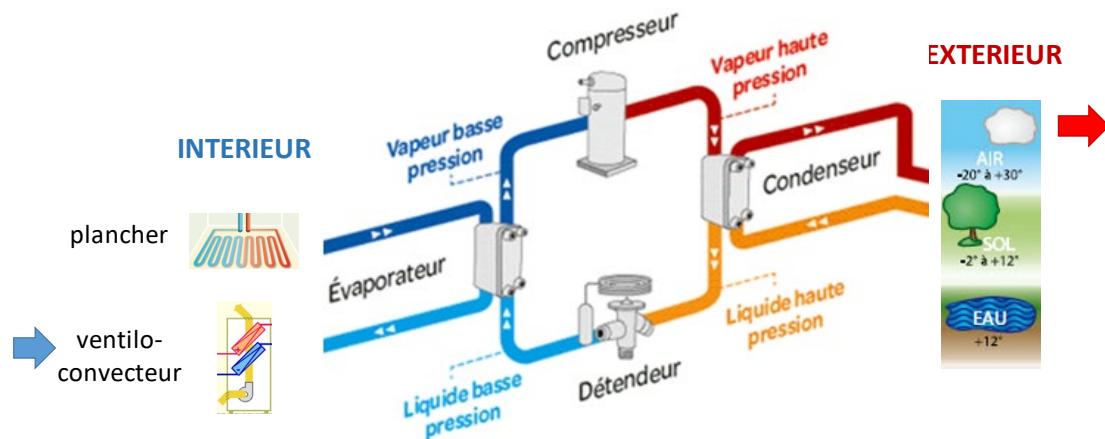


Etude du groupe de production d'eau glacée

Un système de climatisation a pour fonction de refroidir l'air d'un bâtiment en prélevant de la chaleur du bâtiment (source froide à T_f) pour l'évacuer à l'extérieur (source chaude à $T_c > T_f$). Le fait de faire passer la chaleur, à l'inverse, d'une source froide à une source chaude nécessite en contrepartie un travail fourni généralement par un compresseur. Le fonctionnement du système de climatisation est l'inverse de celui d'une pompe à chaleur qui absorbe la chaleur de l'environnement extérieur, qui fait office de source froide dans ce cas, pour la restituer au bâtiment (source chaude). Ces machines peuvent être « réversibles », c'est-à-dire, refroidir ou chauffer un bâtiment par inversion du cycle.



L'environnement extérieur est le plus souvent l'air mais on peut utiliser l'eau d'un lac ou d'une rivière ou le sol.

Pour fixer les idées, on s'intéresse par la suite à un système de climatisation air/eau, autrement appelé Groupe de Production d'Eau Glacée¹ à condensation à air. Le GPEG est en contact direct avec la source chaude (l'air extérieur) et en contact indirect avec la source froide (l'air intérieur) via un circuit d'eau. Il est courant dans les immeubles de bureaux de refroidir les locaux via des unités terminales de type ventilo-convecteurs, lesquelles sont alimentées par de l'eau glacée produite par le GPEG.

Les conditions de dimensionnement dans lesquelles l'installation doit pouvoir fonctionner imposent de connaître les températures de l'air extérieur et de l'eau glacée que l'on se fixe pour le dimensionnement des unités terminales. Nous choisirons ici les conditions nominales définies dans la norme NF14 511 : $T_{\text{entrée Eau Glacée}} = 12^\circ\text{C}$, $T_{\text{sortie Eau Glacée}} = 7^\circ\text{C}$ et $T_{\text{air extérieur}} = 35^\circ\text{C}$. La puissance requise pour refroidir le bâtiment est de 250 kW².

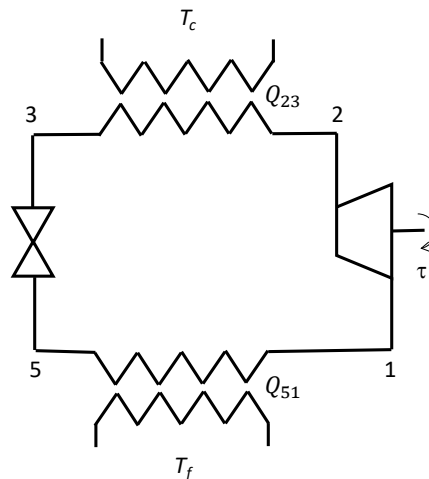
¹ On parle aussi de groupe refroidisseur de liquide.

² Cette puissance a été établie pour une température extérieure de dimensionnement de 31°C. La puissance frigorifique du GPEG diminue un peu quand la température extérieure augmente, de l'ordre de quelques % par °C. Prendre un GPEG avec une puissance frigorifique de 250 kW à 35°C de température extérieure revient à surdimensionner l'équipement par rapport au besoin.

Le transfert a lieu par l'intermédiaire d'un « fluide de travail » qui décrit un cycle ; nous choisissons le HFA 134a, dont les propriétés sont données dans COOLPROP et dont un diagramme est joint. Il passe successivement :

- Dans un compresseur qui élève sa pression et sa température à une valeur $> T_c$,
- Dans un premier échangeur de chaleur (condenseur) en contact avec la source chaude à $T_c = 35^\circ\text{C}$, où il cède une quantité de chaleur $-\dot{Q}_{23}$, car sa température y est supérieure à T_c ,
- Dans un détendeur (vanne de laminage) qui abaisse sa pression et sa température aux valeurs d'entrée du premier échangeur, et sert à régler le débit,
- Dans un deuxième échangeur de chaleur (évaporateur) en contact avec le circuit des ventilo-convecteurs à $T_f = 7^\circ\text{C}$, où il absorbe une quantité de chaleur \dot{Q}_{51} , car sa température y est inférieure à T_f ,

Le schéma ci-dessous résume ces éléments.



- 1) Le fluide servant au transfert a été choisi de manière à pouvoir profiter de ses changements d'état liquide-vapeur. Ceci a plusieurs avantages : le laminage permet ainsi un abaissement de température important et les échanges de chaleur peuvent se faire à température constante, limitant ainsi les irréversibilités.

Concevoir un cycle raisonnable et le tracer sur le diagramme, en n'oubliant pas qu'un appareil de dimensions et de coûts finis, comporte toujours certaines irréversibilités, nécessaires pour assurer une vitesse suffisante aux échanges. En particulier, on prendra 5 K comme valeur du « pincement », écart minimal de température entre les deux fluides dans les échangeurs.

On déterminera les états du fluide aux points 1 à 5 du schéma, d'abord en supposant le compresseur parfait, puis doté d'un « rendement isentropique » $\eta = 0,8$. Ceci veut dire que le travail utile à fournir pour passer d'une pression à une autre vaut $1/\eta$ fois le travail nécessaire dans une transformation parfaite.

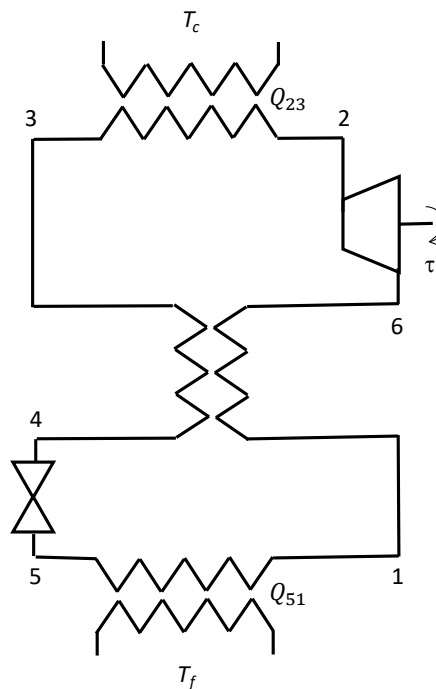
- 2) De façon analogue aux pompes à chaleur pour lesquelles on définit un coefficient de performance (COP) pour caractériser l'efficacité calorifique, on définit un ratio d'efficacité énergétique (EER³) appelé aussi efficacité frigorifique des unités de climatisation par

³ On parle aussi de COP froid

$$\epsilon = \frac{Q_{51}}{\tau}$$

L'exprimer en fonction de Q_{23} et de τ . Donner aussi son expression pour un cycle de Carnot, et comparer sa valeur avec celle du cycle défini à la question précédente. Calculer ensuite le débit de fluide nécessaire pour assurer une puissance de refroidissement de 250 kW.

- 3) On vient de voir que l'efficacité croît avec Q_{51} . Or le schéma précédent lui impose une limite impossible à franchir. Pour améliorer l'appareil, il faut ajouter un échangeur intermédiaire, comme ci-dessous.



Tracer le nouveau cycle correspondant à ce schéma, en ajustant au mieux les états 4 et 6. **Déterminer son efficacité.** On constate qu'elle a augmenté, mais ce n'est le seul avantage du nouveau schéma. **Calculer le nouveau débit de fluide nécessaire pour assurer la même puissance de refroidissement. Qu'en déduire sur le coût ?**

- 4) On peut reprocher à l'efficacité de manquer de généralité et chercher un critère plus général pour caractériser la qualité de l'appareil, applicable pour d'autres machines ou processus. C'est ce que permet de faire un bilan d'exergie. **Ecrire ce bilan, et proposer une expression pour le « rendement exergetique » du système de climatisation. Déterminer les valeurs pour les deux cycles précédents.**
On peut aussi montrer que l'expression ainsi obtenue est identique au rapport des efficacités de la machine réelle et de la machine idéale, qui fonctionnerait sans aucune irréversibilité.