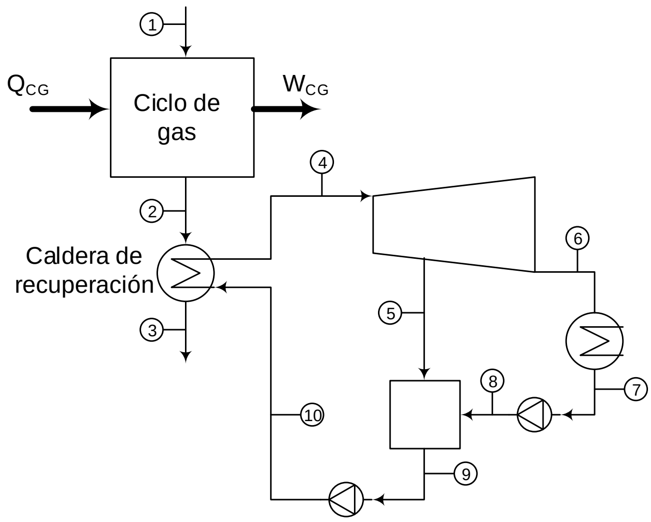
# TERMODINÁMICA

Nombre_______________________________________________ Grupo______

## Problema – 1 (4 puntos)

La figura adjunta representa un ciclo combinado constituido por un ciclo Brayton (ciclo de gas) y uno de Rankine (ciclo de vapor). Del ciclo de gas se conocen los siguientes datos:

- Calor aportado en la cámara de combustión ($Q_{CG}$): 549 MW
- Potencia neta generada ($W_{CG}$): 202 MW
- Condiciones del aire a la entrada (1): 1 bar y 15ºC
- Condiciones del aire a la salida (2): 1 bar y 575ºC




Del ciclo de vapor se conocen los siguientes datos:

- Condiciones a la entrada de la turbina (4): 100 bar y 550ºC
- Presión del calentador abierto (5): 25 kPa
- Presión del condensador (6): 5 kPa
- Líquido saturado a la salida del calentador abierto (9) y del condensador (7)
- Rendimiento isentrópico de la turbina: 90% medido entre la entrada (4) y la salida (6)
- La expansión en la turbina se puede representar por una recta entre la entrada (4) y la salida (6) en el diagrama de Mollier
- Rendimiento isentrópico de las bombas: 100%

La temperatura de salida del aire de la caldera de recuperación (3) es de 177,4ºC. El aire se modelará como gas perfecto (R = 287 J/kg-K; $\gamma$= 1,4). Se desprecian las pérdidas de presión en intercambiadores y conductos.

Se pide:

a) Potencia neta generada por el ciclo de vapor

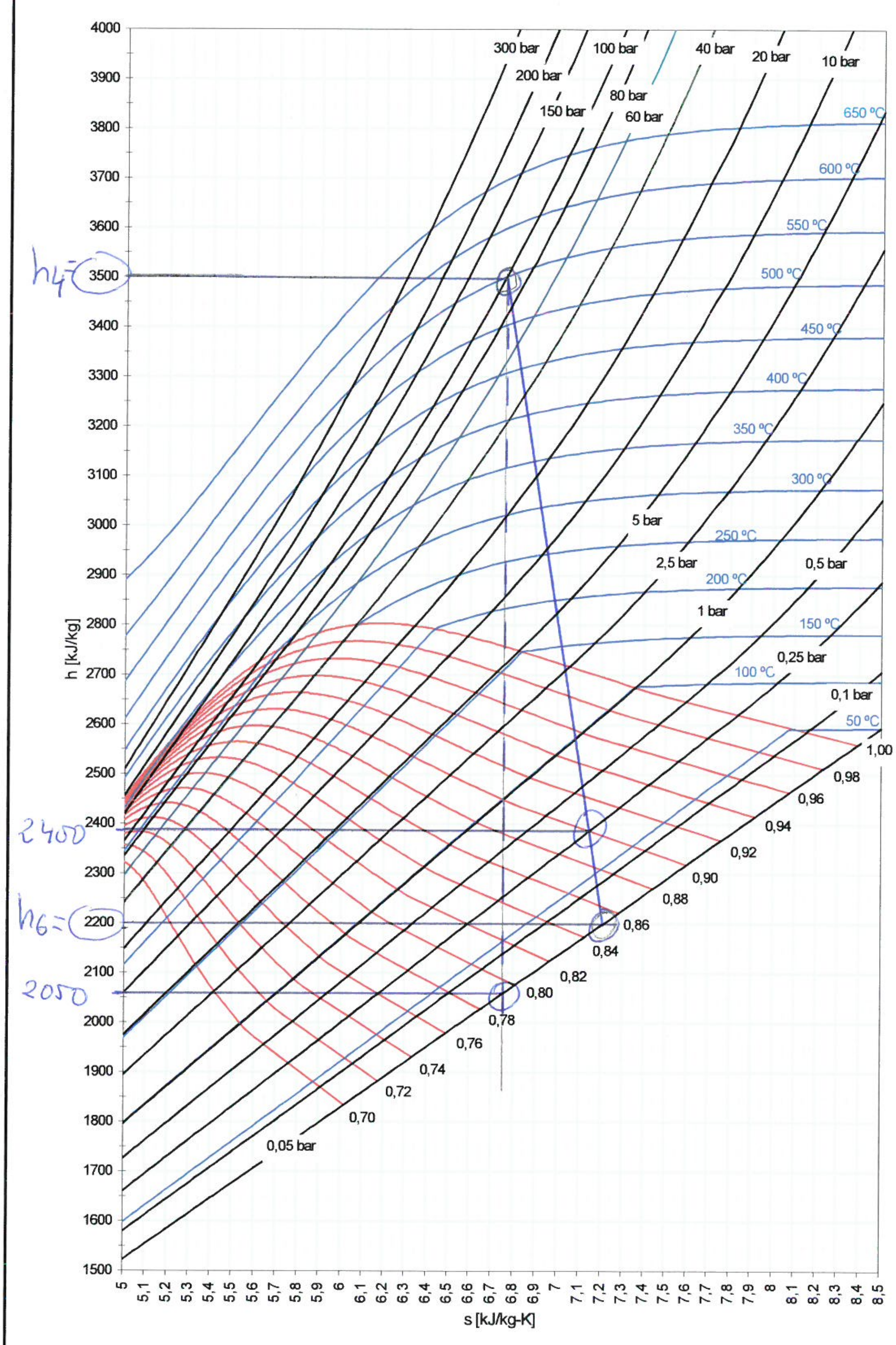
b) Rendimiento del ciclo combinado

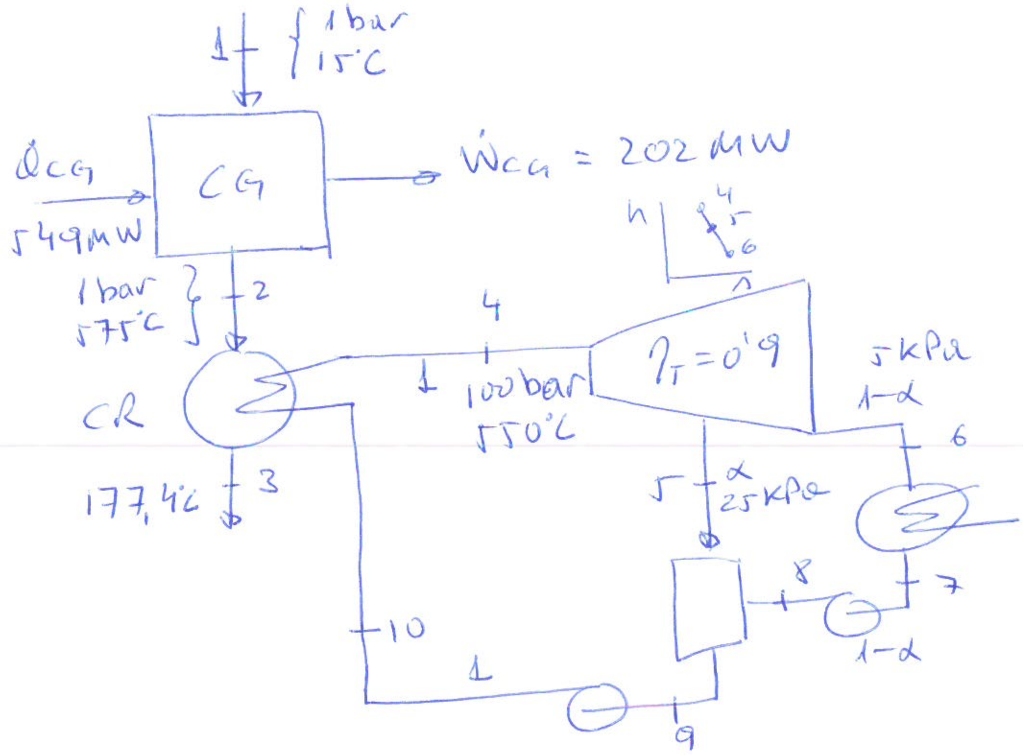
**Tablas del agua saturada (líquido – vapor)**

| p [bar] | T [ºC] | $v_f$ [m$^3$/kg] | $v_g$ [m$^3$/kg] | $h_f$ [kJ/kg] | $h_g$ [kJ/kg] | $s_f$ [kJ/kg-K] | $s_g$ [kJ/kg-K] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,05 | 32,87 | 0,001005 | 28,185 | 137,8 | 2561 | 0,47620 | 8,39382 |
| 0,25 | 64,96 | 0,001020 | 6,2034 | 272,0 | 2617 | 0,89319 | 7,83021 |

Nota: las lecturas de entalpía en el diagrama de Mollier se redondearán a la cincuentena más próxima.

Diagrama de Mollier del agua






$R = 0'287 \frac{kJ}{kg \cdot K}$

$\gamma = 1,4$

$c_p = 1'005 \frac{kJ}{kg \cdot K}$

## Ciclo de gas

$$\dot{m}_g h_1 + \dot{Q}_{CG} = \dot{W}_{CG} + \dot{m}_g h_2$$

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{Q}_{CG} - \dot{W}_{CG}}{c_p (T_2 - T_1)} = \frac{549 - 202}{1,005 (575 - 15)} \times 10^3 =$$

$$= 616,56 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_{CR} = \dot{m}_g c_p (T_2 - T_3) = 616,56 \times 1'005 \times (575 - 177'4) =$$

$$= 246370 \text{ kW}$$

## Ciclo de vapor

Del diagrama de Mollier:

$$h_4 = 3500 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{6s} = 2050 \text{ kJ/kg}$$

Tal como dice el enunciado, planteando el rendimiento entre entrada (4) y salida (6) se obtiene:

$$\eta_T = \frac{h_4 - h_6}{h_4 - h_{6s}}$$

$$0{,}9 = \frac{3500 - h_6}{3500 - 2050} \Rightarrow h_6 = 2195 \ KJ/Kg \simeq 2200 \ \frac{KJ}{Kg}$$

cincuentena más próxima.

Trazando una recta en el diagrama de Mollier $\overline{46}$ se obtiene el corte con la isobara de 0,25 bar, situando así el punto ⑤, que redondeando a la cincuentena más próxima resulta:

$$h_5 \simeq 2400 \ KJ/Kg$$

$$h_7 = h_f(0{,}05 \text{ bar}) = 137'8 \ KJ/Kg$$

$$v_7 = v_f( \quad " \quad ) = 0{,}001005 \ m^3/Kg$$

$$h_8 = h_7 + v_7(P_8 - P_7) = 137'8 + 0{,}001005(0{,}25 - 0{,}05)100 =$$

$$= 137{,}82 \ KJ/Kg$$

Llamando "$\alpha$" a la extracción para el calentador abierto:

$$\alpha h_5 + (1-\alpha) h_8 = h_9$$

$$h_9 = h_f(0{,}25 \text{ bar}) = 272 \ KJ/Kg$$

$$v_9 = v_f( \quad " \quad ) = 0{,}001020 \ m^3/Kg$$

$$\alpha(h_5 - h_8) = h_9 - h_8$$

$$\alpha = \frac{272 - 137{,}82}{2400 - 137{,}82} = 0'059314$$

$$h_{10} = h_9 + v_9(P_{10} - P_9) = 272 + 0{,}001020(100 - 0{,}25)100 =$$

$$= 282{,}17 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_v\left[h_4 - \alpha h_5 - (1-\alpha)h_6\right] =$$

$$= \dot{m}_v\left[3500 - 0{,}059314 \cdot 2400 - (1 - 0{,}059314) \cdot\right.$$

$$\left. \cdot 2200\right] = 1288{,}1372\, \dot{m}_v$$

$$\dot{W}_B = \dot{m}_v\left[(1-\alpha)(h_8 - h_7) + (h_{10} - h_9)\right] =$$

$$= \dot{m}_v\left[(1 - 0{,}059314)(137{,}82 - 137{,}8) + (282{,}17 - 272)\right] =$$

$$= 10{,}188814\, \dot{m}_v$$

$$\dot{W}_{CV} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_B = 1277{,}95\, \dot{m}_v$$

$$\dot{Q}_{CR} = \dot{m}_v(h_4 - h_{10})$$

$$246370 = \dot{m}_v(3500 - 282{,}17)$$

$$\rightarrow \dot{m}_v = 76{,}56 \text{ Kg/s}$$

$$\boxed{\dot{W}_{CV} = 97844{,}87 \text{ KW}}$$

$$\boxed{\eta_{cc} = \frac{202000 + 97844{,}87}{549000} = 54{,}62\%}$$

# TERMODINÁMICA

Nombre ________________________________________________ Grupo _____

**Problema – 2** (3 puntos)

El diagrama de la figura representa una máquina de refrigeración basada en un ciclo inverso de Brayton recorrido por aire ($C_p$ = 1 kJ/kg-K; R = 287 J/kg-K). El aire entra en la cámara frigorífica (5) a -55ºC y sale de la misma (6) a -40ºC. La presión en la cámara frigorífica es de 1 bar. Tanto el compresor como la turbina son adiabáticos, con rendimientos isentrópicos del 75% para el compresor y del 85% para la turbina. El aire entra al compresor a 15ºC. La potencia retirada por el aire en la cámara es de 100 kW.

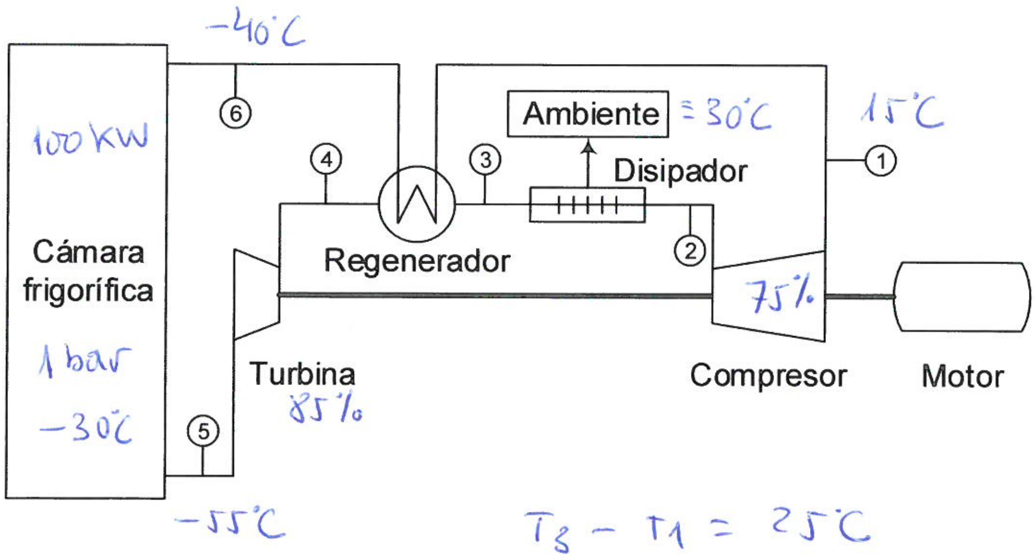
El disipador es un intercambiador de calor que disipa calor al ambiente, considerado éste como un foco a 30ºC. La cámara se considera como otro foco a -30ºC.

En el regenerador se verifica que la diferencia de temperaturas entre la entrada de la corriente de alta presión y la salida de la de baja es de 25ºC.

Se consideran nulas las pérdidas de presión en intercambiadores y conductos. Las coordenadas del estado muerto son 30ºC y 1 bar.

Se pide:

a) Presión a la salida del compresor
b) Potencia entregada por el motor al conjunto compresor-turbina
c) COP
d) Eficiencia exergética de la planta
e) Irreversibilidad en el regenerador




$T_3 - T_1 = 25°C$

## Regenerador

$$T_3 - T_1 = 25^\circ C \Rightarrow T_3 = 40^\circ C$$

$$\cancel{\dot{m} c_p}(T_3 - T_4) = \cancel{\dot{m} c_p}(T_1 - T_6)$$

$$T_3 - T_1 = 25 = T_4 - T_6 \rightarrow T_4 = -15^\circ C$$

## Turbina

$$\eta_T = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5S}} \quad ; \quad 0,85 = \frac{-15 + 55}{-15 - T_{5S}}$$

$$\hookrightarrow T_{5S} = -62,06^\circ C = 210,91 K$$

$$\frac{T_4}{T_{5S}} = \left(\frac{P_4}{P_5}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$0,287 = 1 - c_v \rightarrow c_v = 0,713 \text{ KJ/Kg}\cdot\text{K}$$

$$\gamma = \frac{1}{0,713} = 1,4025 \text{ KJ/Kg}\cdot\text{K}$$

$$\frac{273 - 15}{210,91} = \left(\frac{P_4}{1}\right)^{\frac{1'4025 - 1}{1'4025}} \Rightarrow \boxed{P_4 = P_2 = 2,018 \text{ bar}}$$

## Cámara frigorífica

$$\dot{Q}_{CF} = \dot{m}\, c_p (T_6 - T_5)$$

$$100 = \dot{m} \cdot 1 \cdot (-40 + 55) \Rightarrow \dot{m} = 6,67 \text{ Kg/s}$$

Compresor

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Leftrightarrow \frac{T_{2s}}{288} = 2.018^{\frac{1'4025-1}{1'4025}} \rightarrow T_{2s} = 352,29K =$$

$$= 79,29°C$$

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \Leftrightarrow 0.75 = \frac{79'29 - 15}{T_2 - 15}$$

$$\downarrow$$

$$T_2 = 100,72°C$$

$$\dot{W}_T + \dot{W}_M = \dot{W}_C$$

$$\boxed{\dot{W}_M} = \dot{W}_C - \dot{W}_T = 6,67 \cdot 1 \cdot (100.72 - 15) -$$

$$- 6.67 \cdot 1 \cdot (-15 + 55) = 571,75 - 266,8 =$$

$$= \boxed{304,95 \text{ KW}}$$

$$COP = \frac{100}{304,95} = \cancel{0,\ldots} \; 0,328$$

$$COP_{máx} = \frac{T_{cF}}{T_0 - T_{cF}} = \frac{273-30}{30+30} = 4,05$$

$$\boxed{\varphi = \frac{0'328}{4,05} = 0'081}$$

$$\dot{m} s_3 + \dot{m} s_6 + \dot{S}_{gen}^R = \dot{m} s_1 + \dot{m} s_4$$

$$\dot{S}_{gen}^R = \dot{m}(s_4 - s_3) + \dot{m}(s_1 - s_6) =$$

$$= \dot{m} c_p L\left(\frac{T4}{T3}\right) + \dot{m} c_p L\left(\frac{T1}{T6}\right) =$$

$$= 6.66 \cdot 1 \cdot \left[ L\left(\frac{273-15}{273+40}\right) + L\left(\frac{273+15}{273-40}\right)\right] =$$

$$= 0,124398 \text{ KW/K}$$

$$\boxed{\dot{I}^R} = T_0 \cdot \dot{S}_{gen}^R = \boxed{37'69 \text{ KW}}$$

## Ampliación

De manera alternativa se puede calcular la eficiencia exergética como:

$$\dot{W}_M = \dot{Q}_{CF}\left(\frac{273+30}{273-30} - 1\right) + \dot{I}_{TOT}$$

$$304,96 = 100 \cdot 0,246914 + \dot{I}_{TOT}$$

$$\hookrightarrow \dot{I}_{TOT} = 280,27 \text{ KW}$$

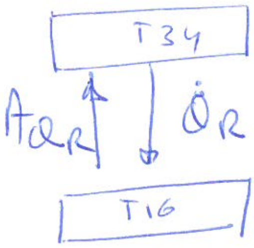
$$\dot{W}_{rev} = 304,96 - 280,27 = 24,69 \text{ KW}$$

$$\varphi = \frac{\dot{W}_{rev}}{\dot{W}} = \frac{24,69}{304,96} = 0'081 \checkmark$$

También la irreversibilidad en el regenerador se puede calcular como:

$$\bar{T}_{34} = \frac{T_3 - T_4}{L\left(\frac{T_3}{T_4}\right)} = \frac{40+15}{L\left(\frac{40+273}{273-15}\right)} = 284,61\,K$$

$$\bar{T}_{16} = \frac{T_1 - T_6}{L\left(\frac{T_1}{T_6}\right)} = \frac{15+40}{L\left(\frac{15+273}{273-40}\right)} = 259,53\,K$$




como ambos focos están por debajo del ambiente (303K)

$$\dot{Q}_R\left(\frac{T_0}{T_{16}} - 1\right) = \dot{Q}_R\left(\frac{T_0}{T_{34}} - 1\right) + \dot{I}^R$$

$$\dot{Q}_R = 6.67 \cdot 1 \cdot (15+40) = 366,85\,kW$$

$$366,85\left(\frac{303}{259,53} - 1\right) = 366.85\left(\frac{303}{284,61} - 1\right) + \dot{I}^R$$

$$61,4456\,kW = 23,7039\,kW + \dot{I}^R$$

$$37'74\,kW = \dot{I}^R$$

# TERMODINÁMICA

Nombre ______________________________________________ Grupo _____

## **Problema – 3** (3 puntos)

Un compresor monocilindro de doble efecto tiene las siguientes características:

Relación de espacio perjudicial ($\alpha$): 4%
Diámetro del pistón: 250 mm
Diámetro del vástago: 40 mm
Carrera: 300 mm
Velocidad de rotación del cigüeñal: 150 rpm

El aire (R = 287 J/kg-K; $\gamma$ = 1,4) se aspira de la atmósfera (1 bar; 27ºC), comprimiéndolo hasta una presión de 7 barg. El proceso de compresión se supone internamente reversible, pudiendo modelarse mediante una politrópica de exponente n=1,3. Las pérdidas de carga en la aspiración son de 30 kPa y en la impulsión de 40 kPa. El rendimiento mecánico es del 80%.

Se pide, determinar:

a) Flujo másico aspirado [kg/h]
b) Caudal volumétrico aspirado en condiciones de aire libre [dm$^3$/min]
c) Temperatura del aire impulsado
d) Potencia de accionamiento
e) Calor disipado al sistema de refrigeración

Formulario:

$$\eta_{vi} = 1 - \alpha \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n} - 1 \right]$$

$$w_i^{ad} = C_p \cdot T_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad ; \quad w_i^{ref} = R \cdot T_1 \cdot \left( \frac{n}{n-1} \right) \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$\alpha = 0{,}04$

$D = 0.25\ m$

$d = 0.04\ m$

$S = 0.3\ m$

$N = 150\ rpm$

$P_e = 1\ bar$

$T_e = T_1 = 27\,^\circ C$

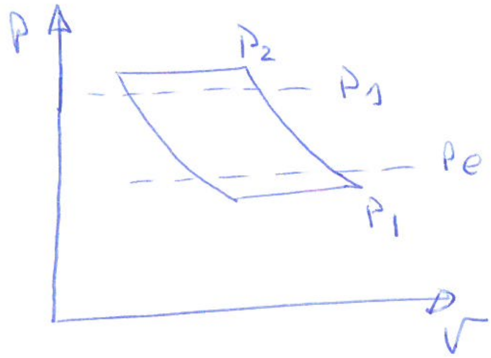
$n = 1{,}3$

$\Delta P_e = 0{,}3\ bar$

$\Delta P_1 = 0{,}4\ bar$

$P_s = 8\ bar$

$\eta_m = 0{,}8$




$P_1 = P_e - \Delta P_e = 0{,}7\ bar$

$P_2 = P_1 + \Delta P_1 = 8{,}4\ bar$

$$\eta_{vi} = 1 - \alpha\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/n} - 1\right] = 1 - 0'04\left[\left(\frac{8'4}{0{,}7}\right)^{1/1'3} - 1\right] =$$

$$= 0{,}76948 = \frac{\dot{m}}{\rho_1\, V\, \frac{N}{60}}$$

$$V = \frac{\pi\ 0{,}25^2}{4}0{,}3 + \frac{\pi(0'25^2 - 0{,}04^2)}{4}0{,}3 =$$

$$= \frac{\pi\ 0{,}25^2}{4}0{,}3\left[1 + 1 - \left(\frac{0{,}04}{0'25}\right)^2\right] =$$

$$= 0{,}014726\,\underbrace{(2 - 0{,}0256)}_{i = 1{,}9744} = 0{,}029075\ m^3$$

$$\rho_1 = \frac{70}{0'287 \times 300} = 0'813\ kg/m^3$$

$$\rho_E = \frac{100}{0'287 \times 300} = 1{,}1614\ kg/m^3$$

$$\dot{m} = 0,76948 \times 0'813 \times 0,029075 \times \frac{150}{60} = 0'045472 \text{ kg/s} =$$

$$= 163,7 \text{ kg/h}$$

$$\dot{V}_E = \frac{\dot{m}}{\rho_E} = \frac{163,7}{1,1614} = 140,95 \text{ m}^3/\text{h} = 2349,18 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$$

$$T_2 = T_1 \times \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = 300 \times \left(\frac{8,4}{0,7}\right)^{\frac{1'3-1}{1'3}} = 532,31 \text{ K} =$$

$$= 259,3 \text{ °C}$$

Nótese que se toma $T_1 = T_e$ y $T_2 = T_s$ porque el proceso en las válvulas es isentálpico y la sustancia se modela como gas perfecto.

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_a} \Rightarrow \dot{W}_a = \dot{W}_i / \eta_m$$

$$\dot{W}_i = \dot{m} R T_1 \frac{n}{n-1} \left[ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] =$$

$$= 0,045472 \times 0,287 \times 300 \times \frac{1'3}{1'3-1} \left[ \left(\frac{8'4}{0,7}\right)^{\frac{0'3}{1'3}} - 1 \right] =$$

$$= 13,1375 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_a = 13'1375 / 0'8 = 16,42 \text{ kW}$$

Balance energético global:

$$\dot{m} h_e + \dot{W}_a = \dot{m} h_s + \dot{Q}$$

$$R = c_p - c_v$$

$$\gamma = c_p / c_v$$

$$\hookrightarrow \begin{cases} c_p = 1'005 \ \frac{kJ}{kg \cdot K} \\ c_v = 0,7175 \ " \end{cases}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_e - T_s) + \dot{W}_a$$

$$\underline{\underline{\dot{Q}}} = 0,045472 \times 1,005 \times (27 - 259'3) +$$

$$+ 16,42 = \underline{\underline{5'8059 \ kW}}$$

Nótese que el calor obtenido de la politrópica <u>sólo</u> representa el calor liberado en la compresión internamente reversible. Hay un calor adicional debido a las pérdidas mecánicas:

$$c_n = c_v \frac{n-\gamma}{n-1} = 0,7175 \times \frac{1'3 - 1,4}{1,3 - 1} = -0,2392 \ \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$\dot{Q}_n = 0,045472 \times (-0'2392)(259,3 - 27) = \overset{-2,5264}{\cancel{2,5146}} \ kW$$

(calor liberado)

$$\dot{Q}_n = \dot{m} c_p (T_e - T_s) + \dot{W}_i =$$

$$= 0,045472 \times 1,005 \times (-259'3 + 27) + 13'1375 =$$

$$= 2,5215 \ kW \checkmark$$