

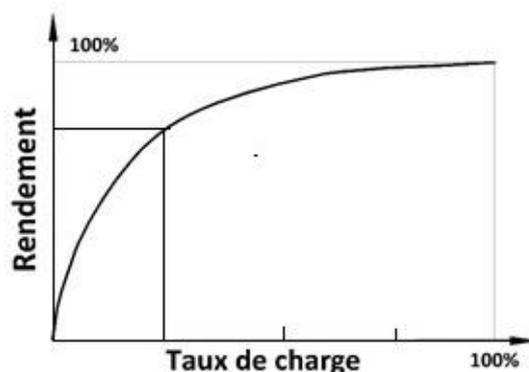
La satisfaction du besoin thermique

Le problème du surdimensionnement

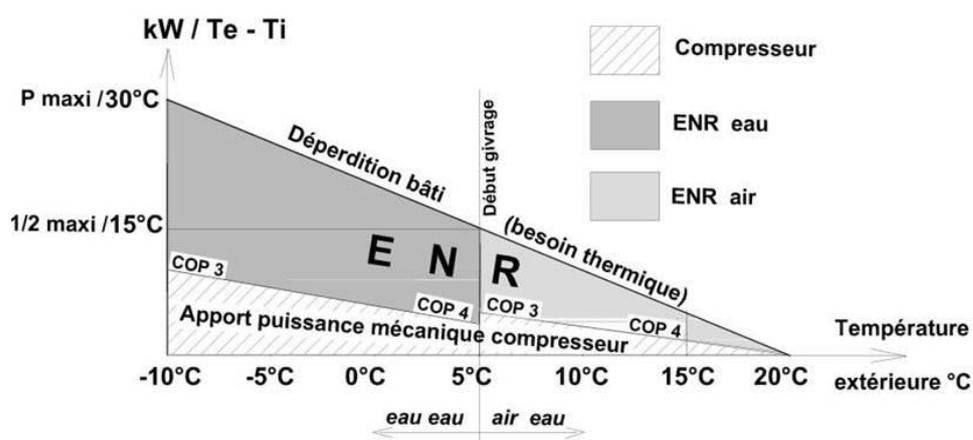
Le surdimensionnement fréquent des anciennes chaufferies trouve son origine dans le fonctionnement en *tout ou rien* des anciennes chaudières et dans le fait que les chauffagistes ou les bureaux d'étude avaient, dans les années soixante, pour habitude de prendre des « marges » pour « être sûrs ».

Cette pratique a non seulement fait du tort à l'utilisateur en affectant la consommation de combustible des chaudières, elle a aussi affecté la filière du chauffage thermodynamique qui doit être dimensionnée pour le besoin, guère plus.

En raison de ce surdimensionnement, les anciennes chaudières fonctionnent encore trop souvent à charge partielle avec un rendement dégradé. Par habitude, lorsque le chauffage thermodynamique a fait son apparition, les bureaux d'étude ont continué à surdimensionner les équipements avec les conséquences désastreuses qui en ont résulté pour la régulation des pompes à chaleur, qui fonctionnaient au départ elles aussi avec des régulations en *tout ou rien* du type *on-off*.



Un taux de charge de 25 % affecte le rendement de près de 30 %



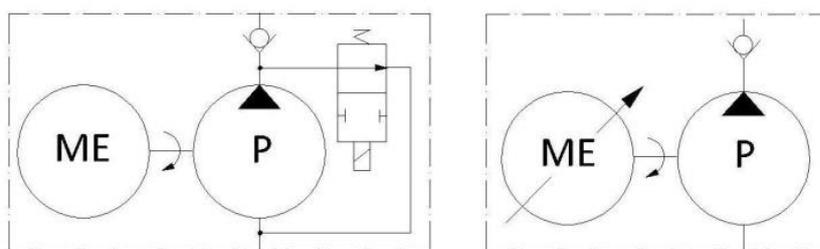
Il peut être intéressant, pour améliorer la pérennité et éviter le dégivrage et la formation de glace en terrasse, de satisfaire le besoin thermique des immeubles en prélevant l'énergie renouvelable dans l'air et dans l'eau, selon la saison. Quelle que soit la nature de ce prélèvement, la puissance thermique dissipée par le bâti d'un bâtiment (besoin thermique) est directement proportionnelle à la différence de température entre la température intérieure (exemple ci-dessus pour 20 °C) et la température extérieure. Le principe de conservation de l'énergie appliqué au fluide caloporteur d'une pompe à chaleur permet d'écrire que cette puissance perdue dans le bâti est égale à la puissance prélevée dans l'environnement (En), majorée de la puissance électrique utile au compresseur (hachures). La puissance prélevée dans l'environnement (EnR) est indiquée en gris clair lorsque le prélèvement s'effectue dans l'air pour les températures supérieures à 5 °C et en gris foncé lorsqu'il s'effectue dans l'eau pour les températures inférieures. La puissance électrique utile au compresseur est convertie en énergie mécanique par le moteur électrique d'entraînement du compresseur, avant d'être transformée en chaleur lors de la compression du fluide caloporteur à l'état gazeux. À noter que cette consommation électrique payée par l'utilisateur est fournie directement sous forme thermique par la combustion du gaz dans le cas des pompes à chaleur à absorption. Ces dernières, en raison d'un COP inférieur à celui

des PAC à compresseur, prélèvent moins d'énergie dans l'environnement (EnR). Elles sont aussi moins intéressantes en termes d'émission de gaz à effet de serre que les PAC à compresseur, dans la mesure où ces dernières tirent leur apport d'énergie extérieur de l'électricité, énergie primaire moins génératrice de gaz à effet de serre que la combustion.

Il convient donc de *dimensionner les installations en fonction du besoin*. Avec les pompes à chaleur à compresseur, la puissance utile sur les compresseurs augmente lorsque la température extérieure diminue (voir performances des pompes à chaleur). On constate que les PAC à compresseur aérothermique qui prélèvent la chaleur renouvelable dans l'air ambiant voient alors leur COP diminuer lorsque la température extérieure baisse. On doit en tenir compte de telle sorte que la puissance électrique utile reste raisonnable, la relève étant assurée par la combustion, ou dans le cas présent par l'eau lorsque le COP devient trop faible. On améliore ainsi l'efficacité de la chaufferie et le facteur de marche de la pompe à chaleur. La pompe à chaleur doit pouvoir modifier à volonté le débit du fluide caloporteur pour répondre au besoin thermique. Pour y parvenir, deux solutions sont envisageables. Le compresseur de la PAC peut être entraîné à vitesse variable ou être équipé d'un dispositif de mise à vide séquentiel permettant de l'entraîner à vitesse constante.

Les compresseurs à vitesse variable

Les anciennes régulations du type on-off avaient un moins bon rendement que les compresseurs des PAC modernes avantageusement entraînés par des moteurs électriques équipés d'un variateur de vitesse électronique (on parle d'inverter), et ceci que les compresseurs soient à pistons ou à vis. La variation de vitesse procure en effet une amélioration notable des performances, la modulation de la puissance pouvant parfois se faire entre 20 et 115 % de la valeur nominale de la pompe à chaleur. L'adaptation de cette puissance, en fonction des besoins qui changent selon la saison, permet d'importantes économies d'énergie primaire par rapport aux solutions avec régulation tout ou rien (économie d'énergie allant jusqu'à 30 %, selon le manuel coédité par l'Ademe et le BRGM).



Les deux technologies : à gauche, l'entraînement à vitesse constante pour les petites puissances avec le dispositif de mise à vide électronique (voir les compresseurs à spirales page 98) et à droite, pour les puissances importantes l'entraînement par moteur électrique à vitesse variable bien connu des électriciens entraînant une pompe à vis ou à pistons.

Les compresseurs type « digital scroll » à vitesse constante

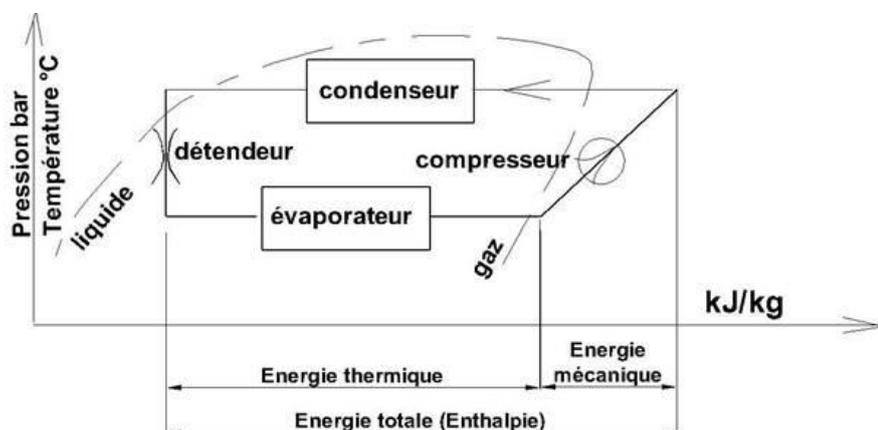
Du fait de leur conception interne, les pompes type *Scroll* peuvent être avantageusement entraînées par des moteurs électriques asynchrones triphasés standards et bon marché, tout en modulant le débit du fluide caloporteur. Elles sont mieux lubrifiées du fait de la vitesse constante et ont de ce fait une plus grande longévité. La modification et le réglage du débit du fluide caloporteur sont obtenus mécaniquement par un jeu mécanique de l'ordre du mm pouvant être supprimé en rendant étanches les spirales du compresseur scroll ou non. Le rendement est amélioré par rapport à l'ancienne régulation du type on-off, la puissance délivrée par la pompe à

chaleur pouvant varier de la puissance nominale à 10 % de cette dernière. La suppression ou l'obtention du jeu est assurée par des impulsions électriques de largeur calibrée avec une période de l'ordre de trente secondes. Le seul inconvénient est la fuite de gaz qui s'établit temporairement. Cette fuite a pour conséquence de diminuer le rendement qui est cependant amélioré par rapport à la solution avec régulation tout ou rien. La disposition avec le montage tandem, les compresseurs étant disposés en parallèle avec un fonctionnement en cascade, diminue la puissance des moteurs asynchrones qui sont le plus souvent prévus à 3 000 tr/mn.

Le fluide caloporteur

Il convient maintenant de parler du fluide caloporteur. On sait que des transferts thermiques peuvent s'effectuer en raison de la *chaleur spécifique* de la matière lorsque celle-ci est soumise à des variations de température. Des transferts thermiques peuvent aussi s'effectuer alors que la température et la pression restent constantes lorsque le corps change d'état, en passant de la phase liquide à la phase gazeuse ou inversement. Ces transferts thermiques peuvent être quantifiés lorsque l'on connaît la *chaleur latente massique* d'un corps pur, aussi appelée *enthalpie massique* de transition. L'énergie mise en jeu lors d'une réaction qui génère du froid et absorbe de la chaleur est dite *endothermique* et est considérée comme positive pour le système qui la reçoit. À l'inverse, une réaction exothermique est celle qui dégage de la chaleur. L'enthalpie est en quelque sorte de la chaleur emmagasinée à l'intérieur d'une unité de masse de matière, quantité de chaleur se libérant lors du changement d'état de cette matière. Ainsi, après avoir été comprimé sous forme gazeuse dans le compresseur, le fluide caloporteur se liquéfie lors de sa condensation et transmet une grande quantité de chaleur dans le primaire de l'échangeur constituant le condenseur. Cet échangeur pouvant être à plaques ou du type tubulaire selon la pression requise par le fluide caloporteur. Lors de ce changement de phase à pression sensiblement constante, le système échange avec l'extérieur une quantité de chaleur par kilogramme de corps pur appelée « chaleur latente (massique) de transformation ». Chaque corps a une chaleur latente de vaporisation différente. Celle de l'eau, qui a pour valeur $2\,250 \times 10^3$ Joule/kg (voir « Vous avez dit enthalpie »), est différente de celle des fluides caloporteurs tels que le R410a, le R134a et le R744 (en pratique du gaz carbonique) ou autre fluide caloporteur utilisé dans les pompes à chaleur modernes. La variation d'enthalpie du fluide caloporteur s'exprime en Joule/kg. L'*enthalpie massique* est la quantité d'énergie thermique nécessaire pour réaliser, de façon *réversible*, à température et pression constantes, la transition de phase de l'unité de masse d'un corps.

Le diagramme de Mollier ci-dessus illustre les transferts d'énergie générés à pression et à température sensiblement constante par la chaleur latente ou enthalpie de transition de phase du fluide caloporteur.



Modélisation du système pompe à chaleur – immeuble

On a vu au titre de la « conservation de l'énergie » que le système constitué par un immeuble et sa chaufferie se comporte sur le plan thermique comme une fonction linéaire du premier ordre

avec :

$$\frac{\theta}{P} = \frac{1}{\zeta S(1 + \tau p)} \quad 1)$$

et une constante de temps $\tau = \tau_1 + \tau_2 = (V_a c_a + m_b c_b) / \zeta S$ 2)

CQFD

L'air contenu dans les appartements a peu d'influence sur l'inertie thermique d'un immeuble. C'est surtout la chaleur spécifique c_b des planchers en béton et, à un degré moindre, celle des murs qui conditionne la constante de temps thermique de celui-ci. Ceci particulièrement si l'isolation des murs est faite par l'intérieur.

Les transferts thermiques qui s'effectuent dans les deux échangeurs de température constituant le condenseur et l'évaporateur d'une pompe à chaleur *eau eau* sont fonctions du débit du fluide caloporteur véhiculé par le compresseur de cette dernière. La connaissance de la « chaleur latente (massique) de transformation » appelée aussi l'*enthalpie* du fluide caloporteur e_f exprimé en kJ/kg et de son débit massique Q_f exprimé en kg/s permet de trouver la puissance P en kW développée au primaire de l'échangeur à plaque du condenseur :

$$P = e_f Q_f = c_e Q_e \Delta\theta_e \quad 3)$$

Cette puissance est proportionnelle à la chute de température $\Delta\theta_e$ de l'eau dans le secondaire de cet échangeur à savoir : $\Delta\theta_e = T_e - T_s$, (voir « le transport de l'énergie »).

On obtient, en remplaçant P venant de l'enthalpie dans 1) :

Échangeur à eau

$$\frac{\theta_a}{Q_e} = \frac{c_e \Delta\theta_e}{\zeta S(1 + \tau p)} \quad 4)$$

Ou enthalpie

$$\frac{\theta_a}{Q_f} = \frac{e_f}{\zeta S(1 + \tau p)} \quad 5)$$

Les fonctions de transfert 4) et 5) n'ayant pas d'intégrateur, il est nécessaire de prévoir un correcteur du type intégrateur pour supprimer l'erreur statique et obtenir une régulation de température correcte. Un correcteur PID type intégrateur ayant la même constante de temps

$\tau = (V_a c_a + m_b c_b) / \zeta S = RC$ que celle de l'immeuble avec ses planchers en béton et ayant la fonction de transfert suivante.

Un correcteur du type $\frac{1 + \tau p}{\tau p}$ est parfaitement adapté. La fonction de transfert globale du système

immeuble + correcteur en boucle ouverte obtenue avec ce correcteur :

$$\frac{\theta_a}{Q_f} = \frac{e_f}{\zeta S(1 + \tau p)} \times \frac{1 + \tau p}{\tau p} = \frac{e_f}{\tau \zeta S p}$$

correspond à un système stable qui déphase de 90° à toutes les fréquences.

En remplaçant p par $j\omega$ on a : $\frac{\theta_a}{Q_f} = \frac{e_f}{\tau \zeta S \omega j}$ représentatif du système global en amplitude et en phase. En multipliant haut et bas par le nombre imaginaire j on obtient :

$$\frac{\theta_a}{Q_f} = - \frac{e_f}{\tau \zeta S \omega} j \quad (j^2 = -1).$$

Pour $\omega = 1/\tau$ le module de ce nombre imaginaire est égal à : $\left| \frac{\theta_a}{Q_f} \right| = \frac{e_f}{\zeta S}$ 6)

La formule est bien homogène puisque les deux termes $e_f Q_f$ et $\zeta S \theta_a$ sont bien égaux et représentatifs de la puissance émise par la PAC pour le premier terme et dissipée par déperdition dans les parois de l'immeuble pour le deuxième terme.

Le terme $e_f Q_f$ est très comparable au terme $PCI \times q$ correspondant à la puissance délivrée par un brûleur de chaudière en faisant le produit du débit instantané de fioul q exprimé en kg/s par le pouvoir calorifique inférieur du fioul ($PCI = 12 \text{ kWh/kg}$).

Les compresseurs d'une pompe à chaleur à compression fonctionnent avec un fluide à l'état gazeux et sont montés en parallèle. Leur conception change selon la puissance.

Les compresseurs à spirale type *Scroll*, jusqu'à environ 25 kW en puissance électrique, peuvent être à pistons ou à vis pour les puissances supérieures. Après avoir déterminé les gains de boucle compatibles avec la stabilité d'un tel système, une étude passionnante pourrait consister à définir les conséquences sur le confort des occupants de la perturbation extérieure provenant des modifications de températures entre le jour et la nuit.

Nota : L'évaporateur de la PAC *air eau* est constitué par un radiateur à ailette équipé d'une soufflante plus bruyante, le plus souvent installé en terrasse, d'un design comparable aux radiateurs de refroidissement des moteurs à combustion interne sur les voitures.

Notations

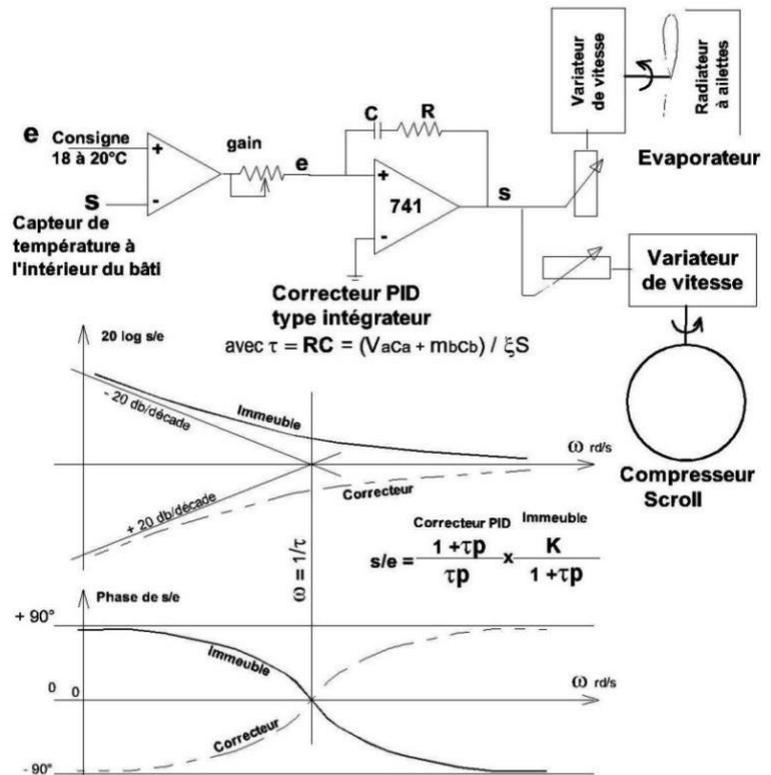
c_b	Chaleur spécifique des planchers et des murs (béton)	kJ/kg et °C
c_a	Chaleur spécifique de l'air du logement	kJ/kg et °C
c_e	Chaleur spécifique de l'eau	kJ/kg et °C
e_f	Enthalpie du fluide caloporteur	kJ/kg
P	Puissance développée par la PAC	kW
ζ	Coefficient de déperdition moyen du bâti	kW/m ² et °C
S	Surface de déperdition	m ²
θ_a	Température de l'air à l'intérieur du bâti	°C
T_e	Température au primaire de l'échangeur du condenseur	°C
T_s	Température du retour	°C
Q_f	Débit du fluide caloporteur	kg/s
Q_e	Débit d'eau dans le primaire de l'EP du condenseur	kg/s

La régulation de température moyenne dans l'immeuble peut ainsi être assurée avantageusement en combinant un régulateur PID et un variateur de vitesse électronique. Le correcteur PID, de type intégrateur, on vient de le voir, est indispensable sinon vivement souhaitable. Calé correctement en fréquence par rapport à la constante de temps τ de l'immeuble, il supprime l'erreur statique pouvant être importante et améliore la précision de la régulation.

Exemple de calcul du correcteur intégrateur.

Bien que ce type de correcteur puisse être numérique, on trouve des composants analogiques standards (capacité, ampli opérationnel et résistance) compatibles avec la constante de temps τ importante d'un immeuble. Pour $\tau = 300\,000$ s et $C = 100$ microfarads R a pour valeur $R = \tau/C = 300\,000 / (100 \times 10^{-6}) = 3\,000$ m Ω .

Pour le lecteur qui peine à assimiler l'aspect théorique, l'utilité du correcteur type intégrateur se comprend aussi intuitivement : lorsque la consigne de température est égale au retour qui vient du capteur de température installé à l'intérieur du bâti, l'erreur de température est nulle. Cela ne signifie pas pour autant que la vitesse du compresseur (ou le débit du fluide caloporteur selon le type de compresseur retenu) doit l'être aussi puisque celle-ci dépend essentiellement de la puissance qui doit être fournie pour maintenir la température dans l'habitation à la température souhaitée.



Voir lien système 1^{er} ordre (Cas 4)

On comprend donc l'importance d'un tel PID qui intègre la différence entre la consigne et la rétroaction en augmentant la vitesse d'entraînement du compresseur en conséquence. La consigne e proche de 20 °C est gérée par une décision du conseil syndical, en accord avec tous les copropriétaires. Ceci dit, chaque copropriétaire devrait avoir le pouvoir de moduler légèrement la température dans son appartement de quelques degrés, de part et d'autre de e , sans avoir à ouvrir ses fenêtres. Concernant ces réglages privés, quelques sociétés dont la société allemande **Stieble**, commencent à acquérir l'expérience de la régulation des pompes à chaleur à compression dans le contexte d'une copropriété. Cette régulation permet à chaque copropriétaire, sous réserve de disposer d'un réseau de chauffage propre et bien filtré et d'un immeuble correctement équilibré thermiquement, de régler simplement la température dans son appartement de part et d'autre de la température moyenne de 20 °C avec une commande centralisée. Pour obtenir cette fonction, la société **DANFOSS** expérimente également des soupapes thermostatiques nouvelle génération et la société **EMAP** commercialise des ventilo-convecteurs hydrauliques améliorant la convection du radiateur.

Produire l'énergie thermique intelligemment, en dosant le prélèvement de cette dernière dans notre environnement, tel est le challenge des pompes à chaleur à compresseur modernes.