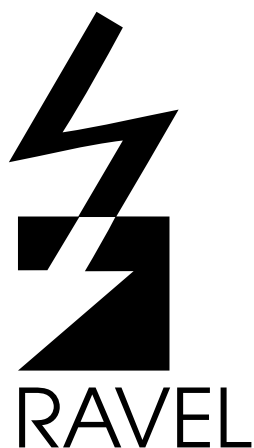


Pompes à chaleur

Planification, construction
et exploitation des installations
de pompes à chaleur électriques

RAVEL dans le domaine de la chaleur
Cahier 3



Pompes à chaleur

Planification, construction et fonctionnement des installations de pompes à chaleur électriques

En Suisse, le nombre de pompes à chaleur devrait atteindre, en l'an 2000, 100 000 unités, ce qui impose un quadruplage annuel du nombre d'installations. Ce but devrait être atteint grâce au soutien apporté par l'Office fédéral de l'énergie, à la promotion et à la réalisation d'installations de pompes à chaleur. Mais un problème se pose : les spécialistes compétents pour ce genre d'installations sont encore très rares. Pour qu'une pompe à chaleur électrique fonctionne correctement, il faut que la quantité de chaleur produite soit en relation avec la quantité de courant injecté. L'objectif visé (le coefficient de performance annuel) se situe, selon le type de fonctionnement et la source de chaleur, entre 2,5 et 3,5 unités de chaleur produites par unité d'électricité injectée. Cette brochure indique comment doit se dérouler la planification d'une installation de pompe à chaleur pour que le coefficient de performance annuel désiré soit atteint et garanti au client par contrat. Elle offre, entre autre, une vue d'ensemble sur la technique des pompes à chaleur : explications sur les différents principes de base et les divers types de construction, descriptions sur les possibilités d'utilisation et les propriétés des sources de chaleur, éclaircissements concernant les nouvelles tendances de développement des composants de ces installations. Un fil conducteur permet au lecteur de discerner quels sont les critères à prendre en compte pour la planification et le calcul de rentabilité d'une installation. Les auteurs consacrent un chapitre entier au thème «Optimisation de l'exploitation et contrôle des résultats», où il est répondu aux questions relatives au choix des appareils nécessaires au contrôle de fonctionnement de l'installation, aux mesures à prendre pour garantir un bon fonctionnement de l'installation après sa mise en service, à l'emplacement des points de mesure et à l'interprétation des résultats. Un exemple pratique décrit en détail la planification et les phases de calcul relatives à une installation. Des tableaux récapitulatifs énumèrent les causes les plus courantes des défauts de fonctionnement, leurs répercussions et les mesures à prendre pour les éviter. De plus, les auteurs ont passé sous la loupe toutes les normes et directives touffues pour les remplacer par des indices caractéristiques et des méthodes de calcul pratiques et fiables. Dans les pages suivantes et dans ses cours, RAVEL délivre aux spécialistes désireux de prendre un nouveau départ dans un marché en pleine croissance – celui de la pompe à chaleur précisément – le bagage de connaissances nécessaires.

ISBN : 3-905233-69-X

Edition originale : ISBN 3-905233-09-6

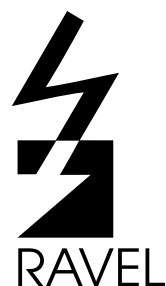
1995

N° de commande : 724.356 f

Pompes à chaleur

**Planification, construction
et exploitation des installations
de pompes à chaleur électriques**

**RAVEL dans le domaine de la chaleur
Cahier 3**



**Programme d'impulsions RAVEL
Office fédéral des questions conjoncturelles**

«RAVEL dans le domaine de la chaleur» en 5 cahiers

Rédacteur principal : Hans Rudolf Gabathuler

Dans un proche avenir, les techniques d'amélioration des systèmes liés à l'énergie vont gagner beaucoup d'importance. Sur ce thème, la littérature à disposition est encore peu abondante. C'est pourquoi trois cours RAVEL «Récupération de chaleur et utilisation des rejets thermiques», «Pompes à chaleur» et «Couplage chaleur-force» vont permettre aux planificateurs actuels de se perfectionner dans ce domaine prometteur. La série de publications éditée à cet effet, «RAVEL dans le domaine de la chaleur» se compose de cinq cahiers. Ces cahiers peuvent être obtenus à l'Office central fédéral des imprimés et du matériel, 3000 Berne.

- Cahier 1: Electricité et chaleur – document de base et annexes (N° de commande : 724.357 f)
- Cahier 2: Récupération de chaleur et utilisation des rejets thermiques (N° de commande : 724.355f)
- Cahier 3: Pompes à chaleur (N° de commande : 724.356f)
- Cahier 4: Couplage chaleur-force (N° de commande : 724.358d)
- Cahier 5: Schémas standards



Points importants



*Indications concernant la série
«RAVEL dans le domaine de la chaleur»
(voir ci-dessus)*



Bibliographie complémentaire



Renseignements sur le logiciel



Exemples de calculs



*Dénomination, formules et abréviations
à la page 61*

INDEX

Index aux pages 62 et 63

Auteurs

Thomas Baumgartner, Ingenieurbüro für Haustechnik,
Bettlistrasse 35, 8600 Dübendorf
Hans Rudolf Gabathuler, Gabathuler AG,
Kirchgasse 23, 8253 Diessenhofen
Hans Mayer, Gabathuler AG,
Kirchgasse 23, 8253 Diessenhofen
Gyula Szokody, Hoval Herzog AG,
General-Wille-Strasse 201, 8706 Feldmeilen

Rédaction et réalisation

Hans Rudolf Gabathuler, Gabathuler AG,
Kirchgasse 23, 8253 Diessenhofen

Traduction

Planair, Crêt 108A, 2314 La Sagne

Graphisme

Monika Ehrat, 8240 Thayngen

Mise en page et photocomposition

Consortium Dac/City Comp SA
Morges et Lausanne

Organes de soutien

ASMFA Association suisse des maîtres ferblantiers
et appareilleurs
INFEL Centre d'information pour les applications
de l'électricité

ISBN 3-905233-69-X

Edition originale : ISBN 3-905233-09-6

Copyright © 1995 Office fédéral des questions conjoncturelles, 3003 Berne, janvier 1995.
Reproduction d'extraits autorisée avec indication de la source.

Diffusion : Coordination romande du programme d'action
«Construction et Energie», EPFL-LESO, Case postale 12,
1015 Lausanne (Numéro de commande 724.356 f)

Avant-propos

D'une durée totale de 6 ans (1990-95), le programme d'action « Construction et Energie » se compose des trois programmes d'impulsions suivants :

- PI-BAT – Entretien et rénovation des constructions
- RAVEL – Utilisation rationnelle de l'électricité
- PACER – Energies renouvelables

Ces trois programmes d'impulsions sont réalisés en étroite collaboration avec l'économie privée, les écoles et la Confédération. Leur but est de favoriser une croissance économique qualitative. Dans ce sens ils doivent conduire à une plus faible utilisation des matières premières et de l'énergie, avec pour corollaire un plus large recours au savoir-faire et à la matière grise.

Le programme RAVEL cherche principalement à améliorer la compétence des professionnels à utiliser l'énergie électrique à bon escient. Outre les aspects de la sécurité et de la production, qui étaient prioritaires jusqu'ici, il est aujourd'hui indispensable de s'intéresser davantage aux rendements. RAVEL a établi une matrice de consommation qui définit dans leurs grandes lignes les thèmes à traiter. Les procédés utilisés dans l'industrie, le commerce et le secteur tertiaire sont à considérer parallèlement aux utilisations de l'électricité dans les bâtiments. Dans ce contexte, les groupes-cibles concernés sont les spécialistes de tous les niveaux de formation et les décideurs qui doivent gérer les investissements en matière d'équipements et de procédés.

Cours, manifestations, publications, vidéos, etc.

Les objectifs de RAVEL sont poursuivis par des projets de recherche et de diffusion des connaissances de base, par des cycles de formation et de perfectionnement, ainsi que par l'information. Le transfert des nouvelles connaissances est orienté vers une mise en pratique dans le travail quotidien. Il repose principalement sur des publications, des cours et des réunions. Une journée d'information annuelle RAVEL permet de présenter et de discuter des nouveaux résultats, développements et tendances de cette discipline fascinante qu'est l'utilisation rationnelle de l'électricité. Les personnes intéressées trouveront dans le bulletin « Construction et Energie » de plus amples informations sur le vaste éventail des possibilités en matière de formation continue offertes aux groupes-cibles. Ce bulletin paraît trois fois l'an et peut être obtenu gratuitement en s'adressant à la Coordination romande du programme d'action « Construction et Energie », EPFL-LESO, Case postale 12, 1015 Lausanne. En outre, chaque participant à un cours, ou autre manifestation du pro-

gramme, reçoit une publication spécialement élaborée à cet effet. Toutes ces publications peuvent également être obtenues en s'adressant directement à la Coordination romande du programme d'action « Construction et Energie », EPFL-LESO, Case postale 12, 1015 Lausanne.

Compétences

Afin de maîtriser cet ambitieux programme de formation, il a été fait appel à des spécialistes des divers domaines concernés ; ceux-ci appartiennent au secteur privé, aux écoles, ou aux associations professionnelles. Ces spécialistes sont épaulés par une commission qui comprend également des représentants des associations, des écoles et des branches professionnelles concernées.

Ce sont les associations professionnelles qui prennent en charge l'organisation des cours et des autres activités proposées. Pour la préparation de ces activités, une direction de projet a été mise en place ; elle se compose du Dr Roland Walther, de M. Werner Böhi, du Dr Eric Bush, de MM. Jean-Marc Chuard, Hans-Ruedi Gabathuler, Jürg Nipkow, Ruedi Spalinger, du Dr Daniel Spreng, de M. Felix Walter, du Dr Charles Weinmann et de M. Eric Mosimann de l'OFQC. Une très large part des activités est confiée à des groupes de travail qui sont responsables du contenu, de même que du maintien des coûts et des délais.

Documentation

Après avoir été soumise à une large consultation pour être testée et discutée, la présente publication a été soigneusement remaniée. Toutefois les auteurs ont eu toute liberté d'analyser, selon leurs critères propres, différents points de vue sur des questions particulières et assument la responsabilité des textes. On pourra remédier à certaines lacunes pouvant se présenter dans la pratique en procédant à d'éventuelles adaptations. Les propositions seront prises en compte par l'Office fédéral des questions conjoncturelles et par le rédacteur (cf. page 2). Nous remercions vivement tous les collaborateurs qui ont offert leur précieux concours à l'élaboration de la présente brochure.

Office fédéral des questions conjoncturelles
Service de la technologie
Dr B. Hotz-Hart
Vice-directeur

Table des matières

1.	Technique des pompes à chaleur	7
1.1	RAVEL et la technique des pompes à chaleur	7
	Comment fonctionne une pompe à chaleur ?	7
	Comment concilier RAVEL et les pompes à chaleur ?	7
	Délimitation	7
1.2	Définitions	9
	Limites du bilan et indices	9
	Amplification électrothermique	9
	Types de construction	9
1.3	Éléments de construction	10
	Compresseur	10
	Évaporateur	11
	Condenseur	12
	Vanne de détente	12
	Dispositifs de sécurité	12
	Dispositif de dégivrage	13
1.4	Fluide frigorigène	14
1.5	Applications spéciales	15
	Pompes à chaleur pour la récupération de chaleur et l'utilisation des rejets thermiques	15
	Pompes à chaleur / chauffe-eau	15
	Petites pompes à chaleur	15
	Pompes à chaleur / déshumidificateur	16
1.6	Tendances du développement	16
2.	Planification	17
2.1	Fonctionnement	17
2.2	Diagramme température/puissance	17
2.3	Types de fonctionnement	18
	Fonctionnement monovalent	18
	Fonctionnement bivalent-parallèle	18
	Fonctionnement bivalent-alternatif	19
	Cas particulier « fonctionnement monoénergétique »	19
2.4	Conditions d'utilisation	20
	Utilisation directe ou indirecte ?	20
	Température de sortie du condenseur adaptée ou constante ?	20
	Choix du fluide frigorigène	21
	Choix du produit antigel	21
2.5	Sources de chaleur	22
	Nappe phréatique	22
	Eaux de surface	23
	Sous-sol	24
	Air extérieur	25
	Chaleur géothermique	25
	Rejets thermiques	26
	Quelle est la meilleure source de chaleur ?	26
2.6	Valeurs-cibles pour planification	27
	Degré d'influence « tolérance du produit »	27
	Degré d'influence « perte de pression dans l'évaporateur et le condenseur »	27
	Degré d'influence « perte de pression dans les sondes géothermiques »	28
	Degré d'influence « type de fonctionnement »	28
2.7	Coûts	30
	Frais d'investissement	30
	Tarifs de l'électricité	30

3.	Définition	31
3.1	Schémas standards	31
3.2	Trois formules	31
3.3	Comment éviter les erreurs	32
3.4	Accumulateur	37
	Découplage hydraulique	37
	Accumulateur technique, accumulateur de chaleur	37
	Chargement étagé, chargement par stratification	37
	Différence de température dans le condenseur, point d'enclenchement et de déclenchement	38
4.	Exemples d'application	43
4.1	Situation	43
4.2	Diagramme température/puissance	44
4.3	Pompe à chaleur	44
	Choix de la pompe à chaleur	44
	Pompe du condenseur	45
	Pompe de l'évaporateur	45
4.4	Accumulateur	46
	Contenance de l'accumulateur	46
	Elimination des turbulences dans l'accumulateur	46
4.5	Chaudière	46
	Puissance de la chaudière	46
	Vanne de réglage, pompe de la chaudière	47
4.6	Indices	47
	Indice de puissance ε (valeur instantanée)	47
	COP (valeur instantanée)	47
	Coefficient de performance annuel (COPA)	48
	Amplification électrothermique (AET)	48
4.7	Rentabilité	49
4.8	Calcul informatique	50
5.	Procédures d'autorisation	51
5.1	Services électriques	51
	Demandes de raccordement	51
	Limitation du courant à l'enclenchement	51
5.2	Source de chaleur	52
5.3	Autres prescriptions	54
	Protection contre le bruit	54
	Aération des locaux	54
	Aménagement et accès	54
6.	Optimalisation de l'exploitation et contrôles de qualité	55
6.1	Instrumentation	55
6.2	Enregistrement manuel des mesures et interprétation	57
6.3	Enregistrement automatique des mesures et interprétation	57
6.4	Contrôle de qualité	59
6.5	Surveillance du fonctionnement	59
	Dénominations, symboles, abréviations	61
	Index	63
	Publications du programme d'impulsions RAVEL	65

1. Technique des pompes à chaleur

1.1 RAVEL et la technique des pompes à chaleur

Comment fonctionne une pompe à chaleur ?

La pompe à chaleur (en abrégé : PAC) est un appareil qui soutire un flux de chaleur à basse température et qui, à l'aide d'une énergie noble, la restitue à haute température. Elle fonctionne selon le principe du cycle thermodynamique. La chaleur est transportée à l'aide d'un fluide frigorigène qui change d'état (liquide, gazeux) durant le cycle.

 Cycle thermodynamique et fonctionnement de la pompe à chaleur sont décrits dans le cahier 1, paragraphes 2.1 et 3.2.

Comment concilier RAVEL et les pompes à chaleur ?

Les pompes à chaleur utilisent du courant supplémentaire ! C'est exact, mais RAVEL considère que l'utilisation des pompes à chaleur est intéressante lorsqu'on tient compte du concept global de production de chaleur et d'énergie électrique. Cela signifie que les chauffages à résistance électrique – partout où cela est raisonnablement possible – doivent être remplacés par des pompes à chaleur. D'autre part, les installations de couplage chaleur-force seront construites en respectant une stratégie de protection de l'environnement. En d'autres termes, la production de courant, au moyen de combustible d'origine fossile, sera dorénavant moins préjudiciable pour l'environnement. C'est possible dès l'instant où une partie du courant produit par couplage chaleur-force est injectée dans l'amplification électrothermique (figure 1). La pompe à chaleur est l'exemple classique d'un amplificateur électrothermique : avec 1 part d'électricité, elle produit 3 parts de chaleur.

 Ces considérations sont décrites en détail dans le cahier 1, paragraphes 2.5 et 3.4.

Délimitation

Cette brochure ne traite que des pompes à chaleur mécaniques entraînées par moteur électrique hermétique ou semi-hermétique et compresseur. Il s'agit donc de pompes à chaleur prêtes à être raccordées, fabriquées en série, testées et livrées en pièces détachées pour des raisons d'expédition ou de montage.

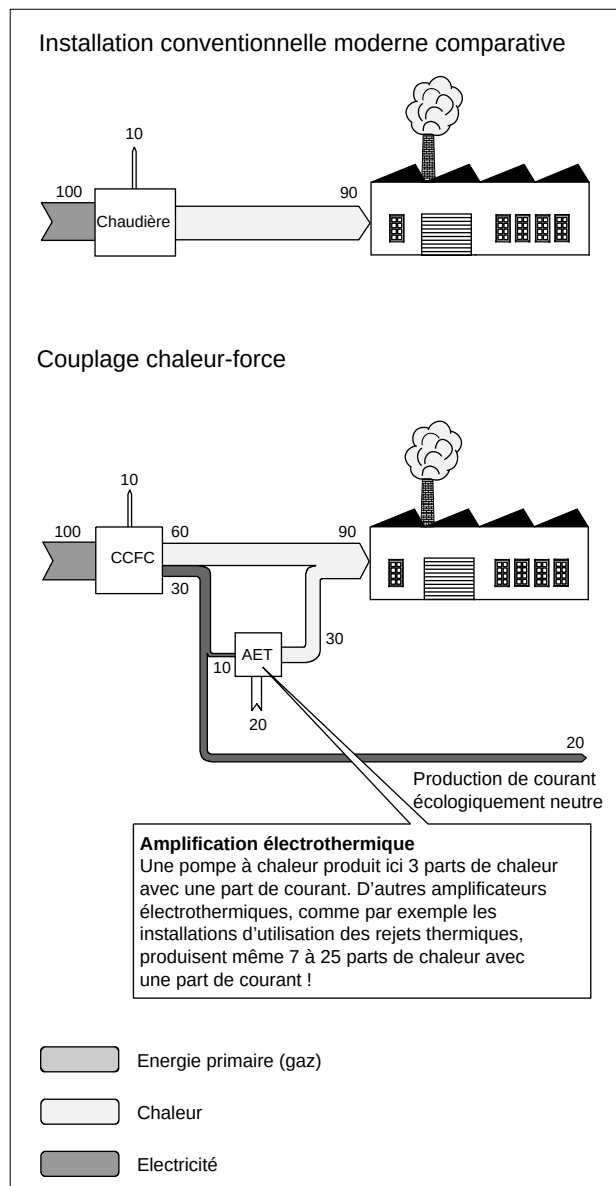


Figure 1 : A l'aide d'installations compactes de couplage chaleur-force reliées à des amplificateurs électrothermiques – ici une pompe à chaleur – on peut produire un courant pratiquement neutre du point de vue écologique. Installation compacte de couplage chaleur-force et pompe à chaleur ne doivent pas obligatoirement se trouver au même endroit.

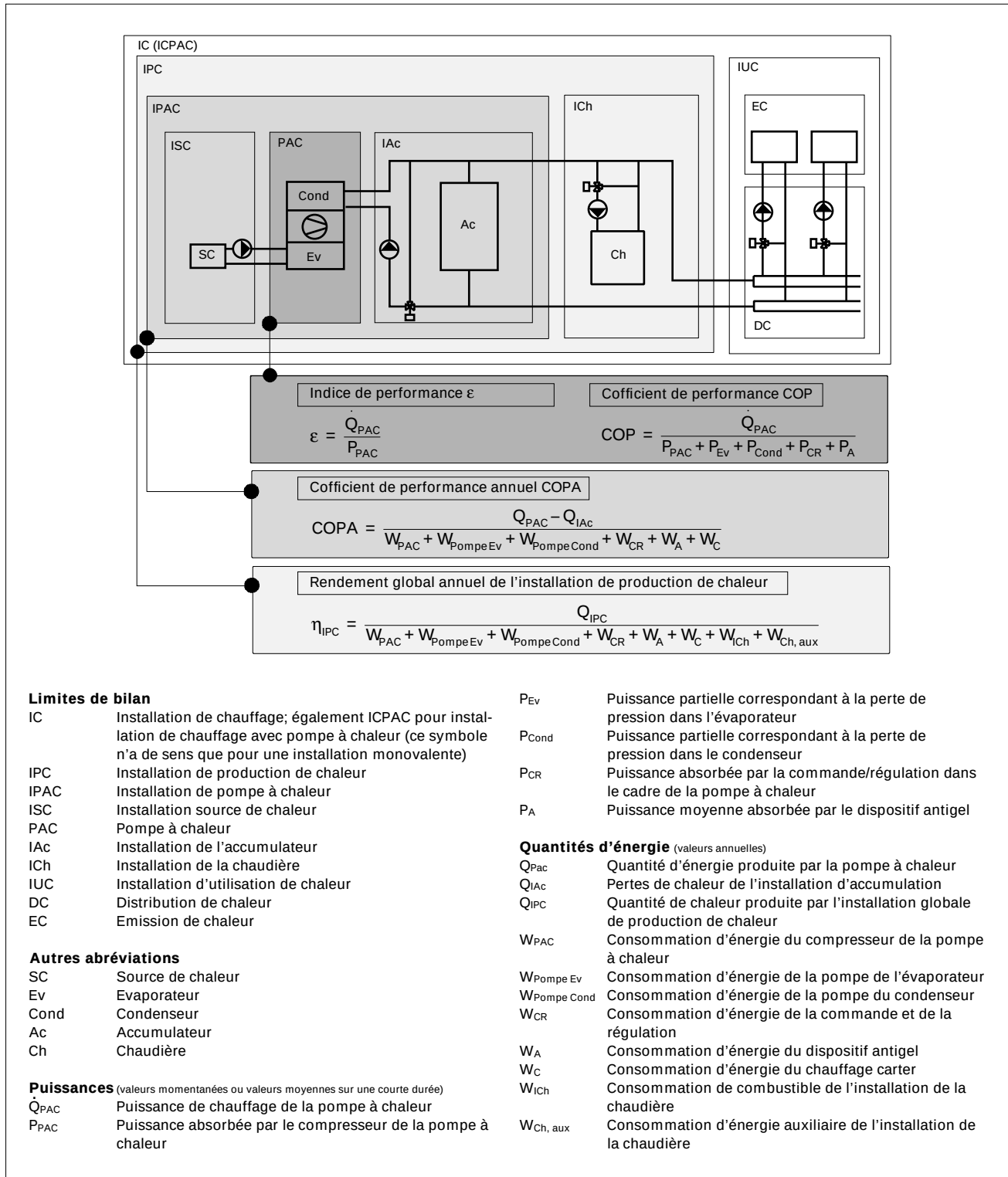


Figure 2: Limites de bilan et définitions des symboles.

1.2 Définitions

Limites du bilan et indices

En raison des définitions variées et en partie inadéquates figurant dans les normes, directives et publications, RAVEL a redéfini les limites du bilan et les indices au plus près de ce qui se pratique couramment (figure 2). Des descriptions antérieures ont été maintenues, mais en évitant certaines thèses contradictoires. La norme européenne EN 255 sur les pompes à chaleur a été prise en considération (elle ne contient en effet que des définitions relatives aux limites de bilan « Pompes à chaleur »).

Amplification électrothermique (AET)

L'amplification électrothermique est un nouvel indice permettant de définir l'efficacité du concept de production de chaleur et d'électricité (voir figure 2). Pour les pompes à chaleur, le facteur d'amplification électrothermique est défini comme suit :

$$AET = \frac{\text{chaleur produite par substitution de combustible fossile}}{\text{besoins électriques supplémentaires découlant de cette substitution}}$$

Dans la plupart des cas pratiques, on peut accepter avec la marge d'erreur qu'implique la simplification suivante :

AET = coefficient de performance annuel COPA

(Dans les installations bivalentes on constate une légère erreur – dont il n'est pas tenu compte – due au fait que la chaudière d'une installation conventionnelle utilise davantage d'électricité que celle, plus petite, d'une installation de pompe à chaleur).

Types de construction

Les pompes à chaleur sont désignées en fonction du fluide caloporteur. Le tableau 3 récapitule les différents types et donne un exemple de désignation abrégée.

Les pompes à chaleur compactes (figure 4 en haut) sortent de l'atelier de montage avec leur fluide frigorigène, prêtes aux raccordements et à la mise en service. Les avantages sont :

- installation simplifiée ;
- pas d'autorisation spéciale pour sa mise en place ;
- aucun contrôle d'étanchéité du circuit du fluide à effectuer sur place.

Désignation	Evaporateur	Condenseur
Pompe à chaleur eau/eau	eau	eau
Pompe à chaleur air/eau	air	eau
Pompe à chaleur saumure/eau	saumure	eau
Pompe à chaleur air/air	air	air
Exemple de désignations abrégées		
Type	eau/eau	
Température entrée évaporateur	10° C	
Température sortie condenseur	45° C	
Désignation abrégée	W10/W45	

Tableau 3: Variétés courantes de pompe à chaleur.

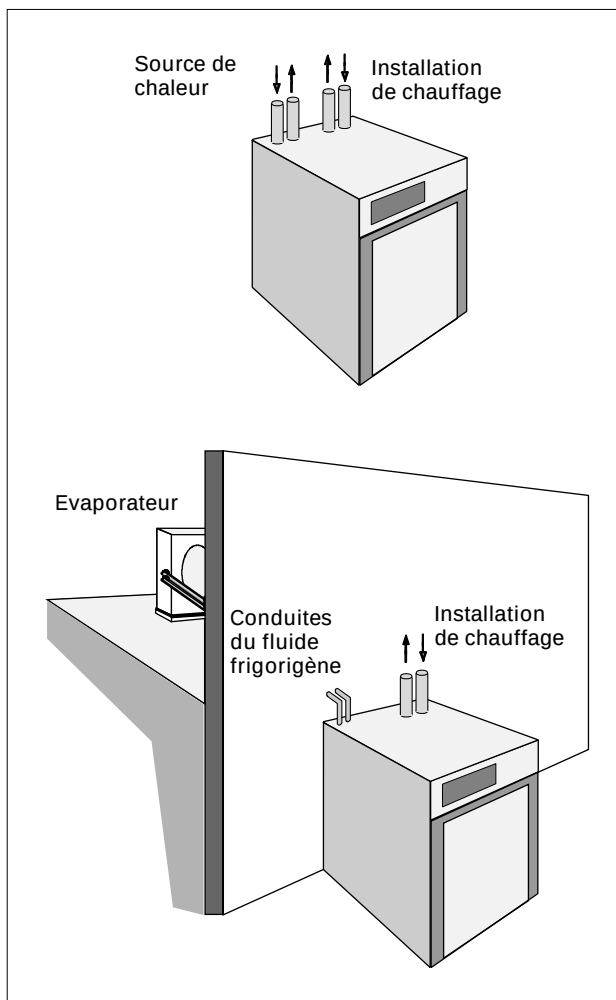
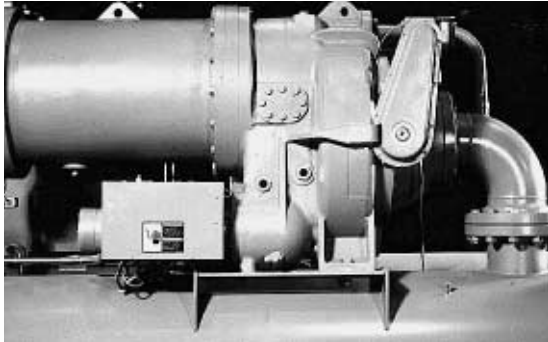


Figure 4: Pompe à chaleur compacte (en haut) et pompe à chaleur split (en bas).



Domaine d'application : à partir d'environ 500 kW de puissance de chauffage

Figure 5: Turbocompresseur.



Principaux domaines d'application :
 – Hermétique jusqu'à env. 50 kW de puissance de chauffage
 – Semi-hermétique de 30 à 200 kW de puissance de chauffage

Figure 6: Compresseur à piston hermétique (en haut) et semi-hermétique (en bas).

Les pompes à chaleur split (figure 4 en bas) sont des appareils dont une partie est montée séparément (par exemple l'évaporateur d'une pompe à chaleur eau/air). L'ensemble est ensuite relié par les conduites du fluide frigorigène. Les avantages sont :

- emplacement optimal ;
- transport et mise en place facilités.

Toutefois des désavantages sont à déplorer. Ainsi, une autorisation spéciale est nécessaire pour fixer les emplacements des conduites du fluide frigorigène et des erreurs d'implantation pourraient conduire à un non-respect des directives du fabricant.

1.3 Eléments de construction

Compresseur

Les turbo-compresseurs (figure 5) sont surtout destinés à des installations de grande importance. Solides et éprouvés, ils sont caractérisés par un important débit volumique à faible compression. Leur construction compacte et résistante à l'usure et aux vibrations leur procure une grande efficacité. Pour atteindre des taux de compression plus importants, on monte plusieurs rotors l'un derrière l'autre. La tendance s'oriente vers l'amélioration des rotors en augmentant le nombre de tours, en doublant les sorties de gaz et en recherchant un produit de substitution pour les fluides R22 et R12.

Les compresseurs à pistons hermétiques (figure 6 en haut) sont de loin les plus courants et les plus éprouvés dans la technique du bâtiment, principalement à cause des frais peu élevés qu'ils occasionnent et de l'éventail des prestations offertes. Autres remarques à signaler :

- construction compacte ;
- pratiquement aucune perte de fluide ;
- peu de bruit ;
- montage facile ;
- en cas de défectuosité, un remplacement intégral du compresseur est indispensable.

Les compresseurs à pistons semi-hermétiques (figure 6 en bas) sont également dûment éprouvés. Pour les petites puissances, une conception semi-hermétique des compresseurs permet d'en diminuer le coût. Les avantages sont les suivants :

- réglage de la puissance par découplage du cylindre ;
- en cas de défectuosité, il suffit de réviser le moteur électrique (par exemple bobinage) et la partie du compresseur (par exemple joints, sièges de vanne).

Les turbocompresseurs ont été sans cesse optimisés. Bien qu'ils soient construits pour exécuter un nombre de tours déterminé, ils fonctionnent parfaitement à deux vitesses différentes. Dans le secteur des puissances thermiques de 50 à 150 kW, ils ne seront pas démodés à moyen terme. Les améliorations importantes de ces dernières années concernent :

- l'optimisation du moteur électrique ;
- la diminution des volumes morts ;
- la réduction des pertes de pression internes (nouvelles constructions des vannes et des échappements).

La figure 7 décrit les **compresseurs rotatifs** les plus importants (compresseurs à piston roulant, à spirales et à vis), caractérisés par :

- peu de composants grâce à une conception simplifiée ;
- fonctionnement faible en vibrations, car exempt de mouvements oscillatoires ;
- rendement amélioré grâce à une compression continue ;
- régulation en continu de la puissance par variation de la vitesse de rotation, d'où coefficients de performance élevés et augmentation du temps d'utilisation, du fait que le fonctionnement en continu génère moins de pertes d'énergie et moins d'usure du matériel ;
- haute sécurité de fonctionnement due à l'absence d'à-coups dans la pression du liquide.

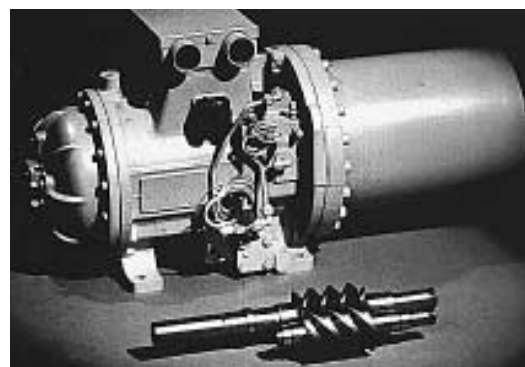
Les compresseurs à piston roulant et à spirales sont prévus pour remplacer des compresseurs à piston hermétiques. Le **compresseur Scroll** (compresseur à spirales) est actuellement le plus avancé du point de vue technique. Grâce à des méthodes de fabrication plus modernes, il sera possible à l'avenir de les trouver en plus grand nombre sur le marché.

Les **compresseurs à vis** présentent en général un net avantage quant au rapport pression/volume. Ils sont caractérisés par :

- haute efficacité ;
- fonctionnement silencieux ;
- petite taille ;
- peu de pièces rotatives, donc peu d'usure ;
- huile du circuit de refroidissement plus coûteuse.

Evaporateur

Dans l'évaporateur, la chaleur délivrée par la source de chaleur est transférée au fluide frigorigène (figure 8). Pour les sources de chaleur liquides, on installera des échangeurs de chaleur multitubulaires, coaxiaux ou à plaques ; pour les échangeurs de chaleur à air, on préférera, dans la plupart des cas, des tubes à ailettes.



Principaux domaines d'application :

- Compresseur à piston roulant : puissance de chauffage jusqu'à 12 kW
- Compresseur à spirales : puissance de chauffage de 12 à 60 kW
- Compresseur à vis : puissance de chauffage de 60 à 500 kW

Figure 7: Compresseurs rotatifs.

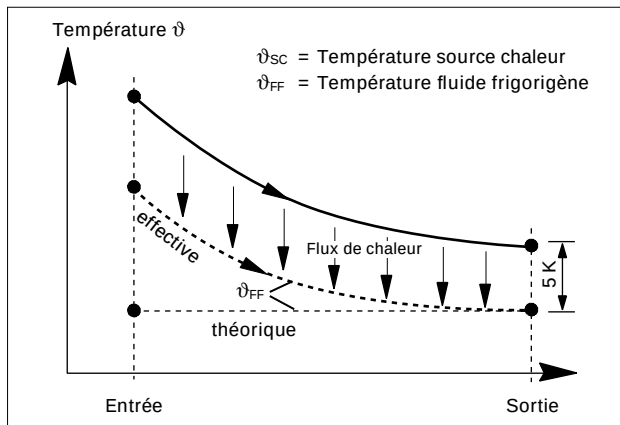


Figure 8: Evolution de la température dans un évaporateur coaxial.

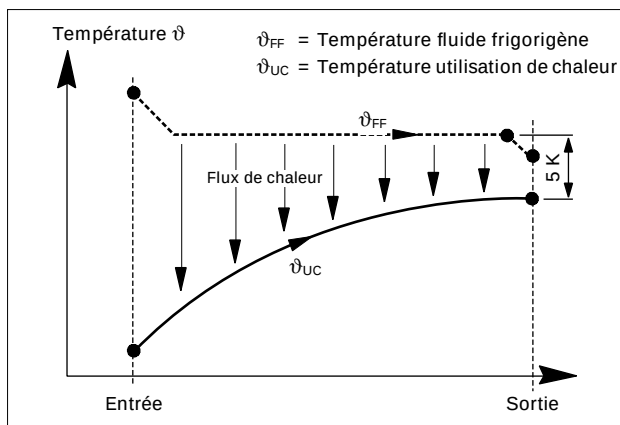


Figure 9: Evolution de la température dans un condenseur.

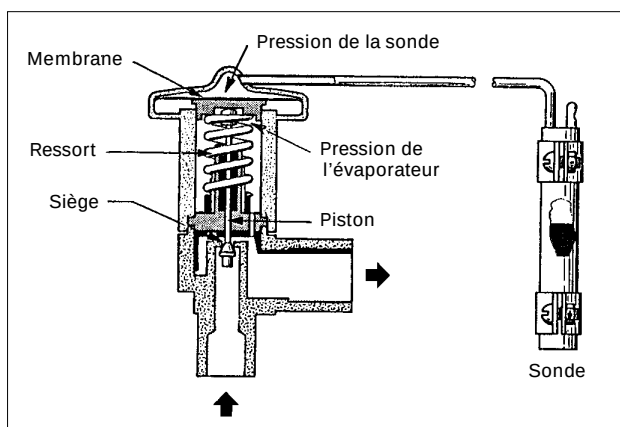


Figure 10: Vanne de détente thermostatique.

👉 Description détaillée des différents types d'échangeurs de chaleur, cf. cahier 2, chapitre 2.

Il existe en gros deux modes d'évaporation : à détente sèche ou par immersion. La plupart des évaporateurs fonctionnent selon le principe de la détente sèche. L'échangeur de chaleur multitubulaire peut aussi, dans certains cas, fonctionner par immersion. La différence entre les deux systèmes provient essentiellement de la circulation du fluide frigorigène. Dans le cas d'évaporation par immersion, le fluide caloporteur passe à l'intérieur de tubes noyés dans le fluide frigorigène ; dans le cas de la détente sèche, c'est l'inverse qui se produit.

Condenseur

Dans le condenseur, la chaleur du fluide frigorigène est transférée au fluide caloporteur de l'installation thermique (figure 9). On utilise les mêmes modèles d'échangeurs de chaleur que pour l'évaporateur.

Vanne de détente

La vanne de détente règle le débit du fluide frigorigène vers l'évaporateur. Peu importent les paramètres utilisés (baisse de pression, pression effective, température ou combinaison de ces paramètres), le but reste immuablement le même : la régulation continue du débit du fluide. La technique des pompes à chaleur étant généralement confrontée à des conditions d'exploitation variables, on utilise de préférence une vanne de détente thermostatique (figure 10). Elle permet de maintenir une surchauffe relativement constante à la sortie de l'évaporateur et peut être ajustée. Toutefois, sa sécurité de fonctionnement n'est pas absolue lorsque surviennent d'importantes variations de puissance (surchauffe excessive ou à-coups dans le circuit du fluide). Malgré tout, ce système garde son intérêt financier dans de petites installations.

Dispositifs de sécurité

Différents dispositifs de sécurité veillent au maintien de conditions d'exploitation admissibles (figure 11) :

- pressostats haute et basse pression pour le contrôle des valeurs limites dans le condenseur et l'évaporateur ;
- pressostats de sécurité pour la pression de l'huile destinée à la lubrification ;
- thermostat de surveillance de la température des gaz chauds ;

- soupapes de sécurité, points ou membrane de rupture assurant la protection contre les explosions ou les suppressions extrêmes;
- thermostat de protection du bobinage (klixon) contrôlant la température du moteur électrique;
- thermostat de protection antigel évitant l'apparition de givre sur l'évaporateur;
- dispositif de surveillance des flux pour protéger l'évaporateur contre le danger de gel et le condenseur contre le danger de surchauffe.

Les dispositifs de sécurité doivent absolument fonctionner comme organe de sécurité et jamais comme organe de commande. Une plage suffisamment grande doit toujours être maintenue entre les valeurs de consigne de la commande/régulation et les valeurs du système de sécurité.

Les autres éléments du circuit du fluide sont: le déshydrateur, qui assure une protection efficace contre l'humidité et les impuretés, ainsi que les tuyauteries d'aspiration et de refoulement.

Dispositif de dégivrage

En pratique on utilise deux modes de dégivrage:

- le système «bypass» de dégivrage par gaz chaud, par lequel une partie des gaz échauffés est dirigée vers l'évaporateur;
- l'inversion de la direction du circuit par une vanne à quatre voies (figure 12).

Selon l'un ou l'autre de ces systèmes, le dégivrage peut avoir une grande influence sur le rendement net et/ou le fonctionnement de la pompe à chaleur. Sur le plan énergétique, l'inversion est plus avantageuse. Le dégivrage par gaz chaud exige une différence de pression minimale donnée, le dégivrage par inversion implique momentanément un plus grand besoin de chaleur.

La durée du dégivrage et le cycle de ce dernier dépendent de la répartition de l'air sur l'évaporateur, de l'espace entre les lamelles, de la température de l'air, de l'humidité de l'air et de la pression de condensation. Lors du montage de l'évaporateur, il est indispensable de s'assurer que le fonctionnement du dégivrage n'est pas perturbé par un apport d'air froid dû à la circulation naturelle de l'air (différence de densité).

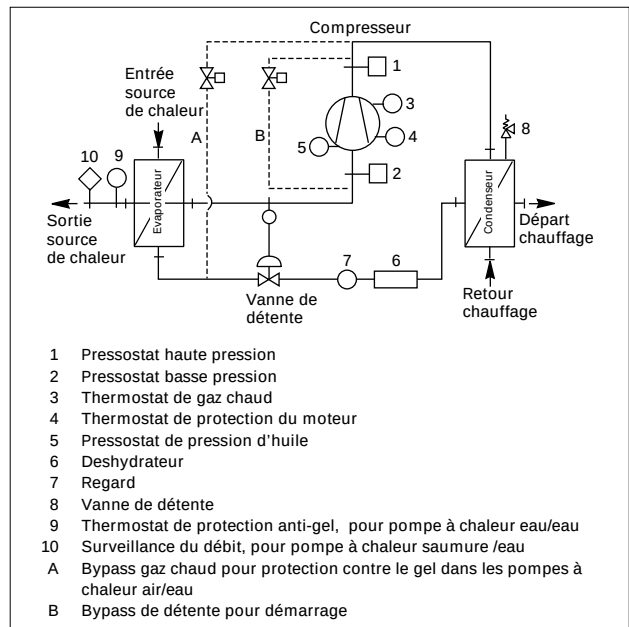


Figure 11 : Dispositifs de sécurité.

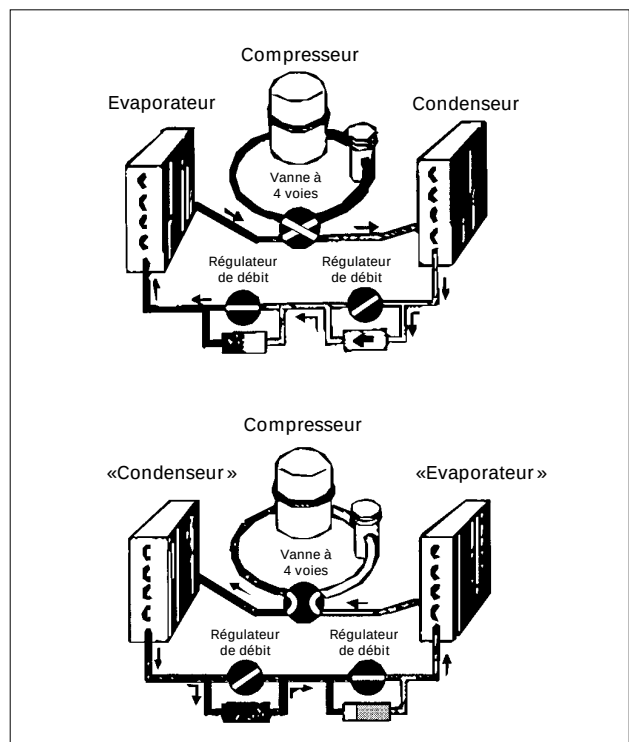


Figure 12: Dispositif de dégivrage selon le principe d'inversion. En haut: fonctionnement chauffage; en bas: fonctionnement dégivrage.

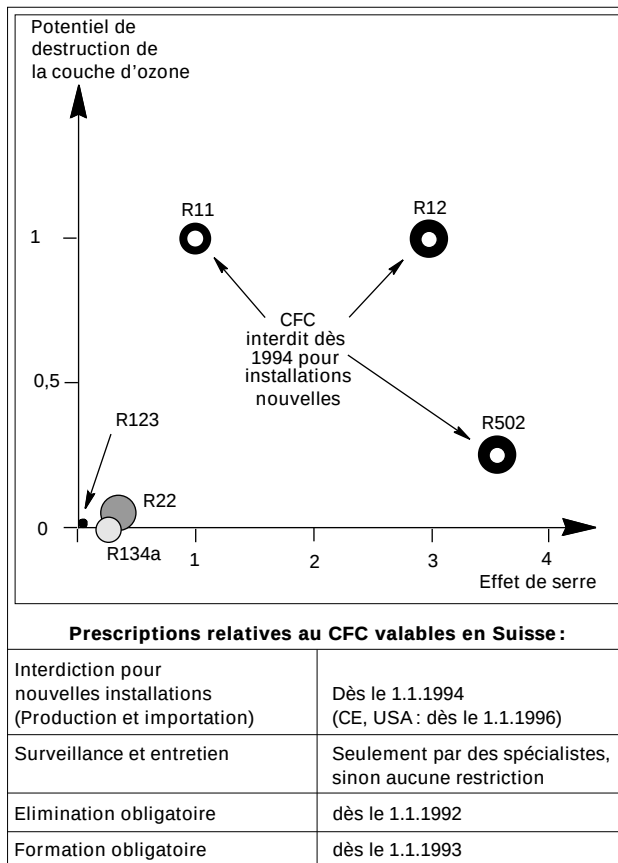


Figure 13: Fluide frigorigène et impact sur l'environnement.

1.4 Fluide frigorigène

L'ordonnance fédérale sur les substances dangereuses pour l'environnement définit les règles imposées pour le commerce et l'utilisation des fluides frigorigènes.



Ordonnance sur les substances dangereuses pour l'environnement (Osubst). Modification du 14 août 1991. (Source: OCFIM, 3000 Berne).

Bien que ces substances évoluent dans la pompe à chaleur en circuit hermétiquement fermé, pratiquement sans perte, les fluides peuvent échapper à certains contrôles, soit en cas d'usure du matériel ou d'entreposage inadéquat. La figure 13 montre les dangers que peuvent présenter ces substances pour l'environnement.

Il est donc indispensable d'opérer une reconversion, car les hydrocarbures halogénés-saturés, appelés communément CFC, ne sont plus autorisés en Suisse depuis le 1.1.1994. Ces fluides présentent surtout l'avantage d'atteindre des températures de sortie du compresseur plus élevées (R12) ou des températures d'évaporation plus basses (R502).

Partout dans le monde, l'industrie chimique est prête à développer des produits de remplacement pour les fluides et à les mettre rapidement sur le marché. Au premier rang de ces substances figure, en remplacement du R12, le R134a, dont le degré de pollution est minime. Des recherches financées par l'Office fédéral de l'énergie démontrent qu'une substitution du R12 par le R134a est possible dans des installations existantes, sans grandes modifications de puissance et sans répercussions sur la fiabilité du matériel. En Suisse, le R22 (partiellement halogéné) longtemps éprouvé est encore utilisable sans restriction. Cependant, les basses températures d'évaporation (par exemple dans les pompes à chaleur air/eau en fonctionnement monovalent) simultanément confrontés à des températures de condensation élevées rendent ce fluide instable, du fait des températures de gaz élevées à la sortie du compresseur. C'est pourquoi il est nécessaire de s'en tenir strictement aux conditions-limites d'exploitation imposées par le fabricant, et important de prévoir des installations en mode monovalent dotées de températures basses au départ du chauffage (si possible en dessous de 45° C).

1.5 Applications spéciales

Pompes à chaleur pour la récupération de chaleur et pour l'utilisation des rejets thermiques

Dans ce domaine, on tiendra compte en premier lieu des exigences spécifiques, en particulier du côté source de chaleur. Il est souvent plus rationnel de conduire la source thermique à la pompe à chaleur que l'inverse. Des installations split «adaptées» sont beaucoup plus chères et comportent davantage de risques (grand volume de remplissage, danger de fuites et variations de puissance).

Pompes à chaleur/chauffe-eau

Comme source de chaleur pour les pompes à chaleur/chauffe-eau (figure 14), il est prévu d'utiliser des rejets thermiques «non utilisables ailleurs». Cette fin de phrase a été souvent mal interprétée; c'est pourquoi les pompes à chaleur/chauffe-eau ont acquis une mauvaise réputation de «voleuses d'énergie». Pourtant il existe de nombreuses possibilités d'utilisation rationnelle (par exemple restaurants, boucheries, etc.). A noter que ces appareils ne possèdent pas de dispositif de dégivrage.

Petites pompes à chaleur

La petite pompe à chaleur est pratiquement disponible de série. Par exemple, pour une maison familiale dont les besoins thermiques se montent à 8 kW, elle peut remplacer, avec ses 4 kW de puissance thermique, 70% du combustible fossile. Une installation simple est déjà réalisable en utilisant l'air extérieur, source de chaleur disponible partout, et la basse puissance électrique qui en découle (1,3 kW) permet un raccordement à une prise 230 V. Dans le canton de Zurich, la chaudière d'appoint n'est pas soumise à l'Ordonnance sur la protection de l'air (Opair 92).

La partie centrale présente une unité compacte composée d'un compresseur et d'un condenseur (par exemple compresseur à piston rotatif et condenseur à tubes coaxiaux ailetés) aux dimensions réduites. La petite pompe à chaleur peut être montée, par exemple, contre une paroi voisine de la chaudière et connectée à la conduite de retour du chauffage (figure 15). L'unité de réglage est précâblée et prête à être enfichée.



Figure 14: Pompe à chaleur/chauffe-eau (source: Max Diener AG, 8952 Schlieren).

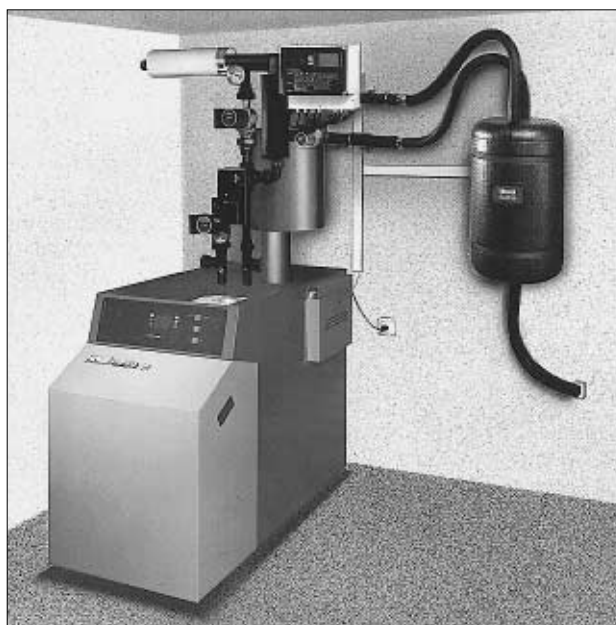


Figure 15: Petite pompe à chaleur bivalente installée dans des maisons familiales existantes (source: Hoval Herzog AG, 8706 Feldmeilen).

Développements dans le domaine des composants

Des échangeurs de chaleur plus efficaces (circulation de la chaleur améliorée par la pose d'échangeurs à tubes à ailettes ou échangeurs à plaques) permettent des constructions plus compactes et des volumes de fluide de travail plus petits.

La **technique des microprocesseurs** permet d'améliorer les coefficients de performance et offre une plus grande sécurité de fonctionnement : suppression des perturbations dues aux tubes capillaires ; senseurs et régulateurs plus rapides pour surveiller aussi bien le côté température que le côté pression.

Les **vannes de détente électroniques** améliorent également les coefficients de puissance grâce à une meilleure surveillance des valeurs d'état permettant une diminution des possibilités de surchauffe et une meilleure utilisation de la surface de l'évaporateur.

A l'avenir, le **compresseur rotatif** – en particulier le compresseur Scroll dans les petites puissances – remplacera progressivement le compresseur à piston (pour autant plus avantageux du point de vue prix, longuement et dûment éprouvé, mais techniquement dépassé). Les compresseurs autorisent une régulation continue de la vitesse, ce qui devrait optimiser le besoin en énergie, bien que de nombreuses questions restent en suspens (par exemple fonctionnement du cycle lors des variations de débit, retour d'huile, influence du variateur de vitesse sur le réseau).

Encadré 16

Pompes à chaleur / déshumidificateur

Les déshumidificateurs de locaux ou de séchoirs à linge avec pompe à chaleur représentent un secteur d'application spécial de la pompe à chaleur pour lequel on manque encore d'expérience concernant le coefficient de performance annuel et la rentabilité. Le domaine des séchoirs à linge dans son intégralité a été traité en détail par :



Nipkow, Jürg und Werner Gygli: « Wäschetrocknen im Mehrfamilienhaus ». Berne: Office fédéral des questions conjoncturelles 1992. (Source: OCFIM, 3000 Berne. N° de commande 724.397.23.52 d). Ce document n'existe pas en français.

1.6 Tendances du développement

Les composants utilisés dans les installations de pompes à chaleur proviennent essentiellement des systèmes de réfrigération ou de climatisation, domaines dans lesquels ils ont démontré leur fiabilité durant de longues années. Il faut cependant remarquer que leur application dans la technologie des pompes à chaleur tend à provoquer un nouveau développement de certains produits, favorisé par la « redécouverte » des pompes à chaleur depuis 1974 et par l'augmentation sensible de la demande. L'encadré 16 énumère les développements les plus intéressants.

2. Planification

2.1 Fonctionnement

Contrairement à la chaudière conventionnelle, la pompe à chaleur est un « producteur de chaleur dynamique ». Un appareil de grandeur déterminée verra sa puissance de chauffage et de refroidissement ainsi que sa puissance absorbée et son coefficient de performance évoluer en fonction des conditions d'utilisation. La raison principale en est la variation continue des températures entre l'utilisateur de chaleur et la source de chaleur :

- plus la température de l'évaporation est basse, plus la puissance de chauffage est basse (figure 17) ;
- plus la température du condenseur est élevée, plus la puissance de chauffage est faible (figure 18) ;
- plus l'écart de température entre utilisateur de chaleur et source de chaleur est faible, plus le coefficient de performance est élevé.

➡ Une variation de température d'évaporation de 1 degré provoque une modification de la puissance du chauffage de 3 à 4 %. Une variation de 1 degré de la température de condensation modifie la puissance du chauffage de 1 à 2 %.

La tâche la plus difficile pour le projeteur consiste à prendre en considération le comportement dynamique de la pompe à chaleur et d'équiper l'installation de telle manière que les conditions limites de fonctionnement ne soient pas dépassées. La pompe à chaleur ne doit pas être considérée comme un élément isolé, mais toujours comme faisant partie intégrante d'un système global. Il est actuellement possible de calculer et d'optimiser de façon convenable les installations de pompe à chaleur, soit manuellement soit à l'aide de programmes de calcul.

👉 Exemple au chapitre 4.

2.2 Diagramme température/puissance

Le fonctionnement d'une installation de pompe à chaleur peut être clairement représenté par un diagramme température/puissance. La figure 19 représente, dans la partie supérieure, les courbes relatives au circuit de chauffage et, dans la partie inférieure, les besoins calorifiques et la puissance de chauffage de la pompe à chaleur, le tout en fonction des températures extérieures.

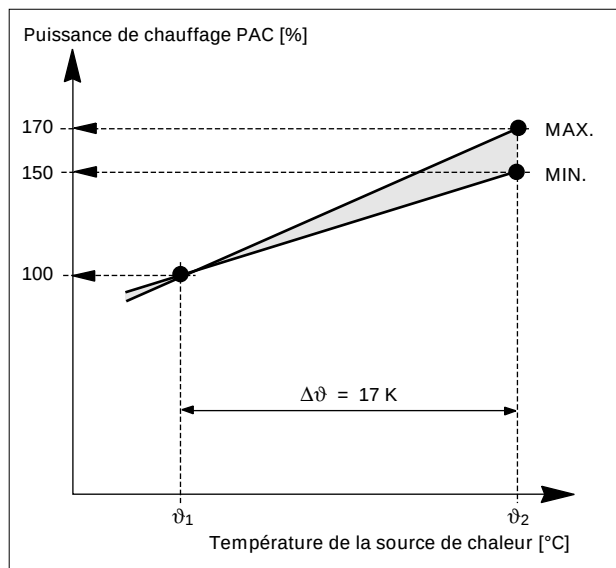


Figure 17: La variation de puissance côté source de chaleur atteint 3 à 4 % par K de variation de la température d'évaporation.

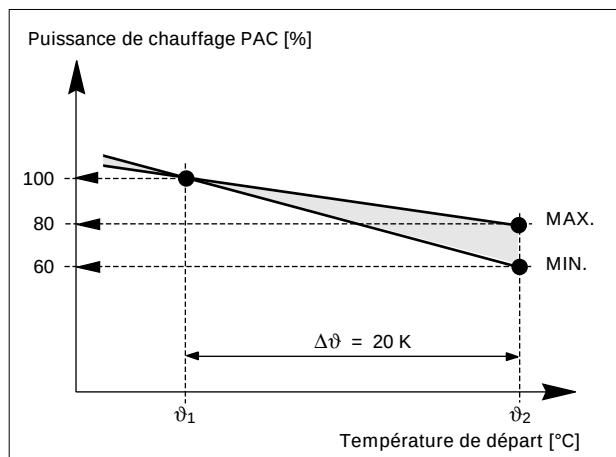


Figure 18: La variation de puissance côté utilisateur de chaleur atteint 1 à 2 % par K de variation de la température de condensation.

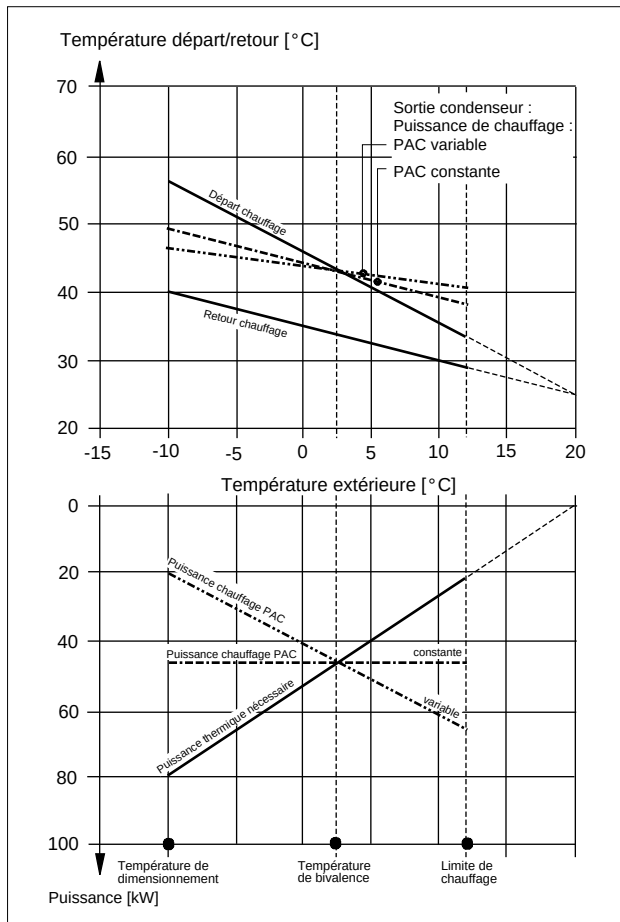


Figure 19: Diagramme température/puissance pour fonctionnement bivalent-parallèle avec puissance de chauffage PAC presque constante (par exemple nappe phréatique) ou très variable (par exemple air extérieur).

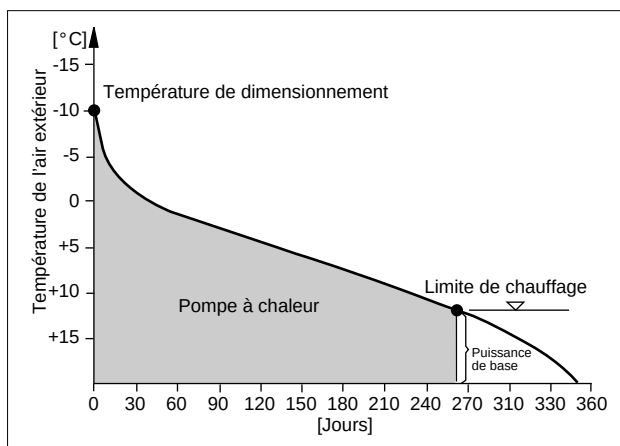


Figure 20: Fonctionnement monovalent.

Trois paliers importants sont définis en fonction des températures extérieures :

- **Température de dimensionnement** : le système de chauffage est dimensionné en fonction de cette température.
- **Température de bivalence** : en cas de fonctionnement bivalent, c'est au-dessous de cette température que la chaudière est utilisée.
- **Limite du chauffage** : au-dessous de cette température, un système de chauffage est nécessaire.

La figure 19 présente le diagramme température/puissance pour un fonctionnement bivalent-parallèle (cf. prochain paragraphe), dont les sources de chaleur sont fondamentalement différentes (analyse au point de bivalence) :

- **Rendement du chauffage à peu près constant** : la température de sortie du condenseur évolue parallèlement à la température de retour du chauffage (source de chaleur, par exemple nappe phréatique).
- **Rendement du chauffage fortement variable** : la différence de température dans le condenseur augmente si la température extérieure croît (source de chaleur, par exemple air extérieur).

2.3 Types de fonctionnement

Fonctionnement monovalent

Dans un fonctionnement monovalent (figure 20), la pompe à chaleur représente l'unique producteur de chaleur. C'est pourquoi la température maximale possible du système de chauffage est fonction de la température maximale autorisée en sortie du condenseur.

Fonctionnement bivalent-parallèle

On parle de fonctionnement bivalent-parallèle (figures 19 et 21) lorsqu'en plus de la pompe à chaleur, un producteur de chaleur supplémentaire est à disposition (en général une chaudière). «Parallèle» signifie qu'en dessous du point de bivalence, les 2 producteurs de chaleur travaillent parallèlement. Avec un point de bivalence situé à 50% de la puissance de chauffage, 80 à 90% du besoin annuel de chaleur peut être couvert par la pompe à chaleur. Les conditions suivantes doivent être remplies :

- La température de retour maximale du système de chauffage ne doit pas dépasser la température maximale admise à l'entrée du condenseur.
- La température de départ du système de chauffage ne doit pas excéder, au point de bivalence, la température maximale de sortie des condenseurs.
- Le système de raccordement hydraulique et les débits doivent être réglés de telle façon que la puissance

puisse être délivrée à n'importe quelle phase du fonctionnement et que la température maximale admise de sortie du condenseur ne soit jamais dépassée.

Fonctionnement bivalent-alternatif

Une installation fonctionne selon le système bivalent-alternatif lorsque le passage du point de bivalence entraîne la commutation d'un producteur de chaleur à l'autre (figure 22).

On obtient ainsi des conditions de fonctionnement clairement définies et facilement compréhensibles, ce qui n'est pas le cas pour le fonctionnement bivalent-parallèle. Ce système implique les conditions suivantes :

- La température de départ du système de chauffage, au point de bivalence, ne doit pas dépasser la température maximale de sortie du condenseur.
- Lors de la commutation, le producteur de chaleur superflu doit être chaque fois déconnecté du système hydraulique.
- La commutation inverse s'effectue en respectant un écart de température réglable (sécurité).

Cas particulier « fonctionnement monoénergétique »

La puissance maximale d'une installation n'étant sollicitée que pour un temps relativement court, il est souvent conseillé, pour une maison familiale, de choisir une solution avec une pompe à air/eau et chauffage électrique d'appoint pour couvrir les périodes de pointes (puissance électrique globale < 10 kW). La figure 23 illustre ce cas. Le fonctionnement monoénergétique est intéressant parce qu'il engendre des frais d'investissement peu élevés; mais il présente un problème de surcharge. Même si la puissance de raccordement homologuée tient compte du chauffage d'appoint, et que la diminution de la température extérieure entraîne une diminution de consommation électrique de la pompe à chaleur, il est possible que des conditions hivernales défavorables surchargent un réseau alors déjà passablement saturé. Le calcul de la puissance du chauffage d'appoint se réfère à la valeur P_{NT} obtenue avec une température de l'air de 2°C et une température de départ de 35°C. Dans ces conditions, il est indispensable de préférer un enclenchement manuel, moins gourmand en énergie qu'un enclenchement automatique. De plus, par grand froid, il vaut mieux renoncer à l'abaissement nocturne de la température afin d'éviter une forte demande d'énergie matinale (valable pour toutes les installations de chauffage avec pompe à chaleur).

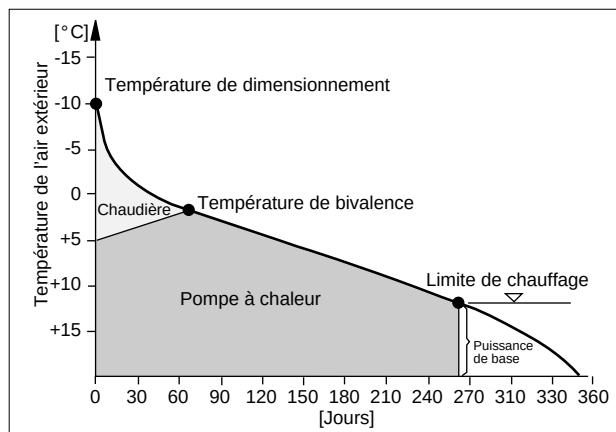


Figure 21 : Fonctionnement bivalent-parallèle.

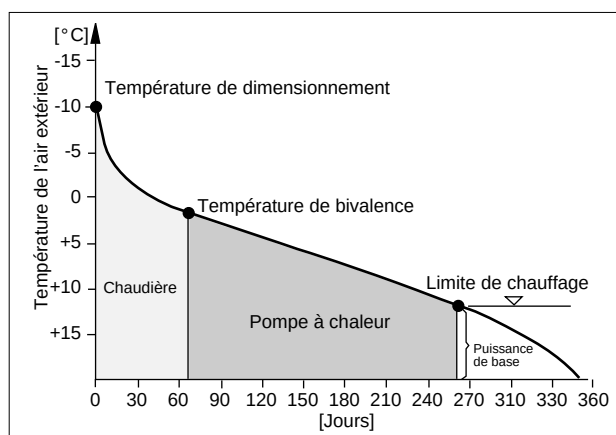


Figure 22 : Fonctionnement bivalent-alternatif.

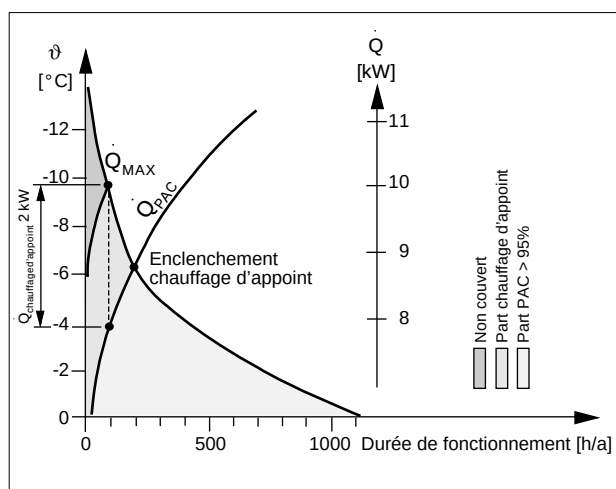


Figure 23 : Fonctionnement monoénergétique d'une pompe à chaleur air/eau pour une maison familiale.

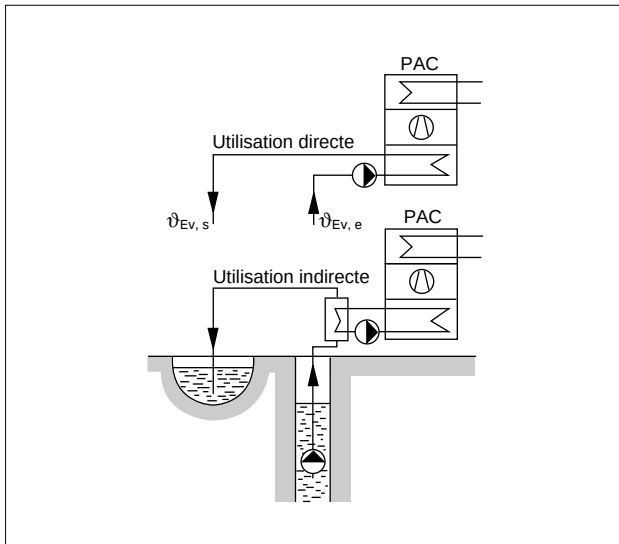


Figure 24 : Utilisation directe et indirecte de la source de chaleur.

2.4 Conditions d'utilisation

Utilisation directe ou indirecte ?

L'**utilisation directe** (figure 24 en haut) a le grand avantage d'utiliser pleinement les possibilités offertes par la source de chaleur. Cependant il faudra éviter la pollution, l'envasement, l'érosion et la corrosion dans l'évaporateur en prenant les mesures suivantes :

- désensablage du puits effectué par un spécialiste ;
- pose d'un filtre dans la conduite de raccordement à la pompe à chaleur ;
- surveillance des vitesses de courant maximales et minimales pour éviter l'érosion, les dépôts, le gel et les dégâts dus aux vibrations dans les conduites de l'évaporateur ;
- pour lutter contre l'air corrosif (par exemple rejets thermiques provenant des étables), il faut utiliser un évaporateur résistant à la corrosion. Dans certains cas bien précis, un dispositif de filtrage de l'air vicié devra être ajouté.

La qualité des sources thermiques naturelles peut se détériorer avec le temps. Une seule et unique analyse de l'eau ne peut évidemment pas servir de garantie absolue à long terme. Il est donc vivement conseillé de prévoir une **utilisation indirecte** avec circuit intermédiaire (figure 24 en bas) au cas où une solide expérience ferait défaut. Si la source de chaleur provient d'un milieu agressif, il faut choisir un échangeur de chaleur résistant à la corrosion et dont le nettoyage est aisé. De plus, il faut penser que la température du circuit intermédiaire peut tomber à 0°C. Le bon choix du produit antigel est donc d'une importance capitale.

✎ Choix de l'échangeur de chaleur, cf. cahier 2, paragraphe 3.2.

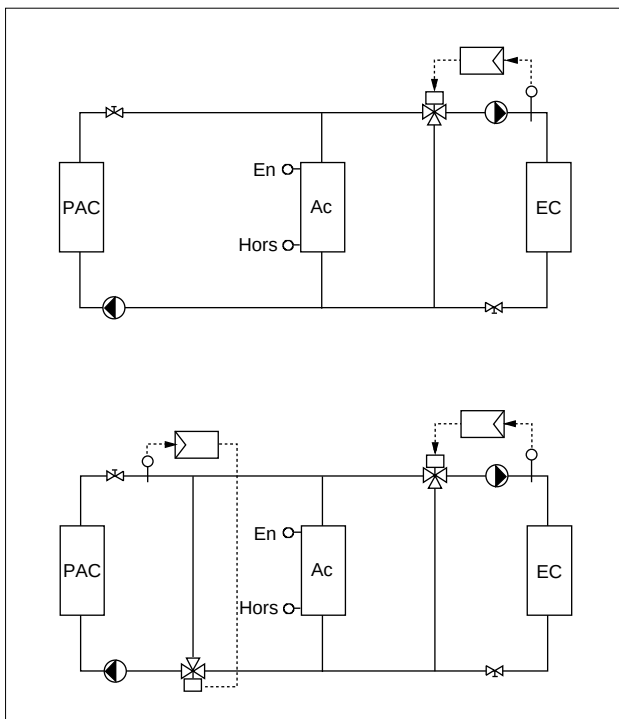


Figure 25 : Chargement étagé (en haut) et chargement par stratification (en bas).

Température de sortie du condenseur adaptée ou constante ?

La commande et le réglage de la température de sortie du condenseur peuvent se dérouler de manière adaptée ou constante, cela dépend du mode de chargement :

- Dans le cas d'un **chargement étagé** de l'accumulateur (figure 25 en haut) avec débit constant, la température instantanée à l'entrée du condenseur augmente graduellement à chaque passage de la différence de température du condenseur.
- Lors d'un **chargement par stratification** de l'accumulateur (figure 25 en bas), la température de sortie du condenseur sera fixée par une régulation de la

charge – indépendamment de la température de sortie du moment – sur une valeur déterminée.

En outre, on peut également prévoir une régulation supplémentaire permettant, en fonction des **conditions météorologiques**:

- L'enclenchement et le déclenchement du chargement étagé ou par stratification
- Le réglage de la température de charge en cas de chargement par stratification.

L'influence sur le coefficient de performance annuel est très complexe, car il faut tenir compte non seulement de la température de sortie du condenseur, mais aussi de la consommation d'énergie auxiliaire et de la petite différence de température dans le condenseur lors du chargement étagé. La différence entre la température de sortie du condenseur adaptée ou constante se situe à moins de 10%.



Paragraphes 2.6 et 3.4.

Choix du fluide frigorigène

Ce choix résulte de l'analyse spécifique de chaque installation effectuée par le projeteur. La définition des limites d'utilisation du fluide est l'affaire du fabricant. Une marge de sécurité mesurée entre les secteurs « exploitation » et « sécurité » devra être fixée lors de la planification.



Paragraphe 1.4.

Choix du produit antigel

Lorsque la source de chaleur provient du terrain et que l'eau est utilisée de façon indirecte, un circuit intermédiaire s'avère nécessaire; il faut alors prévoir l'adjonction d'un produit antigel. La Confédération publie une liste des produits autorisés. Actuellement, le plus utilisé d'entre eux est la glycol-éthylène, dont les propriétés sont de loin supérieures à celles des produits à base de propylène employés précédemment.

Le degré de concentration du produit doit être choisi en fonction de l'application prévue. Le fabricant ajoute au produit antigel des substances inhibitrices qui protègent les parties métalliques contre la corrosion. C'est pourquoi il est indispensable de respecter le degré de concentration prescrit. Il faut tenir compte des importantes différences entre les caractéristiques physiques de l'eau et celles de la solution eau/glycol. La figure 26 présente les facteurs de correction pour « hauteurs manométriques et débits » basés sur les expériences les plus récentes.

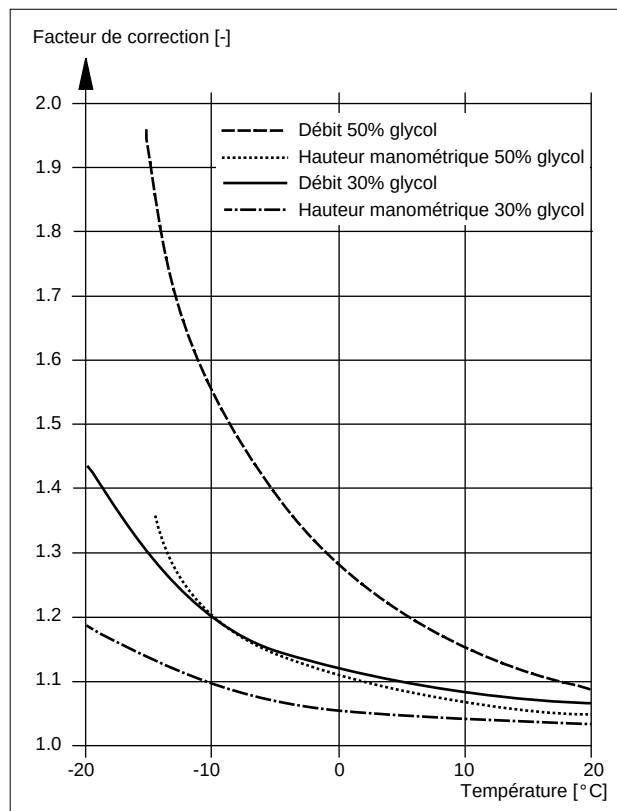


Figure 26 : Facteur de correction pour débits et hauteurs manométriques d'une solution eau/glycol (source : Bieri, Pumpenbau AG, 3110 Münsingen).

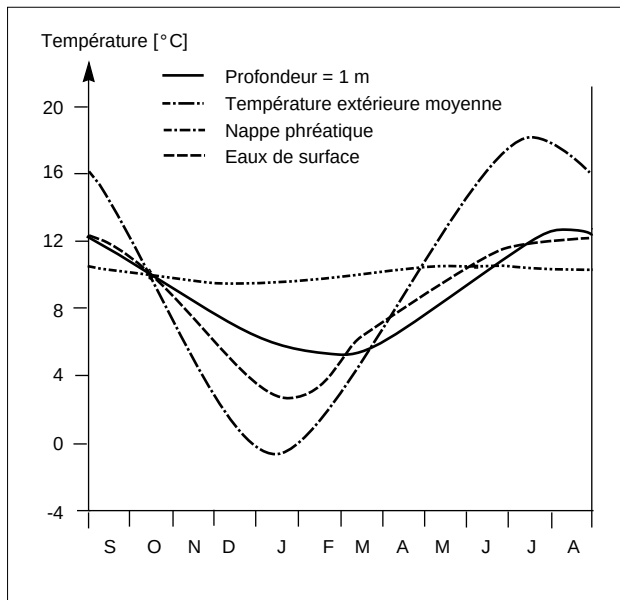


Figure 27: Evolution des températures des sources de chaleur non perturbées (sans soutirage de chaleur).

2.5 Sources de chaleur

La tâche la plus ardue du projeteur consiste à coordonner les propriétés des pompes à chaleur avec les caractéristiques disponibles de débit et de température de la source de chaleur. Une source de chaleur mal dimensionnée peut avoir des retombées catastrophiques sur la sécurité de l'exploitation, sa puissance et son rendement thermique. La figure 27 montre quelques courbes typiques de températures de sources de chaleur courantes.

Une répartition des sources de chaleur selon leur provenance (sources de chaleur naturelles et utilisation de rejets thermiques) et leur état (solide, liquide, gazeux) est en principe possible.



Les propriétés physiques parlent incontestablement en faveur de sources thermiques liquides.

Le gain de chaleur provenant de 1 m³ d'eau refroidie d'environ 5 K se monte par exemple à 5,8 kWh. Pour un gain de chaleur identique, il faudrait comparativement refroidir environ 3500 m³ d'air de 5 K !

Nappe phréatique

Cette appellation désigne toutes les eaux se trouvant dans le sous-sol. Les eaux de la nappe phréatique coulent à travers des roches poreuses (éboulis, sable) et représentent une source de chaleur idéale pour les raisons suivantes :

- niveau de température idéal pour les pompes à chaleur ;
- température relativement constante ;
- importance des gisements ;
- propreté.

La nappe phréatique, sans infiltration des eaux de surface, indique en général une température moyenne de 9 à 11°C et est ainsi plus chaude que la moyenne annuelle de la température de l'air extérieur. Ce niveau plus élevé de température est dû en majeure partie au rayonnement solaire et aux vertus isolantes de la couverture neigeuse. L'énergie géothermique provenant des profondeurs au sous-sol est pour sa part insignifiante. Plus la profondeur est importante, moins la température de l'air exerce une influence sur la température de la nappe phréatique. L'écart saisonnier entre les valeurs maximales et minimales diminue avec la profondeur. La variation maximale atteint environ 5 K (figure 28). Les infiltrations des eaux de surface peuvent avoir une influence déterminante sur la nappe phréatique (figure 29), phénomène auquel il faut être particulièrement attentif. Dans la plupart des cas, la nappe phréatique n'est pas une eau agressive. Il est tou-

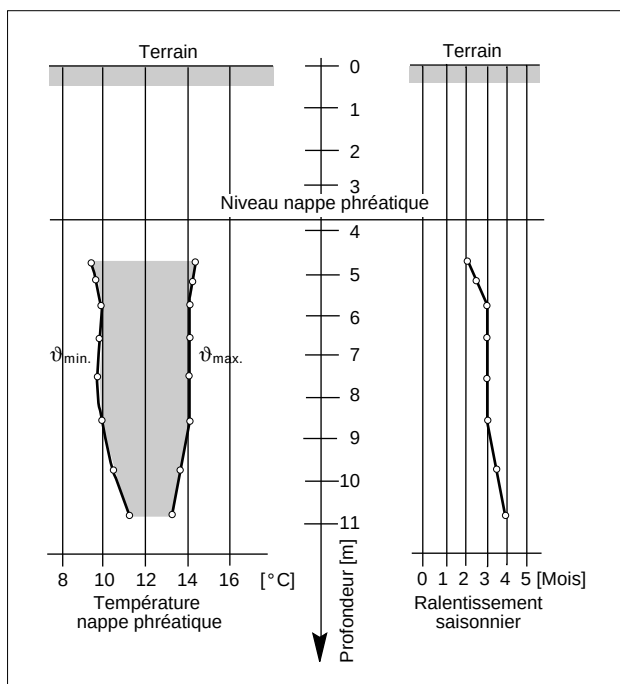


Figure 28: Evolution des températures de la nappe phréatique.

tefois vivement conseillé de pratiquer une analyse. Les valeurs suivantes doivent être respectées :

- valeur pH (CO_2 libre) ≥ 7 ;
- teneur en oxyde de fer $\leq 0,15$ mg/l
- Teneur en manganèse $\leq 0,1$ mg/l.

Une pollution mécanique (sable) ne peut se produire que si l'installation de filtration de l'eau n'est pas effectuée dans les règles de l'art. Seuls les puits mis en place par un spécialiste garantissent un fonctionnement irréprochable (figure 30). En pratique, les valeurs indicatives pour la diamètre de la foreuse sont :

- 150 mm pour 50 à 150 l/min ;
- 300 mm pour 150 à 300 l/min ;
- 800 mm pour 600 à 1200 l/min.

En résumé, on peut dire que :

- A proximité d'un cours d'eau ou d'un lac, tenir compte d'une possible infiltration.
- Le captage et la restitution de l'eau doivent respecter les principes hydrologiques.
- Une analyse de l'eau est vivement recommandée.
- Des autorisations officielles sont nécessaires (elles ne sont attribuées que si l'eau n'est pas utilisée ultérieurement comme eau potable).

Eaux de surface

Les importantes variations de température des eaux de surface (cours d'eau, lacs) ne permettent généralement pas une exploitation monovalente avec utilisation directe. On trouve donc davantage de cas d'utilisation indirecte : la source de chaleur transmet son énergie à un échangeur de chaleur lui-même relié à la pompe à chaleur par un circuit intermédiaire. Ce dernier contient une solution anti-gel pour permettre à la température d'évaporation de descendre en dessous de 0°C . En principe, le captage de l'eau de surface peut être réalisé de deux manières :

- par la pose d'un échangeur de chaleur noyé dans le cours d'eau (figure 31) ; une très grande quantité d'eau passe par l'échangeur et le refroidissement est proportionnellement très petit ;
- l'eau est récoltée dans un puits filtrant et pompée vers un échangeur de chaleur (figure 32).

Si l'on opte pour la **solution de l'échangeur de chaleur noyé**, il est recommandé de tenir compte d'un écart logarithmique moyen des températures de 5 à 6 K. Pour dimensionner la surface de l'échangeur de chaleur, on peut admettre un coefficient k de 200 à 300 $\text{W/m}^2\text{K}$ (vitesse du courant $> 0,5$ m/s). Il est vivement conseillé de prévoir une marge de sécurité d'environ 25 % en cas d'encrassement de l'échangeur. La vitesse du courant

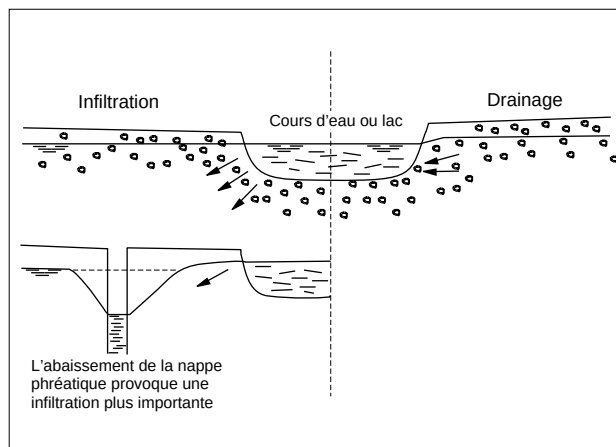


Figure 29 : Influence de la nappe phréatique par infiltration et drainage.

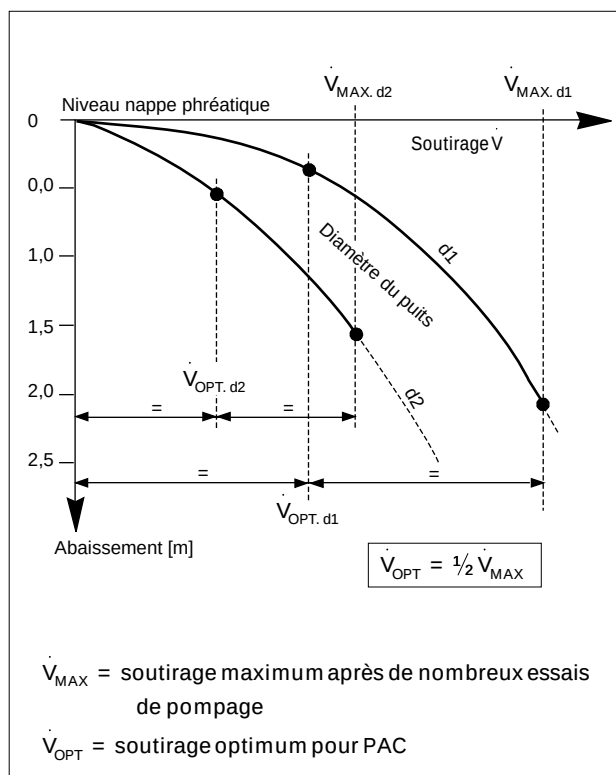


Figure 30 : Définition de la courbe de rendement des puits dans la nappe phréatique au moyen d'essais de pompage.

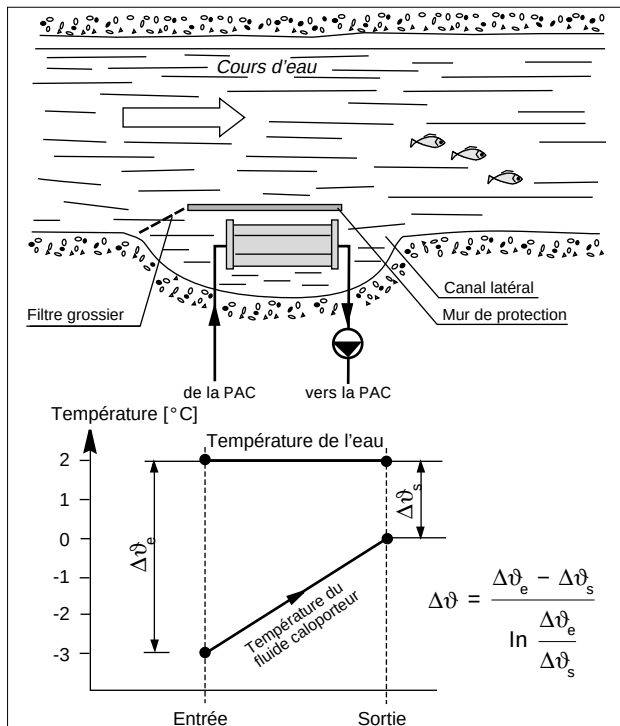


Figure 31 : Utilisation d'un échangeur noyé.

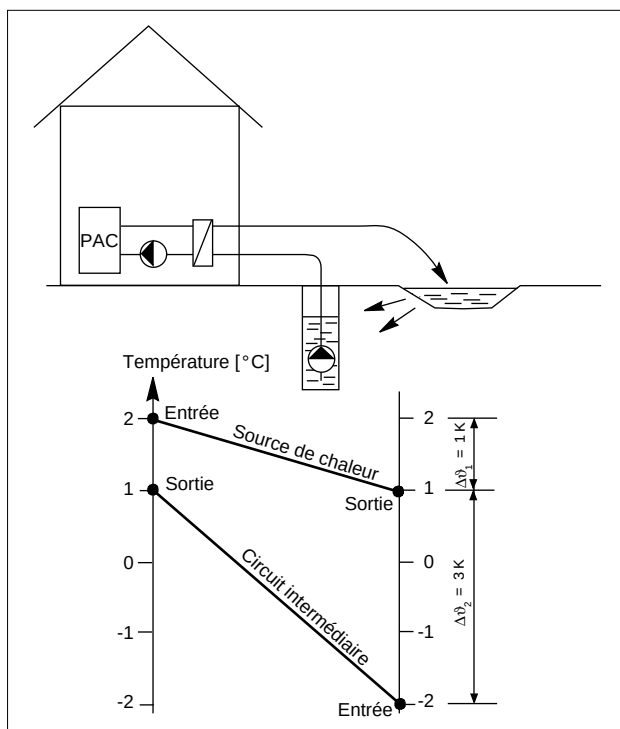


Figure 32 : Utilisation d'un puits filtrant avec circuit intermédiaire.

de la source de chaleur (rivière, fleuve) empêche la formation de gel. L'écart entre les tubes doit être au minimum de 4 cm. De plus, l'échangeur doit être protégé des éboulis par un ouvrage adéquat. S'il s'agit d'eau stagnante, cette solution n'est utilisable que sous certaines réserves.

L'avantage de la **solution des puits filtrants** réside dans le fait que l'eau prélevée du puits est pratiquement propre. Dans ce cas, un fonctionnement monovalent est souvent possible.

En résumé, on peut relever les points suivants :

- Un circuit intermédiaire entraîne des températures plus basses et donc des coefficients de puissance moins élevés.
- Débits souvent variables (par exemple rivière).
- Réalisation plutôt difficile (spécialement pour la solution de l'échangeur de chaleur noyé).
- Avec un échangeur noyé, les procédures d'autorisation et l'entretien peuvent être coûteux dans certains cas.

Sous-sol

La chaleur du sous-sol, jusqu'à environ 2 m de profondeur, est en grande partie due au rayonnement solaire. La chaleur géothermique ne représente que quelques pour-cent. Le pouvoir calorifique du sous-sol dépend de la nature du sol et de sa teneur en eau. L'utilisation de cette chaleur peut être réalisée de deux façons :

- horizontalement avec des serpentins (figure 33);
- verticalement avec des sondes géothermiques (figure 34).

Serpentins – On devrait plutôt les qualifier de «collec-teurs solaires», étant donné qu'ils utilisent la capacité d'accumulation de la chaleur du sous-sol. La nature du sol et les conditions atmosphériques influencent fortement les apports thermiques. Des soutirages de chaleur fréquents provoquent une baisse relativement importante de la température du sous-sol. Si la surface des collecteurs n'est pas assez grande, il est conseillé de combiner l'installation avec un système de recharge (par exemple absorbeur solaire sans vitre, sonde de toiture).

Sondes géothermiques – En refroidissant, le sol crée une sorte d'entonnoir de froid (figure 35) qui dépend de la puissance spécifique des sondes (W/m). Des soutirages intensifs provoquent une baisse de la température de la sonde et l'entonnoir s'agrandit. Plus le soutirage de chaleur par mètre de longueur de sonde est faible, meilleur sera le coefficient de performance annuel. Durant les arrêts de fonctionnement, la zone de terrain entourant la sonde se régénère à nouveau. Ce phéno-

mène est absolument nécessaire, car le faible flux thermique provenant du sous-sol ne suffit pas à maintenir les conditions de dimensionnement.

Les deux systèmes – bien que diamétralement opposés – ont déjà fait leurs preuves dans de petites installations. L'utilisation de la chaleur du sol – sans utilisation importante de la chaleur géothermique – convient particulièrement bien à une installation monovalente. Un temps de pause suffisamment long doit être laissé au terrain pour qu'il puisse « récupérer ». C'est pourquoi le système bivalent-parallèle n'est pas approprié, du fait de ses longues périodes de fonctionnement ininterrompu. Par contre, un système bivalent-alternatif paraît concevable, bien que sa contribution aux besoins thermiques du bâtiment diminue sensiblement. Ne subsiste alors que le système monovalent ou à la rigueur bivalent, pour lequel la chaudière ne devrait pas couvrir plus du 10 % des besoins thermiques totaux.

Air extérieur

Comme source de chaleur, l'air extérieur offre le précieux avantage d'être disponible partout et de n'être soumis à aucune autorisation. Il présente toutefois quelques inconvénients qui remettent en cause son utilisation en système monovalent :

- évolution contraire de la température de la source de chaleur et de la température du système de chauffage ;
- à 6-7°C de température extérieure, l'eau issue de la condensation commence à geler et nécessite un dégivrage ;
- problèmes de bruit dus à la grande quantité d'air déplacée ;
- besoin de place plus important.

Des constructions compactes et bien isolées, qui demandent un faible besoin énergétique (< 10 kW) ou un préchauffage de l'air extérieur par circulation dans un accumulateur de chaleur naturel peuvent constituer des exceptions au système monovalent.

Qu'il s'agisse d'une installation intérieure ou extérieure, il est indispensable de se renseigner très précisément sur les techniques de protection phonique. L'ordonnance sur la protection contre le bruit et les prescriptions locales doivent être soigneusement étudiées. Au besoin, un spécialiste en acoustique devra être consulté.

Chaleur géothermique

Des forages profonds permettent de récupérer la chaleur géothermique à des températures plus élevées. Selon leur température, ces eaux peuvent être utilisées directement ou élevées par une pompe à chaleur au niveau voulu. Pour garantir une utilisation économiquement

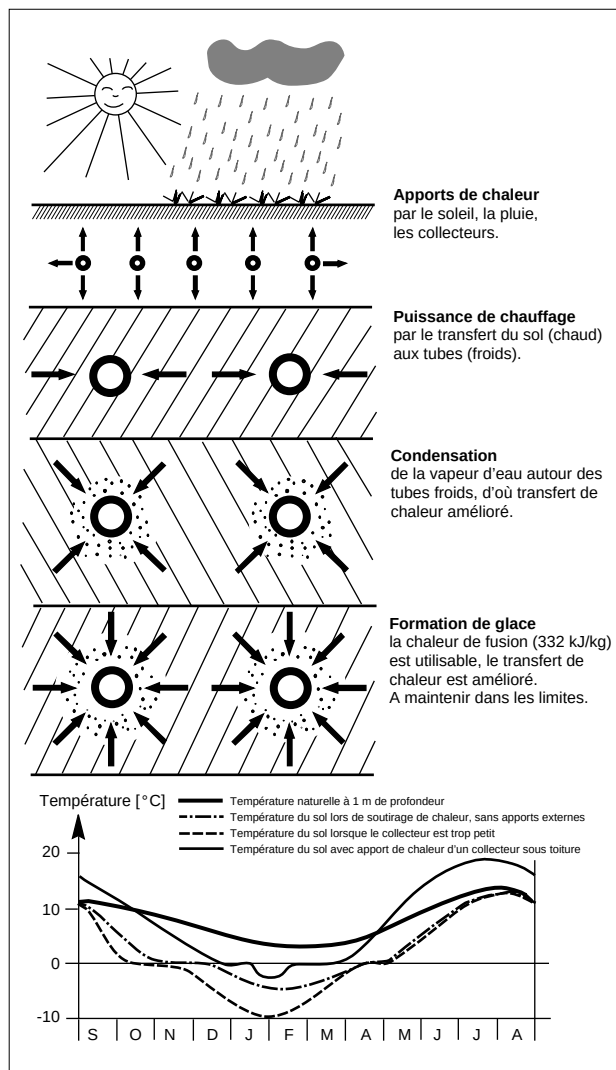


Figure 33: Serpentins enterrés.

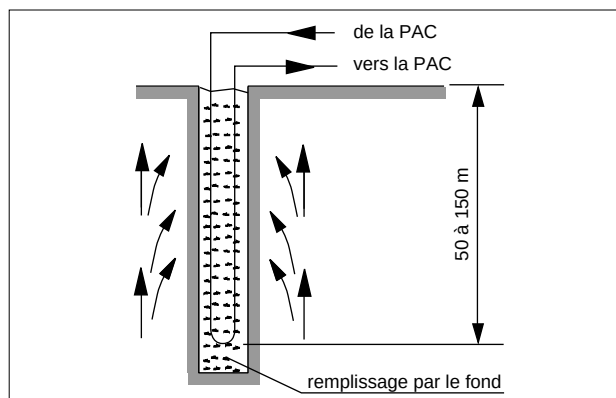


Figure 34: Sonde géothermique.

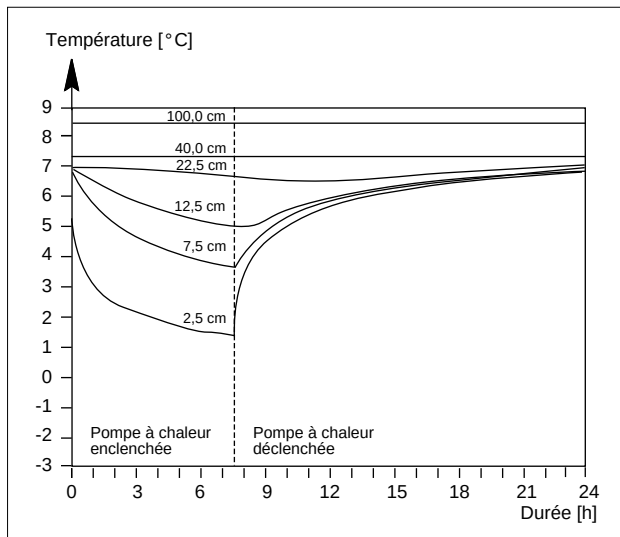


Figure 35: Evolution de la température du sol avec une sonde géothermique à 25 m de profondeur, avec ou sans fonctionnement de pompe à chaleur.

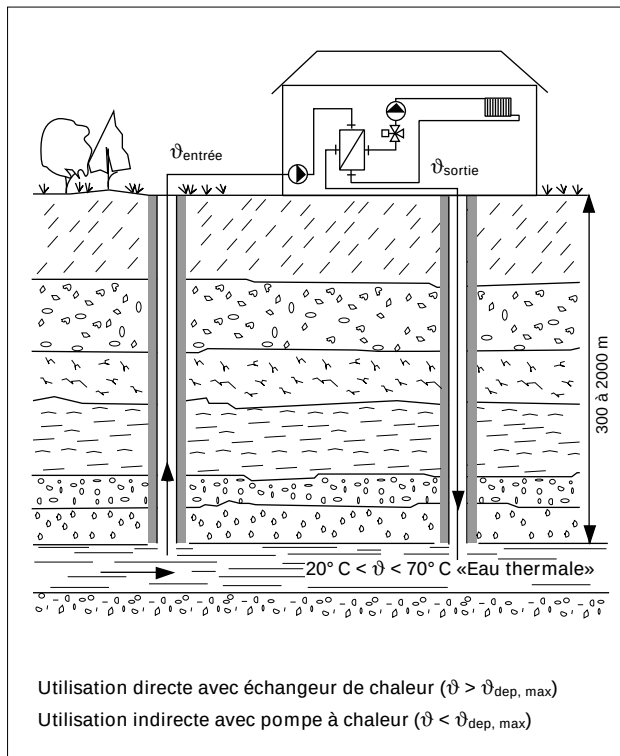


Figure 36: Chaleur géothermique.

rentable le coefficient de performance annuel ne doit pas se situer au-dessous de 4,0. L'utilisation géothermique de la chaleur appartient au domaine de la technologie lourde (figure 36), c'est pourquoi il n'en sera pas fait mention ici.

Rejets thermiques

Dans la plupart des cas, le produit des rejets thermiques et le besoin de chaleur ne concordent pas ; une analyse exacte s'avère donc indispensable. Il s'agit alors de savoir si le problème peut être résolu par adjonction d'un accumulateur (côté froid et/ou côté chaud). Une exploitation rationnelle de l'accumulateur permet une utilisation optimale lorsque les besoins thermiques sont moyens ; elle permet également de limiter les pointes de puissance (d'où avantages financiers).

Les **eaux usées** représentent une source de chaleur particulièrement intéressante, surtout du fait de leur température relativement élevée. Cependant il faut tenir compte des remarques suivantes :

- Pour des raisons de pollution, elles ne sont souvent qu'indirectement utilisables (attention au choix du matériel), prévoir un système automatique de nettoyage).
- Quantités offertes souvent trop insignifiantes pour permettre une utilisation rentable.
- L'utilisation du réseau public des eaux usées est soumise à autorisation.

L'**air vicié** est une source de chaleur très souvent employée dans les installations d'utilisation de rejets thermiques, et ceci sans pompe à chaleur. Pour une utilisation indirecte avec pompe à chaleur, l'air pollué se révèle intéressant, surtout pour le chauffage de l'eau. L'air pollué peut être corrosif (agriculture, industrie).

Quelle est la meilleure source de chaleur ?

Il est difficile de répondre à cette question, car différents critères de choix sont possibles. En ce qui concerne les économies d'énergie et la protection de l'environnement, le point déterminant est le niveau de température. Pour cette raison, le classement peut être dressé comme suit (fig. 37) : 1. rejets thermiques ; 2. nappe phréatique ; 3. chaleur géothermique ; 4. air extérieur (la chaleur géothermique devrait figurer au premier rang, mais vu les moyens techniques qu'elle suppose, il n'en est pas fait mention ici). Chaque source de chaleur possède ses avantages et inconvénients, c'est pourquoi seule une analyse minutieuse du projet peut apporter la réponse attendue. Pour le calcul du rendement, il faut aussi tenir compte de facteurs d'influence supplémentaires, tels que protection de l'environnement, ressources, recyclage et énergie grise.

2.6 Valeurs cibles pour la planification

Les calculs que sollicite une installation de pompe à chaleur sont fastidieux. Cette constatation ne devrait cependant pas pousser le projeteur à qualifier la pompe à chaleur « d'objet fantaisiste », mais bien plus de la considérer comme un défi invitant à tout mettre en oeuvre pour construire de bonnes installations. Les chiffres indicatifs du tableau 39 peuvent servir de valeurs cibles. Les coefficients de performances instantanés, donnés pour des conditions limites définies doivent être garantis par le fabricant. Les coefficients de performance annuels, dont les valeurs varient en fonction des conditions d'exploitation, sont à garantir par le projeteur.

Différentes valeurs influençant le coefficient de performance annuel sont souvent source de contradictions. Dans les pages qui suivent, certains de ces facteurs d'influence sont commentés et leurs conséquences évaluées, sur la base d'une petite et d'une grande installation (tableau 38).

 Les formules numériques utilisées sont commentées au paragraphe 3.2. Par mesure de simplification, on prendra la différence de puissance ΔP comme base de calcul (ne pas confondre avec la différence de pression Δp !)

Degré d'influence « tolérance du produit »

Il est absolument indispensable d'utiliser des produits de série pouvant garantir les puissances annoncées. Pour des petites séries dont l'indice de performance est incontrôlable en pratique mais qui, le cas échéant, peut être corrigé, on accorde habituellement une tolérance de 10%.

Degré d'influence « perte de pression dans l'évaporateur et le condenseur »

Il arrive souvent que des pompes à chaleur, dont la puissance est identique, accusent des pertes de pression sur l'échangeur de chaleur. Il peut s'agir de produits provenant de plusieurs fabricants, mais aussi, selon le degré de puissance, une série de pompes à chaleur appartenant au même fabricant peut présenter de sensibles différences. Il est donc important de toujours comparer les pompes à chaleur entre elles.

 Comment varie le coefficient de performance annuel des pompes à chaleur des installations du

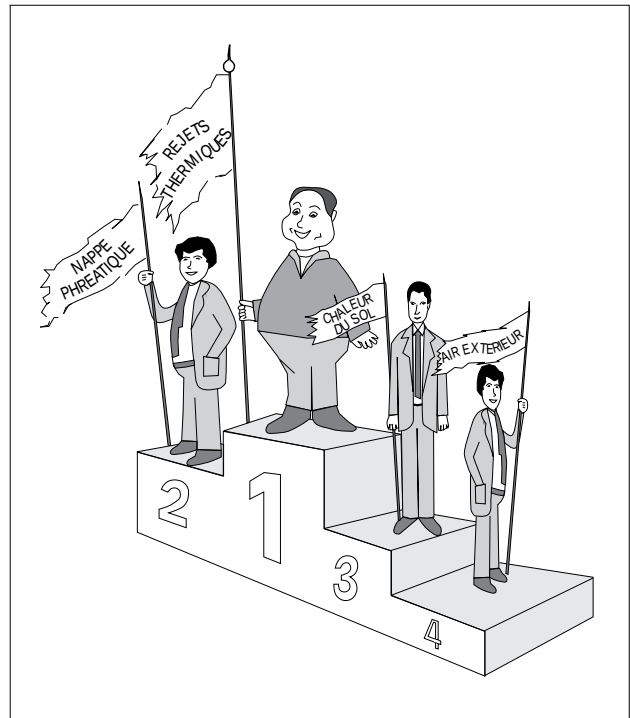


Figure 37 : Quelle est la meilleure source de chaleur ?

	Petite installation	Grande installation
Mode de fonctionnement	Monovalent, charge par stratification, température sortie condenseur constante de 47° C	
Puissance chauffage	10 kW	100 kW
Besoin annuel de chaleur	25 000 kWh	250 000 kWh
Heures de fonctionnement	2500 h/a	2500 h/a
Consommation annuelle de courant	8333 kWh	83'333 kWh
Coefficient de performance annuel COPA	3,0	3,0
Débit dans l'évaporateur ($\Delta\vartheta = 5$ K)	1,2 m³/h	12 m³/h
Débit dans le condenseur ($\Delta\vartheta = 10$ K)	0,9 m³/h	9 m³/h
Perte de pression condenseur	25 kPa	25 kPa
Rendement de la pompe	0,10	0,25

Tableau 38 : Les deux installations comparées sont ainsi définies : avec des conditions-limite différentes, elles atteignent le même coefficient de performance annuel de 3,0. Il est ainsi très simple d'établir des calculs comparatifs pour des puissances différentes.

tableau 38 si la perte de pression dans l'évaporateur et dans le condenseur augmente de 40 kPa par élément ? Pour la petite installation, cela donne :

$$\begin{aligned}\Delta P_{Pompe\ Ev} &= 40\text{ kPa} \cdot 1,2\text{ m}^3/\text{h} / (3600 \cdot 0,10) = 0,133\text{ kW} \\ \Delta P_{Pompe\ Cond} &= 40\text{ kPa} \cdot 0,9\text{ m}^3/\text{h} / (3600 \cdot 0,10) = 0,100\text{ kW} \\ \Delta W &= 2500\text{ h} \cdot (0,133 + 0,100)\text{ kW} = 583\text{ kWh} \\ COPA_{petit} &= 25\ 000\text{ kWh} / (8333 + 583)\text{ kWh} = 2,80\end{aligned}$$

et pour la grande installation :

$$\begin{aligned}\Delta P_{Pompe\ Ev} &= 40\text{ kPa} \cdot 12\text{ m}^3/\text{h} / (3600 \cdot 0,25) = 0,533\text{ kW} \\ \Delta P_{Pompe\ Cond} &= 40\text{ kPa} \cdot 9\text{ m}^3/\text{h} / (3600 \cdot 0,25) = 0,400\text{ kW} \\ \Delta W &= 2500\text{ h} \cdot (0,533 + 0,400)\text{ kW} = 2333\text{ kWh} \\ COPA_{grand} &= 250\ 000\text{ kWh} / (83\ 333 + 2333)\text{ kWh} = 2,92\end{aligned}$$

Degré d'influence « pertes de pression dans les sondes géothermiques »

Dans le cas d'installations équipées de sondes géothermiques, les pertes de pression doivent être optimisées avec soin pour différents diamètres de sondes, longueurs de sondes, nombre de sondes, etc. Des différences de 100 kPa entre deux variantes ne sont pas rares.



Comment varie le coefficient de performance annuel des installations de la figure 38 si elles sont équipées de sondes géothermiques accusant une augmentation de pertes de pression de 100 kPa ? Pour la petite installation, la situation est la suivante :

$$\begin{aligned}\Delta P_{Pompe\ Ev} &= 100\text{ kPa} \cdot 1,2\text{ m}^3/\text{h} / (3600 \cdot 0,10) = 0,333\text{ kW} \\ \Delta W &= 2500\text{ h} \cdot 0,333 = 833\text{ kWh} \\ COPA_{petit} &= 25\ 000\text{ kWh} / (8\ 333 + 833)\text{ kWh} = 2,73\end{aligned}$$

et pour la grande installation :

$$\begin{aligned}\Delta P_{Pompe\ Ev} &= 100\text{ kPa} \cdot 12\text{ m}^3/\text{h} / (3600 \cdot 0,25) = 1,333\text{ kW} \\ \Delta W &= 2500\text{ h} \cdot 1,333\text{ kW} = 3333\text{ kWh} \\ COPA_{grand} &= 250\ 000\text{ kWh} / (83\ 333 + 3333)\text{ kWh} = 2,88\end{aligned}$$

Degré d'influence « type de fonctionnement »

Le chargement étagé de l'accumulateur et, dans certains cas, le chargement par stratification en fonction des conditions météorologiques produisent un meilleur coefficient de performance annuel qu'un chargement par stratification avec consigne constante, car on peut sortir du condenseur avec des températures plus basses (cf. paragraphe 2.4). Ce système ne fonctionne toutefois que si l'installation est réglée sur une petite différence de température dans le condenseur. En règle générale, il est nécessaire de doubler le débit, ce qui multiplie par

quatre la perte de pression sur le condenseur; cela doit absolument être pris en considération.

 *Comment varie le coefficient de performance annuel des installations de la figure 38 si, au lieu de fonctionner 2500 h à 47°C, d'où $\epsilon = 3,4$, on procède ainsi:*

500 h à 45°C, d'où $\epsilon = 3,5$

1000 h à 42°C, d'où $\epsilon = 3,75$

1000 h à 39°C, d'où $\epsilon = 4,0$

Le coefficient de performance instantané moyen pondéré ϵ s'améliore en passant de 3,4 à 3,8. Le coefficient de performance annuel devrait suivre cette tendance et passer de 3,0 à 3,4.

Mais en doublant le débit, la perte de pression dans le condenseur est quatre fois plus forte. (En simplifiant, on admet que la suppression de la vanne de chargement compense la perte de pression supplémentaire du circuit). Il en résulte pour la petite installation :

$$\Delta P_{\text{Pompe Cond}} = \frac{(100 \text{ kPa} \cdot 1,8 \text{ m}^3 / \text{h}) - (25 \text{ kPa} \cdot 0,9 \text{ m}^3 / \text{h})}{3600 \cdot 0,10} = 0,438 \text{ kW}$$

$$\Delta W = 2500 \text{ h} \cdot 0,438 \text{ kW} = 1095 \text{ kWh}$$

$$\text{COPA}_{\text{petit}} = \frac{25000 \text{ kWh}}{25000 / 3,4 \text{ kWh} + 1095 \text{ kWh}} = 2,96$$

et pour la grande installation :

$$\Delta P_{\text{Pompe Cond}} = \frac{(100 \text{ kPa} \cdot 18 \text{ m}^3 / \text{h}) - (25 \text{ kPa} \cdot 9 \text{ m}^3 / \text{h})}{3600 \cdot 0,25} = 1750 \text{ kW}$$

$$\Delta W = 2500 \text{ h} \cdot 1750 \text{ kW} = 4375 \text{ kWh}$$

$$\text{COPA}_{\text{grand}} = \frac{250000 \text{ kWh}}{250000 / 3,4 \text{ kWh} + 4375 \text{ kWh}} = 3,21$$

 *Il faut examiner soigneusement si le coefficient de performance annuel est réellement meilleur lors d'un chargement étagé. La consommation de courant plus importante de la pompe réduit le gain obtenu par une température plus basse à la sortie du condenseur (exemple). En outre, la différence de température plus petite dans le condenseur diminue encore le coefficient de performance instantané.*

Source de chaleur Mode de fonctionnement Utilisation	Indice de performance* ϵ	Coefficient de performance annuel** COPA	Rendement global annuel*** η_{IPC}
Nappe phréatique monovalent – Utilisation directe – Utilisation indirecte	3,5 à 4,0 3,3 à 3,8	3,0 à 3,5 2,8 à 3,3	= COPA = COPA
Eaux de surface monovalent Utilisation indirecte	3,1 à 3,6	2,6 à 3,1	= COPA
Eaux usées monovalent Utilisation indirecte	3,4 à 3,9	2,9 à 3,4	= COPA
Sous-sol monovalent – Serpentins – Sondes géothermiques	3,1 à 3,4 3,3 à 3,6	2,6 à 2,9 2,8 à 3,1	= COPA = COPA
Air extérieur – Villa, monovalent – bivalent-parallèle**** – bivalent-alternatif****	2,5 à 2,9 2,8 à 3,2 3,0 à 3,4	2,0 à 2,5 2,3 à 2,7 2,5 à 2,9	= COPA 1,3 à 2,3 1,5 à 2,5
* Basé sur une valeur annuelle moyenne de la température d'entrée dans l'évaporateur correspondante et 40 à 45°C de température de sortie du condenseur. ** A une température de sortie du condenseur de 40 à 45°C. *** Limite de bilan = installation de production de chaleur; chaudière maintenue à un rendement annuel global, selon le degré de couverture, des valeurs très différentes sont obtenues. **** Température de bivalence 0 à 3°C.			

Tableau 39: Valeurs-cibles pour caractéristiques de pompes à chaleur électriques situées sur le Plateau suisse. En fonctionnement monovalent, le coefficient de performance annuel de l'installation de la pompe à chaleur et le rendement global de l'installation de production de chaleur sont identiques. En pratique, on peut admettre que le coefficient de performance annuel est égal au facteur d'amplification électrothermique AET.

Pompe à chaleur			
Puissance nominale de chauffage [kW]	Air-eau L2W35	Saumure-eau SOW35	Eau-eau W10W35
	[Fr/kWh]	[Fr/kWh]	[Fr/kWh]
Jusqu'à 20	900 à 1300	700 à 1100	600 à 900
21 à 50	800 à 1000	550 à 800	400 à 600
51 à 100	750 à 900	450 à 600	350 à 450
101 à 200	650 à 800	350 à 450	250 à 350
01 à 300	550 à 600	250 à 400	200 à 300
301 à 500	400 à 450	230 à 260	180 à 200
Sondes géothermiques avec conduites de raccordements			
Longueur de sonde nécessaire [m/kW]		Frais spécifiques [Fr/m]	
environ 15		110 à 130	
Puits de soutirage et de restitution pour nappe phréatique			
Puissance nominale du chauffage [KW]	Diamètre du puits	Frais spécifiques	
	[mm]	[Fr/m]	
Jusqu'à 70	150	400 à 500	
71 à 140	300	600 à 800	
141 à 550	800	700 à 1000	

Tableau 40: Frais spécifiques des pompes à chaleur et des sources de chaleur basés sur la puissance nominale ou les mètres courants (prix de base 1992).

Exemple de calcul					
Prix de base (taxe de compteur)	Fr 25.–/mois				
Prix de l'énergie (hiver):					
– Haut tarif (6.00 – 22.00 h)	13 ct/kWh				
– Bas tarif (22.00 – 6.00h)	9 ct/kWh				
Taxe de puissance mensuelle	Fr 12.–/kW				
Données d'exploitation:					
– Puissance absorbée	20 kW				
– Puissance du chauffage	60 kW				
– Consommation d'énergie, tarif haut	30 000 kWh				
– Consommation d'énergie, tarif bas	15 000 kWh				
Coût de l'énergie:					
– Prix de base (12 mois x Fr 25.–)	Fr 300.–/an				
– Courant électrique					
Haut-tarif HT (Fr 0,13 x 30 000 kWh)	Fr 3900.–/an				
Bas-tarif BT (Fr 0,09 x 15 000 kWh)	Fr 1350.–/an				
– Taxe de puissance (délestage)	tombe				
Coût total de l'énergie:					
– Par année	Fr 5550.–/an				
– Par kWh (555 000 ct/45 000 kWh)	12,3 ct/kWh				
Frais supplémentaires avec taxe de puissance:					
– Par année (8 mois x 20 kW x Fr 12.–)	+ Fr 1920.–/an				
– Par kWh (192 000 ct/45 000 kWh)	+ 4,3 ct/kWh				
Evolution des tarifs d'électricité en Suisse en ct/kWh					
(Enquête auprès de 162 sociétés d'électricité):					
1985	1986	1987	1988	1989	1990
13,50	13,78	13,85	14,00	14,17	14,44

Encadré 41

2.7 Coûts

Frais d'investissement

Pour donner les premières précisions, il serait com mode de connaître les frais d'investissement. Le tableau 40 présente des chiffres pour pompes à chaleur, sondes géothermiques et puits dans nappe phréatique.

Le paragraphe 4.7 donne un exemple de calcul de rentabilité effectué dans les règles de l'art.

Tarifs de l'électricité

RAVEL est pour la mise en oeuvre d'une stratégie visant à protéger l'environnement. Cela signifie qu'un tiers environ de l'électricité produite par couplage chaleur-force devrait être injectée dans les systèmes de pompes à chaleur (fig. 1). En outre, il faudrait parvenir à remplacer petit à petit les chauffages électriques existants par des pompes à chaleur électriques partout où cela est possible. Il est donc nécessaire dans le cadre de cette politique énergétique de protection de l'environnement, de promouvoir la construction de pompes à chaleur électriques. Des tarifs d'électricité adaptés doivent permettre l'acceptation de ce principe. Les sociétés suisses d'électricité jouissent d'une entière autonomie dans l'établissement de leur échelle tarifaire. Ni la Confédération, ni les cantons n'ont réglementé les tarifs selon une loi. Dans le cadre de la Confédération, il existe une «Recommandation des tarifs pour les énergies reliées de réseau» dont l'application n'est toutefois pas obligatoire. Certaines prescriptions tarifaires sont prévues dans le cadre de l'Ordonnance sur l'utilisation de l'énergie de 1990. Les tarifs d'électricité sont soumis en outre au contrôle du préposé à la surveillance des prix. Les réflexions suivantes ne représentent donc qu'une modeste base de discussion pour l'élaboration future de nouveaux tarifs. Pour une alimentation thermique concurrentielle, il faudrait que le kWh de chaleur d'une installation de pompe à chaleur ne coûte pas plus cher qu'un kWh de chaleur produit de manière conventionnelle. En fixant le coefficient de performance annuel à 3,0 et le prix du gaz à 4 ct/kWh, on obtiendrait un prix moyen d'électricité de 12 ct/kWh. En compensation, on pourrait travailler avec une alimentation d'électricité interruptible, étant donné qu'un arrêt de la pompe à chaleur d'une durée de 1 à 2 h ne représente pas une grande privation de confort. L'encadré 41 présente ce souhait sous forme d'exemple. Les caractéristiques des pompes à chaleur ne permettent pas de les implanter, lors d'assainissements et d'agrandissements, sans tenir compte de l'ensemble du concept. Ceci implique malheureusement une étude approfondie et sérieuse pour leur adaptation aux installations de chauffage.

3. Définition

3.1 Schémas standards

Les facteurs influençant le bon fonctionnement d'une pompe à chaleur sont multiples, ce qui explique que de nombreuses installations ne donnent pas toujours l'optimum de leur rendement, en raison des compromis acceptés. Il est donc important de tester méticuleusement tous les composants de l'installation ainsi que leur influence sur le rendement, sans oublier de considérer l'installation comme un tout. Cela représente un surcroît de travail... et le danger de négliger un détail subsiste malgré tout.



L'utilisation des schémas standards représente le moyen le plus sûr de réaliser des installations performantes et d'obtenir de surcroît la satisfaction du propriétaire. Les essais ne sont pas payants ! C'est pourquoi RAVEL a établi et publié un catalogue de schémas standards dûment éprouvés :



Cahier 5 « Schémas standards »

Dans cette brochure, on trouve également d'autres renseignements importants sur différents thèmes qui ne sont pas développés ici :

- hydraulique avec directives de dimensionnement ;
- instruments de mesure et points de mesures permettant les contrôles de qualité ;
- critères d'homologation pour installations bivalentes ;
- chauffage de l'eau.

3.2 Trois formules

Lorsqu'une installation est projetée, trois questions soulèvent toujours le même intérêt :

1. Quel doit être le débit ?
2. Quelle est la différence de pression avec ce débit ?
3. A combien se monte la puissance requise pour garantir un tel débit ?

Les formules simplifiées de l'encadré 42 répondent dans le détail à ces 3 questions.

Débit

$$\dot{V} \text{ [m}^3/\text{h]} = 0,86 \frac{\dot{Q} \text{ [kW]}}{\Delta\vartheta \text{ [K]}}$$

Différence de pression

$$\Delta p \text{ [kPa]} = 100 \cdot \left(\frac{\dot{V} \text{ [m}^3/\text{h]}}{k_v \text{ [m}^3/\text{h]}} \right)^2$$

ou inversement :

$$\dot{V} \text{ [m}^3/\text{h]} = 0,1 \cdot k_v \text{ [m}^3/\text{h]} \cdot \sqrt{\Delta p \text{ [kPa]}}$$

Puissance de la pompe

$$P_{\text{hydraul.}} \text{ [kW]} = \frac{\Delta p \text{ [kPa]} \cdot \dot{V} \text{ [m}^3/\text{h]}}{3600}$$

ou avec $\eta_{\text{pompe}} = P_{\text{hydraul.}} / P_{\text{pompe}}$

$$P_{\text{pompe}} \text{ [kW]} = \frac{\Delta p \text{ [kPa]} \cdot \dot{V} \text{ [m}^3/\text{h]}}{3600 \cdot \eta_{\text{pompe}} \text{ [-]}}$$

Formules et dénominations

$\dot{V}$ = débit [m³/h]

$\dot{Q}$ = puissance thermique [kW]

$\Delta\vartheta$ = différence de température [K]

Δp = différence de pression [kPa]

k_v = valeur k_v [m³/h]

$P_{\text{hydraul.}}$ = puissance hydraulique de la pompe [kW]

P_{pompe} = puissance absorbée par la pompe [kW]

η_{pompe} = rendement de la pompe [-]

Conseil important : ces formules sont valables pour l'eau de 5 à 95° C. Il s'agit d'équations mathématiques qui impliquent que les facteurs qui les composent appartiennent à un même système cohérent d'unités, ce qui se rencontre rarement en pratique.

Le facteur «0,86» prend en compte la chaleur spécifique et la densité de l'eau :

$$0,86 \text{ [m}^3/\text{kWh]} = \frac{3600 \text{ [s/h]} \cdot 1000 \text{ [W/kW]}}{4190 \text{ [Ws/kgK]} \cdot 1000 \text{ [kg/m}^3\text{]}}$$

Les 2 facteurs «100» respectivement «0,1» prennent en compte la pression de référence de 1 bar, à laquelle les valeurs « k_v » sont définies par mesures techniques :

$$100 \text{ [kPa]} = 1 \text{ [bar]}$$

$$0,1 \text{ [1/\sqrt{kPa}]} = \sqrt{1/100 \text{ [kPa]}}$$

Et finalement, le facteur «3600» convertit les heures en secondes :

$$3600 \text{ [s/h]} = 3600 \text{ [s]}/1 \text{ [h]}$$

Encadré 42

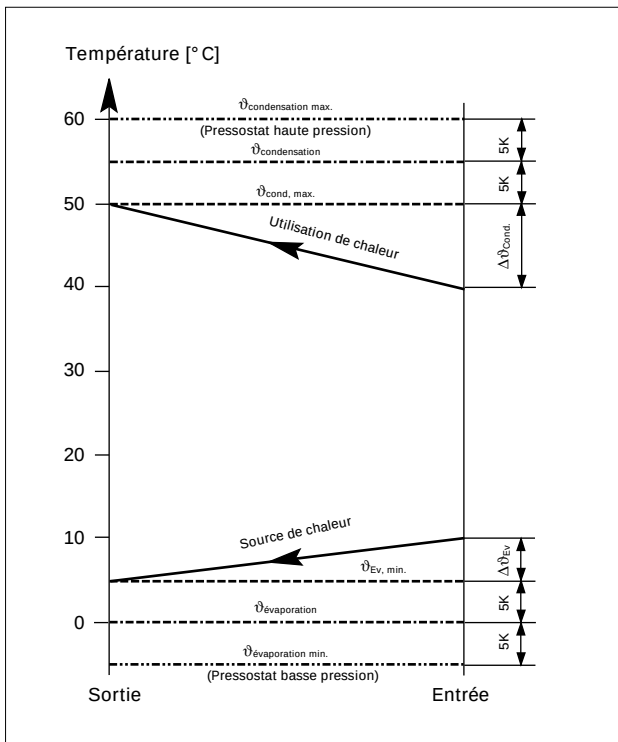


Figure 43: Niveaux de températures d'une pompe à chaleur.

3.3 Comment éviter les erreurs

Les critères de planification servent uniquement à fixer les données de puissance indispensables dans des conditions définies (par exemple température de l'air extérieur et température de départ y relative, à la température de dimensionnement, à la température de bivalence ou à la limite du chauffage). La réalité est souvent fort différente de ce que l'on s'imagine lors de la planification. Il est donc important d'examiner toutes les influences possibles que peut subir l'installation, en fonction des données de dimensionnement. L'influence des modifications des conditions limites doit être analysée et les corrections éventuelles effectuées.

L'explication la plus simple de ces considérations est illustrée au tableau 43. Aux extrémités des deux échelles de température figurent les deux températures limites :

- **Température maximale possible du condenseur**, réglée par les pressostats de haute pression.
- **Température minimale possible de l'évaporateur**, réglée par le pressostat de basse pression

Le dépassement de ces températures conduit à une panne de haute, respectivement de basse pression qui, pour des raisons de sécurité, ne peut être quittancée que manuellement. Pour remédier à cette éventualité, les températures de condensation, respectivement d'évaporation de l'installation sont définies avec une marge de sécurité d'environ 5 K par rapport aux températures limites. Pour qu'un transfert de chaleur puisse avoir lieu, une autre différence de température de 5 K est nécessaire, entre la température d'évaporation et la température de sortie de l'évaporateur, respectivement entre la température de condensation et la température de sortie du condenseur.

Les niveaux de température réels ne sont en réalité pas aussi constants que ceux représentés à la figure 43, mais ils oscillent continuellement et s'influencent mutuellement. L'art du projeteur se résume donc à maintenir les températures de manière à ce qu'elles ne soient ni au-dessus, ni au-dessous des conditions limites. Pour les sources de chaleur les plus utilisées, les tableaux 44 à 47 résument les erreurs les plus courantes ainsi que des propositions pour les éviter.

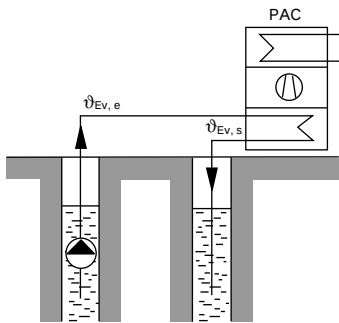
NAPPE PHREATIQUE	Hypothèses de travail	Réalités
	Température nappe phréatique = constante = 10° C Température de sortie évaporateur = constante = 4° C (obligation) Puissance évaporateur = constante Puissance de chauffage = constante Débit d'eau et qualité de la nappe phréatique = constantes	Température nappe phréatique selon lieu (6 à 15° C) Température sortie évaporateur change en fonction température arrivée eau de la nappe phréatique et température sortie du condenseur Puissance évaporateur = variable Puissance de chauffage = variable Puits de soutirage mal réalisés, abaissement du niveau de la nappe et influences extérieures peuvent fausser les données planifiées
Effets	Causes	Exemples
Pannes basse pression, gel de l'eau de la nappe phréatique dans l'évaporateur ou dans l'échangeur de chaleur intermédiaire Pannes haute pression La température de consigne des locaux n'est pas atteinte	Puissance utile de l'évaporateur pas atteinte: – Débit dans évaporateur trop petit, suite erreur de dimensionnement ou encrassement – Puissance de l'évaporateur plus grande que prévue, suite température de départ trop basse (exemple 1) – Température source de chaleur plus basse que prévue (exemples 1 et 3) Puissance produite au condenseur n'est pas évacuée: – Débit trop petit, suite erreur de dimensionnement ou encrassement – Puissance du condenseur plus grande que prévue, suite température de la source de chaleur trop élevée (exemple 2) C'est en raison d'une température de la source de chaleur trop basse que la puissance de chauffage et respectivement la température de départ ne peuvent être atteintes (exemple 3)	– Dimensionnement (W10/W50): – Puissance évaporateur = 225 kW – Puissance condenseur = 300 kW – Température de départ/retour = 50/40° C – Température entrée/sortie évaporateur = 10/4° C – Température de condensation = 55° C Exemple 1 : avec une température de départ de 35° C, la puissance de l'évaporateur monte à 269 kW, d'où abaissement de la température de sortie de l'évaporateur de 10 – (6 · 269/225) = 2,8° C au lieu des 4° C attendus. Si en plus la température de la nappe phréatique baisse, le résultat est encore pire. Exemple 2 : Avec une température de source de chaleur de 15° C, la puissance du condenseur s'élève à 353 kW, d'où élévation de la température de départ à 40 + (10 · 353/300) = 52° C, ce qui implique une faible réserve de sécurité de 3 K ! Exemple 3 : avec une température d'entrée dans l'évaporateur de 6° C, la puissance de l'évaporateur n'est que de 184 kW, et celle du condenseur s'abaisse à 252 kW, ce qui implique une température de départ de 40 + (10 · 252/300) = 48° C au lieu de 50° C. La température de sortie de l'évaporateur n'est ainsi que de 6 – (6 · 184/225) = 1,1° C.
Recommandations	Règles générales	
– A observer avec attention, côté évaporateur : puissance maximale possible de la source de chaleur, température minimale de la source de chaleur, température minimale admise à la sortie de l'évaporateur – A observer avec attention, côté condenseur : variations de puissance côté source et utilisateur, marge de sécurité d'au moins 5 K avec la température de condensation – Pour nouvelles installations, système d'émission de chaleur à définir sur la base des exigences de la pompe à chaleur, et non l'inverse ! – Prévoir une régulation à la sortie de l'évaporateur si variations de température de la source de chaleur > 8 K – Sans une solide expérience, prévoir une utilisation indirecte (la validité d'une analyse d'eau est toujours éphémère) – Confier la construction des puits filtrants à une entreprise qualifiée	Définir la quantité utile du soutirage de la nappe phréatique à moins de 50% de la puissance maximale possible du puits filtrant – Régler le débit de l'évaporateur sur W10/W35 – En cas d'utilisation indirecte, régler l'échangeur de chaleur également selon W10/W35 – Refroidissement de la nappe phréatique < 8 K, valeur d'expérience : 4 à 5 K	

Tableau 44: Conseils destinés à éviter des erreurs lors de l'utilisation de la nappe phréatique comme source de chaleur.

3. Définition

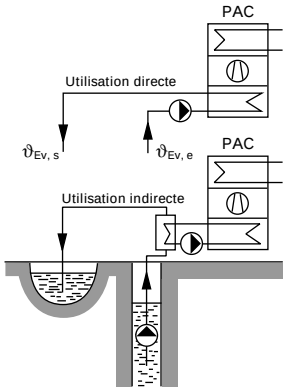
EAUX DE SURFACE	Hypothèses de travail	Réalités
	Température de eaux de surface = à peu près constante Température de sortie de l'évaporateur = constante $\geq 2^{\circ}\text{C}$ Puissance de l'évaporateur = constante Puissance du chauffage = constante Qualité et débit d'eau de surface constants	Grandes variations de température de l'eau de surface (beaucoup plus importantes que pour la nappe phréatique) La température minimum sortie évaporateur (2°C) sera inférieure si la température de l'eau de surface est trop basse (idem si température de sortie du condenseur trop basse) Puissance évaporateur = variable (bien plus que pour nappe phréatique) Puissance chauffage = variable (bien plus que pour nappe phréatique) Variations de débit, érosion, corrosion, formation d'algues, dépôt de coquillages, éboulis, etc, sont des risques propres à ce genre d'installations
Effets	Causes	Exemples
Pannes basse pression, gel de l'eau de surface dans l'évaporateur ou dans l'échangeur de chaleur intermédiaire. Panne haute pression La température de consigne du local n'est pas atteinte	Puissance utile de l'évaporateur pas atteinte : – Débit dans évaporateur trop petit, suite erreur de dimensionnement ou encrassement – Puissance de l'évaporateur plus grande que prévue, suite température de départ trop basse – Température source de chaleur plus basse que prévue (exemple 1) Puissance produite au condenseur n'est pas évacuée : – Débit dans condenseur trop petit suite à erreur de dimensionnement ou encrassement – Puissance du condenseur plus grande que prévue, suite température de la source de chaleur trop élevée C'est en raison d'une température de la source de chaleur trop basse que la puissance de chauffage et respectivement la température de départ ne peuvent être atteintes (exemple 1)	Dimensionnement (W10/W50) : – Puissance évaporateur = 225 kW – Puissance condenseur = 300 kW – Température départ/retour = $50/40^{\circ}\text{C}$ – Température entrée/sortie évaporateur = $10/4^{\circ}\text{C}$ – Température de condensation = 55°C Exemple 1 : avec une température d'entrée dans l'évaporateur de 4°C, la puissance de l'évaporateur n'atteint que 173 kW, d'où une puissance du condenseur de 240 kW, correspondant à une température de départ de $40 + (10 \cdot 240/300) = 48^{\circ}\text{C}$ au lieu de 50°C. En plus, la température de sortie de l'évaporateur n'atteint alors que $4 - (6 \cdot 173/225) = -0,6^{\circ}\text{C}$, ce qui signifie un très grand danger de gel ! Exemple 2 : avec une température de source de chaleur de 15°C, la puissance du condenseur s'élève à 353 kW, d'où élévation de la température de départ à $40 + (10 \cdot 353/300) = 52^{\circ}\text{C}$, ce qui implique une faible réserve de sécurité de 3 K !
Recommandations	Règles générales	
– Sans données sûres portant sur une longue période et sans une solide expérience, la réalisation est problématique – Un fonctionnement monovalent avec utilisation directe n'est, en général, pas possible – Une utilisation indirecte avec puits filtrant est la solution la plus sûre – A observer avec attention, côté évaporateur : puissance maximale possible de la source de chaleur, température minimale de la source de chaleur, température minimale admise à la sortie de l'évaporateur – A observer avec attention, côté condenseur : variations de puissance côté source et utilisateur, marge de sécurité d'au moins 5 K avec la température de condensation – Pour nouvelles installations, système d'émission de chaleur à définir sur la base des exigences de la pompe à chaleur, et non l'inverse ! – Prévoir une régulation à la sortie de l'évaporateur si variations de température de la source de chaleur $> 8\text{ K}$ (toujours le cas avec de l'eau courante) – Régulation de la température de sortie du condenseur conseillée – Confier la construction de puits filtrants à une entreprise qualifiée – La garantie d'un fonctionnement fiable de l'installation implique un engagement constant	– Régler le débit de l'évaporateur dans le circuit intermédiaire selon W10/W35 – En cas d'utilisation indirecte, régler l'échangeur de chaleur également selon W10/W35	

Tableau 45 : conseils destinés à éviter les erreurs lors de l'utilisation de l'eau de surface comme source de chaleur.

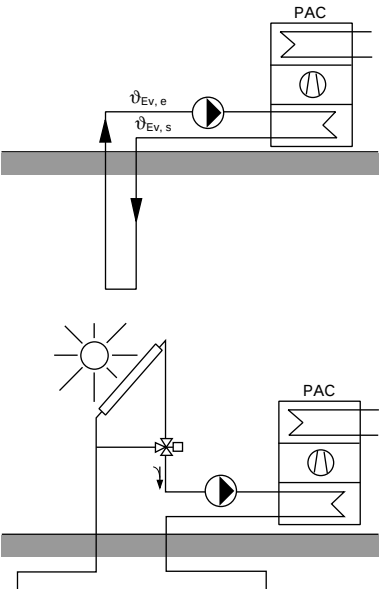
SOUS-SOL (sondes géothermiques, serpents)	Hypothèses de travail	Réalités
 Serpents avec recharge solaire : Placer le collecteur solaire avant les serpents n'est pas conseillé, car l'environnement du serpent se dessèche trop et il en résulte une diminution de la puissance soutirée	Puissance de la source de chaleur illimitée et constante Des sondes jugées particulièrement performantes sont à préconiser Dimensionner l'installation sur la base d'un fonctionnement le plus long possible Dimensionner l'installation le plus juste possible en fonction de la puissance	En réalité : – faible densité calorifique – durée du soutirage limitée – production annuelle constante donnée Les mesures ne présentent pas de différences importantes Des temps de fonctionnement trop longs conduisent à une surexploitation du sous-sol, suite au raccourcissement des périodes de recharge du terrain Finalement ce sont les temps d'utilisation qui sont déterminants et non pas les puissances
Effets	Causes	Exemples
Panne basse pression Panne haute pression La température de consigne des locaux n'est pas atteinte	Puissance utile de l'évaporateur pas atteinte : – Sous-sol épuisé (cf. exemple) – Débit dans évaporateur trop petit suite erreur de dimensionnement ou mauvais degré de concentration du produit antigel Puissance produite au condenseur n'est pas évacuée : – Débit dans condenseur trop petit suite erreur de dimensionnement ou encrassement Suite à l'épuisement du sous-sol, la puissance du chauffage et respectivement la température de départ nécessaires ne sont pas atteintes	Dimensionnement : – Puissance évaporateur = 6 kW – Puissance condenseur = 10 kW – Puissance de soutirage admise pour la sonde géothermique = 6 kW pendant maximum 16 h de fonctionnement par jour et 8 h de recharge Un besoin de chaleur journalier de plus de 160 kWh mène à plus de 16 h de fonctionnement par jour, d'où trop forte sollicitation du sous-sol et risque de formation de gel
Recommandations	Règles générales	
– Ne pas fixer la puissance de la pompe à chaleur trop faible (prévoir assez de temps pour la recharge) – Maintenir une basse puissance de soutirage – Pour les sondes géothermiques, optimiser longueur, nombre et diamètres des tubes en visant une perte de pression la plus faible possible – Pour les serpents, optimiser longueur des tubes et nombre de tubes en visant une perte de pression la plus faible possible – Pour nouvelles installations, système d'émission de chaleur à définir sur la base des exigences de la pompe à chaleur et non l'inverse ! – Confier la mise en place des sondes géothermiques à une entreprise qualifiée	– Durée annuelle de soutirage : maximum 2000 h – Dimensionnement de la puissance de soutirage sur la base de SOW35 Valeurs admises pour les sondes géothermiques (Plateau suisse) : – Puissance de soutirage par mètre courant de sonde 50 W / m – Longueur de sonde par kW de puissance de chauffage 15 m / kW Valeurs admises pour les serpents (Plateau suisse) : – Flux de chaleur annuel maximum par mètre carré de surface de serpents 70 kWh / m²a – Puissance soutirée par mètre carré de surface de serpents sans recharge solaire 15 à 20 W / m², avec recharge solaire 30 à 40 W / m² – Surface de serpents par kilowatt de puissance de chauffage sans recharge solaire 42 à 55 m², avec recharge solaire 20 à 27 m²	

Tableau 46: Conseils destinés à éviter les erreurs lors de l'utilisation du sous-sol comme source de chaleur (sondes géothermiques, serpents).

3. Définition

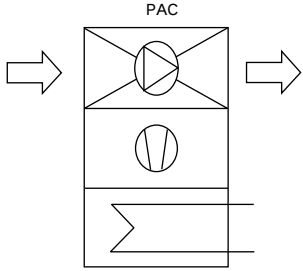
AIR EXTERIEUR	Hypothèses de travail	Réalités
	Puissance du chauffage = constante La température de dimensionnement correspond à la plus basse température extérieure possible L'installation de la source de chaleur est livrée avec la pompe à chaleur et ne pose ainsi pas de problème de dimensionnement Les interruptions dues au dégivrage peuvent être négligées	– Puissance chauffage à la limite du chauffage est environ 2,5 fois plus grande qu'au point de dimensionnement – Diminution puissance de chauffage suite formation de gel dans évaporateur – Influence provenant d'une élévation locale de l'humidité de l'air – Entrave au fonctionnement en régime «dégivrage» Momentanément, des températures extérieures très basses peuvent se présenter, durant lesquelles la puissance exigée de la pompe à chaleur n'est pas atteinte – Des mesures secondaires (canaux, amortisseur de bruit) réduisent la quantité d'air nominale – Formation de condensats, obturations dues à l'eau provenant du dégivrage, locaux techniques mal aérés, etc, peuvent être source de problèmes Durée de dégivrage plus longue que prévu (par exemple suite à une trop petite différence de pression du gaz chaud de dégivrage)
Effets	Causes	Exemples
Panne basse pression Panne haute pression Panne de température gaz chauds La température de consigne des locaux n'est pas atteinte	Puissance utile de l'évaporateur pas atteinte: – Température extérieure trop basse (erreur de dimensionnement ou absence ordre de déclenchement en fonctionnement bivalent) – Débit dans l'évaporateur trop faible suite erreur de dimensionnement, gel, encrassement ou perte de pression trop grande dans la gaine Puissance produite au condenseur n'est pas évacuée: – Puissance condenseur beaucoup plus élevée que prévue (jusqu'à 2,5 fois, cf. exemple) – Débit dans condenseur trop faible suite erreur de dimensionnement ou encrassement Dimensionnement erroné ou absence ordre d'enclenchement provoquent des pannes lorsque la température extérieure descend en dessous du seuil admissible Si la température extérieure est trop basse, la puissance de chauffage nécessaire ainsi que la température de départ ne peuvent être atteintes	Dimensionnement : – Puissance évaporateur = 75 kW avec L-10/W50 – Puissance évaporateur = 161 kW avec W15/W35 – Température départ/retour = 50/40° C – Température de condensation = 55° C A 15° C de température extérieure, la différence de température dans le condenseur est de : $10K \cdot 161kW/75kW = 22K$ Lorsque le point de déclenchement est réglé sur la température de retour la plus basse (40° C), il en résulte, dans ce cas extrême, une température de départ de 62° C, ce qui provoque inévitablement une panne haute pression Remède : Régler une différence de température plus petite dans le condenseur et des températures aller/retour plus basses, ou prévoir une température de déclenchement en fonction des conditions météorologiques
Recommandations	Règles générales	
– En général approprié que pour le système bivalent – On peut tester le système monovalent dans les petites installations de moins de 10 kW de puissance de chauffage, si les températures aller/retour sont très basses (valable aussi pour le système mono-énergétique, cf. chapitre 2.3) – Examiner avec soin le système de dégivrage et ses répercussions – Examiner à temps le système de protection contre le bruit – Lors du dimensionnement, vérifier absolument si la puissance du condenseur n'est pas soumise à de trop fortes oscillations (jusqu'à 2,5 fois !) – Prévoir une faible différence de température à travers le condenseur et des températures basse pour aller/retour, ainsi qu'un déclenchement en fonction des conditions météorologiques	Il est risqué de fixer des règles générales en raison de la grande variation de la puissance de chauffage. D'un point de vue général, on peut affirmer que les résultats les plus positifs seront obtenus si : – Des différences de température les plus basses possibles sont maintenues dans le condenseur, c'est-à-dire le plus grand débit possible (signifie aussi plus grande consommation de courant par la pompe !) – Le dimensionnement de l'apport de chaleur est réglé sur des températures aller/retour les plus basses possible (pas influençable en cas de rénovation)	

Tableau 47: Conseils destinés à éviter les erreurs lors de l'utilisation de l'air extérieur comme source de chaleur.

3.4 Accumulateur

Découplage hydraulique

Côté pompe à chaleur et côté utilisateur, on trouve des circuits dont les débits varient. Ces derniers doivent être découplés. Dans le cas le plus simple, cette opération est effectuée par un bypass. Pour pouvoir en outre absorber le supplément de puissance thermique, une installation avec pompe à chaleur est normalement à équiper d'un bypass « très volumineux » servant d'accumulateur de chaleur (exception : cf. encadré 48).

Accumulateur technique, accumulateur de chaleur

Le condenseur ne contient qu'une infime quantité d'eau. Son comportement ressemble à celui d'un chauffage instantané. Il y a donc surproduction de chaleur durant la majeure partie de la période de chauffage, ce qui entraîne de fréquents déclenchements. Pour remédier à ce problème, un accumulateur convenablement dimensionné s'avère indispensable. Dans certains cas, un surdimensionnement de l'accumulateur est souhaitable, pour assurer la transition en cas d'arrêt. Il est dès lors utile de faire la distinction suivante :

- **accumulateur technique** – « mal nécessaire » en quelque sorte – pour garantir une fréquence d'enclenchement maximale admissible ;
- **accumulateur de chaleur** pour accumulation de plus grandes quantités de chaleur sur une plus longue période.

Fonctions, définitions et conseils pour méthodes de calcul sont décrits au tableau 51.

Chargement étagé, chargement par stratification

Selon la méthode de chargement de l'accumulateur, il faut distinguer :

- le **chargement étagé**, assuré par les passages successifs du liquide entraînant un accroissement de la température à la sortie du condenseur. Cette méthode convient plutôt à de petites installations, où l'on peut raccorder l'appareil à proximité d'un groupe de chauffage (cf. aussi encadré 49) ;
- le **chargement par stratification** a lieu par couche avec température constante à la sortie du condenseur. Les différences essentielles entre les deux systèmes ainsi que des conseils pratiques sont résumés au tableau 52.

Installations sans accumulateur

On reproche souvent à l'accumulateur technique pour les petites ou très petites installations d'être trop coûteux, trop volumineux et d'entraîner des pertes de chaleur. Toutefois, un accumulateur technique offre un tel éventail d'avantages, que rares sont les cas où son installation n'est pas justifiée.



Ne renoncer à installer un accumulateur technique qu'au moment où les conditions suivantes sont totalement remplies :

- Une puissance à peu près constante de la source de chaleur (max. 5 K de variation de température)
- Volume d'eau de chauffage supérieur à 15 l/kW
- Grande capacité d'accumulation du système de distribution de chaleur (par exemple inertie du chauffage au sol)
- Pas ou peu de vannes thermostatiques (système possible pour les maisons familiales, mais incompatible pour maisons locatives de plus de quatre appartements, car la répartition des frais de chauffage impose une régulation individuelle de la température des locaux)
- Depuis la source jusqu'à la distribution, commande, régulation et système hydraulique doivent être définis, ajustés et optimisés en tant que système global
- Un équilibrage hydraulique est absolument indispensable

Encadré 48

Quand le chargement étagé est-il indiqué ?

Le chargement étagé est bon marché et entraîne un coefficient de performance annuel plutôt meilleur que le chargement par stratification.

Toutefois, ce système offre le désavantage d'avoir différents facteurs difficiles à évaluer (cf. tableaux 52 à 55) :

- Consommation électrique supplémentaire de la pompe (cf. dernier exemple au chapitre 2.6)
- Variations de la température départ chauffage
- Effet négatif sur l'évaporateur à la mise en marche
- Manque de capacité au premier passage

Cette dernière difficulté pourrait être évitée que si la différence de température dans le condenseur est fixée en fonction de la différence de température de dimensionnement. De cette façon pourtant, la charge étagée est un non-sens, car dans le meilleur des cas, il ne se produirait qu'environ deux passages à la limite du chauffage.



Une charge étagée ne peut être recommandée que dans les situations suivantes :

- Petite installation (surtout à cause de l'avantage du prix)
- Un seul groupe de chauffage
- Pour accumulateur technique seulement

Encadré 49

Formules	
Q_{Ac}	= Capacité de l'accumulateur [kWh]
$\dot{Q}_{Cond}$	= Puissance de chauffage condenseur [kW]
V_{Ac}	= Contenance de l'accumulateur [m³]
$\dot{V}_{Cond}$	= Débit du condenseur [m³/h]
ϑ_{en}	= Température d'enclenchement [°C]
$\vartheta_{décl}$	= Température de déclenchement [°C]
$\vartheta_{départ/ret}$	= Température de départ/retour [°C]
$\vartheta_{Cond, s\ max}$	= Température max. de sortie du condenseur [°C]
ϑ_{char}	= Température de chargement [°C]
$\Delta\vartheta_{Cond}$	= Différence de température du condenseur [K]
$\Delta\vartheta_{biv}$	= Diff. de température départ/retour point de bivalence [K]
$\Delta\vartheta_{dim}$	= Diff. de température départ/retour point de dimensionnement [K]

Encadré 50

Différence de température dans le condenseur, point d'enclenchement et de déclenchement

Après avoir défini le type d'accumulateur (accumulateur technique ou accumulateur de chaleur) et le genre de chargement (étagé ou par stratification), il faut avant tout définir trois points essentiels :

- la **différence de température dans le condenseur**, qui détermine le débit, la hauteur et la consommation de courant de la pompe du condenseur ;
- le **point d'enclenchement**, mesuré par la sonde supérieure de l'accumulateur et permettant de savoir si l'accumulateur est « vide », ce qui provoque l'enclenchement de la pompe à chaleur ;
- le **point de déclenchement**, mesuré par la sonde inférieure de l'accumulateur (ou sonde dans le circuit de retour vers la pompe à chaleur) permettant de savoir si l'accumulateur est « plein », ce qui provoque le déclenchement de la pompe à chaleur.

Des conseils sur le dimensionnement et des exemples sont résumés dans les tableaux et figures 52 à 55. En principe, on admet que la différence de température de l'installation de chauffage est de 15 K (10 K pour un chauffage de sol).

Accumulateur technique	Accumulateur de chaleur
Fonctions – Découplage hydraulique – Fréquence d'enclenchement réduite (exigences fournisseurs d'électricité, durée de vie plus longue du compresseur) – source de chaleur pour le dégivrage (seulement pour pompe à chaleur air/eau)	Fonctions Offre, par rapport à l'accumulateur technique, une accumulation de chaleur sur une longue période : – Plus grande utilisation de courant bas tarif – Transition assurée durant de longues durées d'interruption (il faut toutefois en connaître la date) – Transition pour les inégalités d'apport de la source de chaleur (spécialement lors d'utilisation de rejets thermiques)
Définition Fréquence d'enclenchement maximale $n = 2$ à 3	Définition Fréquence d'enclenchement maximale $n < 2$
Contenance de l'accumulateur $V_{Ac, min}$ pour une fréquence d'enclenchement maximale déterminée n $V_{Ac, min} [m^3] = 0,22 \frac{\dot{Q}_{Cond} [kW]}{n [-] \cdot \Delta\vartheta [K]}$ Le volume de l'accumulateur est défini en admettant $\Delta\vartheta$ correspondant à 50 % de la puissance. $\Delta\vartheta_{\text{chargement étagé}} = \left(\frac{\vartheta_{Cond, max} + \vartheta_{décl.}}{2} - \vartheta_{ret.} \right) [K]$ $\Delta\vartheta_{\text{chargement par stratification}} = \vartheta_{char.} - \vartheta_{ret.} [K]$ Quand $\dot{Q}_{Cond}$ et $\Delta\vartheta$ se rapportent à la température de dimensionnement (installations monovalentes) respectivement à la température de bivalence (installations bivalentes), on est « du bon côté ».	Contenance de l'accumulateur V_{Ac} pour une capacité de l'accumulateur déterminée Q $V_{Ac} [m^3] = 0,86 \frac{Q [kWh]}{\Delta\vartheta [K]}$ Pour définir le volume de l'accumulateur, on choisira $\Delta\vartheta$ en fonction du point de fonctionnement, en général : $\Delta\vartheta_{\text{Chargement étagé}} = \left(\frac{\vartheta_{Cond, max} + \vartheta_{décl.}}{2} - \vartheta_{ret.} \right) [K]$ $\Delta\vartheta_{\text{Chargement par stratification}} = \vartheta_{char.} - \vartheta_{ret.} [K]$ V_{Ac} doit rester à disposition comme contenance utilisable. La contenance réelle de l'accumulateur doit donc être augmentée du volume situé sur la sonde d'enclenchement, du volume situé sous la sonde de déclenchement et éventuellement de la zone de mélange.

Tableau 51 : Comparaison entre accumulateur technique et accumulateur de chaleur (pour les formules : cf. encadré 50).

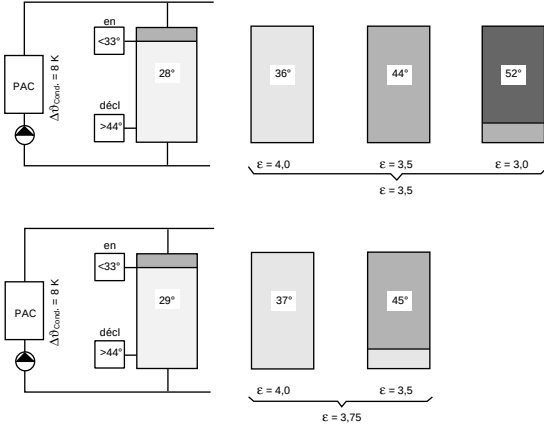
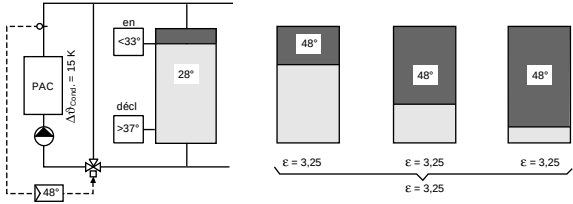
Chargement étagé		Chargement par stratification	
			
Description L'accumulateur est chargé par étapes, en plusieurs passages avec des températures de sortie du condenseur croissantes. L'accumulateur ne peut pas être chargé à une température finale exacte. Celle-ci varie selon les différences de température à travers le condenseur.		Description L'accumulateur est chargé en un passage et de manière stratifiée avec une température de sortie du condenseur constante. La température de consigne du chargement peut être définie avec précision. Cette valeur peut être définie selon les conditions météorologiques.	
Avantages – Température de condensation plus basse – Moins de frais (pas de régulation de la charge)		Avantages – Maîtrise exacte de la température de l'accumulateur – Température constante de départ garantie – Pas de manque de capacité – Puissance de la pompe du condenseur plus faible – Utilisation maximale de la capacité de l'accumulateur – Meilleure stratification – Pas d'effet négatif sur l'évaporateur	
Désavantages – Température de l'accumulateur difficilement contrôlable – Variations de température de départ lors de la charge – Manque de capacité au premier passage – Plus grande puissance de la pompe du condenseur – La capacité de l'accumulateur n'est pas utilisée au maximum – Stratification moins bonne – Effet négatif sur l'évaporateur (spécialement au départ !)		Désavantages – Température de condensation plus élevée – Frais plus élevés (régulation de la charge)	
Débit du condenseur $\dot{V}_{\text{Cond}}$ $\dot{V}_{\text{Cond}} [\text{m}^3/\text{h}] = 0,86 \cdot \dot{Q}_{\text{Cond}} [\text{kW}] / \Delta v_{\text{Cond}} [\text{K}]$ Il faut trouver un compromis : – Débit le plus grand possible, pour que la température du condenseur soit basse, les variations de température de l'accumulateur faibles et la capacité de l'accumulateur grande – Débit le plus faible possible, pour que la puissance de la pompe du condenseur soit petite Recommandation pour dimensionnement de la différence de température du condenseur Δv_{Cond} :		Débit du condenseur $\dot{V}_{\text{Cond}}$ $\dot{V}_{\text{Cond}} [\text{m}^3/\text{h}] = 0,86 \cdot \dot{Q}_{\text{Cond}} [\text{kW}] / \Delta v_{\text{Cond}} [\text{K}]$ Généralement : – En cas de puissance à peu près constante de la source de chaleur, on peut dimensionner sur la base d'un débit minimal (si réglage selon conditions météo, un débit éventuellement plus élevé peut être utile) – En cas de puissance variable de la source de chaleur, il faut en général partir avec un débit plus élevé Recommandation pour dimensionnement de la différence de température du condenseur Δv_{Cond} :	
Source de chaleur à peu près constante	– monovalent – bivalent-parallèle – bivalent-alternatif	$\Delta v_{\text{Cond}} = 0,5 \cdot \Delta v_{\text{dim}}$ $\Delta v_{\text{Cond}} = 0,7 \cdot \Delta v_{\text{biv}}$ $\Delta v_{\text{Cond}} = 0,7 \cdot \Delta v_{\text{biv}}$	$\Delta v_{\text{Cond}} = \Delta v_{\text{dim}}$ $\Delta v_{\text{Cond}} = \Delta v_{\text{dim}}$ $\Delta v_{\text{Cond}} = \Delta v_{\text{biv}}$
Source de chaleur fortement variable	– monovalent – bivalent-parallèle – bivalent-alternatif	$\Delta v_{\text{Cond}} = 0,5 \cdot \Delta v_{\text{dim}}$ $\Delta v_{\text{Cond}} = 0,5 \cdot \Delta v_{\text{biv}}$ $\Delta v_{\text{Cond}} = 0,5 \cdot \Delta v_{\text{biv}}$	$\Delta v_{\text{Cond}} = 0,5 \cdot \Delta v_{\text{dim}}$ $\Delta v_{\text{Cond}} = 0,7 \cdot \Delta v_{\text{biv}}$ $\Delta v_{\text{Cond}} = 0,7 \cdot \Delta v_{\text{biv}}$
Température d'enclenchement v_{en} Afin de prévenir, du côté utilisation de chaleur, un éventuel « passage à vide » au niveau de la température de retour, v_{en} doit être au moins aussi haut que la température de retour maximale. Les pertes de l'accumulateur peuvent entraîner, après une longue interruption, une température de départ trop basse, ce qui normalement ne doit pratiquement rien perturber (exceptions: ventilation sans URT, chauffage de l'eau). En cas de chargement étagé, un manque de réserve temporaire dû à une température de retour trop basse durant le premier passage ne peut pas être évitée.			
Température de déclenchement $v_{\text{décl}}$ $v_{\text{décl}} \leq v_{\text{Cond, s max}} - v_{\text{Cond}}$ avec la condition $v_{\text{décl}} > v_{\text{en}}$ Avec l'air extérieur comme source de chaleur, Δv_{Cond} est très variable. Il faut prendre la plus grosse valeur constatée. Si la condition $v_{\text{décl}} > v_{\text{en}}$ ne peut pas être tenue, le point de déclenchement (et év. aussi le point d'enclenchement) doit être asservi aux conditions météorologiques.			
		Température de chargement v_{char} Pour que le déclenchement fonctionne, $v_{\text{char}} > v_{\text{décl}}$	

Tableau 52: Résumé sur le chargement des accumulateurs (pour les symboles, cf. encadré 50).

3. Définition

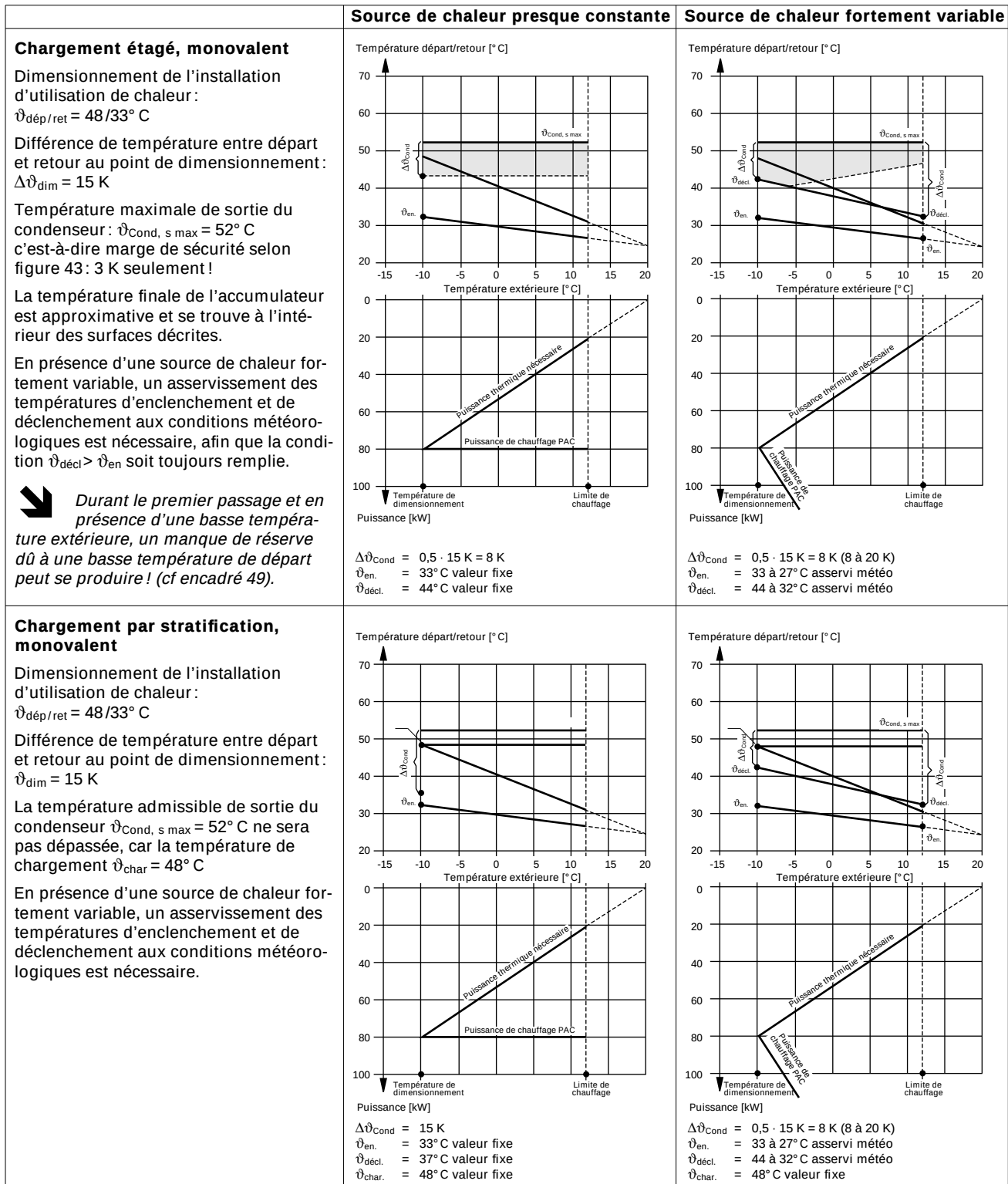


Figure 53: Exemples de dimensionnement d'installations monovalentes.

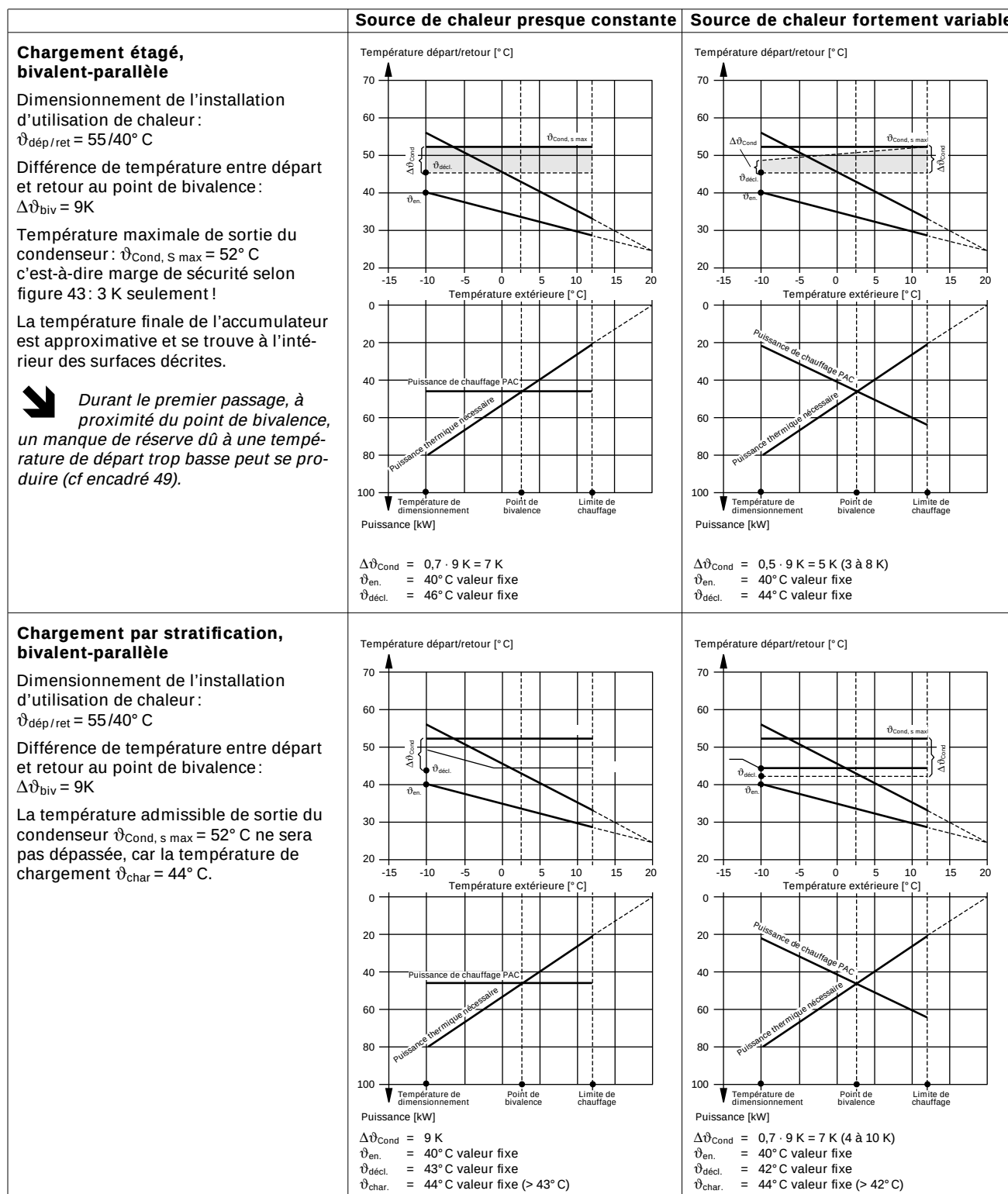


Figure 54: Exemples de dimensionnement d'installations bivalentes-parallèles.

3. Définition

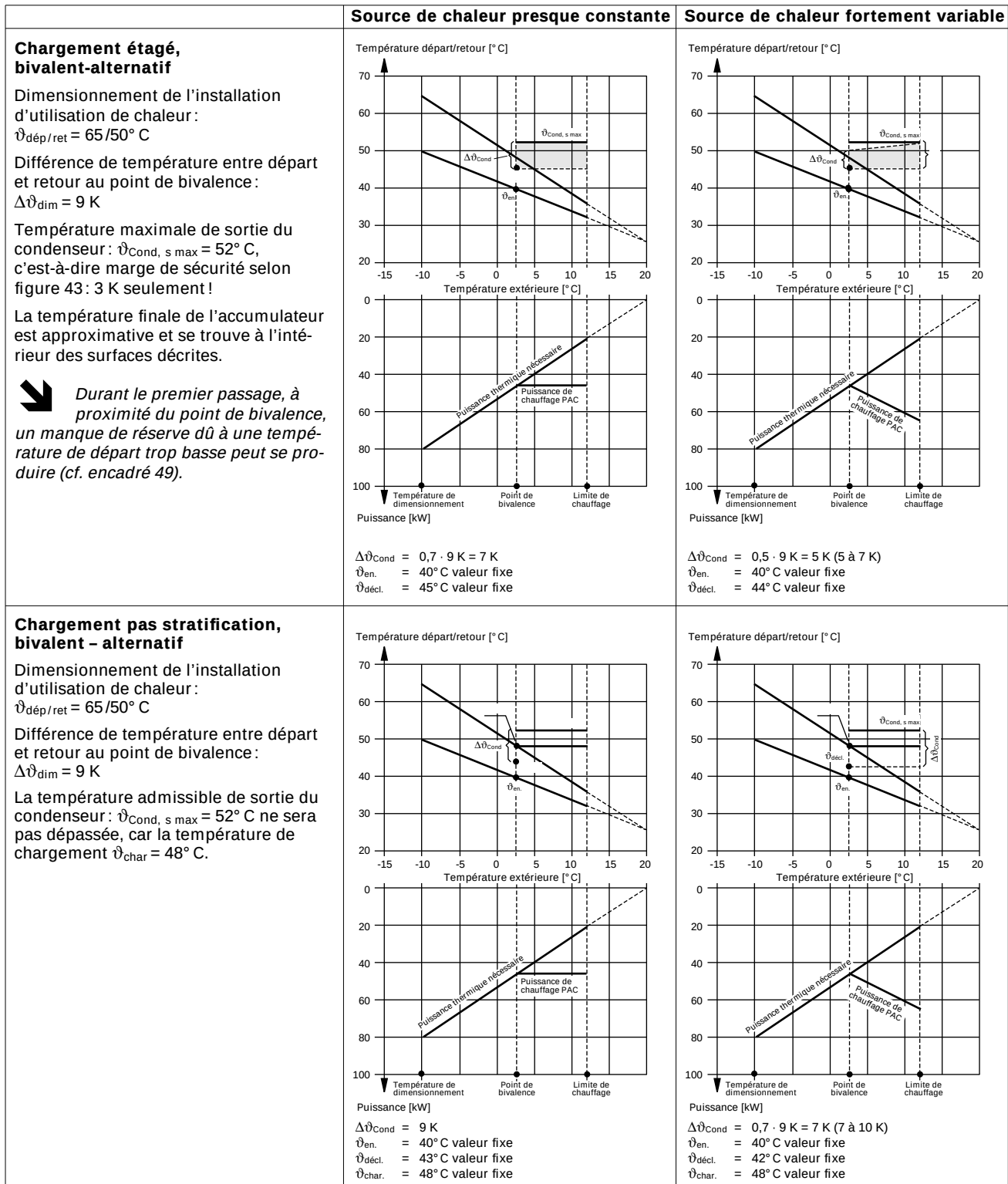


Figure 55: Exemples de dimensionnement d'installations bivalentes-alternatives.

4. Exemples d'application

4.1 Situation

Dans une maison d'habitation située sur le Plateau suisse et abritant des locaux commerciaux, on projette l'installation d'une pompe à chaleur avec la nappe phréatique comme source de chaleur. Les valeurs de dimensionnement de chaque groupe figurent au tableau 56.

Avec une température extérieure de -10°C , la température maximale admise au départ du chauffage atteint 55°C . Cette température est trop élevée pour un fonctionnement monovalent avec le R22 comme fluide frigorigène. C'est pourquoi le choix a été porté sur un fonctionnement bivalent-parallèle, dont la température de bivalence se situe entre 2 et 5°C . La figure 57 montre le schéma de principe. Les chiffres du tableau 56 sont valables pour le débit de la pompe et non pour ceux de la vanne, comme on le croit trop souvent à tort. Les vannes, quant à elles, présentent des différences de température souvent plus élevées; aussi leurs débits et pertes de charge (important pour déterminer les caractéristiques de la vanne) sont donc proportionnellement plus petits! De même pour le débit global et les températures qui en résultent, ce sont les débits de la vanne qui font foi et non les débits des pompes. Les résultats sont résumés au tableau 58.

Dimensionnement et comparaison des groupes				
Groupe	Puissance SIA 384/2 [kW]	Température de départ [$^{\circ}\text{C}$]	Température de retour [$^{\circ}\text{C}$]	Débit de la pompe [m^3/h]
A	10	55	45	0,86
B	30	45	35	2,58
C	25	55	40	1,43
D	20	45	35	1,72

Autres données :

- Besoin énergétique annuel selon SIA 380/1 basé sur l'utilisation effective 172 000 kWh / a
- Température de dimensionnement -10°C
- Point de bivalence 2 à 5°C
- Limite du chauffage 12°C
- Température nappe phréatique 10°C constante
- Différence de température évaporateur 5 K
- Fréquence d'enclenchement 2 fois par h
- Température de chargement constante ou selon conditions météo

 *Recommandation SIA 384/2: Puissance thermique à installer dans les bâtiments. Zurich: Société suisse des Ingénieurs et Architectes (SIA), 1983 – Recommandation SIA 380/1: Energie dans le bâtiment. Zurich: Société suisse des Ingénieurs et Architectes (SIA), 1989. – (Source: SIA, case postale, 8039 Zurich)*

Tableau 56: Résumé de la situation.

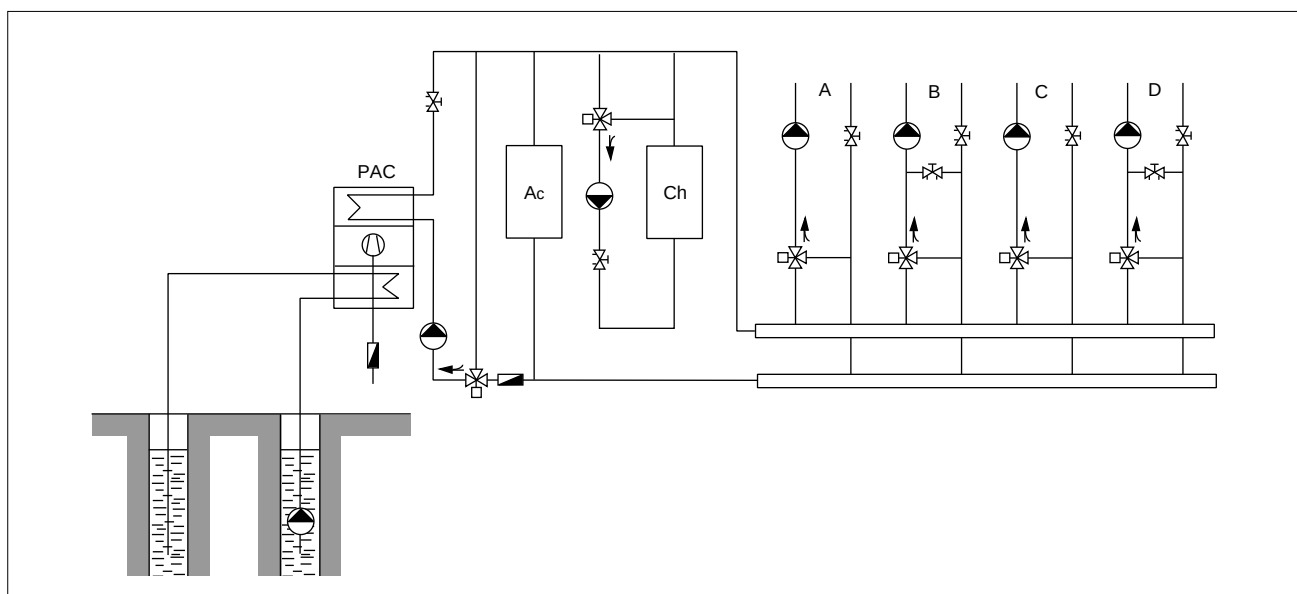


Figure 57: Schéma de principe d'un cas d'exemple.

Groupe	Puissance [kW]	Température de départ [° C]	Température de retour [° C]	Débit de la vanne [m³/h]
A	10	55	45	0,86
B	30	55	35	1,29
C	25	55	40	1,43
D	20	55	35	0,86
Total	85	55	38,5	4,44

Tableau 58: Débits de la vanne et total du débit au point de dimensionnement par -10°C de température extérieure; la température moyenne de retour se monte à 38,5°C.

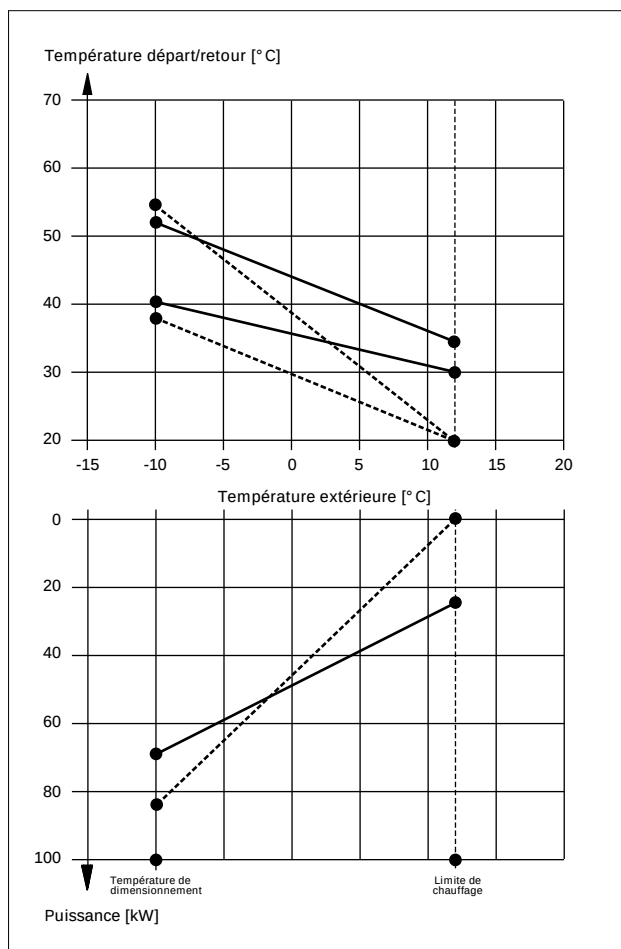


Figure 59: Les courbes de chauffage et les signatures énergétiques calculées statiquement (pointillé) et mesurées (en trait plein) sont très différentes.

4.2 Diagramme température / puissance

Le besoin maximal de puissance thermique exigé ressort des calculs SIA 384/2 et, selon cette théorie, le besoin de chaleur est nul à la limite de chauffage. Par conséquent, la différence de température entre départ et retour varie entre zéro et celle prévue lors du dimensionnement. Ces considérations ne se vérifient pas dans la pratique. Des mesures provenant d'installations existantes montrent le comportement suivant: à la température limite du chauffage, la différence de température varie brusquement et la puissance maximale selon SIA 384/2 n'est souvent pas atteinte du tout (figure 59)!



Dans les systèmes de chauffage existants, il faudrait toujours déterminer les caractéristiques énergétiques et les courbes de chauffage au moyen de mesures techniques. Dans de nouvelles installations, les valeurs des calculs statiques devraient être adaptées aux réalités de la pratique.

Une méthode pour le dimensionnement de nouvelles installations souvent utilisée en pratique est expliquée à la figure 60: toutes les courbes se réfèrent à une température extérieure de 20°C et le point de départ de la courbe de chauffage définit la température de départ à 25°C (ce qui donne ici une courbe réaliste dont la pente est de -1,0). On peut donc immédiatement inscrire les points fixes suivants:

- température de départ: -10/55°C et 20/25°C;
- température de retour: -10/38,5°C et 20/25°C;
- puissance calorifique nécessaire: -10°C/85 kW et 20°C/0 kW.

4.3 Pompe à chaleur

Choix de la pompe à chaleur

La pompe à chaleur appropriée doit être choisie en fonction de la fiche technique du fabricant. Supposons une température de la source thermique de 10°C pratiquement constante et une température de bivalence d'environ 2 à 5°C; dans ce cas, le choix se porte sur la pompe à chaleur selon la fiche technique (simplifiée) du tableau 61. Par itération, on peut déterminer le point de bivalence exact, les températures et puissances correspondantes, puis les porter dans le diagramme température / puis-

sance (température à la sortie du condenseur en fonction des conditions atmosphériques) :

- point de bivalence définitif: 4° C ;
- puissance de chauffage de la pompe à chaleur au point de bivalence correspondant à une température extérieure de 4° C et à une température de départ de 41° C: 44 kW ;
- puissance de chauffage de la pompe à chaleur à la température de dimensionnement correspondant à une température extérieure de -10° C et une température de départ de 47° C: 43 kW.

Pompe du condenseur

La différence de température dans le condenseur et la puissance du chauffage qui lui est liée permettent de calculer le débit de la pompe du condenseur au point de bivalence ainsi que la perte de charge dans le condenseur (cf. paragraphe 3.2 et figure 60) :

$$\begin{aligned}\dot{V}_{\text{Pompe Cond}} &= 0,86 \cdot 44 \text{ kW} / (41^\circ \text{C} - 32,3^\circ \text{C}) = 4,4 \text{ m}^3/\text{h} \\ \Delta p_{\text{cond}} &= 100 \cdot (4,4 \text{ m}^3/\text{h} / 8,6 \text{ m}^3/\text{h})^2 = 26 \text{ kPa}\end{aligned}$$

Pour la hauteur manométrique de la pompe, il faut encore inclure, dans le calcul, la perte de charge dans le dispositif d'accumulation (admis: 10 kPa) :

$$\Delta p_{\text{Pompe Cond}} = 26 \text{ kPa} + 10 \text{ kPa} = 36 \text{ kPa}$$

Pompe de l'évaporateur

Le débit de la pompe de l'évaporateur et la perte de charge qui en découle sont obtenus en admettant une différence de température de 5 K dans l'évaporateur et en définissant la puissance fournie par la source de chaleur (puissance de chauffage moins puissance d'entraînement du compresseur pour W10/W35) :

$$\begin{aligned}\dot{V}_{\text{Pompe Ev}} &= 0,86 \cdot (44,9 - 10,5 \text{ kW}) / 5 \text{ K} = 5,9 \text{ m}^3/\text{h} \\ \Delta p_{\text{Ev}} &= 100 \cdot (5,9 \text{ m}^3/\text{h} / 8,6 \text{ m}^3/\text{h})^2 = 47 \text{ kPa}\end{aligned}$$

Pour calculer la hauteur manométrique de la pompe, il faut encore ajouter la perte de charge dans la source de chaleur (admis: 20 kPa) :

$$\Delta p_{\text{Pompe Ev}} = 47 \text{ kPa} + 20 \text{ kPa} = 67 \text{ kPa}$$

Dans cet exemple, on a choisi la nappe phréatique comme source de chaleur. Ainsi la puissance de chauffage de la pompe à chaleur est pratiquement constante. Par contre, dans le cas d'une pompe à chaleur air/eau, cette puissance varie fortement (figure 62 et encadré 63).

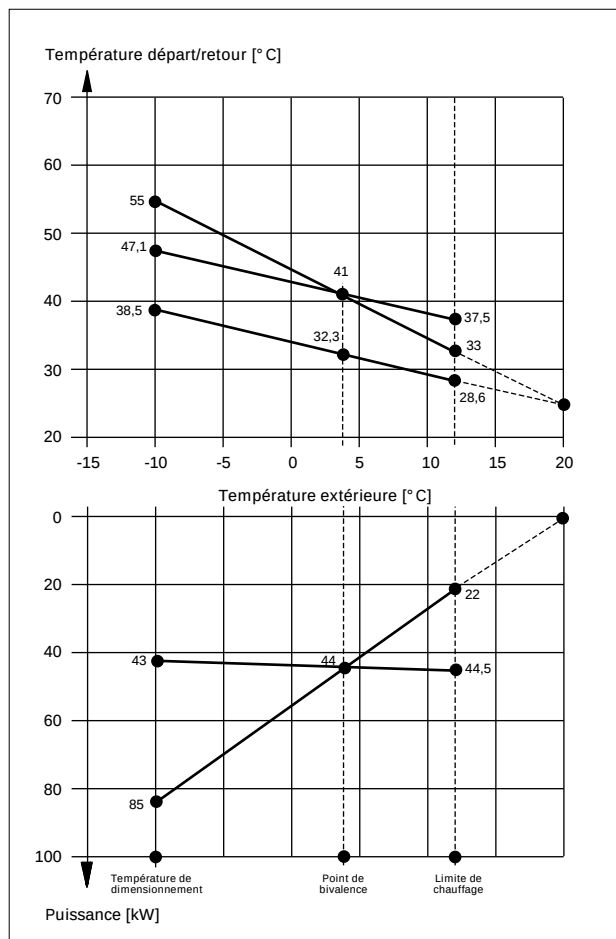


Figure 60: Diagramme température/puissance pour le cas d'exemple; la pompe à chaleur eau/eau correspond à la fiche technique selon tableau 61.

Température entrée source de chaleur	Puissance de chauffage/puissance du compresseur pour différentes températures de départ [°C resp. kW]			
	35	40	45	50
10	44,9/10,5	44,1/11,4	43,3/12,3	42,5/13,3
12	46,0/10,6	45,3/11,4	44,5/12,3	44,0/13,3
14	47,6/10,7	46,9/11,5	46,2/12,4	45,5/13,3
16	49,2/10,8	48,4/11,5	47,7/12,4	47,3/13,4
18	50,7/10,8	50,0/11,6	49,4/12,5	48,7/13,5
20	52,3/11,0	51,5/11,7	50,8/12,5	50,3/13,5

Calcul des pertes de pression :

$$\Delta p [\text{kPa}] = 100 \cdot (\dot{V} [\text{m}^3/\text{h}] / k_v [\text{m}^3/\text{h}])^2$$

Valeurs k_v :

- Evaporateur 8,6 m³/h
- Condenseur 8,6 m³/h

Tableau 61: Fiche technique simplifiée d'une pompe à chaleur courante.

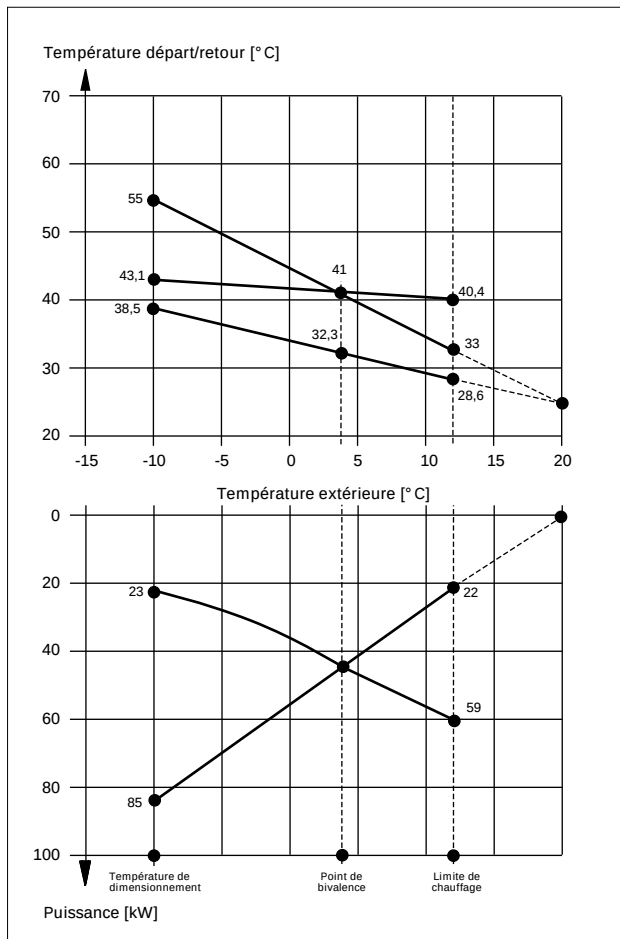


Figure 62: Cas particulier – Diagramme température/puissance pour le cas d'exemple avec pompe à chaleur air/eau.

Cas particulier : pompe à chaleur air/eau

La figure 62 présente les rapports de température/puissance pour une pompe à chaleur air/eau. La pompe à chaleur a été choisie pour que la puissance de chauffage, au point de bivalence de 4° C, atteigne également 44 kW. La forte variation de la plage de température entre sortie du condenseur (réglage selon conditions météo) et entrée dans l'évaporateur provoque non seulement un chauffage très irrégulier, mais est aussi en opposition totale avec le besoin de chaleur sollicité. Il en découle également une détérioration importante du coefficient de performance instantané pour de basses températures extérieures. C'est la raison pour laquelle l'utilisation d'une pompe à chaleur air/eau à des températures très inférieures au point de bivalence n'est en règle générale par très intéressante.

Encadré 63

4.4 Accumulateur

Contenance de l'accumulateur

La contenance de l'accumulateur est définie, selon paragraphe 3.4, en fonction de la puissance de la pompe à chaleur (44 kW à la température de bivalence), de la fréquence de commutation (2 fois par heure), et de la différence de température (déterminante pour la capacité de l'accumulateur) à la température de bivalence (41° C - 32,3° C = 8,7 K) :

$$V_{\text{MIN}} = 0,22 \frac{44 \text{ kW}}{2 \cdot 8,7 \text{ K}} = 0,56 \text{ m}^3$$

Elimination des turbulences dans l'accumulateur

Le débit maximal du circuit principal se monte à 4,4 m³/h (cf. tableau 6). Le débit de la pompe du condenseur atteint également 4,4 m³/h (cf. paragraphe « pompe du condenseur »). Si le débit du circuit principal était plus important que le débit de chargement de l'accumulateur, des turbulences pourraient apparaître dans l'accumulateur froid et la température de départ exigée ne pourrait être atteinte. Ce phénomène doit être évité à tout prix.



Un équilibrage hydraulique minutieux de l'installation est nécessaire. Si le débit du condenseur et le débit du circuit principal sont identiques, le débit du condenseur peut être relevé de 10% par mesure de sécurité.

4.5 Chaudière

Puissance de la chaudière

La figure 60 permet un choix rapide de la puissance de la chaudière. Elle se monte à :

$$85 \text{ kW} - 43 \text{ kW} = 42 \text{ kW}$$

La chaudière choisie offre les caractéristiques suivantes :

- puissance de la chaudière : 35 à 50 kW (la puissance du brûleur sera réglée sur les 42 kW demandés) ;
- température de la chaudière : 50 à 90° C (le thermostat de la chaudière sera réglé sur 60° C, soit 5 K plus haut que la température maximale de départ exigée) ;
- température de retour minimale tolérée : 38° C.

Vanne de réglage, pompe de la chaudière

La vanne de réglage du circuit de la chaudière sert de vanne antiretour et assure le maintien de la température de départ sur la valeur de consigne. Pour calculer le débit de la vanne de réglage, on prend la puissance de la chaudière (42 kW), la température de la chaudière (60°C) et la température de départ de la pompe à chaleur (47°C), et l'on procède comme suit :

$$\dot{V} = 0,86 \cdot 42 \text{ kW} / (60^\circ \text{C} - 47^\circ \text{C}) = 2,8 \text{ m}^3/\text{h}$$



L'injection dans le circuit principal est délicate. Des écoulements laminaires font facilement apparaître des erreurs de mesures. C'est pourquoi il faut essayer, par des mesures appropriées, de provoquer des turbulences du débit (par exemple par des chicanes avant la sonde). Le régulateur (si possible PID) et la vanne (temps de réaction minimal, faibles «coups de bélier» dans la zone d'ouverture) doivent être choisis avec soin.

Dans notre exemple, la température de départ minimale admise ne s'abaissera pratiquement jamais au-dessous de 38°C, sauf dans la phase d'allumage. Cependant, les anciennes chaudières exigent souvent des températures de retour plus élevées ; la température de consigne du thermostat de la chaudière devra alors être augmentée en conséquence. L'encadré 64 nous fournit un exemple.

Cas particulier :

Ancienne chaudière avec température de 70°C et température de retour minimale autorisée de 60°C

Le débit de la vanne de régulation se calcule à partir de la puissance de la chaudière (42 kW), de la température de la chaudière (70°C) et de la température de départ de la pompe à chaleur (47°C), comme suit :

$$\dot{V} = 0,86 \cdot 42 \text{ kW} / (70^\circ \text{C} - 47^\circ \text{C}) = 1,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

Le débit de la pompe de la chaudière résulte de la température de la chaudière (70°C) et de la température de retour minimale exigée (60°C) :

$$\dot{V} = 0,86 \cdot 42 \text{ kW} / (70^\circ \text{C} - 60^\circ \text{C}) = 3,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

Le débit de la pompe, beaucoup plus important que celui de la vanne, doit être égalisé au moyen d'un bypass placé entre la vanne et la pompe !

Encadré 64

4.6 Indices

Indice de performance ε (valeur instantanée)

Dans la pratique, les calculs se font habituellement à l'aide de l'indice de performance ε qui résulte du rapport entre la valeur momentanée de la puissance de chauffage délivrée et la puissance électrique soutirée par le compresseur. Comme condition limite, la température d'entrée dans l'évaporateur et la température de sortie du condenseur doivent toujours être indiquées. Par exemple, pour W10/W47, cela donne, à l'aide des chiffres interpolés du tableau 61 :

$$\varepsilon = 43,0 \text{ kW} / 12,7 \text{ kW} = 3,39$$

COP (valeur instantanée)

La norme européenne EN 255 définit un coefficient de performance, (abrév. COP), en lieu et place de l'indice de performance défini ci-dessus. En plus de la puissance du

4. Exemples d'application

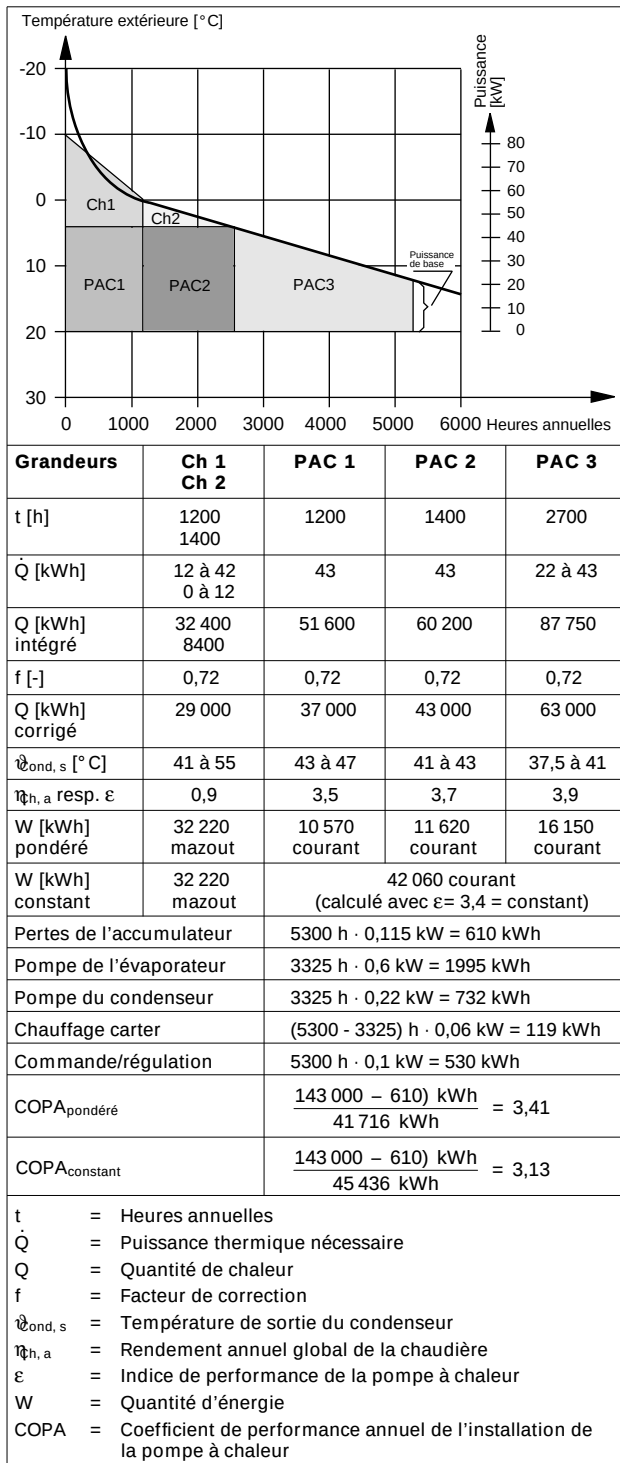


Figure 65: Durée de fonctionnement cumulées, parts d'énergie et parts dérivées des indices de performances y relatifs. Le facteur de correction «f» est à prendre avec beaucoup de prudence (cf. texte).

compresseur, on devra prendre en compte la puissance du dispositif antigel, de la commande/régulation et des installations mécaniques (rendement de la pompe = 0,2 ; du ventilateur = 0,3). Toutefois, ces mesures ne concernent que les éléments rattachés à la pompe à chaleur. Ainsi, pour W10/W47, on obtient :

$$P_{\text{pompe évaporateur}} = \frac{47 \text{ kPa} \cdot 5,9 \text{ m}^3/\text{h}}{3600 \cdot 0,2} = 0,385 \text{ kW}$$

$$P_{\text{pompe condenseur}} = \frac{26 \text{ kPa} \cdot 4,4 \text{ m}^3/\text{h}}{3600 \cdot 0,2} = 0,159 \text{ kW}$$

$$P_{\text{commande/régulation}} = 0,1 \text{ kW}$$

$$\text{COP} = \frac{43,0 \text{ kW}}{(12,7 + 0,385 + 0,159 + 0,1) \text{ kW}} = 3,22 \text{ kW}$$

Coefficient de performance annuel (COPA)

Ce coefficient est l'indice le plus important dans l'examen d'une installation de pompe à chaleur. Toutes les quantités d'énergie produites et injectées pendant une année y sont comparées les unes aux autres. Ce coefficient peut être calculé à l'aide de l'histogramme des fréquences cumulées (figure 65). Mais les mêmes problèmes que ceux rencontrés lors de l'établissement du diagramme température/puissance resurgissent : les valeurs de calcul ne correspondent pas aux valeurs effectives de fonctionnement. Cette situation doit être corrigée au moyen du facteur «f». Ce facteur de correction est semblable à celui utilisé dans la formule dite «formule d'Hottinger». Ainsi, 16 à 18 h de «fonctionnement intensif» correspondent à un facteur de 0,67 à 0,75. Dans le cas qui nous occupe, le facteur «f» pourrait être évalué de manière plus fiable par calcul du besoin énergétique en fonction de l'utilisation effective, selon SIA 380/1 :

$$f = \frac{172\,000 \text{ kW}}{(40\,800 + 51\,600 + 60\,200 + 87\,750) \text{ kW}} = 0,72$$

Le calcul des coefficients de performance annuel pour une température de sortie du condenseur constante ou adaptée (asservissement aux conditions atmosphériques en fonction de la «courbe de chauffage-pompe à chaleur» figure 60) est expliqué au tableau 65.

Amplification électrothermique (AET)

L'amplification électrothermique est définie comme suit :

$$\text{AET} = \frac{\text{chaleur produite par substitution de combustible fossile}}{\text{besoins électriques supplémentaires découlant de cette substitution}}$$

La chaudière d'une installation conventionnelle utilisant davantage de courant que la chaudière plus petite de l'installation avec la pompe à chaleur, la différence de 911 kWh (chiffre du tableau 66) peut encore être soustraite du dénominateur :

$$AET_{\text{adapté}} = \frac{(143\,000 - 610) \text{ kWh}}{(41\,716 - 911) \text{ kWh}} = 3,49$$

$$AET_{\text{constant}} = \frac{(143\,000 - 610) \text{ kWh}}{(45\,436 - 911) \text{ kWh}} = 3,20$$

4.7 Rentabilité

Un simple calcul montre qu'avec un prix moyen du courant de 16 ct/kWh (60% tarif haut à 20 ct/kWh et 40% tarif bas à 10 ct/kWh) et un prix du mazout de 3,5 ct/kWh, un coefficient de performance annuel de l'ordre d'environ

$$COPA = 0,9 \frac{16}{3,5} = 4,1$$

serait nécessaire pour pouvoir concurrencer une installation conventionnelle. En plus, l'installation de la pompe à chaleur ne devrait pas coûter plus cher que l'installation conventionnelle !

Le tableau 66 présente un calcul de rentabilité beaucoup plus sérieux. Les facteurs d'annuités et les valeurs moyennes nécessaires à ce calcul sont décrits au tableau 67. La publication RAVEL ci-dessous contient des indications détaillées étayées de tableaux complets :



Müller, André und Félix Walter: RAVEL zahlt sich aus. Praktischer Leitfaden für Wirtschaftlichkeitsberechnungen. Berne: Office fédéral des questions conjoncturelles, 1992. (Source: OFIM, 3000 Berne, Commande N° 724.397.412.01 d).

Dans le tableau 66, le calcul de rentabilité part du principe que le prix du mazout actuel subira bientôt une augmentation de 1% par rapport au prix du courant électrique (motif: redevances plus importantes sur les combustibles fossiles, par exemple taxes sur les émissions de CO₂). Pourtant, une différence de Fr. 2815.- subsiste toujours dans les frais annuels en faveur de l'installation conventionnelle.

A cela s'ajoute une substitution de 158 880 kWh (correspond à 13 350 kg) d'huile de chauffage (mazout) par du courant électrique. Cela correspond, selon «RAVEL

Description	PAC pondéré Fr.	Conventionnel Fr.
Frais d'investissement :		
– Pompe à chaleur, accumulateur	16000	
– Installation de la source de chaleur	10500	
– Chaudière, brûleur	7500	11000
– Armoire électrique, raccordements électriques	7000	4000
– Commande, régulation, pompes	10500	9500
– Cheminée	7000	9000
– Citerne à mazout	12000	30000
– Honoraires, etc	27000	24500
	97500	88000
Frais annuels de capitalisation :		
– Intérêt 7%		
– Durée d'utilisation 15 ans		
– Facteur d'annuités 0,110	10725	9680
Frais annuels de surveillance et d'entretien :		
– PAC + chaudière 1500 Fr.		
– Chaudière convent. 800 Fr.		
– Augmentation de prix 5%		
– Durée d'utilisation 15 ans		
– Facteur de valeur moyenne 1,421	2132	1137
Frais énergétiques annuels :		
– Prix du courant HT 20 ct/kWh		
– Prix du courant BT 10 ct/kWh		
– Répartition HT/BT 60%/40%		
– Prix du mazout 3,5 ct/kWh		
– Augmentation des prix		
– Courant 5%		
– Mazout 6%		
– Durée d'utilisation 15 ans		
– Facteur de valeur moyenne		
– Courant 1,421		
– Mazout 1,529		
– Courant PAC HT 25030 kWh	7114	
– Courant PAC BT 16686 kWh	2371	
– Courant chaudière HT 220 kWh	63	
– Courant chaudière BT 146 kWh	21	
– Mazout 32220 kWh	1724	
– Courant chaudière HT 766 kWh		218
– Courant chaudière BT 511 kWh		73
– Mazout 191100 kWh		10227
Frais annuels	24150	21335

Tableau 66: Calcul de rentabilité.

Facteurs d'annuités				
Durée d'utilisation	Taux d'intérêt pour calcul			
	6%	7%	8%	
10 ans	0,136	0,142	0,149	
15 ans	0,103	0,110	0,117	
20 ans	0,087	0,094	0,102	
Facteurs de valeurs moyenne pour calcul du taux d'intérêt 7 %				
Durée d'utilisation	Augmentation des prix			
	4%	5%	6%	7%
10 ans	1,222	1,285	1,353	1,424
15 ans	1,322	1,421	1,529	1,647
20 ans	1,419	1,558	1,713	1,888
Explications :				
Frais d'investissement x facteur d'annuité = frais annuels de capitalisation				
Frais d'entretien x facteur de valeur moyenne = frais annuels moyens d'entretien				
Frais énergétiques x facteur de valeur moyenne = frais énergétiques annuels moyens				

Tableau 67 : Facteurs sélectionnés pour le calcul de rentabilité.

zahlt sich aus» (en français: RAVEL c'est payant), à une économie de frais sur les atteintes à l'environnement (1,322 est le facteur moyen pour 7% d'intérêt et 4% d'augmentation des coûts):

$13\,350 \text{ kg} \cdot 0,09 \text{ Fr/kg} \cdot 1,322 = \text{Fr. } 1588.-$.

Plus de la moitié de la différence de frais de Fr. 2815.- profite ainsi à l'environnement (ce calcul ne tient pas compte de l'effet de serre, mais néglige par contre les frais d'atteinte à l'environnement causés par l'électricité).

4.8 Calcul informatique

Le calcul dit « manuel » ne donne que des renseignements très imprécis sur les systèmes, le temps qu'il faut y consacrer coûte très cher, et ce mode de calcul entraîne inévitablement des imprécisions dues surtout aux façons purement statiques d'apprécier les situations. Une optimisation par calculs de variante se révèle dans la plupart des cas trop coûteuse.

C'est pourquoi RAVEL, en collaboration avec l'Office fédéral de l'énergie, a développé un logiciel permettant un calcul plus rapide et plus précis que la méthode manuelle décrite plus haut :



Programme de calcul pour installation de production de chaleur W-CALC composé des modules WP-CALC pour pompes à chaleur et WKK-CALC pour installations de couplage chaleur-force. Berne: Office fédéral de l'énergie et Office fédéral des questions conjoncturelles, 1993.

Ci-après quelques particularités du programme :

- DRY-météo (spécialement développé pour l'utilisation dans le domaine énergétique) permet d'effectuer des calculs pour une année typique, jour par jour, heure par heure. Ainsi des opérations telles que rentabilisation des accumulateurs, évolution des températures des sources de chaleur, organisation de l'exploitation durant les vacances, répartition des tarifs, coefficient de performance annuel, etc, pourront être effectuées avec beaucoup plus de précision.
- De nombreuses erreurs de dimensionnement pourront être mieux cernées par la prise en considération des besoins effectifs en énergie de chauffage avec représentation graphique des caractéristiques énergétiques.
- Le calcul de rentabilité selon code des frais de construction (CFC), avec durée d'utilisation individuelle de chaque élément, est beaucoup plus précis.

5. Procédures d'autorisation

5.1 Services électriques

Les pompes à chaleur utilisent des moteurs asynchrones de puissance non négligeable pour le secteur habitat. Placés dans des réseaux faiblement équipés, leur démarrage provoque des interruptions de courant inacceptables. C'est pourquoi les pompes à chaleur sont soumises à autorisation. Les conditions de raccordement sont fixées par :



Recommandations pour le raccordement au réseau électrique des pompes à chaleur pour le chauffage et le chauffage de l'eau. Zurich: Union des centrales suisses d'électricité (UCS) 1983. (Source: UCS, Bahnhofplatz 3, 8023 Zurich, N° de commande 2.29f)

En Suisse, on se dirige donc vers une uniformisation globale des procédures d'autorisation. Cependant, chaque usine électrique étant responsable de son réseau, des divergences locales sont possibles. C'est pourquoi il est indispensable de s'informer assez tôt des conditions de raccordement en vigueur auprès du service électrique compétent.

Demandes de raccordement

Des formulaires de demandes de raccordement peuvent être obtenus auprès du service électrique responsable. Outre les données se rapportant à des sujets précis tels que : emplacement, besoin de puissance de chaleur, source de chaleur, mode de fonctionnement, système de chauffage, etc., il faut surtout préciser les données électriques selon tableau 68. On trouve ces données dans les informations techniques du fournisseur de pompes à chaleur ou sur les plaquettes normalisées AWP (figure 69) devant figurer sur chaque pompe à chaleur. D'autres conditions techniques peuvent encore être liées à l'autorisation : par exemple après une panne de réseau, pour éviter un enclenchement simultané de toutes les pompes à chaleur, on peut demander un enclenchement différé.

Limitation du courant de démarrage

Avec la configuration actuelle des réseaux électriques, on peut estimer que plus de 80 % des autorisations d'installation de pompes à chaleur pourraient bénéficier d'un enclenchement direct. Dans un nombre de cas restreints, le courant de démarrage autorisé serait plus faible que le courant de blocage de la pompe à chaleur (tableau 68).

P_{NT}	Puissance nominale moyenne Données pour valeurs normalisées (par exemple.W10/W35). Pour analyse de la charge moyenne du réseau.
I_{max}	Courant de fonctionnement maximum Pour le dimensionnement des sécurités et du raccordement au réseau.
$\cos \varphi$	Cosinus Phi Pour définir le courant réactif du réseau. Compensation courant réactif en général obligatoire pour $P_{NT} > 10 \text{ kW}$.
LRA	Courant de blocage Courant le plus fort au départ. Pour évaluer les répercussions sur le réseau lors du démarrage direct.
I_{dem}	Courant de démarrage Pour définir les répercussions sur le réseau. Correspond au courant de blocage LRA lors d'un démarrage direct. Peut être réduit à moins de 50% avec un dispositif de démarrage.
n_{max}	Fréquence d'enclenchement maximale, par heure Pour définir la fréquence des répercussions sur le réseau. En général, on admet 3 démarrages à l'heure.

Tableau 68: Données électriques importantes pour l'obtention d'une autorisation.

		No: Année:	A.W.P.		
Type		Fluide frigorigène [R]	Remplissage kg		
Données normalisées					
Puis. de chauffage [Q] Puissance de refroidissement [Q _o] Puis. nominale [PNT]	[kW]	[kW]	[kW]		
I _{max} A	LRA A	Sécurité A	V/50Hz		
Chauffage [H ₂ O] Condenseur [R] Evaporateur [R] Source chaleur [H ₂ O]	Pression de service max.	Pompe/Ventilateur 1	2	Dégivrage	Addition
	[bar]	kW	kW	kW	kW
		A	A	A	A
		V	V	V	V
	50 Hz				

Figure 69: Plaquette normalisée AWP.

Conseils concernant la source de chaleur « eau »

- L'intérêt public est toujours prioritaire (par exemple approvisionnement en eau potable).
- La nappe phréatique est admise comme faisant partie du réseau des eaux publiques.
- L'utilisation de la nappe phréatique et de l'eau de surface est soumise à concession.
- Une concession est soumise à des taxes et est limitée dans le temps.
- Une concession peut dans certains cas faire référence à la loi régissant le secteur de la pêche.
- Si aucune autorisation n'est exigée, il va sans dire que les prescriptions légales en vigueur sont à respecter.

Encadré 70

On peut alors appliquer les méthodes de limitation du courant d'enclenchement ci-dessous :

- simple résistance de démarrage (la variante la plus courante pour les petites installations) ;
- augmentation de la tension par palier au moyen de plusieurs résistances ;
- démarrage progressif avec des résistances se comportant comme des thyristors.

Ces mesures permettent généralement une limitation du courant de démarrage se situant en dessous des 50 % de la valeur LRA. Le démarrage étoile-triangle n'est pas approprié pour les pompes à chaleur. Le moment d'inertie du compresseur étant très faible, pratiquement tout le courant de démarrage reste nécessaire lors de la commutation. Le découplage du compresseur est primordial pour éviter une pression trop élevée lors du démarrage.

5.2 Source de chaleur

Pratiquement toutes les sources de chaleur – à l'exception des eaux usées privées et de l'air extérieur – sont soumises à une autorisation délivrée par les autorités cantonales compétentes. Ces sanctions cantonales sont basées sur la loi fédérale sur la Protection des eaux et de la pêche. Bien que l'on ait tenté d'uniformiser ces procédures en Suisse, les méthodes d'autorisation actuelles diffèrent toujours d'un canton à l'autre. Pour éviter des déceptions et du travail inutile, il est conseillé de se préoccuper de la question des autorisations déjà dans la phase de l'avant-projet. Cette méthode s'avère d'ailleurs souvent payante, car elle peut offrir des avantages financiers.

En principe deux aspects doivent être mis en évidence :

- prescription concernant l'économie des eaux ;
- taxe pour la protection des eaux.

La figure 71 illustre un exemple propre au canton de Zurich. Pour les autres cantons, les prescriptions sont sans doute identiques, mais doivent être étudiées cas par cas. D'autres indications concernant la source de chaleur « eau » sont exposées dans l'encadré 70.

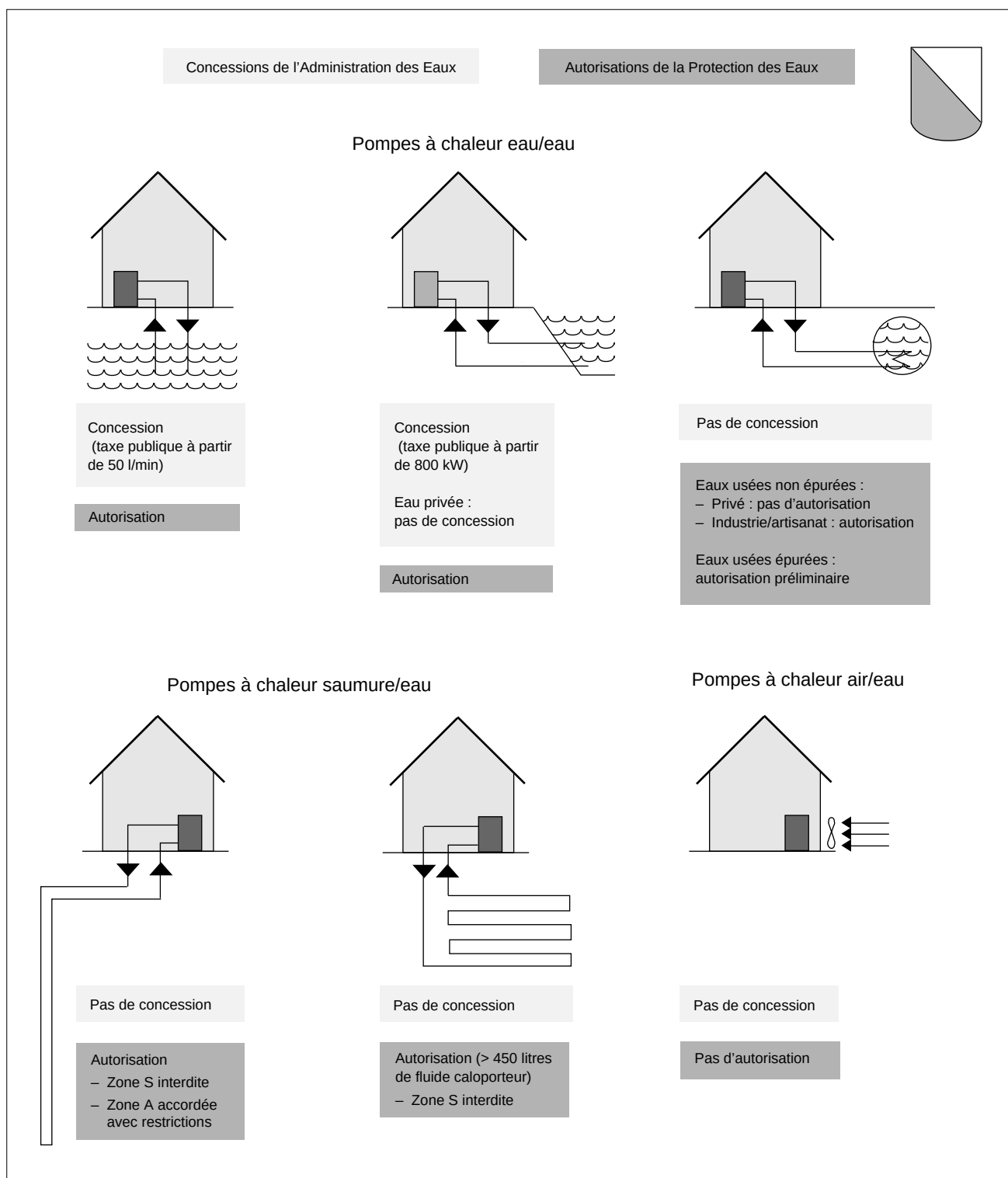


Figure 71 : Exemple provenant du canton de Zurich : Procédures concernant les demandes de concessions auprès de l'Administration des Eaux et autres autorisations à obtenir auprès du service de Protection des Eaux.

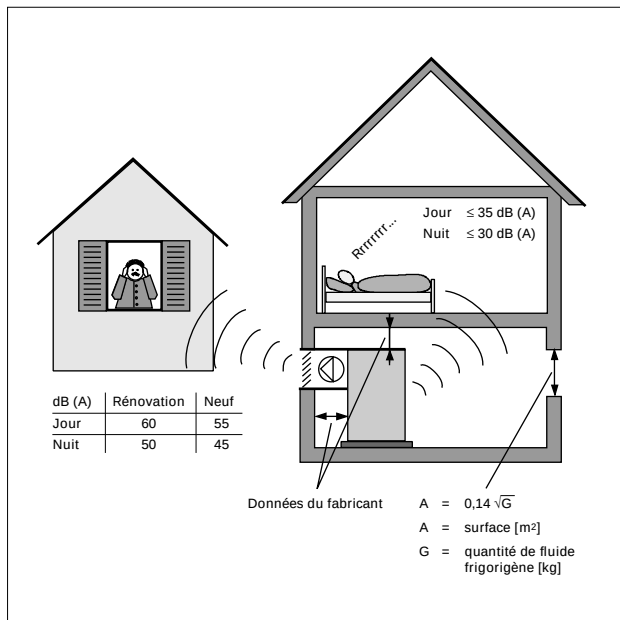


Figure 72: Autres prescriptions à respecter.

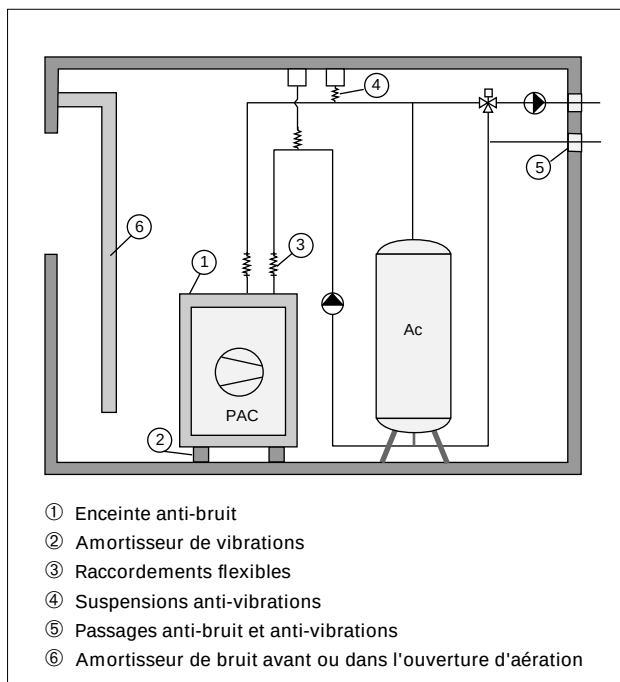


Figure 73: Mesures d'isolation phonique dans le local de la pompe à chaleur.

5.3 Autres prescriptions

En plus des dispositions énumérées ci-dessus, de nombreuses prescriptions et normes doivent être respectées (ordonnance sur la protection contre le bruit, la norme SIA 181 «Protection antibruit», prescriptions de la SUVA, Loi sur les constructions, prescriptions de la police du feu, etc.). Les indications du fabricant doivent également être suivies avec attention.

Ci-après sont mentionnés les points les plus importants.

Protection contre le bruit

L'installation d'une pompe à chaleur – comme tout autre installation technique – peut provoquer des nuisances sonores (figures 72 et 73):

- nuisances sonores à l'intérieur du bâtiment, dues aux transferts solidiens ou aériens;
- nuisances sonores pour le voisinage provoquées par le transfert aérien.

Aération des locaux

Pour les petites pompes à chaleur, un local normalement aéré, séparés des locaux habités par une porte phoniquement isolée, convient parfaitement. Pour des pompes à chaleur plus grandes, d'autres mesures sont à définir selon les cas. L'ouverture aménagée vers l'extérieur peut être calculée selon la formule de la figure 72.

Aménagement et accès

Le local réservé à la pompe à chaleur doit être planifié de la même façon qu'un local de chauffage traditionnel. Dans le cas d'une pompe à chaleur air/eau, il faut prévoir une évacuation supplémentaire pour les condensats. L'accès à l'installation doit être aisé pour en surveiller la bonne marche. La pompe à chaleur devrait être accessible de deux, voire trois côtés. Les indications y relatives du fabricant doivent être prises en considération.

6. Optimisation de l'exploitation et contrôles de qualité

Les questions relatives à l'optimisation de l'exploitation et aux contrôles de qualité ainsi qu'aux problèmes des honoraires qui en découlent sont traités au cahier 1, chapitre 6.

6.1 Instrumentation

L'optimisation de l'exploitation et le contrôle de qualité débutent déjà lors de la planification de l'installation de pompes à chaleur. A ce stade d'étude, si l'on est au clair avec le concept de mesures et d'instrumentation nécessaires, on parviendra par la suite à une optimisation d'exploitation et à un contrôle de qualité irréprochables. Les **points de mesures** nécessaires sont définis dans les schémas standards RAVEL.

Cahier 5 «Schémas standards».

Dans un premier temps, une liste de mesures prévues sera établie et chaque point de mesure figurera dans le schéma de principe. La figure 75 montre un exemple de schéma de principe selon un modèle de pompes à chaleur RAVEL (figure 74). Les valeurs suivantes doivent être prises en considération :

- énergie de haute valeur introduite dans le système, comme électricité, gaz et mazout ;
- énergie délivrée (énergie utile), comme chaleur, froid et courant électrique ;



Figure 74 : Ce modèle de pompe à chaleur (schéma de principe cf. figure 75) sera présenté au cours de perfectionnement RAVEL. On peut ainsi démontrer pratiquement comment la pompe à chaleur est intégrée dans un système global. A gauche, l'armoire de distribution, au milieu la pompe à chaleur, à droite l'accumulateur et l'installation d'utilisation de chaleur avec échangeur à plaques.

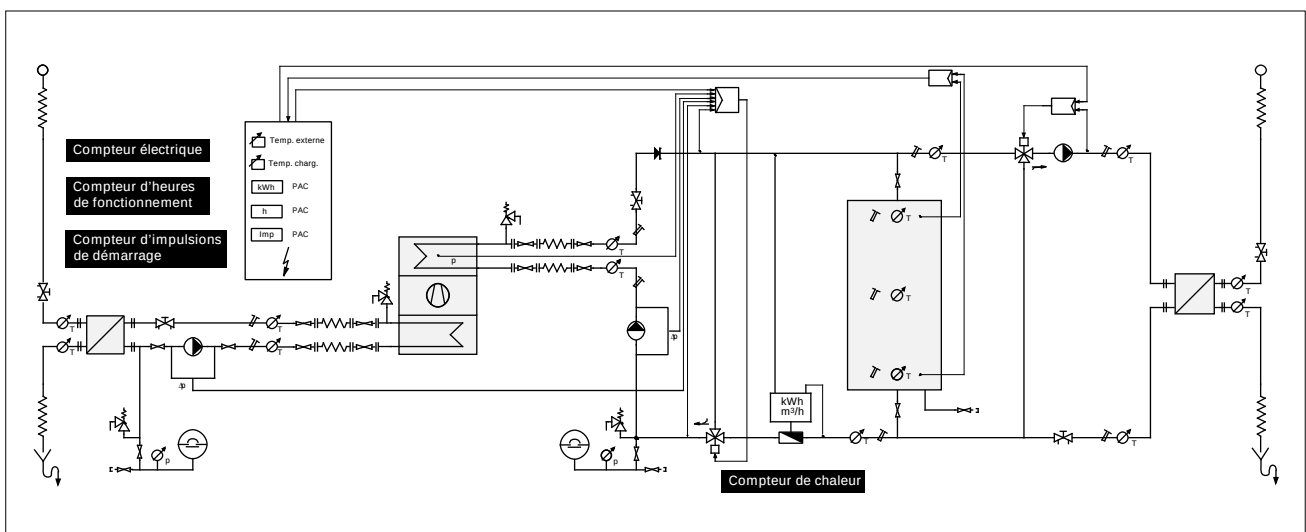


Figure 75 : Schéma de principe de la pompe à chaleur RAVEL. Les quatre appareils de mesure permettant d'assurer une optimisation de l'exploitation et un contrôle des résultats irréprochable sont mis en évidence. Des points de mesures temporaires pour des températures importantes sont présentés sous forme de symboles de sondes (doigts de gant).

Préparation des points de mesures pour l'enregistrement automatique des données

Tous les compteurs d'énergie doivent être pourvus **de sorties à impulsions** pour l'enregistrement des flux énergétiques (voir exemple figure 80). Les compteurs de chaleur ou de froid devraient être équipés d'une sortie supplémentaire pour la mesure du flux. Il est très important que ces sorties aient une résolution adaptée à la masse (suffisamment d'impulsions par unité d'énergie, respectivement de volume). Cela signifie que, pour une puissance ou un flux maximum, les fréquences d'impulsions doivent se situer entre 0,1 et 1 Hz.

De plus, des **contacts libres de potentiel** placés dans l'armoire de distribution simplifient la saisie et la surveillance de l'état des thermiques et des relais importants.

La **température extérieure** doit pouvoir être enregistrée à moindre frais. Le plus simple serait de pouvoir disposer de bornes normalisées 0-10V dans l'armoire de distribution.

Des **doigts de gants** doivent être montés vers tous les points de mesures. Une section libre de 7 mm convient pratiquement à toutes les sondes de température. Chaque accumulateur devrait disposer d'au moins 3 points de mesures (haut, milieu, bas). Les hauts accumulateurs à stratification nécessitent souvent plus de 3 points de mesure. Certains doigts de gants peuvent avoir double fonction : utilisation normale avec un thermomètre-plongeur, utilisation spéciale pour enregistrement automatique, avec sonde de température câblée.

- heures de fonctionnement et fréquence d'enclenchement pour chaque partie de l'installation, comme : compresseurs, pompes, ventilateurs et brûleurs (éventuellement multi-étagés);
- signalements de pannes, comme : panne de haute pression, panne de basse pression, panne de brûleur;
- température extérieure;
- températures importantes du système (départ, retour, entrée et sortie), pour l'évaporateur, le condenseur et l'accumulateur;
- débits dans les points importants du système.

Les mesures absolument indispensables à la vérification des caractéristiques et des besoins d'énergie ainsi qu'à la bonne marche de l'installation doivent être effectuées à l'aide d'appareils fiables. Une **mesure permanente** et un contrôle continu des valeurs pourront si nécessaire faire l'objet de relevés réguliers.

Des valeurs de **mesures temporaires**, utilisées uniquement pendant une brève période, par exemple pour l'équilibrage hydraulique ou pour des mesures auxiliaires assurant l'optimisation du fonctionnement peuvent être prévues :

- Pour mesurer les débits, prévoir des by-pass équipés d'appareils de mesure simples, en évitant les coûteuses unités de mesure, de conversion et d'affichage
- Pour mesurer les températures, prévoir des doigts de gants.

En prévision d'un futur enregistrement automatique des mesures pour optimiser le fonctionnement, se référer aux directives de l'encadré 76.

Encadré 76

Date Heure	Installation de pompe à chaleur								Remarques Dérangements
	Compteur électrique		Compteur de chaleur		Compteur h fonctionnement		Compteur impuls. démarrage		
	Etat compteur	Consom. [kWh]	Etat compteur	Product. [kWh]	Etat compteur	Temps marche	Etat compteur	Démarrage [-]	

Etats des compteurs à relever chaque semaine à la même heure !

Tableau 77: Protocole de mesures destiné à l'enregistrement manuel des données pour la pompe à chaleur modèle RAVEL.

6.2 Enregistrement manuel des mesures et interprétation

Le responsable de ces opérations doit être convaincu qu'il est dans son propre intérêt d'enregistrer consciencieusement les différentes valeurs et de les interpréter avec soin. Il recevra en outre un **protocole de mesures** établi après la mise en service (tableau 77) et un mode d'emploi pour l'enregistrement des mesures. Durant la phase d'optimisation du fonctionnement, il est nécessaire de procéder à un enregistrement hebdomadaire, effectué si possible toujours à la même heure. Même un enregistrement quotidien peut s'avérer utile pour une courte durée, lors d'une phase spéciale ou de la mise en route de l'installation. Cette manière de faire permettra de bien comprendre le principe de fonctionnement de l'installation et de détecter rapidement d'éventuels défauts (par exemple enclenchements et déclenchements intempestifs de la pompe à chaleur).

La mise en valeur et l'interprétation des données doivent être vérifiées au fur et à mesure des étapes par le responsable du projet. Les informations ainsi acquises lui permettront d'éliminer certains défauts par des corrections ciblées, afin de parvenir à un fonctionnement irréprochable.

6.3 Enregistrement automatique des mesures et interprétation

Pour une optimisation ciblée du système (exploitation des accumulateurs, pointes de charges, etc.) dans des installations plus grandes et plus complexes, il est indispensable de connaître les interactions dynamiques des différents composants (encadré 78).

La compréhension de ces phénomènes impose un **mesurage intensif** nécessitant la mise en place d'appareils de mesure automatiques. A cet effet, on pourra utiliser des systèmes de **gestion technique centralisée**, à condition que les dispositions nécessaires soient prises dans le cahier des charges pour la planification du système. Cela exige en premier lieu que les données soient configurées de façon à pouvoir être traitées dans un programme de calcul informatisé (format ASCII).

Les appareils dits « **Dataloggers** » sont appropriés pour ce genre d'installation, pour autant qu'ils soient dotés d'entrées pour les mesures de signaux analogiques (tensions, températures, etc.) et digitaux (signaux statiques

Un enregistrement manuel est-il suffisant ou faut-il le compléter par un enregistrement automatique ?

L'enregistrement manuel est en général suffisant pour les installations de pompes à chaleur standards dans les maisons familiales (monovalent et bivalent) et les immeubles locatifs (monovalent, peu de groupes et circuits de raccordements courts).

Un enregistrement automatique supplémentaire s'avère en général utile pour des installations non standards, spécialement lorsqu'elles sont bivalentes ou multivalentes et qu'elles possèdent plusieurs groupes et de longs circuits de raccordements.

De plus, un enregistrement automatique s'avère toujours utile lorsque des difficultés surgissent et que leur causes restent introuvables.

Encadré 78



Figure 79: Datalogger (source: Flexum Messtechnik AG, 8636 Wald).



Figure 80: Compteur d'électricité électronique avec sortie à impulsion (source: Rauscher & Stoecklin AG, 4450 Sissach).

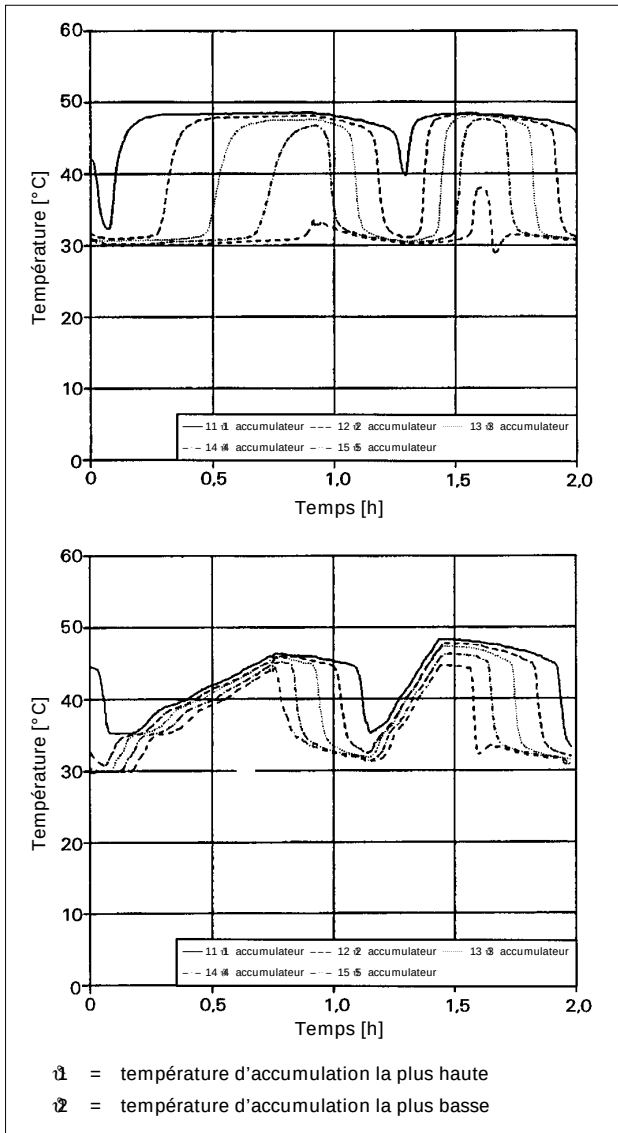


Figure 81: Représentation de valeurs de mesures en fonction du temps. Celles-ci permettent de mettre en évidence des processus dynamiques, non visibles lors d'un enregistrement manuel. Dans l'exemple ci-dessus figurent les températures de l'accumulateur de la pompe à chaleur, modèle RAVEL. Chacun des premiers cycles de charge a lieu avec soutirage, alors que les seconds cycles se font sans soutirage.

En haut: lors du chargement par stratification la température des couches progresse relativement vite d'un capteur à l'autre et de haut en bas, sitôt que la zone chaude atteint le capteur.

En bas: lors du chargement étagé, il faut environ 4 passages pour charger l'accumulateur. Seule la première étape est clairement identifiable; ensuite, les températures montent plus ou moins régulièrement: la séparation des zones chaudes et froides n'est plus évidente, suite aux faibles différences de température dans le condenseur (5 K environ) et au grand débit que cela implique.

et impulsions) et qu'ils puissent mémoriser les programmes et stocker les données (figure 79). Les indications suivantes concernent les signaux de mesure et les sondes de mesures:

- Les sondes de mesure avec signal de sortie normalisé (0 à 10 V ou 0 à 20 mA) sont normalement connectables directement sur le Datalogger. Il faut toutefois être attentif aux différents potentiels des divers signaux de mesure. Souvent, on peut choisir entre enregistrement de la valeur momentanée ou de la valeur moyenne; pour les signaux qui nous intéressent, le choix doit être porté sur un enregistrement de la valeur moyenne.
- Les sondes de températures à résistances les plus utilisées en domotique (Pt 100, Pt 1000, Ni 1000, résistances NTC) exigent une linéarisation, laquelle est souvent prévue dans le Datalogger (spécialement pour des sondes Pt 100). De nombreux Dataloggers permettent aussi de définir la linéarisation d'autres sondes. L'utilisation des sondes à résistances doit obligatoirement prendre en compte la résistance des fils de mesure (par exemple compensation par schéma 4 fils). Les grandes variations de résistance par degré exigent l'utilisation de sondes à résistance plus élevée (Pt 1000 ou Ni 1000). Les températures devraient si possible être reportées en tant que valeurs moyennes durant l'intervalle entre 2 mesures.
- Les impulsions délivrées par les compteurs de débit et d'énergie doivent être reliées à des modules de comptage, ce qui est prévu dans la plupart des Dataloggers. Ces modules sont équipés de relais (isolation galvanique) ou de transistors (pas toujours isolés galvaniquement). Comme les modules de comptage additionnent les impulsions sur l'intervalle de mesure, il faut veiller à ne pas dépasser les possibilités maximales du compteur.
- Les signaux d'état (par exemple «pompe enclenchée» ou «petite/grande vitesse») peuvent être saisis par la plupart des Dataloggers. Ces signaux ne présentent aucun danger de manipulation et sont disponibles sans problème sur les borniers de l'armoire de commande (sorties à relais ou sorties optocouplées).
- Plus intéressantes que les valeurs momentanées, les impulsions cadencées permettent de mesurer les durées d'enclenchement entre 2 mesures. Toutefois ce mode d'entrée est plutôt rare dans les Dataloggers. C'est pourquoi ces mesures doivent souvent être raccordées au module de comptage et interprétées (à l'aide d'impulsions horaires externes fixes).

Lors de l'enregistrement automatique des mesures pour la recherche du comportement dynamique d'une installation, des intervalles d'enregistrement d'environ 10 minutes se sont avérés valables. Après s'être assuré qu'une installation ne présente plus aucune lacune avec l'enregistrement manuel des mesures, un à deux mois de mesures intensives sont généralement suffisants. Pour la mise en valeur des résultats, des tableurs courants (Excel, SuperCalc, etc.) conviennent parfaitement. Quelques exemples sont cités dans les figures 81 et 83. La procédure la plus simple pour l'échange des enregistrements entre Datalogger et tableur est l'emploi du format ASCII. Différentes entreprises offrent comme prestations des enregistrements de mesures avec ou sans évaluation et interprétation.

6.4 Contrôles de qualité

Les contrôles de qualité représentent la dernière étape de chaque optimisation du fonctionnement. C'est alors seulement qu'une deuxième réception (période de garantie) irréprochable peut avoir lieu. A ce moment précis, on peut constater si les valeurs-cible et valeurs-limite des caractéristiques de l'encadré 82 ont été réellement respectées. Il faut pour cela que le maître de l'ouvrage ait obtenu la garantie écrite de ces caractéristiques.

Les consommations d'énergie mesurées permettent l'élaboration future d'un bilan énergétique annuel et l'établissement d'un calcul de rentabilité.

6.5 Surveillance du fonctionnement

Une fois l'optimisation du fonctionnement effectuée et l'installation enfin agréée, il faudra garantir ensuite un fonctionnement irréprochable. Quelques points sont à éclaircir :

- Existe-t-il une documentation suffisamment explicite pour un non-professionnel (schémas détaillés, description des fonctions, ajustements des appareils de réglage, instructions sur le fonctionnement, adresses et numéros de téléphone utiles) ?
- Quelles données et quels résultats de fonctionnement doivent être inscrits par le responsable (par exemple concierge) dans le catalogue des mesures et à quel moment ?
- Comment l'utilisateur interprète-t-il les données et quand doit-il se référer au spécialiste ?

Indices pour contrôle des résultats



Les indices des pompes à chaleur et leurs limites de bilan sont définis en détail à la figure 2. Les valeurs-cibles sont résumées au tableau 39.

L'indice de performance ou le Coefficient of Performance COP doit être garanti par le fabricant et le fournisseur de la pompe à chaleur comme étant une valeur-cible et une valeur-limite (cf. ci-après). La définition de cet indice étant une valeur momentanée toujours liée à des conditions-limite (température d'entrée dans l'évaporateur et de sortie du condenseur), la vérification ne peut être obtenue que par mesures techniques et enregistrement automatique des données (figure 83). Toutefois des observations plausibles peuvent également ressortir d'un enregistrement manuel.

L'indice le plus important pour une pompe à chaleur est le coefficient de performance annuel (COPA). Il doit être en tous les cas faire l'objet d'une garantie écrite par le (la) projeteur (euse) comme valeur-cible et valeur-limite (voir ci-dessous). Le contrôle peut être effectué sans problème au moyen d'un enregistrement manuel, même par un profane.

Pour les installations bivalentes, il est en outre indiqué de requérir une garantie pour le rendement de l'installation de production de chaleur η_{pc} . Le contrôle de cette valeur n'est possible que si la consommation énergétique du producteur de chaleur supplémentaire est mesurée.

L'indice de dépense énergétique E est une valeur importante, non traitée ici, mais qui doit être mentionné. Il représente d'autres aspects spécifiques de la construction et de l'utilisation. Les valeurs-cibles et les valeurs-limites pour la chaleur (chauffage et eau chaude) et les consommations électriques en général sont données selon le type de bâtiment (nouvelles constructions, rénovations). Divers textes de lois cantonales sur l'énergie prescrivent des valeurs-limites de planification pour les besoins énergétiques du chauffage (justification de l'isolation thermique selon SIA 380/1).



Comme condition minimale absolue à toute construction d'installation de pompe à chaleur, le coefficient de performance annuel doit être garanti par écrit au maître de l'ouvrage, comme valeur-cible et valeur-limite. Du point de vue juridique ces deux valeurs se différencient comme suit :

- Le non-respect de la valeur-cible ne met en question que la qualité du projet, mais n'a aucune conséquence juridique.
- Le non-respect de la valeur-limite permet, par contre, de faire valoir les droits concernant la garantie.

La portée et les conséquences juridiques relatives aux autres indices sont du ressort des parties intéressées. Le maître de l'ouvrage doit obtenir une garantie concernant la consommation finale d'énergie «chaleur», et le projeteur doit se protéger en exigeant, de la part du fabricant de pompes à chaleur, une garantie sur l'indice de performance ou le COP.

Encadré 82

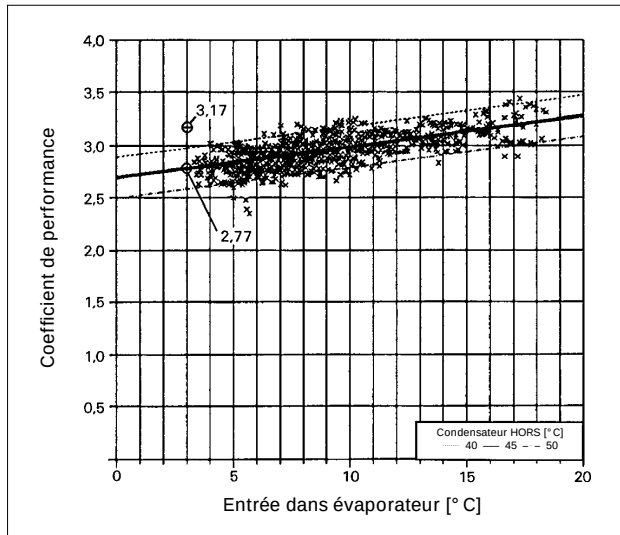


Figure 83: Représentation d'une valeur de mesure en fonction d'autres valeurs de mesures. Cet exemple montre l'indice de performance en fonction de la température d'entrée dans l'évaporateur, avec la température de sortie du condenseur comme autre paramètre. Pour L3/W45, le fabricant annonçait un indice de performance de 3,17, alors que l'indice de performance mesuré ne se montait qu'à 2,77 !

- Que faut-il entreprendre lors d'une panne et qui faut-il aviser ?
- Quels sont les travaux d'entretien et quand doivent-ils être exécutés par le responsable (changement de filtre, etc.) ?
- Quelle est la personne responsable de la mise à jour de la documentation lors de modifications ou d'extensions éventuelles ?

La plupart des défauts de fonctionnement sont des pannes qui se sont manifestées durant une assez longue période de marche. En conséquence, un examen régulier et efficace de la pompe à chaleur peut éviter une panne complète. Le tableau 84 expose les motifs les plus courants des pannes de fonctionnement de pompes à chaleur. Avec un minimum de connaissances de base et une documentation bien étayée, l'installateur ou le responsable de l'installation peut souvent déceler les défauts de fonctionnement assez tôt.

S'agissant de pompes à chaleur faites sur mesure, d'une dimension plus importante ne provenant pas d'une fabrication en série, des défauts de construction peuvent également se manifester. Dans ce cas, il faut être particulièrement attentif aux vibrations, qui peuvent à la longue provoquer des ruptures de conduites. Ces problèmes peuvent être largement évités, si un service préventif de surveillance efficace est assuré.

Très souvent, des valeurs de consigne du potentiomètre trop grossièrement définies, suite à un réglage imprécis, conduisent à des situations ambiguës et à des défauts de fonctionnement. C'est pourquoi, déjà au moment du choix de l'appareil, il faut vouer une attention toute spéciale à la qualité du service.

Dérangements et causes	Identifiables rapidement? (par l'installateur ou la personne responsable)
Panne basse pression – Manque de fluide – Puissance de la source de chaleur trop faible – Manque de fluide caloporteur (solution eau/glycol) du côté source de chaleur – Dégivrage défectueux – Traitement incorrect de l'eau	oui oui partiellement non non
Panne haute pression – Encrassement du condenseur – Traitement incorrect de l'eau – Dégivrage incorrect – Manque d'eau dans le système du chauffage	non non non oui
Surcharge du compresseur – Approvisionnement électrique insuffisant – Raccordements électriques défectueux – Défaut dans le circuit du fluide frigorigène	non non non
Ventilateur – Raccordements électriques défectueux – Dégivrage incorrect	non non
Pompes – Raccordements électriques défectueux – Blocage mécanique	non oui

Tableau 84: Récapitulation des pannes les plus courantes dans les installations de pompes à chaleur.

Dénominations, symboles, abréviations

Dénominations et symboles

Amplification électrothermique [-]	AET	Energie, général [J, MJ, Ws, kWh]	W
Capacité de l'accumulateur [kWh]	Q _{Ac}	Facteur de correction, général	f
Coefficient de performance annuel [-]	COPA	Flux massique [kg/h]	$\dot{m}$
Coefficient de performance de l'installation pompe à chaleur [-]	COP	Fréquence d'enclenchement maximale [1/h]	$n_{\max}$
Contenance de l'accumulateur [m ³]	V _{Ac}	Indice de dépense énergétique [MJ/m ²]	IDE
Consommation de combustible de la chaudière [kWh]	W _{Ch}	Indice de performance de la pompe à chaleur [-]	ε
Consommation d'énergie auxiliaire de la chaudière [kWh]	W _{Ch, aux}	Part de puissance pour perte de pression condenseur [kW]	P _{Cond}
Consommation d'énergie de la pompe du condenseur [kWh]	W _{P, Cond}	Part de la puissance pour perte de pression évaporateur [kW]	P _{Ev}
Consommation d'énergie de la pompe de l'évaporateur [kWh]	W _{P, Ev}	Pression [kPa]	p
Consommation d'énergie du chauffage carter [kWh]	W _C	Puissance absorbée par la commande/régulation [kW]	P _{CR}
Consommation d'énergie du compresseur [kWh]	W _{Comp}	Puissance absorbée par la pompe [kW]	P _{Pompe}
Consommation d'énergie du dispositif antigel [kWh]	W _A	Puissance absorbée par le compresseur [kW]	P _{Comp}
Consommation d'énergie pour commande/réglage [kWh]	W _{CR}	Puissance absorbée par le dispositif antigel [kW]	P _A
Cosinus Phi [-]	Cos φ	Puissance de chauffage du condenseur [kW]	$\dot{Q}_{\text{Comp}}, \dot{Q}_{\text{Cond}}$
Courant de démarrage [A]	I _{dem}	Puissance, en général [W, kW]	P
Courant de fonctionnement maximum [A]	I _{max}	Puissance hydraulique [kW]	P _{hydr}
Débit du condenseur [m ³ /h]	$\dot{V}_{\text{cond}}$	Puissance nominale aux conditions normales [kW]	P _{NT}
Débit, flux massique [kg/h]	$\dot{m}$	Puissance thermique, général [W, kW]	$\dot{Q}$
Débit, flux volumique [m ³ /h]	$\dot{V}$	Quantité de chaleur, général [J, MJ, Ws, kWh]	Q
Débit volumique [m ³ /h]	V	Quantité de chaleur installation production de chaleur [kWh]	$\dot{Q}_{\text{IPC}}$
Déperdition de chaleur de l'installation accumulateur [kWh]	Q _{IAc}	Quantité de chaleur pompe à chaleur [kWh]	$\dot{Q}_{\text{PAC}}$
Différence de pression [kPa]	Δp	Rendement de la pompe [-]	η_{Pompe}
Différence de température [K]	$\Delta \vartheta$	Rendement, fraction utile [-]	η
Différence de température dans le condenseur [K]	$\Delta \vartheta_{\text{Cond}}$	Rendement global annuel chaudière [-]	$\eta_{\text{Ch, a}}$
Différence de température dans l'évaporateur [K]	$\Delta \vartheta_{\text{Ev}}$	Température [°C]	ϑ
Différence de température dep-ret au point de bivalence [K]	$\Delta \vartheta_{\text{biv}}$	Température de charge [°C]	ϑ_{char}
Différence de température dep-ret au point de dimensionnement [K]	$\Delta \vartheta_{\text{dim}}$	Température de condensation [°C]	$\vartheta_{\text{condensation}}$
		Température de déclenchement [°C]	$\vartheta_{\text{décl}}$
		Température de départ [°C]	ϑ_{dep}
		Température d'enclenchement [°C]	ϑ_{en}
		Température de retour [°C]	ϑ_{ret}
		Température d'évaporation [°C]	$\vartheta_{\text{évaporation}}$
		Température de sortie du condenseur [°C]	$\vartheta_{\text{Cond, s}}$

Température maximale de
condensation [° C] _____ $\vartheta_{\text{condensation max}}$
Température maximale de sortie
du condenseur [° C] _____ $\vartheta_{\text{Cond, s max}}$
Température minimale
d'évaporation [° C] _____ $\vartheta_{\text{évaporation min}}$
Température minimale de sortie
de l'évaporateur [° C] _____ $\vartheta_{\text{Ev, min}}$
Temps [s, h] _____ t
Valeur k_v [m³/h] _____ k_v

Abréviations

Accumulateur _____ Ac
Chaudière _____ Ch
Commande/régulation _____ CR
Condenseur _____ Cond
Couplage chaleur/force _____ CCF
Départ _____ dep
Distribution de chaleur _____ DC
Emission de chaleur _____ EC
Entrée _____ e
Evaporateur _____ Ev
Installation source de chaleur _____ ISC
Installation de chauffage _____ IC
Installation de chauffage pompe à chaleur _____ ICPAC
Installation de l'accumulateur _____ IAc
Installation de la chaudière _____ ICh
Installation de pompe à chaleur _____ IPAC
Installation de production de chaleur _____ IPC
Installation utilisation chaleur _____ IUC
Pompe à chaleur _____ PAC
Récupération de chaleur _____ RC
Retour _____ ret
Sortie _____ s
Source de chaleur _____ SC
Utilisation des rejets thermiques _____ URT
Valeur maximale _____ max
Valeur minimale _____ min



liste complète dans cahier 1 !

Index

- Abréviations, 61
Accessibilité, 54
Accumulateur, 37 ; 46
Accumulateur de chaleur, 37 ; 38
Accumulateur technique, 37 ; 38
Aération des locaux, 54
Air extérieur, 25 ; 36 ; 46
Air vicié, 26
Aménagement du local, 54
Amplification électrothermique, 7 ; 9 ; 48
Analyse de l'eau, 23
Autorisation de la Protection des Eaux, 53
Calcul informatique, 50
Chaleur géothermique, 25
Chargement étagé, 20 ; 37
Chargement étagé bivalent-alternatif, 42
Chargement étagé bivalent-parallèle, 41
Chargement étagé monovalent, 40
Chargement par stratification, 20 ; 37
Chargement par stratification, bivalent-alternatif, 42
Chargement par stratification, bivalent-parallèle, 41
Chargement par stratification, monovalent, 40
Chaudière, 46
Chauffage à résistance électrique, 7
Chauffage de l'eau, 15
Chiffres caractéristiques, 8 ; 9 ; 29 ; 47 ; 59
Coefficient de performance annuel, 29 ; 48 ; 59
Coefficient of Performance, 47 ; 59
Compresseur, 10
Compresseur à piston hermétique, 10
Compresseur à piston semi-hermétique, 10
Compresseur à vis, 11
Compresseur rotatif, 11 ; 16
Compresseur Scroll, 11 ; 16
Compteur de chaleur, 58
Compteur de débit, 58
Compteur d'énergie, 58
Concession de l'Aménagement des Eaux, 53
Condenseur, 12 ; 27
Conditions d'utilisation, 20
Conditions météorologiques, 21
Contacts libres de potentiel, 56
Contrôles de qualité, 55 ; 59
COP, 47 ; 59
Cosinus phi, 51
Couplage chaleur-force, 7
Courant de blocage, 51
Courant de démarrage, 51
Courant de fonctionnement maximum, 51
Courant réactif, 51
Courbe de chauffage, 44
Coûts, 30
Datalogger, 57
Débit, 31
Débit du condenseur, 39
Découplage hydraulique, 37
Délimitation, 7
Demandes de raccordement, 51
Démarrage direct, 51
Dénominations, 61
Définitions, 8 ; 9
Diagramme température/puissance, 17 ; 44
Différence de pression, 31
Différence de température dans condenseur, 38
Dimensionnement, 31
Dispositif de dégivrage, 13
Dispositifs de sécurité, 12
Distribution de chaleur, 8
Doigts de gant, 56
Eaux de surface, 23 ; 34
Eaux usées, 26
Echangeur de chaleur, 16
Eléments de construction, 10
Elimination des turbulences, 46
Emission de chaleur, 8
Enregistrement automatique des données, 57
Enregistrement manuel des données, 57
Equilibrage hydraulique, 46
Evaporateur, 11 ; 27
Eviter les erreurs, 32
Exemple d'application, 43
Fluide frigorigène, 14 ; 21
Fonctionnement bivalent-alternatif, 19
Fonctionnement bivalent-parallèle, 18
Fonctionnement de la pompe à chaleur, 7
Fonctionnement de l'installation, 17
Fonctionnement monoénergétique, 19
Fonctionnement monovalent, 18
Frais d'investissement, 30
Fréquence d'enclenchement, 51
Glycol, 21
Heures de fonctionnement, 59
Indices, 61
Indice de dépense énergétique, 59
Indice de performance, 29 ; 47 ; 59
Installation de chauffage, 8

- Installation de chauffage avec pompe à chaleur, 8
- Installation de la chaudière, 8
- Installation de la source de chaleur, 8
- Installation de pompe à chaleur, 8
- Installation de production de chaleur, 8
- Installation de puits filtrants, 23
- Installation de l'accumulateur, 8
- Installation d'utilisation de chaleur, 8
- Instrumentation, 55
- Limitation du courant de démarrage, 51
- Limites de bilan, 8; 9
- Limite du chauffage, 18
- Nappe phréatique, 22; 33
- Mesurage intensif, 57
- Mise en valeur des résultats, 57
- Modèle de pompe à chaleur, 55
- Normalisation des signaux de sortie, 58
- Norme européenne EN 255, 9
- Optimisation de l'exploitation, 55
- Ordonnance sur les substances dangereuses pour l'environnement, 14
- Pannes, 60
- Perte de pression, 27
- Petites pompes à chaleur, 15
- Planification, 17
- Plaquette signalétique pour PAC, 51
- Points de mesure, 55
- Points de mesures temporaires, 56
- Pompe à chaleur air/air, 9
- Pompe à chaleur air/eau, 9; 46
- Pompe à chaleur chauffe-eau, 15
- Pompe à chaleur, déshumidificateur, 15
- Pompe à chaleur eau/eau, 9
- Pompe à chaleur compacte, 9
- Pompe à chaleur split, 10
- Pompe de la chaudière, 47
- Pompe de l'évaporateur, 45
- Pompe du condenseur, 45
- Pressostat basse pression, 32
- Pressostat haute pression, 32
- Procédures d'autorisation, 51
- Produit antigel, 21
- Programmes de calculs par tableurs, 59
- Protection contre le bruit, 54
- Protocole de mesures, 56; 57
- Puissance de la pompe, 31
- Puissance du chauffage, 17; 18
- Puissance nominale, 51
- RAVEL et la technique des pompes à chaleur, 7
- Récupération de chaleur, 15
- Rejets thermiques, 26
- Rendement de l'installation de production de chaleur, 59
- Rendement global annuel, 29
- Rentabilité, 49
- Schémas standards, 31
- Séchage du linge, 15; 16
- Serpentins, 24
- Services électriques, 51
- Signature énergétique, 44
- Signaux d'état, 58
- Sondes géothermiques, 24; 28
- Sonde de température à résistance, 58
- Sorties impulsionnelles, 56
- Source de chaleur, 22; 52
- Sous-sol, 24; 35
- Stratégie de protection de l'environnement, 7
- Surveillance du fonctionnement, 59
- Symboles, 61
- Système de gestion technique centralisée, 57
- Tarifs de l'électricité, 30
- Technique des pompes à chaleur, 7
- Technique des microprocesseurs, 16
- Température de bivalence, 18
- Température de condensation, 17; 32
- Température de déclenchement, 38; 39
- Température d'enclenchement, 38; 39
- Température de dimensionnement, 18
- Température de sortie du condenseur, 20
- Température d'évaporation, 17; 32
- Température extérieure, 56
- Tendances du développement, 16
- Tolérance du produit, 27
- Turbocompresseur, 10
- Types de construction, 9
- Types de fonctionnement, 18; 28
- Unités, 61
- Utilisation des rejets thermiques, 15
- Utilisation directe, 20
- Utilisation indirecte, 20
- Valeur-cible, 27; 29; 59
- Valeurs-cibles pour la planification, 27
- Valeur-limite, 59
- Valeur LRA, 51
- Valeur PNT, 51
- Vanne de détente électronique, 16
- Vanne de détente, 12

Organes de soutien

ASMFA

Association suisse des maîtres
ferblantiers et appareilleurs

INFEL

Centre d'information
pour les applications de l'électricité
