

Corrigé de l'épreuve de thermodynamique du BTS FEE 2007

A – Caractéristique du R134a

Pour le fluide frigorigène R134a, à l'état gazeux, on a : $\frac{c_p}{c_v} = \gamma$ soit : $c_v = \frac{c_p}{\gamma}$

La relation de Mayer : $r = c_p - c_v$ s'écrit, alors : $r = c_p - \frac{c_p}{\gamma}$

On écrit, successivement : $r = c_p \left(1 - \frac{1}{\gamma}\right)$ puis : $r = c_p \left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)$ et, enfin :

$$c_p = \frac{\gamma r}{\gamma-1}$$

$$\text{A.N. : } c_p \cong 793 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

B – Etude du cycle du fluide frigorigène

1. Le diagramme est en fin de corrigé.

2. La température θ_2 est égale à 20°C environ.

3. a) θ_3 est de l'ordre de 56°C ce qui correspond à l'indication du texte.

b) On note w_{23}^{tr} le travail massique « de transvasement » reçu par le fluide frigorigène, dans le compresseur et q_{23} la chaleur massique reçue par le fluide, lors de l'évolution 2 → 3.

Le premier principe, pour les fluides en écoulement permanent dans une machine, s'écrit, pour l'évolution 2 → 3 : $w_{23}^{\text{tr}} + q_{23} = h_3 - h_2$

Ici, la compression est adiabatique : $q_{23} = 0$

On en déduit : $w_{23}^{\text{tr}} = h_3 - h_2$

$$\text{A.N. : } w_{23}^{\text{tr}} \cong 23 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

car : $h_3 \cong 438 \text{ kJ.kg}^{-1}$ et

$$h_2 \cong 415 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

c) La puissance du compresseur vaut, alors : $P_1 = q_m \times w_{23}^{\text{tr}}$

$$\text{A.N. : } P_1 \cong 3 \text{ kW}$$

4.

Etat 3	Etat 3'	Etat 4	Etat 5
Vapeur sèche surchauffée	Vapeur sèche saturée	Liquide saturé	Liquide sous-refroidi

La suite de transformations de (3) à (5) est isobare de sorte que l'on a : $q_C = h_5 - h_3$

q_C : chaleur massique reçue (algébrique) par le fluide frigorigène entre (3) et (5).

$$\text{A.N. : } q_C \cong -192 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

car $h_5 \cong 246 \text{ kJ.kg}^{-1}$ et $h_3 \cong 438 \text{ kJ.kg}^{-1}$

$q_C < 0$: le fluide cède de la chaleur à l'extérieur. L'échange de chaleur est amélioré par la présence du motoventilateur.

5. La suite de transformations de (6) à (2) est isobare de sorte que l'on a : $q_f = h_2 - h_6$

q_f : chaleur massique reçue (chaleur algébrique) par le fluide frigorigène entre (6) et (2).

A.N. : $q_f \cong 169 \text{ kJ.kg}^{-1}$ car $h_5 = h_6 \cong 246 \text{ kJ.kg}^{-1}$ et $h_2 \cong 415 \text{ kJ.kg}^{-1}$

$q_f > 0$: le fluide prélève de la chaleur à l'extérieur (en fait à l'air pulsé qui est réinjecté, après refroidissement, dans l'habitable).

6. La puissance frigorifique de l'installation vaut : $P_2 = q_m \times q_f$

A.N. : $P_2 \cong 22 \text{ kW}$

C – Efficacité de l'installation

Pour l'utilisateur, la « recette » est constituée par la puissance frigorifique P_2 . La « dépense » nécessaire est P_1 puisque aucun autre organe, en dehors du compresseur, n'est source de travail « de transvasement ».

On a donc : $\text{COP} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{q_f}{w_{23}^{\text{tr}}}$ A.N. : $\text{COP} \cong 7,3$

