

Optimisation par simulation calée de l'installation de stockage Wollerau

Elaboré par

**Laboratorio Energia Ecologia ed Economia – LEEE
Dipartimento Ambiente Costruzioni e Design – DACD
Scuola Universitaria Professionale della Svizzera Italiana – SUPSI**

Sur mandat de

Office fédéral de l'énergie

Décembre 2003, rapport final

Mandant:

Programme de recherche stockage de chaleur
Office fédéral de l'énergie

Mandataire:

Laboratorio Energia Ecologia ed Economia, DACD, SUPSI

Auteur:

Daniel Pahud, SUPSI-DACD / LEEE-UREC, Trevano-Canobbio

2003

Diese Studie wurde im Rahmen des Forschungsprogrammes „Wärmespeicherung“ des Bundesamtes für Energie erarbeitet. Für den Inhalt ist alleine der/die Studiennehmer/in verantwortlich.

Bundesamt für Energie BFE

Worblentalstrasse 32, CH-3063 Ittigen • Postadresse: CH-3003 Bern
Tel. 031 322 56 11, Fax 031 323 25 00 • office@bfe.admin.ch • www.admin.ch/bfe

Vertrieb: BBL/EDMZ, 3003 Bern, www.admin.ch/edmz

BBL/EDMZ Bestellnummer: 805.xxx d

Short abstract

A dynamic simulation tool of the “Wollerau” heating and cooling system, including 32 borehole heat exchangers under an industrial building, has been developed. The tool is calibrated on the measured heat balance of the building. It has the advantage of taking into account the electric energy of the circulation pumps and thus the global efficiency of the system can be estimated. The simulation tool is documented.

The thermal performances of the system are analysed by thermal simulations and the problematic related to system sizing is explained. Two parameter categories are identified: parameters associated with the system **integration** and parameters associated with its **sizing**. The integration parameters have a significant influence on the system performance indexes, whereas the sizing parameters primarily determine the technical feasibility and the long term viability of the system.

The influences of the main system parameters are quantified and recommendations for system integration and sizing are stated. Rules of thumb for systems providing cooling with direct cooling are formulated.

Abstract

A dynamic simulation model of the “Wollerau” heating and cooling system, including 32 borehole heat exchangers under an industrial building, has been developed to analyse its thermal behaviour. The system heat balance, established on the basis of a 2-year measurement campaign, has been used to calibrate the simulation model. This latter has been constructed on the basis of the real system. It has the advantage of taking into account the electric energy of the circulation pumps and thus the global system efficiency can be estimated. This efficiency is defined by the ratio between the sum of the annual heating and cooling energies that are covered by the system and the total annual electric energy used to run the system. It is established at 3.3. In the simulation model, it is supposed that the heat transfer in the ground is governed by pure heat conduction.

Simulations have highlighted the sizing problematic related to similar systems (heating and cooling systems coupled to a significant number of borehole heat exchangers). With the help of a sensitivity analysis, two parameter categories have been identified: parameters associated with the system **integration** and parameters associated with its **sizing**.

The integration parameters have a significant influence on the system performance indexes, and in particular on the global system efficiency. They primarily determine the integration of system and borehole heat exchangers in the energy concept of the building. Heating with the lowest fluid temperature in the heat distribution and cooling with the highest possible are the result of an optimal system integration. The Minergie standard is compatible and facilitates an optimal system integration.

The sizing parameters primarily determine the technical feasibility and the long term viability of the system. They have to guarantee that the heat carrier fluid temperature in the borehole heat exchangers always remains within fixed limits. In the case of borehole heat exchangers under a building, the temperature of the fluid circulating in the boreholes has to remain above 0 °C. Unlike integration parameters, they have only a slight influence on the system performance indexes. The length of the borehole heat exchangers and the ground thermal conductivity, varied from -30% to +30% around their design value, have a small influence on the global system efficiency. However these parameters have a strong influence on the minimum and maximum heat carrier fluid temperature in the boreholes, either in the short (due to the dynamic evolution of the system) or long term effects (after the mean annual ground temperature in the borehole zone has stabilised).

Without a regional ground water flow, long term effects are strongly influenced by the ratio of the annual cooling to annual heating energy demands. It is thus important to have accurate evaluation of the energy demands. As a corollary, it is also important not to size a system without margins in order to retain some flexibility. Sizing parameters have first to make system operation secure. A parameter difference relative to its design value should not prevent the system from having a normal operation.

The heat transfer of the horizontal connecting pipes between the boreholes is also a factor which tends to influence the system sizing. However it has only a slight effect on the system integration (if the undesirable effect on the building is not considered). The electric energy saving, due to the higher performance coefficient (COP) of the heat pump (PAC), is cancelled out by a more intense use of the cooling machine during summer. On the other hand, the ratio of the annual injected over extracted energy from the borehole heat exchangers is increased. It can influence the type of system planned.

The cooling potential without the use of a cooling machine (i.e. with "direct cooling") is very sensitive to the temperature level in the cold distribution. If the totality of the cooling demand has to be covered by direct cooling, then it is very important to have the possibility to cool with a "high temperature". Based on a forward fluid temperature of 22°C in the cooling distribution, direct cooling can cover the totality of the cooling demand if the annual cooling energy is comprised between the quarter and the half of the annual heating energy. This would be an example of seasonal storage of cooling energy. A lower cooling energy demand would lead to a too great decrease in the ground temperature. A larger cooling energy demand would require the use of a cooling machine. The specific **extraction** values relative to the borehole heat exchangers (expressed per linear meter of borehole) are **40 W/m** and **60 kWh/m/an**. With an optimal system integration, a global system efficiency higher than 5 can be obtained.

If the annual cooling energy is greater than 50% of the annual heating energy, but remains lower than 65%, then an auxiliary cooling with a cooling machine is necessary to cover the totality of the cooling requirements. However the direct cooling mode remains predominant. With these conditions, the global system efficiency is even higher than the efficiency of the system without a cooling machine. It is explained by the higher efficiency of the direct cooling mode. An annual cooling energy demand greater than 65% of the annual heating energy leads to a progressive increase of the ground temperature in the borehole zone. As a consequence the cooling energy covered by the direct cooling mode is significantly decreased. The global system efficiency also drops considerably. There is no longer a long term storage of "cold" energy.

For the system without cooling machine, the specific **injection** values relative to the borehole heat exchanger are **40 – 50 W/m (maximum values)** and **20 – 35 kWh/m/an**. The previous heat injection rate are peak values. The average value is much lower. It is only **10 – 13 W/m (mean value)**. As a consequence, an ideal integration of the borehole heat exchangers can be achieved with a cold distribution using active concrete plates. Their large heat capacity would help solve the discrepancy between cooling offer and cooling need. A simpler system would also be possible (no cold storage, no cooling machine). The cooling demand that could be covered would probably be even greater than the simulated system in this study (with a cold water store of 8.5 m³). The developed simulation tool may easily be coupled to the TRNSYS building model, which can also simulate active concrete plates.

If recommendations and rules of thumb are important to establish a first energy concept, it is also important to have the possibility of using a dynamic simulation tool. The problematic related to the project, the evaluation of various variants and their

validation and finally the improvement of the system sizing for a safe operation; all these problems can be addressed with a dynamic system simulation tool.

Résumé

Un modèle de simulation dynamique de l'installation de chauffage et de refroidissement "Wollerau", incluant 32 sondes géothermiques sous un bâtiment industriel, a été développé pour analyser son comportement thermique. Le bilan énergétique de l'installation, établi sur la base de 2 ans de mesures, a permis de calibrer le modèle de simulation. Ce dernier a été construit sur la base de l'installation réelle, et a l'avantage de prendre en compte l'énergie électrique des pompes de circulations, et ainsi de pouvoir évaluer l'efficacité globale du système. Cette efficacité, définie par le rapport entre la somme des énergies annuelles de chauffage et de refroidissement couvertes par le système et l'électricité totale annuelle nécessaire au fonctionnement du système, est établie à 3.3. Le modèle de simulation suppose que les transferts de chaleur dans le terrain sont dominés par le processus de diffusion de chaleur.

Les simulations effectuées ont permis de mettre en évidence la problématique du dimensionnement de systèmes semblables (installation de chauffage et de refroidissement couplés à un ensemble de sondes géothermiques). A l'aide d'une analyse de sensibilité, deux catégories de paramètres ont été identifiées : les paramètres liés à l'**intégration** du système et les paramètres liés à son **dimensionnement**.

Les paramètres d'intégration sont déterminants sur les indices de performances du système, et en particulier sur son efficacité globale. Ils concernent avant tout l'intégration du système et des sondes géothermiques dans le concept énergétique du bâtiment. Une intégration optimale permettra de chauffer avec la plus basse température possible dans la distribution de chaleur et de refroidir avec la plus haute possible. Une intégration optimale va donc dans le sens du concept Minergie.

Les paramètres de dimensionnement, quant à eux, déterminent la faisabilité technique du système et sa viabilité à long terme. Ils doivent garantir que les contraintes fixées sur la température du fluide circulant dans les sondes soient toujours respectées. Dans le cas de sondes géothermiques placées sous un bâtiment, la température du fluide circulant dans les sondes ne doit pas descendre sous la barre des 0°C. Contrairement aux paramètres d'intégration, ils sont peu influents sur les indices de performances du système. Ainsi, la longueur des sondes géothermiques et la conductibilité thermique du terrain, variés de -30% à +30% autour leur valeur de design, sont sans influence significative sur l'efficacité globale du système. En revanche ces paramètres sont d'importance majeure pour respecter les contraintes de température fixées sur le fluide circulant dans les sondes, aussi bien à court terme suite à l'évolution dynamique du système, qu'à long terme, après stabilisation de la température moyenne annuelle du terrain dans la zone des sondes.

Sans présence d'un mouvement régional de l'eau souterraine, les effets à long terme sont directement conditionnés par le rapport des demandes d'énergie de refroidissement et de chauffage annuelles. On comprend alors l'importance d'une évaluation aussi précise que possible de ces besoins d'énergie. En corollaire, il est également important de ne pas dimensionner trop juste le système et de conserver ainsi une certaine flexibilité. Les paramètres de dimensionnement doivent avant tout

sécuriser le fonctionnement du système. L'écart d'un paramètre sur sa valeur de design ne doit pas mettre en péril son bon fonctionnement.

Le transfert thermique des raccords horizontaux des sondes géothermiques est également un facteur qui a tendance à influencer le dimensionnement, mais sans répercussion significative sur l'intégration du système (pour autant que l'effet indésirable sur le bâtiment ne soit pas pris en considération). L'économie d'électricité consécutive à l'amélioration du coefficient de performance (COP) de la pompe à chaleur (PAC) est annulée par une utilisation plus importante de la machine frigorifique en été. En revanche, le rapport des énergies annuelles injectée sur extraite des sondes géothermiques est augmenté, et peut conditionner le type de système prévu.

Le potentiel de refroidissement sans machine frigorifique (par « refroidissement direct ») est très sensible au niveau de température de la distribution de froid. Si la totalité des besoins de refroidissement doivent être couverts par refroidissement direct, alors il est très important de pouvoir refroidir avec une « haute température ». En se basant sur une température de départ de 22°C en été, la couverture de la totalité de la demande de refroidissement peut être envisagée si l'énergie de refroidissement annuelle est comprise entre le quart et la moitié de la demande de chauffage annuelle. On peut alors parler de stockage saisonnier de « froid ». Une demande d'énergie de refroidissement plus faible conduit à un abaissement trop important de la température du terrain. Une demande plus haute requiert l'utilisation d'une machine frigorifique. Les valeurs d'**extraction** de chaleur spécifiques relatives aux sondes géothermiques (donc rapportées par mètre linéaire de sonde) sont établies à **40 W/m** et **60 kWh/m/an**. Avec une intégration optimale du système, une efficacité globale supérieure à 5 peut être obtenue.

Si l'énergie annuelle de refroidissement est supérieure à 50% de l'énergie annuelle de chauffage, mais reste inférieure à 65%, alors un appoint de froid avec une machine frigorifique est nécessaire pour couvrir la totalité des besoins de refroidissement. Cependant le mode refroidissement direct reste prépondérant. Dans ces conditions, l'efficacité globale du système est légèrement plus haute que pour le système sans machine frigorifique, en raison d'une efficacité de refroidissement direct plus élevée. Une demande de refroidissement annuelle supérieure à 65% de la demande annuelle de chauffage conduit à une élévation progressive de la température moyenne du terrain dans la zone des sondes. Il s'ensuit une diminution significative de l'énergie de refroidissement couverte par refroidissement direct. Dès lors l'efficacité globale du système baisse sensiblement. On ne peut d'ailleurs plus parler de stockage de « froid ».

Avec le système couvrant la totalité de la demande de refroidissement sans machine frigorifique, les valeurs d'**injection** de chaleur spécifiques relatives aux sondes sont établies à **40 – 50 W/m (valeur maximum)** et **20 – 35 kWh/m/an**. Les puissances d'injection indiquées sont des valeurs de pointe. La valeur moyenne est beaucoup plus basse. Elle se situe à **10 – 13 W/m (valeur moyenne)**. En conséquence, pour palier au manque d'adéquation entre l'offre et la demande, une intégration idéale des sondes géothermiques passe par une distribution de refroidissement utilisant des dalles actives. Elle permet en outre de simplifier le système (pas de stockage de froid, pas de machine frigorifique) et pourrait

probablement satisfaire une demande de refroidissement supérieure à celle du système simulé dans cette étude (cuve à eau de « froid » de 8.5 m³). L'outil de simulation développé peut sans autre être couplé au modèle TRNSYS de bâtiment. Ce dernier inclut la simulation de dalles actives.

Si les recommandations et les règles du pouces sont importantes pour établir un premier concept énergétique, il est également important de pouvoir compter sur un outil de simulation dynamique du système qui permette d'approfondir la problématique liée au projet, d'évaluer des variantes et de les valider, et finalement d'affiner et de sécuriser le dimensionnement du système choisi.

Table des matières

1. Introduction	11
2. Objectifs	11
3. Modèle de simulation et comparaison mesures - calculs	13
3.1. Introduction	13
3.2. Performances thermiques simulées de l'installation	14
3.3. Estimation de l'influence des connections horizontales des sondes géothermiques	18
4. La problématique du dimensionnement	21
5. Système avec les demandes d'énergie de « design »	23
5.1. Performances du système avec les demandes d'énergie de « design »	23
5.2. Analyse de sensibilité	26
5.3. Sensibilité au niveau de température de chauffage	29
5.4. Sensibilité au niveau de température de refroidissement	31
6. Concept énergétique du bâtiment pour une intégration optimale des sondes géothermiques	33
6.1. Les distributions d'énergie de chauffage et de refroidissement	33
6.2. Sensibilité à l'importance de la demande d'énergie de refroidissement	35
6.3. Type de système en fonction de l'importance relative de la demande d'énergie de refroidissement	37
6.4. Performances thermiques du système sans machine frigorifique	40
6.5. Performances thermiques du système avec machine frigorifique	42
7. Conclusion	44
8. Remerciements	45
9. Références	45

Annexe 1 : Modèle de simulation pour l'installation de Wollerau

1. Introduction

L'installation « Wollerau » est une installation de chauffage et de refroidissement d'un bâtiment industriel/artisanal qui utilise un agrégat pompe à chaleur – machine frigorifique couplé à 32 sondes géothermiques de 135 m chacune et placées sous la base du bâtiment. Ce projet pilote et de démonstration a fait l'objet d'une campagne de mesure de 2 ans. Cette étude propose d'aller au-delà de l'expérience gagnée par la réalisation d'une installation de ce type et des résultats obtenus par la campagne de mesure. Un outil de simulation du système est développé, basé sur le système existant, puis calibré sur les performances thermiques mesurées. Il est ensuite utilisé pour analyser le comportement thermique du système et la problématique liée à son dimensionnement et à son efficacité.

Les objectifs du projets sont brièvement énoncés dans le chapitre 2. Le chapitre 3 contient les performances thermiques du système tel qu'il a été mesuré. L'influence des connections horizontales est également estimée. Le chapitre 4 permet d'exposer la problématique du dimensionnement. Le chapitre 5 se base sur les demandes d'énergie de « design » pour évaluer la sensibilité aux principaux paramètres de dimensionnement et l'influence d'une meilleure intégration du système dans le bâtiment (niveaux de température des distributions d'énergie). Finalement, le chapitre 6 se base sur une intégration optimale du système dans le concept énergétique du bâtiment pour établir des recommandations sur le type de système que l'on peut envisager.

2. Objectifs

L'objectif principal est de pouvoir déterminer le potentiel d'amélioration de l'installation Wollerau. Les influences de paramètres importants sont évaluées aussi bien sur les performances thermiques du système que sur les effets à long terme, qui se manifestent au bout de plusieurs années voir dizaines d'années.

Les simulations sont effectuées de manière à comprendre la problématique liée à ce type de système et dans le but d'établir des recommandations pour concevoir et dimensionner d'autres installations de ce type.

En outre, il résulte de cette étude un outil de simulation dynamique de ce type de système, dont la structure, les paramètres de simulation et les calculs effectués sont documentés dans ce rapport. L'avantage de cet outil de simulation est sa flexibilité, qui permet de l'adapter à tout système similaire pour analyser dans le détail la problématique particulière d'un nouveau projet. Il s'agit certainement du résultat le plus important de cette étude, car si des recommandations et des règles du pouces sont utilisées, elles doivent ensuite pouvoir être confirmées par des simulations plus détaillées et adaptées au projet étudié.

3. Modèle de simulation et comparaison mesures - calculs

3.1. Introduction

Le modèle de simulation dynamique de l'installation de chauffage et de refroidissement couplé aux sondes géothermiques est présenté et son fonctionnement expliqué dans l'annexe 1. Le schéma de principe est montré dans la figure 3.1.

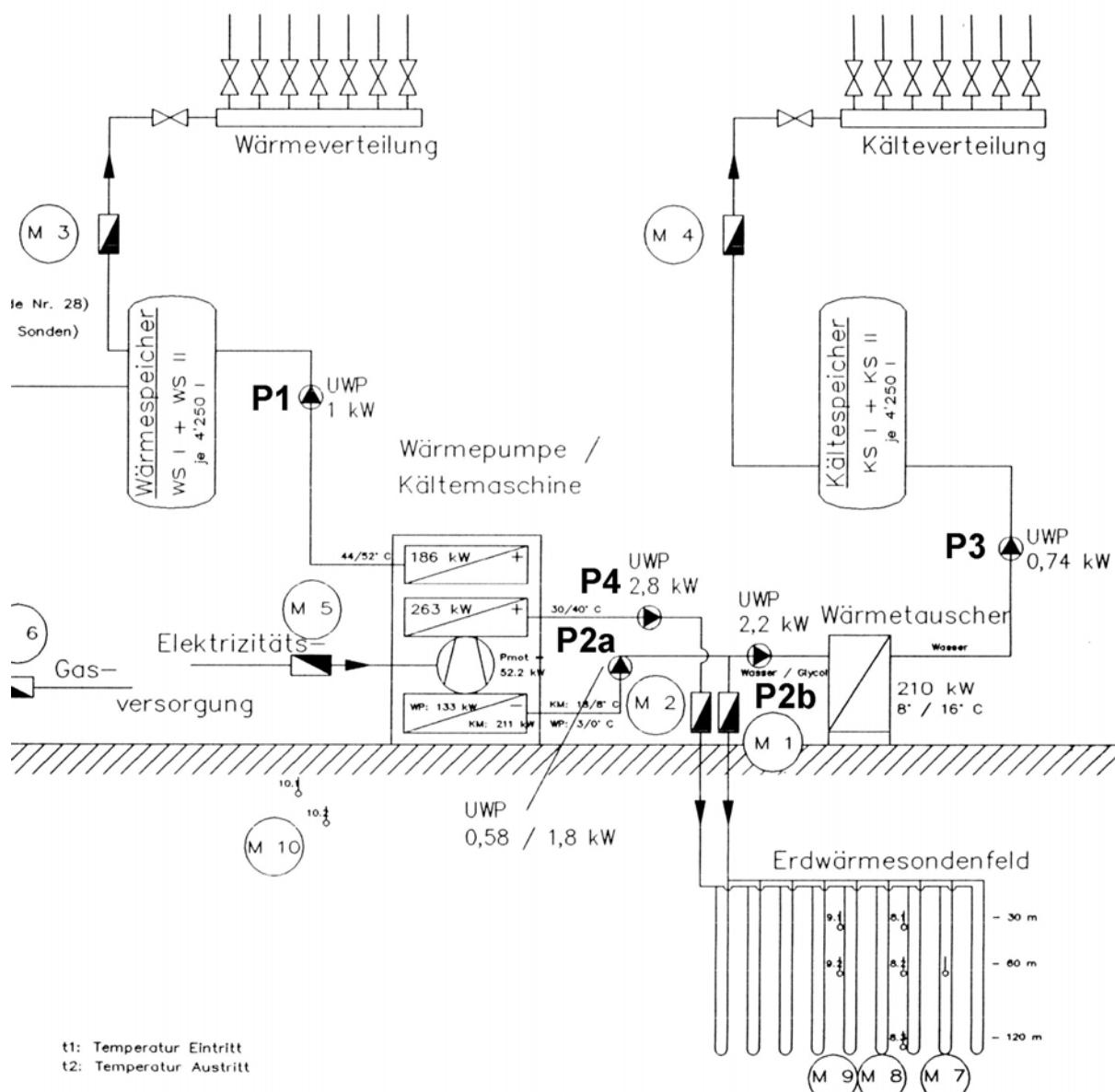


Fig. 3.1 Représentation du schéma de principe de l'installation Wollerau (source : Kapp und Morath, 1999).

La qualité des mesures à disposition n'a pas permis de simuler les sous-systèmes de l'installation (pompe à chaleur, machine frigorifique, sondes géothermiques, etc.) de manière indépendante et de les calibrer sur les performances thermiques mesurées. L'approche choisie a été de construire un modèle de simulation de l'ensemble du système (cf. annexe 1) et de reproduire les performances thermiques globales mesurées.

3.2. Performances thermiques simulées de l'installation

Les performances thermiques du système sont simulées pour les demandes annuelles d'énergie de chauffage et de refroidissement relevés durant la période de mesure. Celles-ci sont évaluées à :

470 MWh/an d'énergie de chauffage (design : 350 MWh/an)
75 MWh/an d'énergie de refroidissement (design : 85 MWh/an)

Relativement aux valeurs de design, les demandes d'énergie mesurées déséquilibrent d'avantage le bilan annuel de l'énergie extraite et de l'énergie injectée dans les sondes. Les performances moyennes annuelles du système (moyenne sur les 10 premières années de fonctionnement), sont montrées dans la figure 3.2.

Les performances thermiques simulées de l'installation, illustrées dans les figures 3.2 à 3.5, correspondent plus ou moins bien aux mesures des performances thermiques rapportées par Kapp und Morath (1999).

Bilan énergétique du système

kWh/an

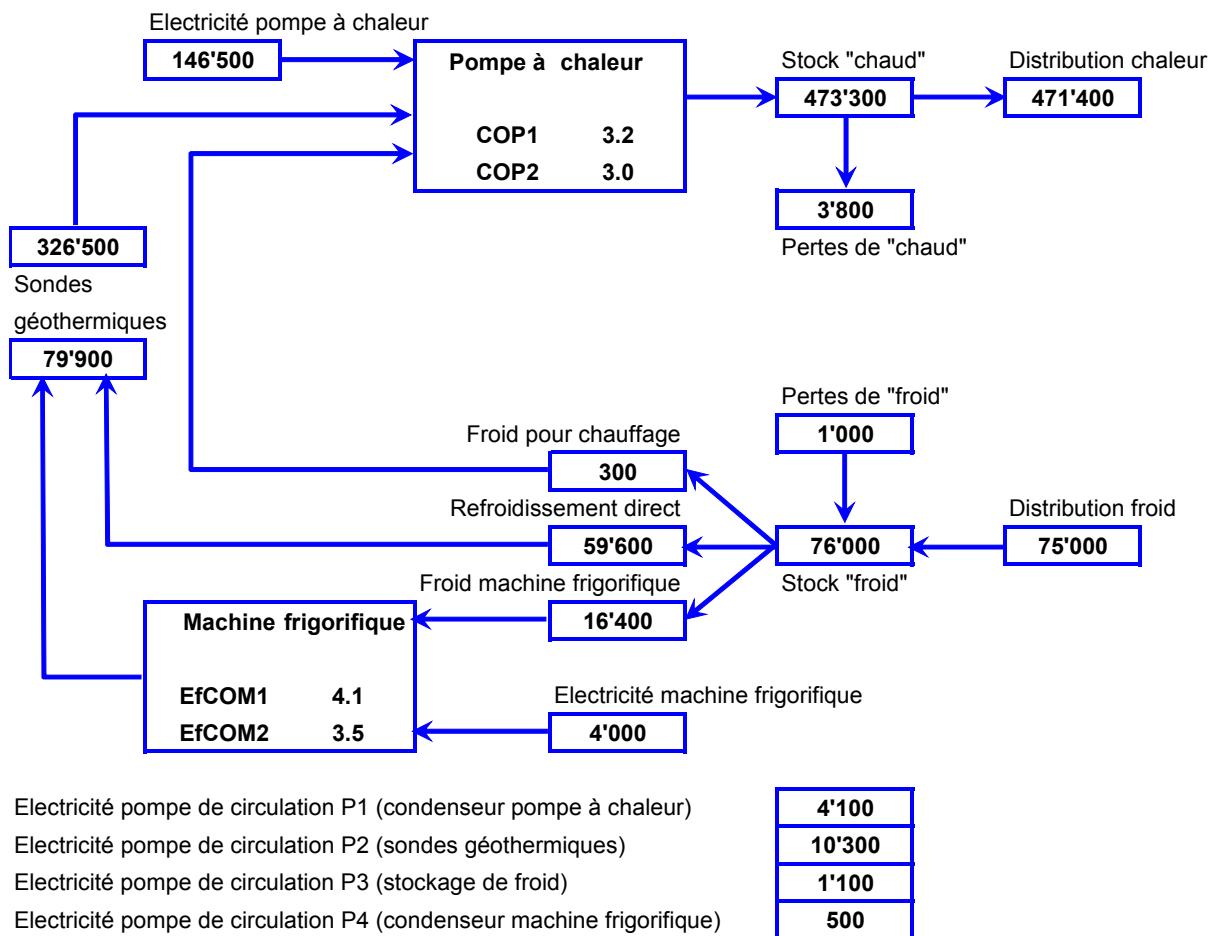


Fig. 3.2 Bilan énergétique simulé du système dit de référence (cf. annexe 1), sans considérer les transferts thermiques des tubes horizontaux. Les énergies annuelles indiquées sont une moyenne sur les 10 premières années de fonctionnement.

Le bilan énergétique du système permet de montrer que seulement **24%** de l'énergie annuelle extraite du terrain est réinjectée. Ce déséquilibre important se répercute sur les effets à long terme. La figure 3.3 montre l'évolution des températures moyennes mensuelles à l'entrée et à la sortie des sondes au cours des 10 premières années de fonctionnement. Les barres verticales attachées aux valeurs moyennes indiquent les écarts mensuels maximum entre la température moyenne et les températures de fluide maximum et minimum simulées à l'entrée des sondes.

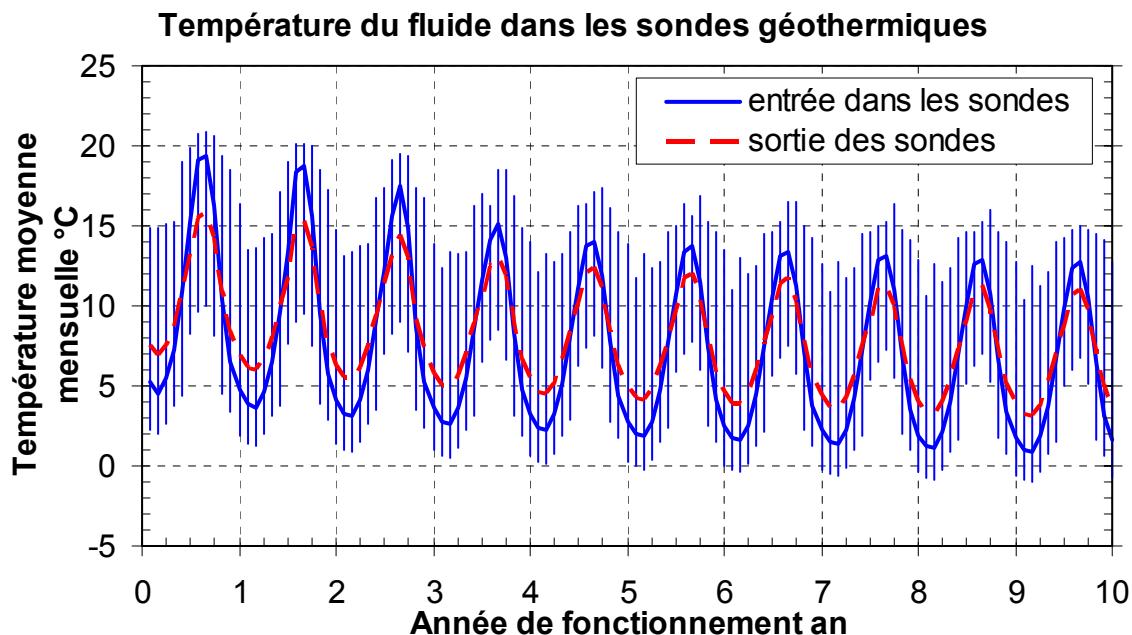


Fig. 3.3 Evolution des températures moyennes mensuelles du fluide à l'entrée et à la sortie des sondes. Les températures maximum et minimum mensuelles sont indiquées par les barres verticales. Les transferts thermiques des tubes horizontaux ne sont pas simulés.

La température minimum du fluide peut descendre sous 0°C après 5 ans de marche du système, dans la mesure où les demandes de chauffage et de refroidissement se répètent année après année. Elle atteint -1°C au bout de la 10^e année. Comme les sondes géothermiques sont placées sous le bâtiment, il n'est pas recommandé de laisser la température du fluide descendre davantage, afin de ne pas risquer de geler les sondes géothermiques elles-mêmes. Nous verrons dans la section suivante que si les transferts thermiques des connections horizontales sont pris en compte, la température du fluide ne descend plus sous la barre des 0 °C.

La part de refroidissement direct représente près de 80% de la production de froid sur les 10 premières années de fonctionnement (cf. figure 3.2). Cette fraction élevée s'explique par l'abaissement de la température du terrain qui favorise année après année le mode « refroidissement direct » (cf figure 3.4). Après 5 ans déjà, toute l'énergie de refroidissement est produite par refroidissement direct. Ceci indique que la production de froid par refroidissement direct est très sensible au niveau de température requis. Dans le cas de Wollerau, il suffit d'abaisser la température du terrain de quelques degrés pour se passer de la marche de la machine frigorifique. Inversement, une distribution de froid conçue pour des températures de fluide plus élevées permettrait de ne pas installer de machine frigorifique.

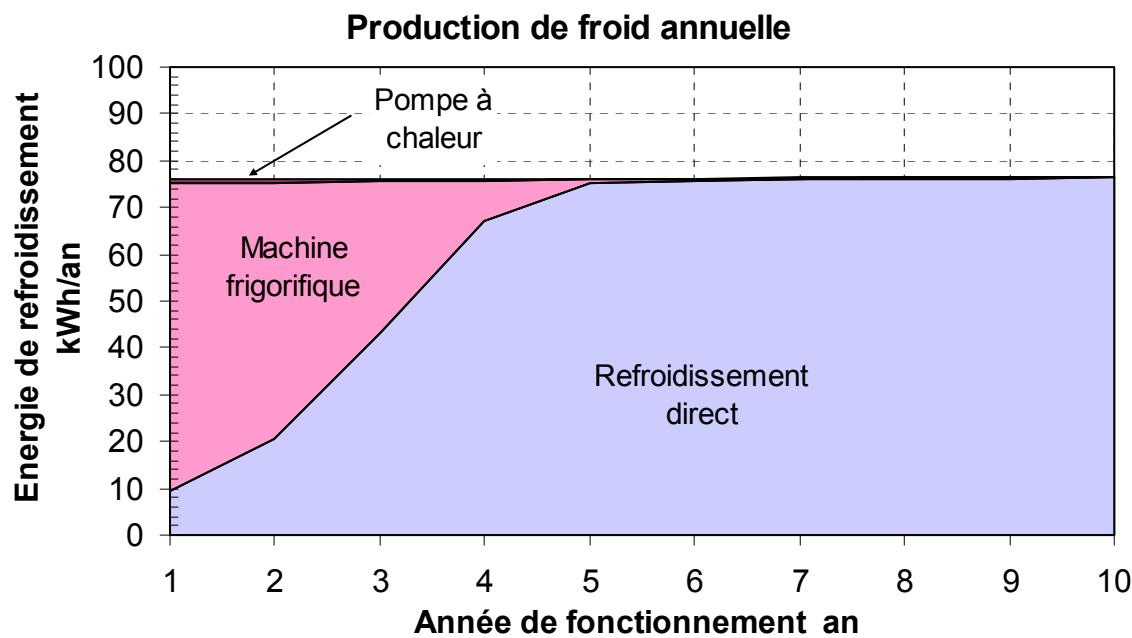


Fig. 3.4 Evolution de la couverture de la production de froid par la pompe à chaleur, la machine frigorifique et le mode de fonctionnement « refroidissement direct ». Les transferts thermiques des tubes horizontaux ne sont pas simulés.

La figure 3.5 permet de montrer l'évolution de l'extraction et de l'injection annuelle d'énergie thermique dans le terrain. La diminution progressive de l'utilisation de la machine frigorifique fait baisser l'injection de chaleur annuelle de 92 à 76 MWh. L'abaissement de l'énergie extraite, en raison de la légère diminution du coefficient de performance (COP) de la pompe à chaleur (PAC), est négligeable.

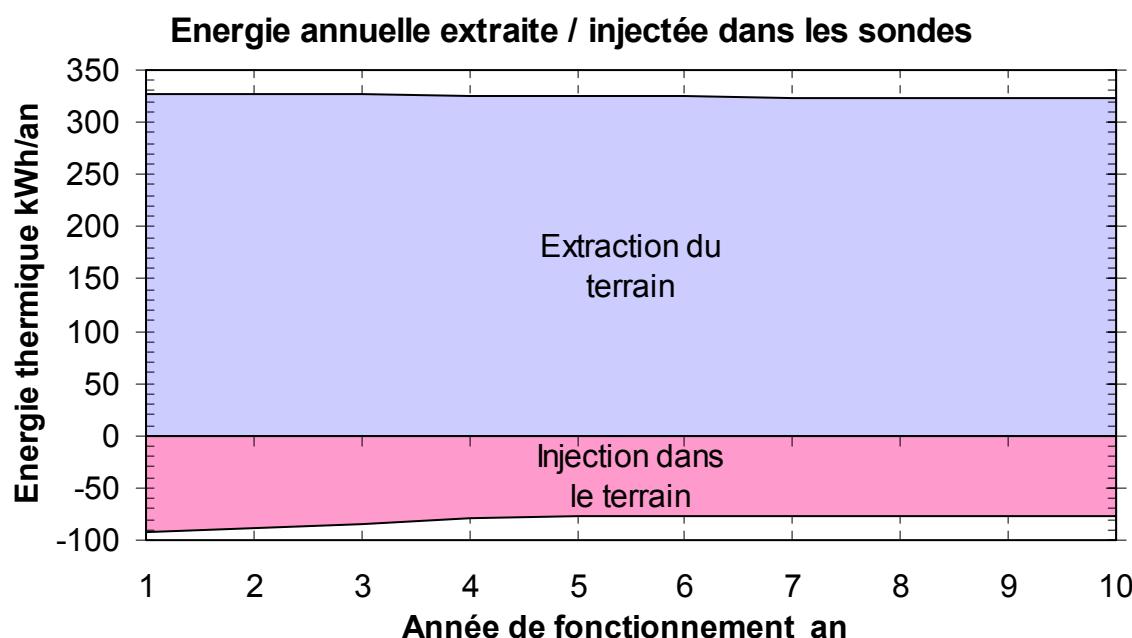


Fig. 3.5 Extraction et injection annuelle d'énergie thermique dans le terrain. Les transferts thermiques des tubes horizontaux ne sont pas simulés.

3.3. Estimation de l'influence des connections horizontales des sondes géothermiques

La simulation de la section précédente a été effectuée sans tenir compte des transferts thermiques des tubes horizontaux qui connectent les sondes géothermiques au système (connections horizontales). Dans cette section, une estimation grossière de ces transferts est calculée comme suit :

- longueur des « paquets » de tubes horizontaux : 270 m
- résistance thermique du fluide – terrain sur le pourtour des tubes : 0.1 K/(W/m)
- résistance thermique du terrain autour des tubes : 0.1 K/(W/m)
- part des transferts thermiques qui sont échangés avec la surface : 50%
- température moyenne de l'espace en surface, situé au-dessus des sondes (cette température est arbitrairement fixée constante au cours de l'année) : 18 °C

Ces paramètres déterminent une capacité de transfert de chaleur de 700 W/K entre le fluide contenu dans les tubes horizontaux et l'espace en surface (cave, garage, etc.).

L'influence des transferts thermiques des tubes horizontaux est bénéfique pour le système en mode chauffage, si l'on exclut l'effet sur le bilan énergétique du bâtiment. Durant une saison de chauffage, l'énergie extraite par les tubes représente environ 10% de l'énergie totale extraite par la pompe à chaleur, soit environ 30 MWh/an. Malheureusement, les pertes thermiques du bâtiment au travers de sa base sont augmentées d'autant.

En mode refroidissement, les transferts thermiques des connections ne contribuent pas à produire du « froid ». En moyenne, environ 5 MWh par année viennent s'ajouter aux rejets thermiques injectés dans les sondes. En conséquence, le rapport de l'énergie annuelle injectée sur l'énergie annuelle extraite est augmenté de 24 à **29%**. En conséquence, la température du terrain s'abaisse plus lentement au cours des années, et le mode refroidissement direct a besoin de plus d'années pour devenir prépondérant. Sur les 10 premières années de fonctionnement, le gain d'électricité réalisé en hiver en raison d'un COP légèrement plus élevé est annulé par le fonctionnement plus important de la machine frigorifique en été.

Les performances thermiques du système simulé avec l'effet des connections horizontales sont montrées dans les figures 3.6 et 3.7 pour comparaison avec les figures 3.2, 3.3 et 3.4.

Bilan énergétique du système

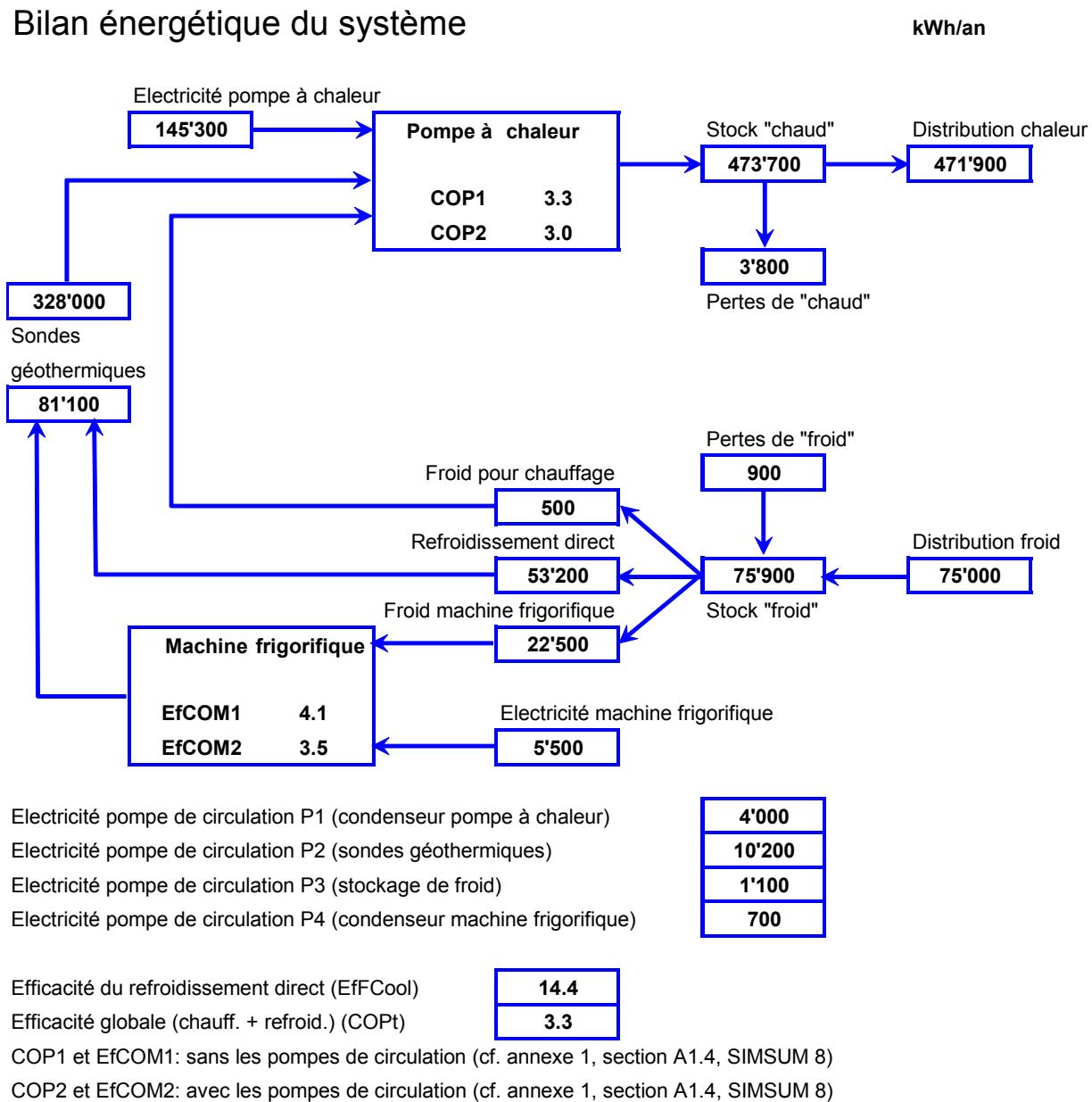


Fig. 3.6 Bilan énergétique du système dit de référence (cf. annexe 1) en prenant en compte les transferts thermiques des connections horizontales. Les énergies annuelles indiquées sont une moyenne sur les 10 premières années de fonctionnement.

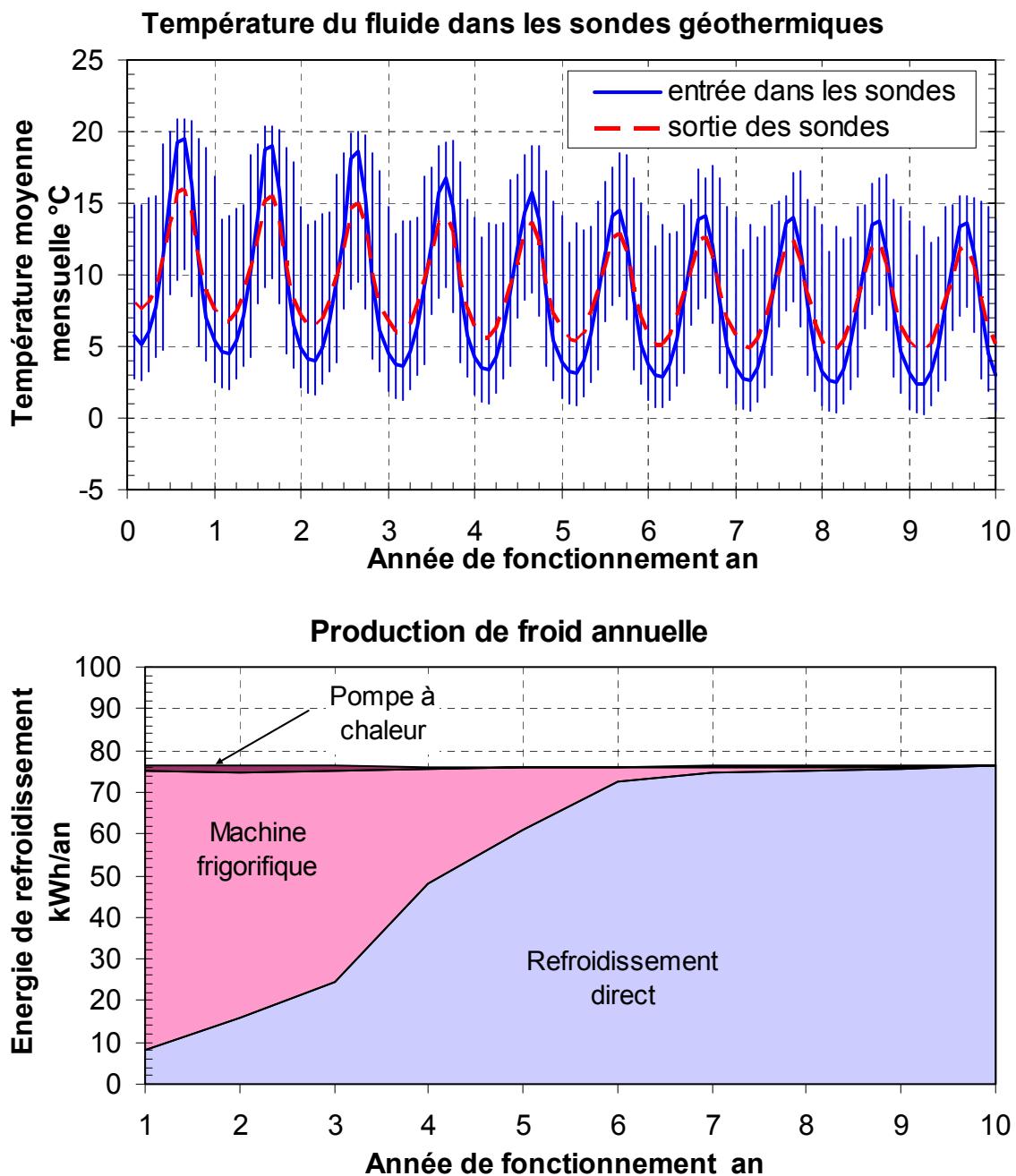


Fig. 3.7 Performances thermiques du système dit de référence (cf. annexe 1) pour les 10 premières années de fonctionnement. Les transferts thermiques des connections horizontales sont pris en compte. Les températures maximum et minimum mensuelles du graphe du haut sont indiquées par les barres verticales.

Le rapport « énergie annuelle injectée » sur « énergie annuelle extraite » reste toutefois très faible (inférieur à 30%). Cette basse valeur se répercute de façon négative sur les effets à long terme. A moins d'avoir une régénération thermique du terrain par un éventuel mouvement de l'eau souterraine, l'extraction de chaleur annuelle devra probablement être limitée après une dizaine d'année si le ratio annuel « injecté » sur « extrait » reste aussi bas.

4. La problématique du dimensionnement

La problématique liée à un système de chauffage et de refroidissement couplé à un nombre important de sondes géothermiques doit prendre en compte une multitude de facteurs. Les plus importants sont :

- les conditions géologiques et hydrogéologiques locales ;
- les transferts thermiques supplémentaires engendrés sous la base du bâtiment, si les sondes sont placées sous le bâtiment (isolation nécessaire ou pas) ;
- les besoins thermiques à couvrir (chaud et froid) ;
- les niveaux de température des distributions de chauffage et de refroidissement ;
- le concept de système (schéma de principe) pour satisfaire les demandes d'énergie tout en intégrant au mieux les sondes géothermiques ;
- etc.

Tous ces facteurs doivent être pris en considération pour dimensionner la taille de la pompe à chaleur et de l'éventuelle machine frigorifique, et le nombre, la longueur et la disposition des sondes géothermiques.

Le dimensionnement est conditionné par les variations de température permises du fluide circulant dans les sondes. Ces dernières dépendent aussi bien de la **dynamique à court terme** (intégration dans le système, dimensionnement de la pompe à chaleur, machine frigorifique) que des **effets à long terme**. Ces derniers, pour une configuration donnée (nombre, longueur et disposition des sondes) et en l'absence d'un écoulement significatif de l'eau souterraine, sont en grande partie influencés par le rapport des énergies annuelles extraite sur injectée dans les sondes.

Dans le cas de l'installation de Wollerau, les variations de température du fluide sont conditionnées par :

- la température **minimum** permise du fluide circulant dans les sondes, fixée à **0°C** (avec une marge d'erreur de plus ou moins 1 K) pour ne pas risquer le gel de la sonde ;
- la température **maximum** permise dans les sondes, dont la limite dépend de critères techniques ou pratiques. Avec une machine frigorifique, la température peut monter jusqu'à **25 – 30 °C**, voir même plus. En cas de refroidissement direct, la température limite est conditionnée par le niveau de température de la distribution de froid.

La difficulté est d'optimiser le système tout conservant suffisamment de marge pour tenir compte de conditions d'exploitation ou de paramètres qui ne sont plus égaux ou qui peuvent varier relativement aux valeurs de design. Il est donc important de ne pas avoir un dimensionnement trop juste ou trop à la limite du permissible. En particulier, le rapport des énergies thermiques annuelles « injectée » sur « extraite » des sondes ne doit pas être trop faible. On comprend l'importance des simulations, qui permettent d'évaluer la sensibilité du système à telle ou telle variation.

5. Système avec les demandes d'énergie de « design »

Nous avons vu (chapitre 3) qu'avec les demandes de chauffage et de refroidissement mesurées, répétées années après années, la température du fluide dans les sondes arrive à la limite inférieure admissible après une dizaine d'années. Afin de conserver une plus grande marge de manœuvre dans l'analyse de sensibilité, ce sont les demandes d'énergie de chauffage et de refroidissement prévues (design) qui sont utilisées.

5.1. Performances du système avec les demandes d'énergie de « design »

Pour rappel, les demandes d'énergie annuelle de chaleur et de froid prévues dans le projet (design) ont été déterminées à :

350 MWh/an d'énergie de chauffage	(mesuré : 470 MWh/an)
85 MWh/an d'énergie de refroidissement	(mesuré : 75 MWh/an)

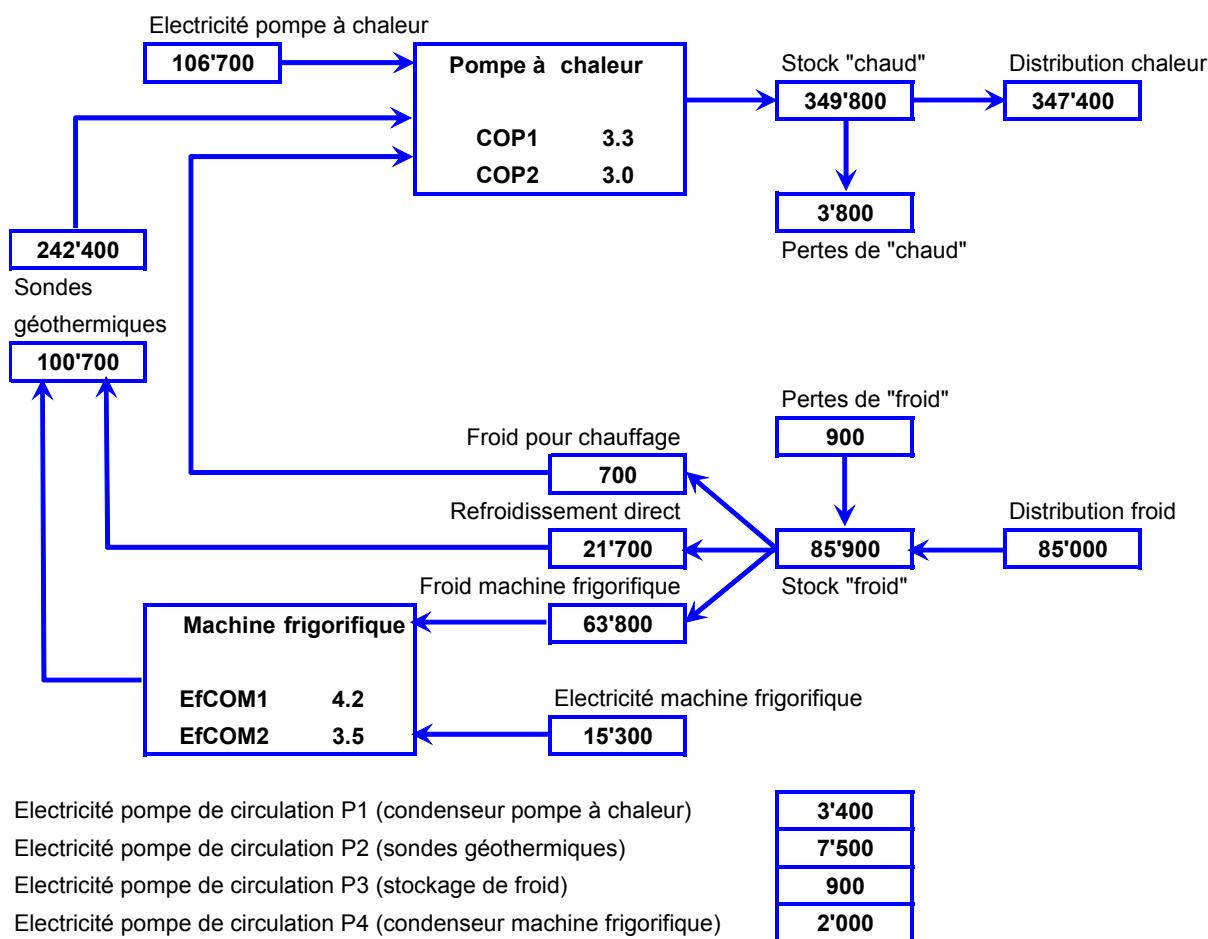
Les simulations sont effectuées sans la prise en compte des tubes horizontaux qui connectent les sondes. Les performances thermiques du système sont montrées dans les figures 5.1 et 5.2.

Le rapport « énergie annuelle injectée » sur « énergie annuelle extraite » des sondes est plus élevé que pour le cas simulé dans le chapitre 3 (en prenant les demandes d'énergie mesurées). Avec une valeur initiale de **44%**, il baisse légèrement au cours des années pour atteindre **41%** après 10 ans. L'effet le plus évident sur les performances thermiques du système est la part de refroidissement direct qui est nettement inférieure avec un rapport « injection sur extraction » plus élevé. Cette sensibilité est à attribuer au niveau de température de la distribution de « froid » (départ à 16 °C en été) qui n'est pas particulièrement favorable à l'utilisation directe des sondes géothermiques. On peut observer que si le COP de la pompe à chaleur et l'efficacité de la machine frigorifique ont tendance à être plus favorables avec un rapport « injection sur extraction » plus élevé, l'efficacité globale du système à tendance à baisser. L'efficacité globale du système, définie par COPt (cf. annexe 1, section A1.4, Simsum 8 ou section 5.2 « analyse de sensibilité »), est le rapport de l'énergie thermique totale délivrée dans les distributions de « chaud » et de « froid » par l'énergie électrique totale consommée par le système (PAC, machine frigorifique et pompes de circulation jusqu'aux distributions d'énergie thermique).

Avec les demandes d'énergie prévues pour le projet (design), les effets à long terme résultants de l'exploitation des sondes géothermiques ne mettent pas en danger la marche du système (pas de risque de gel dans les sondes, cf. figure 5.2).

Bilan énergétique du système

kWh/an



Electricité pompe de circulation P1 (condenseur pompe à chaleur)

3'400

Electricité pompe de circulation P2 (sondes géothermiques)

7'500

Electricité pompe de circulation P3 (stockage de froid)

900

Electricité pompe de circulation P4 (condenseur machine frigorifique)

2'000

Efficacité du refroidissement direct (EfFCool)

16.2

Efficacité globale (chauff. + refroid.) (COPt)

3.2

COP1 et EfCOM1: sans les pompes de circulation (cf. annexe 1, section A1.4, SIMSUM 8)

COP2 et EfCOM2: avec les pompes de circulation (cf. annexe 1, section A1.4, SIMSUM 8)

Fig. 5.1 Bilan énergétique simulé du système dit de référence (cf. annexe 1), mais avec les demandes de « chaud » et de « froid » prévues dans le projet (design), et sans considérer les transferts thermiques des tubes horizontaux. Les énergies annuelles indiquées sont une moyenne sur les 10 premières années de fonctionnement.

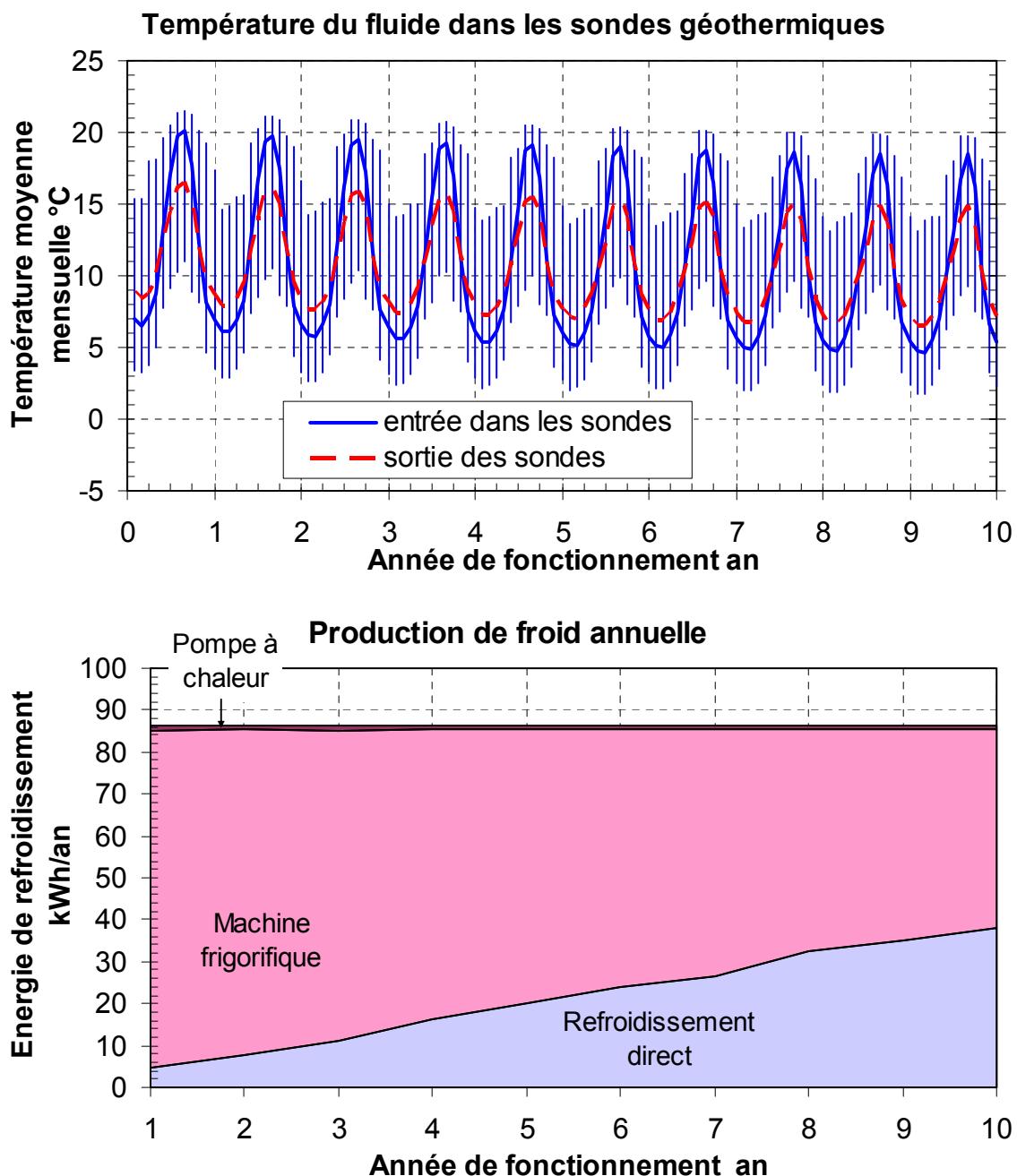


Fig. 5.2 Performances thermiques du système dit de référence (cf. annexe 1), mais avec les demandes de « chaud » et de « froid » prévues dans le projet (design), et sans considérer les transferts thermiques des tubes horizontaux. Les températures maximum et minimum mensuelles du graphe du haut sont indiquées par les barres verticales.

Une simulation sur 40 ans du système a montré que la température minimum du fluide circulant dans les sondes reste voisine de 0°C. Entre la 10^e et la 40^e année, l'abaissement de la température minimum est inférieur à 2 K.

5.2. Analyse de sensibilité

L'analyse de sensibilité n'est effectuée que sur deux paramètres du système. Ils sont toutefois importants pour le dimensionnement. Ce sont la conductibilité thermique moyenne du terrain λ et la longueur totale des sondes géothermiques H.

La figure 5.3 permet de montrer la sensibilité des indices de performances principaux du système à la conductibilité thermique moyenne du terrain. Cette dernière est variée de -30% à + 30% autour de sa valeur de design, fixée à 2.3 W/mK. Les indices de performances sélectionnés sont :

- **COP** : coefficient de performance moyen de la pompe à chaleur sur les dix premières années de fonctionnement du système (sans prendre en compte l'énergie électrique consommée par les pompes de circulation).
- **EffCool** : efficacité moyenne de la machine frigorifique sur les dix premières années de fonctionnement du système (sans prendre en compte l'énergie électrique consommée par les pompes de circulation).
- **EffFree** : efficacité moyenne du mode de fonctionnement « refroidissement direct ». Il s'agit du rapport entre l'énergie frigorifique produite et l'énergie électrique consommée par les pompes de circulation quand le système fonctionne dans ce mode (pompes P2b et P3 de la figure 3.1) .
- **COPt** : efficacité globale du système sur ses dix premières années de fonctionnement. Il s'agit du rapport de l'énergie thermique totale délivrée dans les distributions de « chaud » et de « froid » par l'énergie électrique totale consommée par le système (PAC, machine frigorifique et pompes de circulation P1, P2a, P2b P3 et P4 de la figure 3.1).

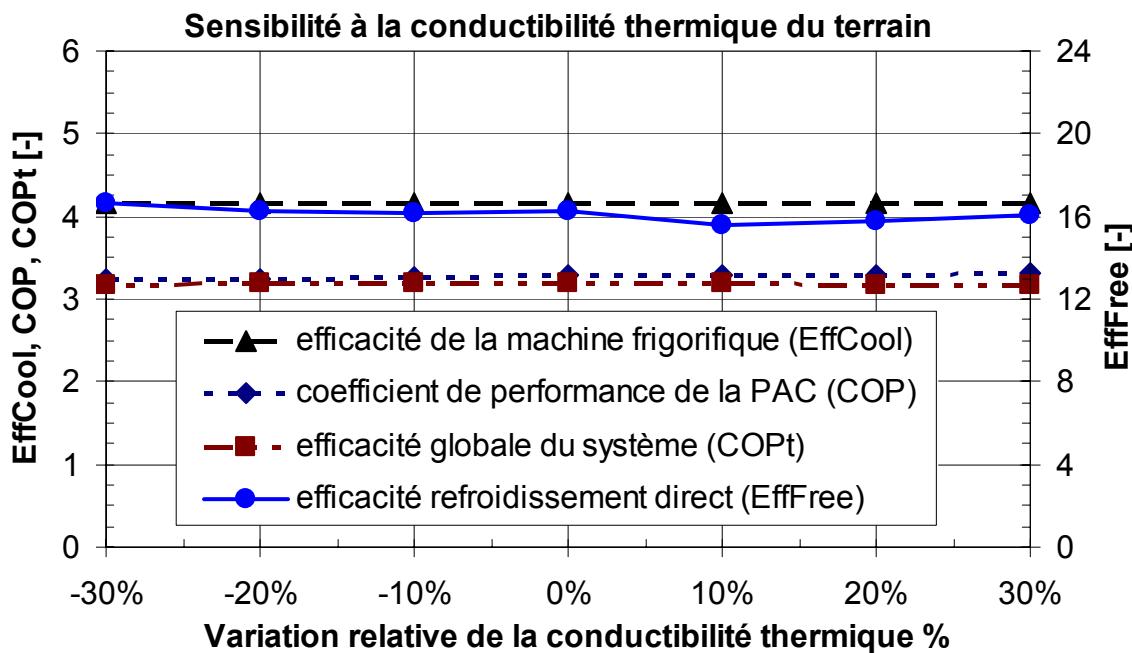


Fig. 5.3 Sensibilité des indices de performances principaux du système à la conductibilité thermique moyenne du terrain.

Les indices de performance du système sont étonnamment peu sensibles à la conductibilité thermique du terrain dans la plage de variation sélectionnée. En revanche la part de refroidissement direct (fraction de l'énergie frigorifique couverte par refroidissement direct durant les 10 premières années de fonctionnement) et la température minimum du fluide circulant dans les sondes sont beaucoup plus sensibles à la conductibilité thermique moyenne du terrain (cf. figure 5.4).

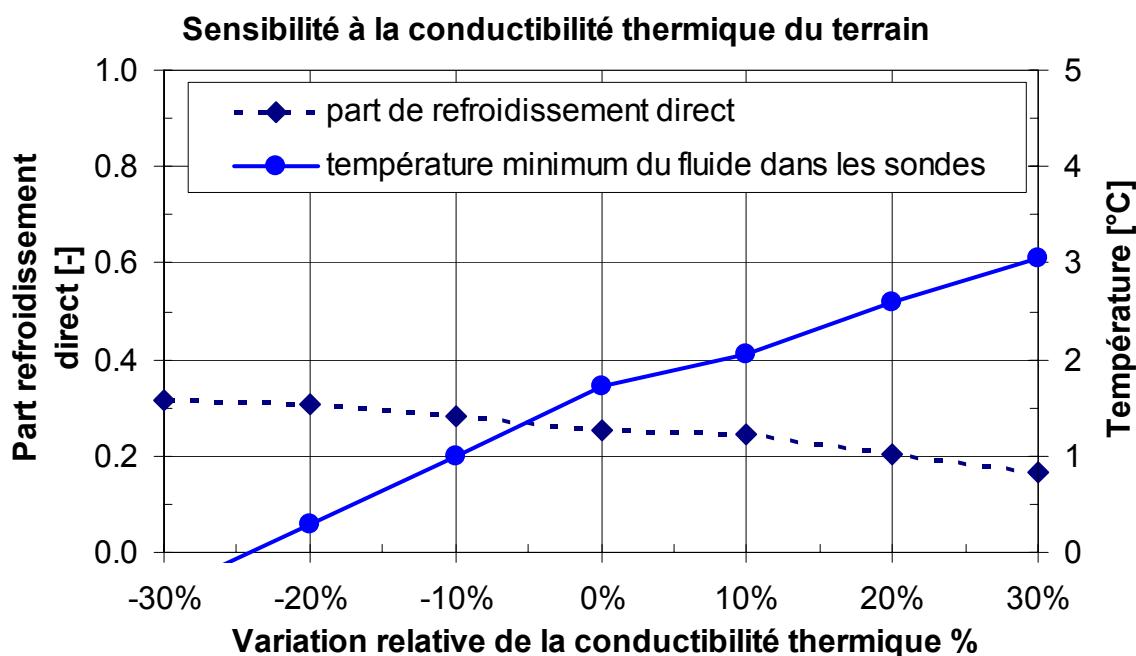


Fig. 5.4 Sensibilité de la part de refroidissement direct et de la température minimum du fluide circulant dans les sondes (après dix ans) à la conductibilité thermique moyenne du terrain.

L'énergie frigorifique qui peut être couverte par refroidissement direct diminue avec une augmentation de la conductibilité thermique du terrain, simplement par le fait que la température du terrain dans la zone des sondes ne s'abaisse pas autant. L'effet est directement visible sur la température minimum du fluide circulant dans les sondes, dont la valeur passe sous la barre des 0°C avec la conductibilité thermique du terrain la plus faible. Ceci montre l'importance de ne pas avoir un dimensionnement trop juste du système, de manière à pouvoir « tolérer » un écart à une valeur de design (comme par exemple la conductibilité thermique du terrain).

La figure 5.5 permet de montrer la sensibilité des indices de performances du système à la longueur totale des sondes géothermiques. Cette dernière est variée de -30% à + 30% autour de sa valeur de design, fixée à 32 x 135 m, soit 4'320 m.

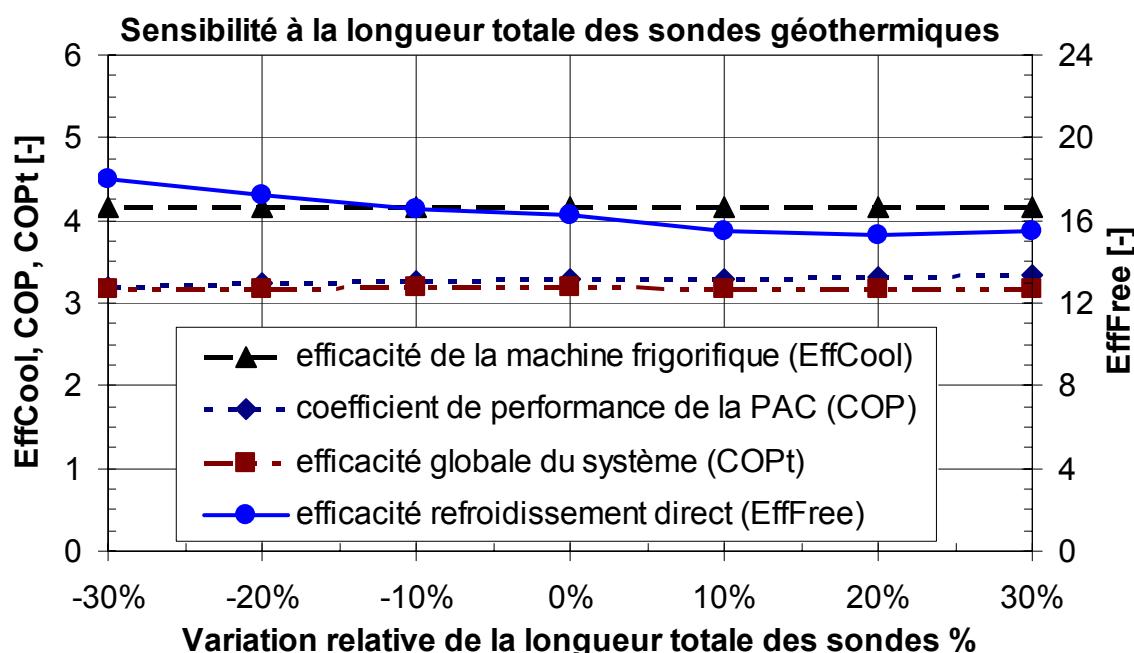


Fig. 5.5 Sensibilité des indices de performances principaux du système à la longueur totale des sondes géothermiques.

Les indices de performance du système sont également peu sensibles à la longueur totale des sondes dans la plage de variation sélectionnée. Comme précédemment, la part de refroidissement direct et la température minimum du fluide circulant dans les sondes est beaucoup plus sensible à la longueur totale des sondes géothermiques (cf. figure 5.6).

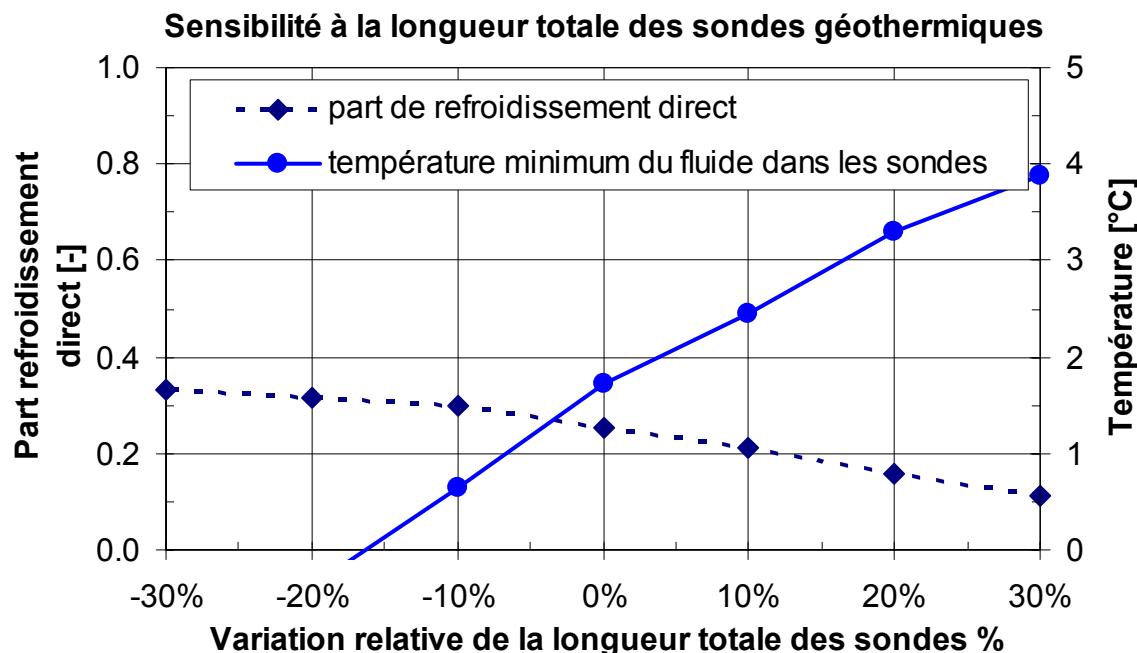


Fig. 5.6 Sensibilité de la part de refroidissement direct et de la température minimum du fluide circulant dans les sondes (après dix ans) à la longueur totale des sondes géothermiques.

La sensibilité à la longueur totale des sondes est encore plus accentuée que la sensibilité à la conductibilité thermique du terrain. Si la longueur des sondes géothermiques ne permet pas d'améliorer de façon significative les indices de performances du système, elle est en revanche primordiale pour la viabilité à long terme du système. Compte tenu des écarts possibles des paramètres utilisés pour le dimensionnement, il est important de ne pas dimensionner trop juste la longueur des sondes. Ceci est d'autant plus important que le dimensionnement est sensible au rapport des demandes annuelles d'énergie de chauffage et de refroidissement.

5.3. Sensibilité au niveau de température de chauffage

Les deux paramètres évalués dans la section précédente (la conductibilité thermique moyenne du terrain et la longueur totale des sondes géothermiques) sont très importants pour le dimensionnement du système et sa viabilité à long terme, mais ils ont une influence mineure sur les performances thermiques du système (évaluées avec les indices de performances définis précédemment). Dans cette section, les indices de performance du système sont recalculés pour une distribution de chaleur à basse température.

Les niveaux de température dans la distribution de chaleur sont montrés dans la figure 5.7. La température de départ est abaissée de 10 K. Cela signifie que la régulation du système est également adaptée. Le critère de température dans le stockage de « chaud » est également baissé de 10 K pour le déclenchement de la pompe à chaleur.

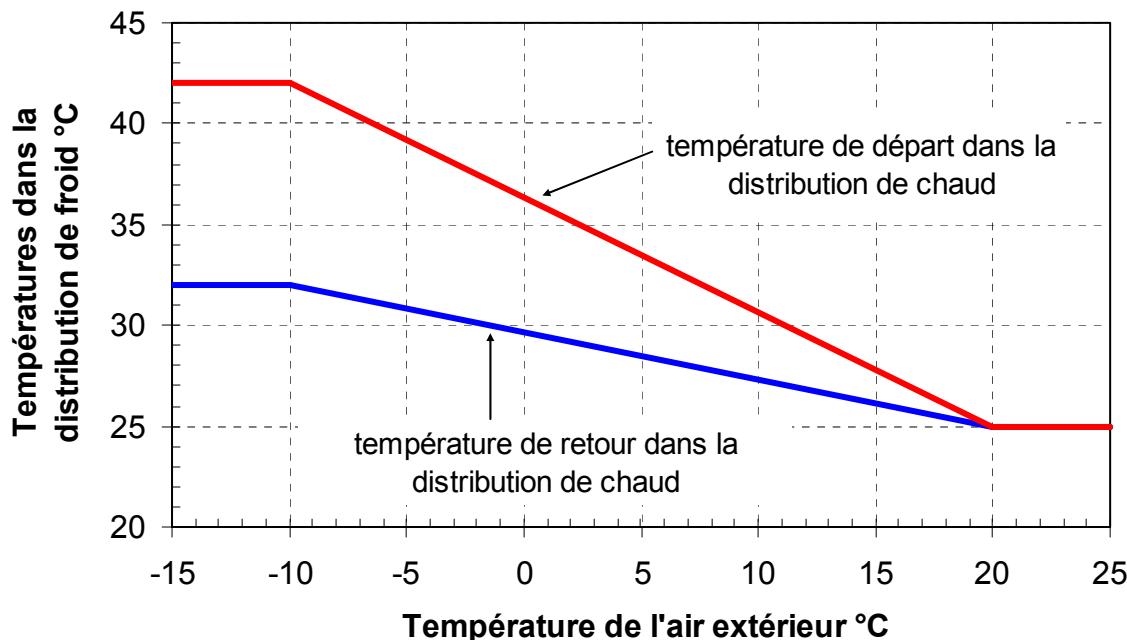


Fig. 5.7 Températures « aller » et « retour » du fluide caloporteur dans la distribution de chauffage, au départ du stockage de chaud. La température de départ est 10 K plus basse que dans le système de référence.

Les indices de performance du système sont listés dans la table 5.1 et peuvent être comparés au système calculé avec les niveaux de température de la distribution de chaleur de référence (52°C / 42°C par -10°C extérieur). La part de refroidissement direct dans la production de froid des 10 premières années et la température de fluide minimum dans les sondes après 10 ans sont également reportés dans la table.

Distribution de chaleur		52 °C / 42 °C par -10 °C	42 °C / 32 °C par -10 °C
Coefficient de performance	COP	3.3	3.8
Efficacité machine frigorifique	EffCool	4.2	4.2
Efficacité refroidissement direct	EffFree	16.2	15.1
Efficacité globale du système	COPt	3.2	3.7
Part de refroidissement direct		0.25	0.39
Température de fluide minimum dans les sondes		1.7 °C	0.4 °C

Table 5.1 Indices de performance du système, part de refroidissement direct et température minimum du fluide circulant dans les sondes (après dix ans) en fonction du niveau de température dans la distribution de chaleur.

Une amélioration significative des indices de performance, plus particulièrement de l'efficacité globale du système (COPt), passe par un abaissement sensible des niveaux de température dans la distribution de chaleur. On peut remarquer que la température minimum du fluide dans les sondes est plus basse en raison de

l'augmentation du COP. Cet effet a, pour conséquence, une augmentation de 10% de la puissance d'extraction sur les sondes et de 5% sur l'énergie annuelle extraite du terrain (37 W/m au lieu de 33 W/m et 59 kWh/m/an au lieu de 56 kWh/m/an).

5.4. Sensibilité au niveau de température de refroidissement

Dans cette section, les indices de performance du système sont évalués pour une distribution de refroidissement à plus haute température. Les niveaux de température sont montrés dans la figure 5.8. La température de départ est augmentée de 6 K, ce qui correspond à 22 °C en été. La régulation du système est également adaptée. Le critère de température dans le stockage de « froid » est augmenté de 6 K pour le déclenchement de la machine frigorifique.

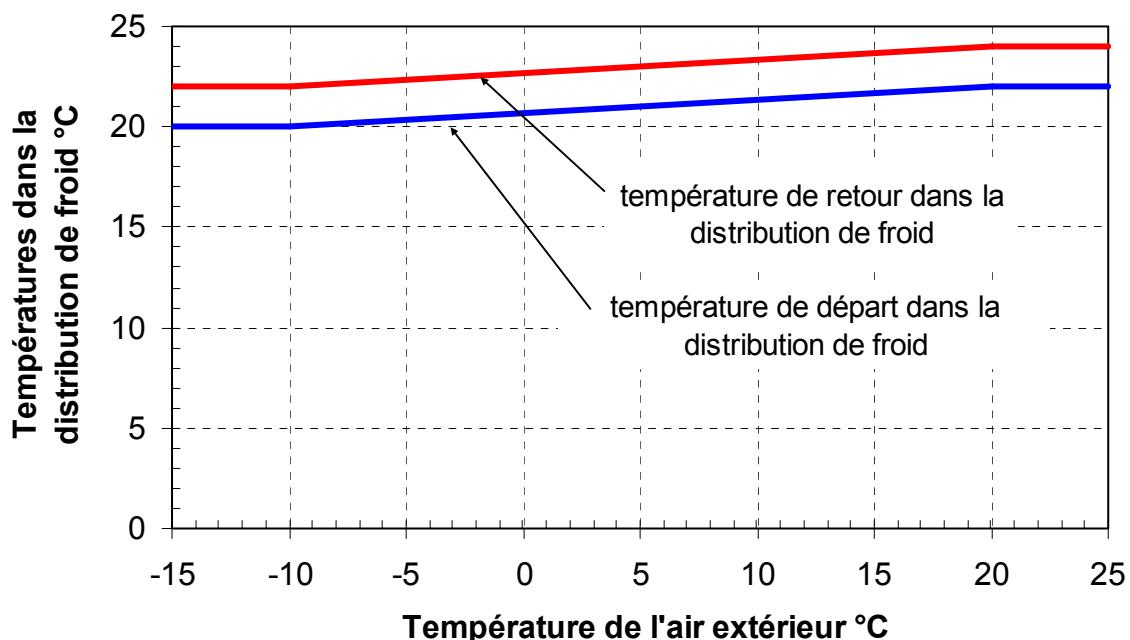


Fig. 5.8 Températures « aller » et « retour » du fluide caloporteur dans la distribution de refroidissement, au départ du stockage de froid. La température de départ est 6 K plus haute que dans le système de référence.

Comme précédemment, les indices de performance du système sont listés dans la table 5.2, de même que la part de refroidissement direct dans la production de froid des 10 premières années et la température de fluide minimum dans les sondes après 10 ans.

Distribution de « froid »		16 °C / 18 °C par 20 °C	22 °C / 24 °C par 20 °C
Coefficient de performance	COP	3.3	3.3
Efficacité machine frigorifique	EffCool	4.2	-
Efficacité refroidissement direct	EffFree	16.2	14.6
Efficacité globale du système	COPt	3.2	3.5
Part de refroidissement direct		0.25	1.00
Température de fluide minimum dans les sondes		1.7 °C	1.4 °C

Table 5.1 Indices de performance du système, part de refroidissement direct et température minimum du fluide circulant dans les sondes (après dix ans) en fonction du niveau de température dans la distribution de « froid ».

De nouveau une amélioration significative des indices de performances est observée, et en particulier l'efficacité globale du système (COPt). A noter que la machine frigorifique n'a pas besoin de fonctionner, la totalité des besoins de refroidissement sont satisfaits dès la première année de fonctionnement. La puissance maximum de refroidissement direct varie de 45 W/m la première année à 49 W/m la dixième année. L'énergie annuelle de refroidissement direct correspond à une injection de 20 kWh/m/an dans les sondes.

6. Concept énergétique du bâtiment pour une intégration optimale des sondes géothermique

Si les paramètres de dimensionnement sont primordiaux pour assurer la faisabilité technique et la viabilité à long terme du système, son intégration dans le concept énergétique global du bâtiment est déterminante sur ses performances thermiques, et par conséquent sur ses indices de performances. Nous avons vu que les niveaux de températures dans la distribution de chaleur conditionnent directement les performances thermiques de la pompe à chaleur. D'autre part les niveaux de température dans la distribution de « froid » déterminent non seulement les performances thermiques de la machine frigorifique, mais également la possibilité de s'en passer complètement. Finalement, le rapport entre les demandes annuelles d'énergie de chauffage et de refroidissement conditionne le type de système et la configuration des sondes géothermiques. Une intégration optimale d'un système avec sondes géothermiques passe par une distribution de « chaleur » à très basse température et une distribution de « refroidissement » à la plus haute température possible.

6.1. Les distributions d'énergie de chauffage et de refroidissement

Dans ce chapitre, le système simulé est utilisé pour explorer sa potentialité relativement à une intégration optimale dans le concept énergétique du bâtiment. Ceci permet une distribution à très basse température pour le chauffage (température de départ à 35 °C maximum). De même une intégration optimale devrait permettre des niveaux de température élevés dans la distribution de refroidissement. Ceux du chapitre précédent sont adoptés (température de départ de 22 °C en été). Les niveaux de température des distributions sont montrés dans la figure 6.1.

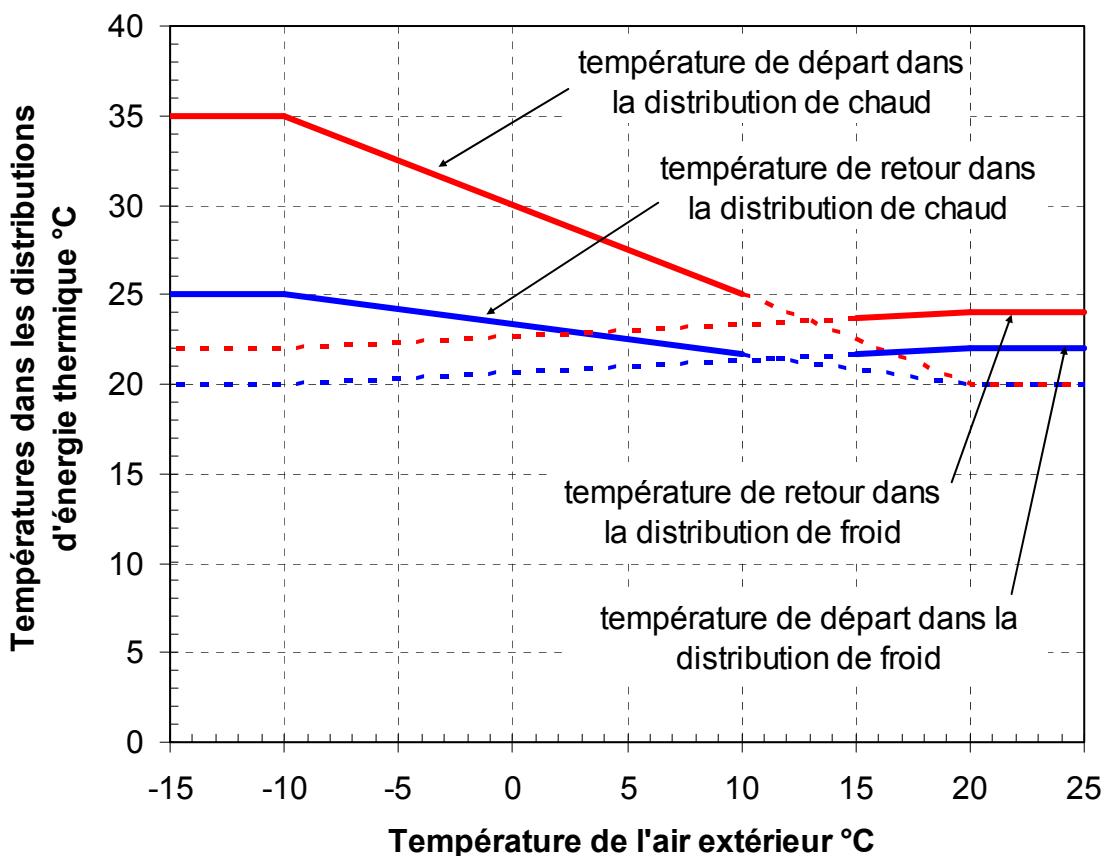


Fig. 6.1 Températures « aller » et « retour » du fluide caloporteur dans la distribution de chauffage et de refroidissement.

Les niveaux de température de la figure 6.1 impliquent que le bâtiment a été conçu pour satisfaire à un standard du type Minergie ou équivalent. Les distributions d'énergie de chauffage et de refroidissement seraient idéalement réalisées par des dalles actives, ce qui permettrait en plus de se passer des stockages de « chaud » et de « froid ». A noter que le système serait très probablement bivalent : une production auxiliaire pourrait permettre, le cas échéant, de mieux contrôler le bilan annuel des énergies injectée et extraite des sondes.

Dans cette analyse, nous nous limitons à la simulation des installations techniques, sans couplage thermique avec le bâtiment. Les demandes d'énergie de chauffage et de refroidissement sont données en entrée au modèle de simulation. Ces demandes sont entièrement couvertes par le système, sans l'aide d'un éventuel appoint d'énergie auxiliaire. La demande d'énergie de chauffage de design (350 MWh/an) est fixée, et la demande d'énergie de refroidissement est progressivement augmentée (de 85 à 255 MWh/an).

6.2. Sensibilité à l'importance de la demande d'énergie de refroidissement

Les performances thermiques du système sont montrées en fonction du rapport de l'énergie thermique annuelle injectée dans les sondes par l'énergie thermique extraite. Elles sont montrées dans les figures 6.2 à 6.4.

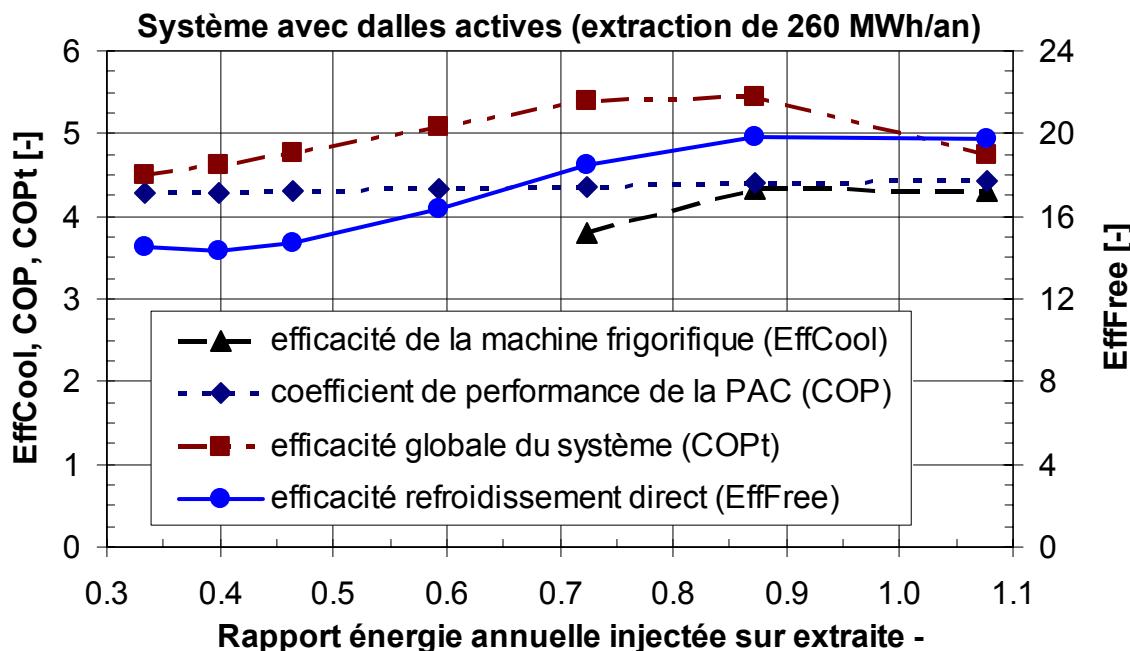


Fig. 6.2 Indices de performance du système pour une intégration optimale.

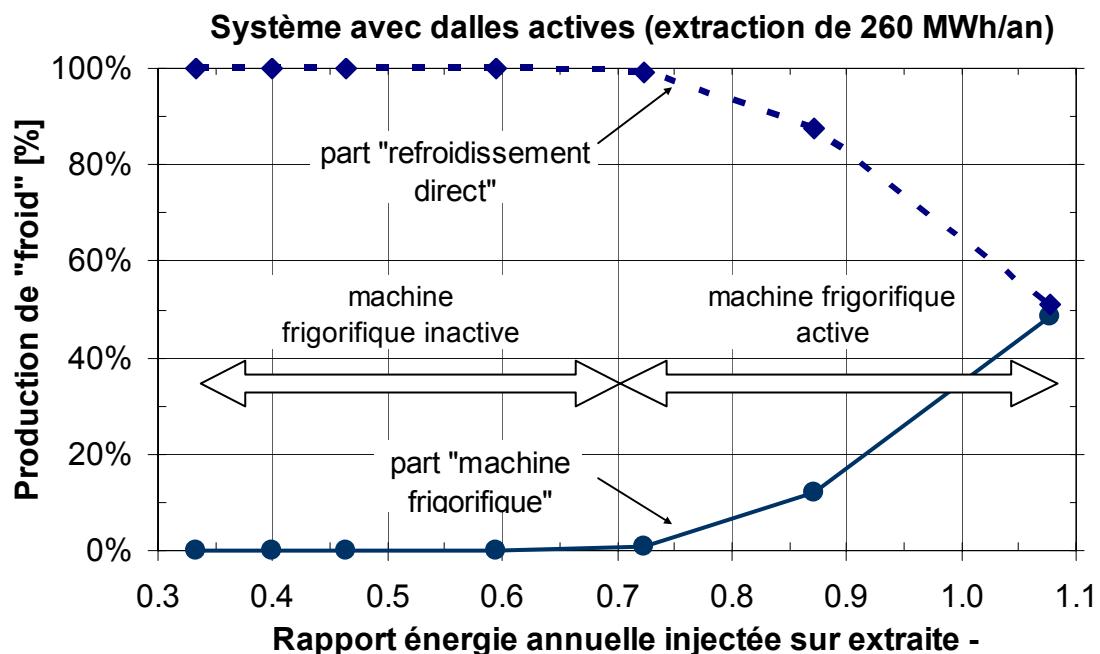


Fig. 6.3 Production de « froid » pour les 10 premières années de fonctionnement.

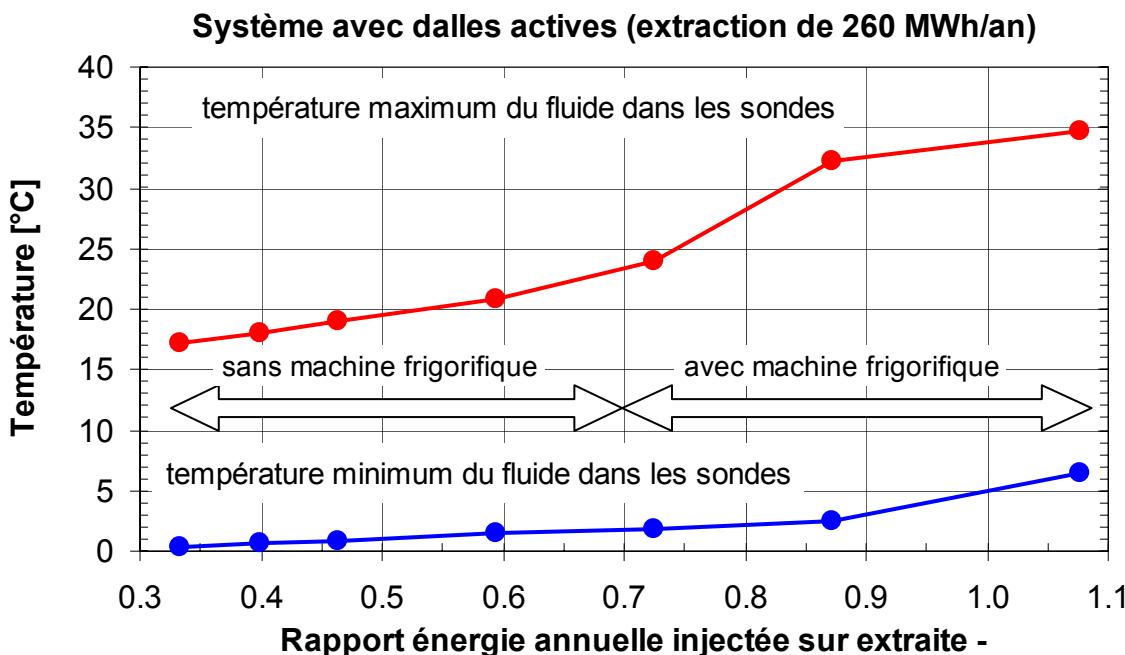


Fig. 6.4 Température de fluide maximum et minimum dans les sondes la 10^e année de fonctionnement.

Une intégration optimale du système permet de sensiblement augmenter ses indices de performances. L'efficacité globale du système peut dépasser la valeur de 5 avec ou sans machine frigorifique. La nécessité d'avoir ou non une machine frigorifique dépend de l'importance de la demande d'énergie de refroidissement relativement à la demande de chaleur, et donc du rapport de l'énergie annuelle injectée sur l'énergie annuelle extraite des sondes géothermiques.

Un système sans machine frigorifique peut être envisagé si le rapport est compris entre 0.3 et 0.7. Une machine frigorifique devient nécessaire pour un rapport supérieur à 0.7. Toutefois, le rapport ne devrait pas dépasser 0.9. Dans ce cas, la température du terrain a tendance à augmenter et la part de refroidissement direct tend à diminuer avec les années. Ceci a pour conséquence un diminution de l'efficacité globale du système et une augmentation de la température de fluide maximum dans les sondes. Dans ce cas de figure, on ne peut plus parler de stockage souterrain de « froid ».

Une utilisation significative de la machine frigorifique (avec un rapport « énergie annuelle injectée sur énergie annuelle extraite des sondes » supérieur à 0.8), doit être compatible avec la température maximum permise du fluide dans les sondes.

Dans le graph de la figure 6.4, on observe une augmentation plus rapide de la température minimum du fluide dans les sondes pour un rapport supérieur à 0.9. Ceci s'explique par la marche de la pompe à chaleur, dont les bonnes performances thermiques permettent de la faire fonctionner uniquement à mi-régime.

6.3. Type de système en fonction de l'importance relative de la demande d'énergie de refroidissement

L'évaluation de ce chapitre se base sur les résultats des simulations effectuées avec le système de Wollerau. En particulier, on suppose que les transferts thermiques dans le terrain sont dominés par la diffusion de chaleur (un éventuel écoulement de l'eau souterraine n'est pas pris en considération). Pour la configuration des sondes géothermiques simulées (32 sondes de 135 m de longueur chacune, espacées d'environ 8 mètres et disposées sur 3 rangées), un dimensionnement correct du système livre les valeurs suivantes pour l'extraction de chaleur :

Extraction de chaleur par mètre de sonde géothermique :

60 kWh/m/an

40 W/m

Ce dimensionnement n'est possible que si au moins **20 kWh/m/an** est réinjecté dans les sondes. Le rapport des énergies annuelles « injectée sur extraite » est de 0.3. Avec des températures de distribution relativement élevées dans la distribution de froid (22 °C au départ, cf. figure 6.1), un système faisant **seulement du refroidissement direct** (sans machine frigorifique) peut être envisagé si le rapport « injecté sur extracté » est compris entre **0.3 et 0.7**.

Système avec **refroidissement direct uniquement**, injection de chaleur par mètre de sonde :

20-35 kWh/m/an

pointe: 40-50 W/m

moyenne: 10-13 W/m

Si les pointes de puissances de refroidissement peuvent atteindre 50 W/m, la puissance moyenne de refroidissement (rapport de l'énergie totale par la durée de marche totale) est beaucoup plus basse (entre 10 et 13 W/m). Ceci joue encore une fois en faveur d'une distribution de chaleur par dalles actives, dont la grande inertie thermique permet de palier au manque d'adéquation entre la demande de puissance de refroidissement et l'offre de puissance issue du mode refroidissement direct. Dans le système simulé, le manque d'adéquation entre l'offre et la demande est réalisé par un stock à eau de 8.5 m³.

Avec un rapport « injecté sur extracté » compris entre **0.7 et 0.9**, le mode de fonctionnement direct est prépondérant. Toutefois l'utilisation d'une machine frigorifique est nécessaire pour satisfaire la totalité de la demande de refroidissement.

Système avec **refroidissement direct + machine frigorifique**. Injection de chaleur par mètre de sonde pour le rapport « injecté sur extracté » de 0.9 :

54 kWh/m/an

pointe: 60 W/m

moyenne: 16 W/m

Pour un rapport « injecté sur extrait » **supérieur à 0.9**, la température du terrain dans la zone des sondes a tendance à augmenter avec les années et le mode refroidissement direct devient marginal. Dans ce cas, la température maximum du fluide circulant dans les sondes doit être compatible avec la valeur maximum permise.

Dans la figure 6.5, le type de système est montré en fonction du rapport des demandes d'énergie annuelles de chauffage et de refroidissement. Ce dernier dépend du coefficient de performance annuel de la pompe à chaleur, puisque ce dernier influence la quantité d'énergie extraite des sondes, et donc le rapport « injecté sur extrait ». Le COP est varié entre 3 et 5. On suppose en revanche que l'efficacité de la machine frigorifique n'a pas d'influence significative, car la production de froid est principalement couverte par refroidissement direct. On rappelle que la figure 6.5 est valable pour une distribution de refroidissement à « haute » température (22°C pour la température de départ). Elle pourrait être réalisée par l'utilisation de dalles actives.

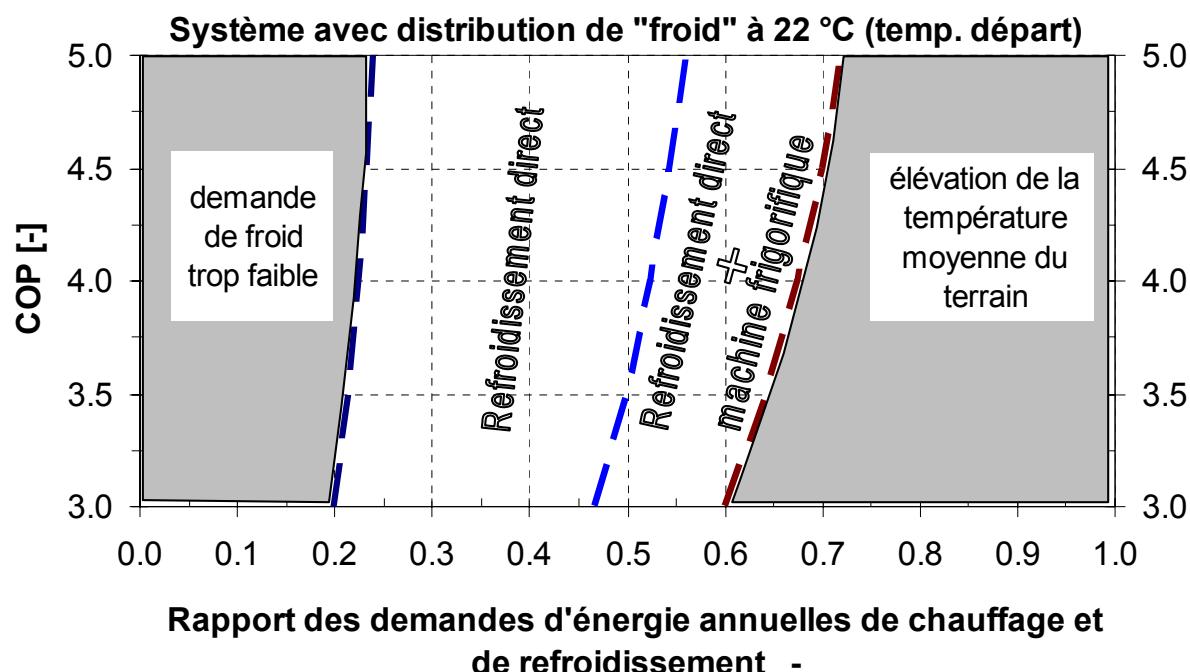


Fig. 6.5 Type de production de froid en fonction de l'importance de la demande d'énergie de refroidissement relativement à la demande d'énergie de chauffage. La zone grise à droite du graphique est peu favorable au refroidissement direct. Il n'y a pas stockage de froid.

A titre de règles du pouce pour une première évaluation d'un concept de système utilisant des sondes géothermiques et pouvant bénéficier d'une distribution de refroidissement à haute température, on peut énoncer :

système avec **refroidissement direct seulement**

$$\frac{1}{4} Q_{\text{chauffage}} < Q_{\text{refroidissement}} < \frac{1}{2} Q_{\text{chauffage}}$$

système avec **refroidissement direct (prédominance) et machine frigorifique**

$$\frac{1}{2} Q_{\text{chauffage}} < Q_{\text{refroidissement}} < \frac{2}{3} Q_{\text{chauffage}}$$

$Q_{\text{chauffage}}$: demande d'énergie annuelle de chauffage

$Q_{\text{refroidissement}}$: demande d'énergie annuelle de refroidissement

Les sondes géothermiques sont dimensionnées pour l'extraction de chaleur avec **40 W/m** et **60 kWh/m/an**. Une puissance d'extraction légèrement supérieure (en W/m) peut être compensée par une énergie annuelle extraite légèrement inférieure (en kWh/m/an) et vice versa. Le système dont les performances thermiques sont montrées dans la section suivante a été simulé en augmentant de 40% les demandes d'énergie de chauffage et de refroidissement, de manière à conserver le rapport «énergie injectée sur énergie extraite». Un dimensionnement acceptable du système est obtenu en augmentant de 30% la longueur totale des sondes. Les valeurs d'extraction de chaleur sur les sondes deviennent **33 W/m** et **67 kWh/m/an**.

6.4. Performances thermiques du système sans machine frigorifique

Dans le cas d'un système sans machine frigorifique, les performances seraient optimales si l'injection annuelle de chaleur dans les sondes correspondait à 60% de l'énergie extraite. L'efficacité globale du système (COPt) dépasserait la valeur de 5. Dans les conditions du système simulé, la demande annuelle d'énergie de refroidissement représente près de la moitié (45%) de la demande annuelle d'énergie de chauffage. Les performances du système sont montrées dans les figures 6.6 et 6.7.

Bilan énergétique du système

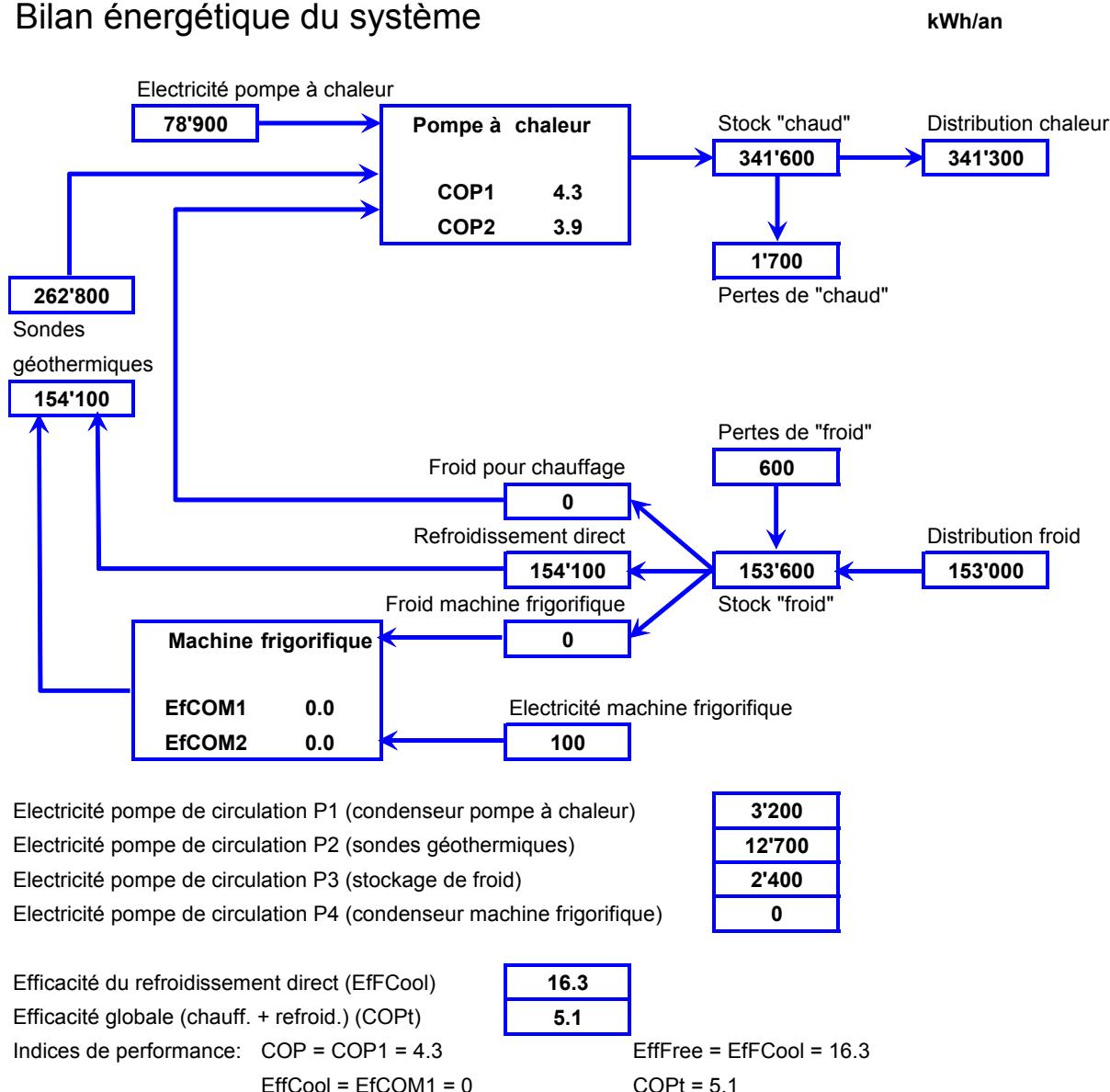


Fig. 6.6 Bilan énergétique du système sans machine frigorifique. L'énergie annuelle de refroidissement couverte par le système représente 45% de l'énergie annuelle de chauffage.

La consommation résiduelle d'électricité de la machine frigorifique (cf. figure 6.6) s'explique par le chauffage de son carter.

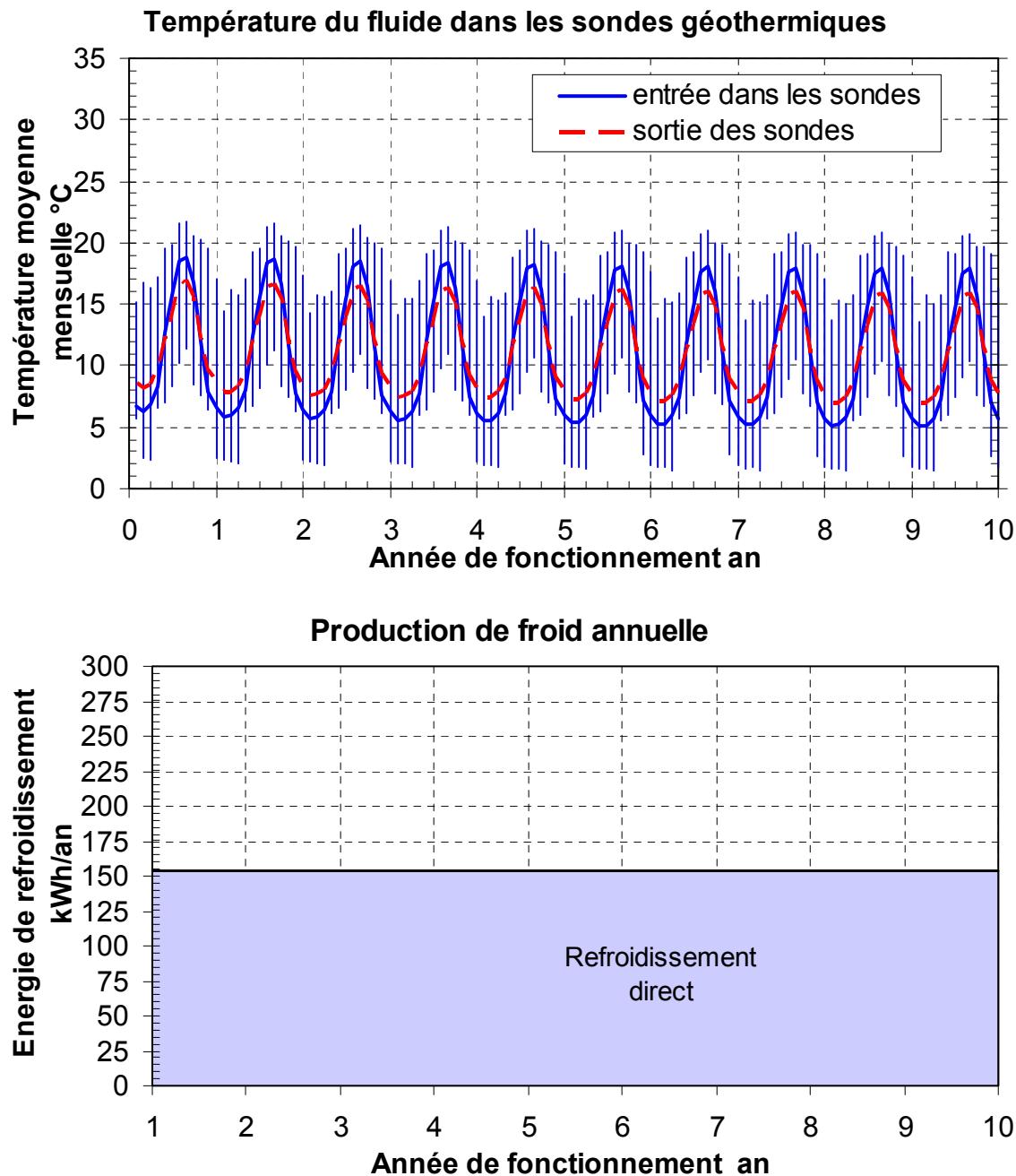


Fig. 6.7 Performances thermiques du système sans machine frigorifique. L'énergie annuelle de refroidissement couverte par le système représente 45% de l'énergie annuelle de chauffage. Les températures maximum et minimum mensuelles du graphe du haut sont indiquées par les barres verticales.

6.5. Performances thermiques du système avec machine frigorifique

Le système avec machine frigorifique pourrait avoir une efficacité globale supérieure à 5 si l'injection annuelle de chaleur dans les sondes reste inférieure à 90% de l'énergie extraite. Dans les conditions du système simulé, la demande annuelle d'énergie de refroidissement représente 65% de la demande annuelle d'énergie de chauffage. Ce rapport favorable se répercute sur l'efficacité globale qui est la plus haute simulée. Les performances du système sont montrées dans les figures 6.8 et 6.9.

Bilan énergétique du système

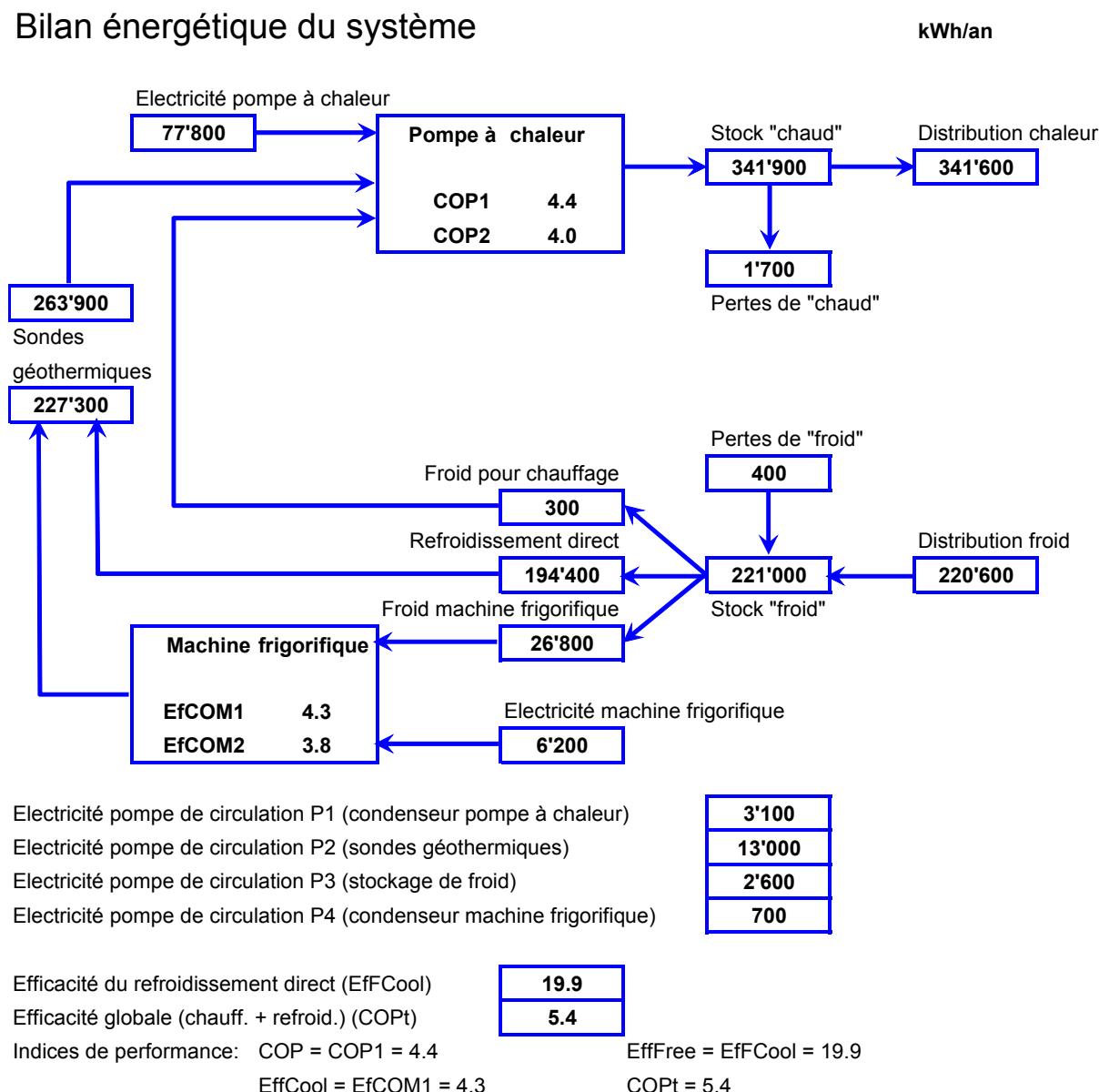


Fig. 6.8 Bilan énergétique du système avec machine frigorifique. L'énergie annuelle de refroidissement couverte par le système représente 65% de l'énergie annuelle de chauffage.

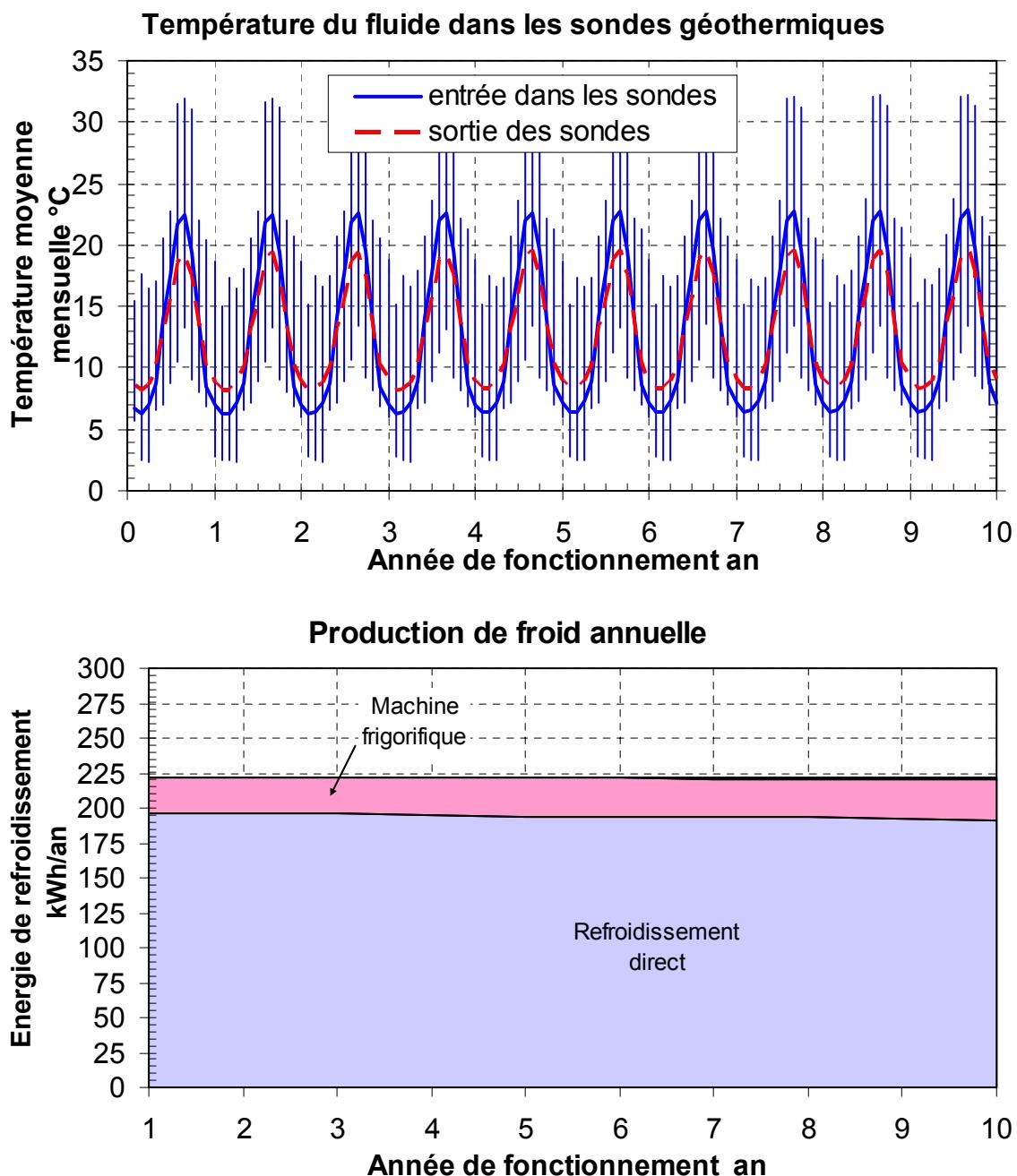


Fig. 6.9 Performances thermiques du système avec machine frigorifique. L'énergie annuelle de refroidissement couverte par le système représente 65% de l'énergie annuelle de chauffage. Les températures maximum et minimum mensuelles du graphe du haut sont indiquées par les barres verticales.

7. Conclusion

Un modèle de simulation dynamique de l'installation de chauffage et de refroidissement de « Wollerau », incluant 32 sondes géothermiques sous le bâtiment, a été développé pour analyser son comportement thermique. En se basant sur une installation réelle, le modèle a l'avantage de prendre en compte l'énergie électrique des pompes de circulation, et ainsi de pouvoir évaluer l'efficacité globale du système.

Les simulations effectuées ont permis de mettre en évidence la problématique du dimensionnement de tels systèmes. On peut distinguer deux catégories de paramètres : les paramètres d'**intégration** et les paramètres de **dimensionnement**.

Les paramètres d'intégration sont déterminants sur les indices de performances du système et en particulier sur son efficacité globale. Ils concernent avant tout l'intégration du système et des sondes géothermiques dans le concept énergétique du bâtiment. Une intégration optimale permettra de chauffer avec la plus basse température possible dans la distribution de chaleur et de refroidir avec la plus haute possible.

Les paramètres de dimensionnement, quant à eux, déterminent la faisabilité technique du système et sa viabilité à long terme. Ils doivent garantir que les contraintes fixées sur la température du fluide circulant dans les sondes soient toujours respectées (comme une température toujours supérieure à 0 °C). Contrairement aux paramètres d'intégration, ils sont peu influents sur les indices de performance du système. La longueur des sondes géothermiques et la conductibilité thermique du terrain sont 2 paramètres de dimensionnement qui ont été analysés.

Il est également important de ne pas dimensionner trop juste le système et de conserver ainsi une certaine flexibilité. En effet, l'écart d'un paramètre sur sa valeur de design ne doit pas mettre en péril le fonctionnement du système. Ceci est d'autant plus important que les demandes d'énergie annuelles de chauffage et de refroidissement conditionnent le type de système et son dimensionnement. On comprend alors la nécessité de simuler également le bâtiment, afin de pouvoir établir un profil horaire de la demande de chaleur et de refroidissement pour une année type.

Les simulations effectuées avec un système du type « Wollerau » ont permis de montrer la grande sensibilité du mode « refroidissement direct » au niveau de température de la distribution de « froid ». Avec une distribution à « haute température », la demande de refroidissement peut entièrement être satisfaite par refroidissement direct. Pour ceci il faut que la demande annuelle de refroidissement soit comprise entre le quart et la moitié de la demande de chauffage annuelle. On peut parler alors de stockage saisonnier de « froid ». Une valeur plus faible conduit à un abaissement trop important de la température du terrain et une valeur plus haute requiert l'utilisation d'une machine frigorifique. Une distribution de froid par dalles actives permet une intégration idéale des sondes géothermiques. Elle permet en outre de simplifier le système (pas de stockage de froid et pas de machine frigorifique), et pourrait probablement satisfaire une demande de refroidissement (sans machine frigorifique) plus importante qu'avec le système simulé. Pour le

vérifier le modèle développé dans cette étude peut sans autre être couplé au modèle TRNSYS de bâtiment avec dalles actives (TYPE56, modèle standard de TRNSYS).

8. Remerciements

L'Office Fédéral de l'Energie est vivement remerciée pour le soutien financier apporté à cette étude.

9. Références

- Afjei Th. (1989) YUM; A Yearly Utilisation Model for Calculating the Seasonal Performance Factor of Electric Driven Heat Pump Heating Systems, Technical Form; Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, IET - LES; Zürich, Switzerland.
- Afjei Th. et al. (1996) Kostengünstige Niedrigtemperaturheizung mit Wärmepumpe; Phase 1: Machbarkeitsanalyse, Problemanalyse und Vorbereitung zum Bau eines Funktionsmusters, Schlussbericht, Bundesamtes für Energiewirtschaft, ENET-Nummer 9655701, Schweiz.
- Eskilson P. (1986): Superposition Borehole Model. Manual for Computer Code. Department of Mathematical Physics, Lund Institute of Technology, Lund, Sweden.
- Fromentin A., Pahud D., Jaquier C. et Morath M. (1997) Recommandations pour la réalisation d'installations avec pieux échangeurs. Empfehlungen für Energiepfahlsysteme, Rapport final, décembre 1997, Office fédéral de l'énergie, Bern, Switzerland.
- Hellström G. (1989) Duct Ground Heat Storage Model, Manual for Computer Code. Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden.
- Kapp Ch. Und Morath M. (1997) EWS – Anlage. Produktionsbau Meister + Co AG, Wollerau SZ. Messkampagne für Erdspeicheranlagen. Teil 1: Messkampagne von November 1996 bis Oktober 1997. Zwischenbericht. Bundesamtes für Energie, Bern, Schweiz.
- Kapp Ch. Und Morath M. (1999) EWS – Anlage. Produktionsbau Meister + Co AG, Wollerau SZ. Messkampagne für Erdspeicheranlagen. Schlussbericht. Bundesamtes für Energie, Bern, Schweiz.
- Klein S. A. et al. (2003) TRNSYS. A Transient System Simulation Program. Version 15.3. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA.
- Pahud D. (1996) Simulation of Central Solar Heating Plants Using a Duct Store: an Application for Switzerland. Swiss grant Nr: 8220 – 042846. Department of Mathematical Physics, Lund Institute of Technology, Lund, Sweden.

Pahud D. (1999) PILESIM - LASEN. Simulation Tool for Heating/Cooling Systems with Heat Exchanger Piles or Borehole Heat Exchangers. User Manual. Swiss Federal Office of Energy, Switzerland.

Pahud D., Fromentin A. and Hadorn J.-C. (1996a) The Duct Ground Heat Storage Model (DST) for TRNSYS Used for the Simulation of Heat Exchanger Piles. User Manual, December 1996 Version. Internal Report. LASEN - DGC- EPFL, Switzerland.

Pahud D., Fromentin A. and Hadorn J.-C. (1996b) The Superposition Borehole Model for TRNSYS (TRNSBM). User Manual for the November 1996 Version. Internal Report. LASEN - DGC- EPFL, Switzerland.

Pahud D., Generelli M. e Lachal B. (2004) Misure di un impianto di riscaldamento con sonde geotermiche a Lugano (TI). Rapporto finale, Ufficio Federale dell'Energia, programma geotermia, Berna, Svizzera (*à paraître*)

Pahud D. and Hellström G. (1996) The New Duct Ground Heat Model for TRNSYS. EUROTHERM, Physical Models for Thermal Energy Stores. A.A. van Steenhoven and W.G.L van Helden (eds), March 25-27, pp. 127 – 136, Eindhoven, The Netherlands.

Le standard Minergie: www.minergie.ch

Annexe 1: Modèle de simulation pour l'installation de Wollerau

A1.1	Introduction	A1.1
A1.2	Modèles de simulation des principaux composants du système	A1.2
A1.3	Schéma de principe et régulation du système	A1.4
A1.4	Quantités calculées par le modèle de simulation (output)	A1.12
A1.5	Paramètres de simulation pour le système de référence	A1.20
A1.6	Bilan énergétique simulé du système de référence	A1.33

A1.1 Introduction

La qualité des mesures à disposition n'a pas permis de simuler les sous-systèmes de l'installation (pompe à chaleur, machine frigorifique, sondes géothermiques, etc.) et de les calibrer sur les performances thermiques mesurées. L'approche choisie a été de construire un modèle de simulation de l'ensemble du système et de reproduire les performances thermiques globales mesurées, bien que ces dernières soient approximatives et parfois estimées en raison de trous de mesure importants. Le but de cette annexe est de documenter le modèle de simulation élaboré, de manière à faciliter son utilisation pour la simulation d'un système semblable.

Dans un premier temps les principaux modèles de simulations utilisés sont mentionnés et référencés. Ensuite le schéma de principe du système est présenté de même que son principe de régulation. Les quantités simulées sont énumérées et décrites. Finalement les paramètres de simulation utilisés pour reproduire les performances thermiques mesurées de l'installation de Wollerau sont énumérés et définissent le système de référence. Le bilan énergétique du système de référence est montré.

A1.2 Modèles de simulation des principaux composants du système

Le programme de simulation de système thermique TRNSYS 15.3 (Klein S. A. et al., 2003) est à la base du modèle de simulation de l'installation Wollerau. L'avantage de TRNSYS est de pouvoir simuler chaque composant du système par un modèle de simulation adéquat et de les connecter entre eux pour les faire correspondre au schéma de principe du système. Chaque composant est donc simulé en tant que partie intégrante du système.

Les composants mentionnés ci-dessous ont tous été développés en dehors du programme TRNSYS. En conséquence ils ne sont pas inclus dans le « standard package » de TRNSYS.

Sondes géothermiques

Les modèles de simulation DST et SBM pour sondes géothermiques ont été développés en Suède à l'université de Lund (Hellström, 1989 ; Pahud et Hellström 1996 ; Eskilson, 1986). Ils sont également intégrés dans TRNSYS comme module de calcul de composant de système (Type).

Dans un premier temps, le modèle de calcul **TRNVDSTP** (Pahud et al., 1996a) est utilisé pour développer le modèle de simulation de l'installation de Wollerau. Il permet de simuler un ensemble relativement important de sondes géothermiques régulièrement espacées. La méthodologie suivie pour définir les paramètres de calcul est la même que celle qui a été développée pour la simulation de systèmes avec pieux échangeurs (Fromentin et al., 1997). Elle se base essentiellement sur des paramètres physiques qui permettent de tenir compte des processus thermiques les plus influents. Le modèle TRNVDSTP est utilisé avec la même configuration que celle qui a été implémentée dans PILESIM (Pahud, 1999).

Dans un deuxième temps le modèle TRNVDSTP est substitué par **TRNSBM** (Pahud et al., 1996b). L'avantage de TRNSBM est de prendre en compte la configuration exacte des sondes géothermiques. En revanche le prix à payer est une durée de simulation sensiblement plus élevée.

Pompe à chaleur – machine frigorifique

Le modèle de pompe à chaleur (PAC) utilisé dans YUM (Yearly Utilization Model for Calculating the Seasonal Performance Factor of Electric Driven Heat Pump Heating System) (voir Afjei, 1989) est intégré dans TRNSYS (voir Afjei et al., 1996). Ce module de calcul non standard (**TYPE201**), permet de simuler une PAC électrique air - eau, eau - eau ou saumure - eau. La pompe à chaleur est traitée comme une boîte noire: les puissances thermiques délivrées et électriques consommées dépendent des températures du fluide caloporteur à l'entrée de l'évaporateur et à la sortie du condenseur, conformément aux caractéristiques données par le fabricant. Une constante de temps permet de prendre en compte l'effet transitoire lors d'un enclenchement de la PAC. Le modèle est utilisé en

combinaison avec un autre modèle non standard (voir ci-dessous) pour corriger l'effet d'un débit de fluide traversant l'évaporateur ou le condenseur différent de celui utilisé pour l'établissement des performances de la machine.

Une pompe à chaleur ou machine frigorifique à plusieurs vitesses (ou régimes) est simulée avec plusieurs modèles couplés en parallèle.

Modèles non standards

- TYPE299:** modèle de régulation d'une pompe à chaleur (ou machine frigorifique) basé sur les températures haut et bas du stockage tampon sur lequel la machine est couplée. Ce modèle permet également de contrôler une machine à plusieurs vitesses (voir la description du TYPEDP99 dans l'annexe 3 de Fromentin et al., 1997).
- TYPE300:** modèle de régulation développé pour l'installation Wollerau (voir section suivante).
- TYPE292:** modèle pour corriger un débit de fluide traversant l'évaporateur ou le condenseur d'une PAC/machine frigorifique différent de celui utilisé pour l'établissement des performances de la machine (voir Pahud et al., 2004).
- TYPE293:** modèle pour limiter la température d'entrée dans l'évaporateur ou le condenseur d'une PAC ou machine frigorifique.
- TYPE259:** modèle de demande d'énergie thermique simplifié pour générer un profil horaire en fonction de variables météorologiques (température extérieure et ensoleillement). La version originale du modèle (Pahud, 1996) a été améliorée pour simuler également une demande de refroidissement.

A1.3 Schéma de principe et régulation du système

L'agrégat pompe à chaleur/machine frigorifique permet, en mode « chauffage », d'extraire la chaleur du terrain par le biais des sondes géothermiques et éventuellement du stockage de « froid », et de délivrer la chaleur produite dans le stockage de « chaud ». L'agrégat fonctionne ainsi comme une pompe à chaleur. En mode « refroidissement », la chaleur est extraite du stock de froid et les rejets thermiques sont injectés dans le terrain par le biais des sondes géothermiques. L'agrégat fonctionne alors comme une machine frigorifique. Le système peut également fonctionner en mode « refroidissement direct ». L'agrégat est arrêté et le stockage de « froid » est refroidit directement par les sondes géothermiques. Dans ce cas la température du fluide sortant des sondes géothermiques doit être inférieure à celle du stockage de « froid ». Le schéma de principe du système est représenté dans la figure A1.1 (source : Kapp und Morath, 1999).

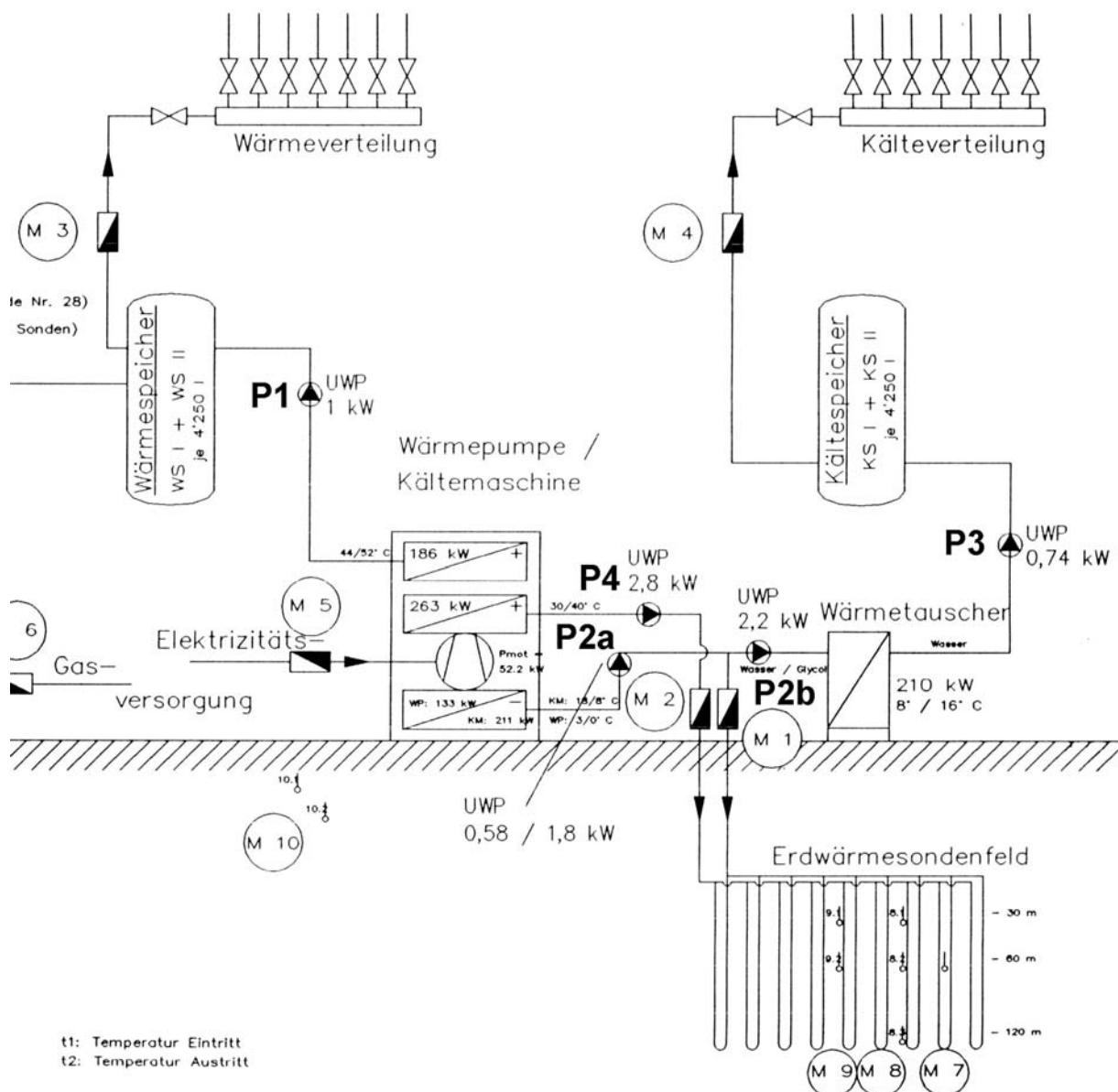
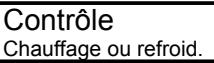
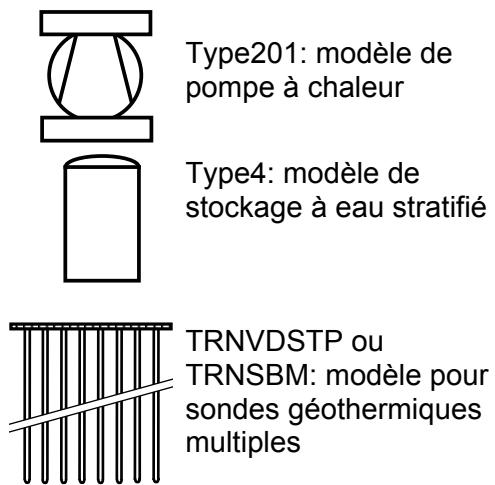


Fig. A1.1 Représentation du schéma de principe de l'installation Wollerau.

L'agrégat pompe à chaleur/machine frigorifique fonctionne à deux allures. Il est simulé par le modèle de pompe à chaleur TYPE201 qui est utilisé 4 fois (2 fois pour le mode pompe à chaleur et 2 fois pour le mode machine frigorifique). La figure A1.2 permet de montrer comment les principaux composants du système (ou modèles de calcul) sont connectés (ou couplés) entre eux pour simuler les différents modes de fonctionnement du système réel. Tous les modèles utilisés dans la simulation du système ne sont pas montrés. La figure A1.2 montre ainsi un schéma de principe virtuel du système. La chaudière à gaz, ne fonctionnant que pour substituer l'agrégat pompe à chaleur/machine frigorifique lorsqu'il est en panne ou en révision, n'est pas simulée.

Légende des modèles représentés dans la figure A1.2 :

- ☒ Type11 utilisé comme modèle de valve 3-voies
- ☒ Type11 utilisé comme modèle de raccord en T
- ▷ Type3 : modèle de pompe de circulation
-  Type5 : modèle d'échangeur de chaleur
-  Contrôle Chauffage ou refroid.
- Type299 : modèle de contrôle pour PAC



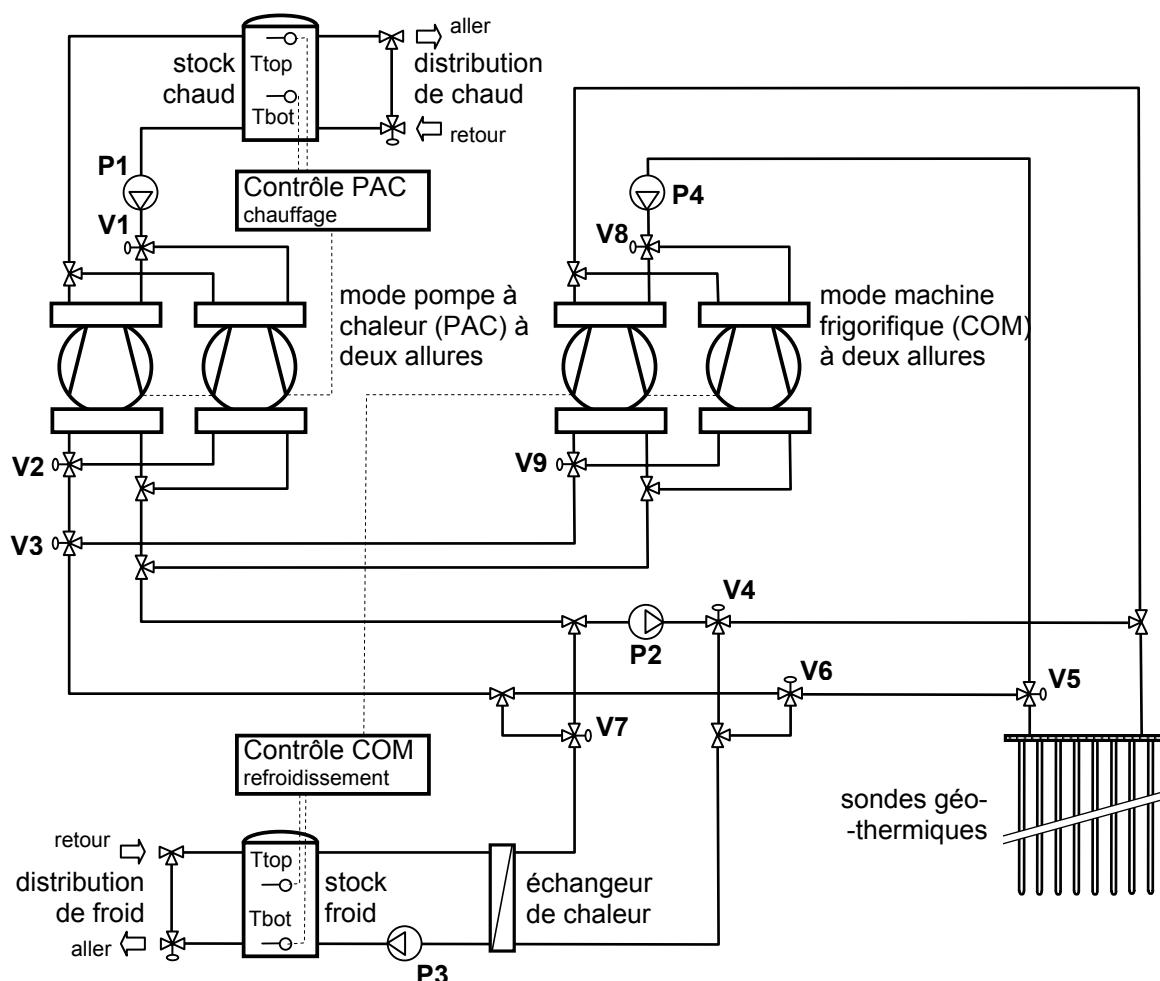
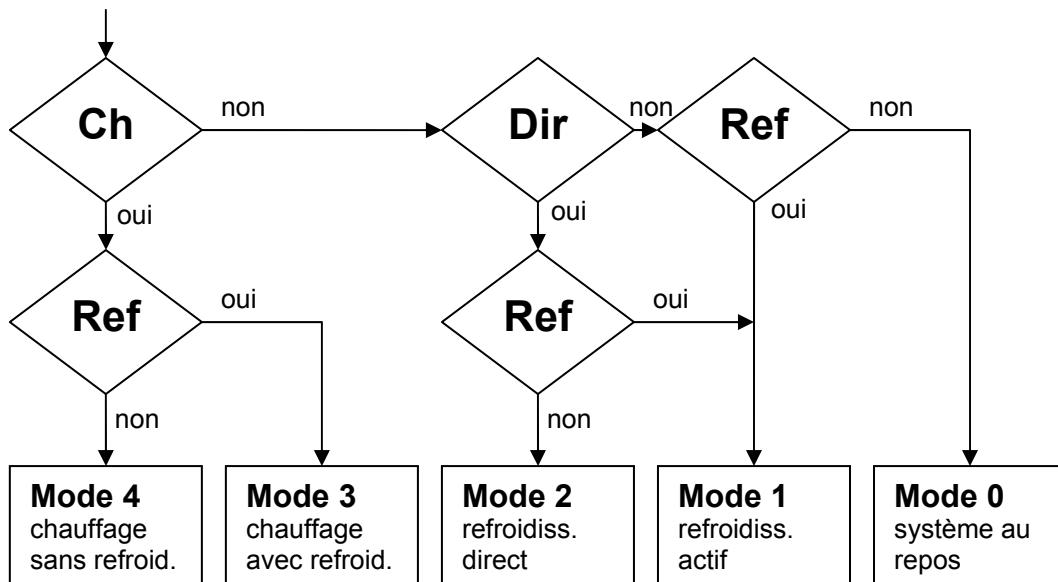


Fig. A1.2 Représentation du schéma de principe pour la simulation du système. Les interconnections des principaux composants (modèles de calculs) pour la simulation de l'ensemble de l'installation sont montrées.

Le système peut fonctionner dans 4 modes différents, numérotés de 1 à 4. Le mode 0 signifie que le système est à l'arrêt. Les modes de fonctionnement sont définis comme suit :

- Mode 4 :** chauffage sans refroidissement
- Mode 3 :** chauffage avec refroidissement
- Mode 2 :** refroidissement direct
- Mode 1 :** refroidissement actif (avec la machine frigorifique)
- Mode 0 :** système au repos

Le système est contrôlé selon l'organigramme présenté dans la figure A1.3. Le mode « refroidissement direct » est prioritaire sur le mode « refroidissement actif ».



Ch : test pour vérifier si le stockage de chaud de la distribution de chauffage doit être « chargé ». La réponse du test est « oui » si le composant « contrôle PAC » demande la marche de la pompe à chaleur.

Dir : test pour vérifier si le mode « refroidissement direct » est possible. La réponse du test est « oui » si la température en haut du stock de « froid » est plus élevée que la température du fluide à la sortie des sondes géothermiques. Un contrôleur ON/OFF (TYPE2) est utilisé pour éviter une instabilité du test lors de la détermination du mode de fonctionnement (oscillation entre « oui » et « non »).

Ref : test pour vérifier si le stockage de froid de la distribution de refroidissement doit être « chargé ». La réponse du test est « oui » si le composant « contrôle COM » demande la marche de la machine frigorifique.

Fig. A1.3 Organigramme de contrôle du système, tel que simulé dans le TYPE300.

Bien que le schéma de principe montré dans la figure A1.2 soit virtuel, il est utilisé pour expliquer les différents modes de fonctionnement du système. Les 4 figures suivantes illustrent le fonctionnement des 4 modes. Ils sont définis par l'état des vannes trois voies V3, V4, V5, V6 et V7 et des pompes de circulation P1, P2, P3 et P4. Les débits de fluide dans le condenseur et l'évaporateur de l'agrégat pompe à chaleur – machine frigorifique ne dépendent pas du régime de fonctionnement de ce dernier (50% ou 100%). Le débit total est par conséquent distribué équitablement dans les condenseurs et les évaporateurs des deux modèles de pompes à chaleur couplés en parallèle. Chaque modèle permet de simuler le 50% du régime de fonctionnement de la machine. Par conséquent, les vannes V1, V2, V8 et V9 divisent le débit en deux dans chacun des embranchements (réglage constant de la vanne sur une ouverture de 50%, ce qui, dans la simulation, correspond à 50% du débit entrant).

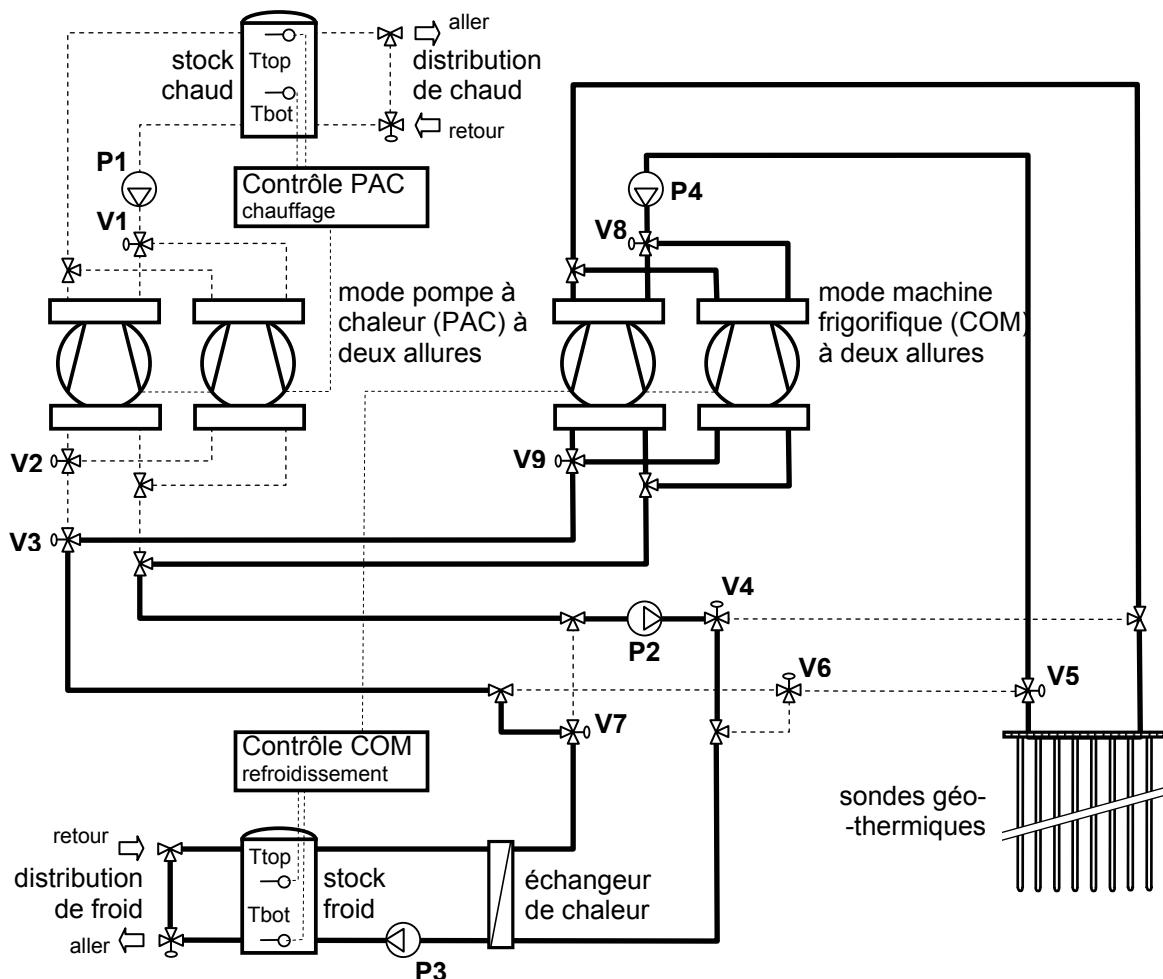


Fig. A1.3 Fonctionnement du système dans le **mode 1**, refroidissement actif avec la machine frigorifique.

L'agrégat fonctionne comme une machine frigorifique. Les pompes P1, P3 et P4 correspondent à celles du schéma de principe de la figure A1.1. Dans ce dernier, la pompe P2a est en réalité deux pompes montées en parallèle et de puissance (et débit) différent. Quand le système est en mode 1, la pompe de faible puissance est enclenchée (0.58 kW , $18 \text{ m}^3/\text{h}$). La pompe P2b est « bypassée » et n'est pas enclenchée. La simulation du système en mode 1 fixe les états suivants pour les pompes P1, P2, P3 et P4 :

Pompe	Etat (mode 1)	Débit	Puissance électrique consommée
P1	OFF	-	-
P2	ON	18 m ³ /h	0.58 kW
P3	ON	22 m ³ /h	0.74 kW
P4	ON	28 m ³ /h	2.80 kW

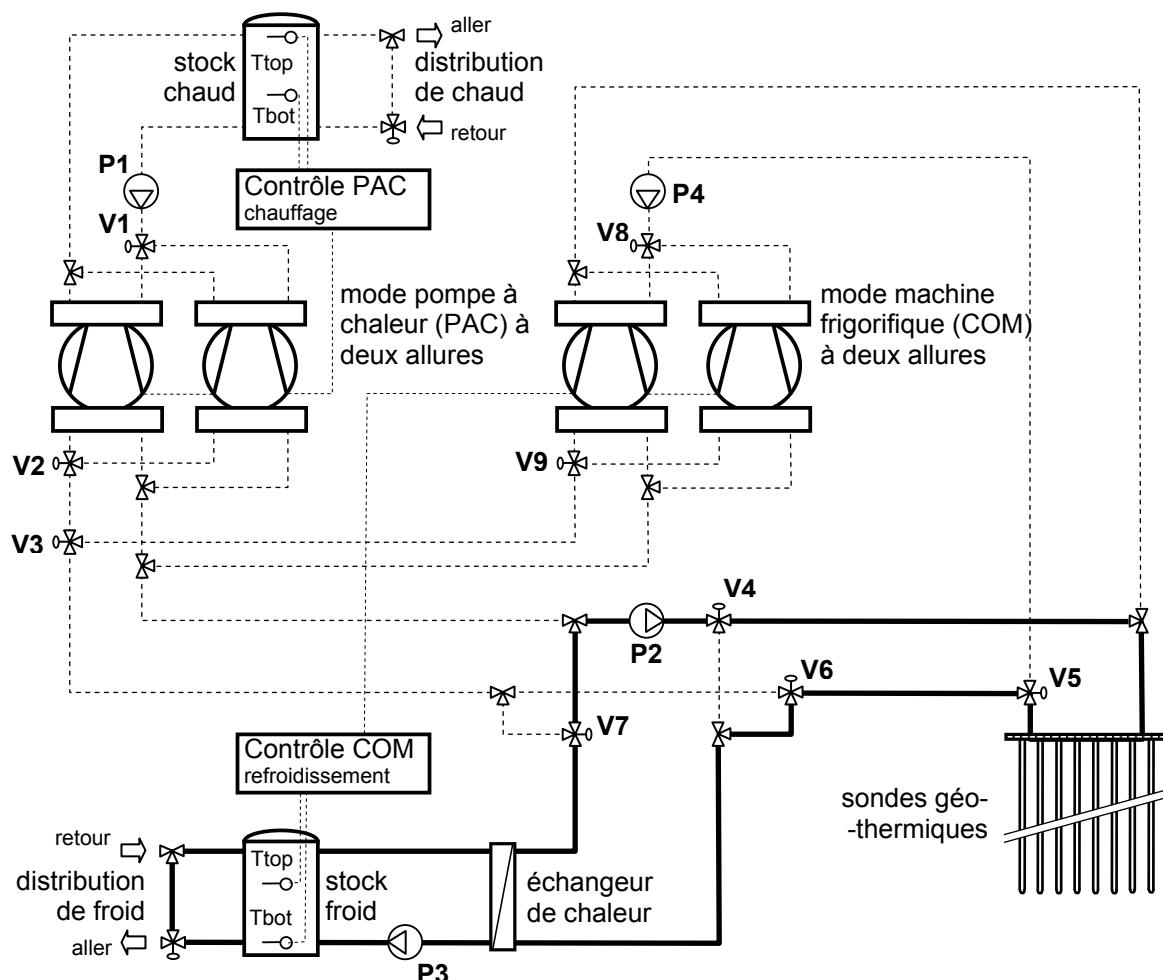


Fig. A1.4 Fonctionnement du système dans le **mode 2**, refroidissement direct, donc sans l'utilisation de la machine frigorifique.

L'agrégat est à l'arrêt. La pompe P2 correspond à la pompe P2b du schéma de principe de la figure A1.1. La simulation du système en mode 2 fixe les états suivants pour les pompes P1, P2, P3 et P4 :

Pompe	Etat (mode 2)	Débit	Puissance électrique consommée
P1	OFF	-	-
P2	ON	24 m ³ /h	2.20 kW
P3	ON	22 m ³ /h	0.74 kW
P4	OFF	-	-

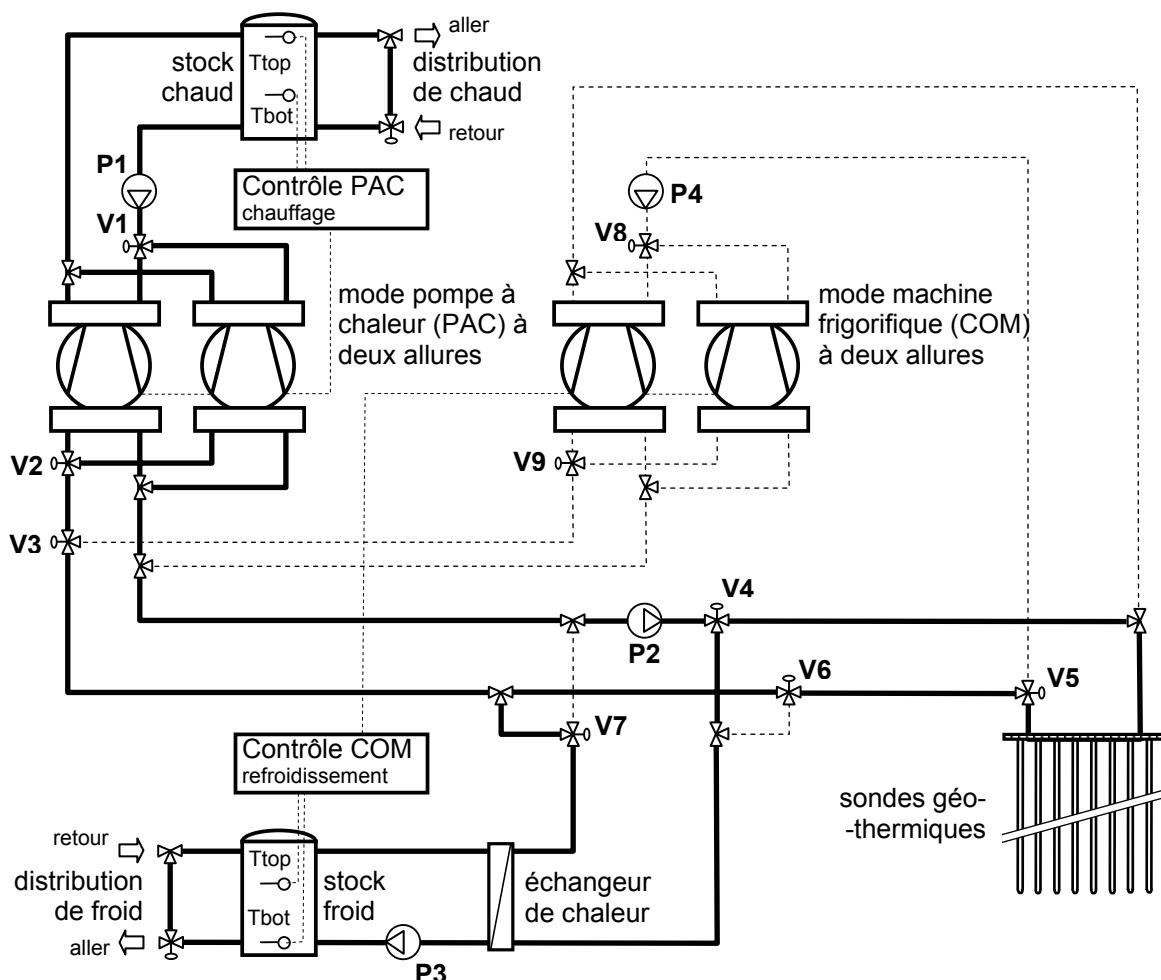


Fig. A1.5 Fonctionnement du système dans le mode 3, chauffage avec refroidissement.

L'agrégat fonctionne comme une pompe à chaleur. La pompe P2 correspond à la pompe P2a du schéma de principe de la figure A1.1. Comme expliqué pour le mode 1, la pompe P2a est en réalité deux pompes montées en parallèle et de puissance différente. En mode 3, la pompe la plus puissante est enclenchée (1.8 kW, 39 m³/h). La pompe P2b est « bypassée » et n'est pas enclenchée. La vanne V4 est réglée pour envoyer **40%** du débit dans l'échangeur du **stock de froid** et **60%** du débit dans les **sondes géothermiques**. En effet, des simulations préliminaires ont montré qu'il n'était pas possible de connecter la pompe à chaleur uniquement sur le stock de froid sans risquer le gel dans l'échangeur de chaleur associé. La simulation du système en mode 3 fixe les états suivants pour les pompes P1, P2, P3 et P4 :

Pompe	Etat (mode 3)	Débit	Puissance électrique consommée
P1	ON	20 m ³ /h	1.00 kW
P2	ON	39 m ³ /h	1.80 kW
P3	ON	22 m ³ /h	0.74 kW
P4	OFF	-	-

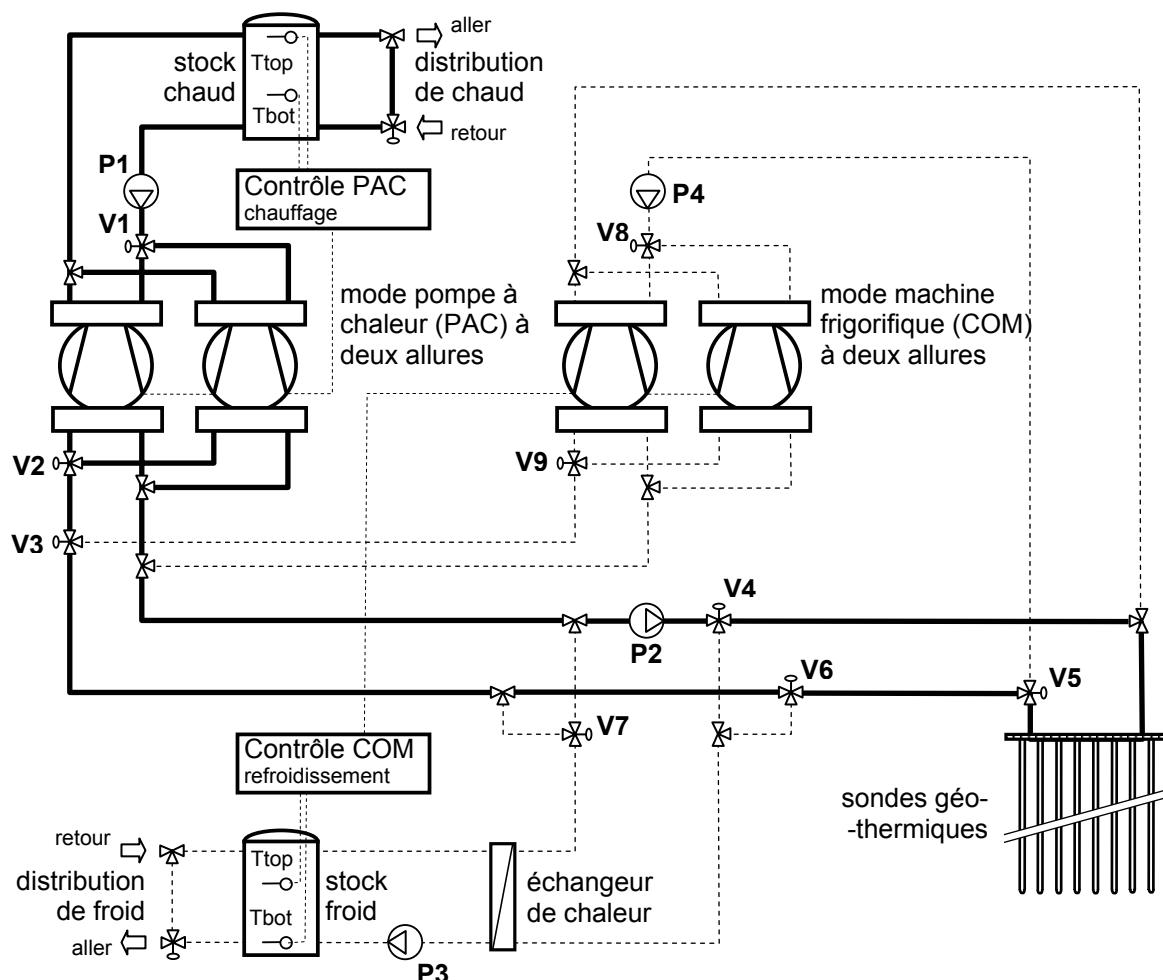


Fig. A1.6 Fonctionnement du système dans le mode 4, chauffage sans refroidissement.

L'agrégat fonctionne comme une pompe à chaleur. Comme pour le mode 3, la pompe P2 correspond à la pompe double P2a du schéma de principe de la figure A1.1 (la pompe la plus puissante est enclenchée, 1.8 kW, 39 m³/h). La pompe P2b est « bypassée » et n'est pas enclenchée. La simulation du système en mode 4 fixe les états suivants pour les pompes P1, P2, P3 et P4 :

Pompe	Etat (mode 4)	Débit	Puissance électrique consommée
P1	ON	20 m ³ /h	1.00 kW
P2	ON	39 m ³ /h	1.80 kW
P3	OFF	-	-
P4	OFF	-	-

A1.4 Quantités calculées par le modèle de simulation (output)

Toutes les quantités calculées sur un intervalle de temps donné (quantité d'énergie, niveau de température moyen, valeur maximum, etc.) sont enregistrées dans un fichier « sumary » du type Woll00.sum. L'intervalle de temps est généralement le mois ou l'année. Les quantités sont produites à l'aide de l'usage multiple du type SIMSUM (Simulation Summary) de TRNSYS. Elles sont énumérées et expliquées dans l'ordre d'apparition dans le fichier. Certaines quantités d'énergie sont calculées avec redondance.

MaxHeatDem [kW]: puissance thermique maximum de la demande de chauffage pendant le mois ou l'année.

MaxExtPile [kW]: puissance thermique maximum extraite des sondes géothermiques pendant le mois ou l'année.

MaxColdDem [kW]: puissance thermique maximum de la demande de refroidissement pendant le mois ou l'année.

MaxInjPile [kW]: puissance thermique maximum injectée dans les sondes géothermiques pendant le mois ou l'année.

TinPileMin [degré C]: température minimum du fluide caloporeur à l'entrée des sondes géothermiques pendant le mois ou l'année.

TinPileMax [degré C]: température maximum du fluide caloporeur à l'entrée des sondes géothermiques pendant le mois ou l'année.

TinCHXMin [degré C]: température minimum du fluide caloporeur à l'entrée de l'échangeur de chaleur du stockage de froid pendant le mois ou l'année.

SIMSUM 1

QHeat [kWh]: demande d'énergie totale pour le chauffage.

QHeatCov [kWh]: énergie thermique distribuée pour le chauffage depuis le stock de "chaud" qui est chargé par la pompe à chaleur.

QCold [kWh]: demande d'énergie totale pour le refroidissement.

QColdCov [kWh]: énergie thermique prélevée de la distribution de refroidissement et stockée dans le stock de froid. Ce dernier est déchargé soit par refroidissement direct sur les sondes géothermiques, soit par l'agrégat pompe à chaleur – machine frigorifique.

QHeatPAC [kWh]: énergie thermique totale délivrée par le condenseur de la PAC (PAC: pompe à chaleur).

QHeatPil [kWh]: énergie thermique délivrée par le condenseur de la PAC quand cette dernière est couplée sur les sondes géothermiques (le fonctionnement du système est le mode 4 "chauffage sans refroidissement"). Le reste, QHeatPAC-QHeatPil, est produit lorsque la pompe à chaleur est couplée à la distribution de « froid ».

QCoolTot	[kWh]: énergie de refroidissement produite par refroidissement direct (QFreeCool), pour des besoins de chauffage (QHextCold), et par la machine frigorifique (QCoolMach).
	QCoolTot = QFreeCool + QHextCold + QCoolMach
	(voir SIMSUM 2 pour QHextCold et QCoolMach)

SIMSUM 2

QHextCold	[kWh]: énergie extraite de la distribution de froid par la pompe à chaleur pour couvrir des besoins de chauffage. QHextCold est déterminé par l'énergie extraite du stockage de froid lorsque le système fonctionne en mode 3 (chauffage avec refroidissement).
QHextGrnd	[kWh]: énergie extraite du terrain par la pompe à chaleur. QHextGrnd est déterminé par l'énergie extraite à l'évaporateur de la PAC, à laquelle est soustraite l'énergie extraite du stockage de froid pour des besoins de chauffage (QHextCold).
QHinjGrnd	[kWh]: énergie injectée dans le terrain (avec les modes 2 « refroidissement direct » et 1 « refroidissement actif avec la machine frigorifique »). QHinjGrnd est déterminée par la somme de l'énergie délivrée au condenseur de la machine frigorifique (QHCoolMach) et de l'énergie gagnée par refroidissement direct (QFreeCool). L'énergie injectée dans le terrain par la machine frigorifique est: QHCoolMach = QHinjGrnd - QFreeCool
GrndRatio	[‐]: rapport de l'énergie injectée dans le terrain par l'énergie extraite du terrain: GrndRatio = QHinjGrnd/QHextGrnd
FracHeat	[‐]: fraction de la demande d'énergie de chauffage totale qui est couverte par la production de la pompe à chaleur: FracHeat = QHeatCov/QHeat
Qext/mPil	[kWh/m]: énergie extraite du terrain par mètre de sonde géothermique.
FracCold	[‐]: fraction de la demande de refroidissement totale qui est couverte par le système avec sondes géothermiques: FracCold = QColdCov/QCold
Qinj/mPil	[kWh/m]: énergie injectée dans le terrain par mètre de sonde géothermique.
QCoolMach	[kWh]: énergie de refroidissement produite par la machine frigorifique. QCoolMach est déterminé par l'énergie extraite à l'évaporateur de la machine frigorifique.

QelCoolIM	[kWh]: énergie électrique consommée par le compresseur de la machine frigorifique, calculée par: QelCoolIM = QHCoolMach - QCoolMach QHCoolMach est l'énergie délivrée au condenseur de la machine frigorifique, calculé par QHinjGrnd - QFreeCool.
------------------	--

SIMSUM 3

QelPAC	[kWh]: énergie électrique consommée par le compresseur de la PAC et son carter.
QelP1	[kWh]: énergie électrique consommée par la pompe de circulation du condenseur de la PAC (pompe P1).
QelP2H	[kWh]: énergie électrique consommée par la pompe de circulation du circuit géothermique (pompe P2), quand le système fonctionne pour satisfaire des besoins de chauffage (fonctionnement du système dans les modes 3 et 4, "chauffage avec refroidissement" et "chauffage sans refroidissement").
QelP3H	[kWh]: énergie électrique consommée par la pompe de circulation du stock de froid (pompe P3), quand le système fonctionne pour satisfaire des besoins de chauffage (fonctionnement du système dans le mode 3, "chauffage avec refroidissement").
QelP2F	[kWh]: énergie électrique consommé par la pompe de circulation du circuit géothermique (pompe P2), quand le système fonctionne dans le mode « refroidissement direct » (mode 2).
QelP3F	[kWh]: énergie électrique consommé par la pompe de circulation du stock de froid (pompe P3), quand le système fonctionne dans le mode « refroidissement direct » (mode 2).
QelCOM	[kWh]: énergie électrique consommé par le compresseur de la machine frigorifique et son carter.
QelP2C	[kWh]: énergie électrique consommé par la pompe de circulation P2, quand le système fonctionne dans le mode « refroidissement actif avec la machine frigorifique » (mode 1).
QelP3C	[kWh]: énergie électrique consommé par la pompe de circulation du stock de froid (pompe P3), quand le système fonctionne dans le mode « refroidissement actif avec la machine frigorifique » (mode 1).
QelP4	[kWh]: énergie électrique consommé par la pompe de circulation du condenseur de la machine frigorifique (pompe P4).

SIMSUM 4 – bilan énergétique

QHeatCov	[kWh]: énergie thermique distribuée pour le chauffage depuis le stock de "chaud" qui est chargé par la pompe à chaleur.
QHloss	[kWh]: pertes thermiques du stock de chaud (pour le chauffage).
QelPACc	[kWh]: énergie électrique consommée par le compresseur de la PAC (sans le carter).

BilanH%	[%]: erreur sur le bilan énergétique de la production de chaleur. QHeatCov + DEH + QHloss = QelPACc - QSU + QHextCold
	DEH : variation de l'énergie interne du stock de chaud (calculé avec la capacité thermique du stock et la variation de température).
	QSU : énergie extraite du terrain quand le système fonctionne dans les modes 3 ou 4. QSU est calculé avec un signe négatif, d'où le signe (-) dans l'équation pour le comptabiliser positivement.
QColdCov	[kWh]: énergie thermique prélevée de la distribution de refroidissement et stockée dans le stock de froid. Ce dernier est déchargé soit par refroidissement direct sur les sondes géothermiques, soit par l'agrégat pompe à chaleur – machine frigorifique.
QCloss	[kWh]: pertes thermiques du stock de froid (pour le refroidissement). Une perte thermique négative est en fait un gain thermique.
QColdProd	[kWh]: énergie de refroidissement totale, calculée avec: QColdProd = QSL - QelCOMc QColdProd devrait être égal à QCoolTot - QHextCold QelCOMc : énergie électrique consommée par le compresseur de la machine frigorifique (sans le carter). QelCOMc est égal à QelCoolM (cf. ci-dessus). QSL : énergie injectée dans le terrain quand le système fonctionne dans les modes 1 ou 2 (refroidissement actif ou refroidissement direct). QSL est égal à QFreeCool + QHCoolMach.
BilanC%	[%]: erreur sur le bilan énergétique de la production de refroidissement. QColdCov - DEC - QCloss = QHextCold + QColdProd DEC : variation de l'énergie interne du stock de froid (calculé avec la capacité thermique du stock et la variation de température).

SIMSUM 5

Imod0	[h]: durée de fonctionnement du système dans le mode 0 (repos).
Imod1	[h]: durée de fonctionnement du système dans le mode 1 (refroidissement actif avec la machine frigorifique).
Imod2	[h]: durée de fonctionnement du système dans le mode 2 (refroidissement direct).
Imod3	[h]: durée de fonctionnement du système dans le mode 3 (chauffage avec refroidissement).
Imod4	[h]: durée de fonctionnement du système dans le mode 4 (chauffage sans refroidissement).
PACerr1	[‐]: erreur détectée lors du fonctionnement de la PAC 1 (si la valeur est différente de 0).
PACerr2	[‐]: erreur détectée lors du fonctionnement de la PAC 2 (si la valeur est différente de 0).

- COMerr1** [-]: erreur détectée lors du fonctionnement de la machine frigorifique 1 (si la valeur est différente de 0).
- COMerr2** [-]: erreur détectée lors du fonctionnement de la machine frigorifique 2 (si la valeur est différente de 0).

SIMSUM 6

- TMSI** [°C]: niveau de température du fluide circulant dans les sondes géothermiques. Si le paramètre FLMEAN est fixé à 0, il s'agit de la température du fluide à l'entrée des sondes. Si FLMEAN est fixé à 1, TMSI est la moyenne entrée – sortie.
- TMSO** [°C]: niveau de température du fluide circulant dans les sondes géothermiques. Si le paramètre FLMEAN est fixé à 0, il s'agit de la température du fluide à la sortie des sondes. Si FLMEAN est fixé à 1, TMSO est la moyenne entrée – sortie.
- TMColdX1** [°C]: niveau de température du fluide traversant l'échangeur de chaleur du stock de froid, côté primaire (circuit géothermique). Si le paramètre FLMEAN est fixé à 0, il s'agit de la température du fluide à l'entrée de l'échangeur de chaleur. Si FLMEAN est fixé à 1, TMColdX1 est la moyenne entrée – sortie.
- TMColdX2** [°C]: niveau de température du fluide traversant l'échangeur de chaleur du stock de froid, côté secondaire (circuit stock de froid). Si le paramètre FLMEAN est fixé à 0, il s'agit de la température du fluide à l'entrée de l'échangeur de chaleur. Si FLMEAN est fixé à 1, TMColdX2 est la moyenne entrée – sortie.
- TMColdD** [°C]: niveau de température du fluide dans la distribution de froid. Si le paramètre FLMEAN est fixé à 0, il s'agit de la température de départ du fluide dans la distribution de froid. Si FLMEAN est fixé à 1, TMColdD est la moyenne aller – retour.
- QSL+** [kWh]: énergie thermique injectée dans le terrain (refroidissement direct et refroidissement actif). QSL+ est déterminé par la somme des puissances thermiques transférées par les sondes géothermiques et les connections horizontales, intégrées pour les puissances positives seulement. QSL+ a donc une valeur positive.
- QSU-** [kWh]: énergie thermique extraite du terrain par la pompe à chaleur. QSU- est déterminé par la somme des puissances thermiques transférées par les sondes géothermiques et les connections horizontales, intégrées pour les puissances négatives seulement. QSU- a donc une valeur négative.
- QColdX** [kWh]: énergie de refroidissement totale produite, déterminée par l'énergie thermique transférée à travers l'échangeur de chaleur du stock de froid.
- QColdD** [kWh]: énergie de refroidissement totale distribuée, déterminée par l'énergie thermique extraite de la distribution de froid ; (est égal à QColdCov).

SIMSUM 7

TMEvapC	[°C]: niveau de température du fluide dans l'évaporateur de la machine frigorifique. Si le paramètre FLMEAN est fixé à 0, il s'agit de la température du fluide à l'entrée de l'évaporateur. Si FLMEAN est fixé à 1, TMEvapC est la moyenne entrée – sortie.
TMHeatC	[°C]: niveau de température du fluide dans le condenseur de la machine frigorifique. Si le paramètre FLMEAN est fixé à 0, il s'agit de la température du fluide à la sortie du condenseur. Si FLMEAN est fixé à 1, TMHeatC est la moyenne entrée – sortie.
TMEvapP	[°C]: niveau de température du fluide dans l'évaporateur de la PAC. Si le paramètre FLMEAN est fixé à 0, il s'agit de la température du fluide à l'entrée de l'évaporateur. Si FLMEAN est fixé à 1, TMEvapP est la moyenne entrée – sortie.
TMHeatP	[°C]: niveau de température du fluide dans le condenseur de la PAC. Si le paramètre FLMEAN est fixé à 0, il s'agit de la température du fluide à la sortie du condenseur. Si FLMEAN est fixé à 1, TMHeatP est la moyenne entrée – sortie.
TMHeatD	[°C]: niveau de température du fluide dans la distribution de chaleur. Si le paramètre FLMEAN est fixé à 0, il s'agit de la température de départ du fluide dans la distribution de chaleur. Si FLMEAN est fixé à 1, TMHeatD est la moyenne aller – retour.
QEvapC	[kWh]: énergie de refroidissement extraite à l'évaporateur de la machine frigorifique (est égale à QCoolMach)
QCondC	[kWh]: rejets thermiques délivrés au condenseur de la machine frigorifique (sont égaux à QHCoolMach).
QEvapP	[kWh]: énergie thermique extraite à l'évaporateur de la PAC.
QCondP	[kWh]: énergie thermique délivrée au condenseur de la PAC (est égale à QHeatPAC).
QHeatD	[kWh]: énergie thermique délivrée dans la distribution de chaleur (est égal à QHeatCov).

SIMSUM 8

COP3	[-]: coefficient de performance moyen de la PAC pour la frontière du système 3: chaleur distribuée du stock de chaud et énergie électrique pour la PAC et les pompes se trouvant entre le stock de chaud et de froid. Il est défini par le rapport suivant : COP3 = QHeatCov / (QelPAC + QelP1 + QelP2H + QelP3H)
COP2	[-]: coefficient de performance moyen de la PAC pour la frontière du système 2: chaleur délivrée par la PAC et énergie électrique pour la PAC et les pompes se trouvant entre le stock de chaud et de froid. Il est défini par le rapport suivant: COP2 = QHeatPAC / (QelPAC + QelP1 + QelP2H + QelP3H)

COP1	[-]: coefficient de performance moyen de la PAC pour la frontière du système 1: chaleur distribuée par la PAC et énergie électrique pour la PAC. Il est défini par le rapport suivant: COP1 = QHeatPAC / QelPAC
EfFCool	[-]: efficacité moyenne du mode « refroidissement direct », défini par le rapport: EfFCool = QFreeCool / (QelP2F + QelP3F)
EfCOOLt	[-]: efficacité globale moyenne du système pour le refroidissement, défini par le rapport: EfCOOLt = QColdCov / (QelP2F + QelP3F + QelCOM + QelP2C + QelP3C + QelP4)
EfCOM2	[-]: efficacité moyenne de la machine frigorifique pour la frontière du système 2: énergie de refroidissement produite par la machine frigorifique et énergie électrique pour la machine frigorifique et les pompes se trouvant entre le stock de froid et les sondes géothermiques. Il est défini par le rapport suivant: EfCOM2 = QCoolMach / (QelCOM + QelP2C + QelP3C + QelP4)
EfCOM1	[-]: efficacité moyenne de la machine frigorifique pour la frontière du système 1: énergie de refroidissement produite par la machine frigorifique et énergie électrique pour la faire fonctionner. Il est défini par le rapport suivant: EfCOM1 = QCoolMach / QelCOM
COPt	[-]: efficacité globale moyenne du système de chauffage et de refroidissement. Il est défini par le rapport suivant: COPt = (QHeatCov + QColdCov) / (QelPAC + QelP1 + QelP2H + QelP3H + QelP2F + QelP3F + QelCOM + QelP2C + QelP3C + QelP4)

SIMSUM 9

QSLm12	[kWh]: énergie injectée dans le terrain (par les sondes géothermiques et les connections hydrauliques horizontales) quand le système fonctionne dans les modes 1 ou 2 (refroidissement actif ou refroidissement direct). Cette énergie est comptabilisée avec un signe positif.
QSUm34	[kWh]: énergie extraite du terrain (par les sondes géothermiques et les connections hydrauliques horizontales) quand le système fonctionne dans les modes 3 ou 4 (chauffage avec ou sans refroidissement). Cette énergie est comptabilisée avec un signe négatif.
QDSTm0	[kWh]: énergie injectée (+) ou extraite (-) du terrain (par les sondes géothermiques et les connections hydrauliques horizontales), quand le système est au repos.
QPIP+	[kWh]: énergie transférée par les connections horizontales des sondes géothermiques lorsque le système fonctionne en production

de froid (lorsque $QSL+ > 0$). Si $QPIP+ < 0$, cela signifie que malgré l'injection de chaleur dans les sondes géothermiques, les connections horizontales soutirent de l'énergie thermique de l'espace (cave) situé au-dessus des sondes géothermiques.

QPIP-	[kWh]: énergie transférée par les connections horizontales des sondes géothermiques lorsque le système fonctionne en production de chaleur (lorsque $QSU- < 0$). Si $QPIP- > 0$, cela signifie que malgré l'extraction de chaleur dans les sondes géothermiques, les connections horizontales injectent de l'énergie thermique dans l'espace (cave) situé au-dessus des sondes géothermiques.
QFLm12	[kWh]: énergie injectée (+) dans le terrain (par les sondes géothermiques et les connections hydrauliques horizontales), quand le système fonctionne dans les modes 1 ou 2 (refroidissement actif ou refroidissement direct). Cette énergie est calculée avec le débit et les températures d'entrée et de sortie du fluide caloporteur.
QFLm34	[kWh]: énergie extraite (-) du terrain (par les sondes géothermiques et les connections hydrauliques horizontales), quand le système fonctionne dans les modes 3 ou 4 (chauffage avec ou sans refroidissement). Cette énergie est calculée avec le débit et les températures d'entrée et de sortie du fluide caloporteur.
QFLOWG	[kWh]: énergie totale injectée (+) ou extraite (-) du terrain par les sondes géothermiques et les connections hydrauliques horizontales. Cette énergie est calculée avec le débit et les températures d'entrée et de sortie du fluide caloporteur.
QtoGrd	[kWh]: énergie totale injectée (+) ou extraite (-) du terrain par les sondes géothermiques et les connections hydrauliques horizontales. Cette énergie est déterminée avec les puissances calculées par les modèles de calcul pour les sondes géothermiques et les connections horizontales.
QDSTtoGrd	[kWh]: énergie injectée (+) ou extraite (-) du terrain par les sondes géothermiques uniquement.

A1.5 Paramètres de simulation pour le système de référence

Météorologie

Les valeurs météorologiques du lieu géographique Wollerau sont générées avec le programme Meteonorm en valeurs horaires. Les valeurs mensuelles sont énumérées dans la table A1.1.

Mois	Température air extérieur °C	Ensoleillement global horizontal kWh	Ensoleillement global vertical sud kWh
Janvier	1.1	30	40
Février	1.1	46	53
Mars	4.5	92	86
Avril	7.3	113	78
Mai	11.7	146	82
Juin	14.5	149	78
JUILLET	18.3	168	89
Août	17.9	141	88
Septembre	14.8	100	80
Octobre	10.4	62	62
Novembre	4.7	31	36
Décembre	2.6	23	31
Année	9.1	1'097	801

Table A1.1 Valeurs mensuelles de la température de l'air extérieur et de l'ensoleillement à Wollerau

Demande d'énergie de chauffage et de refroidissement

Les températures "aller" et "retour" du fluide caloporteur dans la distribution de chauffage sont fixées en fonction de la température de l'air extérieur. Elles sont spécifiées par différentes valeurs de la température extérieure et interpolées linéairement pour les températures intermédiaires. Les paramètres du modèle de demande de chaleur (TYPE259 (type non standard), Pahud, 1996) sont fixés de manière à définir les températures de fluide « aller » et « retour » dans la distribution de chauffage (distribution de chaud) comme dans le graphe de la figure A1.7.

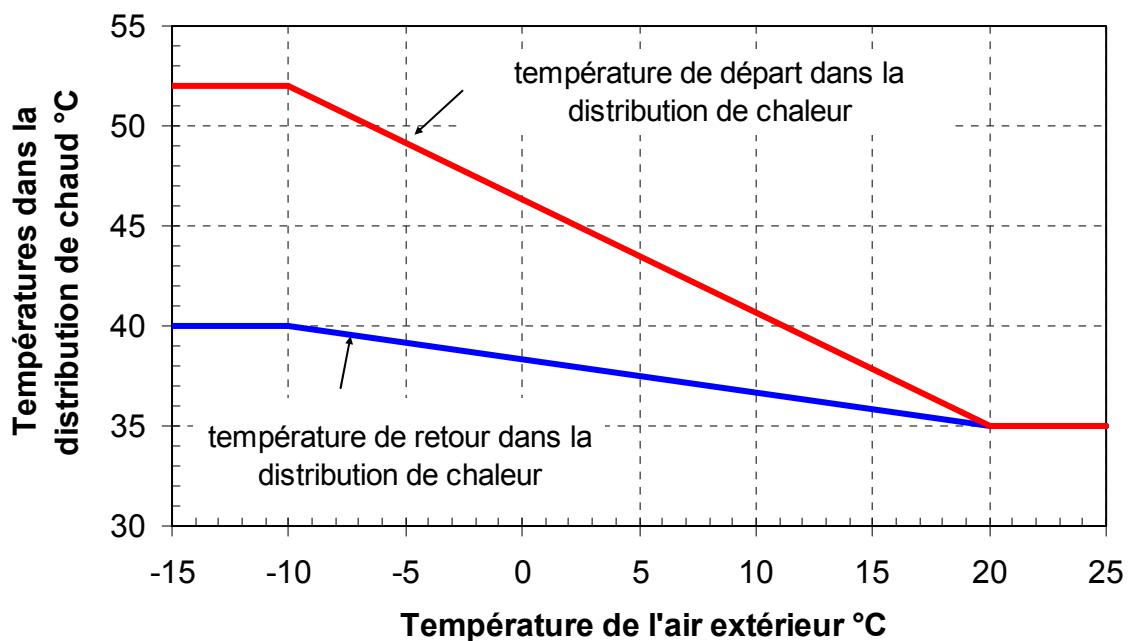


Fig. A1.7 Températures « aller » et « retour » du fluide caloporteur dans la distribution de chauffage, au départ du stockage de chaud.

De la même façon les températures « aller » et « retour » sont définies dans la distribution de froid. Le modèle de calcul TYPE259 (Pahud, 1996) a été légèrement modifié pour être utilisé également pour une demande de refroidissement. Les températures de fluide dans la distribution de froid sont montrées dans la figure A1.8.

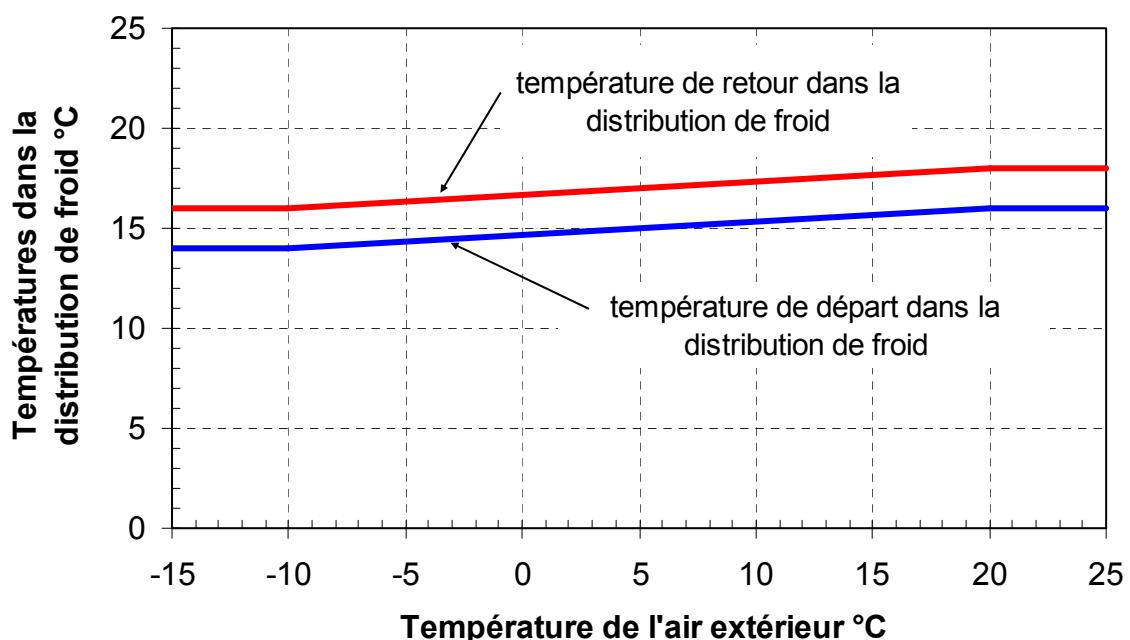


Fig. A1.8 Températures « aller » et « retour » du fluide caloporteur dans la distribution de froid, au départ du stockage de froid.

Les demandes d'énergie de chauffage et refroidissement mensuelles sont énumérées dans la table A1.2. Les paramètres du modèle de calcul pour générer les demandes de chauffage et de refroidissement ont été ajustés pour reproduire les estimations annuelles de l'énergie de chauffage (470 MWh) et de refroidissement (75 MWh) (Kapp und Morath, 1997).

Mois	Demande de chauffage MWh	Demande de refroidissement MWh	Total MWh
Janvier	87.8	-0.1	87.7
Février	74.1	-0.2	73.9
Mars	57.6	-1.0	56.6
Avril	42.4	-1.5	40.9
Mai	21.2	-6.9	14.3
Juin	8.3	-11.3	-3.0
Juillet	0.4	-18.4	-18.0
Août	0.3	-17.6	-17.3
Septembre	9.2	-11.8	-2.6
Octobre	30.5	-5.2	25.3
Novembre	64.3	-0.7	63.6
Décembre	80.1	-0.3	79.8
Année	476	-75	401

Table A1.2 Valeurs mensuelles des demandes d'énergie de chauffage et de refroidissement pour l'installation « Wollerau ».

Stockage de chaud

Le stockage de chaud est simulé avec le type standard TYPE4. La stratification verticale des températures est représentées par 4 couches superposées ayant chacune une température constante. Le stockage est « chargé » par le circuit hydraulique connecté au condenseur de la pompe à chaleur. L'entrée du circuit dans le stockage est fixée dans la deuxième couche (à 75% de la hauteur du stockage) et la sortie (retour au condenseur de la PAC) tout en bas (quatrième couche du stockage). Le départ du circuit hydraulique de la distribution de chaleur est connecté en haut du stockage et le retour en bas. Les principaux paramètres du stockage sont énumérés dans la table A1.3.

Stockage de chaud	Valeur paramètre
Volume du stockage	8.5 m ³
Hauteur du stockage	4.0 m
Isolation stockage, facteur de perte thermique moyen U	0.6 W/m ² K
Entrée circuit hydraulique de la PAC	¾ hauteur
Sortie circuit hydraulique de la PAC	bas
Entrée circuit hydraulique de la distribution de chaleur	bas
Sortie circuit hydraulique de la distribution de chaleur	haut
Nombre de nœuds (couches horizontales) pour la simulation de la stratification verticale des températures	4 -

Table A1.3 Dimensions et principales caractéristiques du stockage de chaud.

Pompe à chaleur

Les caractéristiques de la pompe à chaleur sont données dans la table A1.4.

Agrégat pompe à chaleur – machine frigorifique:	YORK YCW 44 CB – HR
Performances thermiques pour le chauffage	
Puissance à l'évaporateur (entrée 3°C / sortie 0°C)	133 kW
Puissance au condensateur (entrée 44°C / sortie 52°C)	186 kW
Puissance électrique absorbée au compresseur	52 kW
Débit nominal de fluide dans le condensateur (eau)	20 m ³ /heure
Débit nominal de fluide dans l'évaporateur (mélange eau - antigel)	39 m ³ /heure

Table A1.4 Caractéristiques thermiques de l'agrégat pompe à chaleur – machine frigorifique en mode chauffage.

La puissance thermique délivrée au condenseur et la puissance électrique consommée par la PAC sont présentées sous forme graphique dans la figure A1.9, en fonction des niveaux de température du fluide caloporteur dans l'évaporateur et le condenseur. Les courbes proviennent d'un autre modèle YORK, mais les puissances ont été multipliées par un facteur d'échelle pour les faire correspondre à celles de la machine de l'installation Wollerau.

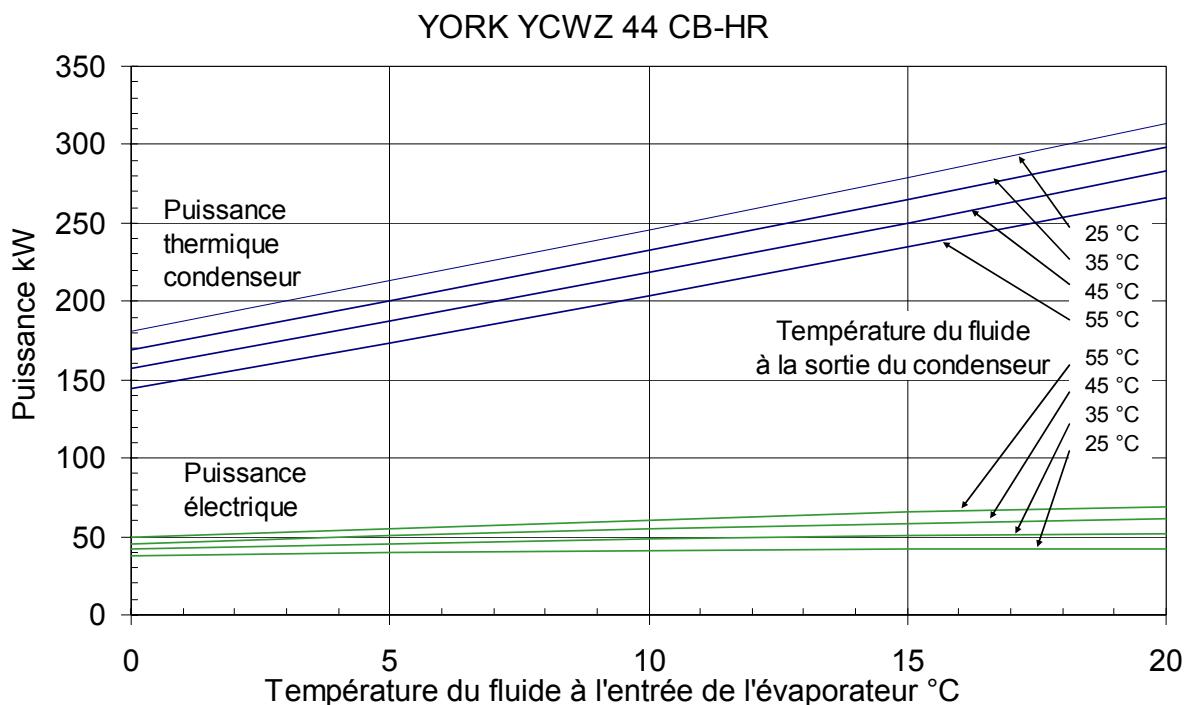


Fig. A1.9 Puissance thermique délivrée au condenseur et puissance électrique absorbée par le compresseur en fonction de la température d'entrée du fluide dans l'évaporateur et de la température de sortie au condenseur.

Les courbes du graphique de la figure A1.9 sont obtenues avec une fonction polynomiale qui est utilisée comme « input » par le modèle de pompe à chaleur non standard TYPE201. Les 6 coefficients du polynôme sont déterminés par régression multilinéaire avec les points de fonctionnement de la machine. Le polynôme, défini par l'expression A1.1, permet de calculer la puissance thermique ou la puissance électrique en fonction de la température d'entrée dans l'évaporateur et de la température de sortie du condenseur.

$$P = B1 + B2 \cdot \bar{T}_{e,in} + B3 \cdot \bar{T}_{c,out} + B4 \cdot \bar{T}_{e,in} \cdot \bar{T}_{c,out} + B5 \cdot \bar{T}_{e,in}^2 + B6 \cdot \bar{T}_{c,out}^2 \quad (A1.1)$$

Avec P: puissance thermique ou électrique interpolée (W);
 B1 à B6: coefficients du polynôme obtenus par régression multilinéaire (W);
 \bar{T} : température normalisée = $((T [°C] + 273.15) [K]) / (273.15 [K])$ (-);
 e,in : indice pour spécifier la température du fluide caloporteur à l'entrée de l'évaporateur;
 c,out : indice pour spécifier la température du fluide caloporteur à la sortie du condenseur.

Les coefficients du polynôme énumérés dans la table A1.5 représentent les performances de la machine à 50% de sa puissance. Le plein régime est obtenu en simulant deux machines à 50%.

Coefficients polynomiaux	Puissance thermique au condenseur	Puissance électrique au compresseur
B1	-786	270
B2	248	108
B3	750	-690
B4	-656	977
B5	663	-551
B6	-114	-102

Table A1.5 Coefficients polynomiaux de l'équation A1.1 déterminés pour la pompe à chaleur YORK YCWZ 44 CB-HR à mi-régime.

Les constantes de temps liées à l'enclenchement et au déclenchement de la machine sont fixées à respectivement 3 et 5 minutes. Ces paramètres sont énumérés dans la table A1.6 avec les paramètres thermiques attribués aux fluides caloporteurs simulés. Les valeurs de ces derniers ne dépendent pas de la température du fluide et sont donc constants au cours d'une simulation. Pour des débits dans le condenseur et l'évaporateur différents des débits nominaux (cf. table A1.4), une correction est effectuée avec le type non standard TYPE292. D'autre part, la température d'entrée dans l'évaporateur est limitée au maximum à 15 °C avec le type non standard TYPE293.

Machine YORK YCWZ 44 CB-HR	
Constante de temps associée à un enclenchement	3 minutes
Constante de temps associée à un déclenchement	5 minutes
Fluide circulant dans le condenseur (eau)	
Chaleur massique	4.19 kJ/(kg K)
Densité	1'000 kg/m ³
Fluide circulant dans l'évaporateur (eau avec antigel)	
Chaleur massique	3.90 kJ/(kg K)
Densité	1'050 kg/m ³
Température maximum à l'entrée de l'évaporateur	15 °C

Table A1.6 Valeurs des paramètres utilisés pour la simulation de l'agrégat pompe à chaleur – machine frigorifique en mode chauffage.

Contrôle pompe à chaleur

Le module de régulation de la PAC permet de contrôler ses deux allures de fonctionnement (50 et 100%). Ce type non standard (TYPE299) a été développé pour la simulation de pompes à chaleur couplées à des pieux échangeurs (cf. annexe 3 de Fromentin et al. (1997) pour la description du composant). Les critères

d'enclenchement et de déclenchement sont déterminés sur la base de deux températures d'eau dans le stockage de chaud à des niveaux différents (Ttop, placé dans le 2^e nœud, à 75% de la hauteur, et Tbot, fixé en bas du stockage).

La pompe à chaleur est enclenchée (ou le régime de fonctionnement augmenté) lorsque la température Tbot descend sous une valeur de consigne. La pompe à chaleur est déclenchée (ou le régime de fonctionnement diminué) lorsque la température Ttop dépasse une autre température de consigne. Un laps de temps peut être imposé entre deux décisions de contrôle successives. D'autre part, même si le critère de température demande l'enclenchement de la PAC à 100%, il est possible de ne pas augmenter le régime de fonctionnement si l'évolution de la température dans le stockage tampon va dans le bon sens, i.e. si l'augmentation de la température est plus rapide que celle de la température de consigne. Des critères analogues sont appliqués pour le déclenchement des PAC. Les paramètres de contrôle de la PAC sont synthétisés dans la table A1.7.

Contrôle pompe à chaleur	Valeur paramètre
Température Ttop dans le stock de chaud	Température à 75% de la hauteur du stockage
Température Tbot dans le stock de chaud	Température en bas du stockage
Température de consigne Tfor	Température de consigne fixant la température de départ dans la distribution de chaleur
Critère d'enclenchement	$Ttop < Tfor$ ou $Ttop < 47^{\circ}\text{C}$
Critère de déclenchement	$Tbot > (Tfor + 10 \text{ K})$ ou $Tbot > 52^{\circ}\text{C}$
Laps de temps minimum entre deux décisions de contrôle	9 minutes
Contrôle bloqué si l'évolution de la température va dans le bon sens	Oui

Table A1.7 Paramètres pour le contrôle de la PAC.

Stockage de froid

Comme pour le stockage de chaud, le stockage de froid est simulé avec le type standard TYPE4. La stratification verticale des températures est représentées par 4 couches superposées ayant chacune une température constante. Le stockage est « chargé en froid » par le circuit hydraulique connecté à l'échangeur de chaleur de froid. L'entrée du circuit dans le stockage est fixée dans la troisième couche (à 25% de la hauteur du stockage) et la sortie (retour à l'échangeur) tout en haut (première couche du stockage). Le retour du circuit hydraulique de la distribution de froid est connecté en haut du stockage et l'aller en bas. Les principaux paramètres du stockage sont énumérés dans la table A1.8.

Stockage de froid	Valeur paramètre
Volume du stockage	8.5 m ³
Hauteur du stockage	4.0 m
Isolation stockage, facteur de perte thermique moyen U	0.6 W/m ² K
Entrée circuit hydraulique de l'échangeur de chaleur	¾ hauteur
Sortie circuit hydraulique de l'échangeur de chaleur	haut
Entrée circuit hydraulique de la distribution de froid	haut
Sortie circuit hydraulique de la distribution de froid	bas
Nombre de nœuds (couches horizontales) pour la simulation de la stratification verticale des températures	4 -

Table A1.8 Dimensions et principales caractéristiques du stockage de froid.

Echangeur de chaleur du stockage de froid

L'échangeur de chaleur à contre-courant est simulé avec le type standard TYPE5. Les paramètres de simulation sont énumérés dans la table A1.9.

Echangeur de chaleur du stockage de froid	Valeur paramètre
Type d'échangeur	contre-courant
Valeur UA de l'échangeur	100 kW/K
Circuit primaire (sondes géothermiques et machine frigorifique)	eau + antigel ¹⁾
Circuit secondaire (stockage de froid)	eau ²⁾

¹⁾ eau+antigel : chaleur spécifique 4.19 kJ/(kg K), densité 1'000 kg/m³²⁾ eau : chaleur spécifique 3.90 kJ/(kg K), densité 1'050 kg/m³

Table A1.9 Caractéristiques de l'échangeur de chaleur du stockage de froid.

Machine frigorifique

Les caractéristiques de la machine frigorifique sont données dans la table A1.10.

Agrégat pompe à chaleur – machine frigorifique:	YORK YCW 44 CB – HR
Performances thermiques pour le refroidissement	
Puissance à l'évaporateur (entrée 18 °C / sortie 8 °C)	211 kW
Puissance au condensateur (entrée 30 °C / sortie 40 °C)	263 kW
Puissance électrique absorbée au compresseur	52 kW
Débit nominal de fluide dans le condensateur (mélange eau - antigel)	28 m ³ /heure
Débit nominal de fluide dans l'évaporateur (mélange eau - antigel)	18 m ³ /heure

Table A1.10 Caractéristiques thermiques de l'agrégat pompe à chaleur – machine frigorifique en mode refroidissement.

Les puissances de la machine frigorifique sont reproduites avec les caractéristiques de la pompe à chaleur (cf. figure A1.9), si la correction pour des débits dans l'évaporateur et le condenseur différents est appliquée. Les performances thermiques de la machine sont donc simulées avec le polynôme utilisé pour le mode pompe à chaleur (cf. table A1.5). De manière analogue il représente les performances de la machine à 50% de sa puissance. Le plein régime est obtenu en simulant deux machines à 50%. La correction pour débits différents est effectuée avec le type non standard TYPE 292.

Les constantes de temps liées à l'enclenchement et au déclenchement de la machine sont également fixées à respectivement 3 et 5 minutes. La température d'entrée dans l'évaporateur est limitée à 15 °C au maximum avec le type non standard TYPE293. De même la température d'entrée dans le condenseur est limitée à 20 °C au minimum dans le condenseur. Les paramètres sont énumérés dans la table A1.11.

Machine YORK YCWZ 44 CB-HR	
Constante de temps associée à un enclenchement	3 minutes
Constante de temps associée à un déclenchement	5 minutes
Fluide circulant dans le condenseur (eau avec antigel)	
Chaleur massique	3.90 kJ/(kg K)
Densité	1'050 kg/m ³
Fluide circulant dans l'évaporateur (eau avec antigel)	
Chaleur massique	3.90 kJ/(kg K)
Densité	1'050 kg/m ³
Température maximum à l'entrée de l'évaporateur	15 °C
Température minimum à l'entrée du condenseur	20 °C

Table A1.11 Valeurs de paramètres utilisés pour la simulation de l'agrégat pompe à chaleur – machine frigorifique en mode refroidissement.

Contrôle machine frigorifique

Comme pour la pompe à chaleur, le module de régulation de la machine frigorifique (type non standard TYPE299) permet de contrôler les deux allures de fonctionnement (50 et 100%). Les critères d'enclenchement et de déclenchement sont déterminés sur la base de deux températures d'eau dans le stockage de froid à deux niveaux différents (Ttop, placé en haut du stockage, et Tbot, placé dans le 3^e noeud, à 25% de la hauteur).

Le mode refroidissement direct ou la machine frigorifique est enclenchée (ou le régime de fonctionnement augmenté) lorsque la température Ttop dépasse une valeur de consigne. Le mode refroidissement direct est arrêté, ou la machine frigorifique est déclenchée (ou le régime de fonctionnement diminué) lorsque la température Tbot descend au dessous d'une autre température de consigne. Un laps de temps peut être imposé entre deux décisions de contrôle successives. D'autre part, même si le critère de température demande l'enclenchement de la machine frigorifique à 100%, il est possible de ne pas augmenter le régime de fonctionnement si l'évolution de la température dans le stockage tampon va dans le bon sens, i.e. si l'abaissement de la température est plus rapide que celui de la température de consigne. Des critères analogues sont appliqués pour le déclenchement de la machine frigorifique. Les paramètres de contrôle de la machine frigorifique sont synthétisés dans la table A1.12.

Contrôle pompe à chaleur	Valeur paramètre
Température Ttop dans le stock de chaud	Température en haut du stockage
Température Tbot dans le stock de chaud	Température à 25% de la hauteur du stockage
Température de consigne Tfor	Température de consigne fixant la température de départ dans la distribution de froid
Critère d'enclenchement	$T_{bot} > T_{for}$
Critère de déclenchement	$T_{top} < 7^{\circ}\text{C}$
Laps de temps minimum entre deux décisions de contrôle	9 minutes
Contrôle bloqué si l'évolution de la température va dans le bon sens	Oui

Table A1.7 Paramètres pour le contrôle de la machine frigorifique.

Contrôle système

Le contrôle du système détermine les modes de fonctionnement du système (voir section A1.3). Pour rappel, la régulation du système se base sur les trois tests suivants qui permettent de déterminer le mode de fonctionnement conformément à la figure A1.3.

Ch : test pour vérifier si le stockage de chaud de la distribution de chauffage doit être « chargé ». La réponse du test est « oui » si le composant « contrôle PAC » demande la marche de la pompe à chaleur.

Dir : test pour vérifier si le mode « refroidissement direct » est possible. La réponse du test est « oui » si la température en haut du stock de « froid » ($T_{stk-froid}$) est plus élevée que la température du fluide à la sortie des sondes géothermiques ($T_{sonde-out}$). Un contrôleur ON/OFF (TYPE2) est utilisé pour éviter une instabilité du test lors de la détermination du mode de fonctionnement, avec les « dead band temperature difference » ΔT_{on} et ΔT_{off} .

Si le test est négatif (refroidissement direct pas possible) et que la condition suivante devient vraie :

$$(T_{stk-froid} - T_{sonde-out}) > \Delta T_{on} \quad \text{et} \quad \Delta T_{on} = 5 \text{ K}$$

alors le test devient positif (refroidissement direct possible). Le test reste positif jusqu'à ce que la condition suivante devient vraie :

$$(T_{stk-froid} - T_{sonde-out}) < \Delta T_{off} \quad \text{et} \quad \Delta T_{off} = 1 \text{ K}$$

Ref : test pour vérifier si le stockage de froid de la distribution de refroidissement doit être « chargé ». La réponse du test est « oui » si le composant « contrôle machine frigorifique » demande la marche de la machine frigorifique.

Pompes de circulation

Les débits et puissances électriques des pompes de circulation simulées (cf. schéma de principe de la figure A1.2) sont énumérées dans la table A1.8 pour chaque mode de fonctionnement du système. Pour rappel, la pompe P2 simulée représente en réalité trois pompes de circulation différentes.

Pompe	Mode 4 (PAC)	Mode 3 (PAC avec refroidissement)	Mode 2 (refroidissement direct)	Mode 1 (machine frigorifique)
P1	20 m ³ /h 1'000 W	20 m ³ /h 1'000 W	-	-
P2	39 m ³ /h 1'800 W	39 m ³ /h 1'800 W	24 m ³ /h 2'200 W	18 m ³ /h 580 W
P3	-	22 m ³ /h 740 W	22 m ³ /h 740 W	22 m ³ /h 740 W
P4	-	-	-	28 m ³ /h 2'800 W

Table A1.8 Débit et puissance électrique de chaque pompe de circulation en fonction des modes de fonctionnement du système.

Sondes géothermiques et terrain

Les sondes géothermiques et le terrain sont simulés avec le type non standard TRNSBM. Contrairement au type non standard TRNVDSTP (simulation d'un stockage de chaleur par sondes géothermiques ou d'un ensemble de pieux échangeurs), les connections horizontales reliant les sondes géothermiques ne peuvent pas être prises en compte. Les principaux paramètres de simulation sont énumérés dans la table A1.9.

Sondes géothermiques et terrain	
Nombre de sondes géothermiques	32
Longueur active de chaque sonde	135
Espacement moyen entre les sondes géothermiques ¹⁾	environ 8 m
Diamètre d'une sonde géothermique	0.13 m
Résistance thermique d'une sonde géothermique R _b	0.11 K/(W/m)
Résistance thermique interne d'une sonde géothermique R _a	0.35 K/(W/m)
Température moyenne de l'air en surface (cave)	18 °C
Epaisseur de la couche de terrain recouvrant les sondes ²⁾	1 m
Propriétés thermiques du terrain	
conductibilité thermique	2.3 W/mK
capacité thermique volumique	2.2 MJ/m ³ K
Température initiale moyenne annuelle du terrain en surface	12 °C
Gradient géothermique	20 K/km

¹⁾ l'arrangement exact des sondes est en fait pris en considération dans TRNSBM (cf. table A1.10)

²⁾ la couche de « terrain » qui recouvre les sondes géothermiques a les mêmes propriétés thermiques que celle du terrain. Une épaisseur de 1 m avec un λ de 2.3 W/mK est équivalent du point de vue transmission thermique (valeur U) à une épaisseur de 0.57 m de béton maigre de λ égal à 1.3 W/mk.

Table A1.9 Paramètres de simulation pour les sondes géothermiques et le terrain.

La disposition des sondes géothermiques est indiquée dans la figure A1.10.

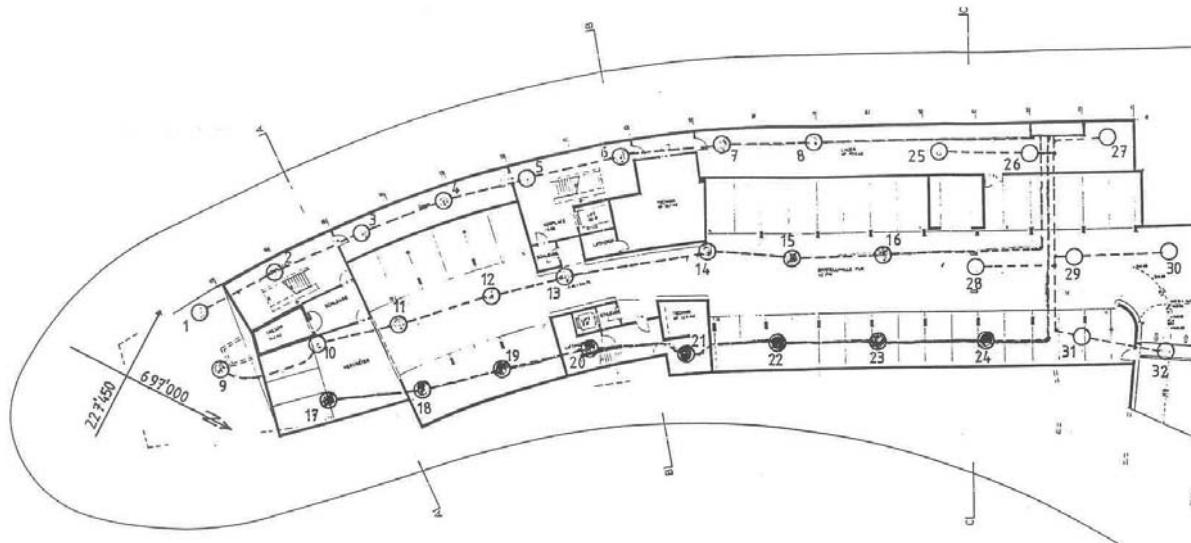


Figure A1.10 Position des 32 sondes sous les fondations du bâtiment (source : Kapp und Morath, 1999).

Le positionnement exact des sondes est simulé dans TRNSBM. Par défaut de mesures plus précises, elles sont toutes supposées verticales. La position des sondes en surface est définie par les coordonnées (x,y) qui sont énumérées dans la table A1.10. L'origine est arbitrairement fixée sur la sonde numéro 16.

Sonde numéro	position X	position Y	Sonde numéro	position X	position Y
1	-59.7 m	-4.2 m	17	-48.6 m	-15.6 m
2	-53.2 m	-0.8 m	18	-40.3 m	-11.0 m
3	-45.6 m	2.7 m	19	-33.4 m	-9.5 m
4	-38.0 m	5.3 m	20	-25.8 m	-7.6 m
5	-30.8 m	7.2 m	21	-17.5 m	-8.4 m
6	-22.8 m	9.1 m	22	-9.5 m	-7.6 m
7	-14.1 m	9.9 m	23	-0.8 m	-7.6 m
8	-5.7 m	9.9 m	24	8.7 m	-7.6 m
9	-58.1 m	-9.1 m	25	4.9 m	9.1 m
10	-49.4 m	-7.2 m	26	12.9 m	8.7 m
11	-42.2 m	-5.7 m	27	19.8 m	9.9 m
12	-34.2 m	-3.0 m	28	8.0 m	-1.5 m
13	-27.7 m	-1.5 m	29	16.7 m	-0.8 m
14	-15.2 m	0.4 m	30	24.7 m	-0.4 m
15	-7.6 m	-0.4 m	31	17.1 m	-7.6 m
16	0.0 m	0.0 m	32	24.3 m	-9.1 m

Table A1.10 Coordonnées (x,y) des 32 sondes sous les fondations du bâtiment.

A1.6 Bilan énergétique simulé du système de référence

Le fonctionnement du système est simulé pour une dizaine d'années avec un pas de temps de 3 minutes. Pour un PC muni d'un processeur de 800 MHz, il faut 31 heures pour mener à terme la simulation. Les performances moyennes annuelles du système (moyenne sur les 10 premières années de fonctionnement), sont montrées dans la figure A1.11.

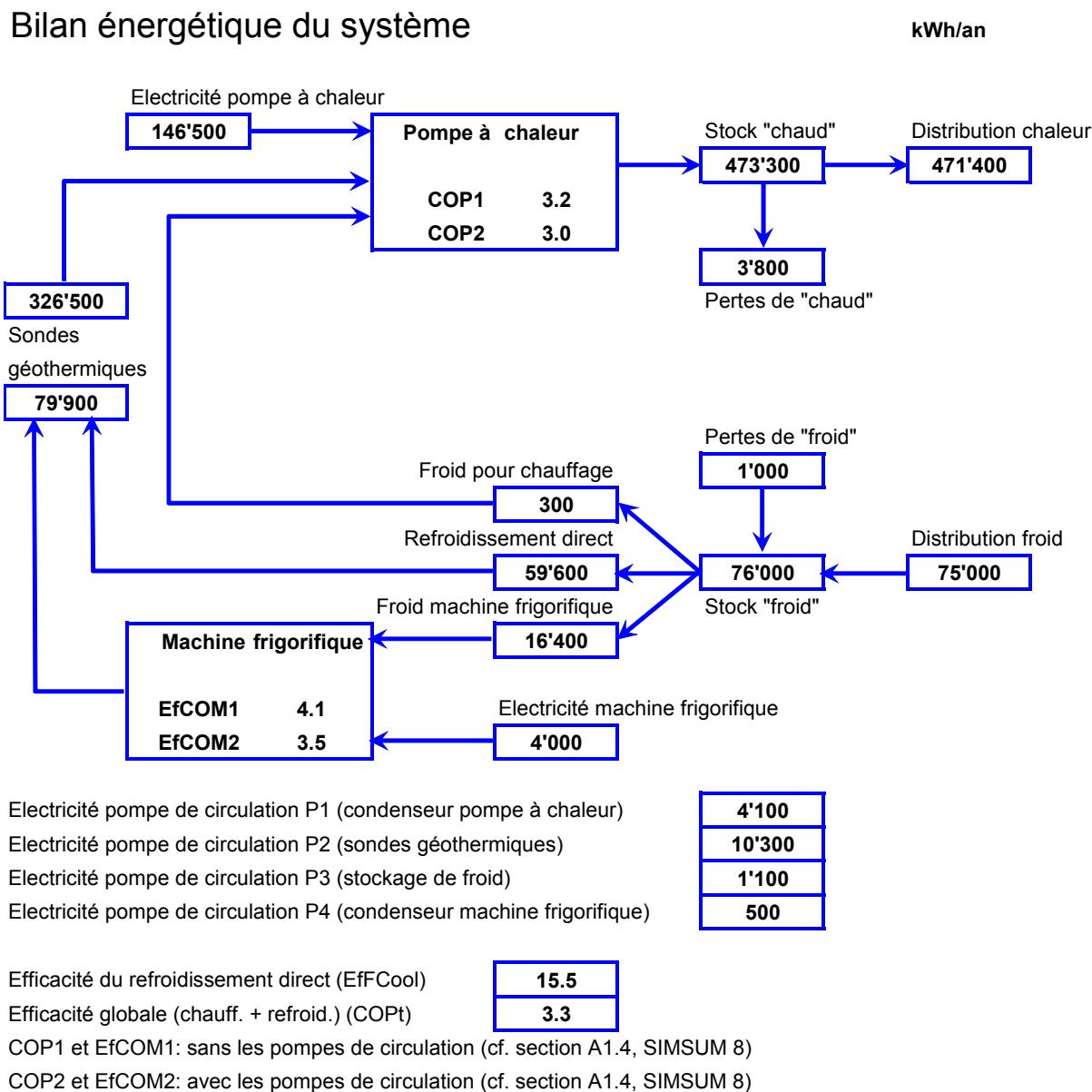


Figure A1.11 Performances thermiques du système dit de référence, constituant la base des systèmes simulés.

La recharge thermique du terrain pour la production de froid ne représente qu'un quart de l'énergie extraite pour le chauffage en hiver.