}} = 1 - \frac{1.261,6}{10.500} - 0,03 = \mathbf{0,85} \rightarrow \mathbf{85} \text{ (\%)}$$

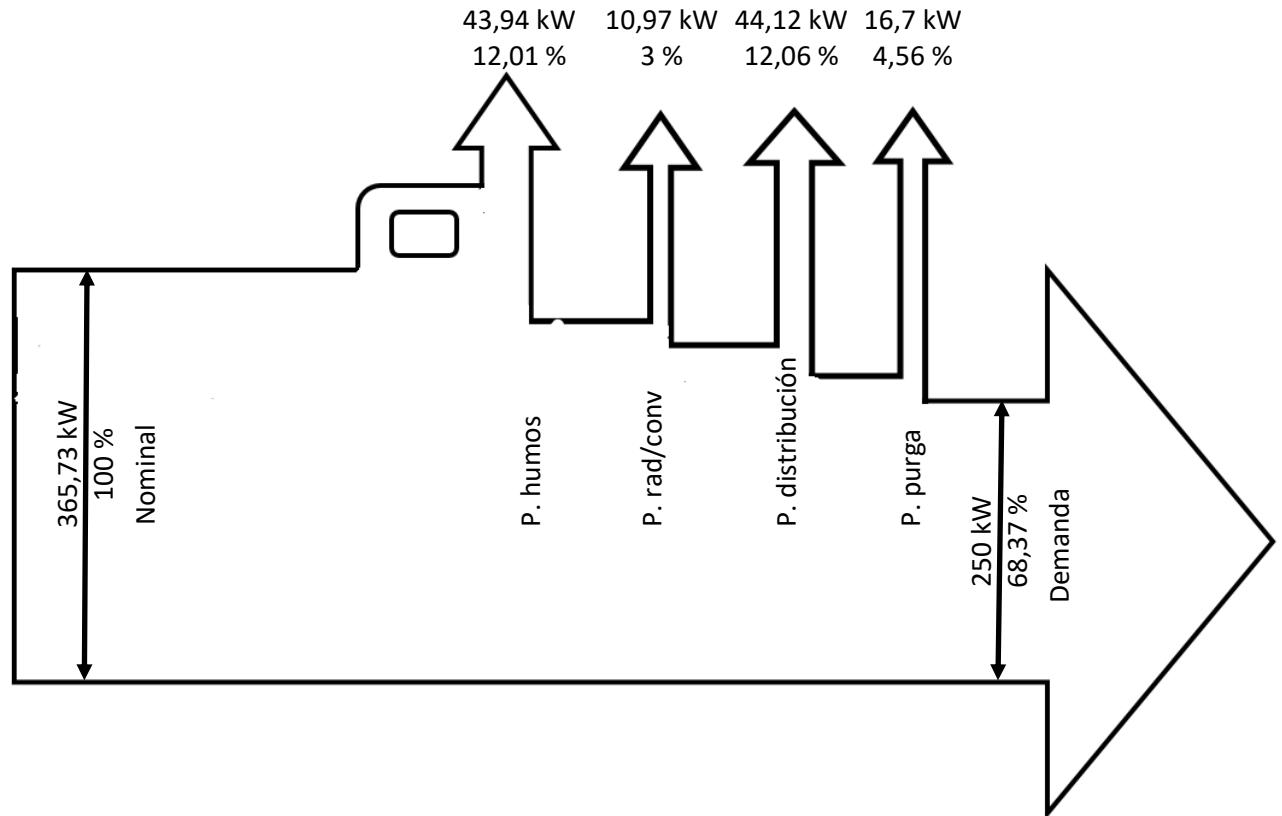
- h) Determina el caudal de combustible de la instalación (Nm^3/h).

$$\dot{m}_{\text{cob}} * PCI = \frac{\dot{Q}_u + \dot{Q}_P}{\eta} \rightarrow \dot{m}_{\text{cob}} = \frac{\dot{Q}_u + \dot{Q}_P}{\eta * PCI}$$

$$PCI = 10.500 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right) = 43.890 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3} \right)$$

$$\dot{m}_{\text{cob}} = \frac{294,12 \text{ (kW)} + 16,7 \text{ (kW)}}{0,85 * 43.890 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3} \right)} = \mathbf{8,33 \cdot 10^{-3}} \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{s}} \right) \rightarrow \mathbf{30} \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{h}} \right)$$

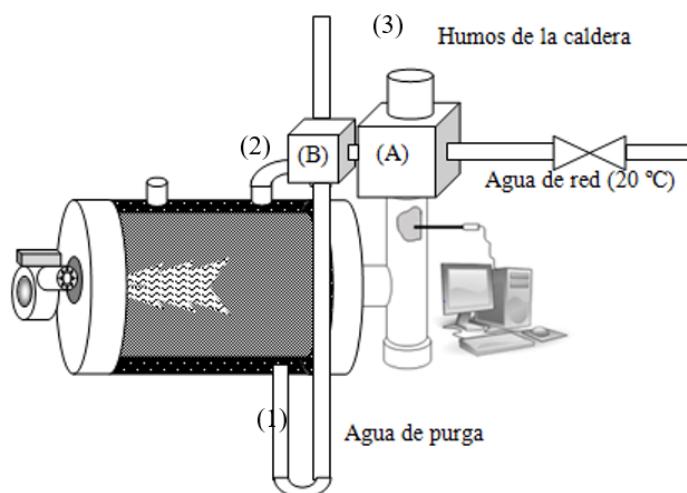
	Potencia nominal	Pérdidas humos	Pérdidas rad/conv	Pérdidas distribución	Pérdidas purgas	Marmitas
kW	365,73	43,94	10,97	44,12	16,7	250
%	100	12,01	3	12,06	4,56	68,37



4.2 Problema Una caldera de vapor de 30 (t/h), que produce vapor a 40 (kg/cm²) y 375 (°C), alimenta una instalación de limpieza de botellas a vapor perdido (no hay retorno de condensados). El agua de alimentación de caldera, se toma de la red municipal a 20 (°C) y tiene 250 (ppm) de sales, el fabricante de la caldera establece como límite de concentración de sales en caldera en 1.250 (ppm) y establece las pérdidas por radiación convección en un 3 (%) respecto a la potencia nominal de la caldera.

En la caldera se ha instalado un quemador de gas natural, se admite un PCI de 9.500 (kcal/Nm³), un análisis de los humos de combustión ha dado una concentración en humos de (CO₂ + SO₂) de 9,11 (%) y una temperatura antes del recuperador de 400 °C, se toma como temperatura de referencia 20 (°C).

La ingeniería de la factoría instala un recuperador para precalentar el agua de alimentación de la caldera (A), que se ha tomado de la red municipal a 20 (°C), para ello se enfrían los humos 100 (°C) (se admite como hipótesis que eso permite incrementar la temperatura del agua de red en 60 (°C) y además en serie se instala otro recuperador (B) para calentar el agua que sale del recuperador con el agua que se saca de purga, se supone que el agua de purga baja 100 (°C) antes de tirarse. Un esquema de principio se muestra en la figura.

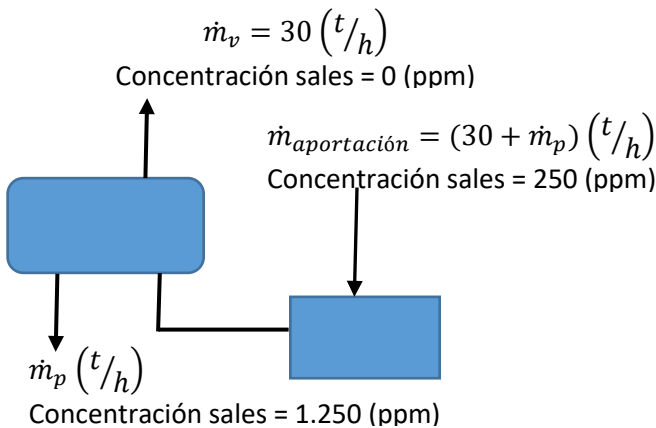


Determina:

- Calcula el caudal de purga de la caldera en (kg/h).
- Determina la temperatura de agua de purga al salir de la caldera, punto (1) en (°C).
- Determina la temperatura del agua de alimentación de la caldera, después de pasar por los dos recuperadores, punto (2) en (°C).
- Potencia útil de la caldera en (kcal/h).
- Pérdidas por humos sin recuperador y con recuperador en (kcal/Nm³ y % sobre PCI).
- Pérdidas por convección y radiación en (kcal/Nm³ y % sobre PCI).
- Rendimiento de combustión con recuperador y sin recuperador de humos en (% sobre PCI)
- Pérdidas por purga de agua con recuperador y sin recuperador de purga en (kcal/h).

- i) Caudal de combustible con recuperadores de humos y purgas en (Nm^3/h).
- j) Realiza una tabla donde se recoja el consumo específico en (kcal/Nm^3); el consumo total en (kcal/h) y el porcentaje sobre el consumo en (%).
- k) Dibuja un diagrama sobre los flujos energéticos.
- l) La hipótesis de calentar el agua de red $60\text{ }^\circ\text{C}$ en el primer recuperador (A) es correcta.

a) Calcula el caudal de purga de la caldera en (kg/h).



$$\dot{m}_p * 1.250 \text{ (ppm)} = (30 \text{ (t/h)} + \dot{m}_p) * 250 \text{ (ppm)}$$

$$\dot{m}_p = \frac{30 \text{ (t/h)} * 250 \text{ (ppm)}}{1.250 \text{ (ppm)} - 250 \text{ (ppm)}} = 7,5 \text{ (t/h)}$$

$$\dot{m}_p = 7.500 \text{ (kg/h)}$$

b) Determina la temperatura de agua de purga al salir de la caldera, punto (1) en (°C).

En las tablas de vapor sobrecalentado $P = 40 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$ y $T = 375 \text{ °C}$

$$h_v = 753,9 \text{ (kcal/kg)} \text{ y } T_{\text{sat}} = 249,2 \text{ (°C)}$$

c) Determina la temperatura del agua de alimentación de la caldera, después de pasar por los dos recuperadores, punto (2) en (°C).

$$\dot{m}_p * C_{p\text{agua}} * (T_{\text{sat}} - T_{\text{sal}}) = (\dot{m}_v + \dot{m}_p) * C_{p\text{agua}} * (T_{\text{fs}} - T_{\text{fe}})$$

$$7.500 \text{ (kg/h)} * 1 \text{ (kcal/(kg°C))} * 100 \text{ (°C)} = 37.500 \text{ (kg/h)} * 1 \text{ (kcal/(kg°C))} * (T_{\text{fs}} - 80) \rightarrow T_{\text{fs}} = 100 \text{ (°C)}$$

d) Potencia útil de la caldera en (kcal/h).

$$\begin{aligned} \dot{Q}_u &= \dot{m}_v * (h_v - h_l) = \dot{m}_v * (h_v - (C_{p\text{agua}} * T_l)) \\ &= 30.000 \text{ (kg/h)} * \left(753,9 \text{ (kcal/kg)} - \left(1 \text{ (kcal/(kg°C))} * 100 \text{ (°C)} \right) \right) \\ &= 19,617 * 10^6 \text{ (kcal/h)} \end{aligned}$$

e) Pérdidas por humos sin recuperador y con recuperador en (kcal/Nm³ y % sobre PCI).

Gas Natural; Contenido en humos de $(\text{CO}_2 + \text{SO}_2) = 9,11\%$; $T_{\text{H sin rec.}} = 400 \text{ °C}$; $T_{\text{H con rec.}} = 300 \text{ °C}$ y $T_{\text{ref}} = 20 \text{ °C} \rightarrow M_{\text{H}}^1 = 18,03 \text{ (kg/Nm}^3\text{)}$; $n = 0,260 \text{ (kcal/(kg°C))}$ y

$$m = 0,0000273 \text{ (kcal/(kg(°C}^2\text{))})$$

$$C_{p\text{H sin rec}} = n + m * T_{\text{H sin rec}} = 0,260 \text{ (kcal/(kg°C))} + 0,0000273 \text{ (kcal/(kg(°C}^2\text{))}) * 400 \text{ °C}$$

$$C_{p\text{H sin rec}} = 0,271 \text{ (kcal/(kg°C))}$$

$$C_{p\text{H con rec}} = n + m * T_{\text{H con rec}} = 0,260 \text{ (kcal/(kg°C))} + 0,0000273 \text{ (kcal/(kg(°C}^2\text{))}) * 300 \text{ °C}$$

$$C_{p\text{H con rec}} = 0,268 \text{ (kcal/(kg°C))}$$

$$p_{H \sin rec} = M_H^1 * C_{p_{H \sin rec}} * (T_{H \sin rec} - T_{ref})$$

$$= 18,03 \left(\frac{kg}{Nm^3} \right) * 0,271 \left(\frac{kcal}{(kg^\circ C)} \right) * (400 (^\circ C) - 20 (^\circ C)) = \mathbf{1.856,3 \left(\frac{kcal}{Nm^3} \right)}$$

$$p_{H \con rec} = M_H^1 * C_{p_{H \con rec}} * (T_{H \con rec} - T_{ref})$$

$$= 18,03 \left(\frac{kg}{Nm^3} \right) * 0,268 \left(\frac{kcal}{(kg^\circ C)} \right) * (300 (^\circ C) - 20 (^\circ C)) = \mathbf{1.353,0 \left(\frac{kcal}{Nm^3} \right)}$$

$$\eta_{H \sin rec} = \frac{p_{H \sin rec}}{PCI} * 100 = \frac{1.856,3 \left(\frac{kcal}{Nm^3} \right)}{9.500 \left(\frac{kcal}{Nm^3} \right)} * 100 = \mathbf{19,54 \%}$$

$$\eta_{H \con rec} = \frac{p_{H \con rec}}{PCI} * 100 = \frac{1.353,0 \left(\frac{kcal}{Nm^3} \right)}{9.500 \left(\frac{kcal}{Nm^3} \right)} * 100 = \mathbf{14,24 \%}$$

f) Pérdidas por convección y radiación en (kcal/Nm³ y % sobre PCI).

$$p_{rc} = PCI * \eta_{rc} / 100 = 9.500 \left(\frac{kcal}{Nm^3} \right) * 3 (\%) / 100 = \mathbf{285 \left(\frac{kcal}{Nm^3} \right)}$$

$$\eta_{rc} = \mathbf{3 (\%)}$$

g) Rendimiento de combustión con recuperador y sin recuperador de humos en (% sobre PCI)

$$\eta_{com \sin rec} = 100 - \eta_{H \sin rec} - \eta_{rc} = 100 - 19,54 - 3 = \mathbf{77,46 (\%)}$$

$$\eta_{com \con rec} = 100 - \eta_{H \con rec} - \eta_{rc} = 100 - 14,24 - 3 = \mathbf{82,76 (\%)}$$

h) Pérdidas por purga de agua con recuperador y sin recuperador de purga en (kcal/h).

$$\dot{Q}_{p \sin rec} = \dot{m}_p * C_{p_l} * (T_{sat} - T_{fs}) = 7.500 \left(\frac{kg}{h} \right) * 1 \left(\frac{kcal}{(kg^\circ C)} \right) * (249,2 (^\circ C) - 100 (^\circ C))$$

$$=$$

$$= \mathbf{1.119.000 \left(\frac{kcal}{h} \right)}$$

$$\dot{Q}_{p \con rec} = \dot{m}_p * C_{p_l} * (T_{con rec} - T_{fs})$$

$$= 7.500 \left(\frac{kg}{h} \right) * 1 \left(\frac{kcal}{(kg^\circ C)} \right) * (149,2 (^\circ C) - 100 (^\circ C)) =$$

$$= \mathbf{369.000 \left(\frac{kcal}{h} \right)}$$

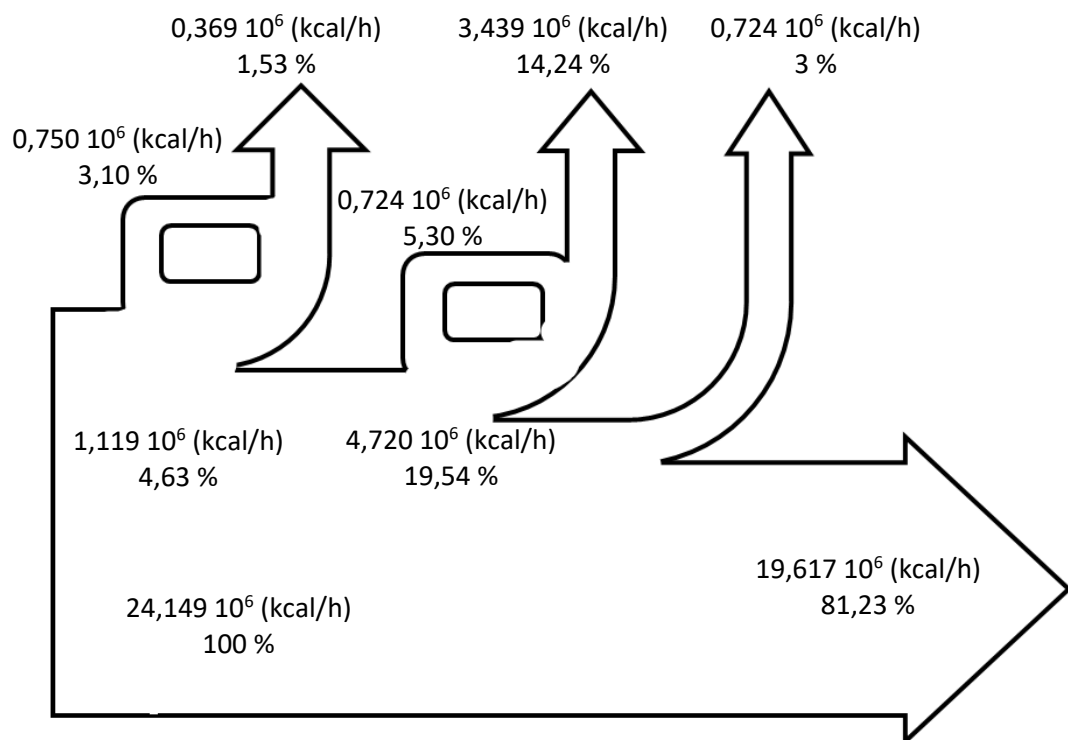
i) Caudal de combustible con recuperadores de humos y purgas en (Nm³/h).

$$\dot{m}_{com} = \frac{\dot{Q}_u + \dot{Q}_{p \con rec}}{\frac{\eta_{com \con rec}}{100} * PCI} = \frac{19,617 * 10^6 \left(\frac{kcal}{h} \right) + 369.000 \left(\frac{kcal}{h} \right)}{\frac{82,76 (\%)}{100} * 9.500 \left(\frac{kcal}{Nm^3} \right)} = \mathbf{2.542,0 \left(\frac{Nm^3}{h} \right)}$$

- j) Realiza una tabla donde se recoja el consumo específico en (kcal/Nm^3); el consumo total en (kcal/h) y el porcentaje sobre el consumo en (%).

Concepto	Consumo específico (kcal/Nm^3)	Consumo total (kcal/h)	Porcentaje (%)
Potencia nominal	9.500	$24,149 \cdot 10^6$	100
Potencia útil	7.717,04	$19,617 \cdot 10^6$	81,23
Perdidas por purga sin recuperador	440,20	$1,119 \cdot 10^6$	4,63
Pérdidas por purga con recuperador	145,16	$0,369 \cdot 10^6$	1,53
Recuperado	295,04	$0,750 \cdot 10^6$	3,10
Pérdidas por humos sin recuperador	1.856,73	$4,720 \cdot 10^6$	19,54
Pérdidas por humos con recuperador	1.352,97	$3,439 \cdot 10^6$	14,24
Recuperado	503,76	$1,281 \cdot 10^6$	5,30
Pérdidas por radiación y convección	285	$0,724 \cdot 10^6$	3

- k) Dibuja un diagrama sobre los flujos energéticos.



l) La hipótesis de calentar el agua de red 60 °C en el primer recuperador (A) es correcta.

$$\dot{m}_H = M_H^1 * \dot{m}_{com} = 18,03 \left(\frac{\text{kg}}{\text{Nm}^3} \right) * 2.542,0 \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{h}} \right) = 45.832,26 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{H \text{ rec}} &= C_{pH \text{ sin rec}} * \dot{m}_h * \Delta T = 0,271 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{kg}^\circ\text{C})} \right) * 45.832,26 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * 100 \left(^\circ\text{C} \right) \\ &= 1,242 \cdot 10^6 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right) \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_{H \text{ rec}} = \dot{Q}_{P \text{ rec}} = (\dot{m}_v + \dot{m}_p) * C_{p1} * (T_{\text{salida}} - T_{\text{entrada}})$$

$$\begin{aligned} 1,242 \cdot 10^6 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right) &= 37.500 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * 1 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{kg}^\circ\text{C})} \right) * (T_{\text{salida}} - 20 \left(^\circ\text{C} \right)) \rightarrow T_{\text{salida}} \\ &= \mathbf{53,12 \left(^\circ\text{C} \right)} \end{aligned}$$

4.3 Problema Una caldera alimenta a una turbina de vapor que precisa vapor a 44 (kg/cm²) y 475 (°C) con una demanda de potencia de 500.000 (kcal/h). Se supone que la instalación tiene unas pérdidas por distribución del 20 (%) sobre potencia útil de la caldera, la instalación permite retornar como condensado el 80 (%) del vapor alimentado a la instalación, se mezcla con el agua de reposición y la temperatura de entrada del agua a la caldera es de 110 (°C).

La caldera tiene un 2 (%) de pérdidas sobre potencia nominal por radiación y convección.

El quemador de la caldera utiliza gas natural y el análisis de humos sin recuperador da los siguientes datos: temperatura de referencia 20 (°C), temperatura de humos 350 (°C) y concentración de O₂ en humos 2 (%), los inquemados son despreciables y el PCI del Gas natural se fija en 9.700 (kcal/Nm³).

El recuperador de humos incrementa la temperatura del aire de combustión 140 (°C), se admite que el aire entra al sistema a la temperatura de referencia 20 (°C), se supone que el calor específico del aire es 0,24 (kcal/(kg °C)).

El fabricante de la caldera recomienda no pasar de una concentración de sales de 2.500 (ppm) y el sistema de tratamiento del agua de alimentación a la caldera permite que la concentración de sales sea 260 (ppm).

Datos: Coeficiente de paso GN 1,195 (kWh—energía primaria/kWh energía final), Coeficiente de emisiones 2,926 10⁻⁴ (kg CO₂ /kcal energía final).

Determinar:

- Determinar la potencia útil de la caldera (kcal/h).
- Determinar el caudal de vapor que sale de la caldera (kg/h).
- Determinar las pérdidas por humos sin recuperador (kcal/Nm³).
- Determinar las pérdidas por humos con recuperador y la temperatura de humos (kcal/Nm³ y °C).
- Determinar las pérdidas por purga (kcal/h).
- Determinar el caudal de gas natural de la instalación (Nm³/h).
- Realiza una tabla con los valores: i) absolutos (kcal/h); ii) específicos (kcal/Nm³) y iii) porcentajes (%), de todos los flujos de calor que presentes en el sistema.

Concepto	Potencia absoluta (kcal/h)	Potencia específica (kcal/Nm ³)	Porcentaje (%)
Nominal			
Útil			
Demanda			
Distribución			
Perdidas humos con rec.			
Convección/radiación			
Purga			

- h) Determina el consumo de energía primaria (kcal) y emisiones totales del sistema por año (t), si la instalación funciona 4.500 (h/año).

a) Determinar la potencia útil de la caldera (kcal/h).

$$\dot{Q}_{\text{util}} = 0,2 * \dot{Q}_{\text{util}} + \dot{Q}_{\text{turbina}} \rightarrow \dot{Q}_{\text{util}} = \frac{\dot{Q}_{\text{turbina}}}{0,8} = \frac{500.000 \text{ (kcal/h)}}{0,8} = \mathbf{625.000 \text{ (kcal/h)}}$$

b) Determinar el caudal de vapor que sale de la caldera (kg/h).

$$P = 44 \text{ kg/cm}^2; T = 475 \text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow h_v = 806,6 \text{ kcal/kg}; T_{\text{sat}} = 254,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{Q}_{\text{util}} = \dot{m}_{\text{vapor}} * (h_v - h_l) \rightarrow \dot{m}_{\text{vapor}} = \frac{\dot{Q}_{\text{util}}}{(h_v - h_l)} = \frac{\dot{Q}_{\text{util}}}{(h_v - (C_{p_l} * T_l))} =$$

$$\frac{625.000 \text{ (kcal/h)}}{\left(806,6 \text{ (kcal/kg)} - \left(1 \text{ (kcal/(kg * }^{\circ}\text{C)}) * 110(^{\circ}\text{C})\right)\right)} = \mathbf{897,2 \text{ (kg/h)}}$$

c) Determinar las pérdidas por humos sin recuperador (kcal/Nm³).

$$T_{\text{ref}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}; T_h = 350 \text{ }^{\circ}\text{C}; (\text{O}_2) = 2 \text{ } \%; \text{GN} \rightarrow M_h^1 = 15,51 \text{ (kg/Nm}^3\text{)}; M_a^1 = 14,68 \text{ (kg/Nm}^3\text{)};$$

$$m = 0,263 \text{ (kcal/(kg * }^{\circ}\text{C))}; n = 0,0000285 \text{ (kcal/(kg * }^{\circ}\text{C}^2\text{))}$$

$$C_{p_h} = m + n * T_h = 0,263 \text{ (kcal/(kg * }^{\circ}\text{C))} + 0,0000285 \text{ (kcal/(kg * }^{\circ}\text{C}^2\text{))} * 350 \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

$$= 0,273 \text{ (kcal/(kg * }^{\circ}\text{C))}$$

$$P_{h \text{ sin rec.}} = M_h^1 * C_{p_h} * (T_h - T_{\text{ref}})$$

$$= 15,51 \text{ (kg/Nm}^3\text{)} * 0,273 \text{ (kcal/(kg * }^{\circ}\text{C))} * (350 \text{ (}^{\circ}\text{C)} - 20 \text{ (}^{\circ}\text{C)})$$

$$= \mathbf{1.397,17 \text{ (kcal/Nm}^3\text{)}}$$

d) Determinar las pérdidas por humos con recuperador y la temperatura de humos (kcal/Nm³ y ^oC).

$$P_{\text{recuperado}} = M_a^1 * C_{p_a} * (\Delta T) = 14,68 \text{ (kg/Nm}^3\text{)} * 0,24 \text{ (kcal/(kg * }^{\circ}\text{C))} * 140 \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

$$= 493,25 \text{ (kcal/Nm}^3\text{)}$$

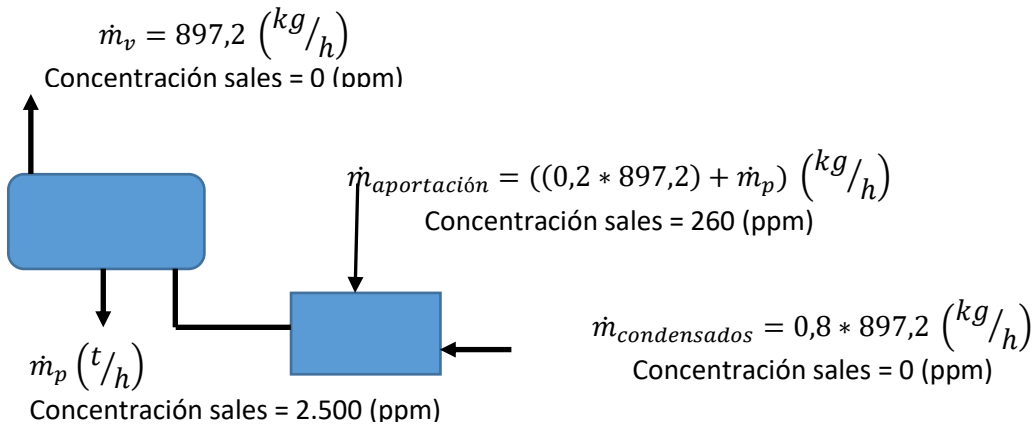
$$P_{h \text{ con rec.}} = P_{h \text{ sin rec.}} - P_{\text{recuperado}} = 1.397,17 \text{ (kcal/Nm}^3\text{)} - 493,25 \text{ (kcal/Nm}^3\text{)}$$

$$= \mathbf{903,9 \text{ (kcal/Nm}^3\text{)}}$$

$$P_{h \text{ con rec.}} = M_h^1 * C_{p_h} * (T_h^r - T_{\text{ref}}) \rightarrow T_h^r = T_{\text{ref}} + \frac{P_{h \text{ con rec.}}}{M_h^1 * C_{p_h}}$$

$$= 20 \text{ (}^{\circ}\text{C)} + \frac{903,9 \text{ (kcal/Nm}^3\text{)}}{15,51 \text{ (kg/Nm}^3\text{)} * 0,273 \text{ (kcal/(kg * }^{\circ}\text{C))}} = \mathbf{233,5 \text{ (}^{\circ}\text{C)}}$$

e) Determinar las pérdidas por purga (kcal/h).



$$(\dot{m}_v * 0,2 + \dot{m}_p) * (260 \text{ (ppm)}) = \dot{m}_p * (2.500 \text{ (ppm)}) \rightarrow \dot{m}_p = \frac{897,2 \text{ (kg/h)} * 0,2 * 260 \text{ (ppm)}}{2.500 \text{ (ppm)} - 260 \text{ (ppm)}}$$

$$= 20,8 \text{ (kg/h)}$$

$$\dot{Q}_P = \dot{m}_p * (h_{sat} - h_l) = \dot{m}_p * C_{p1} * (T_{sat} - T_l)$$

$$= 20,8 \text{ (kg/h)} * 1 \text{ (kcal/(kg * °C))} * (254,9 \text{ (°C)} - 110 \text{ (°C)}) = \mathbf{3.230 \text{ (kcal/h)}}$$

f) Determinar el caudal de gas natural de la instalación (Nm³/h).

$$PCI * \dot{m}_c = \dot{Q}_{util} + p_{h \text{ con rec}} * \dot{m}_c + \dot{Q}_P + 0,02 * PCI * \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_{util} + \dot{Q}_P}{0,98 * PCI - p_{h \text{ con rec}}} = \frac{625.000 \text{ (kcal/h)} + 3.230 \text{ (kcal/h)}}{0,98 * 9.700 \text{ (kcal/Nm}^3\text{)} - 903,9 \text{ (kcal/Nm}^3\text{)}} = \mathbf{73,03 \text{ (Nm}^3\text{/h)}}$$

g) Realiza una tabla con los valores: i) absolutos (kcal/h); ii) específicos (kcal/Nm³) y iii) porcentajes (%), de todos los flujos de calor que presentes en el sistema.

Concepto	Potencia absoluta (kcal/h)	Potencia específica (kcal/Nm³)	Porcentaje (%)
Nominal	708.391	9.700	100
Útil	625.000	8.558	88,25
Demanda	500.000	6.846,5	70,60
Distribución	125.000	1.711,6	17,65
Perdidas humos con rec.	66.011,8	903,9	9,32
Convección/radiación	14.167,8	194	2,00
Purga	3.230	44,23	0,46

- h) Determina el consumo de energía primaria (kcal) y emisiones totales del sistema por año (t), si la instalación funciona 4.500 h/año.

$$E_{\text{final}} = \dot{Q}_{\text{nominal}} * t = 708.197 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right) * 4.500 \left(\frac{\text{h}}{\text{año}} \right) = 3.186,9 * 10^6 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{año}} \right)$$

$$\begin{aligned} E_{\text{primaria}} &= E_{\text{final}} * \text{Cofp}_{/f} = 3.186,9 * 10^6 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{año}} \right) * 1,195 \left(\frac{\text{kWh}_p}{\text{kWh}_f} \right) \\ &= \mathbf{3.808,3 * 10^6 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{año}} \right)} \end{aligned}$$

$$M_{\text{CO}_2} = E_{\text{final}} * \text{Cof}_{\text{CO}_2} = 3.186,9 * 10^6 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{año}} \right) * 2,926 * 10^{-4} = \mathbf{932.482 \left(\frac{\text{kg}}{\text{año}} \right)}$$

4.4 Problema Una caldera de vapor que produce 500 (t/h) de vapor a una presión de 50 (kg/cm²) y a una temperatura de 500 (°C), presenta el siguiente funcionamiento:

El retorno de condensados es el 80 (%) del caudal de vapor producido.

El agua de alimentación a la caldera es de 110 (°C). El fabricante de la caldera recomienda no pasar de 1.000 (ppm) de sales en la caldera y el agua de aportación contiene 250 (ppm).

Los humos de salida de la caldera dan los siguientes valores 4 (%) de oxígeno, y temperatura de humos 580 (°C), la temperatura del aire es 20 (°C).

Existe un recuperador de calor que reduce la temperatura de humos en 100 (°C).

El resto de las pérdidas del generador sobre PCI del combustible son 5 (%).

Trabaja 2.800 horas año.

Se plantea qué combustible utilizar, en base al precio del (kWh) y coste de emisiones de CO₂.

Gasóleo C: PCI = 8.500 (kcal/kg), coste del combustible 0,001 (c€/kcal).

Gas Natural: PCI = 9500 (kcal/Nm³), coste del combustible 0,00113 (c€/kcal).

Coste de emisiones de CO₂: 6 (€/t de CO₂).

Determina:

- Calor útil aportado por la caldera a la instalación en (kcal/h).
- Caudal de purga en (t/h).
- Las pérdidas por purga en (kcal/h).
- Rendimiento con economizador con gasóleo C.
- Rendimiento con economizador con Gas Natural.
- Calcula el gasóleo y el gas natural que se consume por hora.
- Qué combustible es más rentable utilizar y cuanto es el ahorro de uno respecto al otro en un año.

a) Calor útil aportado por la caldera a la instalación en kcal/h.

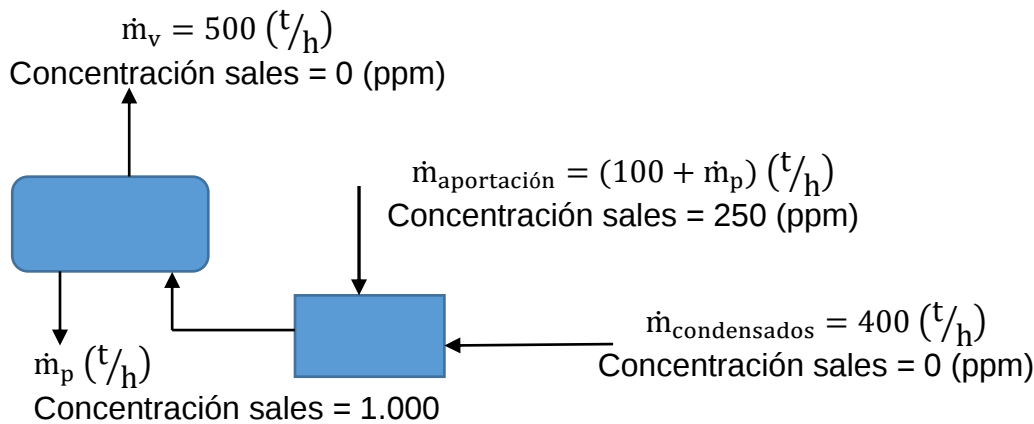
Presión = 50 (kg/cm²) y Temperatura = 500 (°C) se corresponde con vapor sobrecalentado en tablas:

$$h_v = 818,3 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right) \text{ y } T_{\text{sat}} = 262,6 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_v * (h_v - h_{\text{al.}}) = \dot{m}_v * (h_v - (C_{p1} * T_{\text{al.}}))$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_u &= 500 \left(\frac{\text{t}}{\text{h}} \right) * 1.000 \left(\frac{\text{kg}}{\text{t}} \right) * \left(818,3 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right) - \left(1 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \right) * 110 \text{ (}^\circ\text{C)} \right) \right) \\ &= 354,15 * 10^6 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right) \end{aligned}$$

b) Caudal de purga en t/h.



$$\begin{aligned} (100 + \dot{m}_p) \left(\frac{\text{t}}{\text{h}} \right) * 250 \text{ (ppm)} &= \dot{m}_p \left(\frac{\text{t}}{\text{h}} \right) * 1.000 \text{ (ppm)} \\ \dot{m}_p &= \frac{100 \left(\frac{\text{t}}{\text{h}} \right) * 250 \text{ (ppm)}}{1.000 \text{ (ppm)} - 250 \text{ (ppm)}} = 33,33 \left(\frac{\text{t}}{\text{h}} \right) \end{aligned}$$

c) Las pérdidas por purga en kcal/h.

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_p * C_{p1} * (T_{\text{sat}} - T_{\text{al.}})$$

$$= 33,33 \left(\frac{\text{t}}{\text{h}} \right) * 1.000 \left(\frac{\text{kg}}{\text{t}} \right) * 1 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \right) * (262,6 \text{ (}^\circ\text{C)} - 110 \text{ (}^\circ\text{C)})$$

$$\dot{Q}_p = 5,087 * 10^6 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right)$$

d) Rendimiento con economizador con gasóleo C.

Temperatura de humos con recuperador $T_H = 480 \text{ (}^\circ\text{C)}$ y Temperatura de referencia $T_{\text{ref}} = 20 \text{ (}^\circ\text{C)}$

Combustible: Gasóleo C, (O_2) = 4%, $\rightarrow M_h^1 = 17,81 \left(\frac{\text{kg}}{\text{kg}} \right)$

$$m = 0,251 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \right); n = 0,0000268 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}^2} \right)$$

$$C_{p_h} = m + n * T_h = 0,251 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \right) + 0,0000268 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}^2} \right) * 480 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$= 0,2639 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \right)$$

$$\begin{aligned}
 p_{h \text{ con rec.}} &= M_h^1 * C_{p_h} * (T_h^r - T_{ref}) \\
 &= 17,81 \left(\frac{\text{kg}}{\text{kg}} \right) * 0,2639 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (480 (^\circ\text{C}) - 20 (^\circ\text{C})) \\
 &= \mathbf{2.161,7 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right)} \\
 \eta_c (\text{Gaoil}) &= 1 - \frac{p_{h \text{ con rec.}}}{\text{PCI}_{\text{Gaoil}}} - p_{\text{resto}} = 1 - \frac{2.161,7 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right)}{8.500 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right)} - \frac{5 (\%)}{100} = \mathbf{0,696}
 \end{aligned}$$

e) Rendimiento con economizador con Gas Natural.

Temperatura de humos con recuperador $T_H = 480 (^\circ\text{C})$ y Temperatura de referencia $T_{ref} = 20 (^\circ\text{C})$

Combustible: Gas Natural, $(\text{O}_2) = 4\%$, $\rightarrow M_h^1 = 17,09 \left(\frac{\text{kg}}{\text{Nm}^3} \right)$

$$\begin{aligned}
 m &= 0,261 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right); n = 0,0000277 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}^2} \right) \\
 C_{p_h} &= m + n * T_h = 0,261 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) + 0,0000277 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}^2} \right) * 480 (^\circ\text{C}) \\
 &= 0,2743 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 p_{h \text{ con rec.}} &= M_h^1 * C_{p_h} * (T_h^r - T_{ref}) \\
 &= 17,07 \left(\frac{\text{kg}}{\text{Nm}^3} \right) * 0,2743 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}} \right) * (480 (^\circ\text{C}) - 20 (^\circ\text{C})) \\
 &= \mathbf{2.153,8 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right)} \\
 \eta_c (\text{GN}) &= 1 - \frac{p_{h \text{ con rec.}}}{\text{PCI}_{\text{GN}}} - p_{\text{resto}} = 1 - \frac{2.153,8 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right)}{9.500 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right)} - \frac{5 (\%)}{100} = \mathbf{0,723}
 \end{aligned}$$

f) Calcula el gasóleo y el gas natural que se consume por hora.

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{\text{Gaoil}} &= \frac{\dot{Q}_u + \dot{Q}_p}{\eta_c (\text{Gaoil}) * \text{PCI}_{\text{Gaoil}}} = \frac{354,15 * 10^6 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right) + 5,087 * 10^6 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right)}{0,696 * 8.500 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right)} = \mathbf{60.723 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)} \\
 \dot{V}_{\text{GN}} &= \frac{\dot{Q}_u + \dot{Q}_p}{\eta_c (\text{GN}) * \text{PCI}_{\text{GN}}} = \frac{354,15 * 10^6 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right) + 5,087 * 10^6 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right)}{0,723 * 9.500 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right)} = \mathbf{52.302 \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{h}} \right)}
 \end{aligned}$$

g) Qué combustible es más rentable utilizar y cuanto es el ahorro de uno respecto al otro en un año.

Consumo de combustible:

$$\text{Gasoil: } M_{\text{Gaoil}} = \dot{m}_{\text{Gaoil}} * \text{horas año} = \mathbf{60.723 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * 2.800 \left(\frac{\text{h}}{\text{año}} \right) = 170.024 * 10^3 \left(\frac{\text{kg}}{\text{año}} \right)}$$

$$\text{G N: } V_{\text{GN}} = \dot{V}_{\text{GN}} * \text{horas año} = \mathbf{52.302 \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{h}} \right) * 2.800 \left(\frac{\text{h}}{\text{año}} \right) = 146.446 * 10^3 \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{año}} \right)}$$

Energía final consumida:

$$\text{Gasol: } E_{\text{Gaoil}} = M_{\text{Gaoil}} * PCI_{\text{Gaoil}} = 170.024 * 10^3 \left(\frac{\text{kg}}{\text{año}} \right) * 8.500 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right) = \mathbf{1.445,2 * 10^9 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{año}} \right)}$$

$$\text{G N: } E_{\text{GN}} = V_{\text{GN}} * PCI_{\text{GN}} = 146.446 * 10^3 \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{año}} \right) * 9.500 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right) = \mathbf{1.391,2 * 10^9 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{año}} \right)}$$

Coste de la energía:

$$\begin{aligned} \text{Gasol: } \text{Coste}_E &= E_{\text{Gaoil}} * \text{Precio}_{\text{Gasol}} = 1.445,2 * 10^9 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{año}} \right) * 0,001 \left(\frac{\text{€}}{\text{kcal}} \right) \\ &= \mathbf{14.452.074 \left(\frac{\text{€}}{\text{año}} \right)} \end{aligned}$$

$$\text{GN: } \text{Coste}_E = E_{\text{GN}} * \text{Precio}_{\text{GN}} = 1.391,2 * 10^9 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{año}} \right) * 0,00113 \left(\frac{\text{€}}{\text{kcal}} \right) = \mathbf{15.720.978 \left(\frac{\text{€}}{\text{año}} \right)}$$

Emisiones de CO₂: $M_{\text{CO}_2}^0$ del Gasóleo y el GN se obtiene de tablas.

$$\begin{aligned} \text{Gasol: } M_{\text{Gasol}}^{\text{CO}_2} &= E_{\text{Gaoil}} * M_{\text{CO}_2}^0 = 170.024 * 10^3 \left(\frac{\text{kg}}{\text{año}} \right) * 3,15 \left(\frac{\text{kg}_{\text{CO}_2}}{\text{kg}} \right) \\ &= \mathbf{535,6 * 10^6 \left(\frac{\text{kg}}{\text{año}} \right)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{GN: } M_{\text{GN}}^{\text{CO}_2} &= E_{\text{GN}} * M_{\text{CO}_2}^0 = 146.446 * 10^3 \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{año}} \right) * 2,21 \left(\frac{\text{kg}_{\text{CO}_2}}{\text{Nm}^3} \right) \\ &= \mathbf{323,6 * 10^6 \left(\frac{\text{kg}}{\text{año}} \right)} \end{aligned}$$

Coste de emisiones de CO₂:

$$\begin{aligned} \text{Gasol: } \text{Coste}_{\text{CO}_2} &= M_{\text{Gasol}}^{\text{CO}_2} * \text{coste}_{\text{CO}_2} = 535,6 * 10^6 \left(\frac{\text{kg}}{\text{año}} \right) * 0,006 \left(\frac{\text{€}}{\text{kg}} \right) \\ &= \mathbf{3.213.456 \left(\frac{\text{€}}{\text{año}} \right)} \end{aligned}$$

$$\text{GN: } \text{Coste}_{\text{CO}_2} = M_{\text{GN}}^{\text{CO}_2} * \text{coste}_{\text{CO}_2} = 323,6 * 10^6 \left(\frac{\text{kg}}{\text{año}} \right) * 0,006 \left(\frac{\text{€}}{\text{kg}} \right) = \mathbf{1.941.874 \left(\frac{\text{€}}{\text{año}} \right)}$$

Coste total:

$$\begin{aligned} \text{Gasol: } \text{Coste}_{\text{total}} &= \text{Coste}_E + \text{Coste}_{\text{CO}_2} = 14.452.074 \left(\frac{\text{€}}{\text{año}} \right) + 3.213.456 \left(\frac{\text{€}}{\text{año}} \right) \\ &= \mathbf{17.665.530 \left(\frac{\text{€}}{\text{año}} \right)} \end{aligned}$$

$$\text{GN: } \text{Coste}_{\text{total}} = \text{Coste}_E + \text{Coste}_{\text{CO}_2} = 15.720.978 \left(\frac{\text{€}}{\text{año}} \right) + 1.941.874 \left(\frac{\text{€}}{\text{año}} \right) = \mathbf{17.662.852 \left(\frac{\text{€}}{\text{año}} \right)}$$

Ahorro con GN de 2.678 €

4.5 Problema Una empresa debe dimensionar el generador térmico, para ello obtiene la curva de carga de demandada de su proceso, que requiere vapor a 36 (kg/cm²) y una temperatura de 450 (°C).

	t/h	horas/año	Frecuencia de funcionamiento.
	88	1.750	27,8%
	44	2.520	40,1%
	22	2.020	32,1%
Total	313.360	6.290	100,0%

El fabricante del generador de vapor aporta la siguiente tabla de análisis de humos de sus calderas en función del porcentaje de carga útil de trabajo:

Fracción de carga útil	O ₂ %	T humos antes economizador	T humos después economizador
100-61%	0,5	450	350
60-51%	1,5	500	380
50-25%	2,5	520	400
Inferior a 25%	3,5	550	410

Las pérdidas por convección y radiación son 3 (%) de la potencia útil.

La instalación sólo retorna el 75 (%) del vapor generado y se instala una purga variable con la potencia útil, los sólidos en el agua de aportación de la caldera son de 200 (ppm) y el contenido máximo de sólidos en el agua de caldera es de 3.000 (ppm).

Temperatura de entrada de aire sin recuperador es 30 (°C).

Temperatura del agua de alimentación 100 (°C).

PCI del gas natural, 9.600 (kcal/Nm³).

- Selecciona las t/h de vapor de las calderas a instalar.
- Realiza una tabla con: de fracción de carga, las horas año, las frecuencias de funcionamiento y la potencia útil, de cada periodo del apartado A.
- Realiza una tabla de las pérdidas por radiación y convección, para cada fracción de carga de las calderas del apartado A (kcal/h).
- Realiza una tabla de las pérdidas por humos, para cada fracción de carga de las calderas del apartado A (kcal/Nm³).
- Realiza una tabla del caudal de purgas, para cada fracción de carga de las calderas del apartado A (kg/h).
- Realiza una tabla de las pérdidas por agua de purga, para cada fracción de carga de las calderas del apartado A (kcal/h).
- Realiza una tabla del caudal de combustible, para cada fracción de carga de las calderas del apartado A (Nm³/h).
- Realiza una tabla del rendimiento de la instalación, para cada fracción de carga de las calderas del apartado A.
- Determina el rendimiento anual de la instalación.

a) Selecciona las t/h de vapor de las calderas a instalar.

La selección es un criterio del Ingeniero, normalmente cuando la demanda de la caldera disminuye del 50 % es aconsejable instalar dos generadores, en este caso se van a resolver dos casos:

1º) Una sola caldera con producción de 88 (t/h) de vapor a máxima carga.

2º) Dos calderas iguales con una producción de 44 (t/h) de vapor a máxima carga.

b) Realiza una tabla con: de fracción de carga, las horas año, las frecuencias de funcionamiento y la potencia útil, de cada periodo del apartado A.

Vapor a $P = 36 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$ y $T = 450 \text{ }^\circ\text{C}$, vapor sobrecalentado en tablas se obtiene:

$$h_v = 795,8 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right) \text{ y } T_{\text{sat}} = 243 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$\dot{Q}_{\text{util}} = \dot{m}_v * (h_v - h_{\text{alim}}) = \dot{m}_v * (h_v - (C_{p_l} * T_{\text{alim}}))$$

1º) Una caldera			
Porcentaje de carga (%)	horas (h)	Frecuencia	$\dot{Q}_{\text{util}}$ (kcal/h)
100%	1.750	27,8	61.230.400
50%	2.520	40,1	30.615.200
25%	2.020	32	15.307.600

2º) Dos calderas iguales			1	2
Porcentaje de carga (%)	horas (h)	Frecuencia	$\dot{Q}_{\text{util}} (1)$ (kcal/h)	$\dot{Q}_{\text{util}} (2)$ (kcal/h)
100%+100%	1.750	27,8	30.615.200	30.615.200
100%	2.520	40,1	30.615.200	
50%	2.020	32,1	15.307.600	

c) Realiza una tabla de las pérdidas por radiación y convección, para cada fracción de carga de las calderas del apartado A (kcal/h).

$$\dot{Q}_{\text{rc}} = \dot{Q}_{\text{util}} * 0,03$$

1º) Una caldera		
Porcentaje de carga (%)	$\dot{Q}_{\text{util}}$ (kcal/h)	$\dot{Q}_{\text{rc}}$ (kcal/h)
100,00%	61.230.400	1.836.912
50,00%	30.615.200	918.456
25,00%	15.307.600	459.228

2º) Dos calderas iguales	1		2	
Porcentaje de carga (%)	$\dot{Q}_{util(1)}$ (kcal/h)	$\dot{Q}_{rc(1)}$ (kcal/h)	$\dot{Q}_{util(2)}$ (kcal/h)	$\dot{Q}_{rc(2)}$ (kcal/h)
100%+100%	30.615.200	918.456	30.615.200	918.456
100,00%	30.615.200	918.456		
50,00%	15.307.600	459.228		

d) Realiza una tabla de las pérdidas por humos, para cada fracción de carga de las calderas del apartado A (kcal/Nm³).

Se determina para cada porcentaje de carga la pérdidas por humos (p_h)

En las tablas de combustión del Gas Natural con el porcentaje de O₂ en humos se obtiene el caudal de másico de humos húmedos (M_h^1) y los valores de (M) y (N), que permite determinar el calor específico de los humos para la temperatura de humos (C_{ph}) y aplicando la expresión siguiente, las pérdidas por humos.

$$p_h = M_h^1 * C_{pH} * (T_h - T_{ref})$$

Porcentaje de carga (%)	M_h^1 (kg/Nm ³)	T_h (°C)	M	N	C_{ph} (kcal/(kg °C))	p_h (kcal/Nm ³)
100,00%	14,52	350	0,264	0,0000291	0,274185	1.273,97
50,00%	15,16	380	0,263	0,0000287	0,273906	1.453,35
25,00%	15,87	400	0,262	0,0000283	0,27332	1.604,91
<25%	16,66	410	0,261	0,0000287	0,272767	1.726,83

1º) Una caldera	1
Porcentaje de carga (%)	p_h (kcal/Nm ³)
100 %	1.273,97
50 %	1.453,35
25 %	1.604,91

2º) Dos calderas iguales	1	2
Porcentaje de carga (%)	p_h (kcal/Nm ³)	p_h (kcal/Nm ³)
100%+100%	1.273,97	1.273,97
100,00%	1.273,97	
50,00%	1.453,35	

e) Realiza una tabla del caudal de purgas, para cada fracción de carga de las calderas del apartado A (kg/h).

Dado que se ha instalado una purga variable que se ajusta a la demanda. Se determina para cada caso el caudal de purgas en función: del caudal de vapor demandado por la instalación; del caudal de retorno y de las concentraciones preestablecidas por el fabricante.

Porcentaje de carga (%)	$\dot{m}_v$ (t/h)	$\dot{m}_{retorno}$ (t/h)	Concentración alimentación (ppm)	Concentración límite (ppm)	Caudal de purga (kg/h)
100,00%	88	66	200	3.000	1.571,43
50,00%	44	33	200	3.000	785,71
25,00%	22	16,5	200	3.000	392,86

f) Realiza una tabla de las pérdidas por agua de purga, para cada fracción de carga de las calderas del apartado A (kcal/h).

1º) Una caldera	1
Porcentaje de carga (%)	$\dot{Q}_p$ (kcal/h)
100,00%	224.714,29
50,00%	112.357,14
25,00%	56.178,57

2º) Dos calderas iguales	1	2
Porcentaje de carga (%)	$\dot{Q}_p$ (kcal/h)	$\dot{Q}_p$ (kcal/h)
100%+100%	112.357,14	112.357,14
100,00%	112.357,14	
50,00%	56.178,57	

g) Realiza una tabla del caudal de combustible, para cada fracción de carga de las calderas del apartado A (Nm³/h).

Aplicando la expresión siguiente se determina el caudal de combustible en cada caso:

$$\dot{m}_{com} = \frac{\dot{Q}_{util} + \dot{Q}_{RC} + \dot{Q}_p}{PCI - p_H}$$

1º) Una caldera	1				
Porcentaje de carga (%)	$\dot{Q}_{util}$ (kcal/h)	$\dot{Q}_{RC}$ (kcal/h)	p_H (kcal/Nm ³)	$\dot{Q}_p$ (kcal/h)	$\dot{m}_{com}$ (Nm ³ /h)
100,00%	61.230.400	1.836.912	1.273,97	224.714,29	7.601,71
50,00%	30.615.200	918.456	1.453,35	112.357,14	3.884,54
25,00%	15.307.600	459.228	1.604,91	56.178,57	1.979,09

2º) Dos calderas iguales					1	2
Porcentaje de carga (%)	$\dot{Q}_{util}$ (kcal/h)	$\dot{Q}_{RC}$ (kcal/h)	p_H (kcal/Nm ³)	$\dot{Q}_p$ (kcal/h)	$\dot{m}_{com}$ (Nm ³ /h)	$\dot{m}_{com}$ (Nm ³ /h)
100,00%	30.615.200	918456	1.273,97	112357,14	3.800,85	3.800,85
100,00%	30.615.200	918.456	1.273,97	112.357,14	3.800,85	
50,00%	15.307.600	459.228	1.453.35	56.178,57	1.942,27	

h) Realiza una tabla del rendimiento de la instalación, para cada fracción de carga de las calderas del apartado A.

1º) Una caldera			1
Porcentaje de carga (%)	$\dot{Q}_{util}$ (kcal/h)	$\dot{Q}_{nominal}$ (kcal/h)	η (%)
100,00%	61.230.400	72.976.398	83,90
50,00%	30.615.200	37.291.592	82,10
25,00%	15.307.600	18.999.263	80,57

2º) Dos calderas iguales			1	1
Porcentaje de carga (%)	$\dot{Q}_{util}$ (kcal/h)	$\dot{Q}_{nominal}$ (kcal/h)	η (%)	η (%)
100,00%	30.615.200	36.488.199	83,90	83,90
50,00%	30.615.200	36.488.199	83,90	
25,00%	15.307.600	18.645.796	82,10	

i) Determina el rendimiento anual de la instalación.

1º) Una caldera					82,76 (%)
Porcentaje de carga (%)	horas (h)	$\dot{Q}_{util}$ (kcal/h)	$\dot{Q}_{nominal}$ (kcal/h)	E_{util} (kcal)	$E_{nominal}$ (kcal)
100,00%	1.750	61.230.400	72.976.398	1,071E+11	1,277E+11
50,00%	2.520	30.615.200	37.291.592	7,715E+10	9,397E+10
25,00%	2.020	15.307.600	18.999.263	3,092E+10	3,837E+10
Energía total (kcal/año)				2,152E+11	2,600E+11

2º) Dos calderas iguales					83,64 (%)
Porcentaje de carga (%)	horas (h)	$\dot{Q}_{util}$ (kcal/h)	$\dot{Q}_{nominal}$ (kcal/h)	E_{util} (kcal)	$E_{nominal}$ (kcal)
100,00%	1.750	61.230.400	72.976.398	1,071E+11	1,277E+11
50,00%	2.520	30.615.200	36.488.199	7,715E+10	9,195E+10
25,00%	2.020	15.307.600	18.645.796	3,092E+10	3,766E+10
Energía total (kcal/año)				2,152E+11	2,573E+11

4.6 Problema Un fabricante de grupos térmicos, formados por caldera y quemador, aporta la siguiente tabla de resultados de funcionamiento de su grupo utilizando como combustible gasóleo C, para diferentes fracciones de carga de funcionamiento del grupo:

Fracción de carga (%)	30/40	40/50	50/60	60/70	70/80	80/90	90/100
Potencia nominal (kW)	240	300	360	420	480	540	600
Temperatura de humos (°C)	215	198	180	170	165	165	160
Concentración de oxígeno (%)	6	4,5	4	3,5	3	3	2,5
Perdidas por radiación convección, sobre potencia nominal (%)	4	3,75	3,5	3	3	3	2,75
Temperatura de referencia (°C)	24						

Una empresa que tiene la siguiente demanda, ha instalado uno de estos grupos:

Fracción de carga (%)	30/40	40/50	50/60	60/70	70/80	80/90	90/100
Hora/año	2.345	1347	750	1098	1045	1.125	1.050
Demanda (kW)	207,6	264,9	322,5	380,9	437,0	491,7	549,9

Determina:

- El rendimiento instantáneo del grupo para cada fracción de carga en (%).
- Potencia útil para cada fracción de carga en (kW).
- El rendimiento anual del generador en (%).
- Las toneladas de gasóleo C consumidos al año en (t).
- La energía primaria consumida en un año en (kWh/año).
- Las emisiones de CO₂ en un año en (t/año).

Datos: PCI del gasóleo: 10.277 (kcal/kg), factor de conversión del gasóleo $E_{\text{primaria}}/E_{\text{final}}$ (1kWh/1,182 kWh) y factor de emisiones del gasóleo 0,311 (kg CO₂/ kWh E_{final}).

a) El rendimiento instantáneo del grupo para cada fracción de carga en (%).

Se determina para cada porcentaje de carga la pérdidas por humos (p_h)

En las tablas de combustión del Gasóleo con el porcentaje de O_2 en humos se obtiene el caudal de másico de humos húmedos (M_h^1) y los valores de (M) y (N), que permite determinar el calor específico de los humos para la temperatura de humos (C_{p_h}) y aplicando la expresión siguiente, las pérdidas por humos.

$$p_h = M_h^1 * C_{p_h} * (T_h - T_{ref})$$

Porcentaje de carga (%)	M_h^1 (kg/kg)	T_h (°C)	T_{ref} (°C)	M	N	C_{p_h} (kcal/(kg °C))	p_h (kcal/Nkg)
90-100	16,50	160	24	0,252	0,0000274	0,25638	575,3
80-90	16,91	165	24	0,252	0,0000272	0,25648	611,5
70-80	16,91	165	24	0,252	0,0000272	0,25648	611,5
60-70	17,35	170	24	0,251	0,0000270	0,25559	647,4
50-60	17,81	180	24	0,251	0,0000268	0,25580	710,77
40-50	18,30	198	24	0,251	0,0000267	0,25520	812,88
30-40	19,96	215	24	0,250	0,0000261	0,25560	974,48

Se determina el rendimiento para cada fracción de potencia aplicando la siguiente expresión:

$$\eta_{comb} = \left(100 - \left(\frac{p_h}{PCI}\right) * 100 - \eta_{rc}\right)$$

Porcentaje de carga (%)	p_h (kcal/Nkg)	η_{rc} (%)	η_{comb} (%)
90-100	575,3	2,75	91,65
80-90	611,5	3	91,05
70-80	611,5	3	91,05
60-70	647,4	3	90,70
50-60	710,77	3,5	89,58
40-50	812,88	3,75	88,30
30-40	974,48	4	86,50

b) Potencia útil para cada fracción de carga en (kW).

$$\dot{Q}_{util} = \dot{Q}_{nom} * \frac{\eta_{comb}}{100}$$

Porcentaje en carga	30-40	40-50	50-60	60-70	70-80	80-90	90-100
η_{comb} (%)	86,50	88,30	89,58	90,70	91,05	91,05	91,65
$\dot{Q}_{nom}$ (kW)	240	300	360	420	480	540	600
$\dot{Q}_{util}$ (kW)	207,6	264,9	322,5	380,9	437,0	491,7	549,9

c) El rendimiento anual del generador en (%).

Se determina la energía nominal y útil para cada fracción de potencia.

$$Q_{nom} = \dot{Q}_{nom} * t$$

$$Q_{util} = \dot{Q}_{util} * t$$

Porcentaje en carga	30-40	40-50	50-60	60-70	70-80	80-90	90-100
Hora/año	2.345	1347	750	1098	1045	1.125	1.050
$\dot{Q}_{nom}(kW)$	240	300	360	420	480	540	600
$\dot{Q}_{util}(kW)$	207,6	264,9	322,5	380,9	437,0	491,7	549,9
$Q_{nom}(kWh)$	562.800	404.100	270.000	461.160	501.600	607.500	630.000
$Q_{util}(kWh)$	486.822	356.820	241.875	418.228	456.665	553.162	577.395

Se determina la energía nominal y útil anual sumando la energía de cada porcentaje de carga:

$$Q_{nom \text{ anual}} = \sum_{i=40\%}^{i=100\%} Q_{nom} = 3.437.160 \text{ (kWh)}$$

$$Q_{util \text{ anual}} = \sum_{i=40\%}^{i=100\%} Q_{util} = 3.090.968 \text{ (kWh)}$$

El rendimiento anual de la instalación se determina:

$$\eta_{comb} = \frac{Q_{util \text{ anual}}}{Q_{nom \text{ anual}}} * 100 = \frac{3.090.968 \text{ (kWh)}}{3.437.160 \text{ (kWh)}} * 100 = \mathbf{89,93 \%}$$

d) Las toneladas de gasóleo C consumidos al año en (t).

$$\dot{m}_{comb} = \frac{Q_{nom \text{ anual}}}{PCI} = \frac{3.437.160 \text{ (kWh)} * 861,2 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kWh}} \right)}{10.277 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right)} = 288.030,0 \text{ (kg)} = \mathbf{288,03 \text{ (t)}}$$

e) La energía primaria consumida en un año en (kWh/año).

$$Q_{primaria} = Q_{nominal} * \text{Factor de conversión} = 3.437.160 \text{ (kWh)} * 1,182 \left(\frac{\text{kWh}}{\text{kWh}} \right) = \mathbf{4.062.723 \text{ (kWh)}}$$

f) Las emisiones de CO₂ en un año en (t/año).

$$\text{Emisiones} = Q_{nominal} * \text{Factor de emisiones} = 3.437.160 \text{ (kWh)} * 0,311 \left(\frac{\text{kg CO}_2}{\text{kWh}} \right) = \mathbf{1.068.956 \text{ (kg)}}$$

$$\text{Emisiones} = \mathbf{1.069 \text{ (t)}}$$

5. Caldera e Intercambiadores

5.1 Problema Una caldera de vapor produce 40 (t/h) de vapor a una presión de 40 (kg/cm²) y a una temperatura de 350 (°C).

La instalación presenta el siguiente funcionamiento:

El 60% del vapor retorna al tanque de condensados, desde este tanque se alimenta a la caldera mediante una serie de bombas a la temperatura de 110 °C. El fabricante de la caldera recomienda no pasar en contenido de sólidos en la caldera de 2.500 ppm y el agua de aportación contiene 500 ppm.

La instalación tiene unas pérdidas por distribución de un 3% del calor útil de la caldera.

Las medidas realizadas en los humos de salida de la caldera como valores 2% de concentración de oxígeno, y temperatura de humos 480 °C, antes del recuperador, el recuperador tiene una resistencia térmica, para un caudal de combustible de 1 (kg/h), de 0,45 (°C/W) y la temperatura del aire antes del recuperador es 25 °C, la caldera utiliza gasóleo (P.C.I. 9.800 kcal/kg).

Las pérdidas por radiación y convección del generador sobre PCI del combustible son 3%.

Ecuaciones:

$$NUT = \frac{U_i \cdot A_i}{(\dot{m}_a \cdot C_{p_a})_{menor}} ; C_R = \frac{(\dot{m}_a \cdot C_{p_a})_{menor}}{(\dot{m}_b \cdot C_{p_b})_{mayor}} ; \varepsilon = \frac{(\Delta T_a)_{mayor}}{T_{CE} - T_{FE}} ; \varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT \cdot (1 + C_R)]}{(1 + C_R)}$$

Determina:

- Determinar el calor útil aportado por la caldera a la instalación en (kcal/h).
- Caudal de agua de purga de la caldera en (t/h).
- Las pérdidas por purga de la caldera en (kcal/h).
- Las pérdidas por distribución (kcal/h).
- Las pérdidas sin economizador por calor sensible en humos en (kcal/kg).
- La energía recuperada en el recuperador en (kcal/kg). (Para hacer este apartado se debe suponer que el caudal de combustible es 1 kg/h).
- Las pérdidas con economizador por calor sensible en humos en (kcal/kg).
- Las pérdidas por radiación convección de la caldera en (kcal/kg).
- Caudal de combustible en (kg/h).
- Dibuja diagrama de Sankey de la instalación, indicando (kcal/h) en cada flujo de energía y el tanto por ciento (%).

Dato: Calor específico del aire $C_{p_{aire}} = 0,239$ (kcal/(kg °C)).

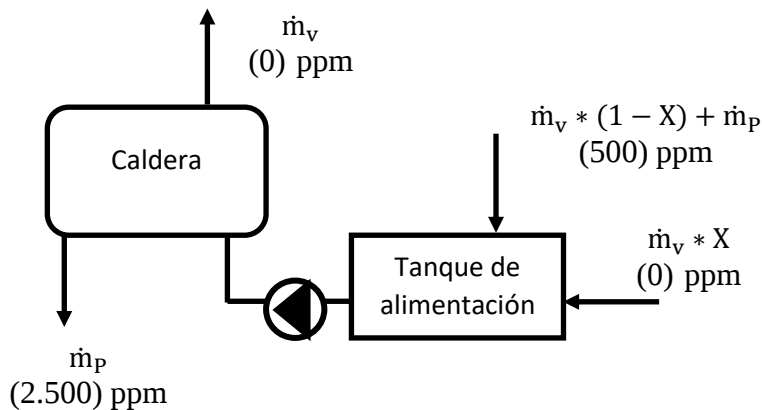
a) Determinar el calor útil aportado por la caldera a la instalación en (kcal/h).

$$\left. \begin{array}{l} P = 40 \text{ (kg/cm}^2\text{)} \\ T = 350 \text{ (}^\circ\text{C)} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_v = 739,5 \text{ (kcal/kg)} \\ T_{\text{sat}} = 249,2 \text{ (}^\circ\text{C)} \rightarrow h_{L \text{ sat}} = 258,5 \text{ (kcal/kg)} \end{array}$$

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m}_v * (h_v - c_{pL} * T_L) =$$

$$40 * 10^3 \text{ (kg/h)} * \left(739,5 \text{ (kcal/kg)} - 1 \text{ (kcal/(kg * }^\circ\text{C))} * 110 \text{ (}^\circ\text{C)} \right) = \mathbf{25,18 * 10^6 \text{ (kcal/h)}}$$

b) Caudal de agua de purga de la caldera en (t/h).



$$\dot{m}_p * 2.500 + \dot{m}_v * (0) = (\dot{m}_v * (1 - X) + \dot{m}_p) * (500) + \dot{m}_v * X * (0) \rightarrow \dot{m}_p = \frac{\dot{m}_v * (1 - X) * (500)}{(2.500) - (500)}$$

$$\dot{m}_p = \frac{40 * 10^3 \text{ (kg/h)} * (1 - 0,6) * 500 \text{ (ppm)}}{2.500 \text{ (ppm)} - 500 \text{ (ppm)}} = \mathbf{4.000 \text{ (kg/h)} = 4 \text{ (t/h)}}$$

c) Las pérdidas por purga de la caldera en (kcal/h).

$$\dot{P}_{\text{purga}} = \dot{m}_p * (h_{\text{sat}} - h_{\text{ali}}) = \dot{m}_p * c_{p\text{líquido}} * (T_{\text{sat}} - T_{\text{ali}})$$

$$4.000 \text{ (kg/h)} * 1 \text{ (kcal/(kg * }^\circ\text{C))} * (249,2 \text{ (}^\circ\text{C)} - 110 \text{ (}^\circ\text{C)}) = \mathbf{556.800 \text{ (kcal/h)}}$$

d) Las pérdidas por distribución (kcal/h).

$$\dot{P}_{\text{dis}} = \text{Coef}_{\text{Dis}} * \dot{Q}_U = 0,03 * 25,18 * 10^6 \text{ (kcal/h)} = \mathbf{755.400 \text{ (kcal/h)}}$$

e) Las pérdidas sin economizador por calor sensible en humos en (kcal/kg).

- Combustible Gasóleo C.
 - Concentración O₂ en humos 2% (O₂).
 - Temperatura humos sin recuperador, T_H = 480 °C.
 - Temperatura de referencia, T_{ref} = 25 °C.
- $$\left. \begin{array}{l} M_A^1 = 15,11 \text{ (kg/kg)} \\ M_H^1 = 16,11 \text{ (kg/kg)} \\ N = 0,0000276 \text{ (kcal/(kg * (}^\circ\text{C)}^2\text{))} \\ M = 0,252 \text{ (kcal/(kg * }^\circ\text{C))} \end{array} \right\}$$

$$c_{pH} = M + (N * T_H) = 0,252 \text{ (kcal/(kg * }^\circ\text{C))} + (0,0000276 \text{ (kcal/(kg * (}^\circ\text{C)}^2\text{))} * 480 \text{ (}^\circ\text{C)})$$

$$= \mathbf{0,2652 \text{ (kcal/(kg * }^\circ\text{C))}}$$

$$p_{H \text{ sin eco.}} = \dot{M}_H^1 * C_{pH} * (T_H - T_{ref}) = 16,11 \left(\frac{\text{kg}}{\text{kg}} \right) * 0,2652 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{kg} * ^\circ\text{C})} \right) * (480 (^\circ\text{C}) - 25 (^\circ\text{C}))$$

$$= \mathbf{1.944,0} \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right)$$

f) La energía recuperada en el recuperador en (kcal/kg). (Para hacer este apartado se debe suponer que el caudal de combustible es 1 (kg/h).

$$\dot{m}_H * C_{pH} = \dot{m}_c * \dot{M}_H^1 * C_{pH} = 1 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * 16,11 \left(\frac{\text{kg}}{\text{kg}} \right) * 0,2652 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{kg} * ^\circ\text{C})} \right)$$

$$= 4,272 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{h} * ^\circ\text{C})} \right) = \mathbf{4,97} \left(\frac{\text{W}}{^\circ\text{C}} \right)$$

$$\dot{m}_A * C_{pA} = \dot{m}_c * \dot{M}_A^1 * C_{pA} = 1 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * 15,11 \left(\frac{\text{kg}}{\text{kg}} \right) * 0,239 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{kg} * ^\circ\text{C})} \right)$$

$$= 3,611 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{h} * ^\circ\text{C})} \right) = \mathbf{4,20} \left(\frac{\text{W}}{^\circ\text{C}} \right)$$

$$C_R = \frac{\dot{m}_A * C_{pA}}{\dot{m}_H * C_{pH}} = \frac{4,20 \left(\frac{\text{W}}{^\circ\text{C}} \right)}{4,97 \left(\frac{\text{W}}{^\circ\text{C}} \right)} = \mathbf{0,845}$$

$$NUT = \frac{U_i * A_i}{\dot{m}_A * C_{pA}} = \frac{1/R_i}{\dot{m}_A * C_{pA}} = \frac{1/0,45 (^\circ\text{C}/\text{W})}{4,20 \left(\frac{\text{W}}{^\circ\text{C}} \right)} = \mathbf{0,530}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT * (1 + C_R)]}{(1 + C_R)} = \varepsilon = \frac{1 - \exp[-0,530 * (1 + 0,845)]}{(1 + 0,845)} = \mathbf{0,338}$$

$$\varepsilon = \frac{T_{SA} - T_{EA}}{T_{HE} - T_{EA}} = 0,338 = \frac{T_{SA} - 25 (^\circ\text{C})}{480 (^\circ\text{C}) - 25 (^\circ\text{C})} \rightarrow T_{SA} = \mathbf{178,8} (^\circ\text{C})$$

$$p_{\text{recuperada}} = \dot{M}_A^1 * C_{pA} * (T_{SA} - T_{EA}) = 3,611 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{kg} * ^\circ\text{C})} \right) * (178,8 (^\circ\text{C}) - 25 (^\circ\text{C})) =$$

$$\mathbf{555,4} \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right)$$

g) Las pérdidas con economizador por calor sensible en humos en (kcal/kg).

$$p_{H \text{ con eco.}} = p_{H \text{ sin eco.}} - p_{\text{recuperadas}} = 1.944,0 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right) - 555,4 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right) = \mathbf{1.388,6} \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right)$$

h) Las pérdidas por radiación convección de la caldera en (kcal/kg).

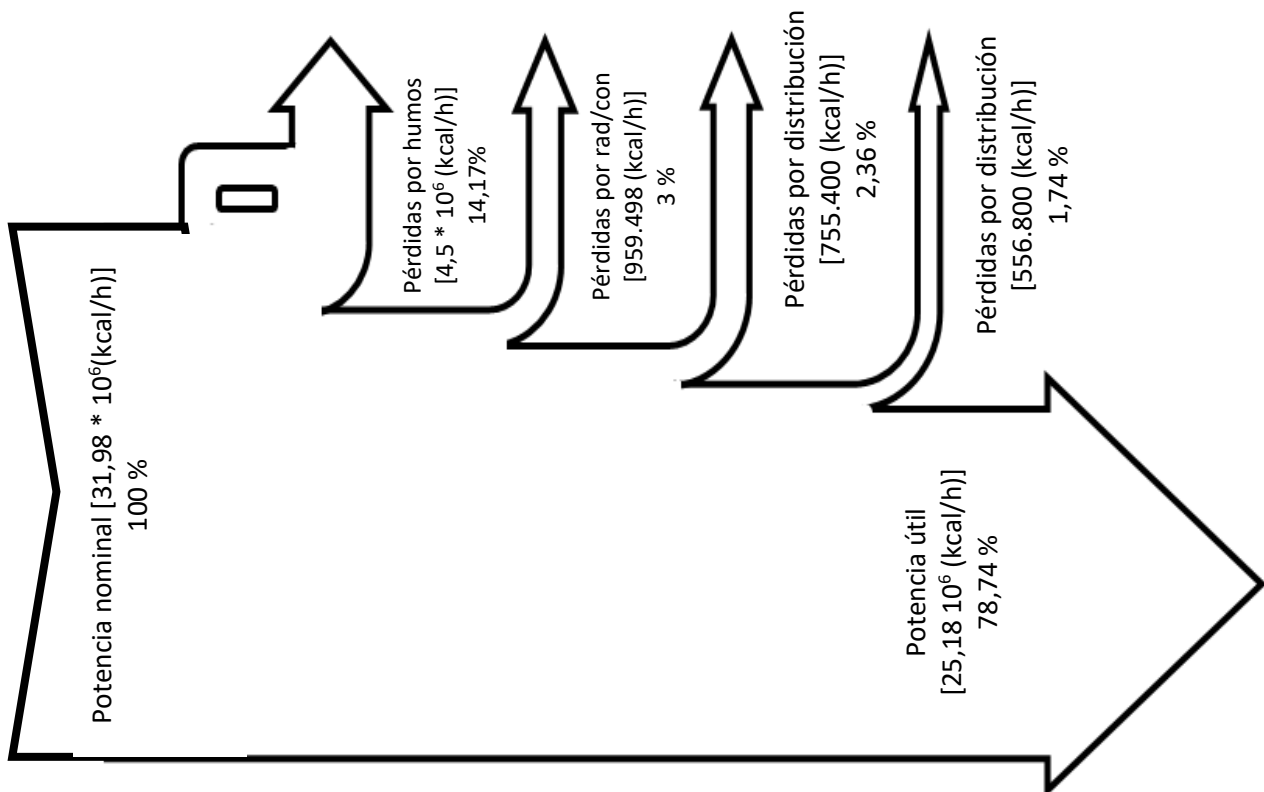
$$p_{RC} = PCI * 0,03 = 9.800 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right) * 0,03 = \mathbf{294} \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right)$$

i) Caudal de combustible, sin contar las pérdidas por distribución en (kg/h).

$$\dot{m}_c * PCI = \dot{Q}_u + \dot{P}_{\text{purga}} + \dot{P}_{\text{dis}} + \dot{m}_c * (p_{H \text{ con eco.}} + p_{rc}) \rightarrow \dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_u + \dot{P}_{\text{purga}} + \dot{P}_{\text{dis}}}{PCI - (p_{H \text{ con eco.}} + p_{rc})}$$

$$\dot{m}_c = \frac{25,18 * 10^6 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right) + 556.800 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right) + 755.400 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right)}{9.800 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right) - (1.388,6 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right) + 294 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right))} = \mathbf{3.263,6} \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)$$

	Potencia nominal	Perdidas humos	Perdidas rad/conv	Perdidas purgas	Útil	
					Perdidas distribución	Disponible
(kcal/h)	$31,98 \cdot 10^6$	$4,5 \cdot 10^6$	959.498	556.800	755.400	$25,18 \cdot 10^6$
%	100	14,17	3	1,74	2,36	78,74



6. Hornos

6.1 Problema Un horno de secado de cerámica continuo es alimentado con 60 (kg/h) de producto que contiene un 20 (%) de humedad en masa a 20 (°C), saliendo el material cerámico con una humedad en masa del 5 (%) a 100 (°C). El producto para secar se encuentra en todo el proceso a presión atmosférica

El proceso de secado se realiza con Gas Natural, los productos de la combustión tienen un 15 (%) de O₂ en humos y su temperatura es 110 (°C), la temperatura de entrada del aire en la combustión es 20 (°C).

Las dimensiones y las temperaturas del horno sin contar aperturas son las recogidas en la tabla adjunta, se supone que la temperatura ambiente son 20 (°C).

Superficie	Área en (m ²)	Temperatura en (°C)
Frentes del horno	1	50
Laterales del horno	5	45
Techo superior	2,5	80
Suelo	2,5	60

La puerta de entrada y salida son iguales y tienen una altura de 0,25 (m) por 1 (m) de largo y las paredes tienen un espesor de 0,2 (m), se supone que la zona de entrada tiene una temperatura de 80 (°C) y la de salida 110 (°C).

La cinta que soporta la cerámica en el horno entra a razón de 0,25 (kg/kg) de producto seco a la entrada, entrando a 35 (°C) y saliendo a 80 (°C), Calor específico del material de la cinta $C_{p\text{cinta}} 0,52$ (kJ/(kg °C)).

Existen unos extractores de vapor que permiten condensar el 60 (%) del agua evaporada y sirve para precalentar al producto a la entrada.

Determinar:

- Determina la potencia útil del horno (kW).
- Pérdidas por calor sensible en los humos y rendimiento de combustión del horno (kcal/Nm³).
- Calcula la energía recuperada por la condensación del vapor (kW).
- Determina las pérdidas por aperturas (kW).
- Determinar las pérdidas por cerramientos (kW).
- Determinar las pérdidas por la cinta del horno (kW).
- Rendimiento interno del horno y Rendimiento total del horno.
- Consumo de combustible por kg de cerámica seca (Nm³/kg).

Datos:

Gas Natural: PCI= 10.000 (kcal/Nm³), Calor específico de la cerámica $C_{p\text{cerámica}} = 2,26$ (kJ/(kg °C)), Calor específico del agua $C_{p\text{agua}} = 4,18$ (kJ/(kg °C)), calor de cambio de fase del agua $\Delta h_{\text{liq-vap}} = 2.500$ (kJ/kg) y emisividad de los cerramientos $\varepsilon=0,9$.

Pérdidas de calor por paredes exteriores de hornos, fórmula de Fishenden y Sauders en (W/m^2).

$$P_p = K (T_p - T_a)^{1,25} + 5,67 \varepsilon \left[\left(\frac{T_p + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_a + 273}{100} \right)^4 \right]$$

Pared horizontal hacia arriba $K = 2,71$

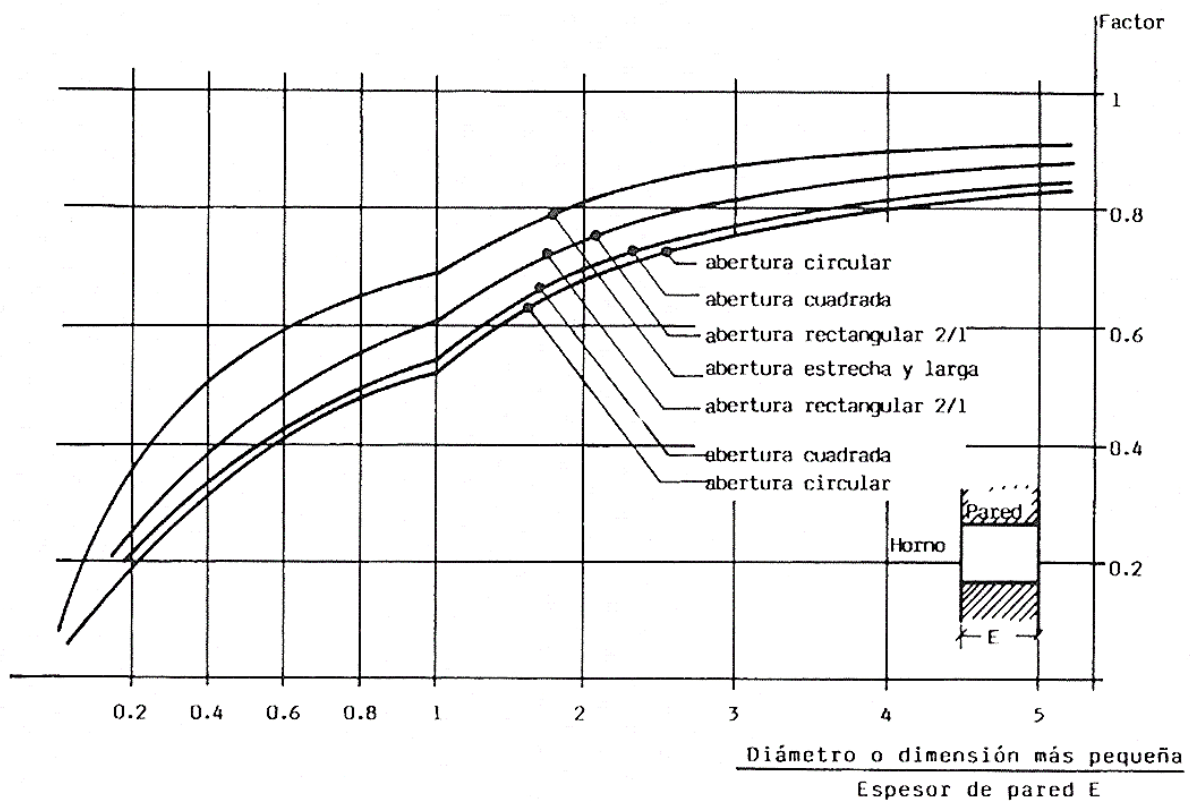
Pared horizontal hacia abajo $K = 1,36$

Pared vertical $K = 2,09$

Pérdidas de calor por aberturas en (W/m^2).

$$R = 5,67 \left(\frac{T + 273}{100} \right)^4 (\text{W/m}^2)$$

Factor de forma de las aberturas.



a) Determina la potencia útil del horno (kW).

Producto	Entrada al horno	Salida del horno
Material cerámico (kg/h)	48	48
Agua (kg/h)	12	2,526

- *Calor sensible:*

Material cerámico:

$$\dot{m}_{\text{cer}} * C_{p_{\text{cer}}} * (T_s - T_e) = 48 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * \frac{1}{3600} \left(\frac{\text{h}}{\text{s}} \right) * 2,26 \left(\frac{\text{kJ}}{(\text{kg} * ^\circ\text{C})} \right) * (100 (^\circ\text{C}) - 20 (^\circ\text{C}))$$

$$= 2,4106 \text{ (kW)}$$

Agua:

$$\dot{m}_{\text{ag.}} * C_{p_{\text{ag.}}} * (T_s - T_e) = 12 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * \frac{1}{3600} \left(\frac{\text{h}}{\text{s}} \right) * 4,18 \left(\frac{\text{kJ}}{(\text{kg} * ^\circ\text{C})} \right) * (100 (^\circ\text{C}) - 20 (^\circ\text{C}))$$

$$= 1,1146 \text{ (kW)}$$

- *Calor latente del agua:*

$$\dot{m}_{\text{ag. evaporada}} * \lambda = \left(12 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) - 2,526 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \right) * \frac{1}{3600} \left(\frac{\text{h}}{\text{s}} \right) * 2.500 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 6,579 \text{ (kW)}$$

- *Calor sensible + latente:*

$$\dot{Q}_{\text{util}} = \mathbf{10,104 \text{ (kW)}}$$

b) Pérdidas por calor sensible en los humos y rendimiento de combustión del horno (kcal/Nm³).

Datos: Gas natural, $T_{\text{ref}} = 20 (^\circ\text{C})$ y análisis de humos: $(\text{O}_2) = 15 (\%)$ y $T_{\text{humos}} = 110 (^\circ\text{C})$.

De las tablas de combustión se saca:

$$M_H^1 = 45,12 \left(\frac{\text{kg}}{\text{Nm}^2} \right); M = 0,249 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{kg} * ^\circ\text{C})} \right); N = 0,0000229 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{kg} * ^\circ\text{C}^2)} \right)$$

$$C_{p_H} = M + N * T = 0,249 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{kg} * ^\circ\text{C})} \right) + 0,0000229 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{kg} * ^\circ\text{C}^2)} \right) * 110 (^\circ\text{C})$$

$$= 0,2515 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{kg} * ^\circ\text{C})} \right)$$

$$p_H = M_H^1 * C_{p_H} * (T_H - T_{\text{erf}}) = 45,12 \left(\frac{\text{kg}}{\text{Nm}^2} \right) * 0,2515 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{kg} * ^\circ\text{C})} \right) * (110 (^\circ\text{C}) - 20 (^\circ\text{C}))$$

$$= \mathbf{1.021,36 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right)}$$

$$\eta_{\text{com}} = 1 - \frac{p_H}{\text{PCI}} = 1 - \frac{1.021,36 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right)}{10.000 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right)} = \mathbf{0,8978 \rightarrow 90 \%}$$

c) Calcula la energía recuperada por la condensación del vapor (kW).

$$\text{Caudal condensado: } \dot{m}_{\text{con}} = \left(12 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) - 2,526 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \right) * 0,6 = 5,684 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)$$

$$\dot{Q}_{\text{recuperada}} = \dot{m}_{\text{con}} * \lambda = 5,684 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * \frac{1}{3600} \left(\frac{\text{h}}{\text{s}} \right) * 2.500 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = \mathbf{3,95 \text{ kW}}$$

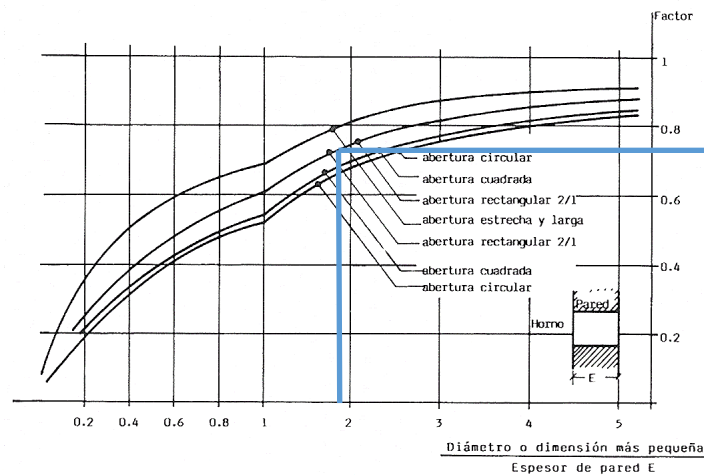
d) Determina las pérdidas por aperturas (kW).

$$\text{Entrada: } \dot{q}_{ap. ent.} = 5,67 * \left(\frac{80+273}{100}\right)^4 = 880,4 \left(W/m^2\right)$$

$$\text{Salida: } \dot{q}_{ap. sal.} = 5,67 * \left(\frac{110+273}{100}\right)^4 = 1.220,0 \left(W/m^2\right)$$

$$\frac{\text{Dimensión mas pequeña}}{\text{Espesor de la pared}} = \frac{0,25 \text{ (m)}}{0,2 \text{ (m)}} = 1,25$$

Abertura estrecha y larga



Factor = 0,725

$$\dot{Q}_{ap. ent.} = \dot{q}_{ap. ent.} * S * \text{Factor} = 880,4 \left(W/m^2\right) * (0,25 \text{ (m)} * 1 \text{ (m)}) * 0,725 = 159,6 \text{ (W)}$$

$$\dot{Q}_{ap. sal.} = \dot{q}_{ap. sal.} * S * \text{Factor} = 1.220,0 \left(W/m^2\right) * (0,25 \text{ (m)} * 1 \text{ (m)}) * 0,725 = 221,1 \text{ (W)}$$

$$\dot{Q}_{ap. total} = \dot{Q}_{ap. ent.} + \dot{Q}_{ap. sal.} = 159,6 \text{ (W)} + 221,1 \text{ (W)} = \mathbf{380,7 \text{ (W)}} = \mathbf{0,3807 \text{ (kW)}}$$

e) Determinar las pérdidas por cerramientos (kW).

$$\text{Frente: } \dot{q}_{fr} = k * (T_{fr} - T_a)^{1,25} + 5,67 * \varepsilon * \left[\left(\frac{T_{fr}+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_a+273}{100}\right)^4 \right]$$

$$\dot{q}_{fr} = 2,09 * (50 \text{ (}^\circ\text{C)} - 20 \text{ (}^\circ\text{C)})^{1,25} + 5,67 * 0,9 * \left[\left(\frac{50 \text{ (}^\circ\text{C)} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{20 \text{ (}^\circ\text{C)} + 273}{100}\right)^4 \right] = 326,1 \left(W/m^2\right)$$

$$\text{Lateral: } \dot{q}_{la} = k * (T_{la} - T_a)^{1,25} + 5,67 * \varepsilon * \left[\left(\frac{T_{la}+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_a+273}{100}\right)^4 \right]$$

$$\dot{q}_{la} = 2,09 * (45 \text{ (}^\circ\text{C)} - 20 \text{ (}^\circ\text{C)})^{1,25} + 5,67 * 0,9 * \left[\left(\frac{45 \text{ (}^\circ\text{C)} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{20 \text{ (}^\circ\text{C)} + 273}{100}\right)^4 \right] = 262,6 \left(W/m^2\right)$$

$$\text{Techo: } \dot{q}_{te} = k * (T_{te} - T_a)^{1,25} + 5,67 * \varepsilon * \left[\left(\frac{T_{te}+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_a+273}{100}\right)^4 \right]$$

$$\dot{q}_{te} = 2,71 * (80 \text{ (}^\circ\text{C)} - 20 \text{ (}^\circ\text{C)})^{1,25} + 5,67 * 0,9 * \left[\left(\frac{80 \text{ (}^\circ\text{C)} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{20 \text{ (}^\circ\text{C)} + 273}{100}\right)^4 \right] = 868,8 \left(W/m^2\right)$$

$$\text{Suelo: } \dot{q}_{su} = k * (T_{su} - T_a)^{1,25} + 5,67 * \varepsilon * \left[\left(\frac{T_{su}+273}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_a+273}{100}\right)^4 \right]$$

$$\dot{q}_{su} = 1,36 * (60 \text{ (}^\circ\text{C)} - 20 \text{ (}^\circ\text{C)})^{1,25} + 5,67 * 0,9 * \left[\left(\frac{60 \text{ (}^\circ\text{C)} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{20 \text{ (}^\circ\text{C)} + 273}{100}\right)^4 \right] = 388,2 \left(W/m^2\right)$$

$$\dot{Q}_{fr} = \dot{q}_{fr} * S = 326,1 \left(\frac{W}{m^2} \right) * 1 (m^2) = 326,1 (W)$$

$$\dot{Q}_{la} = \dot{q}_{la} * S = 262,6 \left(\frac{W}{m^2} \right) * 5 (m^2) = 1.312,9 (W)$$

$$\dot{Q}_{tr} = \dot{q}_{te} * S = 868,8 \left(\frac{W}{m^2} \right) * 2,5 (m^2) = 2.172 (W)$$

$$\dot{Q}_{su} = \dot{Q}_{su} * S = 388,2 \left(\frac{W}{m^2} \right) * 2,5 (m^2) = 970,5 (W)$$

$$\dot{Q}_{paredes} = \dot{Q}_{fr} + \dot{Q}_{la} + \dot{Q}_{tr} + \dot{Q}_{su} = 326,1 (W) + 1.312,9 (W) + 2.172 (W) + 970,5 (W) = \mathbf{4.781 (W)} = \mathbf{4,78 (kW)}$$

f) Determinar las pérdidas por la cinta del horno (kW).

$$\dot{m}_{cinta} = \dot{m}_{producto\ seco} * 0,25 = 48 \left(\frac{kg}{h} \right) * 0,25 = 12 \left(\frac{kg}{h} \right)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cinta} &= \dot{m}_{cinta} * C_{p,cinta} * \Delta T = 12 \left(\frac{kg}{h} \right) * \frac{1}{3600} (h/s) * 0,52 \left(\frac{kJ}{(kg \text{ } ^\circ C)} \right) * (80 (^\circ C) - 35 (^\circ C)) \\ &= \mathbf{0,078 (kW)} \end{aligned}$$

g) Rendimiento interno del horno y Rendimiento total del horno.

$$\begin{aligned} \eta_{int} &= \frac{\dot{Q}_{util}}{\dot{Q}_{util} + \dot{Q}_{ap.total} + \dot{Q}_{paredes} + \dot{Q}_{cinta}} = \\ &= \frac{\mathbf{10,104 (kW)}}{\mathbf{10,104 (kW)} + \mathbf{0,3807 (kW)} + \mathbf{4,78 (kW)} + \mathbf{0,078 (kW)}} = \mathbf{0,658 = 65,8\%} \\ \eta_{total} &= \eta_{int} * \eta_{com} = 0,658 * 0,8978 = \mathbf{0,5908 = 59,08\%} \end{aligned}$$

h) Consumo de combustible por kg de cerámica seca (Nm³/kg).

$$\begin{aligned} \dot{m}_{com} &= \frac{\dot{Q}_{util} - \dot{Q}_{recuperado}}{\eta_{total} * PCI} = \frac{10,104 (kW) - 3,95 kW}{0,5908 * 10.000 \left(\frac{kcal}{Nm^3} \right) * 4,18 \left(\frac{kJ}{kcal} \right)} \\ &= \mathbf{2,50 * 10^{-4} (Nm^3/s)} \\ &= \mathbf{0,897 (Nm^3/h)} \\ \frac{\dot{m}_{com}}{\dot{m}_{cer}} &= \frac{0,897 \left(\frac{Nm^3}{h} \right)}{48 \left(\frac{kg}{h} \right)} = \mathbf{0,0187 (Nm^3/kg)} \end{aligned}$$

6.2 Problema Un horno de una fábrica de galletas produce 400 (kg/h) de galleta terminada, la masa de galleta entra al horno con una temperatura de 20 (°C) y 40 (%) de humedad sobre masa total y se considera terminada cuando alcanza 100 (°C) y 10 (%) de humedad sobre masa total. La galleta tiene una reacción endotérmica a razón de 40 (kJ/kg) de galleta seca. El horno dispone de 20 quemadores de gas natural que trabajan con un 3,05 de exceso de aire, los humos salen del horno a una temperatura 110 (°C), a su salida hay un recuperador de humos con un 0,7 de eficiencia sobre los humos, que enfría los humos de combustión y precalienta el aire de combustión que se toma de la nave a 22 (°C), PCI del gas natural es 9.750 (kcal/Nm³).

- a) Las dimensiones y las temperaturas del horno sin contar aperturas son las recogidas en la tabla adjunta.

Superficie	Área en m ²	Temperatura en (°C)	Emisividad (ϵ)
Frentes del horno	4	50	0,85
Laterales del horno	20	45	0,9
Techo superior	10	80	0,8
Suelo	10	60	0,75

- a) La puerta de entrada y de salida son iguales y tienen una altura de 0,25 (m) por 3 (m) de largo y las paredes tienen un espesor de 0,2 (m), se supone que la zona de entrada tiene una temperatura de 80 (°C) y la de salida 110 (°C).
- b) La cinta que soporta a las galletas en el horno entra a razón de 150 (kg/h), entrando a 45 (°C) y saliendo a 110 (°C).
- c) Los rodillos de la cinta tienen un sistema de refrigeración por agua que funciona con un caudal de agua de 80 (kg/h), entrando a 45 (°C) y sale a 70 (°C).

Datos: $C_{p\text{galletas}} = 3.675$ (J/(kg °C)), $C_{p\text{agua}} = 4.180$ (J/(kg °C)), $\lambda_{\text{agua}} = 2.500.000$ (J/kg) y $C_{p\text{cinta}} = 904$ (J/(kg °C)).

Determinar:

- Realiza un balance de masa de galleta y agua en el horno.
- Determina la potencia útil del horno en (kW).
- Calor de energía endotérmica en (kW).
- Pérdida de calor sensible en humos sin recuperador en (kcal/Nm³) y el rendimiento de combustión (%).
- Determinar la temperatura de salida de los humos del recuperador en (°C), suponer la eficiencia sobre humos.
- Pérdida de calor sensible en humos con recuperador en (kcal/Nm³) y el rendimiento de combustión (%).

- g) Pérdidas de calor por paredes en (W).
- h) Pérdidas por aperturas en (W).
- i) Pérdidas por cinta en (W).
- j) Pérdidas por refrigeración de rodillos en (W).
- k) Determina el rendimiento de combustión con recuperador, el rendimiento interno del horno y el rendimiento total del horno (%).
- l) Consumo del horno en (Nm³/h).
- m) Diagrama de Sankey.

Datos:

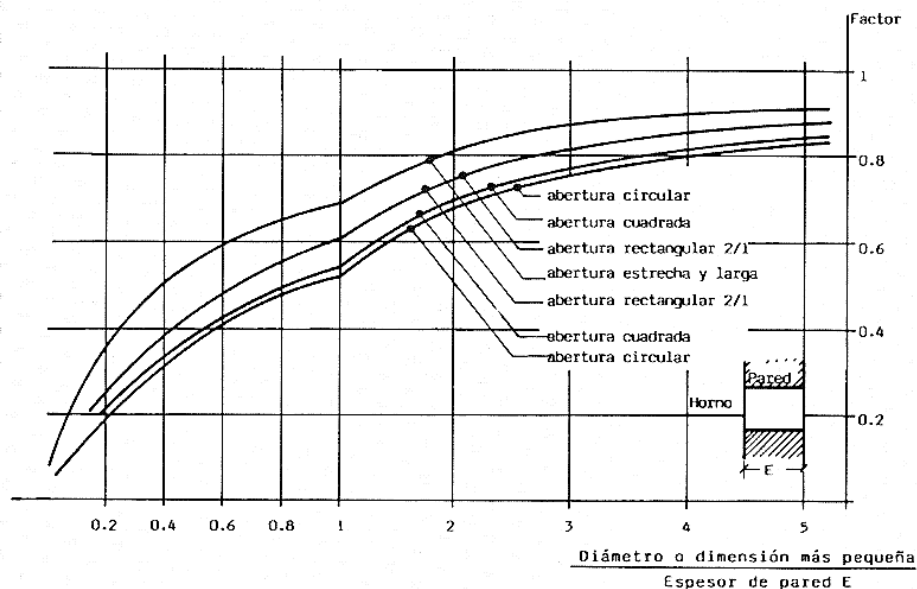
- Pérdidas de calor por paredes exteriores del horno fórmula de Fishenden y Sauders.

$$q_p \left(\frac{W}{m^2} \right) = k(T_p - T_a)^{1,25} + 5,67\varepsilon \left[\left(\frac{T_p + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_a + 273}{100} \right)^4 \right]$$

- Pared horizontal hacia arriba $k=2,71$
- Pared horizontal hacia abajo $k=1,36$
- Pared vertical $k=2,09$

- Pérdidas por aperturas:

$$q_p \left(\frac{W}{m^2} \right) = 5,67 \left(\frac{T + 273}{100} \right)^4$$



a) Realiza un balance de masa de galleta y agua en el horno.

	Masa de galleta (kg/h)	Masa de agua (kg/h)	Temperatura (°C)
Inicial	360	240	20
Final	360	40	100

b) Determina la potencia útil del horno en (kW).

Masa de galletas:

Sensible:

$$\dot{Q}_{\text{sen}}^{\text{gall}} = \dot{m}_{\text{gall}} * C_{p_{\text{gall}}} * (T_{\text{fin}} - T_{\text{inc}}) = 360 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * \frac{1 \text{ (h)}}{3.600 \text{ (s)}} * 3.675 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right) * (100 \text{ (}^{\circ}\text{C)} - 20 \text{ (}^{\circ}\text{C)})$$

$$= 29.400 \text{ (W)}$$

Masa de agua:

Sensible:

$$\dot{Q}_{\text{sen}}^{\text{agu}} = \dot{m}_{\text{agu ini}} * C_{p_{\text{agua}}} * (T_{\text{fin}} - T_{\text{inc}}) = 240 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * \frac{1 \text{ (h)}}{3.600 \text{ (s)}} * 4.180 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right) * (100 \text{ (}^{\circ}\text{C)} - 20 \text{ (}^{\circ}\text{C)})$$

$$= 22.293 \text{ (W)}$$

Latente:

$$\dot{Q}_{\text{lat}}^{\text{agu}} = (\dot{m}_{\text{agu ini}} - \dot{m}_{\text{agu fin}}) * \lambda = \left(240 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) - 40 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \right) * \frac{1 \text{ (h)}}{3.600 \text{ (s)}} * 2.500.000 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right) = 138.888 \text{ (W)}$$

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \dot{Q}_{\text{sen}}^{\text{gall}} + \dot{Q}_{\text{sen}}^{\text{agu}} + \dot{Q}_{\text{lat}}^{\text{agu}} = 29.400 \text{ (W)} + 22.293 \text{ (W)} + 138.888 \text{ (W)} = \mathbf{190.581 \text{ (W)}}$$

c) Calor de energía endotérmica en (kW).

$$\dot{Q}_{\text{end}} = \dot{m}_{\text{gall}} * q_{\text{end}} = 360 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * \frac{1 \text{ (h)}}{3.600 \text{ (s)}} * 40.000 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right) = \mathbf{4.000 \text{ (W)}}$$

d) Pérdida de calor sensible en humos sin recuperador en (kcal/Nm³) y el rendimiento de combustión (%).

Datos: Gas natural, T_{ref} = 22 °C y análisis de humos: n = 3,05 y T_{humos} = 110 °C.

De las tablas de combustión se saca:

$$M_H^1 = 41,74 \left(\frac{\text{kg}}{\text{Nm}^2} \right); M = 0,249 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^{\circ}\text{C}} \right); N = 0,0000231 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^{\circ}\text{C}^2} \right)$$

$$C_{p_H} = M + N * T = 0,249 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^{\circ}\text{C}} \right) + 0,0000231 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^{\circ}\text{C}^2} \right) * 110 \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

$$= 0,2515 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^{\circ}\text{C}} \right)$$

$$p_{H \text{ sin rec}} = M_H^1 * C_{p_H} * (T_{H \text{ sin rec}} - T_{\text{erf}})$$

$$= 41,74 \left(\frac{\text{kg}}{\text{Nm}^2} \right) * 0,2515 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^{\circ}\text{C}} \right) * (110 \text{ (}^{\circ}\text{C)} - 22 \text{ (}^{\circ}\text{C)})$$

$$= \mathbf{923,78 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right)}$$

$$\eta_{\text{com sin rec}} = 1 - \frac{p_{H \text{ sin rec}}}{\text{PCI}} = 1 - \frac{923,78 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right)}{9.750 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right)} = \mathbf{0,9052 \rightarrow 90,5 \%}$$

- e) Determinar la temperatura de salida de los humos del recuperador en (°C), suponer la eficiencia sobre humos.

$$\varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = 0,7 = \frac{(110 \text{ (°C)} - T_{cs})}{(110 \text{ (°C)} - 22 \text{ (°C)})} \rightarrow T_{cs} = \mathbf{48,4 \text{ (°C)}}$$

- f) Pérdida de calor sensible en humos con recuperador en (kcal/Nm³) y el rendimiento de combustión (%).

$$Cp_H = M + N * T = 0,249 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{kg} * \text{°C})} \right) + 0,0000231 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{kg} * \text{°C}^2)} \right) * 48,4 \text{ (°C)}$$

$$= 0,2501 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{kg} * \text{°C})} \right)$$

$$p_{H \text{ con rec}} = M_H^1 * Cp_H * (T_{H \text{ con rec}} - T_{erf}) =$$

$$41,74 \left(\frac{\text{kg}}{\text{Nm}^2} \right) * 0,2501 \left(\frac{\text{kcal}}{(\text{kg} * \text{°C})} \right) * (48,4 \text{ (°C)} - 22 \text{ (°C)})$$

$$= \mathbf{275,6 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right)}$$

$$\eta_{\text{com con rec}} = 1 - \frac{p_{H \text{ con rec}}}{\text{PCI}} = 1 - \frac{275,6 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right)}{9.750 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right)} = \mathbf{0,9717 \rightarrow 97,17 \%}$$

- g) Pérdidas de calor por paredes en (W).

Frente: $\dot{q}_{fr} = k * (T_{fr} - T_a)^{1,25} + 5,67 * \varepsilon * \left[\left(\frac{T_{fr} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_a + 273}{100} \right)^4 \right]$

$$\begin{aligned} \dot{q}_{fr} &= 2,09 * (50 \text{ (°C)} - 22 \text{ (°C)})^{1,25} + 5,67 * 0,85 * \left[\left(\frac{50 \text{ (°C)} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{22 \text{ (°C)} + 273}{100} \right)^4 \right] \\ &= \mathbf{294,2 \left(\frac{W}{m^2} \right)} \end{aligned}$$

Lateral: $\dot{q}_{la} = k * (T_{la} - T_a)^{1,25} + 5,67 * \varepsilon * \left[\left(\frac{T_{la} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_a + 273}{100} \right)^4 \right]$

$$\begin{aligned} \dot{q}_{la} &= 2,09 * (45 \text{ (°C)} - 22 \text{ (°C)})^{1,25} + 5,67 * 0,9 * \left[\left(\frac{45 \text{ (°C)} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{22 \text{ (°C)} + 273}{100} \right)^4 \right] \\ &= \mathbf{240,6 \left(\frac{W}{m^2} \right)} \end{aligned}$$

Techo: $\dot{q}_{te} = k * (T_{te} - T_a)^{1,25} + 5,67 * \varepsilon * \left[\left(\frac{T_{te} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_a + 273}{100} \right)^4 \right]$

$$\begin{aligned} \dot{q}_{te} &= 2,71 * (80 \text{ (°C)} - 22 \text{ (°C)})^{1,25} + 5,67 * 0,8 * \left[\left(\frac{80 \text{ (°C)} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{22 \text{ (°C)} + 273}{100} \right)^4 \right] \\ &= \mathbf{794,6 \left(\frac{W}{m^2} \right)} \end{aligned}$$

Suelo: $\dot{q}_{su} = k * (T_{su} - T_a)^{1,25} + 5,67 * \varepsilon * \left[\left(\frac{T_{su} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_a + 273}{100} \right)^4 \right]$

$$\dot{q}_{su} = 1,36 * (60 \text{ (}^\circ\text{C)} - 22 \text{ (}^\circ\text{C)})^{1,25} + 5,67 * 0,75 * \left[\left(\frac{60 \text{ (}^\circ\text{C)} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{22 \text{ (}^\circ\text{C)} + 273}{100} \right)^4 \right]$$

$$= 329,2 \text{ (W/m}^2\text{)}$$

$$\dot{Q}_{fr} = \dot{q}_{fr} * S = 294,2 \text{ (W/m}^2\text{)} * 4 \text{ (m}^2\text{)} = 1.176,8 \text{ (W)}$$

$$\dot{Q}_{la} = \dot{q}_{la} * S = 240,6 \text{ (W/m}^2\text{)} * 20 \text{ (m}^2\text{)} = 4.812,0 \text{ (W)}$$

$$\dot{Q}_{tr} = \dot{q}_{te} * S = 794,6 \text{ (W/m}^2\text{)} * 10 \text{ (m}^2\text{)} = 7.946,0 \text{ (W)}$$

$$\dot{Q}_{su} = \dot{q}_{su} * S = 329,2 \text{ (W/m}^2\text{)} * 10 \text{ (m}^2\text{)} = 3.292,0 \text{ (W)}$$

$$\dot{Q}_{paredes} = \dot{Q}_{fr} + \dot{Q}_{la} + \dot{Q}_{tr} + \dot{Q}_{su} = 1.176,8 \text{ (W)} + 4.812,0 \text{ (W)} + 7.946,0 \text{ (W)} + 3.292,0 \text{ (W)}$$

$$= \mathbf{17.226,8 \text{ (W)} = 17,23 \text{ (kW)}}$$

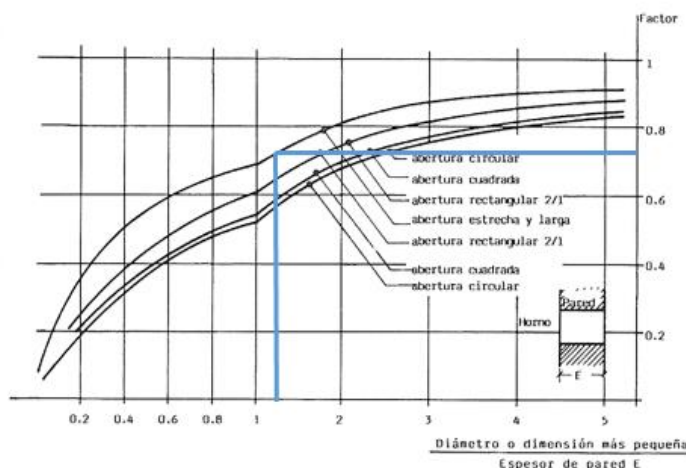
h) Pérdidas por aperturas en (W).

$$\text{Entrada: } \dot{q}_{ap. \text{ ent.}} = 5,67 * \left(\frac{80 + 273}{100} \right)^4 = 880,4 \text{ (W/m}^2\text{)}$$

$$\text{Salida: } \dot{q}_{ap. \text{ sal.}} = 5,67 * \left(\frac{110 + 273}{100} \right)^4 = 1.220,0 \text{ (W/m}^2\text{)}$$

$$\frac{\text{Dimensión mas pequeña}}{\text{Espesor de la pared}} = \frac{0,25 \text{ (m)}}{0,2 \text{ (m)}} = 1,25$$

Abertura estrecha y larga



Factor = 0,725

$$\dot{Q}_{ap. \text{ ent.}} = \dot{q}_{ap. \text{ ent.}} * S * \text{Factor} = 880,4 \text{ (W/m}^2\text{)} * (0,25 \text{ (m)} * 3 \text{ (m)}) * 0,725 = 478,7 \text{ (W)}$$

$$\dot{Q}_{ap. \text{ sal.}} = \dot{q}_{ap. \text{ sal.}} * S * \text{Factor} = 1.220,0 \text{ (W/m}^2\text{)} * (0,25 \text{ (m)} * 3 \text{ (m)}) * 0,725 = 663,4 \text{ (W)}$$

$$\dot{Q}_{ap. \text{ total}} = \dot{Q}_{ap. \text{ ent.}} + \dot{Q}_{ap. \text{ sal.}} = 478,72 \text{ (W)} + 663,4 \text{ (W)} = \mathbf{1.142,1 \text{ (W)} = 1,14 \text{ (kW)}}$$

i) Pérdidas por cinta en (W).

$$\dot{Q}_{cinta} = C p_{cinta} * \dot{m}_{cinta} * (T_{sal} - T_{ent}) =$$

$$904 \left(\frac{\text{J}}{(\text{kg}^\circ\text{C})} \right) * 150 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * \frac{1 \text{ (h)}}{3.600 \text{ (s)}} * (110 \text{ (}^\circ\text{C)} - 45 \text{ (}^\circ\text{C)}) = \mathbf{2.448,3 \text{ (W)}}$$

$$= \mathbf{2,45 \text{ (kW)}}$$

j) Pérdidas por refrigeración de rodillos en (W).

$$\dot{Q}_{ref} = C p_{agua} * \dot{m}_{agua} * (T_{sal} - T_{ent}) =$$

$$4.180 \left(\frac{\text{J}}{(\text{kg}^\circ\text{C})} \right) * 80 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) * \frac{1 \text{ (h)}}{3.600 \text{ (s)}} * (70 \text{ (}^\circ\text{C)} - 45 \text{ (}^\circ\text{C)}) = \mathbf{2.322,2 \text{ (W)}} = \mathbf{2,32 \text{ (kW)}}$$

k) Determina el rendimiento de combustión con recuperador, el rendimiento interno del horno y el rendimiento total del horno (%).

$$\eta_{com \text{ con } rec} = \mathbf{0,9717 \rightarrow 97,17 \%}$$

$$\eta_{int} = \frac{\dot{Q}_{util} + \dot{Q}_{end.}}{\dot{Q}_{util} + \dot{Q}_{end} + \dot{Q}_{paredes} + \dot{Q}_{ap.total} + \dot{Q}_{cinta} + \dot{Q}_{ref}} =$$

$$\eta_{int} = \frac{190.581 \text{ (W)} + 4.000 \text{ (W)}}{190.581 \text{ (W)} + 4.000 \text{ (W)} + 17.226,8 \text{ (W)} + 1.142,1 \text{ (W)} + 2.448,3 \text{ (W)} + 2.322,2 \text{ (W)}} = \mathbf{0,8937}$$

$$\eta_{total} = \eta_{com \text{ sin } rec} * \eta_{int} = \mathbf{0,9717 * 0,8937 = 0,8684 \approx 86,84 \%}$$

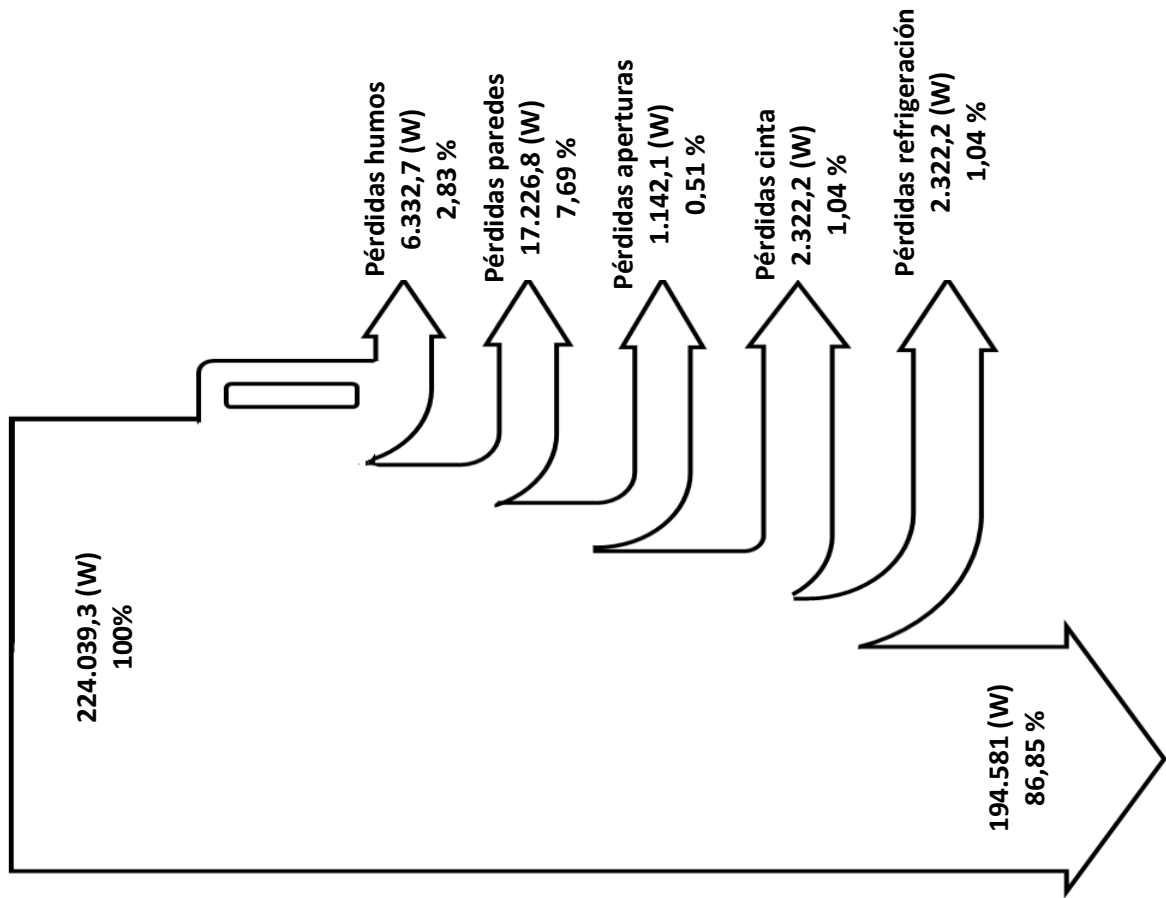
l) Consumo del horno en (Nm³/h).

$$\dot{m}_{com} = \frac{\dot{Q}_{util} + \dot{Q}_{end}}{\eta_{total} * PCI} = \frac{190.581 \text{ (W)} + 4.000 \text{ (W)}}{0,8684 * 9.750 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right) * 4,18 * 10^3 \left(\frac{\text{J}}{\text{kcal}} \right)} * \frac{3.600 \text{ (s)}}{1 \text{ (h)}} =$$

$$\dot{m}_{com} = \mathbf{19,79 \left(\text{Nm}^3/\text{h} \right)}$$

m) Diagrama de Sankey.

	Potencia nominal	Pérdidas humos	Pérdidas paredes	Pérdidas apertura	Pérdidas cinta	Pérdidas refrigeración	Útil y end.
(W)	224.039,3	6.332,7	17.226,8	1.142,1	2.448,3	2.322,2	194.581
%	100	2,83	7,69	0,51	1,1	1,04	86,85



7. Refrigeración

7.1 Problema En una empresa tienen una instalación frigorífica de R410A de compresión múltiple de inyección parcial con un evaporador, que trabaja a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, con una potencia de 1.000 (kW) , los vapores que salen de este evaporador tienen un recalentamiento de $6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Los dos compresores tienen igual relación de compresión, el intercambiador del depósito consigue un subenfriamiento del líquido de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

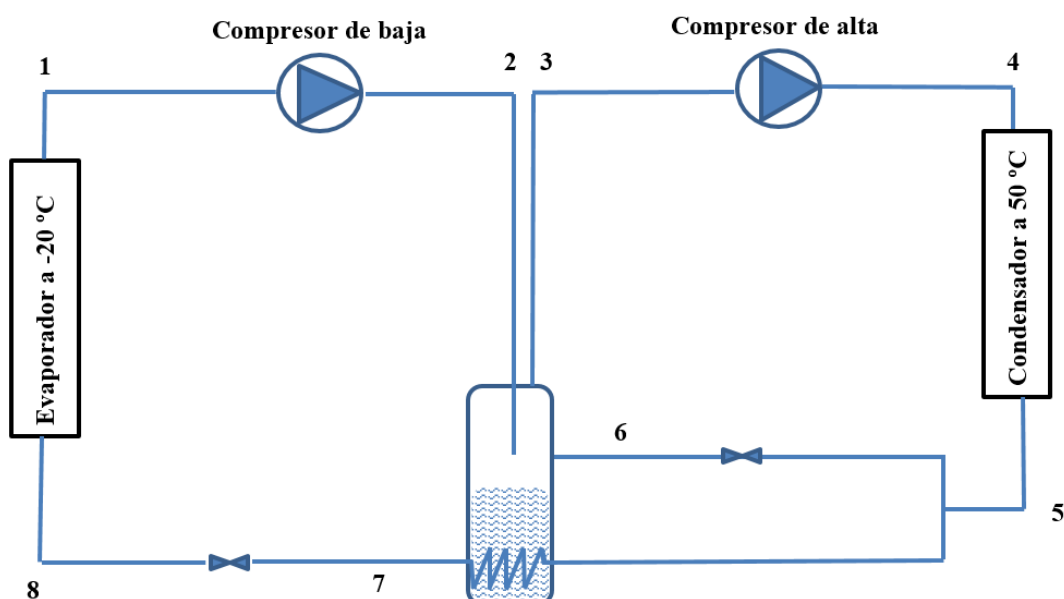
El condensador funciona a una temperatura de $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, con un subenfriamiento de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

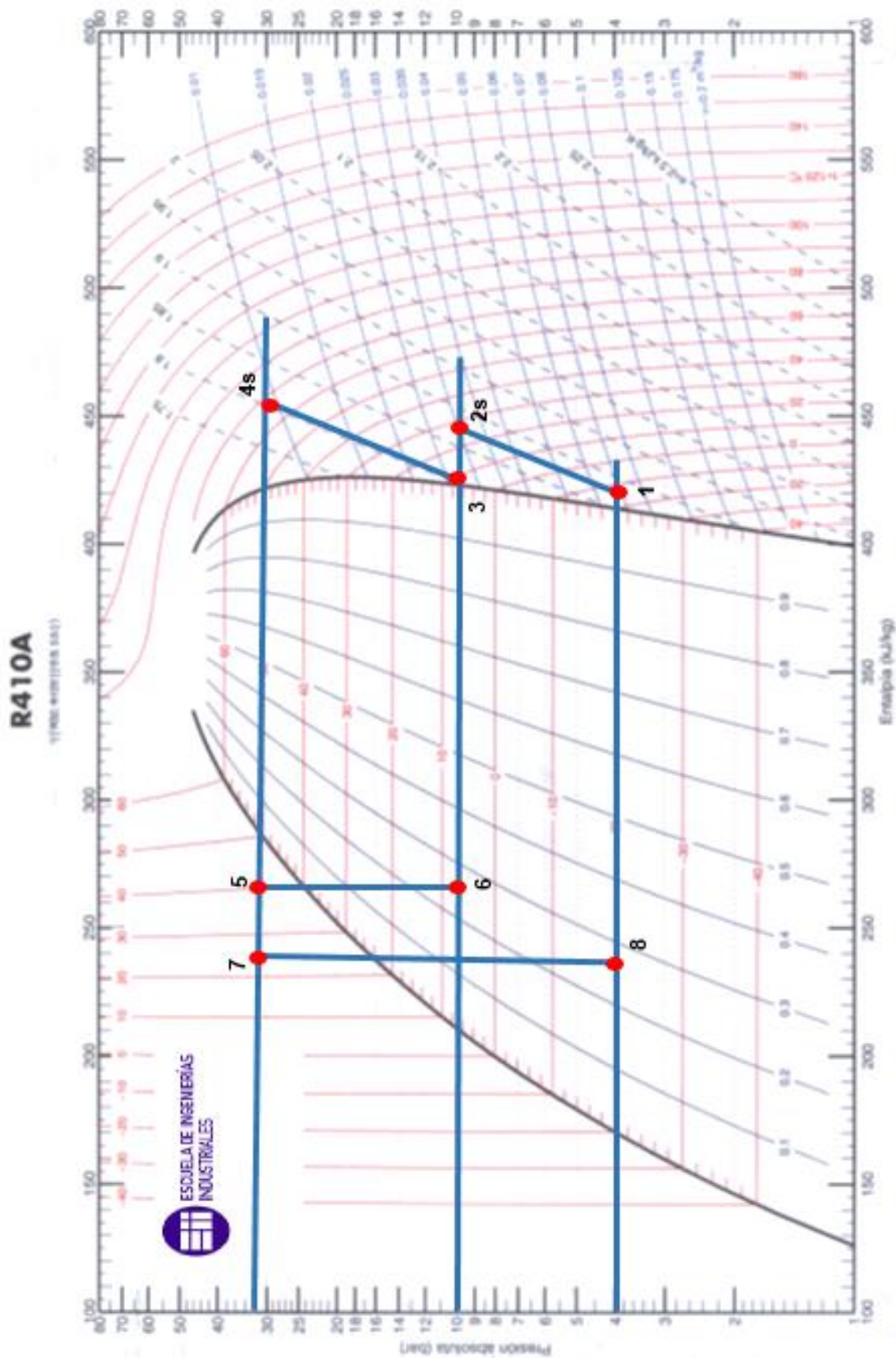
Los compresores tienen: un rendimiento isoentrópico de $0,75$, un rendimiento mecánico de $0,92$ y un rendimiento volumétrico de $0,95$.

Determina:

- Determina la presión intermedia del ciclo (bar).
- Dibuja el ciclo frigorífico de la instalación en el diagrama (P/h).
- Escribe en una tabla: la presión (bar), la temperatura ($^{\circ}\text{C}$), la entalpía (kJ/kg) y la fracción másica de gas (kg/kg), de los puntos del ciclo frigorífico.
- Determina los flujos másicos de refrigerante con el que trabajan el compresor de alta y el de baja, teniendo en cuenta el rendimiento volumétrico de los compresores en (kg/s).
- Determina la potencia absorbida por los compresores, teniendo en cuenta el rendimiento mecánico (kW).
- Determina el EER de la máquina.
- Determina la presión media indicada del compresor de alta si su cilindrada es 150 dm^3 (bar).

Datos: $1\text{ (bar)} = 100\text{ (kPa)}$.





a) Determina la presión intermedia del ciclo (bar).

$$T = -20\text{ (}^{\circ}\text{C)} \rightarrow P_{Baj} = 4,0714\text{ (bar)} \text{ y } T = 50\text{ (}^{\circ}\text{C)} \rightarrow P_{Alt} = 31,232\text{ (bar)}$$

$$\frac{P_{Alt}}{P_{Int}} = \frac{P_{Int}}{P_{Baj}} = r \rightarrow P_{Int} = \sqrt{P_{Alt} * P_{Baj}}$$

$$P_{Int} = \sqrt{P_{Alt} * P_{Baj}} = \sqrt{31,232\text{ (bar)} * 4,0714\text{ (bar)}} = \mathbf{11,276\text{ (bar)}}$$

c) Escribe en una tabla: la presión (bar), la temperatura ($^{\circ}\text{C}$), la entalpía (kJ/kg) y la fracción másica de gas (kg/kg), de los puntos del ciclo frigorífico, los valores de tabla se obtienen del software FRIO de ATECYR.

Punto	P (bar)	T ($^{\circ}\text{C}$)	h (kJ/kg)	x (kg _{vapor} /kg _{total})
1	4,0714	-14	419,82	1
2s	11,276	32,86	448,93	1
2	11,276	42,28	458,63	1
3	11,276	10,65	424,10	1
4s	31,232	66,44	451,35	1
4	31,232	72,72	460,43	1
5	31,232	40	265,56	0
6	11,276	10,57	265,56	0,24
7	31,232	30	247,68	0
8	4,0714	-20	247,68	0,32

d) Determina los flujos másicos de refrigerante con el que trabajan el compresor de alta y el de baja, teniendo en cuenta el rendimiento volumétrico de los compresores en (kg/s).

Balance de energía del evaporador:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_E &= \dot{m}_{CB} * (h_1 - h_8) = 1.000\text{ (kW)} = \dot{m}_{CB} * \left(419,82\text{ (kJ/kg)} - 247,68\text{ (kJ/kg)}\right) \rightarrow \dot{m}_{CB} \\ &= \mathbf{5,81\text{ (kg/s)}}$$

Balance del depósito: $\sum_{Entrada} \dot{m}_i * h_i = \sum_{Salida} \dot{m}_j * h_j$

$$\dot{m}_{CB} * h_7 + \dot{m}_{CA} * h_3 = \dot{m}_{CB} * h_2 + \dot{m}_{CB} * h_5 + (\dot{m}_{CA} - \dot{m}_{CB}) * h_6$$

$$\dot{m}_{CB} * (h_7 - h_2 - h_5 + h_6) = \dot{m}_{CA} * (h_6 - h_3) \rightarrow \dot{m}_{CA} = \frac{\dot{m}_{CB} * (h_7 - h_2 - h_5 + h_6)}{(h_6 - h_3)}$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_{CA} &= \frac{5,81\text{ (kg/s)} * \left(247,68\text{ (kJ/kg)} - 458,63\text{ (kJ/kg)} - 265,56\text{ (kJ/kg)} + 265,56\text{ (kJ/kg)}\right)}{\left(265,56\text{ (kJ/kg)} - 424,10\text{ (kJ/kg)}\right)} \\ &= \mathbf{7,73\text{ (kg/s)}}$$

$$\dot{m}_{\text{compresor CB}} = \frac{\dot{m}_{\text{CB}}}{\eta_v} = \frac{5,81 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}{0,95} = \mathbf{6,116 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}$$

$$\dot{m}_{\text{compresor CA}} = \frac{\dot{m}_{\text{CA}}}{\eta_v} = \frac{7,73 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}{0,95} = \mathbf{8,137 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}$$

e) Determina la potencia absorbida por los compresores, teniendo en cuenta el rendimiento mecánico (kW).

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{Compresor CB}} &= \frac{\dot{m}_{\text{Compresor CB}} * (h_2 - h_1)}{\eta_{\text{mec.}}} \\ &= \frac{6,116 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * \left(458,63 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 419,82 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right)}{0,92} = \mathbf{258,0 \text{ (kW)}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{Compresor CA}} &= \frac{\dot{m}_{\text{Compresor CA}} * (h_4 - h_3)}{\eta_{\text{mec.}}} \\ &= \frac{7,73 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * \left(460,43 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 424,10 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right)}{0,92} = \mathbf{305,25 \text{ (kW)}} \end{aligned}$$

f) Determina el EER de la máquina.

$$EER = \frac{\dot{Q}_E}{(\dot{W}_{\text{Compresor CB}} + \dot{W}_{\text{Compresor CA}})} = \frac{1.000 \text{ (kW)}}{(258,0 \text{ (kW)} + 305,25 \text{ (kW)})} = \mathbf{1,7754}$$

g) Determina la presión media indicada del compresor de alta si su cilindrada es 150 dm³ (bar).

$$\dot{W}_{\text{Compresor CA}} = P_{\text{m.i.}} * V = 305,25 \text{ (kW)} = P_{\text{m.i.}} * 0,15 \text{ (m}^3\text{)} \rightarrow P_{\text{m.i.}} = \mathbf{2.035 \text{ (kPa)}}$$

$$P_{\text{m.i.}} = \mathbf{2.035 \text{ (kPa)} = 20,35 \text{ (bar)}}$$

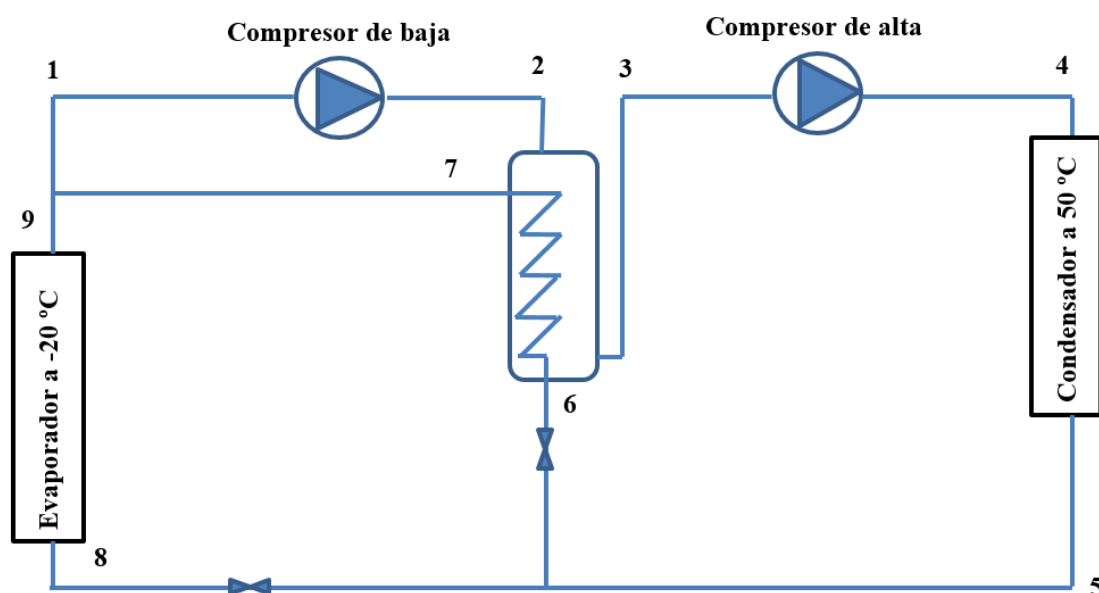
7.2 Problema En una empresa tienen una instalación frigorífica de R717, con una potencia frigorífica de 50 (kW), que trabaja a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, los vapores que salen del evaporador con un recalentamiento de $20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

El condensador funciona a una temperatura de $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, con un subenfriamiento de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

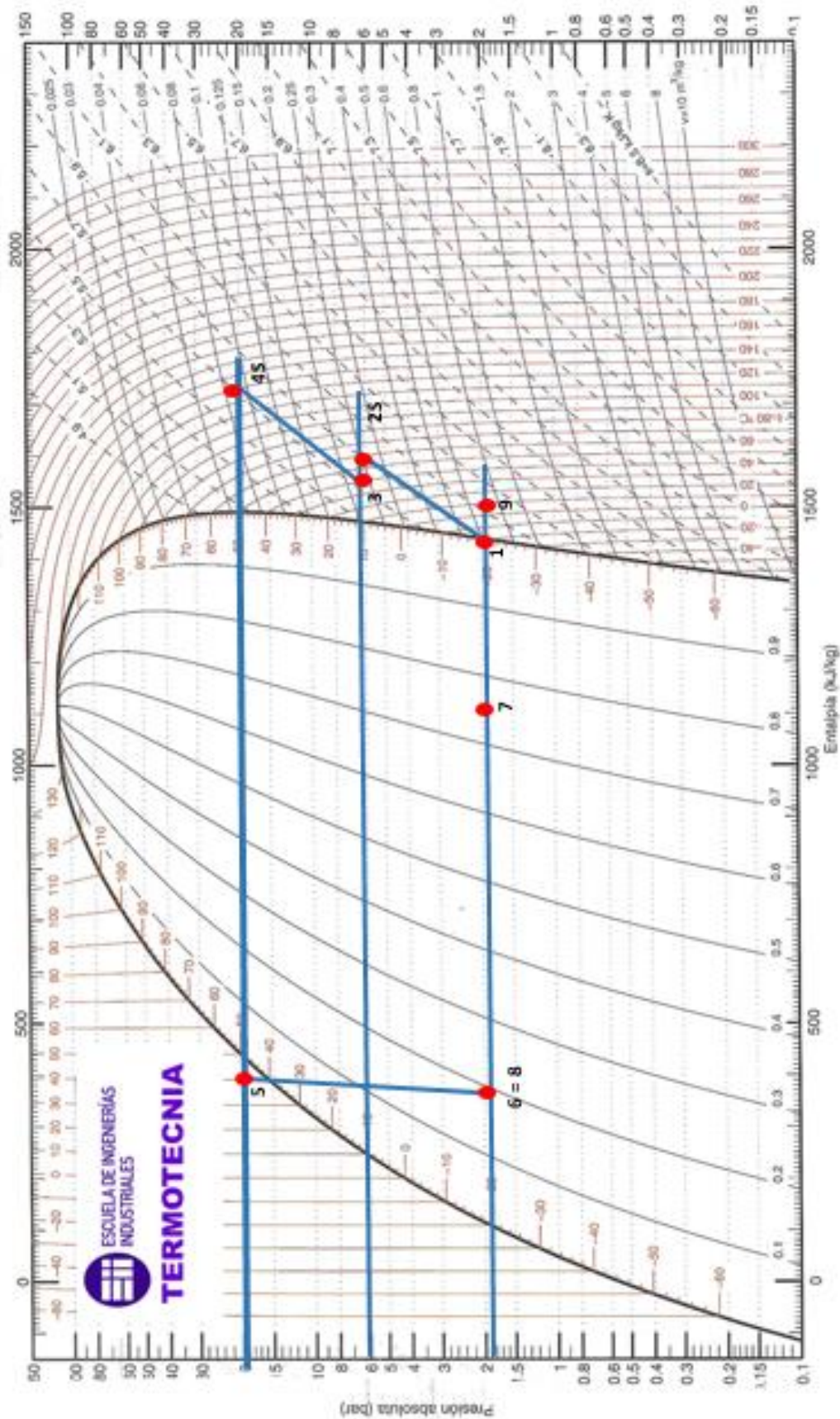
El compresor de baja aspira los vapores saturados y se compone de cuatro cilindros de diámetro 60 (mm), carrera 200 (mm), que funciona a 850 (rpm). El compresor de alta aspira vapores que salen del intercambiador. Los compresores tienen: un rendimiento isoentrópico de 0,75 y un rendimiento mecánico de 0,92.

Determina:

- Determina la presión intermedia para que la relación de compresión de ambos compresores sea la misma en (bar).
- Dibuja el ciclo frigorífico de la instalación en el diagrama P/h.
- Escribe en una tabla: la presión en (bar), la temperatura en ($^{\circ}\text{C}$), la entalpía en (kJ/kg), la fracción másica de vapor en (kg/kg) y el volumen específico del punto 1 en (m^3/kg), de los puntos del ciclo frigorífico, (excepto el punto, 3, 4s, 4 y 7).
- Determinar el flujo másico de refrigerante de los compresores en (kg/s)
- Determina el flujo másico de refrigerante en todos los tramos de la instalación en (kg/s) y completa la tabla con las propiedades de los puntos 3, 4s, 4 y 7.
- Determina la potencia absorbida por los compresores, teniendo en cuenta el rendimiento mecánico en (kW).
- Determina el EER de la máquina.



R717 – (NH₃, Amoníaco)



Referencia: Instituto Internacional del Frio, h = 200 (kJ/kg), s = 1 (kJ/kg·K) líquido saturado a T=0°C.
Larimer E.W., McLinden M.O. and Huber M.L. 2002. REFPROP NIST Standard Reference Database 23, v7.0. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
©Grupo de Ingeniería Térmica (G.I.T.) (www.gi.t.ucl.es) Universidad Jaume I de Castellón

a) Determina la presión intermedia del ciclo (bar).

$$T = -20\ (^{\circ}\text{C}) \rightarrow P_{\text{Baj}} = 1,9006\ (\text{bar}) \text{ y } T = 50\ (^{\circ}\text{C}) \rightarrow P_{\text{Alt}} = 20,34\ (\text{bar})$$

$$\frac{P_{\text{Alt}}}{P_{\text{Int}}} = \frac{P_{\text{Int}}}{P_{\text{Baj}}} = r \rightarrow P_{\text{Int}} = \sqrt{P_{\text{Alt}} * P_{\text{Baj}}}$$

$$P_{\text{Int}} = \sqrt{P_{\text{Alt}} * P_{\text{Baj}}} = \sqrt{1,9006\ (\text{bar}) * 20,34\ (\text{bar})} = 6,22\ (\text{bar})$$

c) Escribe en una tabla: la presión en (bar), la temperatura en ($^{\circ}\text{C}$), la entalpía en (kJ/kg), la fracción másica de vapor en (kg/kg) y el volumen específico del punto 1 en (m^3/kg), de los puntos del ciclo frigorífico, (excepto el punto, 3, 4s, 4 y 7), valores obtenidos con el software FRIO de ATECYR.

Punto	P (bar)	T ($^{\circ}\text{C}$)	h (kJ/kg)	x (kg _{vapor} /kg _{total})	v (m^3/kg)
1	1,9006	-20	1.437,72	1	0,62378
2s	6,22	59,75	1.599,41	1	
2	6,22	82,27	1.653,31	1	
3	6,22	51,33	1.578,96	1	
4s	20,34	150,02	1.782,91	1	
4	20,34	176,18	1.850,89	1	
5	20,35	40	390,75	0	
6	1,9006	-20	390,75	0,21	
7	1,9006	-20	1.061,22	0,72	
8	1,9006	-20	390,75	0,21	
9	1,9006	0	1.484,68	1	

d) Determinar el flujo másico de refrigerante de los compresores en (kg/s).

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{\text{com}} &= n * \left(\frac{D}{2}\right)^2 * \pi * l * \frac{\text{rpm}}{60} * \frac{1}{v_1} \\
 &= 4 * \left(60 * 10^{-3}\ (\text{m}) / 2\right)^2 * \pi * 200 * 10^{-3}\ (\text{m}) * \frac{850\ (\text{min})^{-1}}{60\ (\text{s}/\text{min})} * \frac{1}{0,62378\ (\text{m}^3/\text{kg})} \\
 &= \mathbf{0,0514\ (\text{kg}/\text{s})}
 \end{aligned}$$

e) Determina los flujos másicos de refrigerante en todos los tramos de la instalación en (kg/s) y completa la tabla con las propiedades de los puntos 3, 4s, 4 y 7.

$$1^{\circ}) \text{ Balance de energía del evaporador } \dot{Q}_{\text{eva}} = \dot{m}_{\text{eva}} * (h_9 - h_8) \rightarrow \dot{m}_{\text{eva}} = \frac{\dot{Q}_{\text{eva}}}{(h_9 - h_8)}$$

$$\frac{50\ (\text{kW})}{\left(1.484,68\ (\text{kJ}/\text{kg}) - 390,75\ (\text{kJ}/\text{kg})\right)} = \mathbf{0,0457\ (\text{kg}/\text{s})}$$

2 $^{\circ}$) Balance de masa del punto de unión 1, 9 y 7.

$$\dot{m}_{\text{com}} = \dot{m}_{\text{eva}} + \dot{m}_7 \rightarrow \dot{m}_7 = \dot{m}_{\text{com}} - \dot{m}_{\text{eva}}$$

$$\dot{m}_7 = 0,0514 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) - 0,0457 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) = 5,7 * 10^{-3} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

3º) Balance de energía del punto de unión 1 ,9 y 7.

$$h_1 * \dot{m}_{\text{com}} = h_9 * \dot{m}_{\text{eva}} + h_7 * \dot{m}_7 \rightarrow h_7 = \frac{h_1 * \dot{m}_{\text{com}} - h_9 * \dot{m}_{\text{eva}}}{\dot{m}_7}$$

$$h_7 = \frac{1.437,72 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) * 0,0514 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) - 1.484,68 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) * 0,0457 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}{5,7 * 10^{-3} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}$$

$$= 1.061,22 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

4º) Balance de energía del Intercambiador.

$$\dot{m}_7 * (h_7 - h_6) = \dot{m}_{\text{com}} * (h_2 - h_3) \rightarrow h_3 = \frac{\dot{m}_7 * (h_6 - h_7) + \dot{m}_{\text{com}} * h_2}{\dot{m}_{\text{com}}}$$

h_3

$$= \frac{5,7 * 10^{-3} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * \left(1.061,22 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 390,75 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right) - 0,0514 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * 1.653,31 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)}{0,0514 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}$$

$$h_3 = 1.578,96 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

f) Determina la potencia absorbida por los compresores, teniendo en cuenta el rendimiento mecánico en (kW).

$$\dot{W}_{\text{Com CB}} = \frac{\dot{m}_{\text{Com}} * (h_2 - h_1)}{\eta_{\text{mec.}}} = \frac{0,0514 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * \left(1.653,31 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 1.437,72 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right)}{0,92} = 12,04 \text{ (kW)}$$

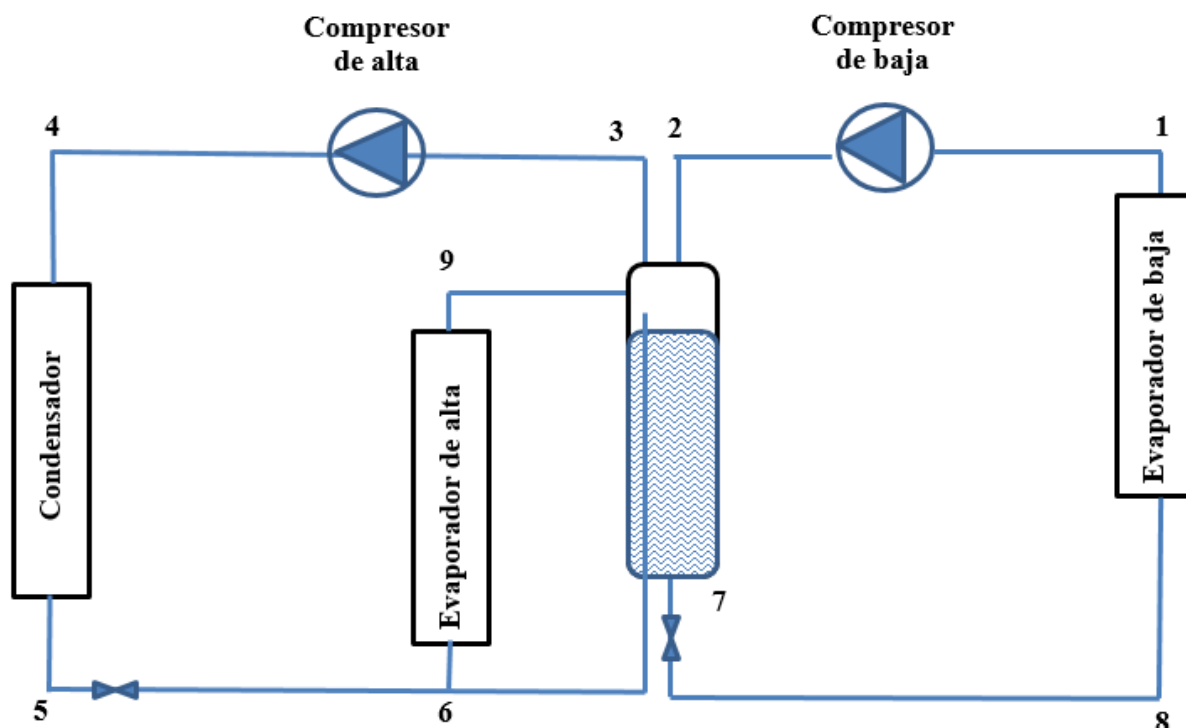
$$\dot{W}_{\text{Com CA}} = \frac{\dot{m}_{\text{Com}} * (h_4 - h_3)}{\eta_{\text{mec.}}} = \frac{0,0514 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * \left(1.850,89 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 1.578,96 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right)}{0,92}$$

$$= 15,19 \text{ (kW)}$$

h) Determina el EER de la máquina.

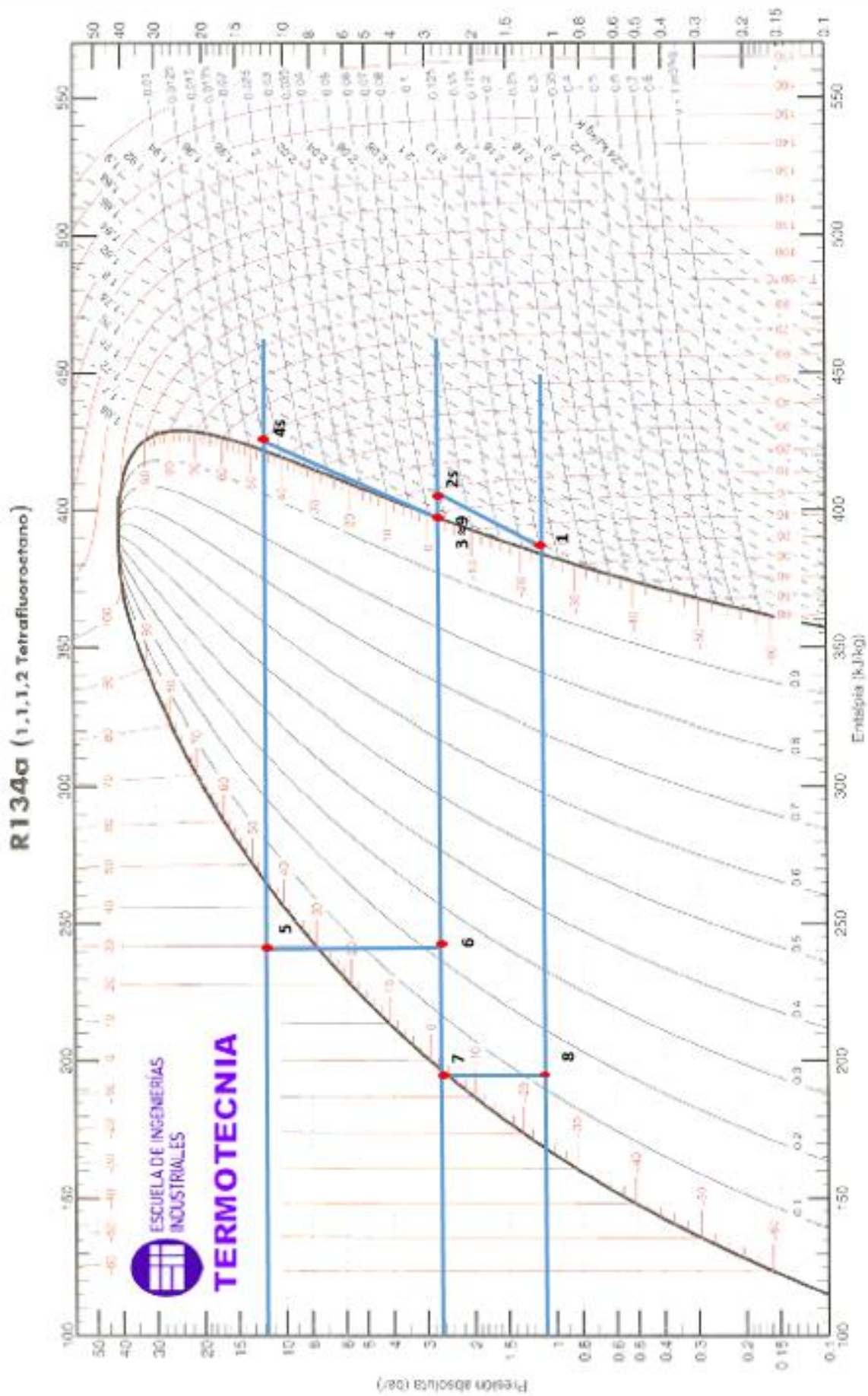
$$\text{EER} = \frac{\dot{Q}_E}{(\dot{W}_{\text{Com CB}} + \dot{W}_{\text{Com CA}})} = \frac{50 \text{ (kW)}}{(12,05 \text{ (kW)} + 15,19 \text{ (kW)})} = 1,84$$

7.3 Problema La instalación frigorífica de la figura tiene que dar simultáneamente servicio a las siguientes instalaciones: a) cámaras de congelación que trabajan con el refrigerante a $-24\text{ }(^{\circ}\text{C})$ (evaporador de baja), tiene un recalentamiento de $4\text{ }(^{\circ}\text{C})$ y tiene una potencia de 400 (kW) y b) las salas de preparación, que trabajan con el refrigerante a $-2\text{ }(^{\circ}\text{C})$ (evaporador de alta), no tiene recalentamiento y tienen una potencia de 450 (kW) . La instalación trabaja con R134a como refrigerante y el condensador trabaja con una temperatura de refrigerante de $45\text{ }(^{\circ}\text{C})$ y tiene un subenfriamiento de $5\text{ }(^{\circ}\text{C})$. Los compresores tienen un rendimiento isoentrópico de $0,85$, mecánico de $0,95$ y volumétrico de $0,87$



Determina:

- Dibuja el diagrama Presión/Entalpía de la instalación, en el diagrama adjunto.
- Tabla donde se caracterizan todos los puntos del diagrama.
- Flujo másico de refrigerante en el evaporador de alta en (kg/s).
- Flujo másico de refrigerante en el evaporador de baja en (kg/s).
- Flujo másico de refrigerante en el condensador en (kg/s).
- Flujo másico teórico de refrigerante en cada compresor en (kg/s)
- Potencia consumida por los compresores en (kW).
- Coeficiente de Eficiencia Energética de la instalación.
- Energía disipada por el condensador (kW).



- b) Tabla donde se caracterizan todos los puntos del diagrama, valores obtenidos con el software FRIO de ATECYR

Punto	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	X (kg _{vapor} /kg _{total})	S (kJ/(kg K))	v (m ³ /kg)
1	1,11	-20	387,21	1	1,7579	0,17732
2s	2,72	7,38	405,52	1	1,7579	
2	2,72	11,06	408,76	1		
3	2,72	-2	397,32	1	1,7279	
4s	11,60	50,28	427,51	1	1,7279	
4	11,60	55,02	432,83	1		
5	11,60	40	256,43	0		
6	2,72	-2	256,43	0,296		
7	2,72	-2	197,30	0		
8	1,11	-24	197,30	0,134		
9	2,72	-2	397,32	0		

- c) Flujo másico de refrigerante en el evaporador de alta en (kg/s).

$$\dot{Q}_{-2} = \dot{m}_{-2} * (h_9 - h_6) = 450 \text{ (kW)} = \dot{m}_{-2} * \left(397,32 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 256,43 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right) \rightarrow$$

$$\dot{m}_{-2} = \mathbf{3,19 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}$$

- d) Flujo másico de refrigerante en el evaporador de baja en (kg/s).

$$\dot{Q}_{-24} = \dot{m}_{-24} * (h_1 - h_8) = 400 \text{ (kW)} = \dot{m}_{-24} * \left(387,21 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 197,30 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right) \rightarrow$$

$$\dot{m}_{-24} = \mathbf{2,11 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}$$

- e) Flujo másico de refrigerante en el condensador en (kg/s).

Se realiza un balance de energía del depósito.

$$\dot{m}_{-24} * h_2 + \dot{m}_{-2} * h_9 + (\dot{m}_{45} - \dot{m}_{-2}) * h_5 = \dot{m}_{-24} * h_7 + \dot{m}_{45} * h_3$$

$$2,11 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * 408,76 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) + 3,19 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * 397,32 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) + \left(\dot{m}_{45} - 3,19 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \right) 256,43 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) =$$

$$2,11 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * 197,30 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) + \dot{m}_{45} * 397,32 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$\dot{m}_{45} = \mathbf{6,62 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}$$

- f) Flujo teórico másico de refrigerante en cada compresor en (kg/s)

$$\text{Compresor de baja: } \dot{m}_{\text{com baja}} = \frac{\dot{m}_{-24}}{\eta_{\text{vol}}} = \frac{2,11 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}{0,87} = \mathbf{2,43 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}$$

$$\text{Compresor de alta: } \dot{m}_{\text{com alta}} = \frac{\dot{m}_{-2}}{\eta_{\text{vol}}} = \frac{6,62 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}{0,87} = \mathbf{7,61 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}$$

g) Potencia consumida por los compresores en (kW).

Compresor de baja:

$$\dot{W}_{\text{com baja}} = \frac{\dot{m}_{\text{com baja}} * (h_2 - h_1)}{\eta_{\text{mec}}} = \frac{2,11 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * \left(408,76 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 387,21 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right)}{0,95}$$

$$= \mathbf{47,86 \text{ (kW)}}$$

Compresor de alta:

$$\dot{W}_{\text{com alta}} = \frac{\dot{m}_{\text{com alta}} * (h_4 - h_3)}{\eta_{\text{mec}}} = \frac{6,62 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * \left(432,83 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 397,32 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right)}{0,95}$$

$$= \mathbf{247,45 \text{ (kW)}}$$

h) Coeficiente de Eficiencia Energética de la instalación.

$$\text{CEE} = \frac{\dot{Q}_{-2} + \dot{Q}_{-24}}{\dot{W}_{\text{com baja}} + \dot{W}_{\text{com alta}}} = \frac{450 \text{ (kW)} + 400 \text{ (kW)}}{47,86 \text{ (kW)} + 247,45 \text{ (kW)}} = \mathbf{2,88}$$

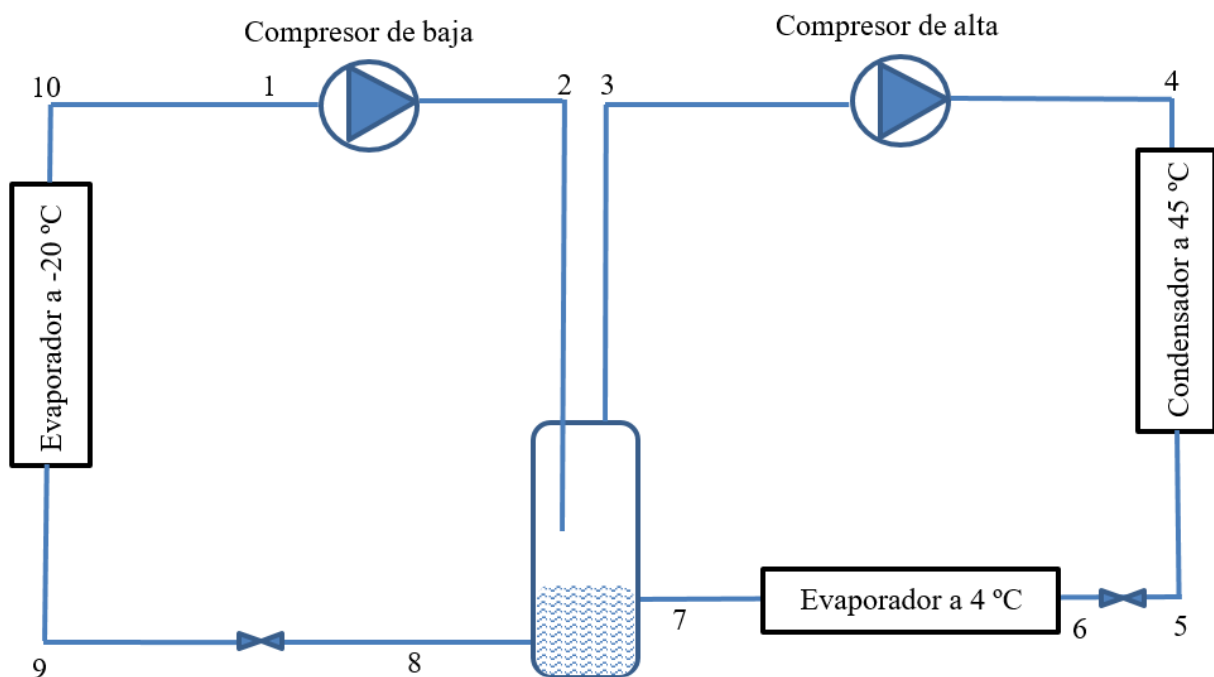
i) Energía disipada por el condensador.

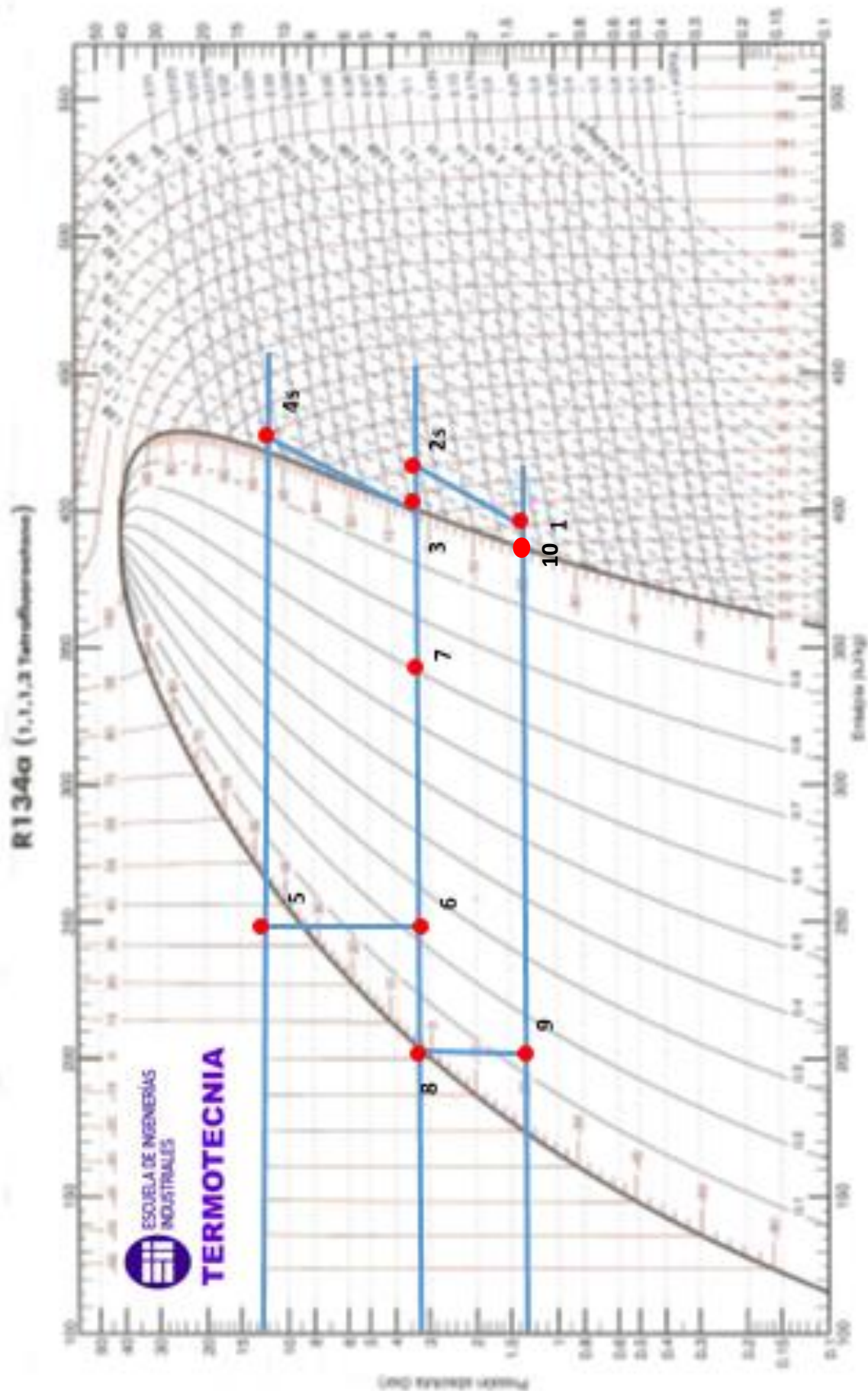
$$\dot{Q}_{\text{con}} = \dot{m}_{45} * (h_4 - h_5) = 6,62 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * \left(432,83 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 256,43 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right) = \mathbf{1.167,77 \text{ (kW)}}$$

7.4 Problema En una empresa de verduras tienen una instalación frigorífica de R134a con dos niveles de evaporación, uno de conservación, que trabaja a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, con una potencia de 300 (kW), los vapores saturados que salen de este evaporador, sufren un recalentamiento externo al evaporador de $6\text{ }^{\circ}\text{C}$. El nivel de refrigerado trabaja a $4\text{ }^{\circ}\text{C}$, con una potencia de 600 (kW). El condensador funciona a una temperatura de $45\text{ }^{\circ}\text{C}$, con un subenfriamiento de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. El compresor de baja tiene un rendimiento isoentrópico de 0,9 y un rendimiento mecánico de 0,87 y el compresor de alta tiene un rendimiento isoentrópico de 0,85, un rendimiento mecánico de 0,8.

Determina:

- El ciclo frigorífico en el diagrama P/h.
- Escribe en una tabla la caracterización de todos los puntos del ciclo, excepto el punto 7.
- Determina los flujos másicos de refrigerante en todos los tramos de la instalación y caracteriza el punto 7 del diagrama.
- Determina la potencia absorbida por compresor de baja y alta.
- Determina el EER de la máquina
- Calcula el calor disipado en el condensador.





- b) Escribe en una tabla la caracterización de todos los puntos del ciclo, excepto el punto 7, valores obtenidos por el software FRIO de ATECYR.

Punto	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	x (kg _{vapor} /kg _{total})
1	1,33	-14	391,33	1
2s	3,38	15,15	410,83	1
2	3,38	17,55	413,00	1
3	3,38	4	400,81	1
4s	11,60	54,77	429,08	1
4	11,60	59,04	434,07	1
5	11,60	35	249,08	0
6	3,38	4	249,08	0,233
7	3,38	4	345,54	0,717
8	3,38	4	205,42	0
9	1,33	-20	205,02	0,147
10	1,33	-20	386,51	1

- c) Determina los caudales de refrigerante en todos los tramos de la instalación y caracteriza el punto 7 del diagrama.

Balance evaporador -20 °C.

$$\dot{Q}_{-20} = \dot{m}_{-20} * (h_{10} - h_9) \rightarrow \dot{m}_{-20} = \frac{\dot{Q}_{-20}}{(h_{10} - h_9)} = \frac{300 \text{ (kW)}}{(386,51 \text{ (kJ/kg)} - 205,02 \text{ (kJ/kg)})} = \mathbf{1,653 \text{ (kg/s)}}$$

Balance evaporador 4 °C.

$$\dot{Q}_4 = \dot{m}_4 * (h_7 - h_6) = 600 \text{ (kW)} = \dot{m}_4 * (h_7 - 249,08 \text{ (kJ/kg)})$$

$$\dot{m}_4 = \frac{600 \text{ (kW)}}{(h_7 - 249,08 \text{ (kJ/kg)})}$$

Balance del depósito.

$$\dot{m}_{-20} * h_8 + \dot{m}_4 * h_3 = \dot{m}_{-20} * h_2 + \dot{m}_4 * h_7 \rightarrow \dot{m}_{-20} * (h_8 - h_2) = \dot{m}_4 * (h_7 - h_3)$$

$$1,653 \text{ (kg/s)} * (205,02 \text{ (kJ/kg)} - 413,00 \text{ (kJ/kg)}) = \dot{m}_4 * (h_7 - 400,81 \text{ (kJ/kg)})$$

$$\dot{m}_4 = \frac{1,653 \text{ (kg/s)} * (205,02 \text{ (kJ/kg)} - 413,00 \text{ (kJ/kg)})}{(h_7 - 400,81 \text{ (kJ/kg)})} = \frac{-343,79 \text{ (kW)}}{(h_7 - 400,81 \text{ (kJ/kg)})}$$

$$\frac{600 \text{ (kW)}}{(h_7 - 249,08 \text{ (kJ/kg)})} = \frac{-343,79 \text{ (kW)}}{(h_7 - 400,81 \text{ (kJ/kg)})} \rightarrow h_7 = \mathbf{345,54 \text{ (kJ/kg)}}$$

$$\dot{m}_4 = \mathbf{6,22 \text{ (kg/s)}}$$

e) Determina la potencia absorbida por compresor de baja y alta.

$$\dot{W}_{\text{Com CB}} = \frac{\dot{m}_{-20} * (h_2 - h_1)}{\eta_{\text{mec.}}} = \frac{1,653 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * \left(413,00 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 391,33 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right)}{0,87}$$

$$= \mathbf{41,17 \text{ (kW)}}$$

$$\dot{W}_{\text{Com CA}} = \frac{\dot{m}_4 * (h_4 - h_3)}{\eta_{\text{mec.}}} = \frac{6,22 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * \left(434,07 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 400,81 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right)}{0,8} = \mathbf{258,60 \text{ (kW)}}$$

d) Determina el EER de la máquina.

$$\text{EER} = \frac{(\dot{Q}_{E(-20)} + \dot{Q}_{E(4)})}{(\dot{W}_{\text{Com CB}} + \dot{W}_{\text{Com CA}})} = \frac{(300 \text{ (kW)} + 600 \text{ (kW)})}{(41,17 \text{ (kW)} + 258,60 \text{ (kW)})} = \mathbf{3,00}$$

e) Calcula el calor disipado en el condensador.

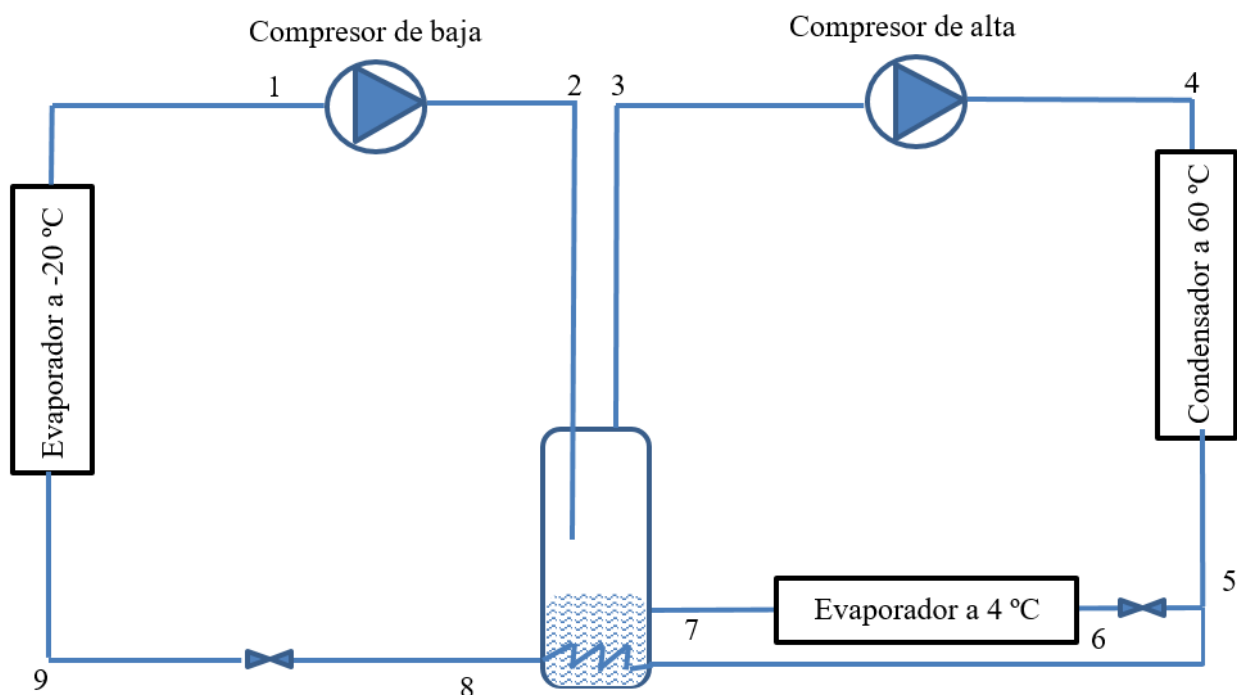
$$\dot{Q}_{\text{con}} = \dot{m}_4 * (h_4 - h_5) = 6,22 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * \left(434,07 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 249,08 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right) = \mathbf{1.150.63 \text{ (kW)}}$$

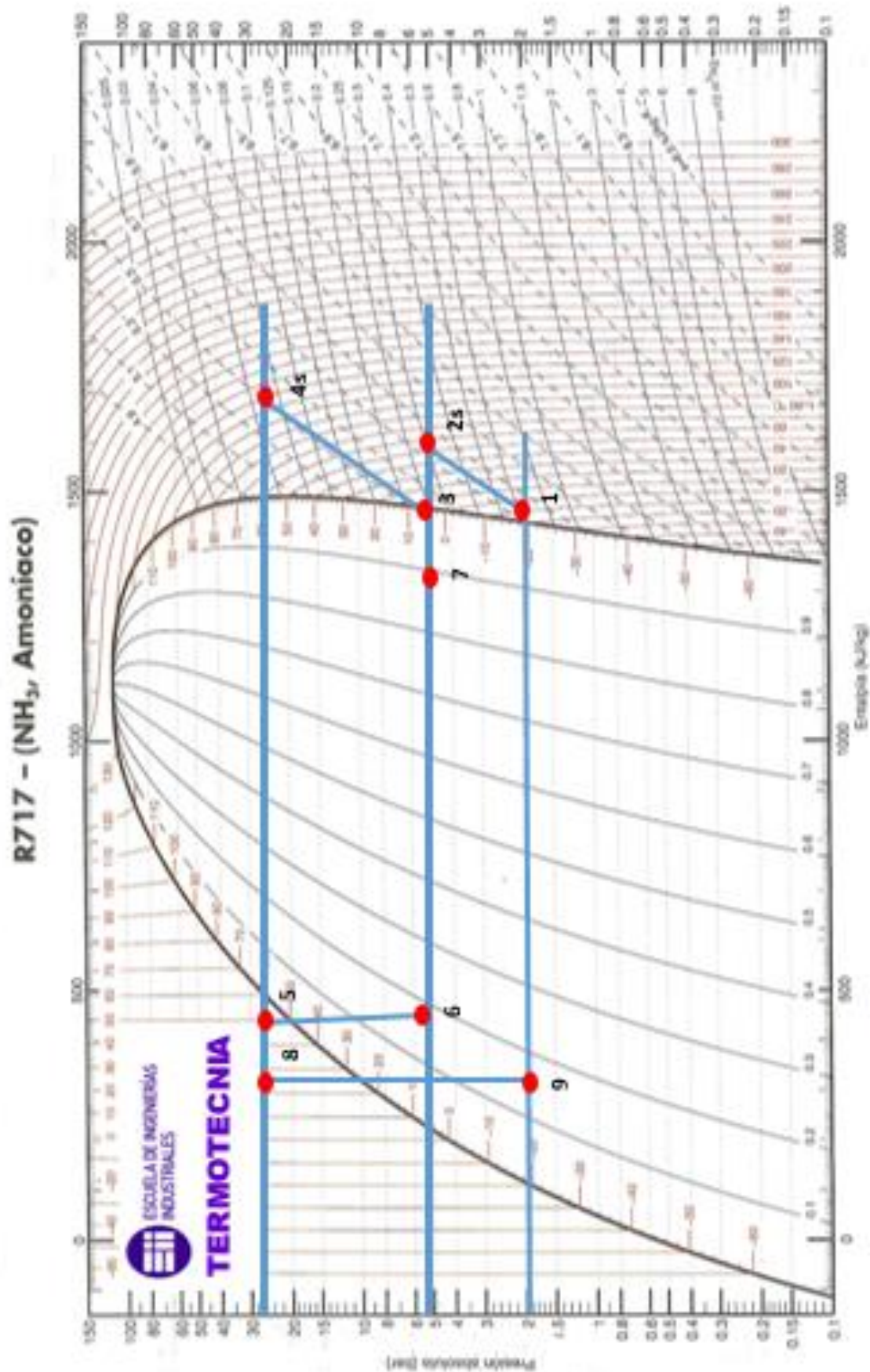
7.5 Problema En una empresa cárnica tienen una instalación frigorífica de R717 con dos niveles de evaporación, un nivel de conservación, que trabaja a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, con una potencia de 300 (kW), los vapores que salen de este evaporador tienen un recalentamiento de $6\text{ }^{\circ}\text{C}$. El otro nivel de evaporación es de refrigerado y trabaja a $4\text{ }^{\circ}\text{C}$, con una potencia de 500 (kW) y el refrigerante a la salida de este evaporador tiene una fracción másica de vapor de 0,9.

El condensador funciona a una temperatura de $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, con un subenfriamiento de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. El compresor de baja tiene un rendimiento isoentrópico de 0,95 y un rendimiento mecánico de 0,92 y el compresor de alta tiene un rendimiento isoentrópico de 0,85, un rendimiento mecánico de 0,85.

Determina:

- Dibuja el ciclo frigorífico de la instalación en el diagrama P/h.
- Escribe en una tabla: la presión (Pa), la temperatura ($^{\circ}\text{C}$), la entalpía (kJ/kg) y la fracción másica de gas (kg/kg), de los puntos del ciclo frigorífico, excepto los puntos 8 y 9.
- Determina los flujos másicos de refrigerante en todos los tramos de la instalación y completa la tabla del apartado b con los puntos 8 y 9.
- Determina la potencia absorbida por el compresor de baja y alta, teniendo en cuenta el rendimiento mecánico.
- Determina el EER de la máquina.
- Calcula el calor disipado en el condensador.





Adaptación: Instituto Internacional del Frío, h = 200 (kJ/kg), s = 1 (kJ/kg K) líquidos saturados a T=0°C.
Lambert S. M., McClelland M.D. and Huber M.L. 2002. REFPROP: NIST Standard Reference Database 23, NIST National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
©Escuela de Ingeniería, Térmica 10.1.1.3. Escala de la Universidad de la Carolina

b) Escribe en una tabla: la presión (Pa), la temperatura (°C), la entalpía (kJ/kg) y la fracción másica de gas (kg/kg), de los puntos del ciclo frigorífico, excepto los puntos 8 y 9. Valores obtenidos del software FRIO de ATECYR.

Punto	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	x (kg _{vapor} /kg _{total})
1	1,9006	-14	1.451,98	1
2s	4,9743	50,54	1.583,18	1
2	4,9743	53,45	1.590,08	1
3	4,9743	4	1.466,38	1
4s	26,155	130,92	1.717,02	1
4	26,155	147,02	1.761,25	1
5	26,155	50	440,64	0
6	4,9743	4	440,64	0,18
7	4,9743	4	1.341,59	0,9
8	26,155	4	297,9	0
9	1,9006	-20	297,9	0,14

c) Determina los flujos másicos de refrigerante en todos los tramos de la instalación y completa la tabla del apartado b con los puntos 8 y 9.

- La entalpía de los puntos 8 y 9 coinciden: $h_8 = h_9$

Balance del evaporador (-20 °C): $\dot{Q}_{-20} = \dot{m}_{-20} * (h_1 - h_9) \rightarrow \dot{m}_{-20} = \frac{\dot{Q}_{-20}}{(h_1 - h_9)} =$

$$\frac{300 \text{ (kW)}}{(1.451,98 \text{ (kJ/kg)} - h_9)}$$

- Balance del evaporador (4 °C): $\dot{Q}_4 = \dot{m}_4 * (h_7 - h_6) \rightarrow \dot{m}_4 = \frac{\dot{Q}_4}{(h_7 - h_6)} =$

$$\frac{500 \text{ (kW)}}{(1.341,59 \text{ (kJ/kg)} - 440,64 \text{ (kJ/kg)})}$$

$$= 0,555 \text{ (kg/s)}$$

- Balance del depósito: $\dot{m}_{-20} * h_5 + \dot{m}_4 * h_7 + \dot{m}_{-20} * h_2 = \dot{m}_{-20} * h_8 + (\dot{m}_{-20} + \dot{m}_4) * h_3 \rightarrow$

$$\dot{m}_{-20} = \frac{\dot{m}_4 * (h_3 - h_7)}{h_5 + h_2 - h_3 - h_8} = \frac{0,555 \text{ (kg/s)} * \left(1.466,38 \text{ (kJ/kg)} - 1.341,59 \text{ (kJ/kg)} \right)}{440,64 \text{ (kJ/kg)} + 1.590,08 \text{ (kJ/kg)} - 1.466,38 \text{ (kJ/kg)} - h_8}$$

$$\frac{300 \text{ (kW)}}{(1.451,98 \text{ (kJ/kg)} - h_9)} = \frac{0,555 \text{ (kg/s)} * \left(1.466,38 \text{ (kJ/kg)} - 1.341,59 \text{ (kJ/kg)} \right)}{440,64 \text{ (kJ/kg)} + 1.590,08 \text{ (kJ/kg)} - 1.466,38 \text{ (kJ/kg)} - h_8}$$

$$h_8 = h_9 = 297,9 \text{ (kJ/kg)}$$

$$\dot{m}_{-20} = \dot{m}_{\text{com. de baja}} = \frac{\dot{Q}_{-20}}{(h_1 - h_9)} = \frac{300 \text{ (kW)}}{\left(1.451,98 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) - 297,9 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\right)} = \mathbf{0,260 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)}$$

$$\dot{m}_{\text{com.de alta}} = \dot{m}_{-20} + \dot{m}_4 = 0,555 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) + 0,260 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) = \mathbf{0,815 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)}$$

- d) Determina la potencia absorbida por el compresor de baja y alta, teniendo en cuenta el rendimiento mecánico.

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{comp.de baja}} &= \frac{\dot{m}_{\text{comp.de baja}} * (h_2 - h_1)}{\eta_{\text{mecanico}}} \\ &= \frac{0,260 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) * \left(1.590,08 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) - 1.451,98 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\right)}{0,92} \\ &= \mathbf{39,03 \text{ (kW)}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{comp.de alta}} &= \frac{\dot{m}_{\text{comp.de alta}} * (h_4 - h_3)}{\eta_{\text{mecanico}}} \\ &= \frac{0,815 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) * \left(1.761,25 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) - 1.466,38 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\right)}{0,85} \\ &= \mathbf{282,73 \text{ (kW)}} \end{aligned}$$

- e) Determina el EER de la máquina.

$$\text{CEE} = \frac{\dot{Q}_{-20} + \dot{Q}_4}{\dot{W}_{\text{comp.de baja}} + \dot{W}_{\text{comp.de alta}}} = \frac{300 \text{ (kW)} + 500 \text{ (kW)}}{39,03 \text{ (kW)} + 282,73 \text{ (kW)}} = \mathbf{2,486}$$

- f) Calcula el calor disipado en el condensador.

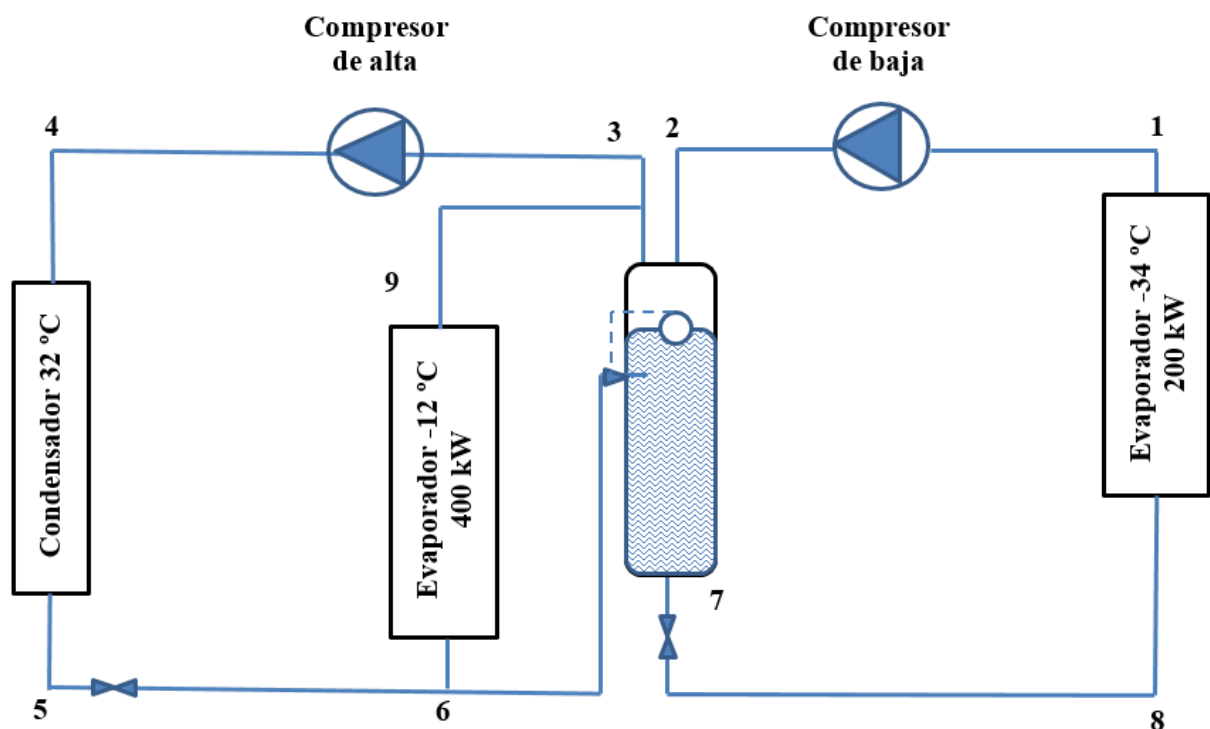
$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{condensador}} &= \dot{m}_{\text{comp.de alta}} * (h_4 - h_5) = 0,815 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) * \left(1.761,25 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) - 440,64 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\right) \\ &= \mathbf{1076,30 \text{ (kW)}} \end{aligned}$$

7.6 Problema En una empresa de pescados se dispone de una instalación frigorífica de R717 con dos niveles de evaporación, uno para refrigeración que trabaja a $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$, con una potencia de 400 (kW) y otro de congelación y almacenamiento que trabaja a $-34\text{ }^{\circ}\text{C}$, con una potencia de 200 (kW), este evaporador tiene un recalentamiento de $6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

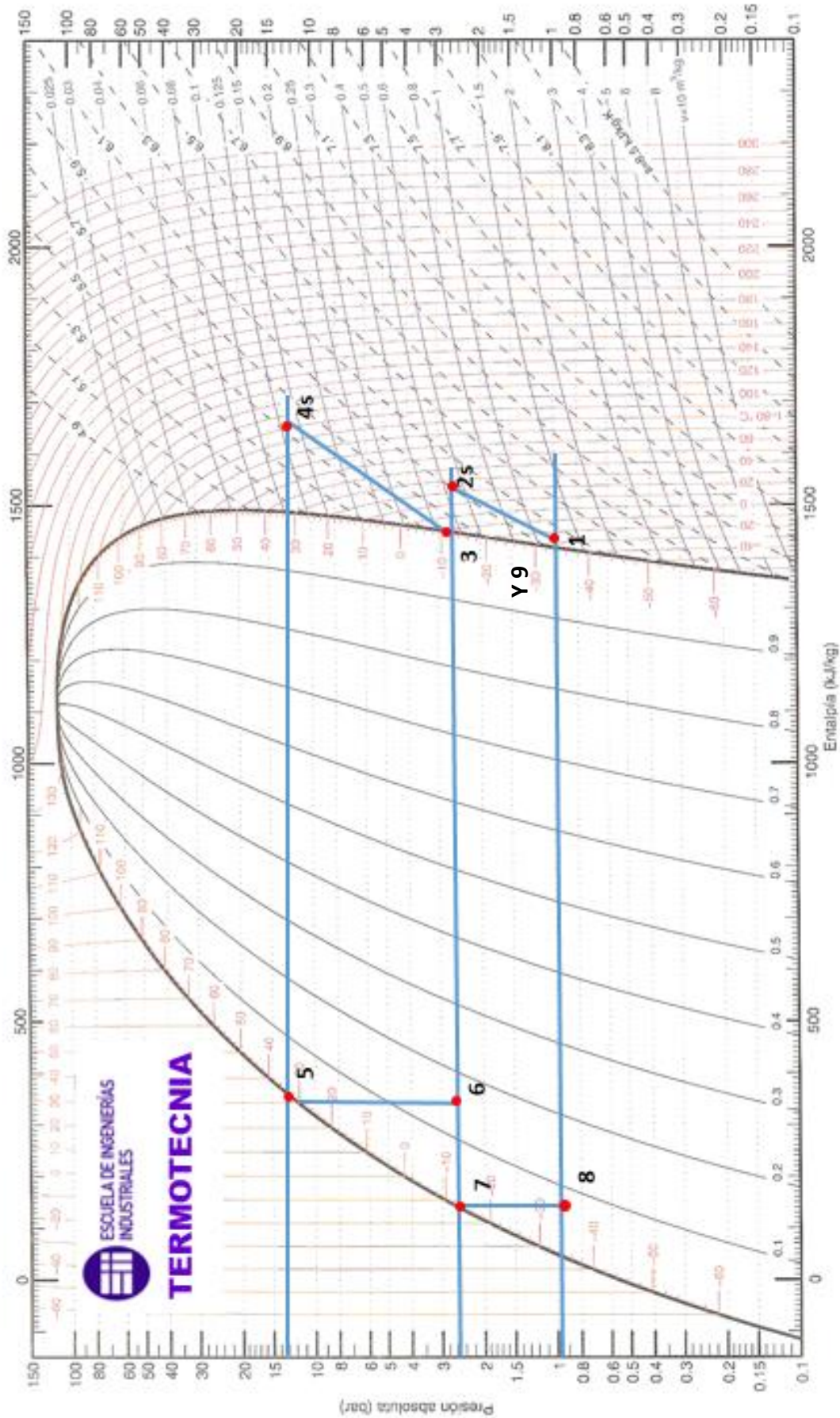
El condensador funciona a una temperatura de $32\text{ }^{\circ}\text{C}$, con un subenfriamiento de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. El compresor de baja tiene un rendimiento isoentrópico de 0,9 y un rendimiento mecánico de 0,87 y el compresor de alta tiene un rendimiento isoentrópico de 0,85 y un rendimiento mecánico de 0.8.

Determina:

- El ciclo frigorífico en el diagrama P/h.
- Escribe en una tabla la caracterización de todos los puntos del ciclo.
- Determina los flujos máscicos de refrigerante en todos los tramos de la instalación (kg/s).
- Determina la potencia del compresor de baja y alta (kW).
- Determina el EER de la máquina.
- Calcula el calor disipado en el condensador (kW).



R717 – (NH₃, Amoníaco)



Referencia: Instituto Internacional del Frio, h = 200 (kJ/kg), s = 1 (kJ/kg·K) líquido saturado a T₀ = 20°C.
Lemmon E.W., McLinden M.O. and Huber M.L. 2002. REFPROP NIST Standard Reference Database 21, v7.0. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
©Grupo de Ingeniería Térmica (G.I.T.) (turrax@luz.org) Universidad Inúme I de Castellón

b) Escribe en una tabla la caracterización de todos los puntos del ciclo. Valores obtenidos con el software FRIO de ATECYR

Punto	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	x (kg _{vapor} /kg _{total})	s (kJ/(kg K))
1	0,97934	-28	1.430,80	1	6,189
2s	2,6777	36,84	1.563,23	1	6,189
2	2,6777	43,32	1.577,94	1	
3 y 9	2,6777	-12	1.448,19	1	5,785
4s	12,381	97,67	1.669,83	1	5,785
4	12,281	119,68	1.725,24	1	
5	12,281	22	303,48	0	
6	2,6777	-12	303,48	0,12	
7	2,6777	-12	144,88	0	
8	0,97934	-34	144,88	0,07	

c) Determina los flujos másicos de refrigerante en todos los tramos de la instalación (kg/s).

- Balance del evaporador de -34 °C:

$$\dot{Q}_{-34} = \dot{m}_{-34} * (h_1 - h_8) = 200 \text{ (kW)} = \dot{m}_{-34} * \left(1.430,80 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 144,88 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right) \rightarrow \dot{m}_{-34} = \mathbf{0,155 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}$$

- Balance del evaporador de -12 °C:

$$\dot{Q}_{-12} = \dot{m}_{-12} * (h_3 - h_6) = 400 \text{ (kW)} = \dot{m}_{-12} * \left(1.448,19 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 303,48 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right) \rightarrow \dot{m}_{-12} = \mathbf{0,349 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}$$

- Balance del depósito:

$$h_2 * \dot{m}_{-34} + h_6 * \dot{m}_{\text{deposito}} = h_7 * \dot{m}_{-34} + h_3 * \dot{m}_{\text{deposito}} \rightarrow \dot{m}_{\text{deposito}} = \frac{\dot{m}_{-34} * (h_2 - h_7)}{(h_3 - h_6)} = \frac{0,155 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * \left(1.577,94 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 144,88 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right)}{\left(1.448,19 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 303,48 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right)} = \mathbf{0,194 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}$$

- Caudal compresor de alta:

$$\dot{m}_{\text{com.alta}} = \dot{m}_{-12} + \dot{m}_{\text{deposito}} = 0,349 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) + 0,194 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) = \mathbf{0,543 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}$$

d) Determina la potencia del compresor de baja y alta (kW).

$$\dot{W}_{\text{com baja}} = \frac{\dot{m}_{-34} * (h_2 - h_1)}{\eta_{\text{mec baja}}} = \frac{0,155 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * \left(1.577,94 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 1.430,80 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right)}{0,87} = \mathbf{26,21 \text{ (kW)}}$$

$$\dot{W}_{\text{com alta}} = \frac{\dot{m}_{\text{com alta}} * (h_4 - h_3)}{\eta_{\text{mec alta}}} = \frac{0,543 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * \left(1.725,24 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 1.448,19 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right)}{0,8}$$

$$= \mathbf{188,05 \text{ (kW)}}$$

e) Determina el EER de la máquina.

$$\text{EER} = \frac{\dot{Q}_{-34} + \dot{Q}_{-12}}{\dot{W}_{\text{com baja}} + \dot{W}_{\text{com alta}}} = \frac{200 \text{ (kW)} + 400 \text{ (kW)}}{26,21 \text{ (kW)} + 188,05 \text{ (kW)}} = \mathbf{2,80}$$

f) Calcula el calor disipado en el condensador (kW).

$$\dot{Q}_{\text{condensador}} = \dot{m}_{\text{com alta}} * (h_4 - h_5) = 0,543 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) * \left(1.725,24 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 303,48 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right) =$$

$$\mathbf{772,02 \text{ (kW)}}$$

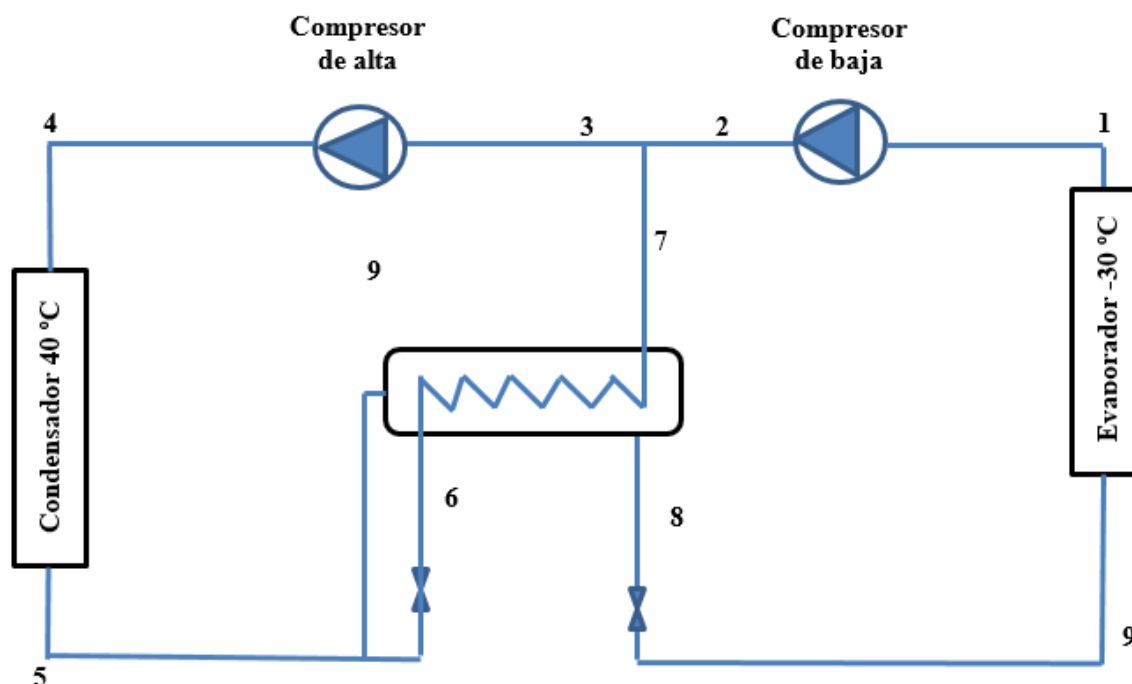
7.7 Problema Una instalación frigorífica, funciona siguiendo un ciclo frigorífico de doble compresión, la instalación debe dar servicio a cámaras de congelación, por lo que el evaporador debe trabajar a $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ y la condensación de acuerdo con las condiciones climatológicas de la zona debe trabajar a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. El refrigerante que absorbe, el compresor de alta, es vapor saturado y el compresor de baja tiene un recalentamiento de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

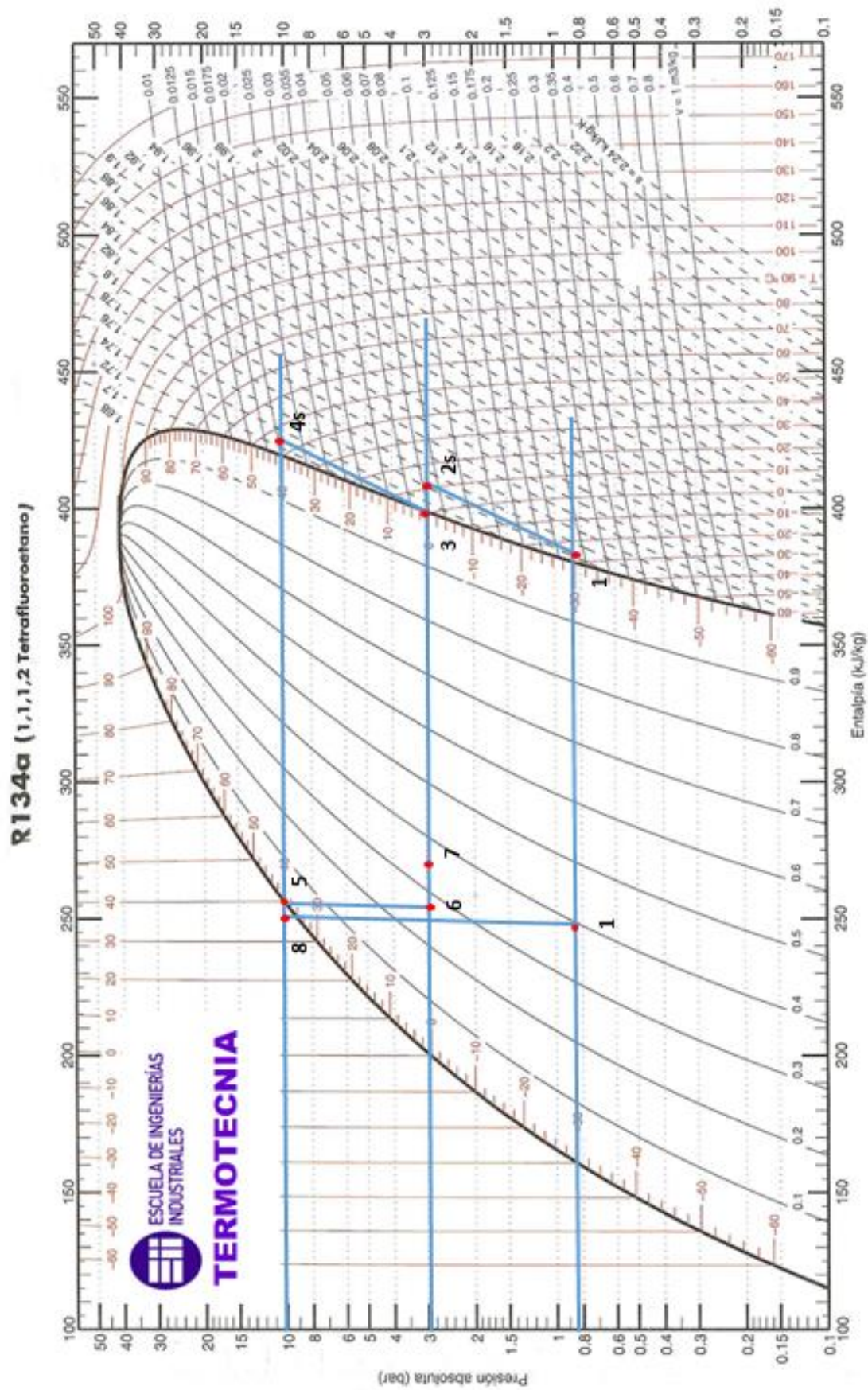
El compresor de baja funciona a 600 (rpm), tiene una carrera de 15 (cm) y dos pistones de 10,3 (cm) de diámetro.

El subenfriamiento del condensado se consigue con el intercambiador refrigerante/refrigerante, siendo de $6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

El refrigerante utilizado es el R134a, los compresores tienen un rendimiento isoentrópico de 0,9 y un rendimiento mecánico de 0,8.

- Determina la presión de media para que los dos compresores trabajen con la misma relación de compresión.
- Determina el flujo másico de refrigerante del compresor de baja en (kg/s).
- Determinar el flujo másico a inyectar entre compresiones para que el gas de aspiración del compresor de alta sea saturado en (kg/s) y la entalpía del punto 7 en (kJ/kg).
- Dibujar en el diagrama del refrigerante el ciclo frigorífico de la instalación.
- Realiza la tabla: presión, temperatura y entalpía de todos los puntos del ciclo.
- Determina el flujo másico y la potencia consumida por cada compresor (kg/s) y (kW).
- Determina la potencia frigorífica de la instalación (kW) y el CEE de la instalación.
- Determina la potencia disipada por el condensador (kW).





Referencia: Instituto Internacional del Frio, $h = 200 \text{ (kJ/kg)}$, $s = 1 \text{ (kJ/kg·K)}$ líquido saturado a $T=0^\circ\text{C}$.
 Lemmon E.W., McLinden M.O. and Huber M.L. 2002. REFPROP NIST Standard Reference Database 23, v7.0. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
 ©Grupo de Ingeniería Térmica (G.I.T.) (www.giit.usi.es) Universidad Jaume I de Castellón

- a) Determina la presión de media para que los dos compresores trabajen con la misma relación de compresión.

Presión de saturación a 40 °C, $P_{(40\text{ °C})}=10,17$ (bar)

Presión de saturación a -30 °C, $P_{(-30\text{ °C})}=0,84$ (bar)

$$P_{intermedia} = \sqrt{P_{(40\text{ °C})} * P_{(-30\text{ °C})}} = \sqrt{10,17 \text{ (bar)} * 0,84 \text{ (bar)}} = \mathbf{2,92 \text{ (bar)}}$$

- b) Determina el caudal másico de refrigerante del compresor de baja en (kg/s).

$$\begin{aligned} \dot{v}_{baja} &= L * n * \left(\pi * \left(\frac{D}{2} \right)^2 \right) * \frac{rpm}{60} = 15 * 10^{-2} * 2 * \left(\pi * \left(\frac{10,3 * 10^{-3}}{2} \right)^2 \right) * \frac{600}{60} \\ &= 0,025 \text{ (m}^3/\text{s)} \end{aligned}$$

El volumen específico del refrigerante que absorbe el compresor de baja, se determina para una presión $P_{(-30\text{ °C})}=0,84$ (bar) y una temperatura $T=-25\text{ °C}$ (Vapor sobrecalentado).

$$v = 0,23231 \text{ (m}^3/\text{kg)}$$

$$\dot{m}_{baja} = \frac{\dot{v}_{baja}}{v} = \frac{0,025 \text{ (m}^3/\text{s)}}{0,23231 \text{ (m}^3/\text{kg)}} = \mathbf{0,1076 \text{ (kg/s)}}$$

- c) Determinar el flujo másico a inyectar entre compresiones para que el gas de aspiración del compresor de alta sea saturado en (kg/s) y la entalpía del punto 7 en (kJ/kg).

➤ Balance del intercambiador:

$$\dot{m}_{inyeccion} * (h_7 - h_6) = \dot{m}_{baja} * (h_5 - h_8) \rightarrow h_7 = \frac{\dot{m}_{baja}}{\dot{m}_{inyeccion}} * (h_5 - h_8) + h_6$$

➤ Balance en la inyección de refrigerante a la entrada del compresor de alta:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{inyeccion} * h_7 + \dot{m}_{baja} * h_2 &= (\dot{m}_{inyeccion} + \dot{m}_{baja}) * h_3 \rightarrow \\ \dot{m}_{inyeccion} * \left(\frac{\dot{m}_{baja}}{\dot{m}_{inyeccion}} * (h_5 - h_8) + h_6 \right) + \dot{m}_{baja} * h_2 &= (\dot{m}_{inyeccion} + \dot{m}_{baja}) * h_3 \rightarrow \\ \dot{m}_{inyeccion} &= \mathbf{0,01738 \text{ (kg/s)}} \quad h_7 = \mathbf{311,0 \text{ (kJ/kg)}} \end{aligned}$$

e) Realiza la tabla: presión, temperatura y entalpía de todos los puntos del ciclo, valores obtenidos con el software FRIO de ATECYR.

Punto	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	x (kg _{vapor} /kg _{total})	s (kJ/(kg K))
1	0,84	-25	384,18	1	1,7676
2s	2,92	12,71	409,74	1	1,7676
2	2,92	15,91	412,58	1	
3	2,92	-0,08	398,45	1	1,7268
4s	10,17	44,56	424,39	1	1,7268
4	10,17	47,20	427,27	1	
5	10,17	40	256,43	0	
6	2,92	-0,08	256,43	0,285	
7	2,92	-0,08	311,0	0,441	
8	10,17	34	247,62	0	
9	0,84	-30	247,62	0,396	

f) Determina el flujo másico y la potencia consumida por cada compresor (kg/s) y (kW).

$$\dot{W}_{\text{com baja}} = \frac{\dot{m}_{\text{baja}} * (h_2 - h_1)}{\eta_{\text{mec baja}}} = \frac{0,1076 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) * \left(412,58 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) - 384,18 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\right)}{0,85} = \mathbf{3,59 \text{ (kW)}}$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{com alta}} &= \frac{(\dot{m}_{\text{baja}} + \dot{m}_{\text{inyeccion}}) * (h_4 - h_3)}{\eta_{\text{mec alta}}} = \frac{0,125 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) * \left(427,27 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) - 398,45 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\right)}{0,85} \\ &= \mathbf{4,24 \text{ (kW)}} \end{aligned}$$

g) Determina la potencia frigorífica de la instalación (kW) y el CEE de la instalación.

$$\dot{Q}_{\text{eva}} = \dot{m}_{\text{baja}} * (h_1 - h_9) = 0,1076 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) * \left(384,18 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) - 247,62 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\right) = \mathbf{14,69 \text{ (kW)}}$$

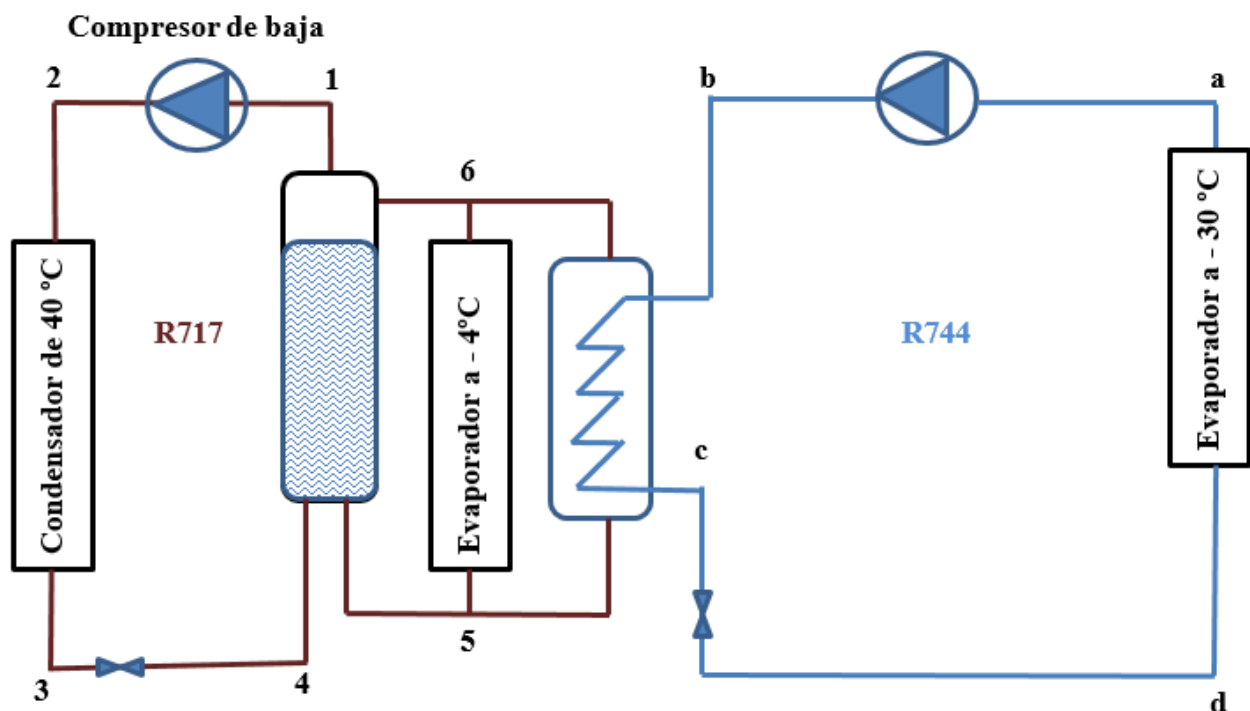
$$\text{CEE} = \frac{\dot{Q}_{\text{eva}}}{\dot{W}_{\text{com baja}} + \dot{W}_{\text{com alta}}} = \frac{14,69 \text{ (kW)}}{3,59 \text{ (kW)} + 4,24 \text{ (kW)}} = \mathbf{1,88}$$

h) Determina la potencia disipada por el condensador (kW).

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{con}} &= (\dot{m}_{\text{baja}} + \dot{m}_{\text{inyeccion}}) * (h_4 - h_5) = 0,125 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) * \left(427,27 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) - 256,43 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\right) \\ &= \mathbf{21,36 \text{ (kW)}} \end{aligned}$$

7.8 Problema En una empresa cárnica tienen que producir 50 kW de potencia frigorífica a -4°C y 80 kW de potencia frigorífica a -30°C , para ello se diseña una instalación en cascada, formada por un ciclo, que emplea como refrigerante R717, que condensa a 40°C con un subenfriamiento de 5°C y se encarga de alimentar al evaporador de -4°C y de absorber el calor del condensador del otro ciclo, que utiliza como refrigerante R744, que condensa a 0°C y alimenta al evaporador de -30°C , que sufre un recalentamiento de 5°C .

El compresor de R717 aspira los vapores saturados y tiene un rendimiento isoentrópico de 0,87 y mecánico de 0,95. El compresor de R744 tiene un rendimiento isoentrópico de 0,75 y un rendimiento mecánico de 0,92.

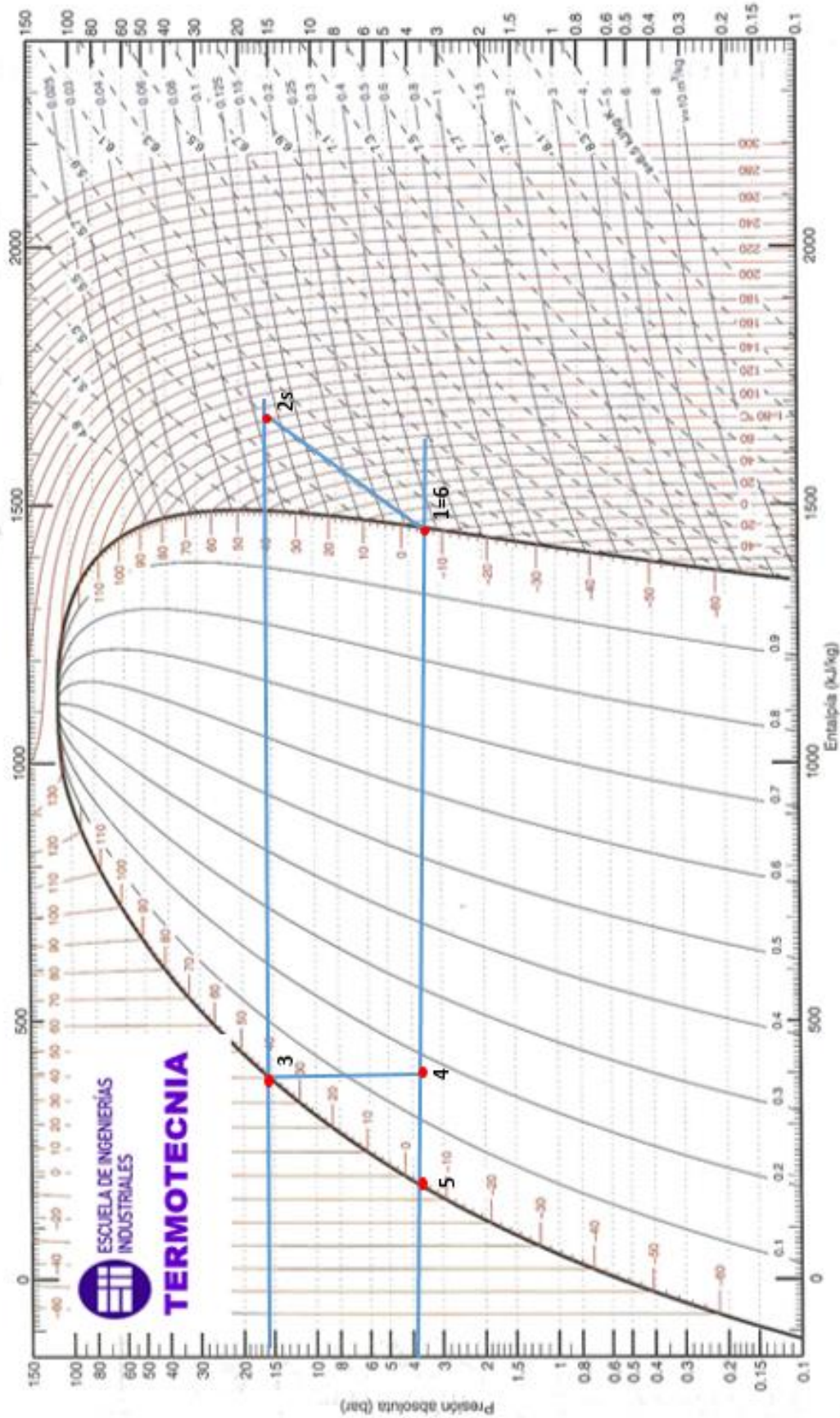


Determina:

- Dibuja el ciclo frigorífico de la instalación de R717 en el diagrama P/h.
- Escribe en una tabla del ciclo de R717: la presión (bar), la temperatura ($^{\circ}\text{C}$), la entalpía (kJ/kg), la fracción másica de vapor (kg/kg) de los puntos 1, 2, 3, 4, 5 y 6 y el volumen específico del punto 1 (m^3/kg).
- Dibuja el ciclo frigorífico de la instalación de R744 en el diagrama P/h.
- Escribe en una tabla del ciclo de R744: la presión (bar), la temperatura ($^{\circ}\text{C}$), la entalpía (kJ/kg), la fracción másica de vapor (kg/kg) de los puntos a, b, c y d, y el volumen específico del punto a (m^3/kg).
- Determinar los caudales de refrigerante del compresor del ciclo de R717 y del compresor del ciclo de R744 en (kg/h).
- Determina la potencia absorbida por los compresores, teniendo en cuenta el rendimiento mecánico en (kW).
- Determina el CEE de la máquina.

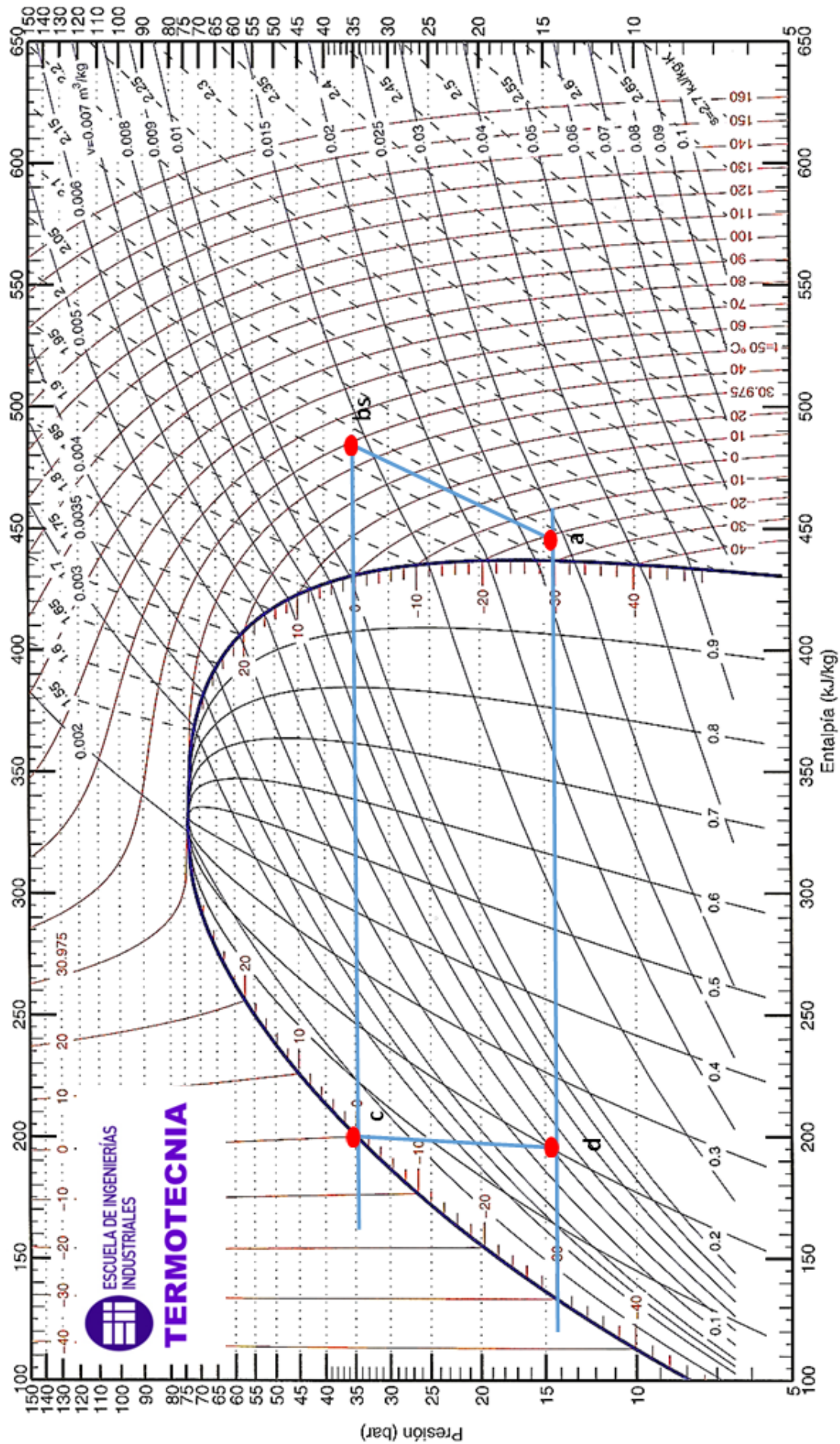
h) Determina la potencia disipada por el condensador (kW).

R717 - (NH₃, Amoníaco)



Referencia: Instituto Internacional del Frio, h = 200 (kJ/kg), s = 1 (kJ/kg K) líquido saturado a T=0°C.
 Lemmon E.W., McLinden M.O. and Huber M.L. 2002. REFPROP NIST Standard Reference Database 23, v7.0. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
 ©Grupo de Ingeniería Térmica (S.T.) (cc)by-nd/3.0 Universidad Jaume I de Castellón

R744 – (CO₂, Dióxido de Carbono)



b) Escribe en una tabla del ciclo de R717: la presión (bar), la temperatura (°C), la entalpía (kJ/kg), la fracción másica de vapor (kg/kg) de los puntos 1, 2, 3, 4, 5 y 6 y el volumen específico del punto 1 (m³/kg), valores obtenidos con el software FRIO de ATECYR

Punto	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	x (kg _{vapor} /kg _{total})	s (kJ/(kg K))	V (m³/kg)
1	3,6877	-4,00	1.457,83	1	5,674	0,3342
2s	15,5527	100,69	1.667,09	1	5,674	
2	15,5527	112,68	1.698,35	1		
3	15,5527	35,00	366,15	0		
4	3,6877	-4,00	366,15	0,14		
5	3,6877	-4,00	181,54	0		
6	3,6877	-4,00	1.457,83	1		

c) Escribe en una tabla del ciclo de R744: la presión (bar), la temperatura (°C), la entalpía (kJ/kg), la fracción másica de vapor (kg/kg) de los puntos a, b, c y d, y el volumen específico del punto a (m³/kg).

Punto	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	x (kg _{vapor} /kg _{total})	s (kJ/(kg K))	V (m³/kg)
a	14,2773	-25,00	442,39	1	2,021	0,0279
bs	34,8513	36,24	481,67	1	2,021	
b	34,8513	47,50	494,76	1		
c	34,8513	0	200,00	0		
d	14,2773	-30,00	200,00	0,22		

d) Determinar los flujos másicos de refrigerante del compresor del ciclo de R717 y del compresor del ciclo de R744 en (kg/h).

Ciclo R744:

Evaporador

$$\dot{Q}_{-30} = \dot{m}_{-30} * (h_a - h_d) \rightarrow \dot{m}_{-30} = \frac{\dot{Q}_{-30}}{(h_a - h_d)} = \frac{80 \text{ (kW)}}{\left(442,39 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) - 200,00 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\right)}$$

$$\dot{m}_{-30} = \dot{m}_{comR744} = \mathbf{0,330 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)}$$

Ciclo R717:

Evaporador

$$\dot{Q}_{-4} = \dot{m}_{-4}^1 * (h_6 - h_5) \rightarrow \dot{m}_{-4}^1 = \frac{\dot{Q}_{-4}}{(h_6 - h_5)} = \frac{50 \text{ (kW)}}{\left(1.457,83 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) - 181,54 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\right)}$$

$$\dot{m}_{-4}^1 = \mathbf{0,0392 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)}$$

Intercambiador (Evaporador/condensador)

$$\dot{m}_{-30} * (h_b - h_c) = \dot{m}_{-4}^2 * (h_6 - h_5) \rightarrow \dot{m}_{-4}^2 = \frac{\dot{m}_{-30} * (h_b - h_c)}{(h_6 - h_5)}$$

$$\dot{m}_{-4}^2 = \frac{0,330 \left(\frac{kg}{s} \right) * \left(494,76 \left(\frac{kJ}{kg} \right) - 200,00 \left(\frac{kJ}{kg} \right) \right)}{\left(1.457,83 \left(\frac{kJ}{kg} \right) - 181,54 \left(\frac{kJ}{kg} \right) \right)} = 0,0762 \left(\frac{kg}{s} \right)$$

$$\dot{m}_{comR717} = \dot{m}_{-4}^1 + \dot{m}_{-4}^2 = 0,0392 \left(\frac{kg}{s} \right) + 0,0762 \left(\frac{kg}{s} \right) = 0,1154 \left(\frac{kg}{s} \right)$$

e) Determina la potencia absorbida por los compresores, teniendo en cuenta el rendimiento mecánico en (kW).

$$\dot{W}_{com R744} = \frac{\dot{m}_{comR744} * (h_b - h_a)}{\eta_{R744}} = \frac{0,330 \left(\frac{kg}{s} \right) * \left(494,76 \left(\frac{kJ}{kg} \right) - 442,39 \left(\frac{kJ}{kg} \right) \right)}{0,92} = 18,78 \text{ (kW)}$$

$$\dot{W}_{com R717} = \frac{\dot{m}_{comR717} * (h_2 - h_1)}{\eta_{R717}} = \frac{0,1154 \left(\frac{kg}{s} \right) * \left(1.698,35 \left(\frac{kJ}{kg} \right) - 1.457,83 \left(\frac{kJ}{kg} \right) \right)}{0,95}$$

$$= 29,22 \text{ (kW)}$$

f) Determina el CEE de la máquina.

$$CEE = \frac{\dot{Q}_{-4} + \dot{Q}_{-30}}{\dot{W}_{com R717} + \dot{W}_{com R744}} = \frac{50 \text{ (kW)} + 80 \text{ (kW)}}{29,22 \text{ (kW)} + 18,78 \text{ (kW)}} = 2,71$$

g) Determina la potencia disipada por el condensador (kW).

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{comR717} * (h_2 - h_3) = 0,1154 \left(\frac{kg}{s} \right) * \left(1.698,35 \left(\frac{kJ}{kg} \right) - 366,15 \left(\frac{kJ}{kg} \right) \right)$$

$$= 153,74 \text{ (kW)}$$

7.9 problema) El evaporador de una enfriadora con R-134a, es un intercambiador de dos pasos por tubo y uno por carcasa, en el que se enfrían 7.200 (l/h) de agua glicolada desde 12 (°C) hasta 7 (°C), siendo el coeficiente global real de intercambio sobre el área exterior de los tubos de 200 (W/(m²°C)).

Las condiciones de operación de la enfriadora consideradas son: No se producen pérdidas de presión por circular el refrigerante en el evaporador y el condensador, se consideran expansión isoentálpica, no se consideran los efectos de aspiración en la entrada del refrigerante al compresor, ni los de sobrepresión para la apertura de las válvulas de descarga en la salida del compresor. No hay sobrecalentamiento del gas.

El grado de subenfriamiento del líquido es 11 (°C).

El refrigerante evapora a –10 (°C).

El compresor posee una relación de compresión de 5,224.

Rendimiento isentrópico del compresor: 80 (%)

Para el calor del condensador, se plantean dos posibilidades de aprovechamiento en las que todo el calor disipado se utilice para calentar aire. La primera consiste en calentar 2.000 (m³/h) de aire de ventilación que se necesitan desde la temperatura exterior del aire, que es de 5 (°C), hasta la temperatura que permita aprovechar toda la energía del condensador. La segunda alternativa propone calentar todo el aire que sea posible desde los 5 (°C) del exterior hasta 35 (°C).

Determinar:

- Representar el ciclo frigorífico en el diagrama P-h, indicando los valores de entalpía específica del refrigerante en todos los puntos y calcular el consumo del compresor.
- Longitud de tubería necesaria en el evaporador, sabiendo que el diámetro exterior del tubo utilizado en el interior de la carcasa es de 20 (mm).
- Determinar de las dos alternativas de disipación de calor en el condensador la que resulta viable, determinando la temperatura de calentamiento del aire en la primera opción y el caudal de aire calentado en la segunda. Considerad que todo el calor del condensador se utiliza únicamente para calentar aire.

Considerad para los cálculos las siguientes propiedades como valores constantes:

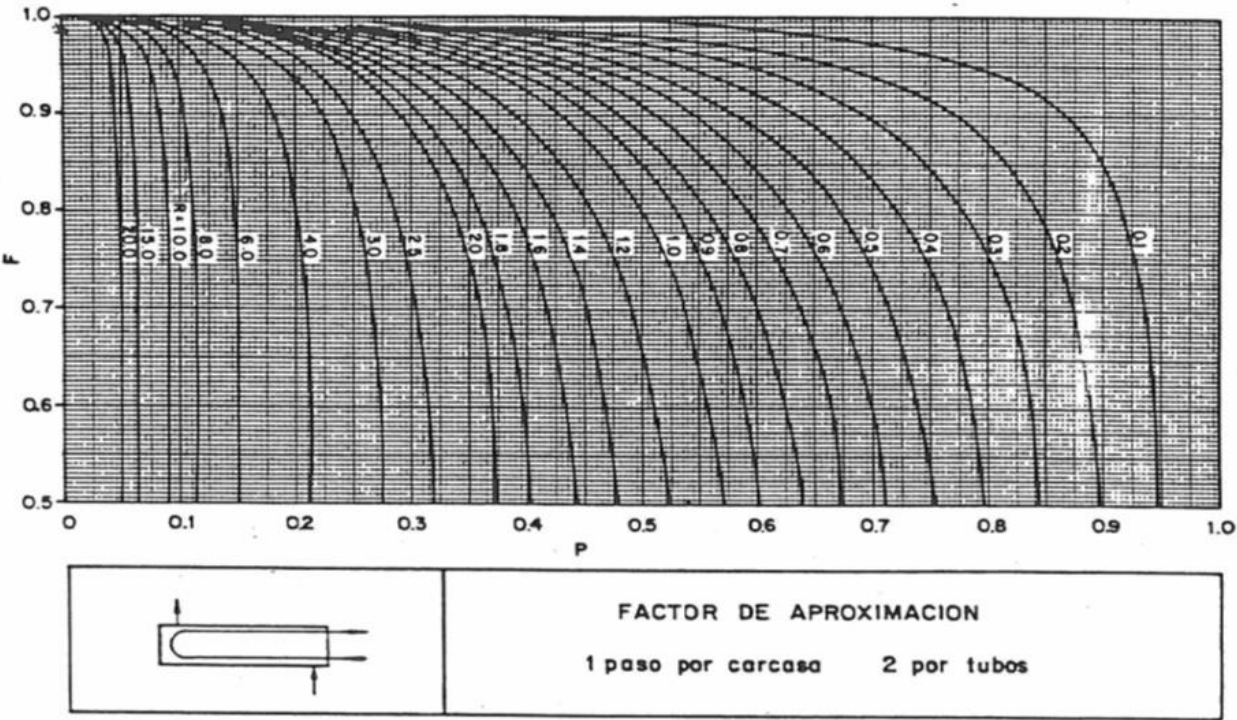
Densidad del agua glicolada: 1.000 (kg/m³)

Calor específico del agua glicolada: 4.000 (J/(kg °C))

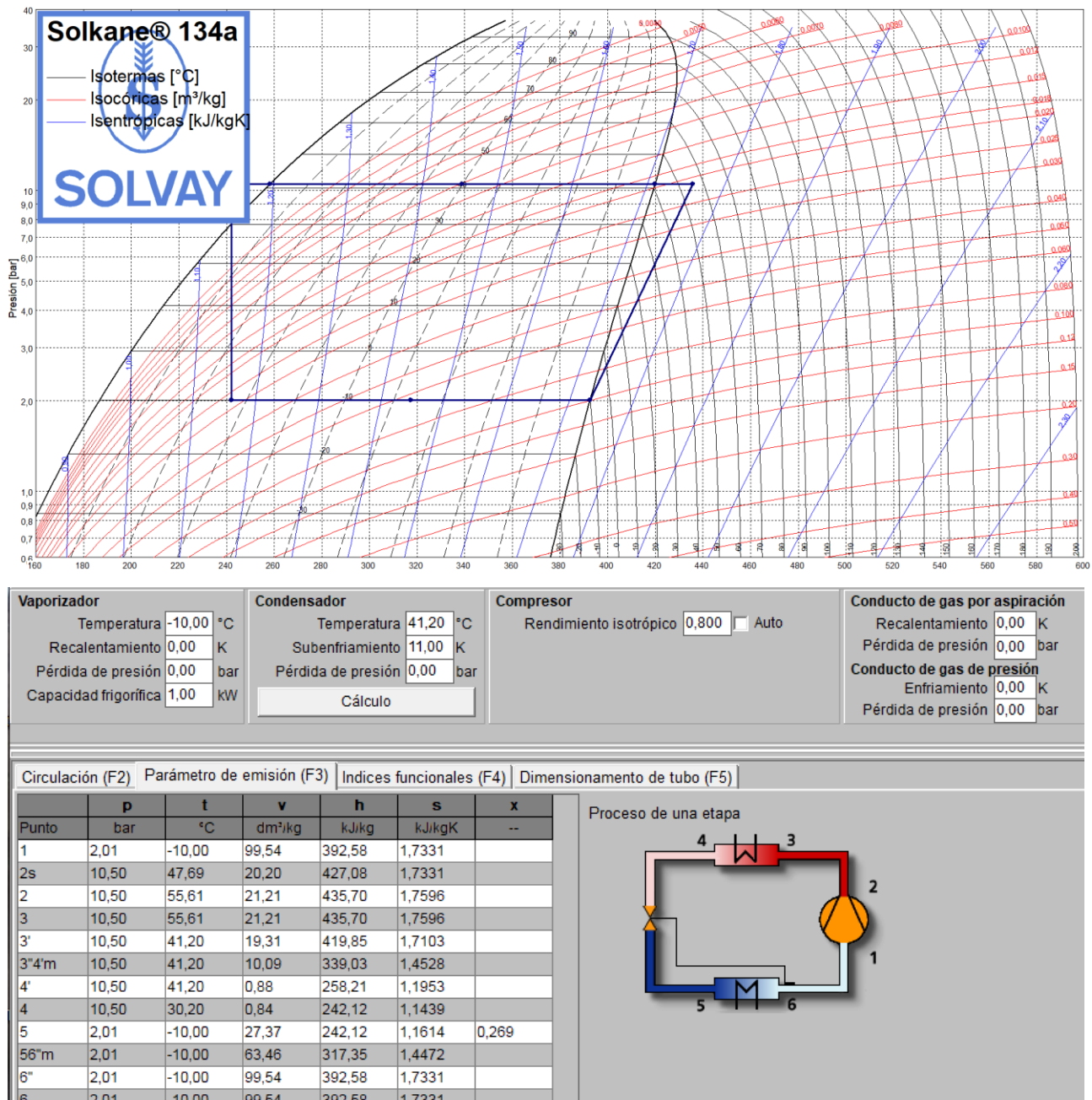
Densidad del aire: 1,2 (kg/m³)

Calor específico del aire: 1.000 (J/(kg °C))

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}}$$



- a) Representar el ciclo frigorífico en el diagrama P-h, indicando los valores de entalpía específica del refrigerante en todos los puntos y calcular el consumo del compresor.



La potencia frigorífica se determina:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{v}_{agua} * \rho_{agua} * C_{p,agua} * (T_{ce} - T_{cs}) =$$

$$\dot{Q}_{eva} = 7.200 \left(\frac{\text{dm}^3}{\text{h}} \right) * \left(\frac{1(\text{m}^3)}{1.000 (\text{dm}^3)} \right) * \left(\frac{1(\text{h})}{3.600 (\text{s})} \right) * 1.000 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) * 4.000 \left(\frac{\text{W}}{(\text{kg}^\circ\text{C})} \right)$$

$$* (12(^\circ\text{C}) - 7(^\circ\text{C}))$$

$$\dot{Q}_{eva} = 40.000 (W)$$

Se determina el caudal de refrigerante:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{ref} * (h_6 - h_5) = 40.000 (w) * \left(\frac{1 \text{ kW}}{1.000 W} \right)$$

$$= \dot{m}_{ref} * \left(392,58 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 242,12 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right)$$

$$\dot{m}_{ref} = 0,266 \text{ (kg/s)}$$

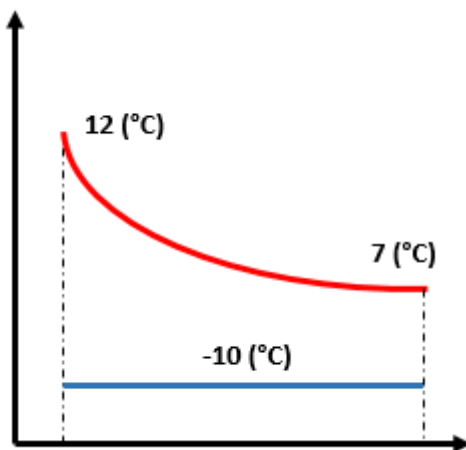
La potencia absorbida por el compresor resulta:

$$\dot{W} = \dot{m}_{ref} * (h_2 - h_1) = 0,266 \text{ (kg/s)} * \left(435,70 \text{ (kJ/kg)} - 392,58 \text{ (kJ/kg)} \right) = 11,47 \text{ (kW)}$$

b) Longitud de tubería necesaria en el evaporador, sabiendo que el diámetro exterior del tubo utilizado en el interior de la carcasa es de 20 (mm).

Para determinar la longitud se va a emplear la expresión:

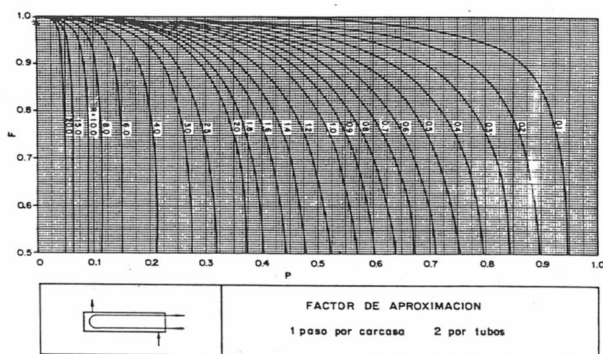
$$\dot{Q}_{eva} = U_{int} * A_{int} * F * DMLT$$



$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs} = 12(^{\circ}\text{C}) - (-10(^{\circ}\text{C})) = 22(^{\circ}\text{C})$$

$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe} = 7(^{\circ}\text{C}) - (-10(^{\circ}\text{C})) = 17(^{\circ}\text{C})$$

$$DMLT = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{22(^{\circ}\text{C}) - 17(^{\circ}\text{C})}{\ln(22(^{\circ}\text{C}) / 17(^{\circ}\text{C}))} = 19,39(^{\circ}\text{C})$$



$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{(-10(^{\circ}\text{C})) - (-10(^{\circ}\text{C}))}{12(^{\circ}\text{C}) - (-10(^{\circ}\text{C}))} = 0$$

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} = \frac{12(^{\circ}\text{C}) - 7(^{\circ}\text{C})}{(-10(^{\circ}\text{C})) - (-10(^{\circ}\text{C}))} = \infty$$

Los intercambiadores con cambio de fase tienen el factor de corrección **F = 1**

Área de intercambio se calcula como:

$$40.000 \text{ (W)} = 200 \text{ (W/(m}^2\text{C}^{\circ}\text{))} * A_{int} * 1 * 19,39(^{\circ}\text{C}) \rightarrow A_{int} = 10,31 \text{ (m}^2\text{)}$$

La longitud resulta:

$$A_{int} = D * \pi * L = 10,31 \text{ (m}^2\text{)} = 20 * 10^{-3} \text{ (m)} * \pi * L \rightarrow L = 164,1 \text{ (m)}$$

c) Determinar de las dos alternativas de disipación de calor en el condensador la que resulta viable, determinando la temperatura de calentamiento del aire en la primera opción y el

caudal de aire calentado en la segunda. Hay que considerar que todo el calor del condensador se utiliza únicamente para calentar aire.

Primero se calcula la energía disipada por el condensador:

$$\dot{Q}_{\text{con}} = \dot{m}_{\text{ref}} * (h_6 - h_5) = 0,266 \left(\text{kg/s} \right) * \left(435,70 \left(\text{kJ/kg} \right) - 242,12 \left(\text{kJ/kg} \right) \right) = 51,49 \text{ (kW)}$$

$$\dot{Q}_{\text{con}} = 51.490 \text{ (W)}$$

Caso (a), se aplica la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{\text{con}} = \dot{v}_{\text{aire}} * \rho_{\text{aire}} * C_{p_{\text{aire}}} * (T_{fs} - T_{fe}) =$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{eva}} &= 2.000 \left(\text{m}^3/\text{h} \right) * \left(\frac{1(\text{h})}{3.600 (\text{s})} \right) * 1.2 \left(\text{kg/m}^3 \right) * 1.000 \left(\text{J/(kg}^\circ\text{C)} \right) * (T_{fs} - 5(^\circ\text{C})) \rightarrow T_{fs} \\ &= \mathbf{83,4 \text{ (}^\circ\text{C)}} \end{aligned}$$

Es imposible que la temperatura de salida sea más alta que la temperatura de condensación

$$T_{\text{cond}} = 41,20 \text{ }^\circ\text{C}$$

Caso (b), se aplica la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{\text{con}} = \dot{v}_{\text{aire}} * \rho_{\text{aire}} * C_{p_{\text{aire}}} * (T_{fs} - T_{fe}) =$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{eva}} &= \dot{v}_{\text{aire}} * \left(\frac{1(\text{h})}{3.600 (\text{s})} \right) * 1.2 \left(\text{kg/m}^3 \right) * 1.000 \left(\text{J/(kg}^\circ\text{C)} \right) * (35 - 5(^\circ\text{C})) \rightarrow \dot{v}_{\text{aire}} \\ &= \mathbf{5.227 \text{ (m}^3/\text{h)}} \end{aligned}$$

8. Psicrometría

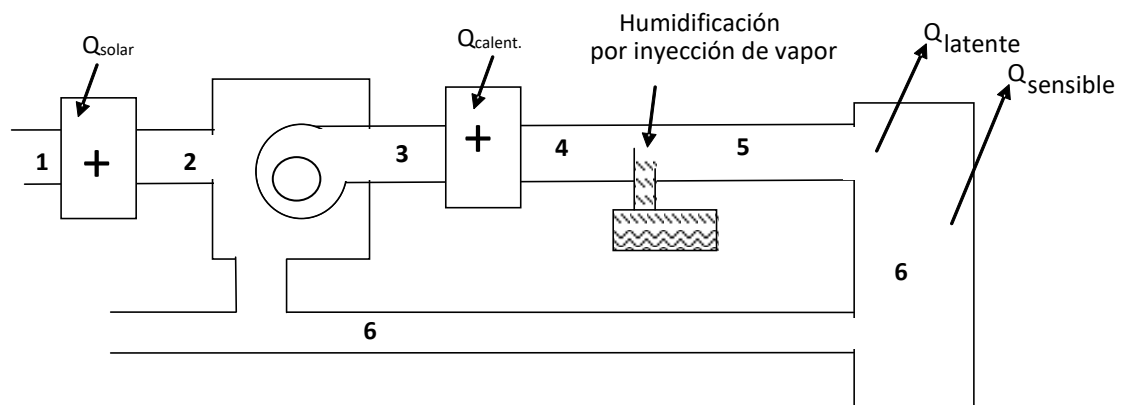
La entalpía específica del aire se denotará con el símbolo “i”, para diferenciarla de la entalpía específica de los refrigerantes para los que se usará el símbolo “h”.

8.1 Problema) El acondicionamiento en invierno de un local situado a nivel del mar, se basa en mezclar al 50 (%) en peso 1700 (m³/h) del local (6) a 22 (°C) y humedad específica $w = 0,0104$ (kg_v/kg_{as}) con aire exterior (1) a 7 (°C) y 80 (%) de humedad relativa, precalentado éste antes de la mezcla de aire procedente con energía solar hasta 16 (°C) (2).

La mezcla resultante (3) se pasa por una batería de calentamiento con un factor de By-Pass de 0,5 y cuya superficie se encuentra a 39 (°C) (4). Finalmente, la corriente de aire se humidifica con una corriente de 20 (kg/h) de vapor de agua sobrecalentado cuya entalpía específica es $i_v = 2800$ (kJ/kg_v).

Determinar:

1. Caudal de aire exterior que se aporta a la mezcla.
2. Potencia de calentamiento solar para el precalentamiento del aire exterior.
3. Evolución del aire en el proceso de acondicionamiento.
4. Carga latente y sensible del local acondicionado. Indicar si el local gana o pierde calor y humedad.



RESOLUCIÓN: Se hace utilizando ecuaciones y gráficamente (se aportan valores aproximados procedentes del diagrama psicrométrico).

Propiedades del aire húmedo:

Presión atmosférica: $P_{atm} = 101300 \cdot (1 - 2,2556 \cdot 10^{-5} \cdot H)^{5,2561}$ (Pa)

Presión de saturación: $P_{sat} = 133,29 \cdot 10^{8,07131 - \frac{1730,63}{233,426 + T}}$ (Pa) y T en (°C)

Presión parcial del vapor de agua: $P_v = P_{sat} \cdot HR/100$ (Pa)

Calor específico del aire seco $C_{p_{ah}} = (C_{p_{as}} + wC_{p_v})$ (kJ/kg_{as}°C)

Calor específico del aire seco $C_{p_{as}} = 1$ (kJ/kg_{as}°C)

Calor específico del vapor de agua $C_{p_v} = 1,84$ (kJ/kg_v°C)

Calor latente de cambio de fase del agua $\lambda = 2500$ (kJ/kg_v)

Volumen específico del aire: $V_e = R_{\text{aire}} \cdot (T + 273,15) / (P_{\text{atm}} - P_v)$ ($\text{m}^3/\text{kg}_{\text{as}}$), Siendo: $R_{\text{aire}} : 287$ ($\text{J}/\text{kg}^\circ\text{C}$)

Humedad específica: $w = 0,622 \cdot \frac{P_v}{P_{\text{atm}} - P_v}$ ($\text{kg}_v/\text{kg}_{\text{as}}$)

RESOLUCIÓN ECUACIONES

IDENTIFICACIÓN MEDIANTE ECUACIONES DE PUNTOS: (Presión atmosférica: 101300 (Pa))

Condiciones del aire recirculado en 6:

Temperatura seca: $T_6 = 22$ ($^\circ\text{C}$)

Humedad específica: $w_6 = 0,0104$ ($\text{kg}_v/\text{kg}_{\text{as}}$)

Presión de vapor: $P_{v6} = w \cdot P_{\text{atm}} / (0,622 + w) = 1665,9$ (Pa)

Volumen específico: $V_{e6} = R_{\text{aire}} \cdot (T + 273,15) / (P_{\text{atm}} - P_v) = 0,8498 \approx 0,85$ ($\text{m}^3/\text{kg}_{\text{as}}$)

Entalpía específica: $i_6 = (C_{p_{\text{as}}} + w C_{p_v}) T + w \lambda = 48,55 \approx 48,6$ ($\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}$)

Condiciones del aire exterior en 1:

Temperatura seca: $T_1 = 7$ ($^\circ\text{C}$)

Humedad relativa: $HR_1 = 80$ (%)

Presión de saturación: $P_{\text{Sat}1} = P_{\text{sat}} = 133,29 \cdot 10^{8,07131 - \frac{1730,63}{233,426 + T}} = 995,23$ (Pa)

Presión de vapor $P_{v1} = HR/100 \cdot P_{\text{Sat}} = 796,2$ (Pa)

Humedad específica: $w_1 = 0,622 \cdot \frac{P_v}{P_{\text{atm}} - P_v} = 0,0049$ ($\text{kg}_v/\text{kg}_{\text{as}}$)

Volumen específico: $V_{e1} = R_{\text{aire}} \cdot (T + 273,15) / (P_{\text{atm}} - P_v) = 0,8$ ($\text{m}^3/\text{kg}_{\text{as}}$)

Entalpía específica: $i_1 = (C_{p_{\text{as}}} + w C_{p_v}) T + w \lambda = 19,42$ ($\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}$)

Determinación del punto 2: Proceso de calentamiento, la humedad específica se mantiene constante 1. Condiciones del aire resultante del calentamiento desde 1 hasta 2:

Temperatura seca: $T_2 = 16$ ($^\circ\text{C}$)

Humedad específica: $w_2 = w_1 = 0,0049$ ($\text{kg}_v/\text{kg}_{\text{as}}$)

Presión de vapor: $P_{v2} = P_{v1} = 796,19$ (Pa)

Volumen específico: $V_{e2} = R_{\text{aire}} \cdot (T + 273,15) / (P_{\text{atm}} - P_v) = 0,826$ ($\text{m}^3/\text{kg}_{\text{as}}$)

Entalpía específica: $i_2 = (C_{p_{\text{as}}} + w C_{p_v}) T + w \lambda = 28,56$ ($\text{kJ}/\text{kg}_{\text{as}}$)

Determinación del punto 3: Proceso de mezcla de aire exterior precalentado $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ con $\dot{m}_6$ al 50 (%) en peso ($\dot{m}_2 = \dot{m}_6$): $\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_6$ (Regla de la palanca)

Flujo másico recirculado en 6 = $\dot{V}/V_e = 1700/0,85 = 2000$ ($\text{kg}_{\text{as}}/\text{h}$)

Flujo de aire exterior de 1 y 2 (mezcla al 50 % en peso) = 2000 ($\text{kg}_{\text{as}}/\text{h}$)

Condiciones del aire a la salida de la mezcla 3 ($C_{p_{\text{ah}}} \approx \text{Constante}$):

$(\dot{m}_2 + \dot{m}_6) T_3 = \dot{m}_2 T_2 + \dot{m}_6 T_6 \rightarrow T_3 = \frac{\dot{m}_2 T_2 + \dot{m}_6 T_6}{\dot{m}_2 + \dot{m}_6} \rightarrow T_3 = \frac{T_2 + T_6}{2} = 19$ ($^\circ\text{C}$)

$(\dot{m}_2 + \dot{m}_6) w_3 = \dot{m}_2 w_2 + \dot{m}_6 w_6 \rightarrow w_3 = \frac{\dot{m}_2 w_2 + \dot{m}_6 w_6}{\dot{m}_2 + \dot{m}_6} \rightarrow w_3 = \frac{w_2 + w_6}{2} = 0,00766$ ($\text{kg}_v/\text{kg}_{\text{as}}$)

Presión de vapor: $P_{v3} = w \cdot P_{atm} / (0,622 + w) = 1232,94 \text{ (Pa)}$

Volumen específico: $Ve_3 = R_{aire} \cdot (T + 273,15) / (P_{atm} - P_v) = 0,838 \text{ (m}^3/\text{kg}_{as})$

Entalpía específica: $i_3 = (C_{pas} + wC_{pv})T + w\lambda = 38,54 \text{ (kJ/kg}_{as})$

Determinación del punto 4: Proceso de calentamiento del aire de 3 por contacto con una superficie caliente a 39 °C y Factor de By-Pass de 0,5. $F_{bp} = (T_{sup} - T_4) / (T_{sup} - T_3)$

Flujo másico de aire seco: $\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = 4000 \text{ (kg}_{as}/\text{h})$

Temperatura seca $T_4 = T_{sup} + F_{bp}(T_{sup} - T_3) = 29 \text{ (}^\circ\text{C)}$

Humedad específica: $w_4 = w_3 = 0,00766 \text{ (kg}_v/\text{kg}_{as})$

Presión de vapor: $P_{v4} = P_{v3} = 1232,94 \text{ (Pa)}$

Volumen específico: $Ve_4 = R_{aire} \cdot (T + 273,15) / (P_{atm} - P_v) = 0,867 \text{ (m}^3/\text{kg}_{as})$

Entalpía específica: $i_4 = (C_{pas} + wC_{pv})T + w\lambda = 48,74 \text{ (kJ/kg}_{as})$

Determinación del punto 5: Proceso de humidificación con vapor sobrecalentado.

$\dot{m}_v = 20 \text{ (kg/h)}$, $i_v = 2800 \text{ (kJ/kg}_v)$.

Flujo másico de aire seco: $\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = 4000 \text{ (kg}_{as}/\text{h})$

Balance de materia a la mezcla del aire con vapor de agua: $\dot{m}_4 w_4 + \dot{m}_v = \dot{m}_5 w_5$

Humedad específica $w_5 = 0,01266 \text{ (kg}_v/\text{kg}_{as})$

Balance de energía a la mezcla del aire con vapor de agua: $\dot{m}_4 i_4 + \dot{m}_v i_v = \dot{m}_5 i_5$

Entalpía específica $i_5 = 62,742 \text{ (kJ/kg}_{as})$

Temperatura seca $T_5 = \frac{i - w\lambda}{C_{p_{ah}}} = 30,2 \text{ (}^\circ\text{C)}$

Presión de vapor: $P_{v5} = w \cdot P_{atm} / (0,622 + w) = 2021,3 \text{ (Pa)}$

Volumen específico: $Ve_5 = R_{aire} \cdot (T + 273,15) / (P_{atm} - P_v) = 0,877 \text{ (m}^3/\text{kg}_{as})$

RESOLUCIÓN CON ECUACIONES DE PREGUNTAS:

1.- Caudal de aire exterior que se aporta a la mezcla.

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_1 V_{e1} ; \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \rightarrow \dot{V}_1 = 2000 \left(\frac{\text{kg}_{as}}{\text{h}} \right) 0,8 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}_{as}} \right) = 1600 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)$$

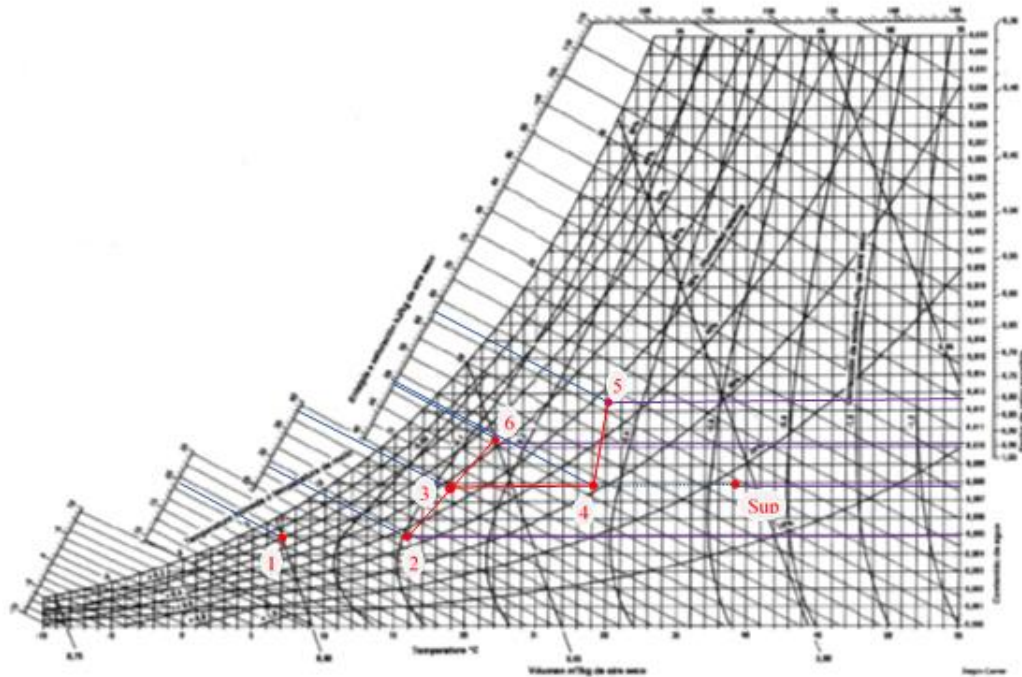
2.- Potencia de calentamiento solar para el precalentamiento del aire exterior.

$$Q_{solar} = \dot{m}_1 (i_2 - i_1) \rightarrow Q_{solar} = 2000 \left(\frac{\text{kg}_{as}}{\text{h}} \right) (28,56 - 19,42) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{as}} \right) = 18280 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right)$$

$$Q_{solar} = 5,08 \text{ (kW)}$$

3.- Evolución del aire en el proceso de acondicionamiento.

Presión atmosférica: 101300 Pa equivalente a 0 m.s.n.m.



4.- Carga latente y sensible del local acondicionado. Indicar si el local gana o pierde calor y humedad.

$$Q_{\text{sensible}} = \dot{m}_5 C_{p_{ah}} (T_6 - T_5) = -33456 \text{ (kJ/h)} = -9,3 \text{ (kW)}$$

El local pierde calor, por lo que se introduce aire caliente para vencer las pérdidas.

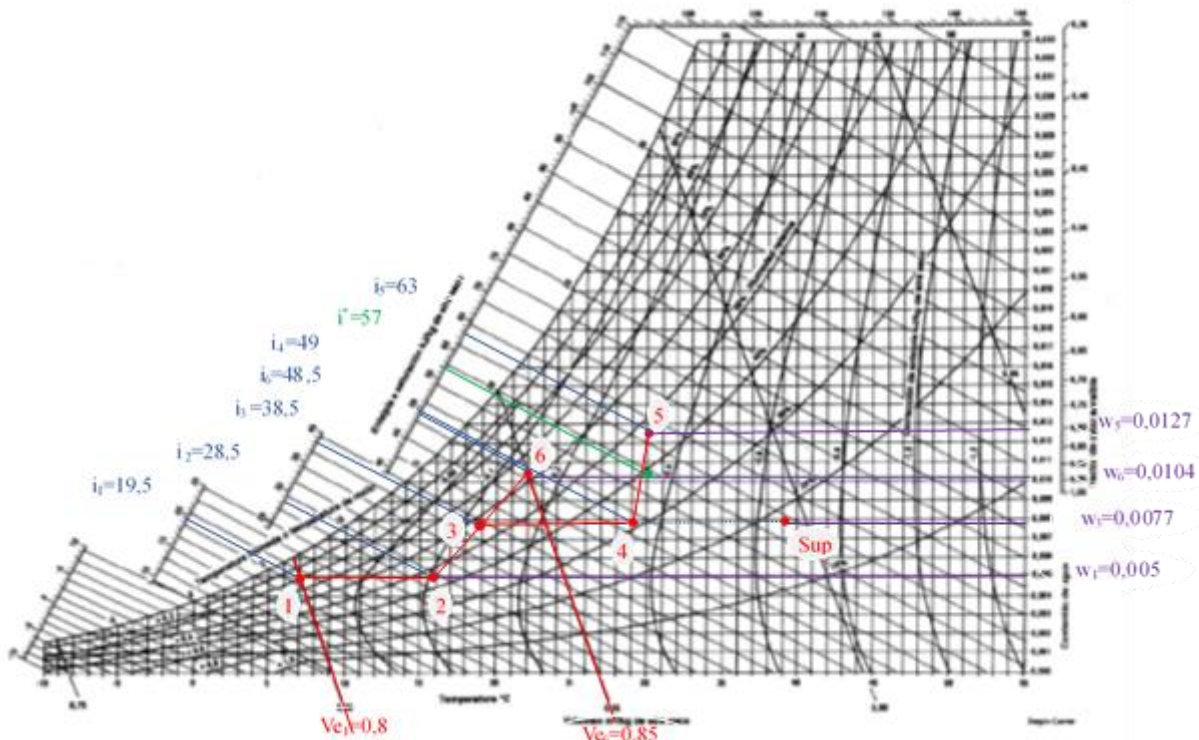
$$Q_{\text{latente}} = \dot{m}_5 \lambda (w_6 - w_5) = -22600 \text{ (kJ/h)} = -6,3 \text{ (kW)}$$

El local pierde humedad, por lo que se introduce aire más húmedo para compensar las pérdidas de humedad.

RESOLUCIÓN GRÁFICA (menos precisa, pero más rápida)

Evolución del aire en el proceso de acondicionamiento.

Presión atmosférica: 101300 Pa equivalente a 0 m.s.n.m.



IDENTIFICACIÓN MEDIANTE GRÁFICA DE LOS PUNTOS

Condiciones del aire recirculado en 6:

Temperatura seca: $T_6 = 22$ (°C)

Humedad específica: $w_6 = 0,0104$ (kgv/kg_{as})

Volumen específico: $Ve_6 = 0,85$ (m³/kg_{as})

Entalpía específica: $i_6 = 48,5$ (kJ/kg_{as})

Condiciones del aire exterior en 1:

Temperatura seca: $T_1 = 7$ (°C)

Humedad relativa: $HR_1 = 80$ (%)

Humedad específica: $w_1 = 0,005$ (kgv/kg_{as})

Entalpía específica: $i_1 = 19,5$ (kJ/kg_{as})

Determinación del punto 2: Proceso de calentamiento, la humedad específica del punto 1 se mantiene constante.

Condiciones del aire resultante del calentamiento desde 1 hasta 2:

Temperatura seca: $T_2 = 16$ (°C)

Humedad específica: $w_2 = w_1 = 0,005$ (kgv/kg_{as})

Entalpía específica: $i_2 = 28,5$ (kJ/kg_{as})

Determinación del punto 3: Proceso de mezcla de aire exterior precalentado $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ con $\dot{m}_6$ al 50 (%) en peso ($\dot{m}_2 = \dot{m}_6$): $\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_6$ (Regla de la palanca).

Flujo másico recirculado en 6 = $\dot{V}/V_e = 1700/0,85 = 2000 \text{ (kg}_{as}/h)$

Representación en recta que une los puntos 2 y 6.

Condiciones del aire a la salida de la mezcla 3:

$$T_3 = \frac{T_2 + T_6}{2} = 19 \text{ (}^\circ\text{C)}, w_3 = \frac{w_2 + w_6}{2} = 0,00766 \text{ (kg}_v/\text{kg}_{as}), i_3 = 38,5 \text{ (kJ/kg}_{as})$$

Determinación del punto 4: Proceso de calentamiento del aire de 3 por contacto con una superficie caliente a 39 (°C) y factor de by-pass de 0,5. $F_{bp} = (T_{sup} - T_4)/(T_{sup} - T_3)$

$$\text{Temperatura seca } T_4 = \frac{T_3 + T_{sup}}{2} = 29 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$\text{Entalpía específica: } i_4 = 49 \text{ (kJ/kg}_{as})$$

Determinación del punto 5: Proceso de humidificación con vapor sobrecalentado.

$$\dot{m}_v = 20 \text{ kg/h, } i_v = 2800 \text{ (kJ/kg}_v).$$

$$\text{Balance de materia a la mezcla del aire con vapor de agua: } \dot{m}_4 w_4 + \dot{m}_v = \dot{m}_5 w_5$$

$$\text{Humedad específica } w_5 = 0,0127 \text{ (kg}_v/\text{kg}_{as})$$

$$\text{Balance de energía a la mezcla del aire con vapor de agua: } \dot{m}_4 i_4 + \dot{m}_v i_v = \dot{m}_5 i_5$$

$$\text{Entalpía específica } i_5 = 63 \text{ (kJ/kg}_{as})$$

RESOLUCIÓN GRÁFICA DE PREGUNTAS

1.- Caudal de aire exterior que se aporta a la mezcla.

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_1 V_{e1}; \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \rightarrow \dot{V}_1 = 2000 \left(\frac{\text{kg}_{as}}{h} \right) 0,8 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}_{as}} \right) = 1600 \left(\frac{\text{m}^3}{h} \right)$$

2.- Potencia de calentamiento solar para el precalentamiento del aire exterior.

$$Q_{solar} = \dot{m}_1 (i_2 - i_1) \rightarrow Q_{solar} = 2000 \left(\frac{\text{kg}_{as}}{h} \right) (28,5 - 19,5) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{as}} \right) = 18000 \left(\frac{\text{kJ}}{h} \right) \rightarrow$$

$$Q_{solar} = 5 \text{ (kW)}$$

3.- Evolución del aire en el proceso de acondicionamiento.

Realizada al principio del apartado con los valores obtenidos gráficamente.

4.- Carga latente y sensible del local acondicionado. Indicar si el local gana o pierde calor y humedad.

Se define el punto (*): $i^* = 57 \text{ (kJ/kg}_{as})$

$$Q_{sensible} = \dot{m}_5 (i_6 - i^*) = 4000 \left(\frac{\text{kg}_{as}}{h} \right) (48,5 - 57) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{as}} \right) = -34000 \text{ (kJ/h)} = -9,4 \text{ (kW)}$$

El local pierde calor, por lo que se introduce aire caliente para vencer las pérdidas.

$$Q_{latente} = \dot{m}_5 (i^* - i_5) = 4000 \left(\frac{\text{kg}_{as}}{h} \right) (57 - 63) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{as}} \right) = -24000 \text{ (kJ/h)} = -6,7 \text{ (kW)}$$

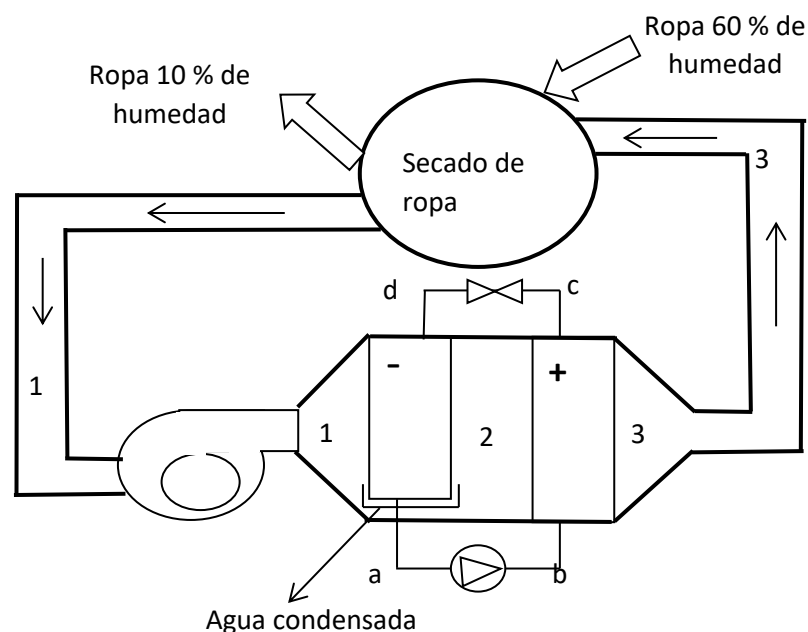
El local pierde humedad, por lo que se introduce aire más húmedo.

8.2 Problema) Se pretende caracterizar el modo de operación de una secadora de ropa que opera con aire recirculado (ver figura). La ropa entra a la secadora con un 60 (%) de humedad (medida en base húmeda o total) y sale de la secadora con una humedad del 10 (%).

La caracterización se realiza para que la secadora funcione en un local que se encuentra a 750 m sobre el nivel del mar (m.s.n.m.) y con 2850 (m³/h) de aire impulsado por el ventilador a través del evaporador y del condensador, dispuestos en serie, de una máquina frigorífica. Las condiciones del aire recirculado que mueve el ventilador son: temperatura seca $T_{s1}=26$ (°C) y volumen específico $V_{e1} = 0,95$ (m³/kg_{as}).

El ciclo frigorífico, que opera como ciclo real simplificado, utiliza como refrigerante R134a, con una presión absoluta de alta de 10 (bar) y evapora a 10 (°C) en la zona de baja, un subenfriamiento de 11 (°C), un sobrecalentamiento de 8 (°C), la temperatura de salida del compresor es de 60 (°C) y está equipado con un compresor de 2 (kW). Considerar que las temperaturas de las superficies de las baterías que operan como evaporador y condensador coinciden con las de cambio de fase del refrigerante en el ciclo frigorífico.

1. Establecer el ciclo frigorífico y la evolución psicrométrica.
2. Determinar el factor de by-pass de las dos baterías (condensador y evaporador).
3. Suponiendo que las condiciones de operación utilizadas se mantienen durante todo el proceso de secado, determinar el tiempo que tarda la secadora en secar 20 (kg) de ropa húmeda.
4. Si el valor de la energía eléctrica es de 0,2 (€/kW·h) y solo se considera el consumo eléctrico del compresor, determinar el precio que cuesta el secado de los 20 (kg) de ropa húmeda.



RESOLUCIÓN: Se hace utilizando resolución gráfica, utilizando los valores procedentes del diagrama psicrométrico a 750 m.s.n.m., representando las evoluciones del aire en el mismo diagrama y los puntos para el refrigerante R134a en el diagrama P-h.

1.- Establecer el ciclo frigorífico y la evolución psicrométrica.

Algunos de los cálculos utilizados para la representación se explicarán durante el desarrollo del resto de los apartados solicitados para resolver el ejercicio.

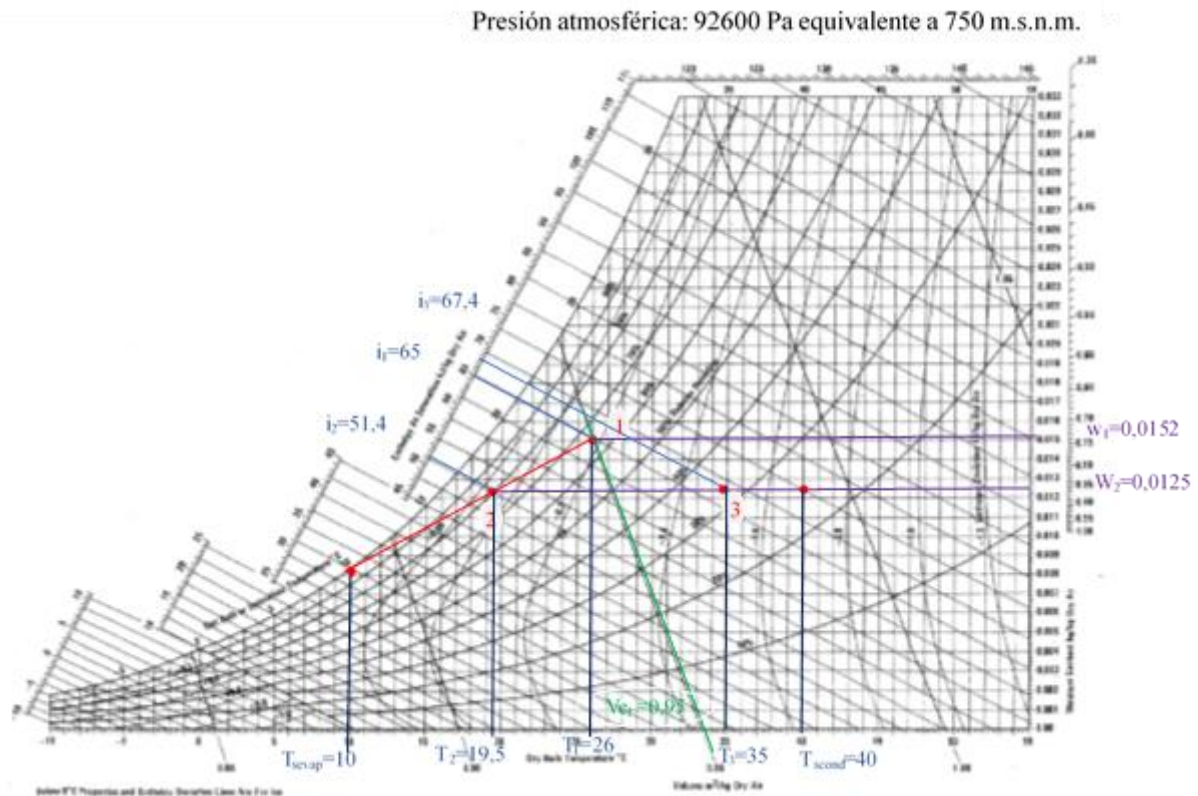
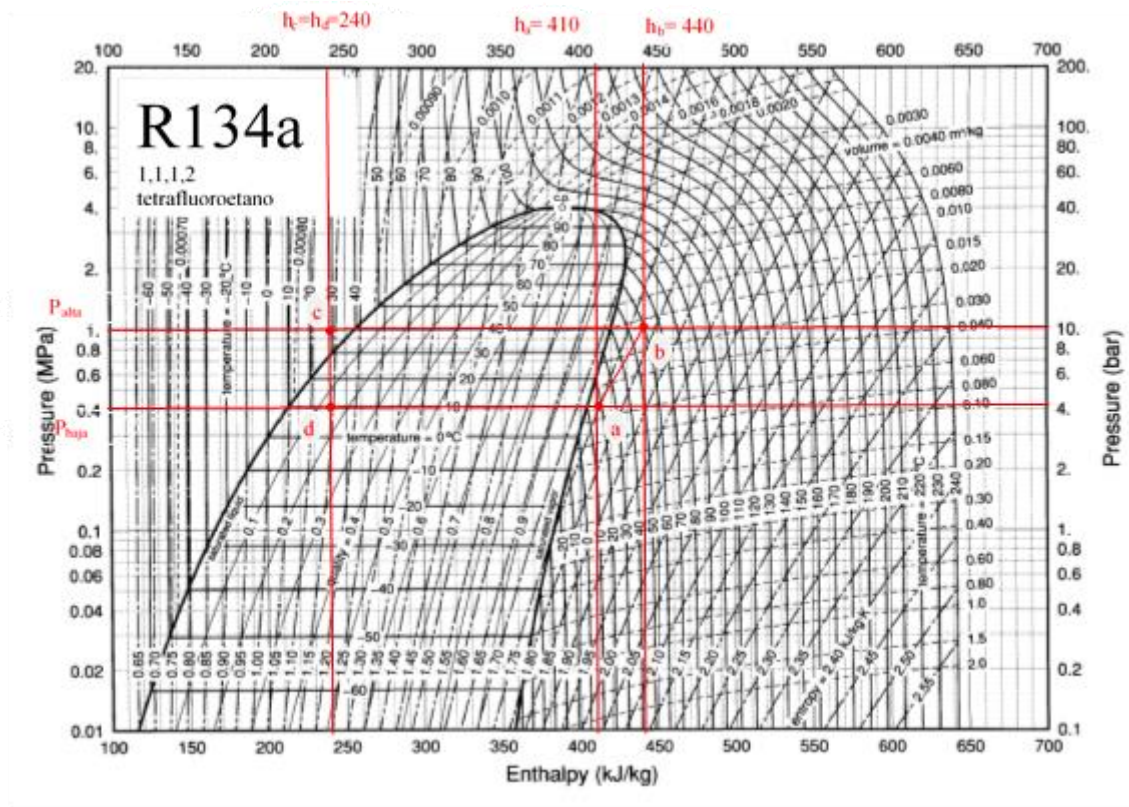


Diagrama P-h del refrigerante R134a.



DETERMINACIÓN DEL CICLO FRIGORÍFICO:

Con la $P_{alta} = 10$ (bar), la temperatura de cambio de fase en el evaporador $P_{baja} \approx 4$ (bar) el subenfriamiento a la salida del condensador y el sobrecalentamiento a la salida del evaporador se determinan los valores de entalpía de los puntos a, b, c y d. Nótese que el símbolo utilizado para la entalpía específica del refrigerante es “h”, lo que permite diferenciarla del utilizado para la entalpía específica del aire que es “i”.

Los valores aproximados de entalpía obtenidos del diagrama P-h del R134a son:

$$h_a = 410 \text{ (kJ/kg)}; \quad h_b = 440 \text{ (kJ/kg)}; \quad h_c = h_d = 240 \text{ (kJ/kg)}$$

Con los 2 kW del consumo del compresor se puede determinar el flujo másico de refrigerante que circula por el ciclo frigorífico:

$$W_{comp} = \dot{m}_{ref}(h_b - h_a) \rightarrow \dot{m}_{ref} = \frac{W_{comp}}{(h_b - h_a)} = \frac{2 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right)}{(440 - 410) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{ref}} \right)} = 0,06 \left(\frac{\text{kg}_{ref}}{\text{s}} \right)$$

$$= 240 \left(\frac{\text{kg}_{ref}}{\text{h}} \right)$$

Con el flujo másico del refrigerante, se pueden determinar los flujos de calor intercambiados entre el refrigerante y el aire en el evaporador y el condensador:

$$Q_{evap} = \dot{m}_{ref}(h_a - h_d) \rightarrow Q_{evap} = 240 \left(\frac{\text{kg}_{ref}}{\text{h}} \right) (410 - 240) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{ref}} \right) = 40800 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right)$$

$$= 11,3 \text{ (kW)}$$

$$Q_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_b - h_c) \rightarrow Q_{\text{cond}} = 240 \left(\frac{\text{kg}_{\text{ref}}}{\text{h}} \right) (440 - 240) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{ref}}} \right) = 48000 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right)$$

$$= 13,3 \text{ (kW)}$$

DETERMINACIÓN DE LA EVOLUCIÓN PSICROMÉTRICA:

El ventilador impulsa 2850 (m³/h) de aire en las condiciones de 1. Para determinar el flujo másico se utiliza el volumen específico del punto 1 $V_{e1} = 0,95 \text{ (m}^3/\text{kg}_{\text{as}})$, luego el flujo másico de aire recirculado en la secadora será:

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{\dot{V}_{\text{aire}}}{V_{e1}} = \frac{2850 \left(\frac{\text{m}^3_{\text{aire}}}{\text{h}} \right)}{0,95 \left(\frac{\text{m}^3_{\text{aire}}}{\text{kg}_{\text{aire}}} \right)} = 3000 \left(\frac{\text{kg}_{\text{aire}}}{\text{h}} \right) = 0,83 \left(\frac{\text{kg}_{\text{aire}}}{\text{s}} \right)$$

Condiciones del aire en 1:

Temperatura seca: $T_1 = 26 \text{ (}^\circ\text{C)}$

Volumen específico: $V_{e1} = 0,95 \text{ (m}^3/\text{kg}_{\text{as}})$

Humedad específica: $w_1 = 0,0152 \text{ (kgv/kg}_{\text{as}})$

Entalpía específica: $i_1 = 65 \text{ (kJ/kg}_{\text{as}})$

Determinación del punto 2: Proceso de enfriamiento con condensación de humedad del aire que circula por el evaporador. La temperatura de la batería que opera como evaporador se encuentra a 10 °C, inferior a la temperatura de rocío $\approx 19 \text{ (}^\circ\text{C)}$ del aire en 1, por lo que habrá enfriamiento y deshumidificación. La energía que cede el aire (enfriamiento y deshumidificación) coincide con la ganada por el refrigerante.

$$Q_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_a - h_d) = 40800 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right) = \dot{m}_{\text{aire}}(i_1 - i_2) \rightarrow i_2 = i_1 - \frac{Q_{\text{evap}}}{\dot{m}_{\text{aire}}}$$

$$= 65 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{as}}} \right) - \frac{40800 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right)}{3000 \left(\frac{\text{kg}_{\text{aire}}}{\text{h}} \right)} = 51,4 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{as}}} \right)$$

Condiciones del aire en 2:

Temperatura seca: $T_2 = 19,5 \text{ (}^\circ\text{C)}$

Humedad específica: $w_2 = 0,0125 \text{ (kgv/kg}_{\text{as}})$

Entalpía específica: $i_2 = 51,4 \text{ (kJ/kg}_{\text{as}})$

Determinación del punto 3: Proceso de calentamiento con humedad específica constante del aire que circula por el condensador. La temperatura de la batería que opera como condensador se encuentra a 40 °C y la energía que gana el aire (calentamiento) coincide con la que cede el refrigerante al circular por el condensador.

$$Q_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_b - h_c) = 48000 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right) = \dot{m}_{\text{aire}}(i_3 - i_2) \rightarrow i_3 = i_2 + \frac{Q_{\text{cond}}}{\dot{m}_{\text{aire}}}$$

$$= 51,4 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{as}}} \right) + \frac{48000 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right)}{3000 \left(\frac{\text{kg}_{\text{aire}}}{\text{h}} \right)} = 67,4 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{as}}} \right)$$

Condiciones del aire en 3:

Temperatura seca: $T_3 = 35 \text{ (}^\circ\text{C)}$

Humedad específica: $w_3 = w_2 = 0,0125 \text{ (kg}_v\text{/kg}_{\text{as}})$

Entalpía específica: $i_3 = 67,4 \text{ (kJ/kg}_{\text{as}})$

2.- Determinar el factor de by-pass de las dos baterías (condensador y evaporador).

Se considera que la superficie de las baterías que operan como condensador y evaporador coinciden con las de cambio de fase del refrigerante. Los cálculos para los factores de by-pass (FBP) se realizan utilizando valores de temperatura, si se realizan utilizando otros criterios (entalpía específica, longitud de segmentos, humedad específica), los resultados pueden ser ligeramente diferentes.

$$\text{FBP}_{\text{cond}} = \frac{T_{\text{scond}} - T_3}{T_{\text{scond}} - T_2} = \frac{40 - 35}{40 - 19,5} = 0,244$$

$$\text{FBP}_{\text{evap}} = \frac{T_2 - T_{\text{sevap}}}{T_1 - T_{\text{sevap}}} = \frac{19,5 - 10}{26 - 10} = 0,594$$

3.- Suponiendo que las condiciones de operación utilizadas se mantienen durante todo el proceso de secado, determinar el tiempo que tarda la secadora en secar 20 (kg) de ropa húmeda.

Inicialmente se determina el agua que es necesario evaporar utilizando como referencia la masa de ropa húmeda con el 60 (%) de humedad, para saber el agua que es necesario eliminar durante el proceso de secado para alcanzar la humedad final del 10 (%). Nótese que la masa de producto seco es constante en el proceso de secado.

En 20 kg de ropa húmeda con el 60 % de humedad en base húmeda habrá 12 (kg) de agua y 8 (kg) de producto seco. Para determinar el contenido de agua cuando se sequen hasta una humedad del 10 (%) los 8 (kg) de producto seco, se utiliza el concepto de humedad en base húmeda o total:

$$\% \text{ Humedad} = \frac{m_{\text{agua}}}{m_{\text{agua}} + m_{\text{producto seco}}} * 100 \rightarrow m_{\text{agua}} = \frac{\frac{\% \text{ Humedad}}{100} * m_{\text{producto seco}}}{1 - \frac{\% \text{ Humedad}}{100}}$$

$$m_{\text{agua}} = \frac{10/100 \cdot 8}{1 - 10/100} = 0,8 \text{ (kg}_{\text{agua}}) \text{ (agua residual que queda en los } 0,8 \text{ de ropa que se ha secado)}$$

Por tanto, para secar 20 (kg) de ropa desde el 60 (%) hasta el 10 (%) en base húmeda, es necesario eliminar $12 - 0,8 = 11,2 \text{ (kg)}$ de agua.

A continuación, se determina la cantidad de agua que condensa en el evaporador del ciclo frigorífico, que tiene que coincidir con el eliminada de la ropa durante el proceso de secado (nótese que el aire en el proceso se recircula). La cantidad de agua condensada en el evaporador se evalúa con el flujo másico del aire seco recirculado y la diferencia de humedad específica del aire entre la entrada y la salida del evaporador:

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \dot{m}_{\text{as}}(w_1 - w_2) = 3000 \left(\frac{\text{kg}_{\text{as}}}{\text{h}} \right) * (0,0152 - 0,0125) \left(\frac{\text{kg}_{\text{agua}}}{\text{kg}_{\text{as}}} \right) = 8,1 \left(\frac{\text{kg}_{\text{agua}}}{\text{h}} \right)$$

Por tanto, si para secar 20 (kg) de ropa es necesario eliminar 11,2 (kg_{agua}) y cada hora en la secadora se eliminan 8,1 (kg_{agua}), se necesitará un tiempo de secado de:

$$\text{tiempo} = \frac{11,2 * \frac{1}{20} \left(\frac{\text{kg}_{\text{agua}}}{\text{kg}_{\text{ropa húmeda}}} \right)}{8,1 \left(\frac{\text{kg}_{\text{agua}}}{\text{h}} \right)} = \frac{1,372 \left(\frac{\text{h}}{\text{kg}_{\text{ropa húmeda}}} \right)}{20} = \frac{1 \text{ h } 22' 18''}{20 \left(\text{kg}_{\text{ropa húmeda}} \right)}$$

4.- Si el valor de la energía eléctrica es de 0,2 (€/kW·h) y solo se considera el consumo eléctrico del compresor, determinar el precio que cuesta el secado de los 20 (kg) de ropa húmeda.

Si la potencia del compresor es de 2 (kW), en las 1,372 horas que se tarda en secar los 20 (kg) de ropa, la energía eléctrica consumida será de 2,744 (kW·h), que costarán aproximadamente 55 céntimos de euro:

$$\text{Precio} = 2(\text{kW}) * \frac{1,372 \left(\frac{\text{h}}{\text{kg}_{\text{ropa húmeda}}} \right)}{20} * \left(\frac{0,2 \text{ €}}{\text{kWh}} \right) = \frac{0,549 \left(\frac{\text{€}}{\text{kg}_{\text{ropa húmeda}}} \right)}{20}$$

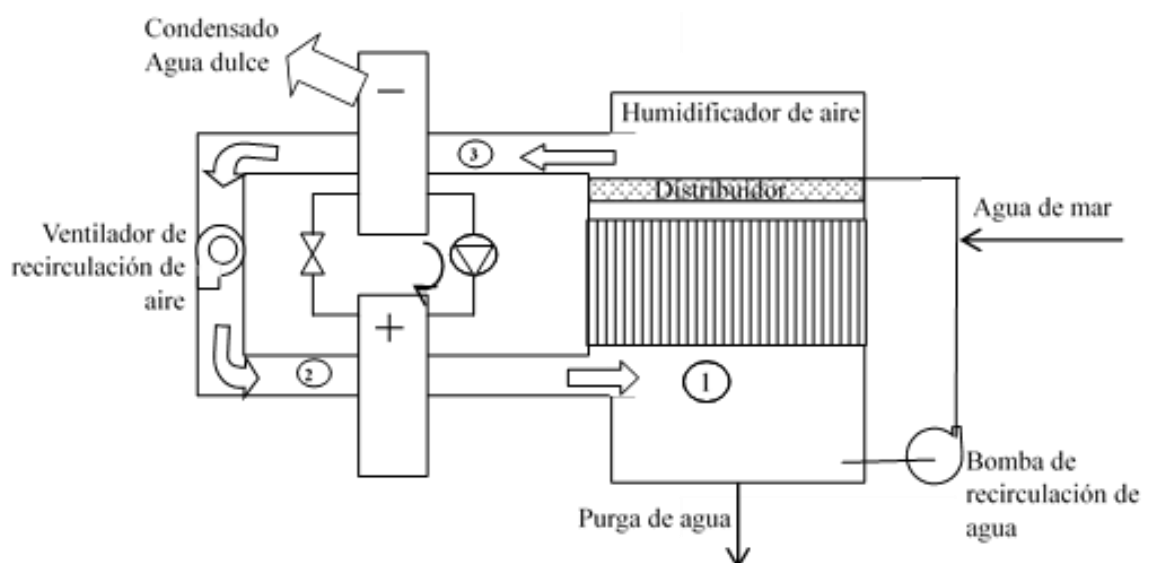
8.3 Problema) Un sistema a nivel del mar de producción de agua dulce en una zona desértica, a partir de agua de mar, utiliza un circuito cerrado de aire y un equipo frigorífico como el del esquema presentado en la figura.

El ciclo frigorífico, que opera como ciclo real simplificado, dispone de un compresor de 6 (kW), utiliza como refrigerante R 134a que condensa a 40 (°C) y evapora a 10 (°C). Posee un grado de sobrecalentamiento de 10 (°C), un rendimiento isentrópico del compresor del 60 (%) y un grado de subenfriamiento de 5 (°C).

El aire que sale del humidificador de aire a $T_3 = 34$ (°C) y $T_{BH3} = 23$ (°C) se enfría y deshumidifica en la batería del evaporador, cuyo factor de by-pass es de 0,5. Se considera que la temperatura superficial de la batería coincide con la de cambio de fase del refrigerante en el evaporador.

El agua de mar alimentada al proceso posee una salinidad de 35 (g/l) y la máxima salinidad admitida en el proceso es de 200 (g/l).

1. Dibujar las evoluciones del aire en el proceso de desalinización y del refrigerante en el ciclo.
2. Caudal de aire que mueve el ventilador de recirculación en (m^3/h).
3. Producción de agua potable en (l/h).
4. Flujo de agua de purga en (l/h) que es necesario, para mantener las condiciones de operación.
5. Si la bomba de recirculación de agua consume 50 (W) y el ventilador de recirculación de aire 100 (W), determinar el coste para producir un m^3 de agua potable si el precio de la electricidad es 25 (c€/kW.h) eléctrico.



Datos: Considerar constante la densidad del agua $\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1000$ (kg/m^3)

Se hace utilizando resolución gráfica. Los valores utilizados proceden del diagrama psicrométrico a 0 m.s.n.m. y de los puntos en el diagrama P-h del refrigerante R134a.

1.- Dibujar las evoluciones del aire en el proceso de potabilización y del refrigerante en el ciclo. Algunos de los cálculos utilizados para la representación se explicarán durante el desarrollo del resto de los apartados solicitados para resolver el ejercicio.

Presión atmosférica: 101300 Pa equivalente a 0 m.s.n.m.

- Altitud 0

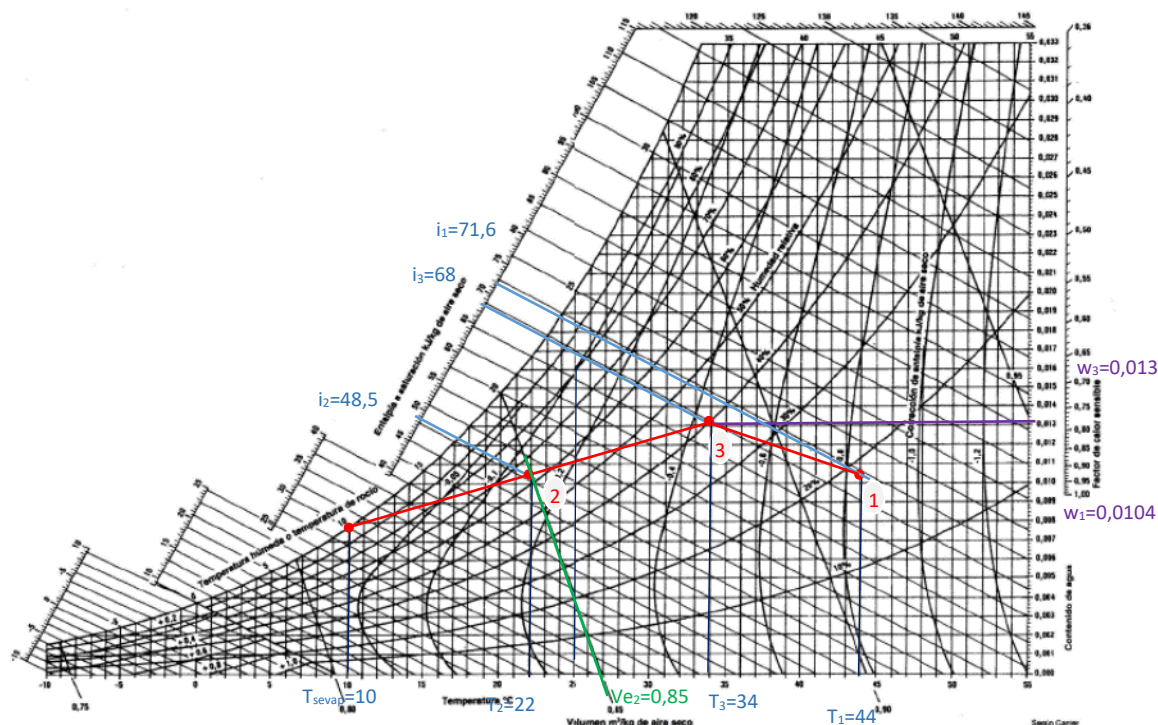
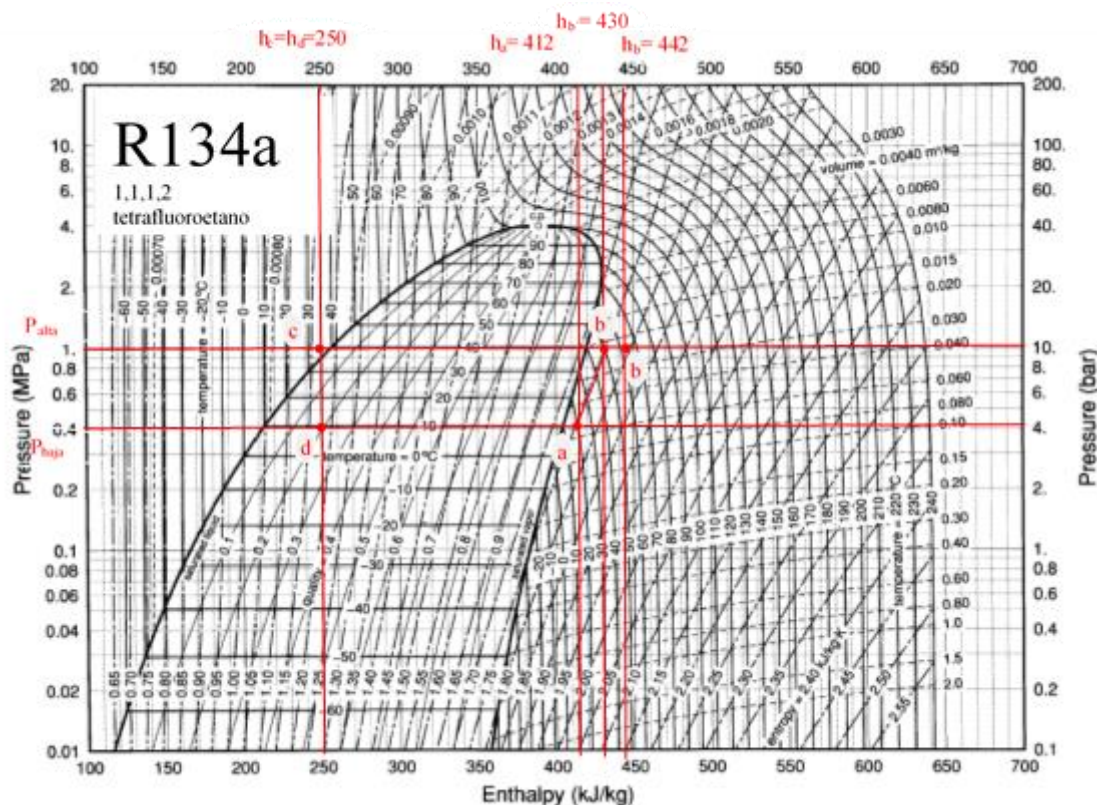


Diagrama P-h del refrigerante R134a.



DETERMINACIÓN DEL CICLO FRIGORÍFICO:

El R134a es una sustancia pura, por lo que los cambios de fase se producen a temperatura constante. Con las temperaturas de condensación 40 (°C) y evaporación 10 (°C), los 5 (°C) de subenfriamiento a la salida del condensador 35 (°C) y 10 (°C) sobrecalentamiento a la salida del evaporador 20 (°C) se determinan los valores de entalpía de los puntos a, b', c y d. Nótese que, manteniendo el criterio seguido anteriormente, el símbolo utilizado para la entalpía específica del refrigerante es "h", lo que permite diferenciarla del utilizado para la entalpía específica del aire que es "i".

Los valores aproximados de entalpía obtenidos del diagrama P-h del R134a son:

$$h_a = 412 \text{ (kJ/kg)}; \quad h_{b'} = 430 \text{ (kJ/kg)}; \quad h_c = h_d = 250 \text{ (kJ/kg)}$$

Con el rendimiento isentrópico del compresor 60 (%), se puede determinar el valor de la entalpía específica a la salida del compresor:

$$\eta = \frac{h_{b'} - h_a}{h_b - h_a} * 100 \rightarrow h_b = h_a + \frac{h_{b'} - h_a}{\eta} * 100 \rightarrow h_b = 412 + \frac{430 - 412}{60} * 100 = 442 \text{ (kJ/kg)}$$

Los 6 kW de consumo del compresor permiten calcular el flujo másico de refrigerante que circula por el ciclo frigorífico:

$$W_{\text{comp}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_b - h_a) \rightarrow \dot{m}_{\text{ref}} = \frac{W_{\text{comp}}}{(h_b - h_a)} = \frac{6 \text{ (kJ/s)}}{(442 - 412) \text{ (kJ/kg}_{\text{ref}})}} = 0,2 \text{ (kg}_{\text{ref}}/\text{s})$$

$$= 720 \text{ (kg}_{\text{ref}}/\text{h})$$

Con el flujo másico del refrigerante, se pueden calcular los flujos de calor intercambiados entre el refrigerante y el aire en el evaporador y el condensador:

$$Q_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_a - h_d) \rightarrow Q_{\text{evap}} = 720 \text{ (kg}_{\text{ref}}/\text{h}) (412 - 250) \text{ (kJ/kg}_{\text{ref}})} = 116640 \text{ (kJ/h)}$$

$$= 32,4 \text{ (kW)}$$

$$Q_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_b - h_c) \rightarrow Q_{\text{cond}} = 720 \text{ (kg}_{\text{ref}}/\text{h}) (442 - 250) \text{ (kJ/kg}_{\text{ref}})} = 138240 \text{ (kJ/h)}$$

$$= 38,4 \text{ (kW)}$$

DETERMINACIÓN DE LA EVOLUCIÓN PSICROMÉTRICA:

Condiciones del aire en 3:

Temperatura seca: $T_3 = 34 \text{ (°C)}$

Humedad específica: $w_3 = 0,013 \text{ (kg}_v/\text{kg}_{\text{as}})$

Entalpía específica: $i_3 = 68 \text{ (kJ/kg}_{\text{as}})$

Determinación del punto 2: Proceso de enfriamiento con deshumidificación del aire que circula por el evaporador. En este proceso se obtiene el agua dulce.

Con el factor de by-pass de 0,5 se determina la temperatura del aire a la salida del evaporador, que además tiene que estar encima de la recta que une las condiciones del aire a la entrada 34 (°C) y la temperatura de la batería que opera como evaporador 10 (°C) dado que condensa

agua (está por debajo de la temperatura de rocío del aire a la entrada en el punto 3), se puede determinar T_2 . Este cálculo se puede realizar aplicando el concepto del factor de by-pass con criterios de humedad específica o de entalpía específica, proporcionando resultados similares.

$$FBP_{\text{evap}} = \frac{T_2 - T_{\text{sevap}}}{T_3 - T_{\text{sevap}}} \rightarrow T_2 = T_{\text{sevap}} + FBP_{\text{evap}}(T_3 - T_{\text{sevap}}) = 10 + 0,5 * (34 - 10) = 22 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Condiciones del aire en 2:

Temperatura seca: $T_2 = 22 \text{ (}^\circ\text{C)}$

Humedad específica: $w_2 = 0,0104 \text{ (kgv/kgas)}$

Volumen específico: $Ve_2 = 0,85 \text{ (m}^3\text{/kgas)}$

Entalpía específica: $i_2 = 48,5 \text{ (kJ/kgas)}$

Un balance de energía al evaporador, la energía que cede el aire (enfriamiento y deshumidificación) coincide con la que gana el refrigerante al circular por el evaporador, permite calcular el flujo másico del aire que circula por el dispositivo.

$$\begin{aligned} Q_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_a - h_d) &= 116640 \text{ (kJ/h)} = \dot{m}_{\text{aire}}(i_3 - i_2) \rightarrow \dot{m}_{\text{aire}} = \frac{Q_{\text{evap}}}{(i_3 - i_2)} \\ &= \frac{116640 \text{ (kJ/h)}}{(68 - 48,5) \text{ (kJ/kgas)}} \\ &= 5981,5 \text{ (kgas/h)} \end{aligned}$$

Determinación del punto 1: Proceso de calentamiento con humedad específica constante del aire que circula por el condensador.

La energía que gana el aire (calentamiento) coincide con la que cede el refrigerante al circular por el condensador, de cuyo balance se obtiene la entalpía específica del aire a la salida del condensador (punto 1).

$$\begin{aligned} Q_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_b - h_c) &= 138240 \text{ (kJ/h)} = \dot{m}_{\text{aire}}(i_1 - i_2) \rightarrow i_1 = i_2 + \frac{Q_{\text{cond}}}{\dot{m}_{\text{aire}}} \\ &= 48,5 + \frac{138240 \text{ (kJ/h)}}{5981,5 \text{ (kgas/h)}} \\ &= 71,6 \text{ (kJ/kgref)} \end{aligned}$$

Condiciones del aire en 1:

Temperatura seca: $T_1 = 44 \text{ (}^\circ\text{C)}$

Humedad específica: $w_1 = w_2 = 0,0104 \text{ (kgv/kgas)}$

Entalpía específica: $i_1 = 71,6 \text{ (kJ/kgas)}$

2.- Caudal de aire que mueve el ventilador de recirculación en $\text{m}^3\text{/h}$.

El ventilador mueve el flujo másico ($5981,5 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{h}$) del aire, que es constante ya que se mueve por una instalación que opera en circuito cerrado, en las condiciones del punto 2, donde el volumen específico es $Ve_2=0,85 \text{ m}^3/\text{kg}_{\text{as}}$, por tanto, el caudal de aire impulsado por el ventilador es:

$$\dot{V} = \dot{m}_{\text{as}} * Ve_2 = 5981,5 \left(\frac{\text{kg}_{\text{as}}}{\text{h}} \right) * 0,85 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}_{\text{as}}} \right) = 5084 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)$$

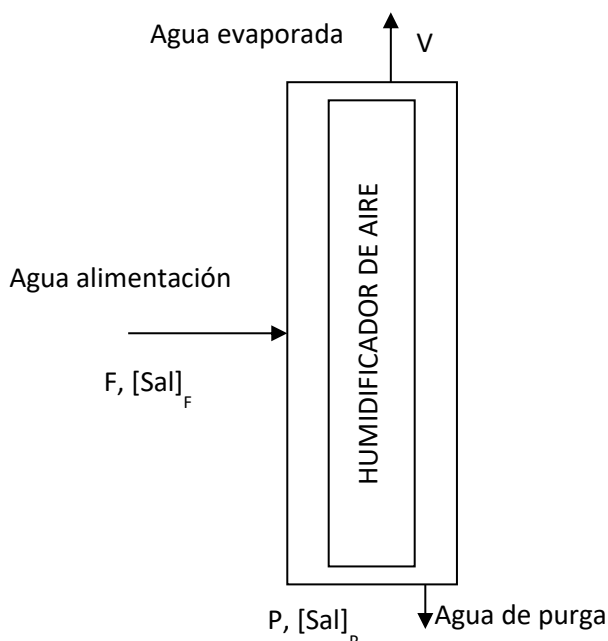
3.- Producción de agua potable en l/h.

El agua condensada en el evaporador se determina con el producto del flujo másico de aire que circula por el proceso y la diferencia de humedad específica del aire entre la entrada (punto 3) y la salida (punto 2) del evaporador del ciclo frigorífico.

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \dot{m}_{\text{as}} * (w_3 - w_2) = 5981,5 \left(\frac{\text{kg}_{\text{as}}}{\text{h}} \right) * (0,013 - 0,0104) \left(\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_{\text{as}}} \right) = 15,552 \left(\frac{\text{kg}_v}{\text{h}} \right)$$

4.- Flujo de agua de purga en (l/h) que es necesario, para mantener las condiciones de operación.

En todos los procesos donde se aporta agua con sal y se saca agua en forma de vapor que no contiene prácticamente sal (puede haber iones de los elementos que forman la sal, pero su contribución al balance de masa realizado puede considerarse despreciable), un balance de materia al agua y a la sal (ver figura siguiente) permite determinar los flujos másicos de agua de alimentación y la purga necesaria para evitar superar la concentración de saturación de sal, para evitar que se produzcan incrustaciones.



En el proceso, la cantidad de agua evaporada en el humidificador coincide con la condensada en el evaporador. El agua de mar alimentada al proceso (F) tiene una salinidad $[\text{Sal}]_F = 35 \text{ g/l}$ y la salinidad del proceso es $[\text{Sal}]_p = 200 \text{ g/l}$, por tanto:

$$\dot{m}_{\text{purga}} = \frac{\dot{m}_{\text{agua}}}{\frac{[\text{Sal}]_p}{[\text{Sal}]_F} - 1} = \frac{15,552}{\frac{200}{35} - 1} = 3,3 \frac{\text{kg}_{\text{agua}}}{\text{h}}$$

Dado que la densidad considerada para el agua líquida es 1 (kg/l) , el flujo de agua de purga que es necesario en el proceso será de $3,3 \text{ (l/h)}$.

5.- Si la bomba de recirculación de agua consume 50 (W) y el ventilador de recirculación de aire 100 (W), determinar el coste para producir un m³ de agua potable si el precio de la electricidad es

25 (c€/ (kW.h)) eléctrico.

Con la producción horaria de agua dulce, el tiempo estimado para producir 1 (m³) de agua 1000 (kg) será:

$$tiempo = \frac{1000 \text{ (kg}_{\text{agua}})}{15,552 \text{ (kg}_{\text{agua}}/\text{h})} = 64,3 \text{ horas (64 h 18' 12'')}$$

Por tanto, el consumo eléctrico del proceso por el compresor, el ventilador y la bomba de recirculador, se determinará como el producto de la suma de las potencias de los elementos consumidores y el tiempo de utilización, por tanto:

$$\text{Consumo} = (W_{\text{comp}} + W_{\text{vent}} + W_{\text{bomba}}) * \text{tiempo} = (5 + 0,1 + 0,05) * 64,3 = 331,1 \text{ (kWh)}$$

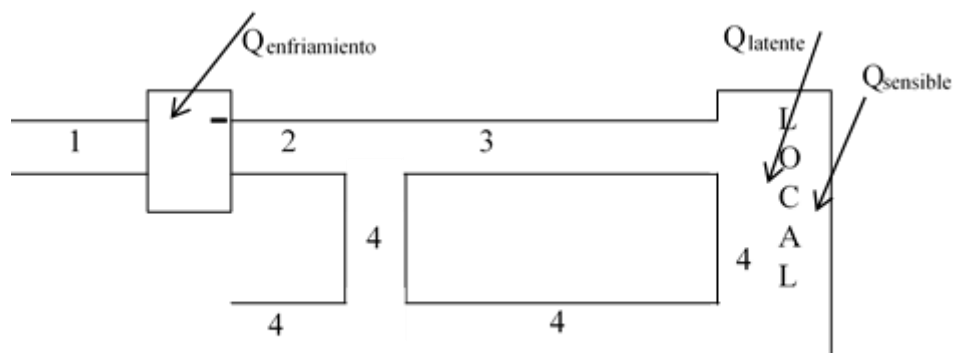
Y su precio será:

$$\begin{aligned} \text{Precio} &= 331,1 \left(\frac{\text{kWh}}{\text{m}^3_{\text{agua}}} \right) * 25 \left(\frac{\text{c€}}{\text{kW.h}} \right) = 8277,5 \left(\frac{\text{c€}}{\text{m}^3_{\text{agua}}} \right) \\ &\rightarrow (82,775 \text{ Euros el m}^3 \text{ de agua}) \end{aligned}$$

8.4 problema) Un complejo comercial en una ciudad a 750 m sobre el nivel del mar, que opera 1000 horas en verano con plena ocupación, se acondiciona mezclando el 60 (%) en masa de aire recirculado procedente del local (4) a $T_4 = 25$ (°C) y humedad específica $W_4 = 0,013$ (kg_v/kg_{as}), con 9500 (m³/h) de aire exterior (1) que se encuentra a $T_1 = 30$ (°C) y $T_{BH1} = 16$ (°C), enfriado previamente en una batería de tubos aleteados cuya temperatura superficial es de 10 (°C) y un factor de by-pass del 25 (%) (ver figura).

Determinar:

1. Carga sensible y latente, indicando si el complejo gana o pierde calor y humedad.
2. Dinero que cuesta cada verano este proceso de acondicionamiento si el precio de la energía intercambiada en la batería de enfriamiento es de 10 (c€/kW·h) de frío.



Para mejorar la calidad del aire, se propone un sistema de enfriamiento evaporativo en el que se trate el mismo flujo másico total, pero que todo sea aire exterior (1), enfriado por contacto con una cortina de agua, de manera que se obtenga el aire que se debe impulsar al local en las mismas condiciones que en el primer proceso (3) para vencer las mismas cargas que con el proceso anterior.

Determinar para este proceso alternativo:

1. Temperatura a la que debería estar el agua de la cortina.
2. Eficacia del proceso de humificación.
3. El precio de este nuevo proceso, si cada metro cúbico de agua utilizado para la evaporación cuesta 1 (€) y se utiliza una bomba de agua que consume 60 (W), siendo el precio de la electricidad de 20 (c€/kW·h) eléctrico. Considerar la densidad del agua $\rho_{H_2O} = 1000$ (kg/m³).

RESOLUCIÓN: Inicialmente se hace utilizando resolución gráfica. Los valores utilizados proceden del diagrama psicrométrico a 750 m.s.n.m., correspondiente a una presión atmosférica de 92600 (Pa).

Posteriormente, se realizan los cálculos de las evoluciones psicrométricas con el programa de psicrometría SICRO, desarrollado en la Universidad Politécnica de Valencia y distribuido gratuitamente por ATECYR.

DETERMINACIÓN DE PUNTOS:

Condiciones del aire exterior en 1:

Caudal aire exterior: $\dot{V}_1 = 9500 \text{ (m}^3/\text{h)}$ Temperatura seca: $T_1 = 30 \text{ (}^\circ\text{C)}$ Temperatura de bulbo húmedo: $T_{BH1} = 16 \text{ (}^\circ\text{C)}$ Humedad específica: $w_1 = 0,0067 \text{ (kg}_v/\text{kg}_{as})$ Volumen específico: $V_{e1} = 0,95 \text{ (m}^3/\text{kg}_{as})$ Entalpía específica: $i_1 = 47,5 \text{ (kJ/kg}_{as})$ Temperatura de rocío: $T_{r1} \approx 6,5 \text{ (}^\circ\text{C)}$

Flujo másico de aire exterior (40 % en peso de la mezcla):

$$\dot{m}_{as1} = \frac{\dot{V}_1}{V_{e1}} = 10000 \left(\frac{\text{kg}_{as}}{\text{h}} \right)$$

Condiciones del aire enfriado hasta 2: Enfriamiento sin deshumidificación. La temperatura superficial de la batería de 10 ($^\circ\text{C}$) es más alta que la temperatura de rocío del aire exterior $\approx 6,5 \text{ (}^\circ\text{C)}$. Factor de by-pass de 0,25. $F_{bp} = (T_2 - T_{sup}) / (T_1 - T_{sup})$

Temperatura seca $T_2 = T_{sup} + F_{bp}(T_1 - T_{sup}) = 15 \text{ (}^\circ\text{C)}$ Humedad específica: $w_2 = w_1 = 0,0067 \text{ (kg}_v/\text{kg}_{as})$ Entalpía específica: $i_2 = 32 \text{ (kJ/kg}_{as})$ El flujo másico en 2 es el mismo que en 1: $\dot{m}_{as2} = \dot{m}_{as1} = 10000 \left(\frac{\text{kg}_{as}}{\text{h}} \right)$

Condiciones del aire recirculado en 4:

Temperatura seca: $T_4 = 25 \text{ (}^\circ\text{C)}$ Humedad específica: $w_4 = 0,013 \text{ (kg}_v/\text{kg}_{as})$ Entalpía específica: $i_4 = 58,5 \text{ (kJ/kg}_{as})$

Flujo másico de aire recirculado (60 % en peso de la mezcla):

$$\dot{m}_{as4} = \dot{m}_{as1} \frac{60 \%}{40 \%} = 15000 \left(\frac{\text{kg}_{as}}{\text{h}} \right)$$

Condiciones del aire mezcla de 2 y 4 en 3: Se aplica la regla de la palanca. La mezcla debe estar en la recta que une los puntos representativos de las corrientes de aire exterior enfriado (punto 2) y aire recirculado (punto 4). Para determinar el punto de la mezcla se aplica un balance de energía, balance de masa a la humedad específica, etc. Cualquiera de los criterios proporciona el punto 3 sobre la recta.

Entalpía específica: $i_3 = 47,9 \text{ (kJ/kg}_{as})$

$$i_3 = \frac{\dot{m}_{as1} * i_2 + \dot{m}_{as4} * i_4}{\dot{m}_{as1} + \dot{m}_{as4}} = \frac{10000 * 32 + 15000 * 58,5}{10000 + 15000} = 47,9 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{as}} \right)$$

Temperatura seca: $T_3 = 21^\circ\text{C}$

$$T_3 = \frac{\dot{m}_{as1} * T_2 + \dot{m}_{as4} * T_4}{\dot{m}_{as1} + \dot{m}_{as4}} = \frac{10000 * 15 + 15000 * 25}{10000 + 15000} = 21 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

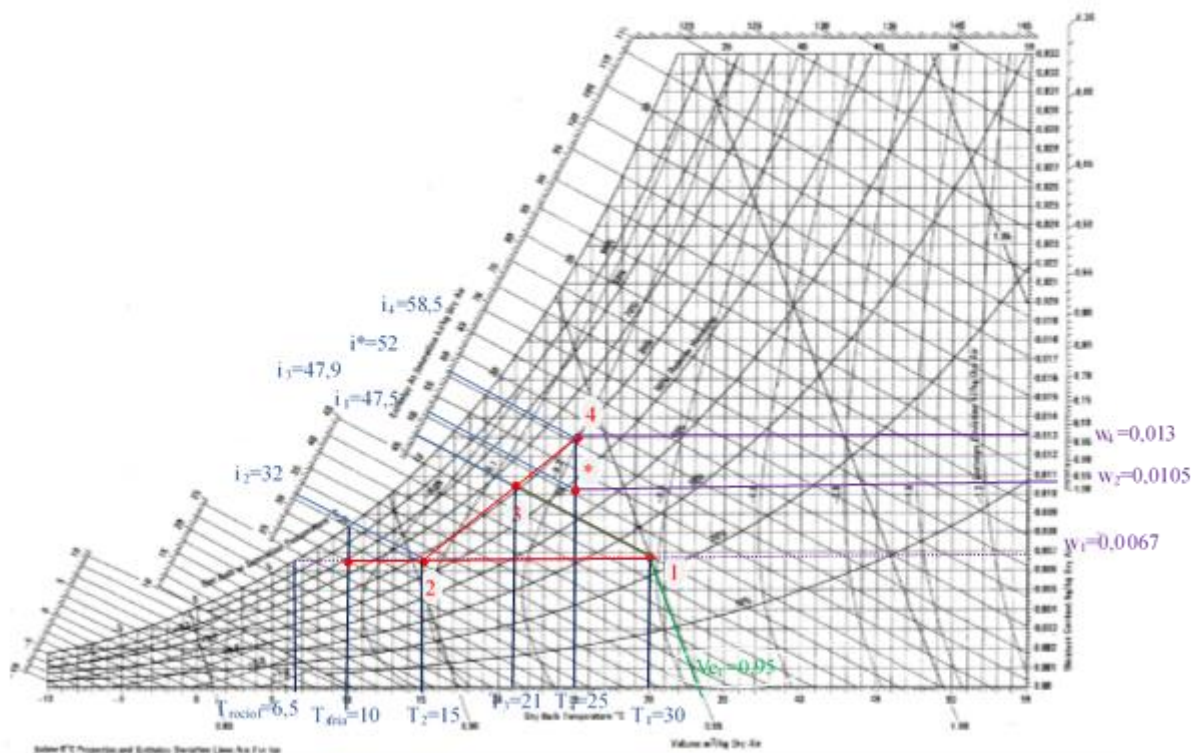
Humedad específica: $w_3=0,0105 \text{ (kg/kg}_{as})$

$$w_3 = \frac{\dot{m}_{as1} * 2 + \dot{m}_{as4} * w_4}{\dot{m}_{as1} + \dot{m}_{as4}} = \frac{10000 * 0,0067 + 15000 * 0,013}{10000 + 15000} = 0,0105 \text{ (kg}_v\text{/kg}_{as})$$

Flujo másico total: $\dot{m}_{as3} = \dot{m}_{as1} + \dot{m}_{as4} = 25000 \text{ (kg}_{as}\text{/h)}$

Entalpía del punto (*) para determinar carga latente y sensible: $i^*=52 \text{ (kJ/kg}_{as})$

Presión atmosférica: 92600 Pa equivalente a 750 m.s.n.m.



1.-Carga sensible y latente, indicando si el complejo gana o pierde calor y humedad.

$$Q_{\text{sensible}} = \dot{m}_{as3}(i^* - i_3) = 25000 \text{ (kg}_{as}\text{/h)} (52 - 47,9) \text{ (kJ/kg}_{as}) = 102500 \text{ (kJ/h)} \approx 28,5 \text{ (kW)}$$

El local gana calor, por lo que se introduce aire frío para vencer las ganancias.

$$Q_{\text{latente}} = \dot{m}_{as3}(i_4 - i^*) = 250000 \text{ (kg}_{as}\text{/h)} (58,5 - 52) \text{ (kJ/kg}_{as}) = 162500 \text{ (kJ/h)} \approx 45,1 \text{ (kW)}$$

El local gana humedad, por lo que se introduce aire más seco.

2.- Dinero que cuesta cada verano este proceso de acondicionamiento si el precio de la energía intercambiada en la batería de enfriamiento es de 10 (c€/kW·h) de frío.

La potencia frigorífica será:

$$Q_{\text{frío}} = \dot{m}_{as1}(i_1 - i_2) = 10000(47,5 - 32) = 155000 \text{ (kJ/h)} \approx 43,1 \text{ (kW)}$$

Para un tiempo de uso de 1000 horas, el consumo de energía será de 43100 (kWh), cuyo precio para la temporada de verano será de 4310 €.

3.- Temperatura a la que debería estar el agua de la cortina.

Los puntos 1 y 3 se encuentran en la misma línea de entalpía específica, luego la evolución es un enfriamiento adiabático con recirculación de agua, siendo la temperatura del agua la de saturación adiabática del aire (coincide prácticamente con la temperatura de bulbo húmedo del punto 1): Temperatura del agua 16 (°C).

4.- Eficacia del proceso de humificación.

Se determina con la temperatura de entrada al proceso de enfriamiento adiabático, la temperatura de bulbo húmedo del aire y la temperatura de salida.

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_3}{T_1 - T_{BH1}} * 100 = \frac{30 - 21}{30 - 16} * 100 = 64,3 (\%)$$

5.- El precio de este nuevo proceso, si cada metro cúbico de agua utilizado para la evaporación cuesta 1 € y se utiliza una bomba de agua que consume 60 W, siendo el precio de la electricidad de 20 (c€/kW·h) eléctrico. Densidad del agua $\rho_{H_2O} = 1000 \text{ (kg/m}^3\text{)}$.

Inicialmente se determina el agua evaporada cada hora de operación. Solo se considera el agua consumida en el proceso de evaporación

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \dot{m}_{\text{as3}}(w_3 - w_1) = 25000 \left(\frac{\text{kg}_{\text{as}}}{\text{h}} \right) * (0,0105 - 0,0067) \left(\frac{\text{kg}_{\text{agua}}}{\text{kg}_{\text{as}}} \right) = 95 \left(\frac{\text{kg}_{\text{agua}}}{\text{h}} \right)$$

En 1000 horas de operación se evaporarán 95 (m³) que tienen un precio de 95 €.

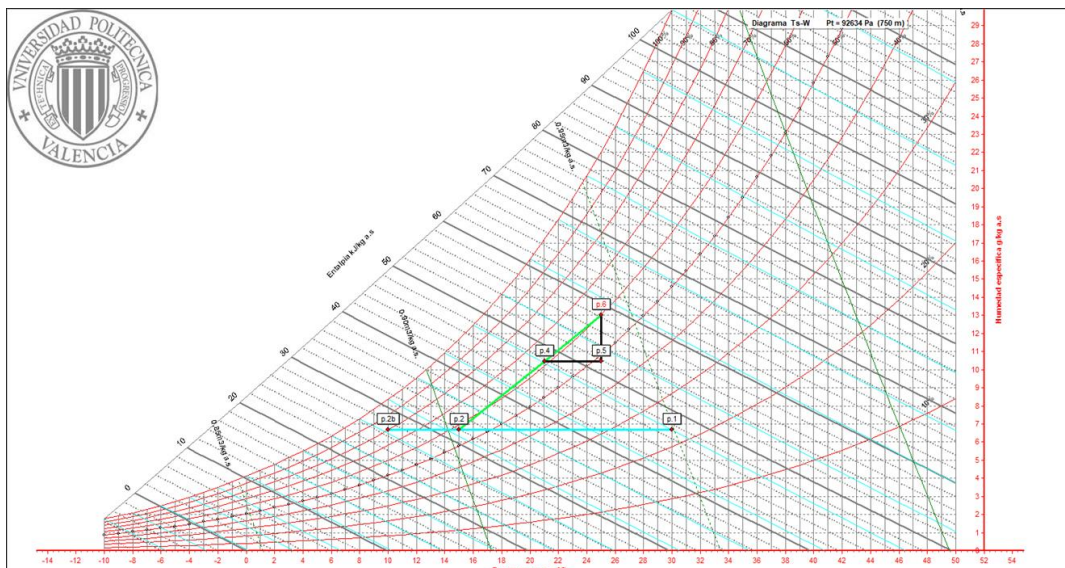
El precio por consumo de electricidad de la bomba será:

$$\text{Gasto}_{\text{electr.bomba}} = 0,06 \text{ (kW)} * 1000 \text{ (h)} * 20 \left(\frac{\text{c€}}{\text{kWh}} \right) = 1200 \text{ (c€)} = 12 \text{ (€)}$$

El coste de esta segunda opción será: 95 € + 12 € = 107 €, mucho menor que los 4310 € de la primera opción.

RESOLUCIÓN CON EL PROGRAMA SICRO.

En la siguiente figura se representa la evolución psicrométrica del primer proceso propuesto, de enfriamiento de p.1 a p.2 (P.2b es la temperatura de la superficie fría) y mezcla de p.2 con p.3 (coincide con p.6), proporcionando las condiciones del punto p.4.



1.-Carga sensible y latente, indicando si el complejo gana o pierde calor y humedad.

Las cargas térmicas sensible y latente se evalúan con dos “transformaciones indeterminadas” (botón y definición  con calcular un punto), la primera de p.4 a p.5 manteniendo la humedad específica constante y la segunda de p.5 a p.6 (coincide con P.3) manteniendo la temperatura seca constante.

La tabla de valores proporcionada por el programa es:

Indice	Eti	Comiente	Proceso	m ³ /h	kg/s	Ts(°C)	Fl(%)	W(g/kgas)	h(kJ/kgas)	Th(°C)	Ti(°C)	Pv(Pa)	ve(m ³ /kgas)	den(kg/m ³)	mw(kg/h)	Qs(kW)	Ql(kW)	Ql(kW)	Ind1	Ind2
1	p.1	OA	corriente	9500	2,7794	30,0	23	6,7	47,2	16,0	6,7	982	0,9494	1,0603					0	0
2	p.2i		Bateria_Fria			10,0		6,7		FB=	0,25					-42,459	0,000	-42,459	1	0
3	p.2	OA	Bateria_Fria	9030	2,7794	15,0	58	6,7	31,9	10,4	6,7	982	0,9025	1,1155					2	0
4	p.3	RA	corriente	14156	4,1691	25,0	60	13,0	58,3	19,3	16,7	1897	0,9432	1,0740					0	0
5	p.4	Mezcla p.4	Mezcla	23186	6,9485	21,0	62	10,5	47,7	16,1	13,4	1533	0,9269	1,0902					4	3
6	p.5i		Desconocida												0,0840	28,306	0,059	28,365	5	0
7	p.5	Mezcla p.4	Desconocida	23499	6,9485	25,0	48	10,5	51,8	17,4	13,4	1534	0,9394	1,0756					5	0
8	p.6i		Desconocida												63,2872	0,000	44,784	44,784	7	0
9	p.6	Mezcla p.4	Desconocida	23593	6,9485	25,0	60	13,0	58,3	19,3	16,7	1897	0,9432	1,0740					7	0

En la tabla se observa que la carga sensible (primera evolución desconocida de Mezcla p.4) proporciona una carga sensible de 28,306 (kW), ($\approx 28,5$ Kw) determinados previamente con el procedimiento gráfico). Se observa que aparece una ligera carga latente (Ql de 0,059 kW), consecuencia de que, aunque aparece que el punto p.4 tiene una humedad de 10,5 (g/kg_{gas}) al igual que el punto p.5, el punto p.4 dispone de más cifras que hace que no sea exactamente el valor indicado. La carga latente (segunda evolución desconocida de Mezcla p.4) proporciona una carga latente de 44,784 (kW) ($\approx 45,1$ (kW) del procedimiento gráfico) no apareciendo carga sensible dado que los valores de temperatura de los puntos p.5 y p.6 son iguales.

En ambos casos las cargas son positivas, por lo que el local gana calor y humedad, por lo que hay que se introduce aire más frío y más seco.

2.- Dinero que cuesta cada verano este proceso de acondicionamiento si el precio de la energía intercambiada en la batería de enfriamiento es de 10 (c€/kW·h)) de frío.

La potencia frigorífica será:

$$Q_{frío} = \dot{m}_{as1}(i_1 - i_2) = 2,7794(47,2 - 31,9) = 155000 \left(\frac{kJ}{h} \right) = 42,525 (kW) \approx 43,1 (kW)$$

Para un tiempo de uso de 1000 horas, el consumo de energía será de 42525 (kWh), cuyo precio para la temporada de verano será de 4252,5 (€).

3.- Temperatura a la que debería estar el agua de la cortina.

El flujo másico total considerado se ha considerado de 25000 (kg/h), que es el flujo utilizado en el proceso de cálculo gráfico. Cuando se realizan los cálculos con el programa informático, incrementando la precisión (ver tabla anterior), el caudal de la mezcla es de 6,9485 (kg/h), que equivaldrían a 25014,6 (kg/h), muy próximo al utilizado.

Los puntos 1 y 4 en el diagrama psicrométrico anterior, se encuentran prácticamente en la misma línea de entalpía específica $i_1 = 47,2$ (kJ/kg_{gas}) e $i_4 = 47,7$ (kJ/kg_{gas}), luego la evolución sería la de un proceso de enfriamiento adiabático con recirculación de agua, siendo la temperatura del agua la de saturación adiabática del aire (coincide prácticamente con la temperatura de bulbo húmedo del punto 1). Por tanto, suponiendo esta situación, la temperatura del agua de cortina será de 16 (°C), coincidente con la temperatura de saturación

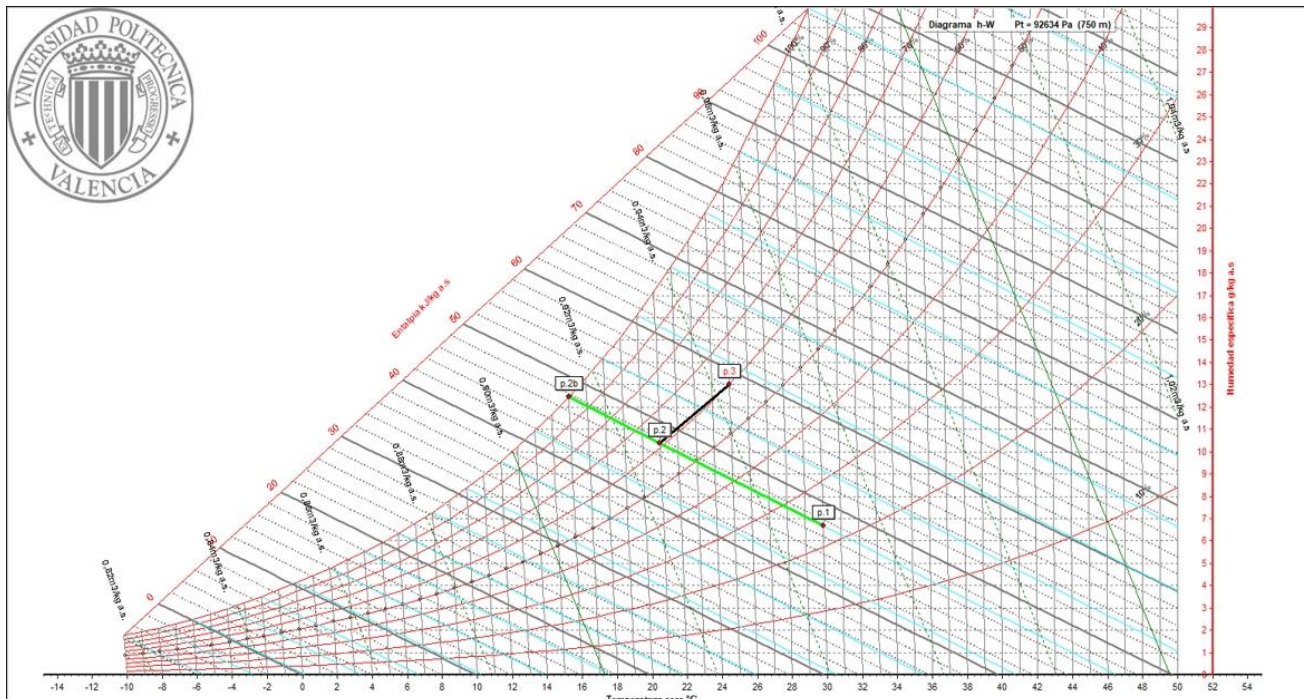
adiabática (o de bulbo húmedo), que es el valor al que tiende el agua en un proceso de humidificación con recirculación.

En la tabla, los valores obtenidos de las evoluciones, incluyendo la carga latente y sensible para lo cual se ha supuesto una evolución indeterminada del aire en el punto p.2 hasta las condiciones del local a 25 (°C) y 60 %.

Indice	Eti.	Corriente	Proceso	m ³ /h	kg/s	Ts(°C)	Fl(%)	W(g/kgas)	h(kJ/kgas)	Th(°C)	Tr(°C)	Pv(Pa)	ve(m ³ /kgas)	den(kg/m ³)	mw(kg/h)	Qs(kW)	Ql(kW)	Qtl(kW)	Ind1	Ind2
1	p.1	OA	corriente	23736	6,9444	30,0	23	6,7	47,2	16,0	6,7	982	0,9494	1,0603					0	0
2	p.2i		Humec_Con_Recir			16,0		12,5			EFI(%)=64				93,0208	-63,906	65,631	1,726	1	0
3	p.2	OA	Humec_Con_Recir	23165	6,9444	21,0	61	10,4	47,5	16,0	13,2	1522	0,9266	1,0904					2	0
4	p.3i		Desconocida												65,3132	28,738	46,218	74,957	3	0
5	p.3	OA	Desconocida	23580	6,9444	25,0	60	13,0	58,3	19,3	16,7	1897	0,9432	1,0740					3	0

En la tabla se observa que las nuevas cargas sensible y latente son 28,738 (kW) y 46,218 (kW), muy próximas a 28,306 (kW) y 44,784 (kW) de la alternativa con enfriamiento del aire exterior.

En la siguiente figura se representa la evolución psicrométrica de esta alternativa.



4.- Eficacia del proceso de humidificación.

La eficacia, al igual que en el proceso de resolución gráfica, se determina con la temperatura de entrada al proceso de enfriamiento adiabático, la temperatura de bulbo húmedo del aire y la temperatura de salida.

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_3}{T_1 - T_{BH1}} * 100 = \frac{30 - 21}{30 - 16} * 100 = 64,3 \%$$

En la tabla, aunque figura EFI % = 64, la evolución real se ha realizado utilizando el valor de 64,3%. El punto p.2, obtenido con la evolución humectación con recirculación y eficacia del 64,3 %, proporciona un valor de temperatura seca 21 (°C) y humedad relativa 61 %, prácticamente igual al del punto p.4 de la alternativa inicial cuyo valor era de temperatura seca 21 (°C) y humedad relativa 62 %. Estas pequeñas diferencias se deben a las precisiones utilizadas en los dos procedimientos de cálculo.

5.- El precio de este nuevo proceso, si cada metro cúbico de agua utilizado para la evaporación cuesta 1 (€) y se utiliza una bomba de agua que consume 60 W, siendo el precio de la electricidad de 20 (c€/((kW·h)) eléctrico. Densidad del agua $\rho_{H_2O} = 1000 \text{ (kg/m}^3\text{)}$.

El agua evaporada cada hora de operación se puede calcular con el flujo másico y la diferencia de humedades específicas del aire en el proceso de humidificación. Igual que en el otro procedimiento gráfico, solo se considera el agua consumida en el proceso de evaporación desde el punto p.1 al punto p.2. En la tabla anterior (fila p.2i) se observa que el agua evaporada es de 93,0208 (kg/h), similar a los 95 kg/h obtenidos en el procedimiento gráfico.

En 1000 horas de operación se evaporarán 93 (m³) que tienen un precio de 93 €.

El precio por consumo de electricidad de la bomba será:

$$Gasto_{electr.bomba} = 0,06 \text{ (kW)} * 1000 \text{ (h)} * 20 \left(\frac{c\text{€}}{kW\text{h}} \right) = 1200 \text{ (c€)} = 12 \text{ (€)}$$

El coste de esta segunda opción será: 93 (€) +12 (€) = 105 (€), mucho menor que los 4252,5 (€) de la primera opción.

La conclusión principal del procedimiento de resolución es que los resultados por ambos métodos (resolución gráfica o con programa informático) son similares, siendo más precisos, como es lógico, los proporcionados por el programa informático.

Tablas de vapor

Propiedades del vapor de agua (1/3)

P. Abs. kg/cm ²	SATURACION				TEMPERATURA DEL VAPOR SOBREALENTADO (°C)															
	°C	Líquido	Vapor		150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	275	300	325	350	375
1	99,0	99,1	638,4	h	663,3	668,0	672,7	677,4	682,0	686,7	691,3	695,9	700,5	705,1	709,6	721,0	732,4	743,8	755,1	766,4
		0,0010	1,691	v	1,932	1,980	2,027	2,075	2,122	2,169	2,217	2,264	2,312	2,359	2,407	2,525	2,644	2,762	2,881	2,999
2	119,5	119,8	645,6	h	661,5	666,6	671,5	676,5	681,4	686,3	691,1	696,0	700,8	705,6	710,4	722,3	734,2	746,0	757,8	769,6
		0,0011	0,883	v	0,956	0,980	1,003	1,027	1,051	1,075	1,099	1,122	1,146	1,170	1,194	1,253	1,313	1,372	1,432	1,491
3	132,9	133,4	650,1	h	659,4	664,7	669,9	675,0	680,1	685,1	690,1	695,0	700,0	704,9	709,8	721,9	734,0	746,1	758,1	770,0
		0,0011	0,604	v	0,632	0,647	0,663	0,679	0,695	0,711	0,727	0,743	0,759	0,775	0,791	0,831	0,871	0,910	0,950	0,990
4	143,0	143,7	653,4	h	657,4	662,9	668,2	673,5	678,7	683,8	688,9	694,0	699,0	704,0	709,0	721,3	733,5	745,7	757,8	769,9
		0,0011	0,461	v	0,470	0,482	0,494	0,506	0,518	0,530	0,542	0,554	0,566	0,578	0,590	0,620	0,650	0,680	0,710	0,740
5	151,2	152,1	655,9	h		661,0	666,5	672,0	677,3	682,5	687,7	692,9	698,0	703,0	708,0	720,5	732,9	745,1	757,3	769,5
		0,0011	0,374	v		0,383	0,392	0,402	0,412	0,421	0,431	0,441	0,450	0,460	0,470	0,494	0,518	0,542	0,566	0,591
6	158,1	159,3	657,8	h		659,0	664,7	670,3	675,8	681,2	686,5	691,7	696,9	702,0	707,1	719,6	732,1	744,4	756,7	769,0
		0,0011	0,315	v		0,317	0,325	0,333	0,341	0,349	0,357	0,365	0,373	0,382	0,390	0,410	0,430	0,451	0,471	0,491
7	164,1	165,5	659,5	h			663,0	668,8	674,5	680,0	685,3	690,6	695,9	701,1	706,2	718,9	731,5	743,9	756,3	768,5
		0,0011	0,272	v			0,276	0,283	0,290	0,297	0,304	0,311	0,318	0,325	0,332	0,305	0,368	0,385	0,403	0,420
8	169,6	171,3	660,9	h			661,1	667,1	672,9	678,6	684,1	689,5	694,8	700,0	705,2	718,1	730,7	743,2	755,6	768,0
		0,0011	0,240	v			0,240	0,246	0,253	0,259	0,265	0,271	0,277	0,283	0,290	0,305	0,320	0,336	0,351	0,367
9	174,5	176,4	662,1	h				665,5	671,5	677,3	682,9	688,4	693,8	699,1	704,4	717,3	730,1	742,6	755,1	767,5
		0,0011	0,215	v				0,218	0,223	0,229	0,234	0,240	0,245	0,251	0,256	0,270	0,284	0,298	0,312	0,325
10	179,0	181,1	663,2	h				663,8	670,0	675,9	681,7	687,3	692,8	698,2	703,5	716,6	729,4	742,1	754,6	767,1
		0,0011	0,194	v				0,195	0,200	0,205	0,210	0,215	0,220	0,225	0,230	0,242	0,255	0,267	0,280	0,292
11	183,1	185,5	664,1	h					668,5	674,6	680,5	686,2	691,8	697,2	702,6	715,8	728,8	741,5	754,1	766,6
		0,0011	0,177	v					0,180	0,185	0,190	0,194	0,199	0,203	0,208	0,219	0,231	0,242	0,254	0,265
12	187,1	189,7	664,9	h					666,8	673,1	679,1	685,0	690,7	696,2	701,7	715,0	728,1	740,9	753,5	766,1
		0,0011	0,163	v					0,164	0,169	0,173	0,177	0,181	0,185	0,190	0,200	0,211	0,221	0,232	0,242
13	190,7	193,6	665,6	h						671,6	677,8	683,8	689,6	695,2	700,8	714,3	727,4	740,3	753,0	765,6
		0,0011	0,151	v						0,155	0,159	0,163	0,167	0,170	0,174	0,184	0,194	0,204	0,214	0,223
14	194,1	197,2	666,2	h						670,1	676,5	682,6	688,5	694,2	699,9	713,5	726,7	739,7	752,5	765,1
		0,0012	0,141	v						0,143	0,147	0,150	0,154	0,158	0,161	0,170	0,180	0,189	0,198	0,207
15	197,3	200,6	666,8	h						668,6	675,2	681,4	687,5	693,3	699,0	712,8	726,1	739,2	752,0	764,7
		0,0012	0,132	v						0,133	0,136	0,140	0,143	0,146	0,150	0,158	0,167	0,176	0,184	0,193
19	208,91	213,2	668,5	h							669,3	676,3	682,9	689,2	695,2	709,7	723,5	736,9	750,0	762,9
		0,0012	0,105	v							0,105	0,108	0,111	0,113	0,116	0,123	0,130	0,137	0,144	0,151
20	211,4	215,9	668,8	h								675,0	681,7	688,1	694,3	709,0	722,9	736,4	749,6	762,5
		0,0012	0,100	v								0,102	0,105	0,107	0,110	0,117	0,123	0,130	0,137	0,143

h = Entalpía kcal/kg

v = Volumen específico (m³/kg)

Propiedades del vapor de agua (2/3)

P. Abs. kg/cm ²	SATURACIÓN			TEMPERATURA DEL VAPOR SOBRECALENTADO (°C)																
	°C	Líquido	Vapor		250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575	600	650
22	216,2	221,2	669,2	h	692,2	707,3	721,5	735,2	748,5	761,6	774,5	787,2	799,9	812,5	825,0	837,4	849,8	862,2	874,5	899,1
		0,0012	0,0907	v	0,0990	0,1052	0,1113	0,1174	0,1236	0,1297	0,1359	0,1420	0,1482	0,1543	0,1605	0,1666	0,1728	0,1789	0,1851	0,1974
24	220,8	226,2	669,6	h	690,2	705,7	720,2	734,1	747,6	760,8	773,8	786,6	799,3	811,9	824,5	837,0	849,4	861,8	874,2	898,8
		0,0012	0,0833	v	0,0900	0,0957	0,1014	0,1071	0,1128	0,1185	0,1242	0,1299	0,1356	0,1413	0,1470	0,1527	0,1585	0,1642	0,1699	0,1813
26	225,0	230,9	669,9	h	688,1	704,1	718,9	733,0	746,7	760,0	773,0	786,0	798,7	811,4	824,0	836,5	849,0	861,4	873,8	898,5
		0,0012	0,0769	v	0,0822	0,0876	0,0929	0,0982	0,1035	0,1089	0,1142	0,1195	0,1248	0,1302	0,1355	0,1408	0,1462	0,1515	0,1568	0,1675
28	229,0	235,4	670,0	h	685,8	702,4	717,5	731,8	745,6	759,1	772,3	785,3	798,1	810,8	823,5	836,0	848,6	861,0	873,4	898,2
		0,0012	0,0715	v	0,0757	0,0807	0,0857	0,0907	0,0958	0,1008	0,1058	0,1108	0,1158	0,1208	0,1258	0,1308	0,1358	0,1408	0,1459	0,1559
30	232,8	239,7	670,1	h	683,5	700,6	716,1	730,7	744,7	758,2	771,5	784,6	797,5	810,3	823,0	835,6	848,2	860,6	873,1	897,9
		0,0012	0,0667	v	0,0700	0,0747	0,0794	0,0841	0,0889	0,0936	0,0983	0,01030	0,1078	0,01125	0,1172	0,1220	0,1267	0,1314	0,1361	0,1456
32	236,3	243,7	670,0	h	681,0	698,8	714,7	729,5	743,6	757,3	770,7	783,9	796,9	809,7	822,4	835,1	847,7	860,2	872,7	897,5
		0,0012	0,0625	v	0,0650	0,0694	0,0739	0,0784	0,0829	0,0874	0,0918	0,0963	0,1008	0,1053	0,1098	0,1143	0,1187	0,1232	0,1277	0,1367
34	239,6	247,5	669,9	h	678,5	696,9	713,2	728,3	742,6	756,5	770,0	783,2	796,3	809,2	822,0	834,7	847,3	859,8	872,3	897,2
		0,0012	0,0588	v	0,0606	0,0648	0,0691	0,0734	0,0776	0,0819	0,0862	0,0904	0,0947	0,0990	0,1032	0,1075	0,1118	0,1160	0,1203	0,1288
36	243,0	251,4	669,9	h	675,9	695,0	711,8	727,1	741,7	755,7	769,3	782,6	795,8	808,7	821,6	834,3	847,0	859,6	872,1	897,0
		0,0012	0,0554	v	0,0565	0,0606	0,0647	0,0687	0,0728	0,0769	0,0809	0,0850	0,0891	0,0931	0,0972	0,1013	0,1053	0,1094	0,1134	0,1216
38	246,1	254,9	669,6	h	673,1	693,0	710,2	725,8	740,6	754,7	768,5	781,9	795,1	808,1	821,0	833,8	846,5	859,1	871,7	896,7
		0,0012	0,0525	v	0,0531	0,0570	0,0609	0,0648	0,0687	0,0726	0,0765	0,0804	0,0843	0,0882	0,0921	0,0906	0,0999	0,1038	0,1077	0,1155
40	249,2	258,5	669,4	h	670,2	690,9	708,6	724,6	739,5	753,9	767,7	781,2	794,5	807,6	820,5	833,4	846,1	858,8	871,4	896,0
		0,0012	0,0497	v	0,0498	0,0536	0,0573	0,0610	0,0648	0,0685	0,0722	0,0759	0,0797	0,0834	0,0871	0,0909	0,0946	0,0983	0,1021	0,1095
42	252,0	261,7	669,1	h		688,9	707,0	723,3	738,5	753,0	767,0	780,6	794,0	807,1	820,1	833,0	845,8	858,4	871,1	896,2
		0,0013	0,0473	v		0,0506	0,0542	0,0578	0,0614	0,0650	0,0686	0,0722	0,0758	0,0794	0,0830	0,0865	0,0901	0,0937	0,0973	0,1045
44	254,9	265,1	668,9	h		684,4	703,7	720,7	716,4	751,2	765,5	779,3	792,8	806,1	819,2	832,2	845,0	857,8	870,5	895,7
		0,0013	0,0451	v		0,0453	0,0487	0,0520	0,0554	0,0587	0,0620	0,0654	0,0687	0,0721	0,0754	0,0788	0,0821	0,0854	0,0888	0,0995
46	257,5	268,3	668,5	h		684,4	703,7	720,7	736,4	751,2	765,5	779,3	792,8	806,1	819,2	832,2	845,0	857,8	870,5	895,7
		0,0013	0,0451	v		0,0453	0,0487	0,0520	0,0554	0,0587	0,0620	0,0654	0,0687	0,0721	0,0754	0,0788	0,0821	0,0854	0,0888	0,0995
48	260,2	271,4	668,1	h		682,0	701,9	719,4	735,3	750,3	764,7	778,6	792,2	805,6	818,7	831,7	844,6	857,4	870,1	895,4
		0,0013	0,0411	v		0,0430	0,0462	0,0495	0,0527	0,0559	0,0592	0,0624	0,0656	0,0689	0,0721	0,0753	0,0785	0,0818	0,0850	0,0915
50	262,6	274,4	667,7	h		679,6	700,2	718,0	734,2	749,4	763,9	778,0	791,7	805,1	818,3	831,4	844,3	857,1	869,9	895,2
		0,0013	0,0394	v		0,0409	0,0441	0,0472	0,0503	0,0535	0,0566	0,0597	0,0629	0,0660	0,0691	0,0723	0,0754	0,0785	0,0817	0,0879
52	265,1	277,3	667,2	h		677,0	698,3	716,5	733,0	748,4	763,1	777,2	791,0	804,5	817,8	830,9	843,9	856,7	869,5	894,9
		0,0013	0,0377	v		0,0389	0,0419	0,0450	0,0480	0,0510	0,0540	0,0571	0,0601	0,0631	0,0662	0,0692	0,0722	0,0753	0,0783	0,0843
54	267,5	280,1	667,2	h		674,4	696,4	715,1	731,9	747,5	762,3	776,5	790,4	804,0	817,3	830,5	843,5	856,4	869,2	894,6
		0,0013	0,0377	v		0,0371	0,0400	0,0430	0,0459	0,0489	0,0518	0,0547	0,0577	0,0606	0,0636	0,0665	0,0694	0,0724	0,0753	0,0812
56	269,8	283,0	666,3	h		671,8	694,6	713,7	730,8	746,6	761,6	775,9	789,9	803,5	816,9	830,2	843,2	856,2	869,0	894,5
		0,0013	0,0348	v		0,0354	0,0383	0,0411	0,0440	0,0468	0,0497	0,0525	0,0554	0,0583	0,0611	0,0640	0,0668	0,0697	0,0726	0,0783
58	272,0	285,7	665,7	h		668,9	692,6	712,2	729,6	745,6	760,7	775,2	789,3	803,0	816,4	829,7	842,8	855,8	868,7	894,2
		0,0013	0,0335	v		0,0338	0,0366	0,0394	0,0422	0,0450	0,0477	0,0505	0,0533	0,0561	0,0589	0,0617	0,0644	0,0672	0,0700	0,0756
60	274,2	288,3	665,2	h		666,1	690,6	710,7	728,4	744,7	759,9	774,6	788,7	802,5	816,0	829,3	842,5	855,5	868,4	894,0
		0,0013	0,0323	v		0,0324	0,0351	0,0378	0,0405	0,0432	0,0459	0,0487	0,0514	0,0541	0,0568	0,0595	0,0622	0,0649	0,0676	0,0731

h= Entalpía (kcal/kg) v = Volumen específico (m³/kg) 150

Propiedades del vapor de agua (3/3)

P Abs.	SATURACIÓN				TEMPERATURA DEL VAPOR SOBECALENTADO (°C)															
kg/cm²	°C	Líquido	Vapor		300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575	600	650	700	800
65	279,5	294,8	663,7	h	685,2	706,7	725,3	742,1	757,8	772,7	787,1	801,1	814,8	828,3	841,6	854,7	867,7	893,4	918,8	969,0
		0,0013	0,0296	v	0,0317	0,0342	0,0368	0,0393	0,0419	0,0444	0,0470	0,0496	0,0521	0,0547	0,0572	0,0598	0,0623	0,0674	0,0725	0,0827
70	284,4	300,9	662,1	h	679,6	702,6	722,1	739,5	755,7	771,0	785,6	799,8	813,7	827,3	840,7	853,9	867,0	892,8	918,4	968,8
		0,0013	0,0272	v	0,0287	0,0311	0,0335	0,0359	0,0383	0,0407	0,0431	0,0455	0,0480	0,0504	0,0528	0,0552	0,0576	0,0624	0,0672	0,0768
75	289,1	306,8	660,4	h	673,4	698,1	718,7	736,8	753,5	769,1	784,0	798,5	812,5	826,2	839,8	853,1	886,3	892,3	917,9	968,5
		0,0013	0,0251	v	0,0261	0,0284	0,0306	0,0329	0,0352	0,0375	0,0398	0,0420	0,0443	0,0466	0,0489	0,0511	0,0534	0,0580	0,0625	0,0716
80	293,6	312,5	658,7	h	666,9	693,5	715,2	734,1	751,2	767,3	782,5	797,1	811,4	825,3	838,9	852,3	865,6	891,8	917,5	968,3
		0,0013	0,0233	v	0,0239	0,0260	0,0282	0,0304	0,0325	0,0347	0,0369	0,0390	0,0412	0,0434	0,0455	0,0477	0,0499	0,0542	0,0585	0,0672
85	297,9	318,0	656,8	h	659,7	688,5	711,4	731,1	748,8	765,3	780,8	795,7	810,1	824,2	837,9	851,5	864,8	891,1	917,0	968,0
		0,0013	0,0217	v	0,0219	0,0239	0,0260	0,0281	0,0301	0,0322	0,0343	0,0363	0,0384	0,0405	0,0425	0,0446	0,0467	0,0508	0,0549	0,0632
90	302,0	323,3	654,9	h		683,3	707,6	728,1	746,4	763,3	779,1	794,3	808,9	823,1	837,0	850,7	864,1	890,6	916,6	967,7
		0,0014	0,0202	v		0,0220	0,0240	0,0260	0,0279	0,0299	0,0319	0,0338	0,0358	0,0378	0,0397	0,0417	0,0437	0,0476	0,0515	0,0594
95	305,9	328,4	652,9	h		677,7	703,5	725,0	743,9	761,2	777,4	792,8	807,7	822,0	836,1	849,9	863,4	890,1	916,2	967,5
		0,0014	0,0189	v		0,0203	0,0222	0,0241	0,0260	0,0279	0,0298	0,0316	0,0335	0,0354	0,0373	0,0392	0,0411	0,0448	0,0486	0,0561
100	309,6	333,3	650,9	h		672,0	699,4	721,8	741,4	759,2	775,8	791,4	806,5	821,0	835,2	849,1	862,8	889,6	915,8	967,3
		0,0014	0,0178	v		0,0189	0,0207	0,0225	0,0244	0,0262	0,0280	0,0298	0,0316	0,0334	0,0353	0,0371	0,0389	0,0425	0,0461	0,0534
105	313,1	338,0	648,7	h		665,9	695,0	718,5	738,8	757,0	773,9	789,9	805,2	819,9	834,2	848,3	862,0	889,0	915,4	967,0
		0,0014	0,0167	v		0,0175	0,0193	0,0210	0,0228	0,0245	0,0262	0,0280	0,0297	0,0315	0,0332	0,0349	0,0367	0,0402	0,0436	0,0506
110	316,6	342,8	646,6	h		659,4	690,4	715,0	736,1	754,9	772,2	788,4	803,9	818,8	833,3	847,5	861,4	888,5	915,0	966,9
		0,0014	0,0157	v		0,0163	0,0179	0,0196	0,0213	0,0229	0,0246	0,0263	0,0280	0,0296	0,0313	0,0330	0,0346	0,0380	0,0413	0,0480
115	319,9	347,3	644,4	h		652,5	685,6	711,5	733,3	752,6	770,3	786,9	802,6	817,7	832,4	846,7	860,7	888,0	914,6	966,7
		0,0014	0,0148	v		0,0151	0,0167	0,0183	0,0200	0,0216	0,0232	0,0248	0,0264	0,0280	0,0296	0,0312	0,0328	0,0360	0,0393	0,0457
120	323,0	351,6	642,1	h		645,4	680,7	707,8	730,5	750,4	768,5	785,3	801,3	816,6	831,4	845,9	860,0	887,5	914,2	966,5
		0,0014	0,0140	v		0,0141	0,0157	0,0172	0,0188	0,0203	0,0219	0,0234	0,0250	0,0265	0,0281	0,0297	0,0312	0,0343	0,0374	0,0436
125	326,4	356,2	639,9	h			675,3	703,9	727,4	747,9	766,5	783,7	799,9	815,5	830,4	845,0	859,2	886,9	913,8	966,3
		0,0014	0,0132	v			0,0146	0,0161	0,0176	0,0191	0,0206	0,0221	0,0236	0,0251	0,0266	0,0281	0,0295	0,0325	0,0355	0,0415
130	329,3	360,3	637,5	h			669,9	699,9	724,4	745,5	764,5	782,1	798,6	814,3	829,4	844,1	858,5	886,3	913,4	966,1
		0,0014	0,0125	v			0,0137	0,0151	0,0166	0,0180	0,0195	0,0209	0,0223	0,0238	0,0252	0,0267	0,0281	0,0310	0,0339	0,0397
135	332,2	364,4	635,1	h			664,2	695,8	721,2	743,0	762,5	780,4	797,1	813,1	828,4	843,2	857,7	885,8	913,0	965,8
		0,0014	0,0119	v			0,0129	0,0143	0,0157	0,0171	0,0185	0,0199	0,0213	0,0227	0,0241	0,0255	0,0269	0,0297	0,0325	0,0381
140	335,2	368,6	632,8	h			658,2	691,5	718,0	740,5	760,5	778,7	795,8	811,9	827,4	842,4	857,0	885,3	912,6	965,7
		0,0014	0,0113	v			0,0121	0,0135	0,0148	0,0162	0,0175	0,0189	0,0202	0,0216	0,0229	0,0243	0,0256	0,0283	0,0311	0,0365
145	337,9	372,5	630,3	h			651,9	687,1	714,6	737,8	758,3	776,9	794,3	810,7	826,4	841,5	856,2	884,7	912,2	965,5
		0,0014	0,0107	v			0,0113	0,0126	0,0139	0,0152	0,0166	0,0179	0,0192	0,0205	0,0218	0,0231	0,0244	0,0270	0,0296	0,0348
150	340,6	376,5	627,9	h			645,4	682,5	711,2	735,2	756,2	775,2	792,8	809,5	825,3	840,6	855,5	884,2	911,8	965,3
		0,0014	0,0101	v			0,0106	0,0118	0,0131	0,0143	0,0156	0,0168	0,0181	0,0194	0,0206	0,0219	0,0231	0,0256	0,0281	0,0332
155	343,4	380,4	625,4	h			638,3	677,6	707,6	732,3	753,9	773,3	791,3	808,1	824,2	839,7	854,6	883,5	911,4	965,0
		0,0015	0,0096	v			0,0099	0,0111	0,0123	0,0136	0,0148	0,0160	0,0172	0,0184	0,0196	0,0208	0,0221	0,0245	0,0269	0,0318
160	345,9	384,1	622,9	h			631,3	672,7	703,9	729,5	751,7	771,5	789,8	806,9	823,2	838,8	853,9	883,0	911,0	964,9
		0,0015	0,0092	v			0,0094	0,0106	0,0118	0,0129	0,0141	0,0153	0,0165	0,0177	0,0189	0,0200	0,0212	0,0236	0,0260	0,0307

h= Entalpía (kcal/kg)

v = Volumen específico (m³/kg)

Tablas de combustión

Análisis de la combustión completa del fuelóleo 2

Composición del combustible (kg/kg): C= 0,837; H=0,092; S= 0,036; N= 0,01; Agua= 0,02; Cenizas= 0,005

ANÁLISIS HUMOS			AIRE			HUMOS										HUMOS ENTALPIA	
O ₂ (%)	CO ₂ +SO ₂ (%)	N ₂ (%)	EXCESO	M _A ¹ (kg/kg)	V _A ¹ (Nm ³ /kg)	CO ₂ (kg/kg)	SO ₂ (kg/kg)	H ₂ O (kg/kg)	O ₂ (kg/kg)	N ₂ (kg/kg)	M _{HS} ¹ (kg/kg)	M _H ¹ (kg/kg)	V _{HS} ¹ (Nm ³ /kg)	V _H ¹ (Nm ³ /kg)	ρ _H ¹ (kg/Nm ³)	M (kcal/(kg°C))	N (kcal/(kg (°C)²))
0,00	16,62	83,38	1,00	12,94	10,02	3,07	0,07	0,84	0,00	9,96	13,10	13,94	9,55	10,59	1,316	0,252	0,0000281
0,50	16,22	83,28	1,02	13,24	10,25	3,07	0,07	0,84	0,07	10,19	13,40	14,24	9,78	10,83	1,315	0,252	0,0000279
1,00	15,82	83,18	1,05	13,56	10,50	3,07	0,07	0,84	0,14	10,43	13,71	14,56	10,03	11,07	1,314	0,252	0,0000277
1,50	15,42	83,08	1,07	13,89	10,76	3,07	0,07	0,84	0,22	10,69	14,05	14,89	10,29	11,33	1,314	0,251	0,0000275
2,00	15,02	82,98	1,10	14,25	11,03	3,07	0,07	0,84	0,30	10,96	14,40	15,24	10,56	11,61	1,313	0,251	0,0000274
2,50	14,63	82,88	1,13	14,62	11,31	3,07	0,07	0,84	0,39	11,24	14,77	15,61	10,85	11,89	1,313	0,251	0,0000272
3,00	14,23	82,77	1,16	15,01	11,62	3,07	0,07	0,84	0,48	11,54	15,16	16,00	11,15	12,20	1,312	0,251	0,0000270
3,50	13,83	82,67	1,19	15,42	11,94	3,07	0,07	0,84	0,57	11,86	15,57	16,42	11,47	12,52	1,311	0,250	0,0000268
4,00	13,43	82,57	1,23	15,86	12,28	3,07	0,07	0,84	0,67	12,20	16,01	16,85	11,81	12,86	1,311	0,250	0,0000267
4,50	13,03	82,47	1,26	16,32	12,63	3,07	0,07	0,84	0,78	12,55	16,48	17,32	12,17	13,22	1,310	0,250	0,0000265
5,00	12,63	82,37	1,30	16,82	13,02	3,07	0,07	0,84	0,90	12,93	16,97	17,81	12,55	13,60	1,309	0,250	0,0000263
5,50	12,24	82,26	1,34	17,34	13,42	3,07	0,07	0,84	1,02	13,34	17,50	18,34	12,96	14,01	1,309	0,249	0,0000261
6,00	11,84	82,16	1,38	17,90	13,86	3,07	0,07	0,84	1,15	13,77	18,06	18,90	13,40	14,45	1,308	0,249	0,0000259
6,50	11,44	82,06	1,43	18,50	14,32	3,07	0,07	0,84	1,29	14,23	18,66	19,50	13,87	14,91	1,308	0,249	0,0000257
7,00	11,04	81,96	1,48	19,15	14,82	3,07	0,07	0,84	1,44	14,73	19,30	20,14	14,37	15,41	1,307	0,249	0,0000255
7,50	10,64	81,86	1,53	19,84	15,36	3,07	0,07	0,84	1,60	15,26	19,99	20,83	14,90	15,95	1,306	0,249	0,0000254
8,00	10,25	81,75	1,59	20,59	15,93	3,07	0,07	0,84	1,77	15,83	20,74	21,58	15,48	16,53	1,306	0,248	0,0000252
8,50	9,85	81,65	1,65	21,39	16,56	3,07	0,07	0,84	1,96	16,45	21,54	22,39	16,11	17,15	1,305	0,248	0,0000250
9,00	9,45	81,55	1,72	22,27	17,23	3,07	0,07	0,84	2,16	17,12	22,42	23,26	16,79	17,83	1,304	0,248	0,0000248
9,50	9,05	81,45	1,79	23,22	17,97	3,07	0,07	0,84	2,38	17,85	23,37	24,21	17,52	18,57	1,304	0,248	0,0000246
10,00	8,65	81,35	1,87	24,25	18,77	3,07	0,07	0,84	2,62	18,65	24,41	25,25	18,33	19,38	1,303	0,247	0,0000244
10,50	8,26	81,24	1,96	25,39	19,66	3,07	0,07	0,84	2,88	19,52	25,55	26,39	19,21	20,26	1,302	0,247	0,0000242
11,00	7,86	81,14	2,06	26,65	20,63	3,07	0,07	0,84	3,17	20,49	26,80	27,64	20,19	21,23	1,302	0,247	0,0000240
11,50	7,46	81,04	2,17	28,03	21,70	3,07	0,07	0,84	3,49	21,55	28,19	29,03	21,26	22,31	1,301	0,247	0,0000238
12,00	7,06	80,94	2,29	29,58	22,89	3,07	0,07	0,84	3,85	22,74	29,73	30,57	22,46	23,51	1,300	0,246	0,0000236
12,50	6,66	80,84	2,42	31,31	24,23	3,07	0,07	0,84	4,25	24,07	31,46	32,30	23,81	24,85	1,300	0,246	0,0000234
13,00	6,27	80,73	2,57	33,25	25,74	3,07	0,07	0,84	4,70	25,57	33,41	34,25	25,32	26,37	1,299	0,246	0,0000232
13,50	5,87	80,63	2,74	35,47	27,45	3,07	0,07	0,84	5,21	27,27	35,62	36,46	27,04	28,08	1,298	0,245	0,0000230
14,00	5,47	80,53	2,94	38,00	29,41	3,07	0,07	0,84	5,80	29,21	38,15	39,00	29,00	30,05	1,298	0,245	0,0000228
14,50	5,07	80,43	3,16	40,93	31,68	3,07	0,07	0,84	6,48	31,47	41,09	41,93	31,28	32,33	1,297	0,245	0,0000226
15,00	4,67	80,33	3,43	44,36	34,34	3,07	0,07	0,84	7,27	34,10	44,52	45,36	33,95	34,99	1,296	0,245	0,0000224

Análisis de la combustión completa del fuelóleo 1

Composición del combustible (kg/kg): C= 0,846; H=0,097; S= 0,027; N= 0,01; Agua= 0,0015; Cenizas= 0,005

ANÁLISIS HUMOS			AIRE			HUMOS										HUMOS ENTALPIA	
O ₂ (%)	CO ₂ +SO ₂ (%)	N ₂ (%)	EXCESO	M _A ¹ (kg/kg)	V _A ¹ (Nm ³ /kg)	CO ₂ (kg/kg)	SO ₂ (kg/kg)	H ₂ O (kg/kg)	O ₂ (kg/kg)	N ₂ (kg/kg)	M _{HS} ¹ (kg/kg)	M _H ¹ (kg/kg)	V _{HS} ¹ (Nm ³ /kg)	V _H ¹ (Nm ³ /kg)	ρ _H ¹ (kg/Nm ³)	M (kcal/(kg°C))	N (kcal/(kg (°C)²))
0,00	16,46	83,54	1,00	13,18	10,20	3,10	0,05	0,88	0,00	10,14	13,29	14,17	9,70	10,80	1,313	0,252	0,0000281
0,50	16,06	83,44	1,02	13,49	10,44	3,10	0,05	0,88	0,07	10,37	13,60	14,48	9,94	11,04	1,312	0,252	0,0000279
1,00	15,67	83,33	1,05	13,81	10,69	3,10	0,05	0,88	0,15	10,62	13,92	14,80	10,19	11,29	1,311	0,252	0,0000278
1,50	15,27	83,23	1,07	14,15	10,95	3,10	0,05	0,88	0,22	10,88	14,26	15,14	10,45	11,55	1,311	0,252	0,0000276
2,00	14,88	83,12	1,10	14,50	11,23	3,10	0,05	0,88	0,31	11,16	14,62	15,50	10,73	11,83	1,310	0,251	0,0000274
2,50	14,49	83,01	1,13	14,88	11,52	3,10	0,05	0,88	0,39	11,44	14,99	15,87	11,02	12,12	1,310	0,251	0,0000272
3,00	14,09	82,91	1,16	15,28	11,83	3,10	0,05	0,88	0,49	11,75	15,39	16,27	11,33	12,43	1,309	0,251	0,0000271
3,50	13,70	82,80	1,19	15,70	12,15	3,10	0,05	0,88	0,58	12,07	15,81	16,69	11,66	12,75	1,309	0,251	0,0000269
4,00	13,30	82,70	1,22	16,14	12,49	3,10	0,05	0,88	0,69	12,41	16,25	17,14	12,00	13,10	1,308	0,250	0,0000267
4,50	12,91	82,59	1,26	16,61	12,86	3,10	0,05	0,88	0,80	12,78	16,73	17,61	12,37	13,47	1,308	0,250	0,0000265
5,00	12,51	82,49	1,30	17,12	13,25	3,10	0,05	0,88	0,91	13,16	17,23	18,11	12,76	13,86	1,307	0,250	0,0000263
5,50	12,12	82,38	1,34	17,65	13,66	3,10	0,05	0,88	1,04	13,57	17,76	18,65	13,17	14,27	1,307	0,250	0,0000261
6,00	11,73	82,27	1,38	18,22	14,10	3,10	0,05	0,88	1,17	14,01	18,33	19,22	13,62	14,71	1,306	0,249	0,0000260
6,50	11,33	82,17	1,43	18,83	14,58	3,10	0,05	0,88	1,31	14,48	18,94	19,83	14,09	15,19	1,305	0,249	0,0000258
7,00	10,94	82,06	1,48	19,49	15,08	3,10	0,05	0,88	1,46	14,98	19,60	20,48	14,60	15,70	1,305	0,249	0,0000256
7,50	10,54	81,96	1,53	20,19	15,63	3,10	0,05	0,88	1,62	15,52	20,30	21,18	15,15	16,24	1,304	0,249	0,0000254
8,00	10,15	81,85	1,59	20,95	16,21	3,10	0,05	0,88	1,80	16,11	21,06	21,94	15,73	16,83	1,304	0,248	0,0000252
8,50	9,75	81,75	1,65	21,77	16,85	3,10	0,05	0,88	1,99	16,74	21,88	22,76	16,37	17,47	1,303	0,248	0,0000250
9,00	9,36	81,64	1,72	22,65	17,54	3,10	0,05	0,88	2,19	17,42	22,77	23,65	17,06	18,16	1,303	0,248	0,0000248
9,50	8,97	81,53	1,79	23,62	18,28	3,10	0,05	0,88	2,42	18,16	23,73	24,61	17,81	18,91	1,302	0,248	0,0000246
10,00	8,57	81,43	1,87	24,67	19,10	3,10	0,05	0,88	2,66	18,97	24,79	25,67	18,63	19,73	1,301	0,247	0,0000244
10,50	8,18	81,32	1,96	25,83	20,00	3,10	0,05	0,88	2,93	19,86	25,94	26,83	19,53	20,62	1,301	0,247	0,0000242
11,00	7,78	81,22	2,06	27,11	20,98	3,10	0,05	0,88	3,22	20,84	27,22	28,10	20,52	21,61	1,300	0,247	0,0000240
11,50	7,39	81,11	2,16	28,52	22,07	3,10	0,05	0,88	3,55	21,92	28,63	29,51	21,61	22,71	1,300	0,247	0,0000238
12,00	6,99	81,01	2,28	30,08	23,29	3,10	0,05	0,88	3,91	23,13	30,20	31,08	22,83	23,93	1,299	0,246	0,0000236
12,50	6,60	80,90	2,42	31,84	24,65	3,10	0,05	0,88	4,32	24,48	31,95	32,84	24,19	25,29	1,298	0,246	0,0000234
13,00	6,21	80,79	2,57	33,82	26,18	3,10	0,05	0,88	4,78	26,00	33,93	34,82	25,73	26,83	1,298	0,246	0,0000232
13,50	5,81	80,69	2,74	36,07	27,92	3,10	0,05	0,88	5,30	27,73	36,18	37,06	27,48	28,57	1,297	0,246	0,0000230
14,00	5,42	80,58	2,93	38,64	29,91	3,10	0,05	0,88	5,90	29,71	38,76	39,64	29,48	30,57	1,297	0,245	0,0000228
14,50	5,02	80,48	3,16	41,62	32,22	3,10	0,05	0,88	6,59	32,00	41,74	42,62	31,79	32,89	1,296	0,245	0,0000226
15,00	4,63	80,37	3,42	45,11	34,92	3,10	0,05	0,88	7,39	34,68	45,23	46,11	34,50	35,60	1,295	0,245	0,0000224

Análisis de la combustión completa del Gasóleo C

Composición del combustible (kg/kg): C= 0,86; H=0,111; S= 0,008; N= 0,01; Agua= 0,01; Cenizas= 0,001

ANÁLISIS HUMOS			AIRE			HUMOS										HUMOS ENTALPIA	
O ₂ (%)	CO ₂ +SO ₂ (%)	N ₂ (%)	EXCESO	M _A ¹ (kg/kg)	V _A ¹ (Nm ³ /kg)	CO ₂ (kg/kg)	SO ₂ (kg/kg)	H ₂ O (kg/kg)	O ₂ (kg/kg)	N ₂ (kg/kg)	M _{HS} ¹ (kg/kg)	M _H ¹ (kg/kg)	V _{HS} ¹ (Nm ³ /kg)	V _H ¹ (Nm ³ /kg)	ρ _H ¹ (kg/Nm ³)	M (kcal/(kg°C))	N (kcal/(kg (°C) ²))
0,00	16,00	84,00	1,00	13,74	10,63	3,15	0,02	1,00	0,00	10,57	13,74	14,74	10,06	11,30	1,304	0,253	0,0000283
0,50	15,62	83,88	1,02	14,06	10,88	3,15	0,02	1,00	0,07	10,81	14,05	15,06	10,31	11,55	1,303	0,253	0,0000281
1,00	15,23	83,77	1,05	14,39	11,14	3,15	0,02	1,00	0,15	11,07	14,39	15,39	10,57	11,81	1,303	0,253	0,0000279
1,50	14,85	83,65	1,07	14,74	11,41	3,15	0,02	1,00	0,23	11,34	14,74	15,74	10,84	12,08	1,303	0,252	0,0000278
2,00	14,47	83,53	1,10	15,11	11,70	3,15	0,02	1,00	0,32	11,62	15,11	16,11	11,13	12,37	1,302	0,252	0,0000276
2,50	14,08	83,42	1,13	15,50	12,00	3,15	0,02	1,00	0,41	11,92	15,50	16,50	11,43	12,67	1,302	0,252	0,0000274
3,00	13,70	83,30	1,16	15,91	12,32	3,15	0,02	1,00	0,50	12,24	15,91	16,91	11,75	12,99	1,302	0,252	0,0000272
3,50	13,32	83,18	1,19	16,35	12,65	3,15	0,02	1,00	0,60	12,57	16,35	17,35	12,09	13,33	1,301	0,251	0,0000270
4,00	12,93	83,07	1,22	16,81	13,01	3,15	0,02	1,00	0,71	12,93	16,81	17,81	12,44	13,69	1,301	0,251	0,0000268
4,50	12,55	82,95	1,26	17,30	13,39	3,15	0,02	1,00	0,82	13,30	17,30	18,30	12,82	14,07	1,301	0,251	0,0000267
5,00	12,17	82,83	1,30	17,82	13,79	3,15	0,02	1,00	0,94	13,70	17,82	18,82	13,23	14,47	1,300	0,251	0,0000265
5,50	11,78	82,72	1,34	18,37	14,22	3,15	0,02	1,00	1,07	14,13	18,37	19,37	13,66	14,90	1,300	0,250	0,0000263
6,00	11,40	82,60	1,38	18,97	14,68	3,15	0,02	1,00	1,21	14,58	18,96	19,96	14,12	15,36	1,299	0,250	0,0000261
6,50	11,02	82,48	1,43	19,60	15,17	3,15	0,02	1,00	1,36	15,07	19,59	20,60	14,61	15,85	1,299	0,250	0,0000259
7,00	10,63	82,37	1,48	20,28	15,70	3,15	0,02	1,00	1,51	15,59	20,27	21,28	15,14	16,38	1,299	0,250	0,0000257
7,50	10,25	82,25	1,53	21,01	16,26	3,15	0,02	1,00	1,68	16,15	21,00	22,00	15,70	16,95	1,298	0,249	0,0000255
8,00	9,87	82,13	1,59	21,79	16,87	3,15	0,02	1,00	1,86	16,76	21,79	22,79	16,31	17,56	1,298	0,249	0,0000253
8,50	9,48	82,02	1,65	22,64	17,52	3,15	0,02	1,00	2,06	17,41	22,64	23,64	16,97	18,22	1,298	0,249	0,0000251
9,00	9,10	81,90	1,71	23,56	18,24	3,15	0,02	1,00	2,27	18,12	23,56	24,56	17,69	18,93	1,297	0,249	0,0000249
9,50	8,72	81,78	1,79	24,56	19,01	3,15	0,02	1,00	2,51	18,89	24,56	25,56	18,46	19,71	1,297	0,248	0,0000247
10,00	8,33	81,67	1,87	25,66	19,86	3,15	0,02	1,00	2,76	19,73	25,65	26,66	19,31	20,56	1,297	0,248	0,0000245
10,50	7,95	81,55	1,95	26,86	20,79	3,15	0,02	1,00	3,04	20,65	26,85	27,85	20,24	21,49	1,296	0,248	0,0000243
11,00	7,57	81,43	2,05	28,18	21,81	3,15	0,02	1,00	3,34	21,66	28,17	29,18	21,27	22,52	1,296	0,247	0,0000241
11,50	7,18	81,32	2,16	29,64	22,94	3,15	0,02	1,00	3,68	22,79	29,64	30,64	22,41	23,65	1,295	0,247	0,0000239
12,00	6,80	81,20	2,28	31,26	24,20	3,15	0,02	1,00	4,06	24,04	31,26	32,26	23,67	24,91	1,295	0,247	0,0000237
12,50	6,42	81,08	2,41	33,09	25,61	3,15	0,02	1,00	4,48	25,44	33,08	34,08	25,08	26,33	1,295	0,247	0,0000235
13,00	6,03	80,97	2,56	35,14	27,20	3,15	0,02	1,00	4,95	27,01	35,14	36,14	26,68	27,92	1,294	0,246	0,0000233
13,50	5,65	80,85	2,73	37,47	29,00	3,15	0,02	1,00	5,49	28,81	37,47	38,47	28,49	29,73	1,294	0,246	0,0000231
14,00	5,27	80,73	2,92	40,14	31,07	3,15	0,02	1,00	6,11	30,86	40,14	41,14	30,56	31,81	1,293	0,246	0,0000229
14,50	4,88	80,62	3,15	43,23	33,46	3,15	0,02	1,00	6,83	33,23	43,23	44,23	32,96	34,20	1,293	0,245	0,0000227
15,00	4,50	80,50	3,41	46,84	36,26	3,15	0,02	1,00	7,66	36,01	46,84	47,84	35,77	37,01	1,293	0,245	0,0000225

Análisis de la combustión completa del gas natural

Composición del combustible (Nm³/Nm³): CH₄=0,86; C₂H₆=0,076; C₃H₈=0,024; C₄H₁₀=0,01; N₂=0,03

ANALIS HUMOS			AIRE			HUMOS										HUMOS ENTALPIA	
O ₂ (%)	CO ₂ +SO ₂ (%)	N ₂ (%)	EXCESO	M _A ¹ (kg/Nm ³)	V _A ¹ (Nm ³ /Nm ³)	CO ₂ (kg/Nm ³)	SO ₂ (kg/Nm ³)	H ₂ O (kg/Nm ³)	O ₂ (kg/Nm ³)	N ₂ (kg/Nm ³)	M _{HS} ¹ (kg/Nm ³)	M _H ¹ (kg/Nm ³)	V _{HS} ¹ (Nm ³ /Nm ³)	V _H ¹ (Nm ³ /Nm ³)	ρ _H ¹ (kg/Nm ³)	M (kcal/(Nm ³ °C))	N (kcal/(Nm ³ °C) ²)
0,00	11,98	88,02	1,00	13,40	10,37	2,21	0,00	1,68	0,00	10,33	12,54	14,23	9,39	11,48	1,239	0,265	0,0000293
0,50	11,69	87,81	1,02	13,69	10,60	2,21	0,00	1,68	0,07	10,56	12,84	14,52	9,62	11,71	1,240	0,264	0,0000291
1,00	11,40	87,60	1,05	14,01	10,84	2,21	0,00	1,68	0,14	10,80	13,15	14,83	9,86	11,95	1,241	0,264	0,0000289
1,50	11,11	87,39	1,07	14,33	11,09	2,21	0,00	1,68	0,22	11,05	13,48	15,16	10,11	12,21	1,242	0,263	0,0000287
2,00	10,83	87,17	1,10	14,68	11,36	2,21	0,00	1,68	0,30	11,32	13,82	15,51	10,38	12,47	1,243	0,263	0,0000285
2,50	10,54	86,96	1,12	15,04	11,64	2,21	0,00	1,68	0,38	11,60	14,19	15,87	10,66	12,76	1,244	0,262	0,0000283
3,00	10,25	86,75	1,15	15,43	11,94	2,21	0,00	1,68	0,47	11,89	14,57	16,26	10,96	13,06	1,245	0,262	0,0000281
3,50	9,97	86,53	1,18	15,83	12,26	2,21	0,00	1,68	0,56	12,20	14,98	16,66	11,28	13,37	1,246	0,261	0,0000279
4,00	9,68	86,32	1,21	16,26	12,59	2,21	0,00	1,68	0,66	12,54	15,41	17,09	11,61	13,71	1,247	0,261	0,0000277
4,50	9,39	86,11	1,25	16,72	12,94	2,21	0,00	1,68	0,77	12,89	15,86	17,55	11,97	14,06	1,248	0,260	0,0000275
5,00	9,11	85,89	1,28	17,21	13,32	2,21	0,00	1,68	0,88	13,26	16,35	18,03	12,34	14,44	1,249	0,260	0,0000273
5,50	8,82	85,68	1,32	17,72	13,72	2,21	0,00	1,68	1,00	13,66	16,87	18,55	12,74	14,84	1,250	0,259	0,0000271
6,00	8,53	85,47	1,36	18,27	14,15	2,21	0,00	1,68	1,13	14,08	17,42	19,10	13,17	15,27	1,251	0,259	0,0000269
6,50	8,25	85,25	1,41	18,86	14,60	2,21	0,00	1,68	1,27	14,54	18,01	19,69	13,63	15,73	1,252	0,258	0,0000267
7,00	7,96	85,04	1,46	19,50	15,09	2,21	0,00	1,68	1,41	15,02	18,64	20,33	14,12	16,22	1,253	0,258	0,0000265
7,50	7,67	84,83	1,51	20,18	15,62	2,21	0,00	1,68	1,57	15,54	19,32	21,01	14,65	16,75	1,254	0,257	0,0000263
8,00	7,38	84,62	1,56	20,91	16,19	2,21	0,00	1,68	1,74	16,11	20,06	21,74	15,22	17,31	1,256	0,257	0,0000261
8,50	7,10	84,40	1,62	21,70	16,80	2,21	0,00	1,68	1,92	16,72	20,85	22,53	15,84	17,93	1,257	0,256	0,0000258
9,00	6,81	84,19	1,68	22,56	17,46	2,21	0,00	1,68	2,12	17,38	21,71	23,39	16,50	18,60	1,258	0,256	0,0000256
9,50	6,52	83,98	1,75	23,50	18,19	2,21	0,00	1,68	2,34	18,10	22,64	24,33	17,23	19,32	1,259	0,255	0,0000254
10,00	6,24	83,76	1,83	24,52	18,98	2,21	0,00	1,68	2,57	18,88	23,66	25,35	18,02	20,11	1,260	0,254	0,0000252
10,50	5,95	83,55	1,91	25,64	19,84	2,21	0,00	1,68	2,83	19,74	24,78	26,47	18,89	20,98	1,261	0,254	0,0000250
11,00	5,66	83,34	2,01	26,87	20,80	2,21	0,00	1,68	3,12	20,69	26,01	27,70	19,85	21,94	1,262	0,253	0,0000247
11,50	5,38	83,12	2,11	28,23	21,85	2,21	0,00	1,68	3,43	21,73	27,38	29,06	20,91	23,00	1,264	0,253	0,0000245
12,00	5,09	82,91	2,22	29,75	23,03	2,21	0,00	1,68	3,79	22,90	28,90	30,58	22,08	24,18	1,265	0,252	0,0000243
12,50	4,80	82,70	2,35	31,45	24,34	2,21	0,00	1,68	4,18	24,21	30,59	32,28	23,40	25,50	1,266	0,252	0,0000240
13,00	4,52	82,48	2,49	33,37	25,83	2,21	0,00	1,68	4,62	25,68	32,51	34,19	24,89	26,99	1,267	0,251	0,0000238
13,50	4,23	82,27	2,65	35,54	27,51	2,21	0,00	1,68	5,13	27,35	34,68	36,37	26,58	28,67	1,268	0,251	0,0000236
14,00	3,94	82,06	2,84	38,03	29,44	2,21	0,00	1,68	5,70	29,26	37,18	38,86	28,51	30,61	1,270	0,250	0,0000233
14,50	3,65	81,85	3,05	40,91	31,67	2,21	0,00	1,68	6,37	31,48	40,06	41,74	30,75	32,85	1,271	0,249	0,0000231
15,00	3,37	81,63	3,31	44,29	34,28	2,21	0,00	1,68	7,15	34,07	43,43	45,12	33,37	35,47	1,272	0,249	0,0000229

Análisis de la combustión completa del Propano

Composición del combustible (Nm³/Nm³): C₂H₆=0,02; C₃H₈=0,92; C₄H₁₀= 0,04; N₂=0,02

ANÁLISIS HUMOS			AIRE			HUMOS										HUMOS ENTALPIA	
O ₂ (%)	CO ₂ +SO ₂ (%)	N ₂ (%)	EXCESO	M ¹ _A (kg/Nm ³)	V ¹ _A (Nm ³ /Nm ³)	CO ₂ (kg/Nm ³)	SO ₂ (kg/Nm ³)	H ₂ O (kg/Nm ³)	O ₂ (kg/Nm ³)	N ₂ (kg/Nm ³)	M ¹ _{HS} (kg/Nm ³)	M ¹ _H (kg/Nm ³)	V ¹ _{HS} (Nm ³ /Nm ³)	V ¹ _H (Nm ³ /Nm ³)	ρ ¹ _H (kg/Nm ³)	M (kcal/(Nm ³ °C))	N (kcal/(Nm ³ (°C) ²))
0,00	13,66	86,34	1,00	30,42	23,55	5,82	0,00	3,17	0,00	23,40	29,22	32,39	21,67	25,61	1,265	0,260	0,0000289
0,50	13,33	86,17	1,02	31,11	24,08	5,82	0,00	3,17	0,16	23,93	29,91	33,07	22,21	26,15	1,265	0,260	0,0000287
1,00	13,00	86,00	1,05	31,83	24,64	5,82	0,00	3,17	0,33	24,48	30,63	33,79	22,76	26,70	1,266	0,259	0,0000285
1,50	12,68	85,82	1,07	32,58	25,22	5,82	0,00	3,17	0,50	25,07	31,38	34,55	23,35	27,29	1,266	0,259	0,0000283
2,00	12,35	85,65	1,10	33,38	25,84	5,82	0,00	3,17	0,68	25,68	32,18	35,35	23,97	27,91	1,266	0,258	0,0000282
2,50	12,02	85,48	1,12	34,22	26,49	5,82	0,00	3,17	0,88	26,32	33,02	36,19	24,62	28,56	1,267	0,258	0,0000280
3,00	11,69	85,31	1,15	35,11	27,18	5,82	0,00	3,17	1,08	27,01	33,91	37,08	25,31	29,25	1,267	0,258	0,0000278
3,50	11,37	85,13	1,18	36,05	27,90	5,82	0,00	3,17	1,30	27,73	34,84	38,01	26,04	29,98	1,268	0,257	0,0000276
4,00	11,04	84,96	1,22	37,04	28,67	5,82	0,00	3,17	1,53	28,49	35,84	39,01	26,81	30,75	1,268	0,257	0,0000274
4,50	10,71	84,79	1,25	38,10	29,49	5,82	0,00	3,17	1,78	29,30	36,89	40,06	27,63	31,57	1,269	0,256	0,0000272
5,00	10,39	84,61	1,29	39,22	30,36	5,82	0,00	3,17	2,04	30,16	38,01	41,18	28,50	32,44	1,269	0,256	0,0000270
5,50	10,06	84,44	1,33	40,41	31,28	5,82	0,00	3,17	2,31	31,08	39,21	42,38	29,43	33,37	1,270	0,256	0,0000268
6,00	9,73	84,27	1,37	41,69	32,27	5,82	0,00	3,17	2,61	32,06	40,48	43,65	30,42	34,36	1,270	0,255	0,0000266
6,50	9,40	84,10	1,42	43,05	33,32	5,82	0,00	3,17	2,92	33,11	41,85	45,02	31,48	35,42	1,271	0,255	0,0000264
7,00	9,08	83,92	1,46	44,51	34,45	5,82	0,00	3,17	3,26	34,23	43,31	46,48	32,61	36,55	1,272	0,254	0,0000262
7,50	8,75	83,75	1,51	46,08	35,67	5,82	0,00	3,17	3,62	35,44	44,88	48,05	33,83	37,77	1,272	0,254	0,0000260
8,00	8,42	83,58	1,57	47,77	36,98	5,82	0,00	3,17	4,02	36,74	46,57	49,74	35,15	39,09	1,273	0,253	0,0000258
8,50	8,09	83,41	1,63	49,60	38,40	5,82	0,00	3,17	4,44	38,14	48,40	51,57	36,57	40,51	1,273	0,253	0,0000256
9,00	7,77	83,23	1,70	51,59	39,93	5,82	0,00	3,17	4,90	39,67	50,38	53,55	38,11	42,05	1,274	0,253	0,0000253
9,50	7,44	83,06	1,77	53,75	41,60	5,82	0,00	3,17	5,40	41,33	52,54	55,71	39,78	43,72	1,274	0,252	0,0000251
10,00	7,11	82,89	1,84	56,10	43,43	5,82	0,00	3,17	5,94	43,14	54,90	58,07	41,61	45,55	1,275	0,252	0,0000249
10,50	6,79	82,71	1,93	58,69	45,43	5,82	0,00	3,17	6,54	45,13	57,48	60,65	43,62	47,56	1,275	0,251	0,0000247
11,00	6,46	82,54	2,02	61,53	47,63	5,82	0,00	3,17	7,20	47,31	60,33	63,50	45,83	49,77	1,276	0,251	0,0000245
11,50	6,13	82,37	2,13	64,68	50,07	5,82	0,00	3,17	7,93	49,73	63,48	66,65	48,28	52,22	1,276	0,250	0,0000243
12,00	5,80	82,20	2,24	68,19	52,78	5,82	0,00	3,17	8,74	52,43	66,98	70,15	51,00	54,94	1,277	0,250	0,0000240
12,50	5,48	82,02	2,37	72,11	55,82	5,82	0,00	3,17	9,65	55,44	70,91	74,08	54,04	57,98	1,278	0,250	0,0000238
13,00	5,15	81,85	2,52	76,53	59,24	5,82	0,00	3,17	10,67	58,84	75,33	78,50	57,48	61,42	1,278	0,249	0,0000236
13,50	4,82	81,68	2,68	81,55	63,13	5,82	0,00	3,17	11,84	62,70	80,35	83,52	61,38	65,32	1,279	0,249	0,0000234
14,00	4,50	81,50	2,87	87,31	67,58	5,82	0,00	3,17	13,17	67,12	86,11	89,27	65,84	69,78	1,279	0,248	0,0000232
14,50	4,17	81,33	3,09	93,96	72,73	5,82	0,00	3,17	14,71	72,24	92,76	95,93	71,01	74,95	1,280	0,248	0,0000229
15,00	3,84	81,16	3,34	101,76	78,76	5,82	0,00	3,17	16,51	78,22	100,55	103,72	77,06	81,00	1,280	0,247	0,0000227



Universidad de Valladolid