

⑫

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

②2 Date de dépôt : 17.10.08.

③0 Priorité :

④3 Date de mise à la disposition du public de la
demande : 23.04.10 Bulletin 10/16.

⑤6 Liste des documents cités dans le rapport de
recherche préliminaire : *Se reporter à la fin du
présent fascicule*

⑥0 Références à d'autres documents nationaux
apparentés :

⑦1 Demandeur(s) : TOGRUL ORHAN — FR.

⑦2 Inventeur(s) : TOGRUL ORHAN.

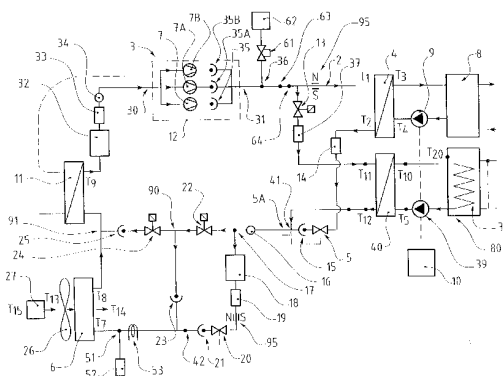
⑦3 Titulaire(s) : TOGRUL ORHAN.

⑦4 Mandataire(s) : CABINET BLEGER-RHEIN.

⑤4 POMPE A CHALEUR.

⑤7 L'invention concerne une pompe à chaleur (1) com-
portant des moyens de mise en mouvement (3) par aspira-
tion puis refoulement d'un fluide caloporteur dans une
boucle de circulation en circuit fermé, comportant au moins
un premier condenseur (4), au moins un premier détendeur
(5) et au moins un premier évaporateur (6), lesdits moyens
de mise en mouvement (3) étant constitués d'au moins un
premier compresseur (7).

Elle se caractérise en ce qu'elle comporte encore des
premiers moyens d'échange thermique (11) situés sur un
autre tronçon que celui séparant lesdits moyens de mise en
mouvement (3) dudit premier condenseur (4), pour réguler
l'écart entre la température de surchauffe (T8) et la tempé-
rature d'entrée (T7) dans ledit premier évaporateur (6) d'une
part, et entre la température de sous-refroidissement (T2) et
la température d'entrée (T1) dans ledit premier condenseur
(4) d'autre part.



L'invention concerne une pompe à chaleur comportant des moyens de mise en mouvement par aspiration puis refoulement d'un fluide caloporteur dans une boucle de circulation en circuit fermé, comportant au moins un premier condenseur, au moins un premier détenteur et au moins un premier évaporateur, lesdits
5 moyens de mise en mouvement étant constitués d'au moins un premier compresseur, pour pousser ledit fluide à l'état gazeux et à haute pression vers au moins ledit premier condenseur, dont ledit fluide sort à l'état liquide sous haute pression
10 constante, à une température de sous-refroidissement, puis pour amener ledit fluide dans un circuit de détente comportant au moins ledit premier détenteur abaissant la pression et la température dudit fluide, puis pour amener ledit fluide vers au moins ledit premier évaporateur, où ledit fluide se vaporise et
15 dont il sort à basse pression et à température de surchauffe sous forme gazeuse, et puis pour ramener ledit fluide à l'aspiration desdits moyens de mise en mouvement.

L'invention concerne encore un procédé de gestion d'une telle pompe à chaleur.

20 L'invention concerne le domaine de la climatisation par l'utilisation d'une pompe à chaleur, en particulier pour des bâtiments ou des équipements annexes tels que piscines ou similaires.

De façon connue, une pompe à chaleur est un dispositif
25 thermodynamique, qui transporte en circuit fermé un fluide qu'on appellera ici caloporteur, généralement constitué d'un fluide frigorigène, tel que saumure, CFC, HCHC, HFC tel que « R134a », HC tel que propane « R290 » ou isobutane « R600A », ou similaire. On utilise les propriétés de changement d'état de ce
30 fluide, qui, selon sa position dans le circuit passe de l'état liquide à l'état gazeux, ou inversement, et dont la pression varie également selon sa position.

La pompe à chaleur comporte des moyens de mise en mouvement du fluide, qui en même temps facilitent son changement
35 d'état, en particulier son niveau de pression : ces moyens de mise en mouvement du fluide consistent en général en un

compresseur, recevant un fluide à l'état gazeux et le mettant en mouvement en augmentant sa pression. Ces moyens de mise en mouvement du fluide consomment l'essentiel de l'énergie fournie par l'utilisateur, essentiellement sous forme électrique, pour
5 exploiter la pompe à chaleur. Les moyens de mise en mouvement du fluide, en l'occurrence le refoulement du compresseur, amènent ce dernier à un échangeur appelé condenseur, auquel le circuit cède de l'énergie, et dans lequel le fluide gazeux mis sous haute pression sous l'action du compresseur atteint sa
10 température d'ébullition et se condense à haute température par dissipation de la chaleur, à pression et températures constantes, la baisse de température étant alors stoppée. La chaleur latente de changement d'état est transmise au milieu récepteur, généralement le volume utile d'un bâtiment ou d'une
15 habitation, par le condenseur.

Le fluide est, en sortie du condenseur, condensé entièrement sous forme liquide sous haute pression constante, à une température dite de sous-refroidissement. Le fluide circule ensuite dans un circuit de détente, qui comporte notamment un
20 détendeur, qui règle le débit du fluide vers l'aval. Une partie de ce fluide repasse à l'état gazeux, cette transformation est consommatrice d'énergie et se traduit par un abaissement de la température du fluide, conjugué avec l'abaissement de sa pression. La détente se fait à enthalpie constante, jusqu'à
25 l'entrée du fluide dans un autre échangeur appelé évaporateur, et dont le circuit prélève de l'énergie. Il s'agit à nouveau d'une transformation à pression constante, cette fois à basse pression, contrairement à l'échange réalisé au niveau du condenseur. Le fluide absorbe la chaleur contenue dans le milieu
30 externe, et entre en ébullition, et le liquide se vaporise sous forme gazeuse, dans un processus de changement d'état à pression et température constantes. Quand la totalité du fluide est évaporée, ce dernier est à une température dite de surchauffe. C'est à basse pression constante et à cette température de
35 surchauffe que le fluide est amené à l'aspiration du compresseur, et le cycle recommence indéfiniment.

On comprend que la pompe à chaleur est un outil réversible, capable aussi bien de chauffer un local que de le refroidir : dans ce dernier cas on prélève de l'énergie au bâtiment, qu'on recède au milieu externe avec lequel travaille la pompe à chaleur, air, eau, sol, ou autre.

Le coefficient de performance d'une pompe à chaleur, ou COP, est le rapport entre la puissance calorifique recueillie au niveau de l'utilisateur au niveau du condenseur, et la puissance consommée.

Le COP d'une pompe à chaleur classique est bon, généralement de l'ordre de 3 à 5 aux températures supérieures à 0°C, dites ci-après positives, contre 0,7 à 0,8 pour une chaudière à fioul ou à gaz.

Toutefois, le rendement est variable en fonction de la régulation interne de la pompe à chaleur, en particulier les paramètres de circulation. Le coefficient de performance dépend aussi de la température externe, c'est-à-dire de la source dont on prélève de l'énergie. En cas de température externe très basse, de -5°C à -15°C par exemple, le COP d'une pompe à chaleur normale est fortement dégradé. En effet, il se produit des phénomènes de givrage, qui entraînent des arrêts intempestifs, et nécessitent de l'énergie pour le dégivrage, tant au niveau de l'évaporateur que de la partie basse du compresseur, entraînant encore des dommages collatéraux de corrosion et d'usure accélérée des matériels. Aux très basses températures, le taux de compression diminue, la température au refoulement aussi, et le COP est dégradé. En effet, le moteur du compresseur tourne toujours au même régime, et le débit massique du fluide diminue au refoulement. Ceci explique que, sur de tels systèmes, un COP d'une valeur de 3,5 dans les conditions optimales tombe, par exemple pour une température extérieure de -15°C, à des valeurs comprises entre 1 et 1,6 seulement.

La limite des pompes à chaleur est généralement liée au compresseur, qui fonctionne en tout ou rien : la pompe à chaleur fonctionne obligatoirement en mode discontinu. Pendant les périodes de fonctionnement du compresseur, le rendement est bon,

la puissance calorifique produite et récupérable au niveau du condenseur croît avec la température extérieure, avec un COP qui peut être élevé, notamment voisin de 6 pour une température extérieure de 20°C, ou de 3 pour une température extérieure de 7°C, pendant la plage de fonctionnement de la pompe à chaleur. Celle-ci doit être arrêtée pendant des périodes plus ou moins longues, afin de ne pas fournir à l'utilisation, c'est-à-dire au condenseur, plus d'énergie que cette dernière n'en nécessite. Sur une journée, le diagramme d'énergie produite en fonction du temps est donc un histogramme avec de nombreuses plages à énergie produite nulle. Donc, si le COP instantané est bon, le COP lissé sur une période de fonctionnement est fortement dégradé, par exemple de l'ordre de 1 sur une journée, à peine meilleur qu'une chaudière classique à combustible.

Différentes tentatives ont essayé d'assurer une stabilité du COP, en particulier pour éviter les pics de consommation électrique du compresseur lors du démarrage: une technologie connue consiste à faire varier la vitesse du compresseur, sans jamais arrêter ce dernier. Il est aussi connu de convertir du courant continu en courant alternatif, pour le reconvertir en courant continu lors d'une transformation dans laquelle on module tension et fréquence pour adapter la vitesse de rotation du compresseur, en évitant les variations de température à l'utilisation, et pour réguler la puissance énergétique de la pompe à chaleur. Un tel système présente couramment un COP supérieur à 4. Toutefois, l'électronique est fortement sollicitée et son vieillissement est rapide, pouvant en nécessiter le remplacement en moins de cinq ans. A basse température, le rapport de compression s'élève, la température au refoulement augmente, et le débit massique du fluide est réduit, et la performance diminue.

Pour faire face aux plages de températures extérieurs basses, les systèmes connus prévoient un appoint de chauffage, ou bien sont surdimensionnés, ce qui altère leur rentabilité et leur performance.

Il est encore connu d'injecter, à l'aspiration du compresseur, non plus un fluide en phase gazeuse, mais un mélange liquide-gaz, ce qui permet d'obtenir une température de refoulement inférieure, avec un niveau de COP bon. Toutefois, la
5 durée de vie du compresseur, qui constitue l'élément le plus coûteux de la pompe à chaleur, ne peut être équivalente à celle d'un compresseur gaz-gaz, travaillant dans de meilleures conditions.

Tous les dispositifs connus incorporent un cycle de
10 dégivrage, qui est indispensable en particulier pour des températures extérieures négatives, de l'ordre de -15°C par exemple.

La présente invention se propose de résoudre les problèmes de l'état de la technique, en proposant une pompe à chaleur apte
15 à fonctionner avec une bonne performance aux basses températures, peu sensible au phénomène de givrage et permettant de diminuer voire de supprimer les cycles de dégivrage. Par une conception utilisant des composants classiques, utilisés dans leur domaine de fonctionnement usuel, la durée de vie de la
20 pompe à chaleur selon l'invention est optimisée par rapport à l'art antérieur.

L'invention consiste en particulier à optimiser les écarts de température entre entrée et sortie de l'évaporateur, d'une part, et du condenseur d'autre part, qui, dans l'art antérieur,
25 ne font pas l'objet d'une attention particulière: on peut ainsi avoir, dans les systèmes connus, 10 à 15°C d'écart entre entrée et sortie à l'évaporateur, et 10 à 15°C d'écart entre entrée et sortie au condenseur, par exemple. Or de tels écarts sont néfastes, on peut en effet estimer qu'un écart de 1°C entre le
30 fluide caloporteur sous forme gazeuse et le fluide d'utilisation, généralement constitué par de l'eau, au niveau du condenseur, se traduit par une augmentation de la consommation en énergie de la pompe à chaleur d'environ 2,5%.

A cet effet, l'invention concerne une pompe à chaleur
35 comportant des moyens de mise en mouvement par aspiration puis refoulement d'un fluide caloporteur dans une boucle de

circulation en circuit fermé, comportant au moins un premier condenseur, au moins un premier détendeur et au moins un premier évaporateur, lesdits moyens de mise en mouvement étant constitués d'au moins un premier compresseur, pour pousser ledit fluide à l'état gazeux et à haute pression vers au moins ledit premier condenseur, dont ledit fluide sort à l'état liquide sous haute pression constante, à une température de sous-refroidissement, puis pour amener ledit fluide dans un circuit de détente comportant au moins ledit premier détendeur abaissant la pression et la température dudit fluide, puis pour amener ledit fluide vers au moins ledit premier évaporateur, où ledit fluide se vaporise et dont il sort à basse pression et à température de surchauffe sous forme gazeuse, et puis pour ramener ledit fluide à l'aspiration desdits moyens de mise en mouvement, caractérisé en ce que ladite pompe à chaleur comporte encore des premiers moyens d'échange thermique situés sur un autre tronçon que celui séparant lesdits moyens de mise en mouvement dudit premier condenseur, pour réguler l'écart entre la température de surchauffe et la température d'entrée dans ledit premier évaporateur d'une part, et entre la température de sous-refroidissement et la température d'entrée dans ledit premier condenseur d'autre part.

Selon une caractéristique de l'invention, ladite pompe à chaleur comporte des premiers moyens de déviation d'une partie du flux de fluide vers des seconds moyens d'échange thermique, ladite déviation étant interposée entre lesdits moyens de mise en mouvement et ledit premier condenseur.

Selon une caractéristique de l'invention, lesdits moyens de mise en mouvement comportent au moins deux compresseurs agencés en parallèle.

D'autres caractéristiques et avantages de l'invention apparaîtront à la lecture de la description qui va suivre, en référence aux figures annexées dans lesquelles :

- la figure 1 représente, sous forme schématisée, le circuit principal d'une pompe à chaleur selon l'invention ;

- la figure 2 représente, sous forme schématisée, un circuit complémentaire de la pompe à chaleur de la figure 1 ;

- la figure 3 représente une courbe avec, en ordonnée la puissance calorifique produite, et en abscisse la température extérieure.

L'invention concerne le domaine de la climatisation par l'utilisation d'une pompe à chaleur. La climatisation d'un volume est assurée par un circuit conçu apte à fonctionner de façon réversible, c'est-à-dire aussi bien à apporter de l'énergie thermique au volume à climatiser, qu'à en extraire.

La présente description ne décrit qu'un mode de fonctionnement, mais il faut comprendre que toutes les caractéristiques sont applicables au fonctionnement réverse. On comprend en effet qu'un évaporateur utilisé pour effectuer le changement d'état d'un fluide depuis l'état liquide vers l'état gazeux, peut, de façon réversible, fonctionner selon le mode inverse à la façon d'un condenseur, pour effectuer le changement d'état de l'état gazeux vers l'état liquide. Il en est de même pour un condenseur.

L'invention concerne une pompe à chaleur 1. Celle-ci comporte un circuit principal 2. La pompe à chaleur 1 comporte des moyens de mise en mouvement 3 par aspiration puis refoulement, entre une aspiration 30 et un refoulement 31, d'un fluide caloporteur dans une boucle de circulation en circuit fermé. La pompe à chaleur 1 comporte encore, en aval du refoulement, et dans cet ordre, au moins un premier condenseur 4, au moins un premier détendeur 5, et au moins un premier évaporateur 6, avant le retour du fluide à l'aspiration 30 des moyens de mise en mouvement 3.

Les moyens de mise en mouvement 3 sont constitués d'au moins un premier compresseur 7, pour pousser le fluide à l'état gazeux et à haute pression vers au moins le premier condenseur 4 où il entre à une température d'entrée T1. Le fluide sort de ce premier condenseur 4 à l'état liquide sous haute pression constante, à une température T2 dite de sous-refroidissement. Ce premier condenseur 4 échange l'énergie du circuit principal 2

qui y circule, avec un premier circuit d'utilisation 8, par exemple une bouteille de mélange chauffage ou un ballon tampon. Le premier condenseur est par exemple un échangeur à plaques, par lequel de l'énergie est transférée sans contact d'un circuit à l'autre. La température du premier circuit d'utilisation 8 à l'entrée du premier échangeur 4 est T4, la température en sortie est T3. De préférence, le premier circuit d'utilisation 8 comporte un circulateur 9, conçu apte à être commandé par des moyens de pilotage 10, constitués de préférence par un automate programmable ou similaire.

Le fluide caloporteur entre dans le premier condenseur 4 à l'état gazeux, comme il sera expliqué plus loin. A la sortie du condenseur 4, il est à l'état liquide, ou constitué par un mélange liquide-gaz, et à la température de sortie qui est la température de changement d'état, c'est-à-dire la température de sous-refroidissement T2. On note que si, à ce stade, le fluide caloporteur est constitué d'un mélange liquide-gaz, cela n'empêche pas le fonctionnement, mais altère le rendement de l'installation. Le pilotage de la pompe à chaleur se fait en utilisant des capteurs de température, qui permettent d'agir, en amont du premier condenseur 4, sur le pilotage d'une électrovanne 13 dont le fonctionnement sera explicité plus loin.

La pression amène ensuite le fluide, après passage dans un filtre 14, dans un circuit de détente, qui comporte au moins le premier détendeur 5 abaissant la pression et la température du fluide, suivi d'un clapet anti-retour 15, et d'un voyant 16 de contrôle visuel de phase. Le premier détendeur 5 est un détendeur thermostatique, commandé par la température relevée au niveau d'un capteur de température 5A situé au niveau ou légèrement en aval d'un confluent 41 avec un circuit de seconds moyens d'échange thermique 80 qui sera explicité plus loin. Le fluide est ensuite convoyé vers au moins le premier évaporateur 6, où le fluide entre à la température T7, se vaporise et dont il sort à basse pression et à température T8 dite de surchauffe sous forme gazeuse. Le fluide est enfin ramené à l'aspiration 30 des moyens de mise en mouvement 3.

En aval du détendeur 5, le fluide caloporteur peut être à très basse température, et il importe d'éviter le givrage, aussi bien des conduites que de l'évaporateur 6 situé en aval.

L'invention a pour but d'obtenir le meilleur COP possible à toute température, tout en prévenant le givrage de l'évaporateur 6, et en particulier en cas de températures extérieures très froides, de l'ordre de -15°C .

Pour l'obtention d'un bon rendement, il est connu qu'il faut que l'écart de température entre la température d'entrée T4 et la température de sortie T3 du premier condenseur 4, sur le circuit primaire d'utilisation 8, soit inférieure à 5°C , de préférence inférieure ou égale à 4°C . De façon optimale, l'écart sur le circuit principal 2, entre la température d'entrée T1 et la température de sortie T2 du premier condenseur 4, est du même ordre. L'idéal est d'obtenir $T1 = T4$, et $T2 = T3$. Si ce principe théorique est connu, son application n'est jamais réalisée de façon satisfaisante dans l'état de la technique connue, et l'invention se propose de fournir les moyens pour permettre cette régulation optimale. De la même façon l'écart de température entre la température d'entrée T7 et la température de sortie T8 du premier évaporateur 6 est à maintenir, si possible, inférieur à 5°C , de préférence inférieur ou égal à 4°C .

Après le passage par le détendeur 5, en aval du voyant 17, le fluide parvient à une bifurcation 17 distribuant deux branches, dont l'une comporte une électrovanne 22, dont l'objet sera exposé plus loin. Quand cette dernière est fermée, le flux de fluide passe entièrement dans l'autre branche, laquelle comporte, de façon avantageuse mais facultative, une bouteille anti-coup de liquide 18 servant essentiellement à éviter le bruit quand il y a dilatation du gaz dans le cas de la présence d'un mélange liquide-gaz dans la conduite, puis un filtre 19, et essentiellement un second détendeur thermostatique 20 commandé par la température de surchauffe T8. De façon préférée, on ajuste les températures de détente au niveau du premier détendeur 5 et du second détendeur 20, de façon à ce que la

première soit supérieure à la seconde, d'environ 5°C dans un réglage préféré de la pompe à chaleur selon l'invention.

Si la température du fluide à l'entrée du second détendeur thermostatique 20 est inférieure à T8, celui-ci reste fermé, et
5 n'autorise pas le passage du fluide. De ce fait ce dernier monte en pression. Dès que la température du fluide atteint T8, le second détendeur 20 s'ouvre, le flux du fluide s'écoule, en aval du second détendeur 20, dans une branche de canalisation, munie de préférence d'une soupape anti-retour 21 et d'un capteur de
10 pression 42, branche qui convoie le premier fluide à l'état liquide, ou sous forme de mélange liquide-gaz, et l'énergie qu'il transporte, vers l'évaporateur 6. Le fluide caloporteur est alors liquide avant l'entrée dans l'évaporateur 6, ou encore peut comporter une fraction gazeuse mélangée au liquide.

15 L'air extérieur, à une température T13, est aspiré au travers d'un ventilateur, et traverse l'évaporateur 6, dont il ressort à une température T14.

Dans un mode préféré de réalisation, l'évaporateur 6 est associé à une batterie 27, c'est-à-dire un échangeur thermique
20 dans lequel circule un autre fluide caloporteur ou réfrigérant, batterie 27 qui est disposée au voisinage de l'évaporateur 6, et entre lesquels l'air circule grâce au ventilateur 26 et se charge en énergie thermique, ou se décharge, selon le cas. Dans ce cas, la température extérieure est la température T15 en
25 amont de la batterie 27, le passage sur cette batterie 27 permet de modifier la température du flux d'air pour l'amener à la température T13. L'emploi d'une batterie 27 est avantageux dans les régions froides, par exemple pour passer de l'air externe à une température T15 de -15°C à une température T13 de -10°C
30 environ.

Un capteur de température d'air associé à une sonde et aux moyens de gestion 10 permettent avantageusement le pilotage du ventilateur 26 et de la batterie 27. Le ventilateur 26 peut être arrêté ou débrayé si nécessaire. Les moyens de gestion 10,
35 associés à des moyens de mesure des températures d'entrée T7 et de sortie T8 de l'évaporateur 6, permettent en particulier de

réguler le ventilateur 26 pour maintenir la différence entre T8 et T7 inférieure à 4°C.

Dans un mode particulier de réalisation, directement en amont de l'évaporateur 6, le circuit comporte une entrée 51, 5 raccordée à un circuit 52 d'appoint en gaz chaud pour prévenir le givrage de l'évaporateur 6 par grand froid. Là encore, il est possible d'insérer une vanne, non représentée sur les figures, commandée par les moyens de gestion 10, pour autoriser ou non un appoint énergétique en provenance du circuit d'appoint 52. Dans 10 une alternative ou en complément, des moyens de réchauffage 33, tels qu'une résistance, peuvent être implantés sur la tubulure. Le circuit d'appoint 52 peut véhiculer du gaz chaud, ou encore du liquide, et de préférence du même fluide caloporteur que celui circulant dans la pompe à chaleur, et provenant d'un 15 réservoir ou d'un moyen de production externe.

Ainsi, en aval de l'entrée 51, le circuit véhicule du fluide liquide, ou un mélange liquide-gaz, à une température suffisante pour prévenir tout givrage en aval. L'apport d'énergie permet d'agir sur la différence T8-T7, de façon à la 20 limiter sous le seuil de 5°C, préférentiellement de 4°C. Cet appoint réalisé par le circuit d'appoint 52 est utile, en particulier, si l'action sur le ventilateur 26 n'est pas suffisante. Dans une variante d'exécution, l'ensemble constitué d'une batterie et d'un ventilateur peut être remplacé par un 25 échangeur à plaques, ou similaire.

Si, malgré la régulation du ventilateur 26, et l'appoint du circuit d'appoint 52 qui pourrait être insuffisant ou défaillant, la différence T8-T7 conserve une valeur trop élevée, il est encore possible d'incorporer, avantageusement, un piquage 30 36 sur le circuit entre les moyens de mise en mouvement 3 et le premier condenseur 4, dans une branche où le fluide caloporteur est à l'état gazeux. Ce piquage 36 dessert une électrovanne 61 pour décharger le circuit en fluide, ou au contraire le recharger en fluide par un circuit d'appoint 62. Cette 35 disposition fournit un autre moyen possible pour prévenir le

givrage. De préférence, un capteur de pression 63 est installé en aval du piquage 36.

Selon l'invention, la pompe à chaleur 1 comporte encore des premiers moyens d'échange thermique 11. Ceux-ci sont situés
5 sur un autre tronçon que celui séparant les moyens de mise en mouvement 3 du premier condenseur 4. Ces premiers moyens d'échange thermique 11 sont utilisés pour réguler l'écart entre la température de surchauffe T8 en sortie du premier évaporateur 6, et la température d'entrée T7 dans ce premier évaporateur 6.
10 Ces premiers moyens d'échange thermique 11 sont encore utilisés pour réguler l'écart entre la température de sous-refroidissement T2 en sortie du premier condenseur 4, et la température d'entrée T1 dans ce dernier.

En effet, les premiers moyens d'échange thermique 11 sont
15 conçus pour pouvoir apporter, ou au contraire enlever, de l'énergie au circuit principal 2.

Différentes implantations de ces premiers moyens d'échange thermique 11 sont possibles, et bien sûr cumulables :

- de façon préférée, entre le premier évaporateur 6
20 et les moyens de mise en mouvement 3 ;
- entre le premier condenseur 4 et le premier évaporateur 6 ;
- entre les moyens de mise en mouvement 3 et le premier condenseur 4.

25 Ces premiers moyens d'échange thermique 11 peuvent, dans un mode de réalisation préféré, échanger de l'énergie avec des moyens d'échange thermique complémentaires conçus aptes à échanger de l'énergie avec les moyens de mise en mouvement 3.

Ils peuvent encore échanger de l'énergie avec des moyens
30 d'échange thermique complémentaires conçus aptes à échanger de l'énergie avec une source d'appoint ou d'évacuation externe.

Dans un mode préféré de réalisation de l'invention, les premiers moyens d'échange thermique 11 échangeront de l'énergie avec au moins un élément de la pompe à chaleur 1, et ne
35 nécessitent de ce fait aucun apport d'énergie externe.

En particulier, dans une variante préférée, les premiers moyens d'échange thermique 11 échangent de l'énergie avec des moyens 12 de récupération d'énergie au niveau des moyens de mise en mouvement 3. De façon avantageuse, les moyens 12 de
5 récupération d'énergie sont constitués par un échangeur récupérant l'énergie diffusée au moins par le premier compresseur 7.

Dans d'autres modes de réalisation, ces premiers d'échange thermique 11 échangent, au moins partiellement, de l'énergie
10 avec des sources extérieures, de préférence solaires ou similaires.

En aval de l'évaporateur 6 à la température de surchauffe T8, le fluide est à l'état gazeux. Dans le mode de réalisation de la figure 2, les premiers moyens d'échange thermique 11 sont
15 constitués par un échangeur 70, de préférence un échangeur à plaques double flux, qui permet un échange thermique entre le circuit principal 2 et un second circuit 71 d'un second fluide caloporteur. Ce second circuit 71 traverse l'échangeur 70.

Le circuit principal 2 traverse l'échangeur 70 et
20 présente, entre sa sortie et son entrée de ce dernier, un écart de température ΔT , qui est positif quand le second circuit 71 apporte de l'énergie thermique dans l'échangeur 70. Si on n'arrive pas à obtenir moins de 5°C de gradient au niveau de l'évaporateur 6, il faut, pour un fonctionnement optimal, les
25 obtenir entre l'entrée et la sortie de l'échangeur 70.

Plus l'écart ΔT est élevé, et plus la puissance en sortie du premier condenseur 4 est élevée. Toutefois l'écart ΔT doit rester inférieur ou égal à 5°C, sinon on risque une mise en sécurité automatique haute pression du compresseur 7 que
30 comportent les moyens de mise en mouvement 3. En effet, celui-ci risque de passer en haute pression si la température de refoulement compresseur est supérieure à la température d'ébullition.

L'apport d'énergie par le second circuit 71 à l'échangeur
35 70 est corrélé avec la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'échangeur 70 au niveau du second circuit 71.

Différents moyens d'apport d'énergie sont possibles : par récupération d'énergie sur le circuit principal 2 lui-même, ou/et par un apport extérieur par un circuit d'appoint intermédiaire 72. Dans ce dernier cas, on utilise une source
5 secondaire d'énergie 73, qui peut être de toute nature, et préférentiellement solaire, ou constituée d'une pile à hydrogène, ou encore classiquement électrique ou similaire. Cette source secondaire 73 alimente avantageusement, par un échangeur 74 pour chauffer un fluide caloporteur, traversant le
10 circuit d'appoint intermédiaire 72, ou bien alimente ce dernier en direct en énergie.

Le second circuit 71 peut aussi comporter des moyens d'échange thermique 75, avec un ou plusieurs organes du circuit principal 2. De façon avantageuse, selon l'invention, ces moyens
15 d'échange 75 coopèrent avec les moyens 12 de récupération d'énergie au niveau des moyens de mise en mouvement 3, constitués de un ou plusieurs compresseurs 7, 7A, 7B, ...

Le circuit d'appoint intermédiaire 72 et les moyens d'échange 75 sont, selon l'invention, avantageusement reliés
20 l'un à l'autre, tel que visible sur la figure 2. De façon préférée, depuis l'échangeur 74, le fluide dans le circuit 72 traverse, si ce fluide est un liquide un circulateur 76, puis une vanne à trois voies 77, laquelle est commandée par un régulateur lui-même commandé par la différence de température
25 entre l'entrée et la sortie de l'échangeur 70 au niveau du second circuit 71 et par la température extérieure du bâtiment en fonction de la loi d'eau, puis traverse l'échangeur 71. En sortie de ce dernier, le circuit secondaire 72 se divise en une branche reliée à la vanne 77, et en autre une branche, conçue
30 apte à communiquer avec les moyens d'échange 75.

Si le fluide caloporteur dans le circuit secondaire 72 est un liquide, on intercale avantageusement, on dispose, en dérivation de la branche rejoignant les moyens d'échange 75, un vase d'expansion 77. Après la traversée des moyens d'échange 75,
35 le circuit secondaire 72 rejoint l'échangeur 74.

Dans une version préférée de cette alternative, le fluide caloporteur dans le circuit 72 est compatible avec le premier fluide caloporteur, ou même, dans une réalisation préférée, est de même nature que ce dernier. Dans ce cas, en sortie des moyens
5 d'échange 75, on peut encore installer une conduite communiquant avec le circuit principal 2 et le rejoignant entre l'échangeur 71 et les moyens de mise en mouvement 3.

Cette récupération d'énergie au niveau des moyens de mise en mouvement 3 permet de prévenir le passage en haute pression
10 du premier compresseur 7 que comportent ces derniers, ainsi que la dégradation associée du COP de l'installation, lequel est défini comme le rapport entre l'énergie recueillie et l'énergie fournie, qui surviennent habituellement en pareil cas.

En aval de l'échangeur 71, on dispose de préférence, avant
15 le retour à l'aspiration 30 des moyens de mise en mouvement 3, une bouteille anti-coup de liquide 32 qui permet d'éviter de renvoyer du liquide vers le compresseur 7, un filtre à charbon actif et déshydrateur 33, comme peuvent l'être tous les filtres installés sur les branches de la pompe à chaleur 1 où le fluide
20 est à l'état gazeux, et un voyant 34 de contrôle visuel d'état du fluide.

Afin de piloter au mieux la température T1 d'entrée du fluide à l'état gazeux dans le premier condenseur 4, il est important de pouvoir la porter au plus près de la température
25 d'entrée T4 du premier circuit d'utilisation 8 dans le premier condenseur 4.

A cet effet, dans une mode de réalisation préféré, la pompe à chaleur 1 selon l'invention comporte des moyens de dérivation d'une partie du flux de fluide, en aval des moyens de
30 mise en mouvement 3, et de préférence en aval d'un capteur de pression 63, et en amont du premier condenseur 4, vers des seconds moyens d'échange thermique 80.

A cet effet, la pompe à chaleur 1 comporte au moins deux condenseurs disposés en parallèle. Dans l'exemple de la figure
35 1, utilisé dans la suite de la description, ils sont au nombre de deux, et constitués par le premier condenseur 4 et par un

second condenseur 40. On comprend qu'il est possible, en mettant en œuvre le même principe, d'utiliser un nombre d'échangeurs supérieur à deux. Un by-pass, sous la forme du détendeur thermostatique 20, est implanté entre le premier condenseur 4 et
5 le second condenseur 40.

Dans le cas où un mauvais échange se produit dans le condenseur 4, la pression au refoulement 31 des moyens de mise en mouvement 3 augmente.

Les seconds moyens d'échange 80 permettent l'échange
10 d'énergie thermique au travers du second condenseur 40, entre le circuit principal 2 et un second circuit d'utilisation 38, par exemple un ballon d'eau chaude sanitaire. Le fluide caloporteur du circuit principal 2 entre dans le second condenseur 40 à l'état gazeux, à une température d'entrée T11, et en sort à
15 l'état liquide, à la température de sortie T12 égale à la température de sous-refroidissement T2.

En aval ou au niveau d'un capteur de pression 63 lui-même situé en aval des moyens de mise en mouvement 3, et, le cas échéant en aval du piquage 36 pour le raccordement d'un circuit
20 d'appoint 62, la température du fluide, à l'état gazeux, est mesurée par un capteur de température 64. Si la qualité de l'échange thermique au niveau du premier condenseur 4 est médiocre, la pression monte dans le circuit de refoulement.

Une électrovanne 13, commandée par un capteur de
25 température, permet de diviser le circuit principal 2 en au moins deux branches, une à travers le premier condenseur 4, et une à travers le second condenseur 40, auquel le fluide parvient de préférence après la traversé d'un filtre 37.

Différents capteurs de température peuvent piloter
30 l'électrovanne 13, en particulier le capteur de température 64 pilote l'électrovanne 13, pour répartir le flux entre les condenseurs 4 et 40. Un mode préféré de pilotage consiste à charger préférentiellement une branche de fluide, par exemple la branche desservant le premier condenseur 4, et à ne décharger
35 une partie du flux vers le second condenseur 40, que si l'échange dans le premier condenseur 4 est médiocre. Le seuil de

pilotage choisi pour l'électrovanne 13 est alors la température dans le circuit du premier condenseur 4, et le seuil d'activation de l'électrovanne 13 est la température de condensation T_c du premier fluide caloporteur: tant que la
5 température dans la branche du premier condenseur 4 est inférieure à T_c , le flux y passe entièrement, et si cette température est supérieure à T_c , le flux est partagé dans les deux branches.

De façon préférée, l'électrovanne 13 est commandée par la
10 différence entre les températures T_1 et T_4 , et reste fermée tant que T_1 est supérieure à T_4 .

Des moyens de commande de pilotage de l'électrovanne 13 permettent aussi de réguler la part relative de distribution du flux entre les branches du premier 4 et du second 40 condenseurs
15 pour que, dans chacune d'elles, l'écart de température entre la branche de canalisation de sortie du condenseur concerné et la branche d'entrée correspondante, soit maintenu inférieur à 5°C , et préférentiellement inférieur ou égal à 4°C .

Ainsi, de façon analogue au pilotage du premier condenseur
20 4, on s'attache à piloter le second condenseur 4, de façon à ce que l'écart entre les températures de sortie T_{12} et d'entrée T_{11} sur le circuit principal 2 d'une part, et l'écart entre les températures de sortie T_{10} et d'entrée T_5 sur le circuit d'échange avec le second circuit d'utilisation 38 d'autre part,
25 soit maintenu inférieur à 5°C , et préférentiellement inférieur ou égal à 4°C . De façon préférée, on fait en sorte d'ajuster les températures de façon à ce que $T_{11} = T_5$, et $T_{12} = T_{10}$.

De préférence, le second circuit d'utilisation 38 comporte un circulateur 39, conçu apte à être commandé par les moyens de
30 pilotage 10.

Dans le cas où l'électrovanne 13 est ouverte et autorise le passage de fluide au travers du second condenseur 40, le fluide dans cette branche rejoint, en sortie de ce dernier, le confluent 41, et ne passe pas au travers du premier détendeur
35 thermostatique 5, contrairement à la portion du flux qui a traversé le premier condenseur 4.

En aval de la bifurcation 17, l'électrovanne 22 est fermée en marche normale. En cas de risque de givrage au niveau des conduites ou/et de l'évaporateur 6, son ouverture permet d'injecter du gaz chaud, sans le faire passer par le détendeur thermostatique 20. A cet effet, l'électrovanne 22 est commandée
5 par la valeur de la différence $T_8 - T_7$. Si cet écart est supérieur à 4°C , on ouvre l'électrovanne 22.

En aval de l'électrovanne 22, une bifurcation 90 dessert une première branche qui rejoint l'évaporateur 6 après le
10 passage dans un clapet anti-retour 23, et une seconde branche comportant une électrovanne 24. Cette dernière permet de shunter l'évaporateur 6 en cas de dysfonctionnement de ce dernier, et au flux de rejoindre le circuit principal au niveau d'un confluent 91, en aval de l'évaporateur 6. Cette électrovanne est pilotée,
15 de façon préférée, par la valeur de l'écart $T_9 - T_8$. Elle peut aussi être ouverte si on constate que $T_8 = T_7$, ou encore que $T_4 = T_3$, ce qui signale des anomalies sur le circuit.

La dégradation du COP des pompes à chaleur connues, dans certains domaines de travail, tient au fait que, soit le
20 compresseur est alimenté en permanence, soit il est arrêté et redémarré, consommant alors des pics d'énergie au redémarrage.

Pour améliorer ceci, selon l'invention, les moyens de mise en mouvement 3 comportent au moins deux compresseurs agencés en parallèle, dont le premier compresseur 7.

25 Ces compresseurs 7, 7A, 7B, dans l'exemple de la figure 1, sont montés en parallèle, pour éviter des pics d'intensité au démarrage, seul le premier compresseur 7 fonctionnant en permanence. Le fonctionnement se fait par étages en fonction de la demande, le pilotage du débit, c'est-à-dire du nombre de
30 compresseurs, se faisant en fonction des différences de température surveillées, notamment $T_2 - T_1$, $T_8 - T_7$, $T_{13} - T_{14}$, $T_3 - T_4$, $T_{10} - T_5$. Par sécurité, pour éviter le passage d'un des compresseurs en haute pression, la température de gaz est maintenue inférieure au seuil de limite de fonctionnement
35 affiché par le fabricant du compresseur, soit généralement de

l'ordre de 100°C, et est par sécurité avantageusement maintenue inférieure de 15°C à cette température limite constructeur.

La batterie de compresseurs est avantageusement entourée des moyens de récupération d'énergie 12. La circulation dans le
5 ou les circuits échangeant de l'énergie avec ces moyens de récupération d'énergie 12 est régulée par les moyens de gestion 10 de façon à ce que la température au niveau des compresseurs soit supérieure à la température critique de condensation, pour prévenir toute condensation dans l'un des compresseurs.

10 En aval de chaque compresseur, 7, 7A, 7B, du côté de son refoulement, on installe avantageusement un clapet anti-retour 35, 35A, 35B, pour éviter un effet de chaudière thermique de la batterie de compresseurs en cas de non-fonctionnement de l'un d'entre eux. De façon préférée, le diamètre tubulaire au
15 refoulement 31 est supérieur au diamètre à l'aspiration 30 de la batterie de compresseurs.

Selon une caractéristique particulière de l'invention, au moins un aimant permanent 95 est disposé sur la trajectoire du fluide pour l'ioniser, entre les moyens de mise en mouvement 3
20 et le premier condenseur 4 ou/et entre le premier détendeur 5 et le premier évaporateur 6. De façon préférée, le fluide est alors choisi ou rendu conducteur de l'électricité.

Les moyens de gestion 10 sont conçus aptes à réguler le ventilateur 26, ou/et des vannes de circulation sur le circuit
25 des premiers moyens d'échange thermique 11. Ils sont encore conçus aptes à réguler des vannes de circulation sur le circuit des moyens d'échange thermique complémentaires.

La figure 3 illustre les avantages de l'invention, pour un exemple de puissance installée de 3,1 kVA au niveau du
30 compresseur.

Une pompe à chaleur conventionnelle de l'état de la technique obéit, pendant ses plages de fonctionnement, à une courbe croissante de la puissance calorifique fournie en fonction de la température externe, selon la courbe EDT en trait
35 interrompu. Evidemment, la puissance fournie est nulle quand le compresseur est à l'arrêt. La puissance fournie est maximale et

le COP est maximal, de l'ordre de 6, quand la température externe l'est aussi, or le besoin de puissance à l'utilisation se fait sentir quand les températures externes sont basses. Une telle pompe à chaleur classique a encore un bon COP, de l'ordre
5 de 3, à 7°C, mais la situation se dégrade à -20°C, où le COP est très légèrement supérieur à 1.

La pompe à chaleur selon l'invention présente une courbe de puissance calorifique fournie PCF, fournie au premier condenseur 4 et au second condenseur 40, qui est décroissante
10 quand la température croît. La puissance consommée PC est le total, d'une part de la puissance consommée au niveau des compresseurs 7, 7A, 7B, qui décroît quand la température croît puisqu'il est possible de réduire le nombre de compresseurs utilisés, en ne gardant en marche que le premier compresseur 7
15 quand la température externe est au maximum, et d'autre part de la puissance d'appoint PA, dont le besoin ne se fait plus sentir au-delà de 7°C. Ainsi, les valeurs du COP sont respectivement voisines de 5 à 20°C, de 4 à 7°C et à 0°C, et comprise entre 3 et 4 vers -20°C, et ce de façon continue, la pompe à chaleur 1
20 selon l'invention n'étant jamais interrompue. On constate que la puissance calorifique fournie est maximale aux très basses températures, là où les besoins de l'utilisation sont les plus forts. Cette courbe montre un fonctionnement normal, basé sur le pilotage par les moyens de gestion 10, sur le ventilateur, les
25 circulateurs et les électrovannes, pour maintenir les écarts de température aux condenseurs aussi bien qu'à l'évaporateur sous 4°C, et pour prévenir tout givrage de l'évaporateur et de la conduite en amont de celui-ci. Le COP peut encore être amélioré par une optimisation des by-pass que constituent les
30 électrovannes 13, 22, 24, pour favoriser des circulations particulières de fluide, notamment pour autoriser l'injection sans détente de gaz, au travers d'un filtre, sur l'aspiration des compresseurs. L'optimisation passe encore par la gestion des appoints, au niveau des circuits 52 et 62, de la résistance 53,
35 et le bon pilotage de la récupération de l'énergie des compresseurs. Naturellement, les appoints peuvent être choisis

parmi des sources d'énergie disponibles gratuitement, telles que solaire, éolienne, ou encore par l'utilisation des différences de température entre plusieurs branches du circuit principal 2 lui-même.

- 5 Le rendement global est encore amélioré par une utilisation rationnelle de l'énergie recueillie au niveau des circuits d'utilisation

REVENDICATIONS

5 1) Pompe à chaleur (1) comportant des moyens de mise en
mouvement (3) par aspiration puis refoulement d'un fluide
caloporteur dans une boucle de circulation en circuit fermé,
comportant au moins un premier condenseur (4), au moins un
premier détendeur (5) et au moins un premier évaporateur (6),
10 lesdits moyens de mise en mouvement (3) étant constitués d'au
moins un premier compresseur (7), pour pousser ledit fluide à
l'état gazeux et à haute pression vers au moins ledit premier
condenseur (4), dont ledit fluide sort à l'état liquide sous
haute pression constante, à une température de sous-
15 refroidissement (T2), puis pour amener ledit fluide dans un
circuit de détente comportant au moins ledit premier détendeur
(5) abaissant la pression et la température dudit fluide, puis
pour amener ledit fluide vers au moins ledit premier évaporateur
(6), où ledit fluide se vaporise et dont il sort à basse
20 pression et à température de surchauffe (T8) sous forme gazeuse,
et puis pour ramener ledit fluide à l'aspiration (30) desdits
moyens de mise en mouvement (3), caractérisé en ce que ladite
pompe à chaleur (1) comporte encore des premiers moyens
d'échange thermique (11) situés sur un autre tronçon que celui
25 séparant lesdits moyens de mise en mouvement (3) dudit premier
condenseur (4), pour réguler l'écart entre ladite température de
surchauffe (T8) et la température d'entrée (T7) dans ledit
premier évaporateur (6) d'une part, et entre la température de
sous-refroidissement (T2) et la température d'entrée (T1) dans
30 ledit premier condenseur (4) d'autre part.

 2) Pompe à chaleur (1) selon la revendication 1,
caractérisée en ce que lesdits premiers moyens d'échange
thermique (11) échangent de l'énergie avec au moins un autre
élément de la pompe à chaleur (1).

35 3) Pompe à chaleur (1) selon la revendication 1 ou 2,
caractérisée en ce que ladite pompe à chaleur (1) comporte des

premiers moyens de déviation d'une partie du flux de fluide vers des seconds moyens d'échange thermique (80), ladite déviation étant interposée entre lesdits moyens de mise en mouvement (3) et ledit premier condenseur (4).

5 4) Pompe à chaleur (1) selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce que lesdits moyens de mise en mouvement (3) comportent au moins deux compresseurs (7, 7A) agencés en parallèle.

10 5) Pompe à chaleur (1) selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce que lesdits premiers moyens d'échange thermique (11) sont interposés entre ledit premier évaporateur (6) et lesdits moyens de mise en mouvement (3).

15 6) Pompe à chaleur (1) selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce que lesdits premiers moyens d'échange thermique (11) sont interposés entre ledit premier condenseur (4) et ledit évaporateur (6).

20 7) Pompe à chaleur (1) selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce que, lesdits premiers moyens d'échange thermique (11) échangent de l'énergie avec des moyens d'échange thermique complémentaires conçus aptes à échanger de l'énergie avec des moyens de récupération d'énergie (12) desdits moyens de mise en mouvement (3).

25 8) Pompe à chaleur (1) selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce que lesdits premiers moyens d'échange thermique (11) échangent de l'énergie avec des moyens d'échange thermique complémentaires conçus aptes à échanger de l'énergie avec une source d'appoint ou d'évacuation externe.

30 9) Pompe à chaleur (1) selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce que au moins un aimant permanents (95) est disposé sur la trajectoire du fluide pour l'ioniser, entre ledit compresseur et ledit condenseur, ou/et entre ledit détenteur et ledit évaporateur.

35 10) Pompe à chaleur (1) selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce qu'elle comporte des moyens de gestion (10) conçus aptes à réguler un ventilateur (26) disposé à proximité dudit premier évaporateur (6), ou/et de vannes de

circulation sur le circuit desdits premiers moyens d'échange thermique (11).

11) Pompe à chaleur (1) selon les revendications 8 et 10, caractérisée en ce que lesdits moyens de gestion (10) sont
5 conçus aptes à réguler des vannes de circulation sur le circuit desdits moyens d'échange thermique complémentaires.

1/2

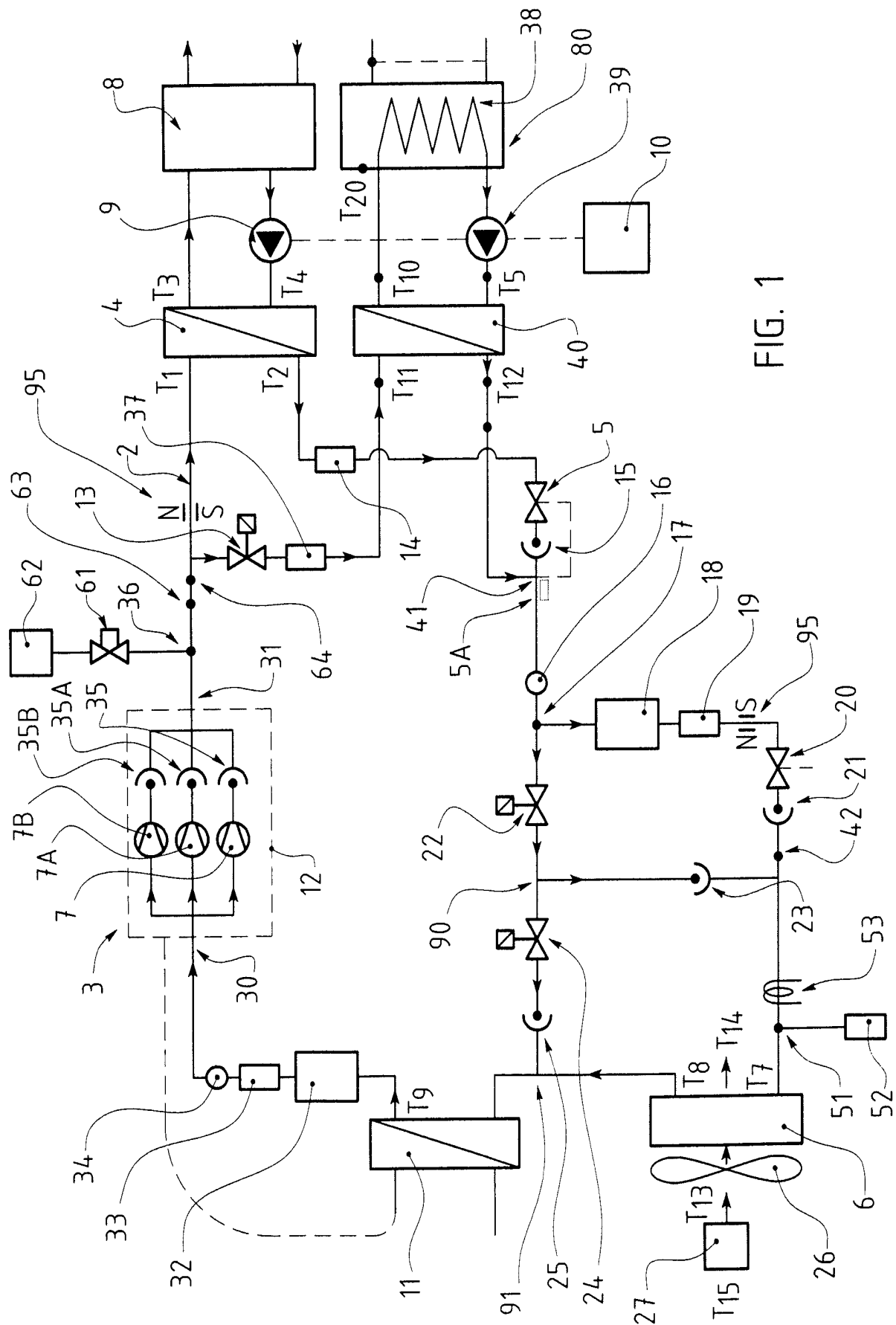


FIG. 1

2/2

FIG. 2

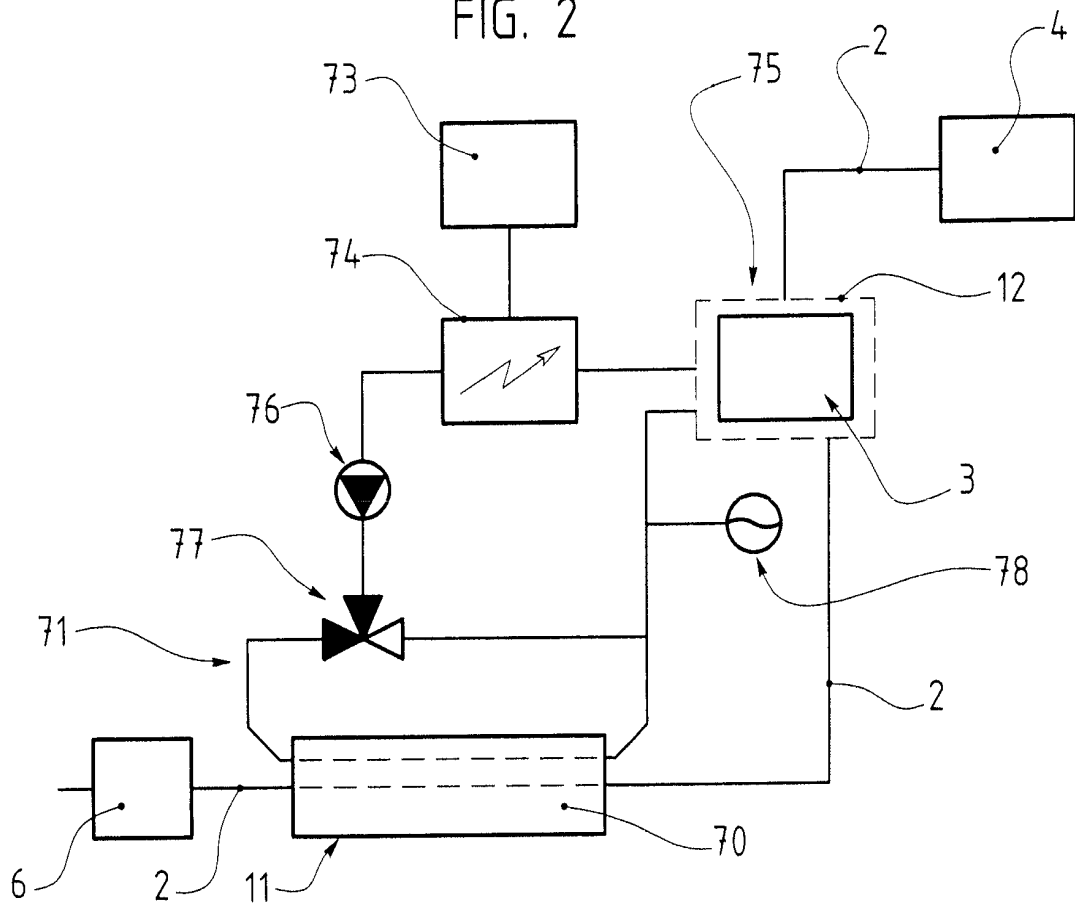
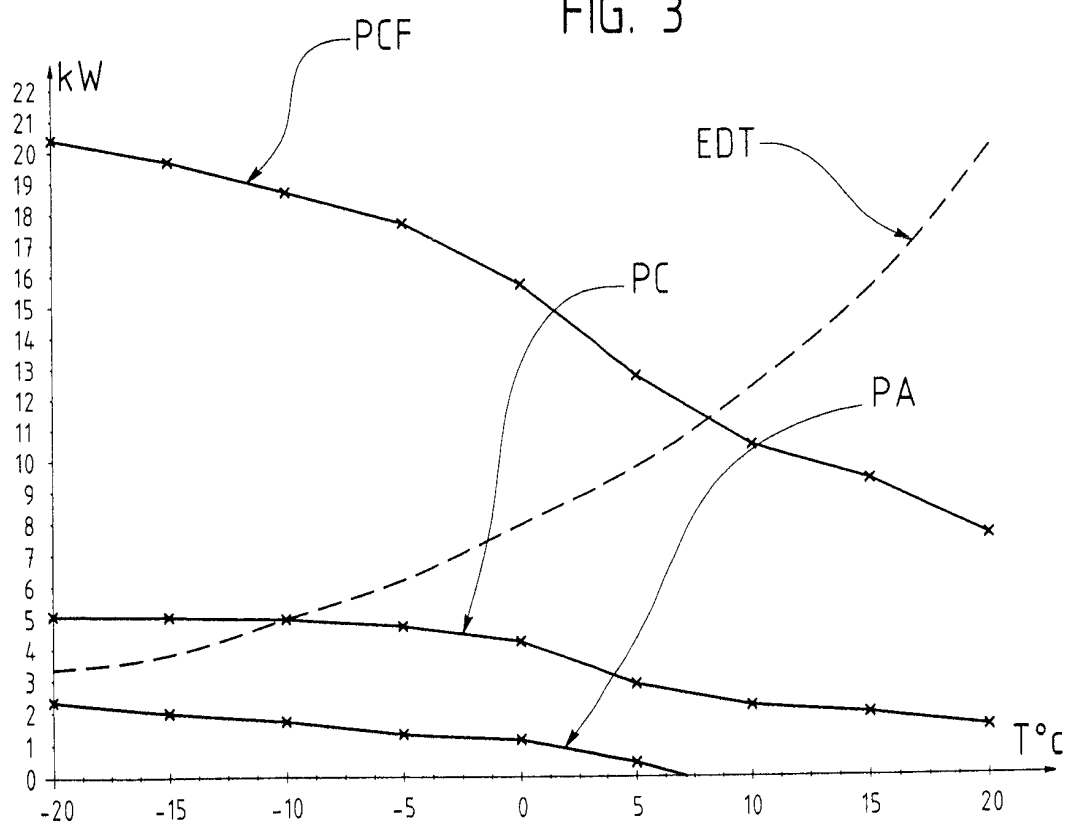


FIG. 3





RAPPORT DE RECHERCHE PRÉLIMINAIRE

établi sur la base des dernières revendications
déposées avant le commencement de la recherche

N° d'enregistrement
national

FA 721459
FR 0857077

DOCUMENTS CONSIDÉRÉS COMME PERTINENTS		Revendication(s) concernée(s)	Classement attribué à l'invention par l'INPI
Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes		
X	WO 03/091638 A (VAI HOLDINGS LLC [US]) 6 novembre 2003 (2003-11-06)	1-3,5-8, 10,11	F25B30/02 F25B47/02
Y	* figures 6,7,10-15 *	4,9	
Y	----- US 6 185 958 B1 (WIGHTMAN DAVID A [US]) 13 février 2001 (2001-02-13)	4	
A	* colonne 7, ligne 47 - colonne 8, ligne 65; figures 5,7-10 * * colonne 9, ligne 54 - colonne 10, ligne 36 *		
Y	----- WO 03/083384 A (MAGNETIZER GROUP INC [US]; SAMI SAMUEL [CA]; KULISH PETER A [US]; KITA) 9 octobre 2003 (2003-10-09) * le document en entier *	9	
X	----- US 3 529 432 A (NUSSBAUM OTTO J) 22 septembre 1970 (1970-09-22) * figure 2 *	1,3,8, 10,11	
A	----- DE 103 06 148 B3 (STAIGER ROBERT [DE]) 15 juillet 2004 (2004-07-15) * figure 2 *		DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHÉS (IPC) F25B

Date d'achèvement de la recherche		Examineur	
29 septembre 2009		Léandre, Arnaud	
CATÉGORIE DES DOCUMENTS CITÉS		T : théorie ou principe à la base de l'invention E : document de brevet bénéficiant d'une date antérieure à la date de dépôt et qui n'a été publié qu'à cette date de dépôt ou qu'à une date postérieure. D : cité dans la demande L : cité pour d'autres raisons & : membre de la même famille, document correspondant	
X : particulièrement pertinent à lui seul Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie A : arrière-plan technologique O : divulgation non-écrite P : document intercalaire			

**ANNEXE AU RAPPORT DE RECHERCHE PRÉLIMINAIRE
RELATIF A LA DEMANDE DE BREVET FRANÇAIS NO. FR 0857077 FA 721459**

La présente annexe indique les membres de la famille de brevets relatifs aux documents brevets cités dans le rapport de recherche préliminaire visé ci-dessus.

Les dits membres sont contenus au fichier informatique de l'Office européen des brevets à la date du **29-09-2009**

Les renseignements fournis sont donnés à titre indicatif et n'engagent pas la responsabilité de l'Office européen des brevets, ni de l'Administration française

Document brevet cité au rapport de recherche		Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
WO 03091638	A	06-11-2003	AU 2003225150 A1	10-11-2003
			CN 1662781 A	31-08-2005
			EP 1497595 A1	19-01-2005
			JP 2005524040 T	11-08-2005
			US 2003196445 A1	23-10-2003

US 6185958	B1	13-02-2001	AUCUN	

WO 03083384	A	09-10-2003	AU 2003222090 A1	13-10-2003
			BR 0308727 A	28-12-2004
			CA 2481235 A1	09-10-2003
			CN 1656347 A	17-08-2005
			EP 1488176 A1	22-12-2004
			JP 2005521850 T	21-07-2005
			MX PA04009358 A	18-10-2005
			US 2003182946 A1	02-10-2003

US 3529432	A	22-09-1970	AUCUN	

DE 10306148	B3	15-07-2004	AUCUN	
