

L'avenir m'intéresse *

La production des EnR avec l'air, le sol ou l'eau ?

😊 **1** Avec l'air et l'eau où comment l'hydraulique industrielle assiste le génie climatique

Il devient urgent de réduire les émissions de gaz à effet de serre, de réduire le prix du kWh thermique et d'intégrer les énergies renouvelables dans notre mode de vie. Pour produire des EnR thermique dans de bonnes conditions la question essentielle qui se pose est de savoir s'il est préférable de prélever l'énergie thermique environnante dans l'air, dans le sol, ou dans l'eau ou même pourquoi pas dans deux de ces éléments au sein d'une même chaufferie. La figure ci-dessous visualise pour exemple une solution technique de ce type qui pourrait éventuellement être expérimentée pour le chauffage urbain dans l'ancien en remplacement de la combustion des produits fossiles. Le chauffage thermodynamique ayant pour vocation de prélever son énergie dans l'environnement n'est-t-il pas logique que la pompe à chaleur fasse ce prélèvement en s'adaptant à la température ambiante extérieure. Il n'est pas question ici de produire du froid lorsqu'il fait chaud mais *d'aller à l'essentiel* en produisant uniquement du chaud lorsqu'il fait froid. L'air, l'eau, ainsi que les variateurs de vitesse électriques y joueraient un rôle de premier plan en collaboration avec les échangeurs de température à contrecourant étanches. L'association de la thermodynamique moderne et de l'hydraulique industrielle devrait en effet permettre prochainement à la pompe à chaleur à compresseur de n'être plus dépendante que de l'électricité assurant ainsi à la France son indépendance énergétique en ce qui concerne le chauffage urbain sans qu'il soit besoin de recourir au gaz de schiste.

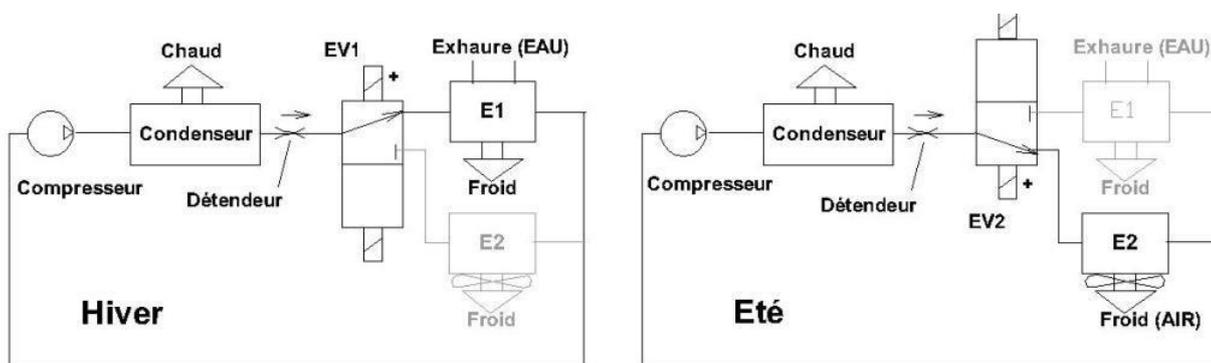


Figure 1

La combinaison de deux évaporateurs distincts tirant leur énergie dans l'air pendant l'été lorsque la rivière est à l'étiage, et dans l'eau de la rivière ou sa nappe libre en période hivernale lorsque l'eau est abondante améliore les performances de la pompe à chaleur et facilite l'entretien de l'exhaure pendant l'été dans le cas du pompage de l'eau dans une nappe libre en liaison avec la rivière. Il est ainsi possible de combiner les avantages d'une PAC à compresseur air eau avec ceux d'une PAC à compresseur eau eau en adjoignant sur le circuit du fluide caloporteur une électrovalve 3 voies. La production d'énergie thermique renouvelable assurant le chauffage urbain dans l'ancien serait ainsi assurée au rythme des saisons :

* C'est là où j'ai l'intention de passer mes prochaines années (Woody Allen)

L'avenir m'intéresse

1. Par l'évaporateur aquathermique E1 en hiver lorsque la nappe phréatique est au plus haut et ceci sans que le rendement ne soit affecté par le dégivrage inconvénient majeur de la PAC aérothermique avec l'évaporateur en terrasse et formation de glace (EV1 sous tension).
2. Par l'évaporateur aérothermique E2 en été lorsque la rivière est à l'étiage avec un risque de manque d'eau. (EV2 sous tension).

Pour compréhension du fonctionnement des deux modes de marche et de la disposition des organes le lecteur peut se reporter à la page 76. La PAC à compresseur arriverait ainsi à maturité avec l'assurance de la performance quel que soit la saison et en conséquence un retour économique amélioré et une maintenance plus facile améliorant la pérennité du chauffage. Il est en effet possible avec ce double prélèvement dans l'air et dans l'eau d'améliorer la pérennité du fonctionnement et le prélèvement des EnR en facilitant l'entretien de l'exhaure en période estivale ou en mi saison. Dans ce cas le prélèvement de l'énergie EnR au titre de l'ECS peut se faire dans l'air hors saison de chauffe.

La température de l'air

La température minimum de l'air en hiver varie selon les régions de l'hexagone. A cette variation évoquée précédemment à l'occasion de la RT 2012 s'ajoute celle constatée entre le jour et la nuit comme indiqué sur la figure ci-dessous.

Il serait irréaliste et inutile d'espérer corriger les variations de température entre le jour et la nuit en prenant la température extérieure comme référence. Ceci compte tenu de la constante de temps très importante des immeubles avec planchers en béton qui atténue les variations de températures intérieures au bâti et risque de provoquer une correction en opposition de phase préjudiciable au bon fonctionnement si l'on souhaite fonctionner en boucle fermée*.

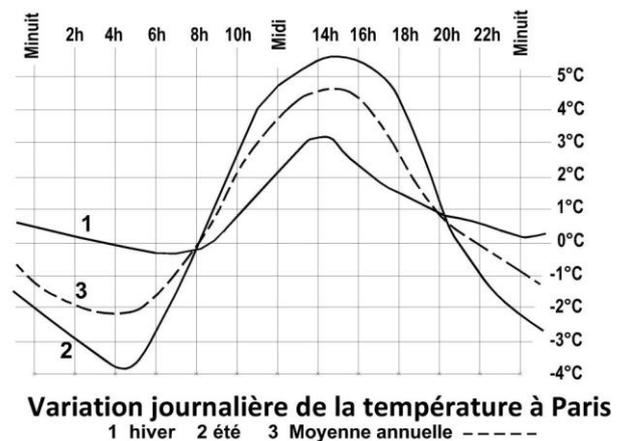


Figure 2 Selon le traité de géographie physique de E. Martonne La différence de température entre le jour et la nuit est plus importante en été qu'en hiver. Cette différence est en moyenne voisine de 6°C

La température de l'eau

Contrairement à l'air la température de l'eau des rivières et des fleuves est moins sujet à variation et est souvent – mis à part quelques rivières à régime glacière - plus élevée en hiver que la température de l'air. Ce facteur est favorable au chauffage thermodynamique.

La température de l'eau d'un fleuve important comme celui de la Seine à Paris permet de comprendre l'intérêt d'une telle solution. De plus, la température de l'eau devient plus élevée dès que l'on considère l'eau circulant en dessous du niveau du sol.

* Ceci par le fait que la fonction de transfert du système immeuble chaufferie est une fonction du 1^{er} ordre et ne comprend pas d'intégrateur. Il est de ce fait indispensable de rajouter un correcteur électronique qui remplit cette fonction afin de supprimer l'erreur statique qui peut être très importante. En comparant la température intérieure à une température de référence (disons 20°C) la constante de temps du système immeuble chaufferie est nettement plus faible (voir page 157) et le correcteur électronique semble plus facile à dimensionner (Voir page 228)

La Seine à Paris

Profondeur : de 3,40 m au pont Nationale à 5,70 m au pont Mirabeau.

Point le plus large : 200 m, près du pont de Grenelle

Point le plus étroit : 30 m, quai de Montebello

Niveau : 26,39 m, étiage historique le plus bas.

L'échelle de référence se situe sur le mur du quai de l'île Saint-Louis, en amont du quai de la Tournelle.

Débits : Moyen 273 m³/s (1948-1994),
Hautes eaux d'hiver (février) 550 m³/s,
étiage (août) 100 m³/s.

Vitesse en surface: environ 2 km/h.

Température : variant entre 5,3° et 24,6°. (Moyenne : 14,1°)

Un exemple : Les égouts de Paris

Pour assurer l'évacuation des eaux usées, les égouts de Paris comprennent des collecteurs de grande taille appelés émissaires, des égouts élémentaires, et des ouvrages annexes.

Cet ensemble représente environ 2400 km de galeries. En complément de ces dispositifs, toutes les rues de la capitale ont été doublées d'une galerie en sous-sol sous le préfet Haussmann et l'ingénieur Eugène Bertrand, faisant du réseau d'assainissement de Paris l'un des plus modernes du Monde. En complément, des ouvrages avec installation de pompage permettent d'évacuer les eaux de pluie directement dans la Seine en cas d'orage et ceci même en cas de crues.

Exhaure en nappe libre

Contrairement à l'air, la température de l'eau des aquifères peu profonds non captifs reste sensiblement constante et voisine de 10°C au cours des saisons

(voir le livre « La rivière et l'énergie » page 50)

La plage de température de l'eau en cas de forage dans la nappe phréatique est moins importante (environ 11 °C +/- un degré)



Deux réalisations à rapprocher l'une de l'autre

Il est particulièrement instructif de prendre connaissance de deux réalisations de chauffage thermodynamique décrites il y a deux ans dans la revue « Chaud Froid performance » (CFP). Ces applications utilisent des PAC à compresseur d'une puissance comparable proche de 300 kW.

- La première a été réalisée par *DAIKIN* pour assurer la mise en température d'une serre avec des évaporateurs assurant le prélèvement d'EnR dans l'air en relè de chaudières. Ceci à proximité de Paimpol en Bretagne dans une région relativement clémente du fait de la présence de la mer jouant le rôle de régulateur thermique.
- La deuxième a été réalisée par *Mitsubishi* dans un grand immeuble avec des évaporateurs assurant le prélèvement d'EnR dans l'eau d'une nappe libre avec une pompe à chaleur mais cette fois non plus en relè mais en substitution de chaudières à Nancy en région froide défavorisée. Les températures minimum en hiver dans l'est de la France à Nancy sont en effet très basses (environ -13°C).

L'avenir m'intéresse

En se rapprochant l'une de l'autre et en conjuguant leur expérience et leur savoir-faire pour récupérer les EnR dans l'air pour la première et dans l'eau pour la deuxième ces deux sociétés auraient la possibilité de faire faire un bond en avant au chauffage thermodynamique. Sauront-elles le faire ? On peut l'espérer vu l'importance du marché et le fait que les températures en bordure de l'océan atlantique sont assez proches de celles de Paris intramuros. On ne peut qu'admirer la confiance du Maître d'œuvre et du constructeur Mitsubishi qui a prévu cette installation en substitution de chaudière. On peut aussi se demander comment il a été possible de concilier la pérennité du chauffage avec l'entretien du puits de l'exhaure

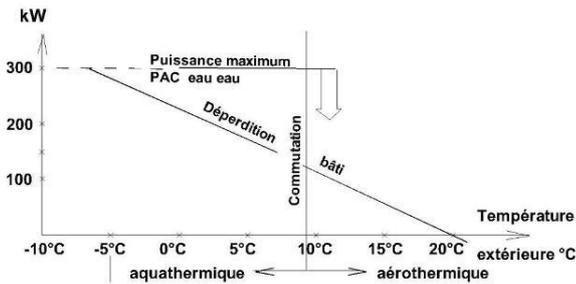


Figure 3

Courbes en mode aérothermique

La puissance délivrée par une pompe à chaleur puisant ses calories dans l'air ambiant décroît alors même que les besoins en puissance pour le chauffage augmentent avec l'abaissement de cette température. Cette caractéristique des PAC à compresseur oblige de concevoir une régulation qui limite la puissance délivrée par la PAC en mi-saison pour éviter le risque de surchauffe et un régime inadapté.

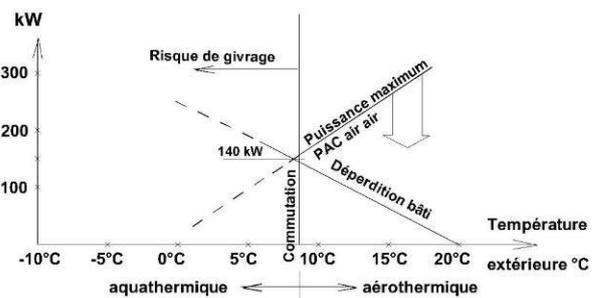


Figure 4

Courbes en mode aquathermique

La puissance délivrée par une pompe à chaleur puisant ses calories dans la nappe phréatique à une température de 12°C +/- 1°C est constante lorsque la température ambiante change. Le COP est amélioré en raison de l'absence de dégivrage autorisant une relève par le gaz à une température plus basse (-5°C voire moins)

Fournir le besoin thermique, pas plus

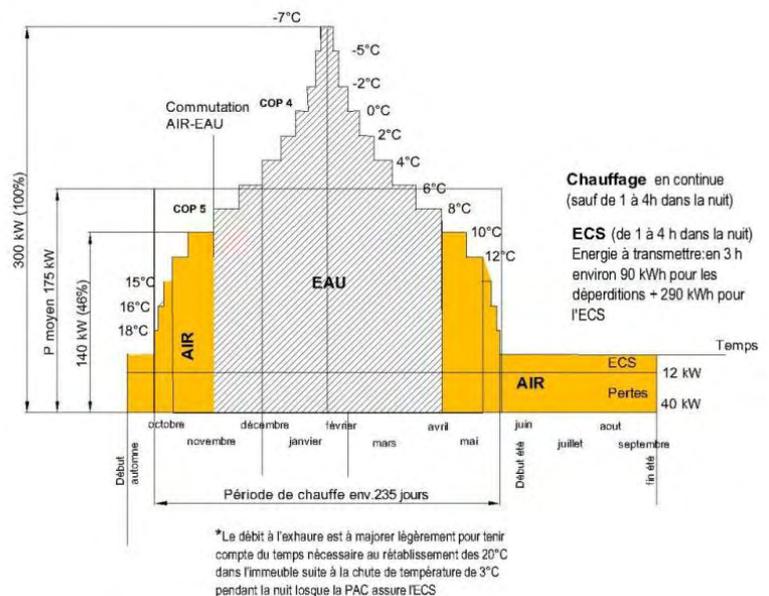
Figure 5

Répartition des tâches entre l'air et l'eau

Courbe monotone tracée pour un immeuble de 68 appartements en région parisienne (Surface SHON environ 5000 m²)

DJU = 2400°C et immeuble bénéficiant d'une isolation sommaire

G = 0,9 watt/m³ (environ 200 kWh/m²)



Au cœur de la pompe à chaleur

Le lecteur peut se reporter aux pages 18 et 19 traitants de l'enthalpie de l'eau pour commencer à percevoir comment il est possible de moduler la puissance de la pompe à chaleur en fonction du besoin. Après avoir constaté qu'il faut sensiblement une quantité l'énergie cinq fois plus faible pour porter à l'ébullition un litre d'eau comparativement à l'énergie qu'il faut fournir pour évaporer ce même litre d'eau à la température constante de 100°C, il comprendra l'importance de la chaleur latente des corps. Il peut aussi se reporter au calcul de la fonction de transfert du *système pompe à chaleur-immeuble* ainsi qu'au principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur page 88. Les caractéristiques d'un fluide caloporteur tel que le R134 (Tétrafluoroéthane) pouvant être utilisé pour les pompes à chaleur de ce type a naturellement des caractéristiques différentes de celle de l'eau avec une chaîne moléculaire plus complexe mais se comporte d'une façon comparable en ce qui concerne le flux thermique engendré par la chaleur latente. Ce fluide caloporteur fait partie de la classe des hydrofluorocarbures (HFC). Il n'a pas d'impact sur la couche d'ozone (ODP=0). Le débit Q_f du fluide caloporteur (exprimé en kg/s) ainsi que la chaleur latente de vaporisation de ce fluide au point d'ébullition C_f (exprimé) en kJ/kg est essentiel pour connaître la puissance récupérée à la source froide par la pompe à chaleur:

$$P = C_f \times Q_f \text{ (en kW)} \quad 1)$$

Les caractéristiques du fluide caloporteur **R134a** sont les suivantes

Masse volumique en phase liquide	1200 kg par m ³
Capacité spécifique de la vapeur	0,84 kJ/kg et °K
Chaleur latente de vaporisation au point d'ébullition	216 kJ/kg*
Point d'ébullition	- 26,6°C
Température critique	101°C
Pression critique	40,6 bar
Tableau température pression	- 50°C 1,10 bar (ébullition)
	+60 °C 38,33 bar

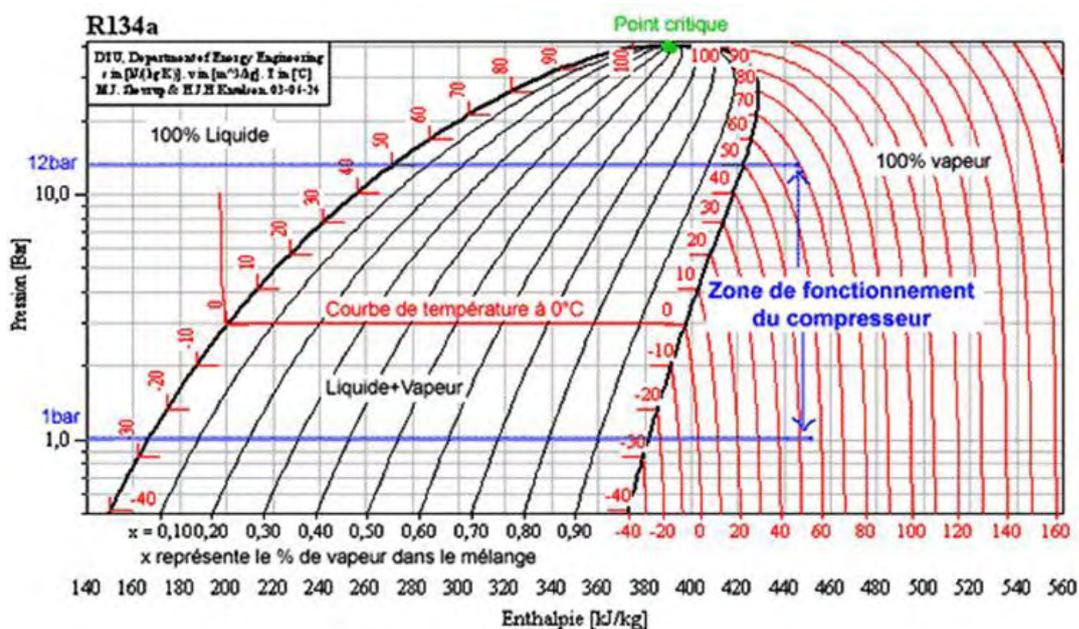


Figure 6 Diagramme de Mollier du fluide caloporteur R134a

Calculs

En mode hiver

Si la pompe à chaleur a pour mission de délivrer à la source chaude une puissance de 240 kW l'énergie W_c transmise en une heure par le condenseur doit être de 240 kWh.

Le principe de conservation de l'énergie permet d'écrire :

$$W_c = W_m + W_f = 240 \text{ kWh} \quad 2)$$

Pour une PAC en mode aquathermique ayant un COP de 4 on a d'autre part:

$$W_c/W_m = 4 \quad 3)$$

A partir des deux équations 2) et 3) ci-dessus on a :

$W_c = 4W_m = 240$ soit $W_m = 60$ kWh et $W_f = 240 - 60 = 180$ kWh sur l'évaporateur E1 en mode hiver. La Chaleur latente de vaporisation au point d'ébullition permet de dire que lorsqu'un kg de fluide caloporteur **R134a** circule dans le détendeur, une énergie W_f de 216 kJ (0,06 kWh) est disponible à l'évaporateur de la PAC. Pour disposer d'une puissance de 180 kW à la source froide, la masse de fluide R134a traversant le détendeur en une heure devra être égale d'après la relation 1) à $Q_f = P / C_f = 180/0,06 = 3000$ kg soit un débit massique de 0,833 kg/s. Pour un temps de cycle détente-compression de 30 secondes, (Temps de cycle à confirmer par le constructeur de la PAC) on peut en déduire la masse de fluide caloporteur R134a à l'état liquide circulant dans le cœur de la PAC $0,833 \times 30 = 25$ kg soit 20,8 litres compte tenu de la masse volumique du **R134a** à l'état liquide de 1,2. On retrouve bien sensiblement le chiffre de 0,1 litre/kW généralement évoqué dans la littérature technique

En mode été

Avec une PAC délivrant une puissance de 140 kW au condenseur, l'énergie dissipée au condenseur en une heure est égale en kWh à :

$W_c = W_m + W_f = 120$ 4) Si la PAC en mode aérothermique a un COP de 2,5 on a d'autre part: $W_c/W_m = 2,5$ 5)

A partir des deux équations 4) et 5) ci-dessus on peut calculer la puissance qui doit être récupérée à la source froide par l'évaporateur en mode PAC aérothermique (voisin de 80 kW)

Un nouveau temps de cycle devra être défini par le constructeur de la pompe à chaleur de telle sorte qu'il soit adapté au mode aérothermique avec un débit du fluide caloporteur **R314a** traversant le détendeur en une heure plus faible

Débit d'air nécessaire à l'évaporateur E2

Quel doit être le débit d'air circulant dans les radiateurs à ailettes des évaporateurs de la PAC mixte air eau avec un COP de 2,5 pour transmettre une puissance thermique de 140 kW au condenseur? En supposant que l'air rentre à 8°C dans les radiateurs de l'évaporateur et ressorte à 0°C pour éviter tout risque de givrage, quel doit être le débit d'air pour que l'évaporateur de la PAC aérothermique récupère 84 kW dans l'environnement? En une heure c'est une énergie de 84 kWh ou 320 700 kJ qu'il faut récupérer, soit, compte tenu de la chaleur spécifique de l'air voisin de 1 kJ/kg et °C et à partir de la formule ci-dessous:

L'avenir m'intéresse

$W = m c \Delta\theta$ avec :

W Energie transmise en kJ

m Masse de l'air en kg

c chaleur spécifique de l'air en joule/kg et °C

$\Delta\theta$ élévation ou diminution de la température de l'air en °C

Masse d'air utile :

$$m = W/c_e (\theta_1 - \theta_2) =$$

320 700 /8 soit 40 000 kg et un débit d'air voisin de 31 000 m³/h

compte tenu de la densité de l'air voisine de 1,3 kg/m³ à la pression atmosphérique.

Selon la teneur en eau de l'air environnant et la température de relève, il peut y avoir formation de givre sur les ailettes du radiateur constituant l'évaporateur. Ceci si la température de l'air à la sortie de l'évaporateur est inférieure à 0°C (Un cycle de dégivrage diminuant les performances de la pompe à chaleur est alors prévu)

Niveau sonore

L'installation doit respecter l'arrêté du 20 aout 1985 sur le niveau sonore. Cet arrêté stipule pour l'essentiel que le niveau sonore pendant le jour dans les appartements ne doit pas dépasser 35 dBA (30 dBA la nuit) et 45 dBA à l'extérieur de l'immeuble occupé. En cas de présomption de nuisance, le Maître d'œuvre qui doit maîtriser les notions de puissance et de pression sonore, se réserve le droit d'imposer le respect de l'arrêté.

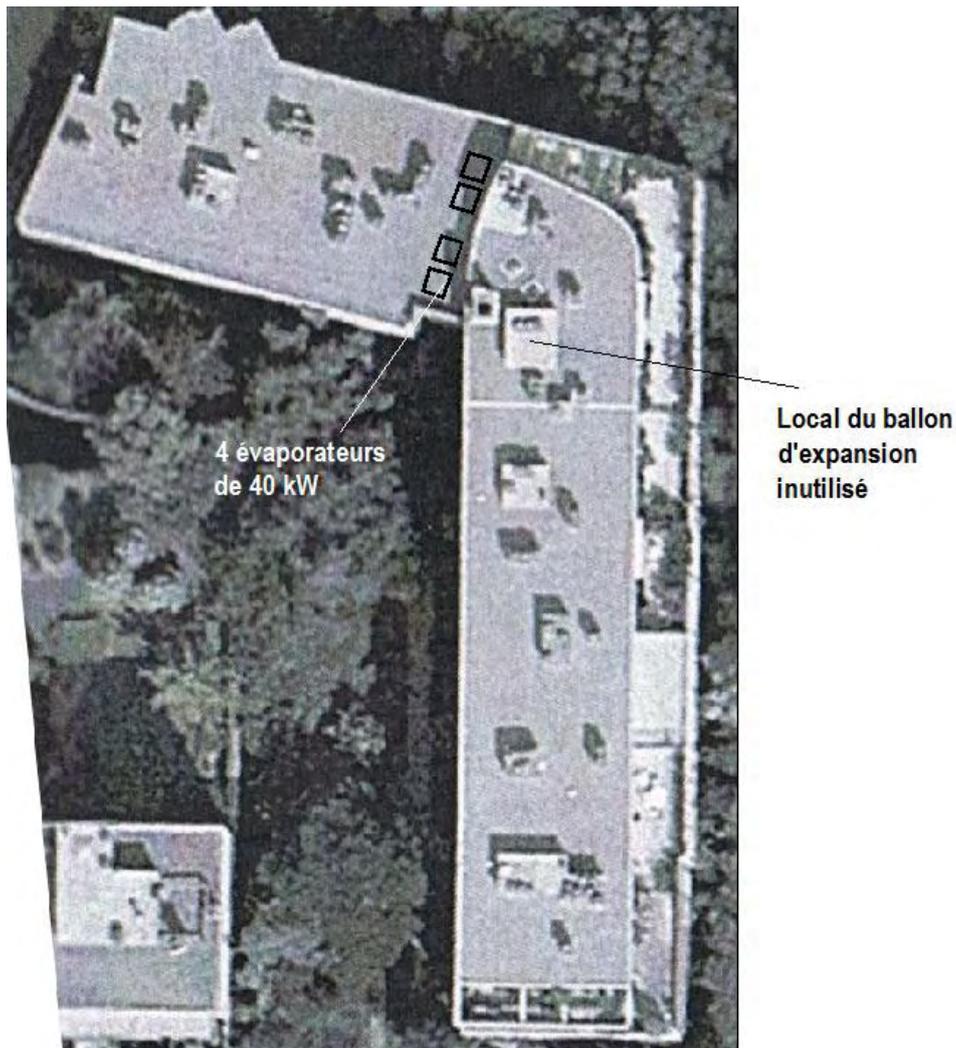


Figure 7 Evaporateurs en toiture

L'avenir m'intéresse

Environ 40 % de l'énergie nécessaire au chauffage serait ainsi prélevé dans l'environnement air diminuant les frais d'exploitation de la chaufferie.

Paramètres dont il faut tenir compte lors de la négociation

- Niveau sonore évaporateur : 47 db à 10 m. Dans ce cas pratique la surélévation du mur à l'est des évaporateurs fait écran phonique au bénéfice des terrasses privatives situées coté est
- Poids unitaire de chaque évaporateur à confirmer 400 kg total 1,6 tonne (à 200 kg/m² : 8 m²)
- Le local du ballon d'expansion généralement situé en haut des anciens immeubles peut servir d'abri pour loger l'armoire assurant la régulation de l'évaporateur

2 😊 Avec une chaufferie hybride conjuguant l'eau et le gaz

Les températures requises au condenseur

La droite de chauffe affichée en chaufferie permet de savoir quelle doit être la température de départ vers les radiateurs pour assurer le confort dans les pièces de vie selon la température extérieure. Cette droite, définie par le chauffagiste a été tracée ci-dessus pour assurer 20°C dans ces pièces. La plupart des radiateurs à eau des immeubles d'avant 1975 sont largement dimensionnés et sont proches du dimensionnement basse température, à savoir une température θ_{rad} de départ vers les radiateurs proche de 55°C pour une température extérieure θ_{ext} de 0 °C

(Point P ci-contre). La question qui se pose lors de l'élaboration du bilan énergétique simplifié (BES) est de savoir qu'elle est la puissance utile devant être développée par la chaufferie. Cette puissance est proportionnelle à l'écart de température entre l'intérieur et l'extérieur. Nulle pour 20°C extérieure elle est donc égale à deux fois la puissance utile à 0°C lorsqu'il fait -20°C.

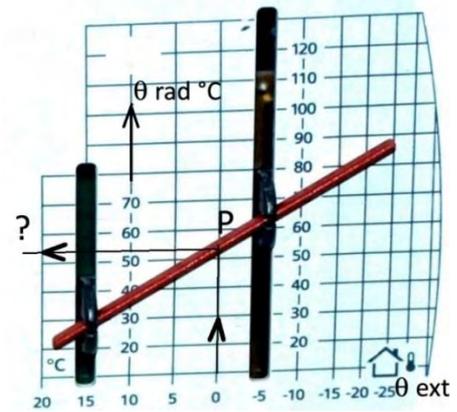


Figure 8

La régulation (proposition de circuit)

Air Température extérieure T_e °C	$\Delta\theta = T_e - T_i$ en °C avec $T_i = 20^\circ\text{C}$	Puissance P	Eau Température radiateurs T_r °C	Eau/ Air $\Delta\theta = T_r - 20^\circ\text{C}$
-10	30	P maxi	70	50
+5	15	½ maxi	45	25
+14	6	20% maxi*	30	10
+20	0	nulle	20	0

La puissance perdue dans le bâti de l'immeuble est proportionnelle à $T_e - T_i$ (voir figure 13 ci-dessous)

La puissance en mode EnR est proportionnelle :

- au débit massique Q_f (kg/s) du fluide caloporteur
- au débit d'eau dans le primaire de l'échangeur à plaque du condenseur ainsi qu'à la chute de température $\Delta\theta_e$ de l'eau dans le primaire de cet échangeur $\Delta\theta_e = T_e - T_s$,

La puissance est égale à $P = e_f Q_f = c_e Q_e \Delta\vartheta_e$ Avec e_f = « chaleur latente (massique) de transformation » appelée aussi l'enthalpie du fluide caloporteur exprimé en kJ/kg

Les deux régulations selon que la chaufferie fonction en mode combustion ou PAC à compresseur sont assez imbriquées

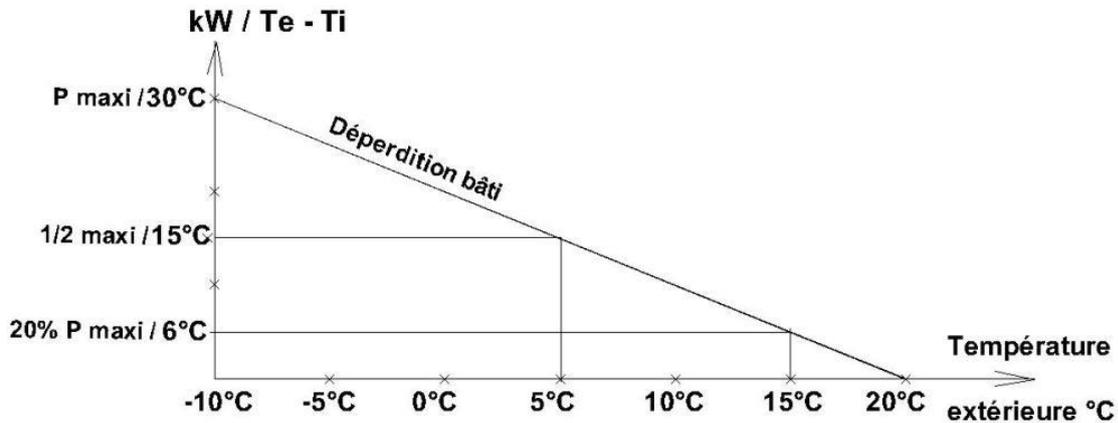


Figure 10 La commutation gaz/EnR devrait pouvoir s'effectuer sans problème à la moitié de la puissance (environ 5 °C extérieur)

Voir : L'étude financière (budgétaire) et technique de la génération d'une chaufferie mixte gaz-électricité en PAC eau eau ainsi que le questionnaire de rénovation d'une chaufferie en copropriété

Régulation primaire amont

- La température dans le corps de chauffe des chaudières varie avec la température extérieure dans le cas de la combustion.
- La température amont dans le condenseur reste constante la réaction exothermique de condensation de la PAC à compresseur s'effectuant à température constante

Régulation secondaire aval

- Variation de la température vers les radiateurs assurée par un bouclage température utilisant la même valve 3 voies et le même capteur pour les deux modes avec deux comportements d'asservissement distincts. (la valve 3 voies laisse passer moins de débit vers les radiateurs en mode EnR)

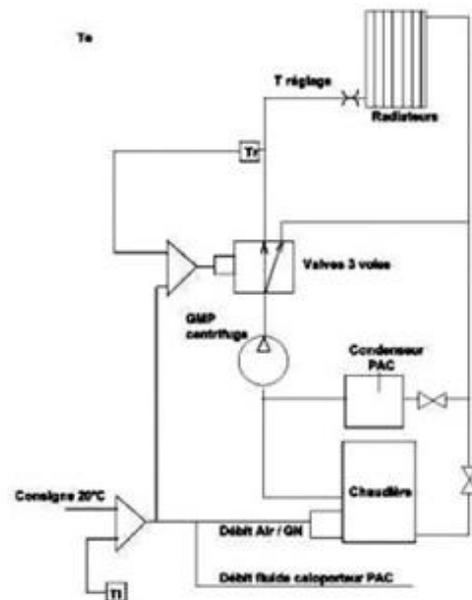


Figure 9

La pompe assurant la circulation sur le circuit chauffage est parfois implantée en aval de la valve 3 voies



La cohabitation du gaz naturel avec les EnR

Proposition de circuit

De nombreuses réalisations prouvent que la PAC à compresseur peut être indépendante de la combustion des produits fossiles. Dans un premier temps la combinaison des deux systèmes est envisageable.

La proposition de circuit ci-dessous concerne une chaufferie mixte assurant la fourniture d'EnR pour le chauffage et le sanitaire en mi saison (et pendant l'été pour l'eau chaude sanitaire). La combustion n'étant utilisée qu'en période froide lorsque la température de l'air ambiant est inférieure à environ 7°C. La position du ballon tampon 126 (avant ou après les chaudières) ainsi que son volume, maintenant plus faible avec les variateurs de vitesse, étant à négocier avec un ingénieur spécialiste en génie climatique et en chauffage conventionnel.

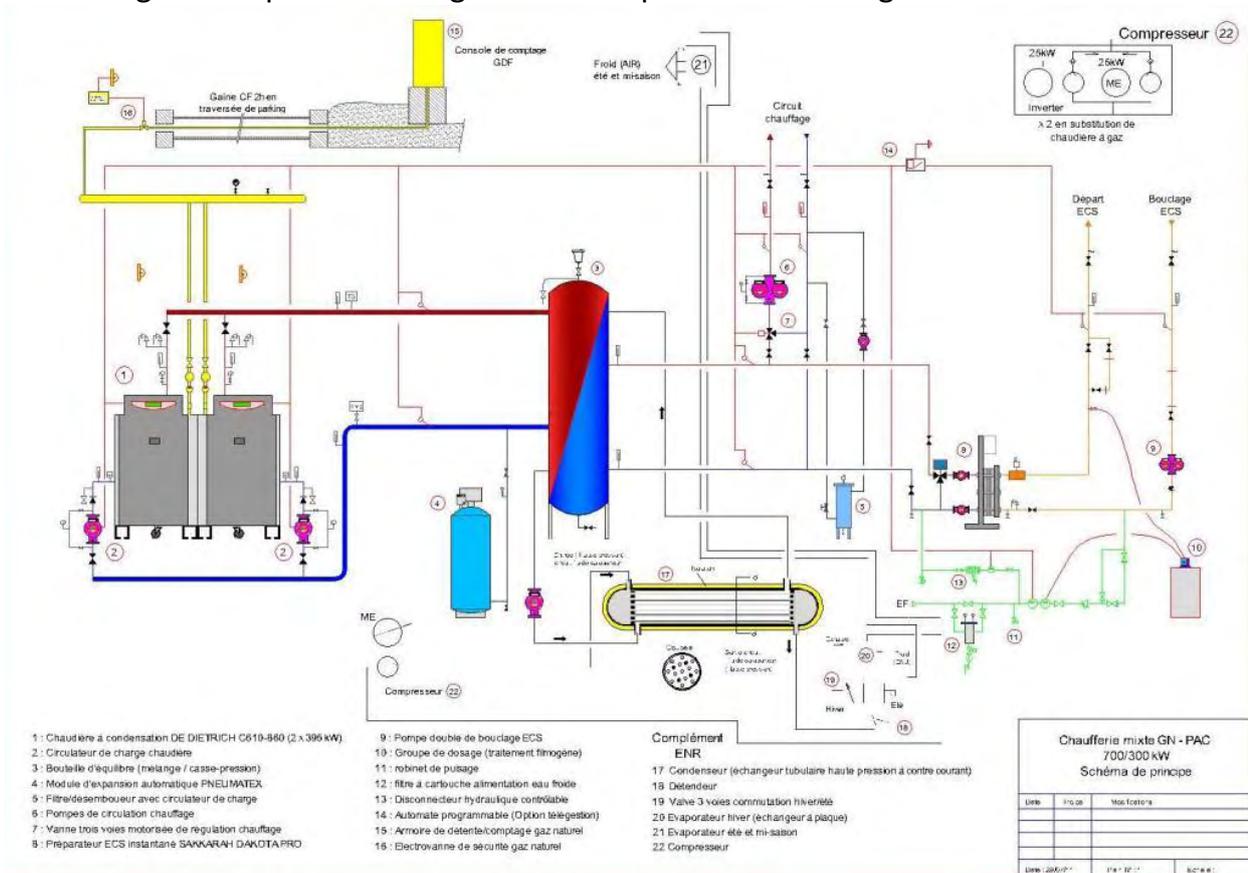


Figure 11 Proposition de circuit pour chaufferie mixte GAZ/PAC de 700/300 kW type air eau à charge compresseur. Le circuit de la page précédente qui reprend le principe de la **figure 1** ne représente que les éléments essentiels du complément EnR. Le condenseur (poste 17) ainsi que le compresseur (poste 22) est dédoublé lorsque la PAC fonctionne avec l'eau en substitution de chaudière à gaz. Le compresseur (poste 22) peut être constitué de deux pompes identiques: l'une entraînée à vitesse constante l'autre à vitesse variable type inverter (voir médaillon en haut et à droite de la figure). Il est possible de sécuriser le fonctionnement de la PAC mixte air eau. La mise en place de ces composants étant laissée à l'appréciation du constructeur de la pompe à chaleur

L'avenir m'intéresse

F Le filtre déshydrateur, généralement monté sur une tuyauterie verticale, permet de contrôler l'état hydrométrique du fluide caloporteur.

Son voyant a pour fonction de s'assurer que de l'eau n'est pas en suspension dans le fluide caloporteur.

R Une réserve de liquide peut être nécessaire en sortie de condenseur pour que le fluide circulant dans le détendeur soit uniquement en phase liquide. (Pas de flashes gaz)

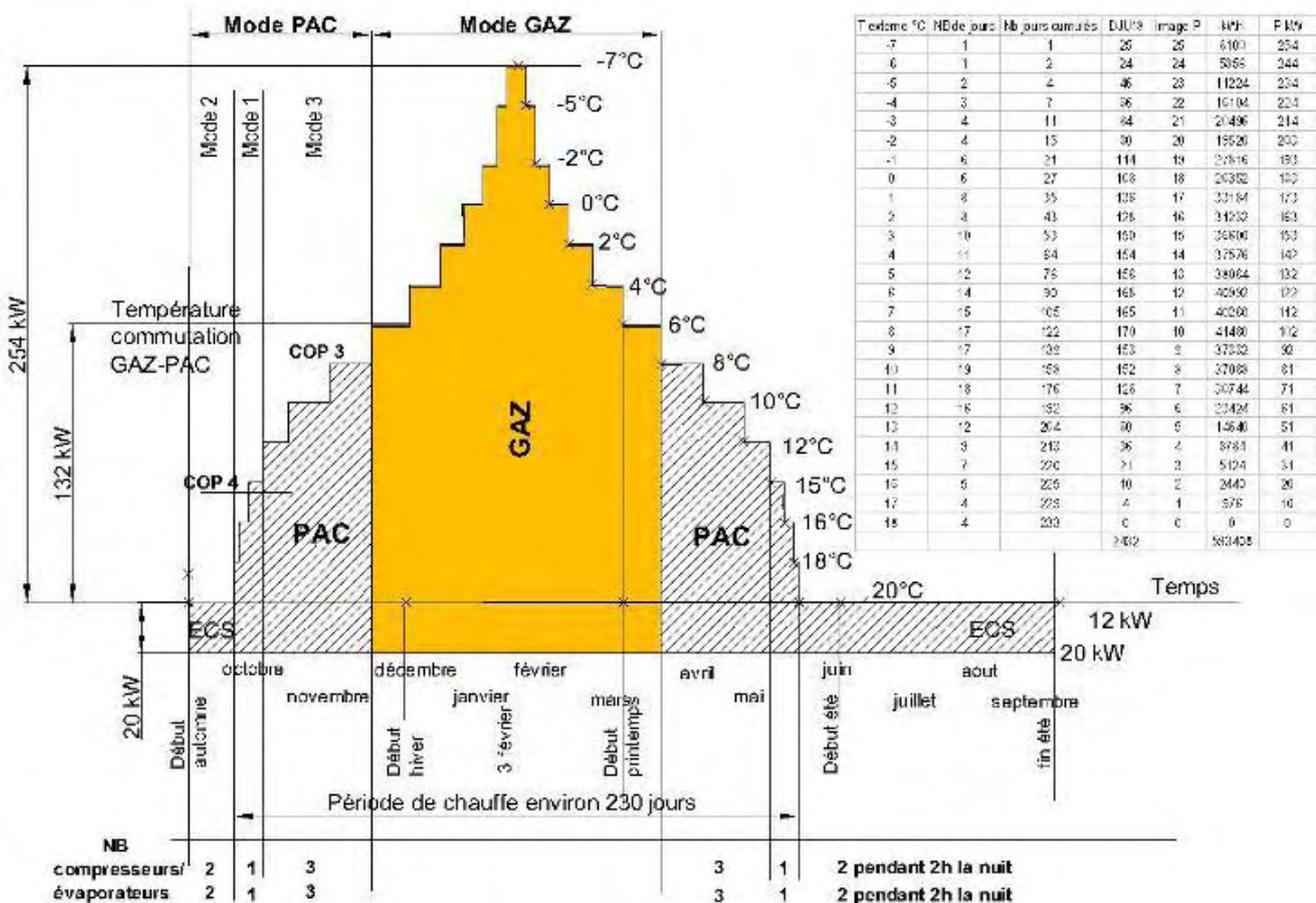
B Une bouteille peut utilement être ajoutée en amont des compresseurs pour éviter les coups de bélier pouvant endommager ceux-ci dans le cas où des gouttes de liquide non évaporées seraient comprimées avec le gaz. (Les compresseurs du type scroll sont relativement tolérants à ce sujet)

EV Une électrovalve montée en amont du détendeur se ferme en même temps que l'on arrête le compresseur pour éviter que le fluide caloporteur ne se condense à l'aspiration de celui-ci.

P_{HP} Pressostat HP implanté au refoulement des compresseurs arrêtant ceux-ci si le détendeur est bouché accidentellement.

P_{BP} Pressostat BP implanté à l'aspiration des compresseurs arrêtant ceux-ci en cas de perte importante de fluide caloporteur.

Un anti bélier éventuel



Chauffage en continue (sauf pendant production ECS)

ECS (de 2 à 4 h dans la nuit)

Energie à transmettre: en 2 h pour 4m³ d'eau chaude : environ 270 kWh (avec déperditions) soit une puissance utile de 130 kW) Le régime 2/2 est suffisant.

Figure 12 La zone hachurée correspond à l'énergie EnR prélevée dans l'air

Le calcul du débit théorique à l'exhaure (solution avec étude de faisabilité)

Calcul du débit d'eau nécessaire à l'évaporateur E1 pour transmettre une puissance thermique de 300 kW au condenseur

Quel doit être le débit d'eau circulant dans l'échangeur à plaque E1 de la PAC mixte en mode eau eau avec un COP supposé égal à 4 en mode aquathermique (voir figure 1 et schéma page 268) assurant le prélèvement de l'énergie dans l'eau de la rivière ou dans la nappe phréatique selon la solution retenue.

Le calcul du débit théorique maximum utile pour que la pompe à chaleur puisse fonctionner correctement est fonction :

- de la température du rejet,
- de la puissance maximum que la PAC doit fournir en hiver après isolation thermique de l'habitation (ou avant isolation selon la décision de la copropriété) Le calcul ci-dessous a été réalisé pour un besoin en puissance thermique maximum de 300 kW

Chaleur spécifique de l'eau 4,18 kJ/litre et °C

Température de l'eau pompée 11 °C,

Température de l'eau rejetée 4 °C

Différence de température 11 – 4 = 7 °C

Compte tenu de la chaleur spécifique de l'eau de 4,18 kJ/litre et °C , l'énergie Q restituée à la PAC dans un volume d'eau de 1 litre diminuant sa température de

7 °C est $Q = 1 \times 4,18 \times 7 = 29,26$ kJ

Pour développer une puissance thermique de 300 kW l'échangeur à plaque E1 (Voir figure 1) doit prélever dans l'environnement une puissance de 225 kW

(Voir ci-dessus au cœur de la PAC) les 75 kW électrique d'entraînement des compresseurs étant récupérés sous forme thermique selon le principe de conservation de l'énergie.

Ou ce qui revient au même de 225 kJ/seconde dans ces conditions de température, il faut donc disposer d'un débit de $225/29,26 =$ environ 7,7 l/seconde ou $(7,7 \times 3600)/1000 = 28$ m³/h* (460 l/mn ou 7,7 litres/seconde)

Notas

Energie = Puissance x temps:

1 kWh est l'énergie fournie par une puissance de 1kW pendant 1h ou 3600 s

1 kJ est l'énergie développée par une puissance de 1kW pendant une seconde. On a donc 1 kWh = 3600 kJ

L'utilisation de la formule $P = Q (T_e - T_s) c$ avec P en kW ou kJ/s, $T_e - T_s$ étant la différence de température en °C et c la chaleur spécifique de l'eau

$Q = P / (T_e - T_s) c = 225 / (7 \times 4,18) = 7,7$ kg/s ou 7,7 l/s compte tenu de la densité de l'eau égale à 1

Le besoin réel

Les débits requis par les constructeurs de pompe à chaleur, du moins ceux recommandés par un constructeur de marque allemande sont proches des valeurs théoriques. Par exemple, un calcul effectué pour une PAC développant une puissance thermique en sortie condenseur de 161 kW à besoin d'un débit réel de 27,8 m³/h légèrement supérieur au débit théorique ci-dessus avec 10°C à la source froide et 35°C en sortie condenseur (COP de 5,1). La puissance

L'avenir m'intéresse

thermique disponible avec 55°C en sortie condenseur passe à environ 200 kW, mais le coefficient de performances (COP) chute à environ 3,1.

Débit d'eau dans le circuit d'eau de chauffage

Ce débit est fonction de la puissance totale transmise par les radiateurs ou les planchers chauffants hydrauliques. Pour des *températures départ chaudière/retour* radiateurs égales à 75/65 °C (Valeurs souvent constatées avant isolation du bâtiment) l'écart de température entre le départ chaudière et le retour radiateurs est de 10°C. La loi de conservation de l'énergie permet dans ce cas de définir quel est le rapport entre le débit d'eau chaude dans le circuit de chauffage et celui nécessaire à l'exhaure. Il suffit d'écrire que: $Q_{RAD} \times 10 \times c = 1,5 Q_{PAC} \times c \times 7$ pour des *températures nappe libre/retour* égales à 11/4 °C (Valeurs pratiques habituelles). Dans ce cas le débit pompé à l'exhaure doit avoir pour valeur:

$$Q_{PAC} = Q_{RAD} \times 10/7 = 1,4 Q_{RAD}$$

Ce rapport peut évidemment changer selon les différences de température constaté sur le circuit chauffage. Si l'écart de température est le même sur les deux circuits les deux débits sont également les mêmes.

Alimentation en eau lors du fonctionnement en PAC aquathermique

La pérennité et la qualité de l'eau pompée

L'étude du cycle de l'eau au-dessus de terres habitées montre que le volume d'eau douce stockée dans le sous-sol est environ 60 fois plus important que celui contenu dans les lacs et les rivières avec un flux de ruissellement souterrain comparable à celui des rivières. C'est donc plutôt la qualité de l'eau que sa quantité qui doit retenir l'attention, et ceci particulièrement dans le sous-sol des villes. La plupart des grandes métropoles sont traversées par une rivière ou un fleuve. Trois solutions sont envisageables :



La première solution

En l'absence de réseau communal un puits doit être réalisé par la copropriété. Cette solution, qui suppose un engagement fort de la copropriété, est très rarement envisagée et exceptionnellement mise en œuvre en zone urbaine. Les raisons principale qui freinent l'évolution de cette solution sont, l'absence de terrain, la gêne occasionnée par les travaux, une assurance "Aquapac" plus orientée vers un manque d'eau à l'exhaure que vers la qualité de l'eau pompée et l'entretien du puits. Les points peu évoqués étant les conséquences éventuelles d'une modification de l'assise des bâtiments du fait du forage ainsi que l'examen technique des solutions envisageables pour scinder le débit pompé à l'exhaure en plusieurs débits pour satisfaire les besoins de la régulation lorsque les pompes sont immergées.



La deuxième (il faut une volonté politique)

Pourquoi la France qui a par exemple en région parisienne des égouts modernes et largement dimensionnés depuis le Préfet Haussmann ne les utiliseraient-elle pas pour y implanter un réseau d'alimentation en eau froide non potable (ENP) provenant du fleuve qui traverse les grande métropoles. Ceci pour alimenter les évaporateurs des générateurs de chaleur thermodynamiques. Ce qui a été fait par la Cie de chauffage urbain peut certainement être reconduit dans cette optique, ceci d'autant que les échanges thermiques entre la tuyauterie et son milieu sont cette fois favorable au lieu d'être nuisible. La Suisse envisagerait quant à elle un échange thermique local dans ses égouts ce qui semble aussi envisageable lorsque l'on

observe la photo de la page suivante. Le coût du kWh thermique pour l'utilisateur s'en trouverait notablement réduit solutionnant du même coût le problème social récurrent résultant du chauffage électrique par effet Joule dans les immeubles anciens mal isolés

Pour un immeuble

Prenons l'exemple d'un immeuble situé à 1 km de la Seine avec un besoin en ENP de 30 m³/h pour alimenter l'évaporateur d'une PAC aquathermique permettant disposer d'une puissance de 250 kW thermique à la source froide. Compte tenu de la viscosité cinématique de l'eau à la température dans les égouts voisine du centistoke, la perte de charge dans une tuyauterie de diamètre 100 mm pour acheminer ce débit sur une telle longueur est de l'ordre du bar avec une perte de puissance en ligne limitée à environ 1,4 kW et un excellent rendement (99%)

Pour plusieurs immeubles

La figure ci-dessous montre quelle pourrait être la conception d'un réseau alimentant une vingtaine d'immeubles de taille comparable à l'immeuble ci-dessus représentant une surface habitable voisine de 100 000 m². Les pertes de charge globales en ligne dans le collecteur principal Ø 300 mm puis secondaire Ø 130 mm ainsi que le rendement seraient du même ordre. Le rejet plus froid pourrait éventuellement participer au nettoyage et à l'assainissement (Voir photo page suivante) La puissance de la pompe centrifuge voisine de 50 kW assurant l'alimentation de ce réseau serait très raisonnable en regard de la puissance thermique de 5000 kW prélevée par les 20 PAC dans l'eau du fleuve. L'avantage d'un tel système est aussi d'assurer la pérennité du besoin thermique par des évaporateurs silencieux disposés dans le sous-sol des immeubles sans qu'il soit besoin de prévoir les évaporateurs aérothermiques bruyants et moins performants en terrasse. Lorsque le lot d'immeubles à alimenter en ENP est jugé trop éloigné du fleuve ou se situe en zone périurbaine à densité urbaine plus faible, le forage d'un exhaure et d'un rejet commun à plusieurs immeubles peut éventuellement être envisagé lorsque la municipalité dispose de terrains communaux. Une telle infrastructure de tuyauteries est comparable à celle du chauffage urbain utilisant la combustion des ordures à la différence près que les échanges thermiques de la tuyauterie avec son environnement est souhaitable ce qui n'est pas du chauffage urbain imposant le calorifugeage de la tuyauterie.

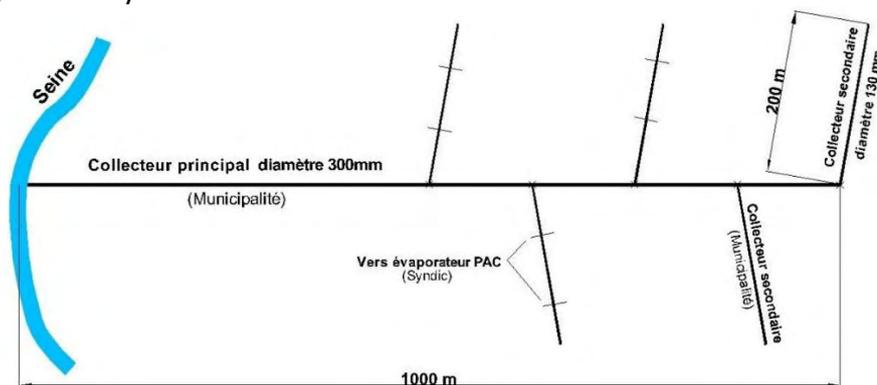


Figure 13 Avec des collecteurs secondaires espacés de 100 m et une vitesse fluide voisine de 2 m/s, l'eau circulant dans la tuyauterie métallique venant de la Seine met environ 5mn pour parcourir les 600 premiers mètres dans le collecteur principal et se réchauffe dans un environnement de quelques 13°C. Il convient malgré tout d'être vigilant lorsque l'eau dans la Seine chute exceptionnellement en dessous de 4°C. L'expérience norvégienne de Drammen et les transferts thermiques vers l'eau en circulation dans le collecteur métallique prouve que la commutation de la chaufferie hybride vers le gaz et la combustion ne sera que très exceptionnelle lorsque les bâtiments se rapprochent de la classe d'isolation RT 2012.

L'avenir m'intéresse

Disposition montrant les circuits d'eau chaude et d'eau froide lorsque la municipalité a prévu l'aménagement d'un réseau de distribution en eau non potable (ENP) prélevant l'eau dans le fleuve et circulant dans les égouts de la ville. Comparable aux réseaux de tuyauteries du chauffage urbain en région parisienne (CPCU), ce nouveau réseau devrait avoir un diamètre sensiblement supérieur en raison d'une différence de température plus faible ayant pour conséquence un débit plus important. Les pertes thermiques en ligne du réseau CPCU seraient supprimées. Une réflexion pourrait établir afin des savoir s'il est envisageable d'utiliser les installations de pompage existante permettant d'évacuer les eaux de pluie directement dans la Seine en cas d'orage pour la fonction rejet de la PAC. Les municipalités intéressées peuvent utilement se reporter aux logiciels évoqués page suivante pour assurer le dimensionnement du réseau

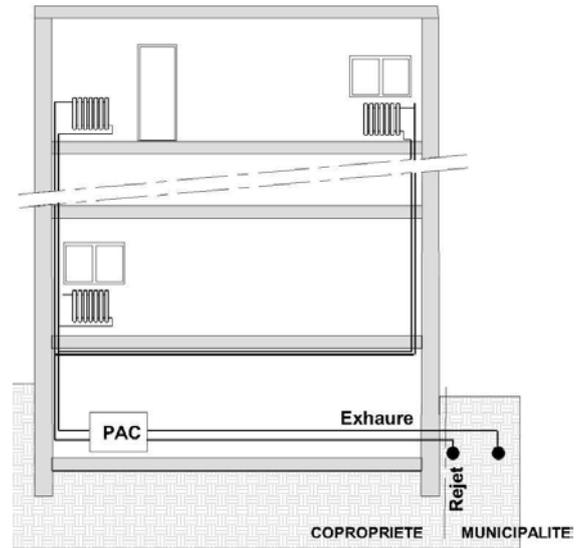


Figure 14

Perte de charge linéaire dans collecteur

On peut utiliser ce programme pour trouver :

- 1) la perte de charge en ligne dans une tuyauterie connaissant son diamètre, le nombre de coudes (coude à angle droit ou arrondi), la viscosité et le débit du fluide,
- 2) ou inversement le débit dans une tuyauterie connaissant son diamètre, la perte de charge, le nombre de coudes et la viscosité.

Le programme communique la nature de l'écoulement le nombre de REYNOLDS, ainsi que la longueur équivalente de tuyauterie fonction des coudes. La viscosité cinématique de l'eau à 12 °C est voisine de 1 centistoke

Nota technique

$$\text{Nombre de } RE = (V D \rho) / \nu$$

$$\text{Si } RE < 2000 \quad DP = (64 L \rho V^2) / (200 RE \times D)$$

$$\text{Si } RE > 4000 \quad DP = (0,316 \cdot 10^{-5} L \rho^{0,75} V^{1,75} \nu^{0,25}) / (10^{-3} D)^{1,25}$$

avec ρ	Densité du fluide	kg/m ³
ν	Viscosité dynamique	
$\mu = \nu / \rho$	Viscosité cinématique	centistokes (mm ² /s)
D	Diamètre intérieur du tube	mm
L	Longueur de la tuyauterie	m
ΔP	Perte de charge	bar
V	Vitesse du fluide dans la tuyauterie	m/s

Accès au programme à partir du lien

<http://www.infoenergie.eu/oces/pertes/pertelin1.htm>

Déroulement du programme sous XP pro à partir du lien

<http://www.infoenergie.eu/oces/pertes/aspiration-pompes.htm>

Notion de réseau hydraulique

Ce programme initialement élaboré par la société Oilgear pour protéger ses pompes hydrauliques a été conçu pour déterminer les pertes de pression en ligne sur leur réseau d'aspiration. Il est ainsi possible grâce à celui-ci d'évaluer les pertes de charges en ligne d'un réseau constitué par un gros collecteur relié au fleuve circulant dans l'égout principal alimentant un maximum de 5 sous-stations reliés au collecteur principal par des tuyauteries plus petites et de même diamètre circulant sous les rues adjacentes.

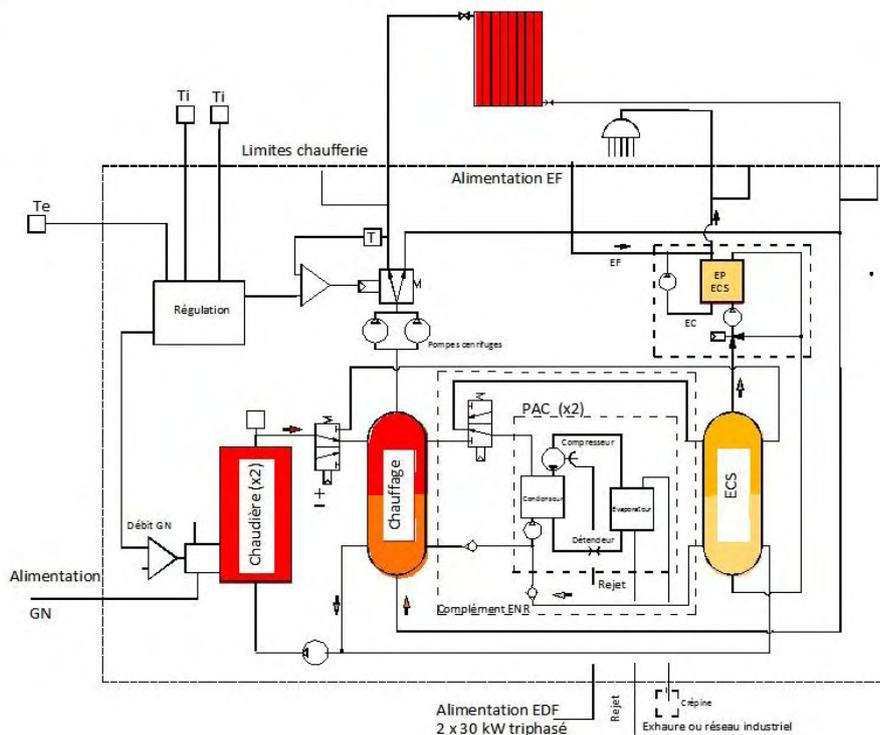
Le programme prend en compte les pertes de charges résultant des coudes sur les tuyauteries
Déroulement du programme sous XP pro à partir du lien

Photo prise lors du tournage du film "la grande vadrouille" dans un égout collecteur parisien montrant que la pose de tuyauteries de gros diamètre pour l'alimentation en eau non potable de l'évaporateur des pompes à chaleur aquathermique ne pose pas problème



La régulation de la pompe à chaleur et le circuit hydraulique

La PAC doit d'adapter au besoin thermique qui change selon la saison comme indiqué sur les figures 6 et 7 ci-dessous. Les variateurs de vitesse (appelés aussi *inverter* jouent un rôle important en adaptant la vitesse d'entraînement du compresseur au besoin thermique.



Schéma

avant-projet montrant les parties gaz et la partie PAC eau eau ainsi que la séparation des circuits

(Voir les différents modes de marche pages 415 et 416)

Conditions locales

La proximité d'une rivière, d'un lac ou de la mer est favorable à l'implantation d'une PAC aquathermique.

Exemple Celui du sous-sol à Boulogne Billancourt

Le site de *géothermie perspectives* confirme la nature du sous-sol français et son potentiel aquathermique ainsi que géothermique sur une échelle allant de très faible à très en passant par tous les intermédiaires tels que moyen, favorable et fort. Il ne précise pas toutefois l'épaisseur de la nappe libre, les débits spécifiques potentiels et la température moyenne de la nappe. La carte ci-contre indique que le potentiel aquathermique de Boulogne Billancourt en zone crayeuse* va de moyenne (couleur verte) à forte (couleur bleu)

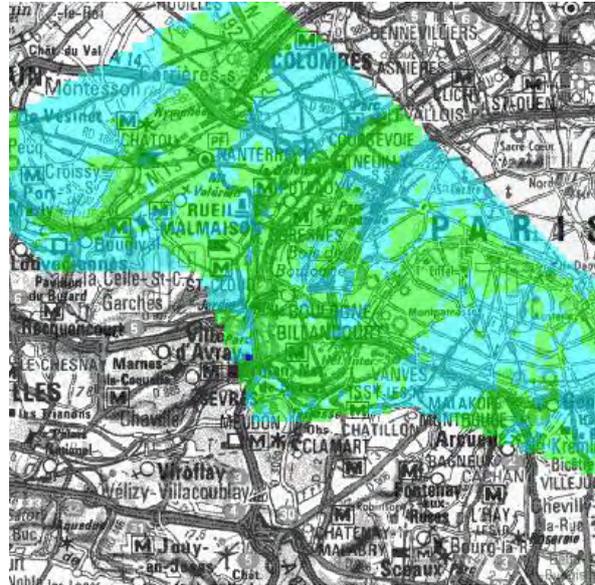


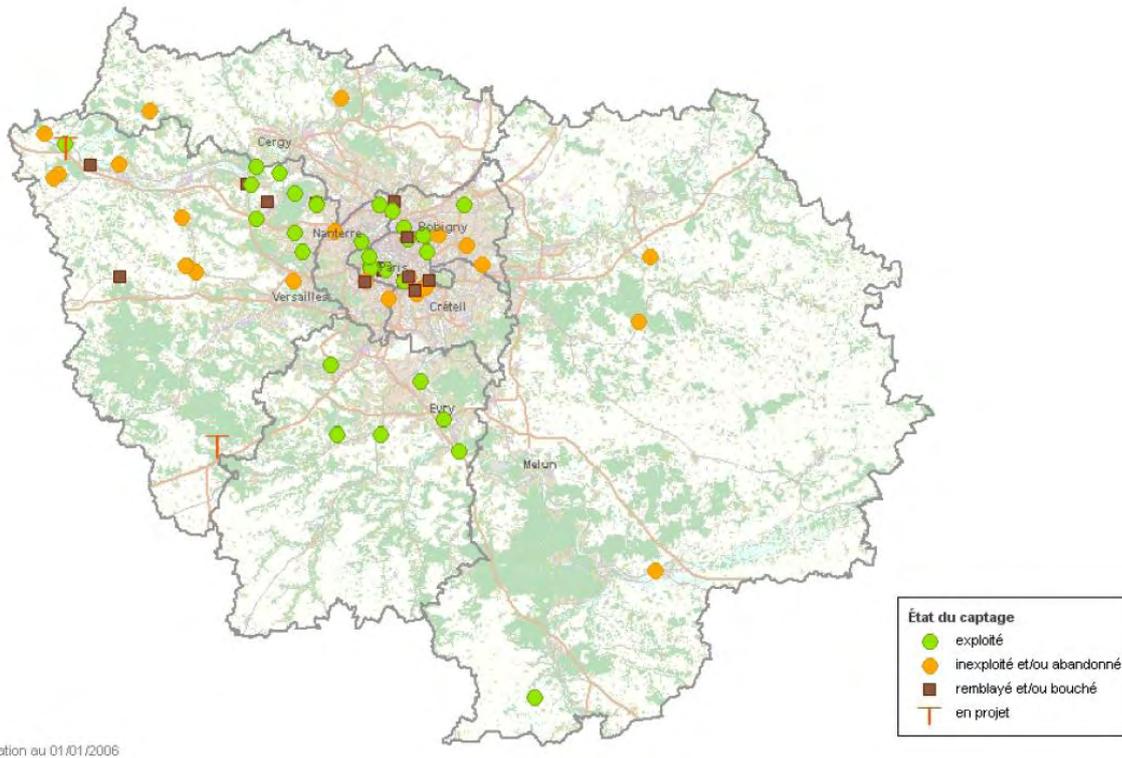
Figure 15

* La craie est une roche sédimentaire généralement blanche, tendre et perméable, à grains fins de densité 1,25 qui occupe une grande partie des couches superficielles du bassin parisien. Elle est constituée presque exclusivement de carbonate de calcium sous forme de coccolite (squelettes de foraminifères et autres êtres vivants microscopiques ayant vécu au crétacé). Le blanc de Meudon, le blanc de Troyes, le blanc d'Espagne sont des variétés de craie.



Figure 16

Les nappes profondes de l'Albien et du Néocomien en Ile de France sont une source d'approvisionnement en eau potable pour la région IDF. Les puits d'exploitation sont indiqués sur la carte ci-contre (selon la Drire (MAJ 20 nov 2006)



dition au 01/01/2006

Figure 17 Un ingénieur en charge du chantier Bouygues concernant l’installation d’un parking sous terrain de 2400 m² sur plusieurs niveaux au lieu-dit "Square de Parchamps" situé à environ 400 m du terrain de l’immeuble objet du « cas pratique » conforte les cartes de géothermie perspectives et la présence d’eau en quantité importante dans le sous-sol bouloonnais.

Forage

Quelques questions ont été posées en février 2009 aux opérateurs d'une foreuse en action à l'angle des bd Jean-Baptiste Clément et Anatole France place des anciens combattants à 200 m de notre immeuble
Leurs réponses à nos questions n'engagent qu'eux seul.

Questions	Réponses
A quelle profondeur est l'eau?	Environ 10 mètres
Existe-t-il des machines pour forer avec une hauteur de 3 mètres dans un garage pour mettre une PAC	oui c'est la longueur des tiges de forage qui conditionnent la hauteur de la machine il en existent de 1,5 mètres.
Quel est temps de forage à 10 mètres	la matinée
Donc dans la journée les deux forages sont faits	3 jours tout compris

Commentaires du foreur:

Votre demande est dans l'air du temps. Il est possible de forer dans le garage.
La nappe phréatique est à moins de 9 mètres en hiver. Nous connaissons le diamètre de forage en fonction du débit nécessaire*. De plus nous avons maintenant une notion du coût pour les puits gainés: 2 hommes pendant 3 jours soit :

L'avenir m'intéresse

$8 \times 3 \times (100 \times 2+1) = 7200$ euros (2 hommes + la machine sur chenille de caoutchouc).
Sur ce prix il faut rajouter les tuyaux et la pompe immergée dit de forage et le point de levage 3000N



Petite foreuse à chenille caoutchouc

* voir le livre "La géothermie" de J. Lemale édition Dunod page 207 fig 8.3
Diamètre extérieur tubage 120 mm pour 20 m³/h

Un exemple de PAC eau eau

Figure 16 PAC Waterkotte eau eau
(Fluide R 134a pour monter à 60°C
Deux PAC de la taille inférieure en
cascade semblent préférables

PAC GÉOTHERMIQUE série DS 6500.4

PLAGES DE PUISSANCE : 164,4 à 340,6 kW

**Chauffage,
eau chaude sanitaire,
rafraîchissement naturel***



L2300 cm x H1815 cm x P1110 cm

- Compresseur hermétique accessible à vis
- Régulation électronique avec programmes : chauffage, eau chaude sanitaire, rafraîchissement
- Paramétrages et intervention à distance à l'aide d'un modem et d'un logiciel à disposition de l'installateur agréé
- Gaz 134A

Valeur nominale	6237.4	6271.4	6296.4	6388.4	6438.4	6485.4
Puissance absorbée/telle W10/W35	kW 27,9/164,4	32,3/186,7	35,8/207,3	44,6/269,3	51,1/302,7	56,5/340,6
Débit d'eau nappe phréatique (W10/W35)	m ³ /h 29,4	33,2	36,9	48,4	54,2	61,1
Perte de pression dans l'évaporateur	mCE 2	2,1	2,6	2,6	2,8	2,7
Débit d'eau nappe phréatique mini. (W10/W35)	m ³ /h 19,6	22,2	24,6	32,3	36,1	40,8
Débit d'eau de chauffage (W10/W35)	m ³ /h 28,3	32,2	35,7	46,4	52,1	58,7
Perte de pression dans le condenseur	mCE 1,8	1,9	2,3	2,3	2,5	2,4
Conditions limites (pour 100% de puissance)	B-S/W55 OU W5/W65					
Compresseur frigorifique	Type					Compresseur à vis

* Le compresseur ne fonctionne pas : économie d'énergie

L'avenir m'intéresse

Carte des ressources faible profondeur à Boulogne Billancourt

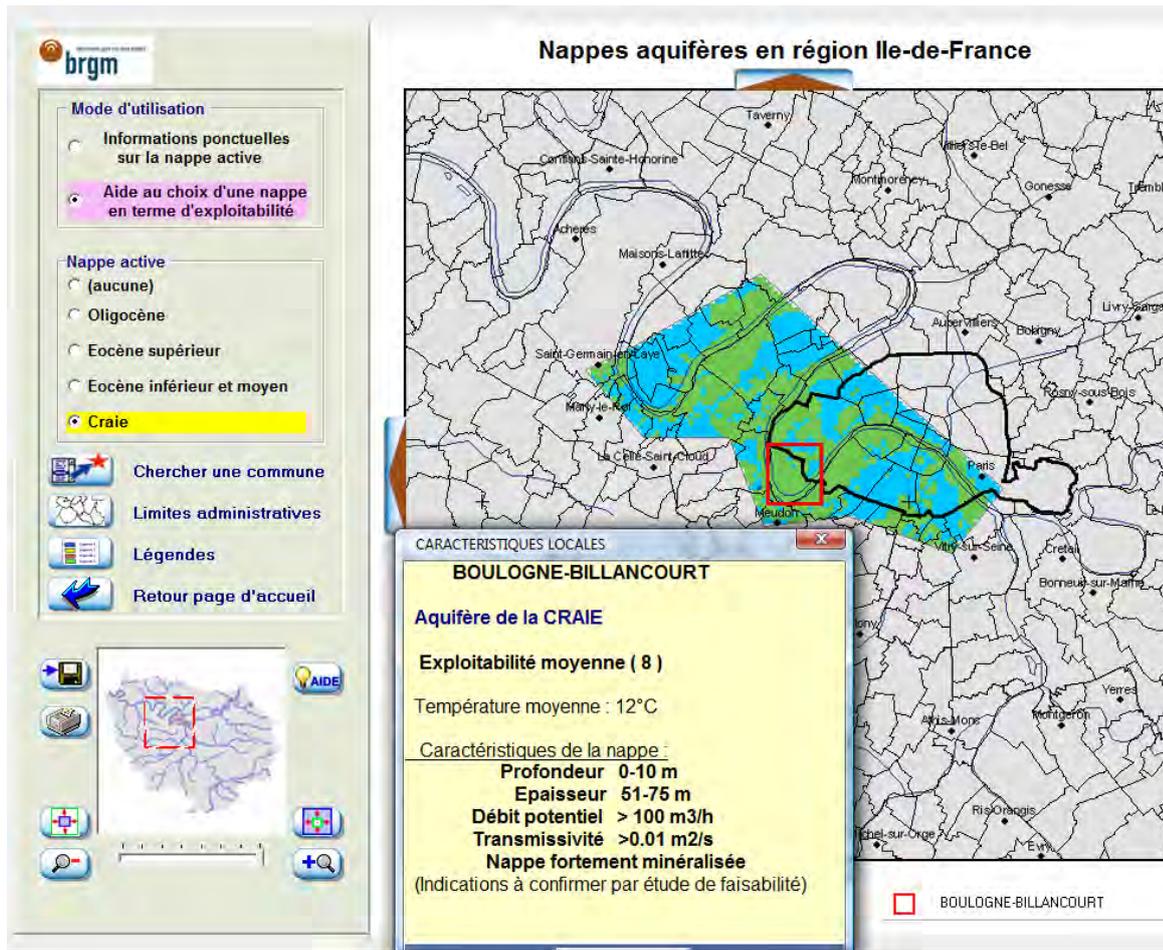


Figure 18 Les informations sont corroborés par les ingénieurs du BRGM région IDF

Caractéristiques souhaitées pour la PAC sur nappe libre

Température source froide Tf	10°C	COP	COP pratique	Puissance thermique
Température au condenseur Tc	théorique		souhaité 70%	disponible kW
30 °C	15,2		10,6	424 pour mémoire
40 °C	10,4		7,3	292 pour mémoire
50 °C	8,1		5,7	226
60 °C	6,7		4,7	186
70 °C	5,7		4	160

COP théorique $COP = T_c / (T_c - T_f)$ en K

Puissance moyenne absorbée par le variateur électronique 15 kW
 Puissance nominale du variateur électronique 30 kW
 (Possibilité de prévoir deux compresseurs identiques de 30 kW)

3 ☹️ *Fonctionnement en PAC géothermique avec champs de sondes*

Sur le plan fonctionnel deux différences importantes différencient les PAC géothermique avec champs de sondes par rapport aux solutions 1 et 2 :

- l'énergie thermique renouvelable qui est plus prélevée dans l'air ou dans l'eau voire même à la fois alternativement dans ces deux milieux est cette fois prélevée dans le sol.
- Alors que le fluide caloporteur des PAC aérothermiques circule à l'état gazeux et à très basse température dans un évaporateur comparable aux radiateurs à ailettes comparables à ceux prévus pour assurer le refroidissement des moteurs à combustion interne des voitures, le fluide caloporteur des PAC avec champs de sondes circule directement dans le circuit de captage de l'énergie environnementale dans des tubes métalliques de faible diamètre incorporés dans la sonde verticale. Les métaux tels que le cuivre ou l'aluminium allié au silicium sont d'excellent thermique (Voir les déperditions thermiques des métaux page 131) bien adapté pour assurer la circulation du fluide caloporteur lui aussi à l'état gazeux et à très basse température. De plus les pertes de charges en ligne des tubes de petit diamètre peuvent éventuellement jouer le rôle de détendeur. Cette capacité du tube métallique d'échanger un flux thermique important entre le fluide circulant dans celui-ci et son environnement, capacité qui est considérée comme un défaut pour le transport de l'eau chaude du fait des déperditions thermiques favorise ici le refroidissement du sol et éventuellement de la nappe libre. Plutôt que de pomper l'eau de la nappe libre comme dans la solution précédente au fin de refroidissement dans un évaporateur en pratique un échangeur à plaque situé en chaufferie ce sont les conduits circulants dans les forages verticaux qui font office d'évaporateur (Voir la figure page 49 avec forage vertical en mode géothermie). Dans ce cas, l'eau de la nappe phréatique même si elle est présente dans le sous-sol n'est plus utilisée directement pour assurer le transfert thermique à la source froide. La présence d'une nappe libre et de son écoulement gravitaire à l'aplomb des forages favorise cependant les échanges thermiques, diminue le nombre de forages et surtout assure la pérennité de l'échange en raison du renouvellement de l'eau de la nappe.

Le principal inconvénient de cette troisième solution avec champs de sonde est son coût élevé en raison du nombre de puits de forage. Lorsque l'échange se fait avec le fluide caloporteur des pompes à chaleur à compresseur circule le plus souvent. Cette disposition est également envisageable côté source chaude en sortie du condenseur avec les émetteurs de chaleur du type ventilo-convecteur de nouvelle génération (Voir page 352). On constate une amélioration des performances de la pompe à chaleur, lorsque le prélèvement environnemental de l'énergie se fait dans le sous-sol et non dans l'air. Dans ce dernier cas et

La formule de Darcy permet d'estimer cette vitesse la vitesse d'écoulement de l'eau de la nappe libre connaissant la section S totale offerte à l'écoulement, le coefficient de perméabilité du sous-sol K en m/s et le gradient de charge hydraulique $(H_1 - H_2)/L$ correspondant en pratique sensiblement en zone de plaine à la pente moyenne de la rivière.

Perméabilité minimum (première approche de calcul sous toutes réserves)

Hypothèses

Prenons comme support de raisonnement une réalisation en Ile de France ayant donné satisfaction pour une maison individuelle. Cinq forages de 30m de profondeur effectués à proximité d'une rivière de taille moyenne ayant un débit moyen de 6 m³/s, se sont avérés suffisants pour assurer le chauffage d'une grande maison de 300 m² habitable mal isolée. Ces forages effectués dans une zone alluvionnaire de l'Ile de France et dans le département de Seine et Marne 77 ont été suffisants pour que les échanges thermiques avec l'environnement s'effectuent correctement à la source froide et ceci pour une puissance thermique voisine de 20 kW. Il aura fallu dans ce cas particulier plusieurs tentatives pour réduire les frais d'exploitation très élevés de la chaufferie fioul prévu initialement : Passage au gaz propane, puis chauffage bois jugé trop contraignant pour l'utilisateur. Le COP moyen annuel proche de 5 de cette chaufferie thermodynamique géothermique est proche de l'aquathermie avec pompage dans la nappe du fait de la présence d'un aquifère circulant autour des sondes. Cette bonne performance a permis de diviser dans le même rapport les frais d'exploitation de la chaufferie initiale qui consommait bon an mal an 6 m³ de fioul avec une dépense irrecevable. Les travaux d'infrastructure avec cette dernière solution ont été jugés acceptables pour l'exploitant. Il faut dire que la présence d'une nappe libre à l'aplomb des forages assure la pérennité du chauffage.

Caractéristiques principales du dispositif

- Epaisseur de la nappe libre 20m avec dessus nappes à -10m
- Profondeur des forages 30 m
- Nombre de forage 5 espacés d'environ 1 m
- **S** section frontale totale offerte à l'écoulement 5 x 20 = 100 m²
- Température de l'eau **Te** en amont des forages 12°C
- Température de l'eau **Ts** en aval des forages supposée à 4°C
- **c** Chaleur spécifique de l'eau 4,18 kJ/kg et °C
- **Q** débit d'eau traversant la section frontale m³/s (ou **q** en kg/s dans 2)

On peut calculer le débit d'eau nécessaire pour prélever une puissance **P** = 20 kW dans l'environnement à partir de la formule $P = q (T_e - T_s) c$

(Voir page 185) on a $q = P / (T_e - T_s) c$ soit $q = 20 / ((12-4) \times 4,18) = 0,6$ l/s

Pour obtenir un tel débit avec une surface frontale de 100 m² la vitesse d'écoulement doit être de $0,0006/200 = 3 \times 10^{-6}$ m/s. Pour une pente moyenne du grand Morin à Coulommiers supposée voisine de celle de la Seine ($1^{0/00}$) $(H_1 - H_2)L$ est égal à 10^{-3} (NB sans dimension) la perméabilité locale **K** du terrain est égale à

$$K = v / (H_1 - H_2) / L = 3 \times 10^{-6} / 10^{-3} = 30 \times 10^{-4} \text{ m/s}$$

Voir formule 1) ci-dessus

Un calcul par homothétie pour 2

Hypothèses :

La perméabilité du sous-sol des plaines alluviales à Boulogne est supposée la même que sur le grand Morin (les deux communes sont en IDF)

- Epaisseur de la nappe libre 40m avec dessus nappes à -10m
- Puissance à transmettre 250kW (avec le même COP de 5)

L'avenir m'intéresse

- Profondeur des forages 50 m
- Température de l'eau T_e en amont des forages 12°C avec 4°C en aval des forages 4°C soit $\Delta T = 8^\circ\text{C}$ supposé identique
- c Chaleur spécifique de l'eau $4,18 \text{ kJ/kg et } ^\circ\text{C}$
- Pente moyenne de la Seine à Paris un peu plus faible $0,55\text{m par km}$ soit $(H_1 - H_2)/L$ égal à $5,5 \times 10^{-4}$ (NB sans dimension)
- vitesse d'écoulement réduite à $v = K (H_1 - H_2)L = 30 \times 10^{-4} \times 5,5 \times 10^{-4} = 165 \times 10^{-8} = 1,65 \times 10^{-6} \text{ m/s}$
- D'après la formule 2) le débit d'eau traversant la section frontale doit être égal à $q = P / (T_e - T_s)$
 $c = 250 / (8 \times 4,18) = 7,5 \text{ l/s}$ ou $0,0075 \text{ m}^3/\text{s}$
- S section frontale totale nécessaire avec une vitesse de $1,65 \times 10^{-6} \text{ m/s}$ $S = Q/v = 0,0075 / 1,65 \times 10^{-6} = 4550 \text{ m}^2$
- Nombre de forages 110 espacés de 1m !

Valeurs habituelles de la perméabilité d'après le BRGM

(les plages indiquées sont très importantes en raison de l'hétérogénéité du sous-sol)

1. $K > 10^{-4} \text{ m/s}$ très bonne perméabilité
2. - semi perméabilité $10^{-9} < K < 10^{-4}$
3. Sous-sol considéré comme imperméable $K < 10^{-9} \text{ m/s}$ (la glaise contient beaucoup d'eau et pourtant elle est imperméable)

Evolution des fluides caloporteurs

La recherche d'un fluide caloporteur « idéal » est au cœur de la recherche et conditionne en partie l'évolution du chauffage thermodynamique. Le gaz carbonique, le fluide par lequel le mal arrive au niveau du climat aussi appelé le dioxyde de carbone (CO_2) ou encore le R744 par le frigoriste rentre curieusement en liste en tant que fluide caloporteur. Ce fluide a déjà été utilisé comme fluide caloporteur pour les PAC de forte puissance (jusqu'à 4000 kW). Il a la capacité de fonctionner à plus haute à haute température à la source chaude (jusqu'à 90°C). Un calcul comparable à celui effectué ci-dessus pourrait être effectué avec celui-ci en prenant en compte sa chaleur latente de vaporisation au point d'ébullition plus importante (570 kJ/kg). Ce fluide caloporteur pourrait solutionner le problème du chauffage des bâtiments existants mal isolés équipés de radiateur haute température mais ne faut pas perdre de vue que les performances de la PAC sont affectées par l'augmentation de la température à la source chaude et aussi par le fait que l'augmentation de la température est tributaire d'une augmentation de la pression et son corollaire le risque de fuite plus importante. Il est certainement plus intelligent d'utiliser le CO_2 en circuit fermé que de le dissiper en grosse quantité dans l'atmosphère avec la combustion. On cherche aussi, quitte à compliquer la chaîne moléculaire du fluide caloporteur et son coût à progresser encore en ce qui concerne les émissions de Gaz à effet de serre (GES) en cas de fuite. Le HFO 1234yf, breveté par Honeywell pourrait se présenter comme une alternative au R134a dans ce domaine mais il ne faut pas perdre de vue que le fluide caloporteur d'une pompe à chaleur fonctionne en circuit fermé toute fuite vers l'extérieur étant prohibée.

Conclusion

Il ressort de l'étude ci-dessus qu'au moins une solution est envisageable pour assurer le chauffage thermodynamique de Paris intramuros et de sa proche banlieue ainsi que de la plupart des grandes villes françaises parcourus par de grands fleuves comme la Loire, la Garonne ou de la Dordogne. Les enregistrements effectués au Parc Montsouris depuis 1873 prouvent que la France n'a connu que 4 vagues de froid qui n'ont guère dépassées 2 à 3 semaines. Même le Rhône, fleuve à régime glaciaire en raison de l'apport en eau froide de la plupart de ses affluents semble également propice au chauffage thermodynamique par le fait que sa température augmente sensiblement en aval du lac Léman et aussi après la centrale nucléaire située avant Lyon qui le réchauffe de quelques 2 à 3 °C. Au travers de l'étude des 3 solutions envisagées ci-dessus pour améliorer l'échange thermique avec l'air, le sol et l'eau, parfois même conjointement avec « l'air et l'eau » ou « l'eau et le sol » simultanément, la solution consistant à profiter de la proximité de la rivière ou du fleuve par rapport à la ville pour le chauffage thermodynamique est extrêmement intéressante pour le chauffage urbain dans l'existant. Dans le cas qui nous intéresse, celui de la Seine à Paris, l'aménagement des réseaux d'alimentation en eau non potable circulant dans les égouts est celle qui semble assurer la plus grande sécurité de fonctionnement. Ces réseaux pompant l'eau directement dans la seine seraient comparables à ceux utilisés pour le chauffage urbain provenant de la combustion ou de la géothermie profonde avec toutefois un avantage : il n'est plus besoin dans ce cas de se soucier des échanges thermiques de l'eau chaude transportée avec son environnement. Ces échanges thermiques, qui limitent drastiquement la distance entre la centrale de combustion et l'utilisateur avec le chauffage urbain deviennent un avantage. Les échanges thermiques entre l'eau froide véhiculée dans ce réseau et la température modérée régnant dans les égouts vont réchauffer l'eau provenant du fleuve du fait des échanges thermiques entre le tube et son environnement. Ceci a pour conséquence d'améliorer les performances de la pompe à chaleur par le fait que l'eau arrive à une température plus élevée à l'évaporateur. Voilà une bonne opportunité de lever les petites incertitudes sur l'assise des bâtiments résultant du pompage dans la nappe phréatique et aussi d'assurer le développement du secteur des presses à filer en France pratiquement à l'arrêt en France. Deux ou 3 presses à filer avec perceur assureraient petit à petit le besoin en tube d'aluminium inoxydable au fur et à mesure de la mise en place des nouvelles chaufferies. Cette dernière solution semble la meilleure parmi toutes les solutions envisagées. Elle solutionnerait le problème du forage en ville souvent inenvisageable compte tenu de la densité démographique et l'absence de terrain. Lorsque le forage est envisageable et à défaut de pouvoir disposer d'un réseau d'alimentation communal en eau non potable la pérennité de la chaufferie hybride (Solution 2 GAZ- PAC à compresseur sur nappe libre) est rassurante : d'une part elle facilite l'entretien de l'exhaure pendant l'été ou en mi saison la génération état assuré par le gaz, elle évite d'autre part le cycle de dégivrage et les dépôts de glace en hiver en améliorant le COP pendant l'hiver et enfin elle libère les structures supérieures des bâtiments. La pérennité du chauffage serait améliorée par rapport à la réalisation faite à Nancy par Mitsubishi avec la PAC à compresseur *eau eau* seule. Ceci d'autant que la température minimum moyenne sur Paris est supérieure à celle de Nancy. Concernant la solution champs de sondes géothermique où l'on refroidi la nappe sans pomper sans celle-ci, force est de constater que le grand nombre de forages affecte le coût de l'investissement et est incompatibles avec l'espace disponible existant en ville. Il subsiste trop d'incertitude sur le nombre de forages résultant du calcul selon la présence d'eau ou non dans le sous-sol. Dans un premier temps, et en cas de doute sur cette pérennité, le circuit d'une chaufferie hybride GAZ-PAC évoqué *figure 11* permettrait de ne prendre aucun risque. Compte tenu de la faible fréquence des périodes de froid actuelles et leur faible durée, les consommations de gaz résultant de cette solution seraient très réduites diminuant considérablement notre dépendance en gaz en diminuant les inconvénients résultants du niveau sonore des évaporateurs fonctionnant sur l'air.