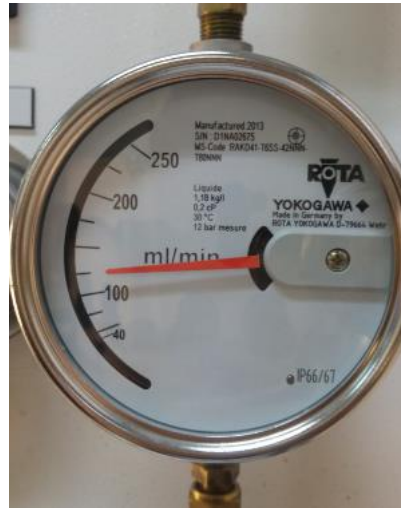


Pompe à chaleur (PAC) Éléments de correction

2. Une fois le régime stationnaire atteint, on obtient par exemple les valeurs suivantes :





- capacité thermique massique de l'air $c_{\text{air}} = 1006 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
- masse volumique de l'air $\rho_{\text{air}} = 1,2 \text{ g/L} = 1,2 \text{ kg/m}^3$
- débit en volume d'air extérieur (voir question 11) $q_{V\text{ air}} = 190 \text{ m}^3/\text{h} = 5,28 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$
- débit en masse d'air extérieur (voir question 15) $q_{m\text{ air}} = 6,3 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$

- capacité thermique massique de l'eau $c_{\text{eau}} = 4180 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
- masse volumique de l'eau $\rho_{\text{eau}} = 1,000 \text{ kg/L} = 1000 \text{ kg/m}^3$
- débit en volume d'eau du circuit de chauffage $q_{V\text{ eau}} = 0,80 \text{ L/min} = 1,3 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$
- débit en masse d'eau du circuit de chauffage (voir question 12) $q_{m\text{ eau}} = 1,3 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$

- masse volumique du R134a liquide (voir question 27) $\rho_{\text{R134a}} = 1190 \text{ kg/m}^3$
- débit en volume de R134a liquide $q_{V\text{ R134a}} = 125 \text{ mL/min} = 2,08 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$
- débit en masse de R134a (voir question 28) $q_{m\text{ R134a}} = 2,48 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$

- tension électrique aux bornes du compresseur $U = 240 \text{ V}$
- intensité du courant électrique traversant le compresseur $I = 1,4 \text{ A}$

Les pressions mesurées sont des pressions relatives (on mesure la pression qu'il y a en plus de la pression atmosphérique de 1,013 bar). Les pressions absolues sont donc pression relative + pression atmosphérique.

- haute pression relative $P_{4\text{ rel}} = 7,6 \text{ bar}$
- haute pression absolue (à calculer) $P_{4\text{ abs}} = 8,6 \text{ bar}$
- basse pression relative $P_{8\text{ rel}} = 2,7 \text{ bar}$
- basse pression absolue (à calculer) $P_{8\text{ abs}} = 3,7 \text{ bar}$

- température eau entrée condenseur $T_0 = 17,5 \text{ }^\circ\text{C}$
- température eau sortie condenseur $T_1 = 27,8 \text{ }^\circ\text{C}$

- température air entrée évaporateur $T_2 = 20,3 \text{ }^\circ\text{C}$
- température air sortie évaporateur $T_3 = 14,2 \text{ }^\circ\text{C}$

- température R134a entrée condenseur $T_4 = 67,6 \text{ }^\circ\text{C}$
- température R134a sortie condenseur $T_5 = 32,6 \text{ }^\circ\text{C}$
- température R134a entrée détenteur $T_6 = 29,8 \text{ }^\circ\text{C}$
- température R134a entrée évaporateur $T_7 = 8,5 \text{ }^\circ\text{C}$
- température R134a sortie évaporateur $T_8 = 11,4 \text{ }^\circ\text{C}$

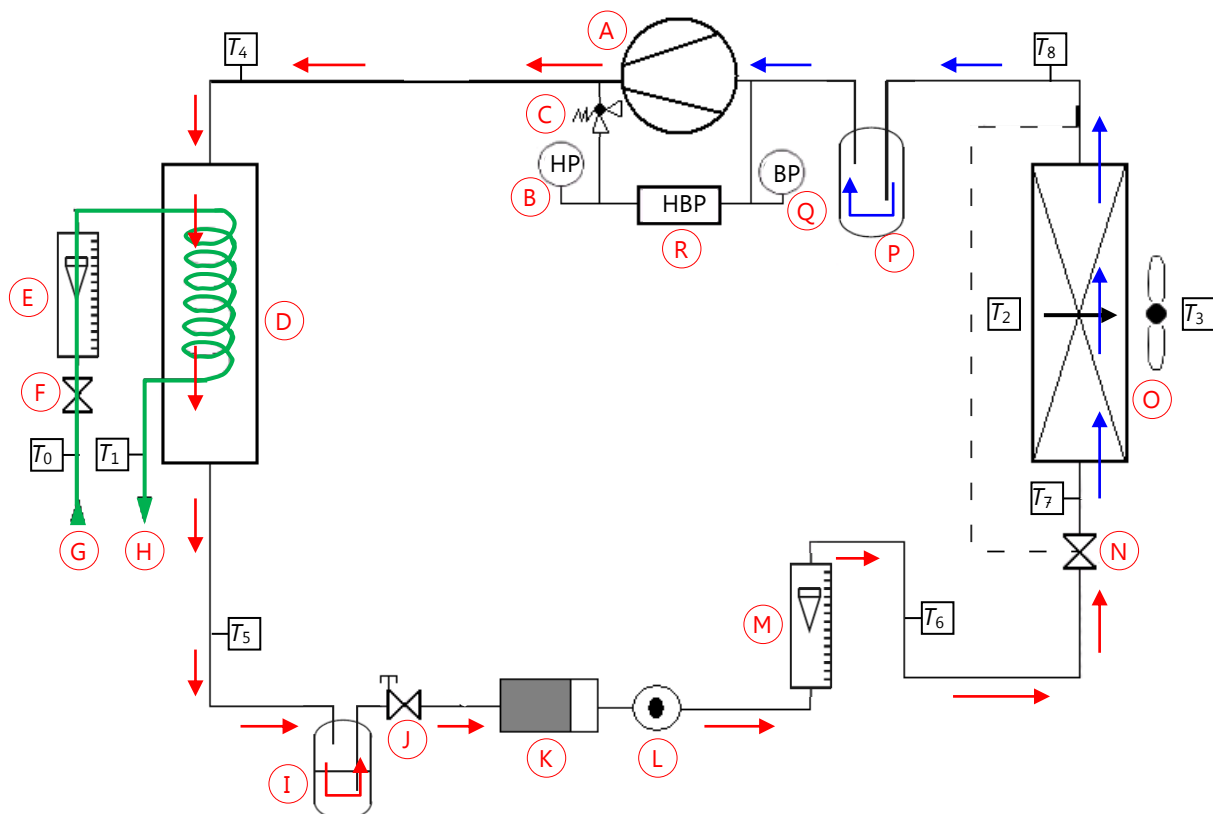
3.

n° sur photo	lettre du schéma	nom
19	A	Compresseur
17	N	Détendeur thermostatique à égalisation interne de pression
10	D	Condenseur à eau
18	O	Évaporateur à air
7	G	Tuyau d'entrée d'eau (simulant l'eau du circuit de chauffage ressortant des radiateurs)
8	H	Tuyau de sortie d'eau (simulant l'eau du circuit de chauffage allant vers les radiateurs)
5	E	Débitmètre à flotteur pour l'eau du condenseur
6	F	Vanne de réglage du débit d'eau
2		Sectionneur général électrique
13		Voltmètre et ampèremètre (mesure du courant et de la tension du compresseur)
11		Indicateur numérique de température
12		Douilles de raccordement pour la sélection de la température visualisée sur l'indicateur
14	B	Manomètre du fluide R134a (haute pression)
15	Q	Manomètre du fluide R134a (basse pression)
16	M	Débitmètre de fluide frigorigène R134a

4. Les mots clé pour répondre ont été soulignés.

- Le **compresseur** aspire le fluide frigorigène qui sort de l'évaporateur sous forme de vapeur. Il assure la compression de ce fluide frigorigène et le véhicule vers le condenseur ;
- Le **condenseur** transfère de la chaleur du fluide frigorigène au médium de refroidissement (ici de l'eau simulant l'eau du circuit de chauffage allant vers les radiateurs) afin de réchauffer ce dernier ;
- Le **détendeur** permet de faire passer le fluide d'une haute pression à une basse pression par une détente laminaire, et permet de réguler le débit de fluide frigorigène dans l'évaporateur ;
- L'**évaporateur** transfère la chaleur de l'air extérieur au fluide frigorigène ;
- Le **manomètre** permet de visualiser la pression du fluide frigorigène ;

5. et 8.



6. Le serpentin du condenseur (un échangeur thermique) est en cuivre car ce matériau est un bon conducteur thermique.

7. Au niveau du condenseur, le liquide qui coule n'est pas l'eau mais le fluide R134a : on peut observer la liquéfaction de ce fluide frigorigène.

8. Voir 5.

9. On peut vérifier quelles parties sont les plus chaudes et quelles parties sont les plus froides.

10. Travail maison à rendre pour la prochaine fois.

11.



En utilisant la documentation de l'évaporateur (modèle SHF 50S), on trouve que le débit d'air est de 190 m³/h soit $5,28 \times 10^{-2}$ m³/s.

$$12. \dot{q}_{m \text{ air}} = \rho_{\text{air}} \cdot \dot{q}_{V \text{ air}} = 1,2 \times 5,28 \times 10^{-2} = 6,3 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$$

$$13. \mathcal{P}_{\text{th air}} = \dot{q}_{m \text{ air}} \cdot c_{\text{air}} \cdot \Delta T_{\text{air}} = \dot{q}_{m \text{ air}} \cdot c_{\text{air}} \cdot (T_3 - T_2) = 6,3 \times 10^{-2} \times 1006 \times (14,2 - 20,3) = -3,9 \times 10^2 \text{ W}$$

La puissance du transfert thermique reçue par l'air vaut $-3,9 \times 10^2$ W, ce qui veut dire qu'il cède un transfert thermique de $3,9 \times 10^2$ W.

14. Dans l'évaporateur, en négligeant les pertes thermiques, le transfert thermique cédé par l'air est égal à celui reçu par le fluide frigorigène. Donc, si on ne parle que de transfert thermique "reçu", les deux sont de signes opposés :

$$\mathcal{P}_{\text{th évap}} = -\mathcal{P}_{\text{th air}} = 3,9 \times 10^2 \text{ W}$$

En clair, dans l'évaporateur, l'air cède un transfert thermique de $3,9 \times 10^2$ W qui est reçu par le fluide frigorigène.

15. En utilisant la documentation de l'évaporateur (modèle SHF 50S), on trouve que la puissance du transfert thermique est de 410 W. Cette valeur de $4,10 \times 10^2$ W est assez proche de celle obtenue expérimentalement ($3,9 \times 10^2$ W) car l'écart est d'environ 5 %.

$$16. \dot{q}_{m \text{ eau}} = \rho_{\text{eau}} \cdot \dot{q}_{V \text{ eau}} = 1000 \times 1,3 \times 10^{-5} = 1,3 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$$

$$17. \mathcal{P}_{\text{th eau}} = q_{m \text{ eau}} \cdot c_{\text{eau}} \cdot \Delta T_{\text{eau}} = q_{m \text{ eau}} \cdot c_{\text{eau}} \cdot (T_1 - T_0) = 1,3 \times 10^{-2} \times 4180 \times (27,8 - 17,5) = 5,6 \times 10^2 \text{ W}$$

18. Dans le condenseur, en négligeant les pertes thermiques, le transfert thermique reçu par l'eau est égal à celui cédé par le fluide frigorigène. Donc, si on ne parle que de transfert thermique "reçu", les deux sont de signes opposés :

$$\mathcal{P}_{\text{th cond}} = -\mathcal{P}_{\text{th eau}} = -5,6 \times 10^2 \text{ W}$$

19. Le fluide frigorigène reçoit de l'énergie de l'air extérieur au niveau de l'évaporateur mais il reçoit aussi de l'énergie au niveau du compresseur. C'est pourquoi il peut ensuite céder un peu plus d'énergie que simplement celle qu'il a reçue au niveau de l'évaporateur.

$$20. \mathcal{P}_{\text{élec}} = U \cdot I = 240 \times 1,4 = 3,4 \times 10^2 \text{ W} \quad \mathcal{P}_{\text{méca}} = \frac{85}{100} \mathcal{P}_{\text{élec}} = \frac{85}{100} \times 3,4 \times 10^2 = 2,9 \times 10^2 \text{ W}$$

21. Au cours d'un cycle de la machine thermodynamique, la somme des énergies échangées par le fluide frigorigène s'annule donc : somme énergies reçues + somme énergies cédées = 0.

Il doit donc en être de même pour les puissances moyennes.

$$\text{Cependant } \mathcal{P}_{\text{méca}} + \mathcal{P}_{\text{th cond}} + \mathcal{P}_{\text{th évap}} = (2,9 - 5,6 + 3,9) \times 10^2 = 1,2 \times 10^2 \text{ W} \quad \text{ce qui n'est pas du tout égal à zéro car}$$

$1,2 \times 10^2 \text{ W}$ n'est pas du tout négligeable face aux autres puissances (qui sont de l'ordre de quelques 10^2 W).

Donc le premier principe de la thermodynamique semble ne pas être vérifié.

Ces $1,2 \times 10^2 \text{ W}$ proviennent essentiellement de transfert thermique au niveau des conduites en cuivre qui ne sont pas isolées (entre autres entre les points 5 et 6 dont les températures devraient être les mêmes si tout était isolé idéalement).

$$22. \text{coefficient de performance } \text{COP} = \left| \frac{\text{transfert d'énergie utile}}{\text{transfert d'énergie dépensé}} \right| = \left| \frac{Q \text{ ou } W_{\text{utile}}}{Q \text{ ou } W_{\text{dépensé}}} \right| \text{ et donc } \left| \frac{\mathcal{P}_{\text{utile}}}{\mathcal{P}_{\text{dépensée}}} \right|$$

$$\text{Ici } \text{COP} = \left| \frac{\mathcal{P}_{\text{th cond}}}{\mathcal{P}_{\text{élec}}} \right| = \left| \frac{5,6 \times 10^2}{3,4 \times 10^2} \right| = 1,6 \quad \text{soit environ } 160 \text{ \%}.$$

Ce qui veut dire que pour chaque watt d'électricité consommé par la PAC, on récupère 1,6 watt thermique pour le chauffage.

Il en est de même pour les énergies : pour chaque joule d'énergie électricité consommé par la PAC, on récupère 1,6 joule d'énergie thermique pour le chauffage.

23. Le COP de cette PAC peut être (un peu) amélioré assez facilement en isolant les tuyaux pour éviter les pertes thermiques.

24. Au niveau du condenseur, le fluide caloporteur se refroidit (de $67,6 \text{ }^\circ\text{C}$ à $32,6 \text{ }^\circ\text{C}$) et l'eau se réchauffe (de $17,5 \text{ }^\circ\text{C}$ à $27,8 \text{ }^\circ\text{C}$). Ceci est conforme au second principe de la thermodynamique qui indique que le transfert thermique spontané entre deux corps se fait du corps le plus chaud vers le corps le plus froid (le plus chaud se refroidit et le plus froid se réchauffe).

On pourrait faire de même au niveau de l'évaporateur.

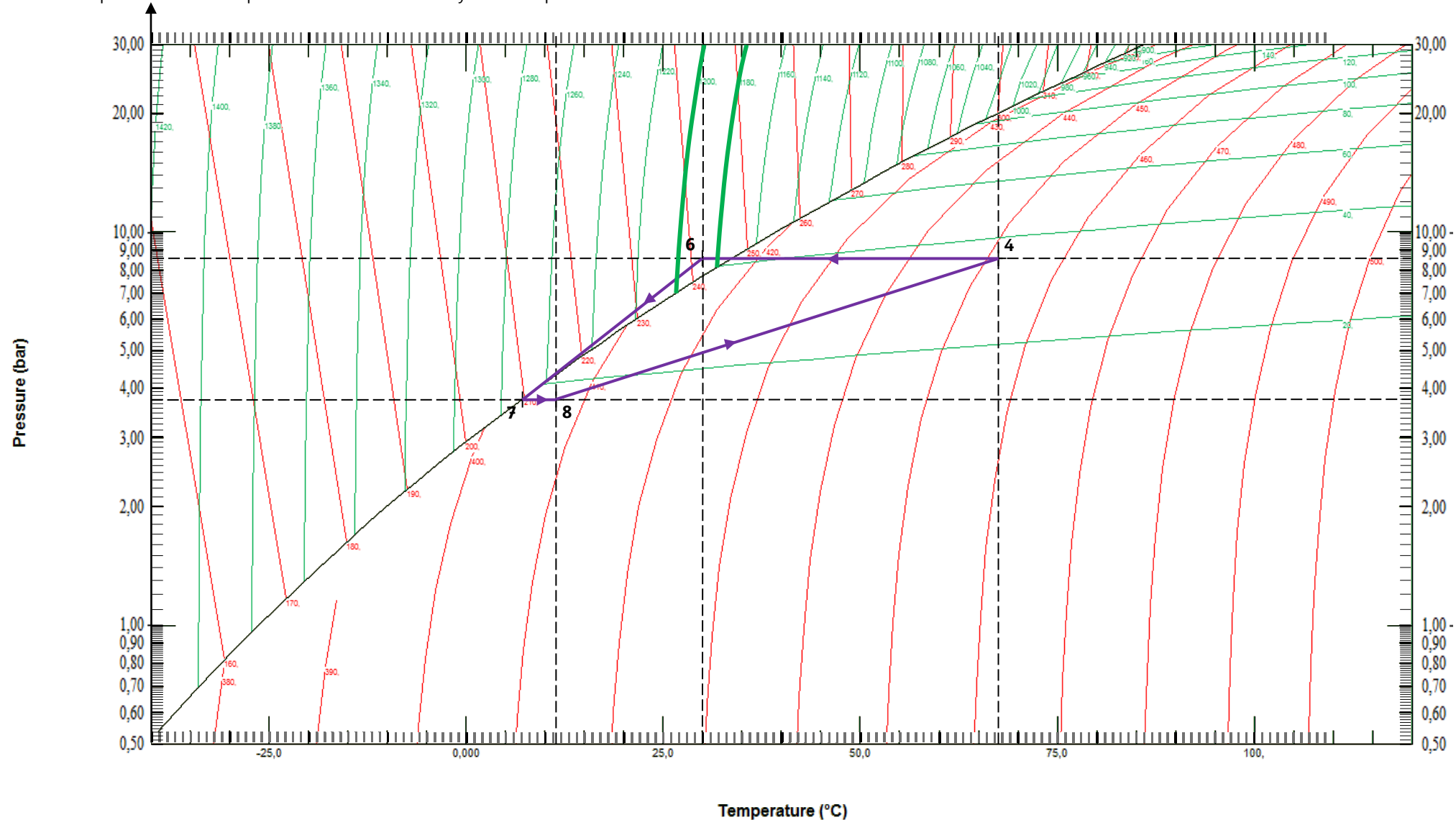
25. Point 4 (à l'entrée du condenseur) : haute pression $P_{4 \text{ abs}} = 8,6 \text{ bar}$ et $T_4 = 67,6 \text{ }^\circ\text{C} = 340,8 \text{ K}$

Point 6 (à l'entrée du détendeur) : haute pression $P_{6 \text{ abs}} = 8,6 \text{ bar}$ et $T_6 = 29,8 \text{ }^\circ\text{C} = 303,0 \text{ K}$

Point 8 (à la sortie de l'évaporateur) : basse pression $P_{8 \text{ abs}} = 3,7 \text{ bar}$ et $T_8 = 11,4 \text{ }^\circ\text{C} = 284,6 \text{ K}$

Point 7 (à la même pression que le point 8 mais sur la courbe d'équilibre liquide-vapeur)

Voir diagramme page suivante.



sur l'axe des abscisses (tout en bas et tout en haut) : température θ (en °C)
 sur l'axe des ordonnées (tout à gauche et tout à droite) : pression P (en bar)
 en noir : courbe d'équilibre liquide-vapeur (à gauche le liquide, à droite le gaz)
 en rouge : enthalpie massique H (de 10 en 10 kJ·kg⁻¹)
 en vert : masse volumique ρ (de 20 en 20 kg·m⁻³)

Diagramme pression-température du fluide R134a

26. (voir diagramme page précédente) Les points 4 et 8 sont à droite de la courbe d'équilibre liquide-vapeur (températures plus hautes) donc le fluide frigorigène y est totalement gazeux.
Le point 6 est à gauche de la courbe d'équilibre liquide-vapeur (températures plus basses) donc le fluide frigorigène y est totalement liquide.

27. (voir diagramme page précédente) Lorsqu'il est liquide (au point 6), la masse volumique du R134a est $\rho_{R134a} = 1190 \text{ kg/m}^3$ (entre les deux courbes vertes épaisses correspondant à 1200 kg/m^3 et 1180 kg/m^3).

$$\mathbf{28.} \quad q_{m \text{ R134a}} = \frac{m_{\text{R134a}}}{\Delta t} = \frac{\rho_{\text{R134a}} \cdot V_{\text{R134a}}}{\Delta t} = \rho_{\text{R134a}} \cdot \frac{V_{\text{R134a}}}{\Delta t} = \rho_{\text{R134a}} \cdot q_{VR134a} = 1190 \times 2,08 \times 10^{-6} = 2,48 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

29. Point 4 (à l'entrée du condenseur) : haute pression $P_{4 \text{ abs}} = 8,6 \text{ bar}$ et $T_4 = 67,6^\circ\text{C} = 340,8 \text{ K}$

Point 6 (à l'entrée du détendeur) : haute pression $P_{4 \text{ abs}} = 8,6 \text{ bar}$ et $T_6 = 29,8^\circ\text{C} = 303,0 \text{ K}$

Point 8 (à la sortie de l'évaporateur) : basse pression $P_{8 \text{ abs}} = 3,7 \text{ bar}$ et $T_8 = 11,4^\circ\text{C} = 284,6 \text{ K}$

Point 7 (à la même pression que le point 8 et à la même enthalpie H que le point 6)

Voir diagramme page suivante.

30. (voir diagramme page suivante) Les points 4 et 8 sont à droite de la courbe de saturation donc (d'après la légende du diagramme) le fluide frigorigène y est totalement gazeux.

Le point 6 est à gauche de la courbe de saturation donc (d'après la légende du diagramme) le fluide frigorigène y est totalement liquide.

31. (voir diagramme page suivante) Lorsqu'il est liquide (au point 6), la masse volumique du R134a est $\rho_{R134a} = 1190 \text{ kg/m}^3$ (entre les deux courbes vertes épaisses correspondant à 1200 kg/m^3 et 1180 kg/m^3).

32. Lors de la condensation à pression constante (point 4 au point 6) :

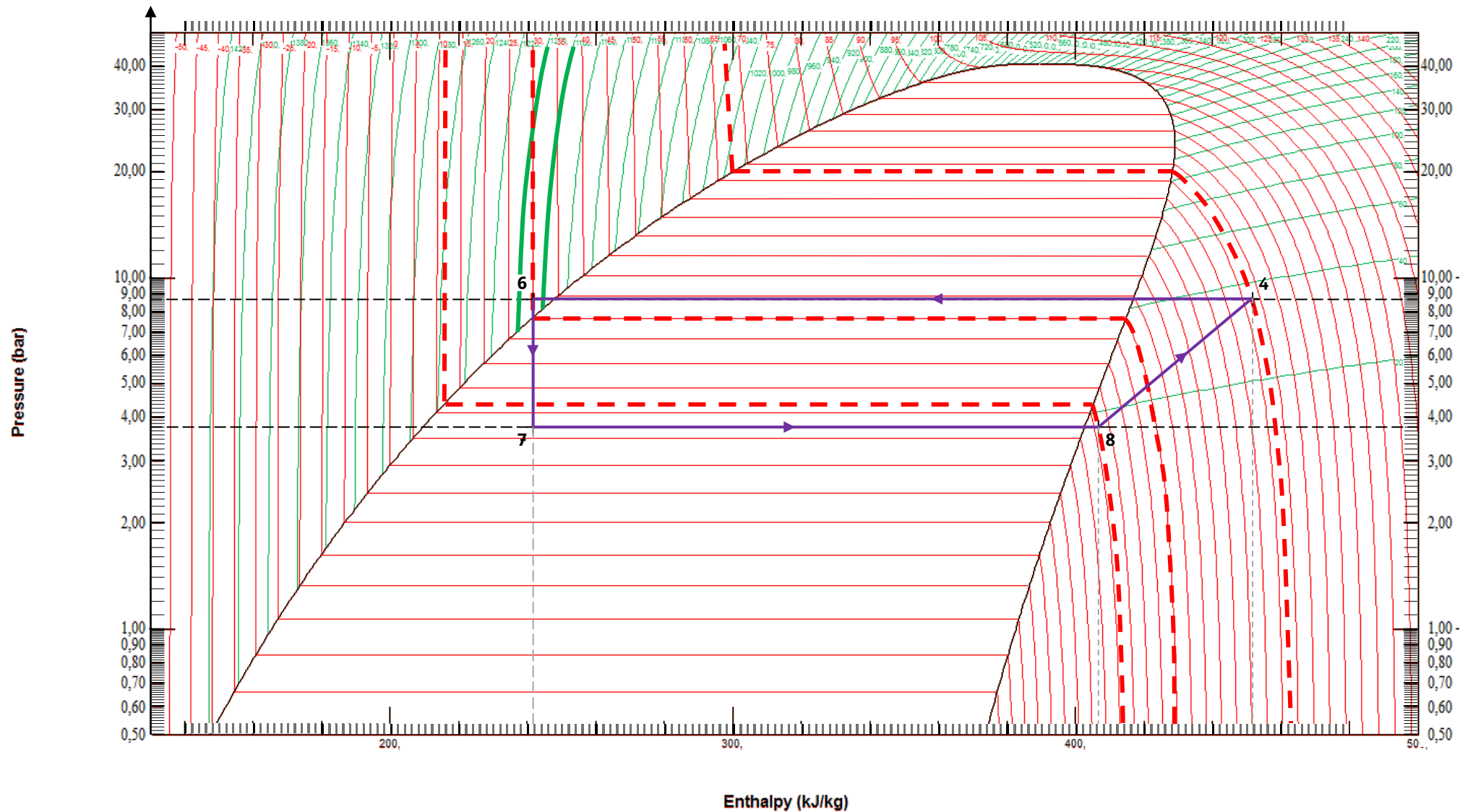
$$\mathcal{P}_{\text{th } 4-6} = q_{m \text{ R134a}} \cdot \Delta H_{4 \text{ à } 6} = q_{m \text{ R134a}} \cdot (H_6 - H_4) = 2,48 \times 10^{-3} \times (242 \times 10^3 - 452 \times 10^3) = -521 \text{ W} = -5,21 \times 10^2 \text{ W}$$

À la question 14 (en étudiant le réchauffement de l'eau du circuit de chauffage des radiateurs), nous avons trouvé $\mathcal{P}_{\text{th cond}} = -5,6 \times 10^2 \text{ W}$, ce qui est un résultat un peu différent (environ 7 % de différence), entre autres car les pertes d'énergie entre les points 5 et 6 ne sont prises en comptes que dans un seul des deux calculs.

33. Lors de l'évaporation à pression constante (point 7 au point 8) :

$$\mathcal{P}_{\text{th } 7-8} = q_{m \text{ R134a}} \cdot \Delta H_{7 \text{ à } 8} = q_{m \text{ R134a}} \cdot (H_8 - H_7) = 2,48 \times 10^{-3} \times (407 \times 10^3 - 242 \times 10^3) = 409 \text{ W} = 4,09 \times 10^2 \text{ W}$$

À la question 15 (en étudiant le refroidissement de l'air extérieur), nous avons trouvé $\mathcal{P}_{\text{th évap}} = 3,9 \times 10^2 \text{ W}$, ce qui est un résultat un peu différent (environ 5 % de différence), entre autres car les pertes d'énergie entre les points 5 et 6 ne sont prises en comptes que dans un seul des deux calculs.



sur l'axe des abscisses (tout en bas et tout en haut) : enthalpie massique H (en $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)

sur l'axe des ordonnées (tout à gauche et tout à droite) : pression P (en bar)

en noir : courbe de saturation (à gauche le liquide, à droite le gaz, sous la courbe le mélange liquide-gaz en équilibre)

en rouge : température θ (de 5 en 5 $^{\circ}\text{C}$)

en vert : masse volumique ρ (de 20 en 20 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)

Diagramme pression-enthalpie du fluide R134a