

①②

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

②② Date de dépôt : 11.12.12.

③① Priorité :

④③ Date de mise à la disposition du public de la
demande : 13.06.14 Bulletin 14/24.

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

⑥① Références à d'autres documents nationaux
apparentés :

⑦① Demandeur(s) : PRESTICLIM — FR.

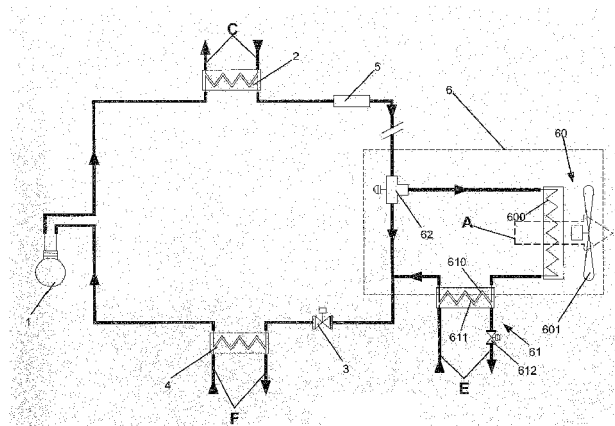
⑦② Inventeur(s) : RAMOS FERNANDO.

⑦③ Titulaire(s) : PRESTICLIM.

⑦④ Mandataire(s) : CABINET YVES DEBAY.

⑤④ INSTALLATION ET PROCEDE D'OPTIMISATION DE FONCTIONNEMENT D'UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE.

⑤⑦ La présente invention a pour objet de proposer une installation frigorifique et un procédé d'optimisation d'une installation frigorifique, permettant de pallier un ou plusieurs des inconvénients de l'art antérieur. L'invention propose une installation frigorifique apportant un surcroît contrôlé de froid au fluide de cycle en phase liquide, de manière à améliorer le coefficient de performance de l'installation frigorifique et in-fine de réduire la consommation de l'installation.



Installation et procédé d'optimisation de fonctionnement d'une installation frigorifique

DOMAINE TECHNIQUE DE L'INVENTION

La présente invention se rapporte au domaine des dispositifs
5 thermodynamiques et des machines dynamothermiques. L'invention concerne
plus particulièrement une installation frigorifique et un procédé d'optimisation de
fonctionnement d'une telle installation, grâce auquel le rendement de
l'installation frigorifique est amélioré.

ARRIERE-PLAN TECHNOLOGIQUE DE L'INVENTION

10 De façon connue en soi, les systèmes thermiques comme les pompes à
chaleur ou inversement les réfrigérateurs, capte de l'énergie thermique d'une
source de chaleur dite source froide pour la restituer dans une autre source de
chaleur dite source chaude. Dans le cas d'une pompe à chaleur, la chaleur
puisée dans la source froide est restituée dans un circuit de chauffage, de l'eau
15 circulant dans ce circuit, généralement à l'intérieur d'un bâtiment. Dans le cas
d'un réfrigérateur, ou plus généralement d'une installation frigorifique, la chaleur
puisée dans l'enceinte qu'est la source froide est évacuée généralement vers
l'extérieur, tandis que la source froide est isolée de manière à permettre la
baisse de température à l'intérieur de l'enceinte. Une installation frigorifique
20 comprend classiquement un compresseur, un condenseur pour fournir de la
chaleur, un détendeur préparant la réaction de vaporisation en abaissant la
pression du liquide (pour fournir un liquide basse pression à l'évaporateur) et un
évaporateur. L'évaporateur consiste généralement en un échangeur thermique
dans lequel un fluide frigorigène liquide, dit fluide de cycle, est vaporisé par la
25 chaleur extraite de la source froide. Ce type d'installation comprend également
souvent un réservoir de fluide frigorigène intégré dans le circuit de l'installation
en sortie du condenseur, ce réservoir compensant les variations de volume de
fluide frigorigène liées aux cycles de vaporisation/liquéfaction du fluide.

Le coefficient de performance COP d'une installation frigorifique se définit comme le ratio entre la puissance calorifique prélevée au niveau de l'évaporateur et le travail fourni. Ce travail correspond à la puissance électrique consommée par le moteur pour mouvoir le système de compression. Ce
5 coefficient de performance est donc d'autant meilleur que la température du fluide de cycle l'entrée de l'évaporateur est basse. Il y a donc un grand intérêt à sous-refroidir le fluide de cycle en sortie du condenseur, de manière à améliorer le rendement de l'installation.

Afin de sous-refroidir le fluide frigorigène, Il est connu dans l'art
10 antérieur de créer une dérivation conduisant le fluide de cycle chaud directement de la sortie du condenseur à l'évaporateur. Cette façon de procéder permet d'augmenter la plage de fonctionnement en température de l'installation, en limitant le dépôt de givre sur l'évaporateur, mais n'a cependant pas d'incidence sur le COP.

15 Il est également connu dans l'état de la technique la possibilité d'augmenter la surface de contact entre le fluide frigorigène et la zone d'échange thermique du condenseur, de manière à amplifier le refroidissement du fluide frigorigène. Cette solution présente cependant l'inconvénient de ne pas permettre un contrôle précis de la température du fluide frigorigène, et de
20 sous-refroidir le fluide frigorigène qui est alors un mélange de phases liquide/gaz. La pression de condensation risque donc d'être déstabilisée à cause de ce refroidissement complémentaire.

Enfin, de nombreux systèmes fonctionnent en haute pression flottante. Pour rappel, le fluide frigorigène est à haute pression entre la sortie du
25 compresseur et l'entrée du détendeur, et à basse pression dans le reste du circuit. Le rendement de l'installation est proportionnel à l'augmentation de la différence entre la basse pression et la haute pression. Lorsqu'une installation frigorifique travaille en haute pression flottante, la pression de condensation est régulée à une valeur permettant d'obtenir la plus faible consommation des
30 couples compresseurs/condenseurs. Cependant, une installation en haute pression flottante présente l'inconvénient de ne pouvoir fonctionner à bon

rendement lorsque la température de la source froide est trop basse, car dans ce cas la différence entre la haute pression et la basse pression du fluide frigorigène s'estompe, causant une faible alimentation de l'organe de détente et par voie de conséquence un risque de dysfonctionnement de l'installation
5 frigorigère.

DESCRIPTION GENERALE DE L'INVENTION

La présente invention a donc pour objet de proposer une installation frigorigère et un procédé d'optimisation d'une telle installation, permettant de pallier un ou plusieurs des inconvénients de l'art antérieur. L'invention propose
10 une installation frigorigère apportant un surcroît contrôlé de froid au fluide de cycle en phase liquide, de manière à améliorer le coefficient de performance de l'installation frigorigère et in-fine de réduire la consommation de l'installation.

A cet effet, l'invention concerne une installation frigorigère fonctionnant à partir d'une source chaude, comportant un circuit principal doté d'au moins un
15 compresseur, d'au moins un condenseur, de moyens de détente et d'un évaporateur, un fluide de cycle circulant dans le circuit, l'évaporateur étant réchauffé par un fluide à refroidir, **caractérisée** en ce qu'elle comprend un module de sous-refroidissement du fluide de cycle, le module comportant un circuit parcouru par le fluide de cycle raccordé au circuit principal entre un
20 condenseur et les moyens de détente, le circuit du module de sous-refroidissement comprenant :

- un premier échangeur de chaleur comportant une zone d'échange de chaleur destinée à être parcourue par le fluide de cycle, ledit fluide étant refroidi grâce à un flux d'air généré par un ventilateur adjacent au premier
25 échangeur lorsque le fluide de cycle circule dans la zone d'échange,

- un deuxième échangeur de chaleur comportant deux zones d'échanges de chaleur disjointes fluidiquement et liées thermiquement, la première zone étant destinée à être parcourue par le fluide de cycle à refroidir, la deuxième zone étant destinée à être parcourue par un fluide externe à
30 chauffer, dont le débit est contrôlé par des moyens de régulation de flux,

- au moins deux capteurs de température disposés dans le circuit du module de sous-refroidissement destinés à mesurer au moins la température de l'air T_a à proximité du premier échangeur de chaleur et la température du fluide de cycle T_{f60} à l'entrée du premier échangeur de chaleur,
- 5 l'installation frigorifique comprenant en outre des moyens de contrôle et de commande, pilotant le ventilateur du premier échangeur de chaleur selon les informations reçues par les différents capteurs de température, de telle sorte que le ventilateur du premier échangeur de chaleur fonctionne lorsque la différence $\Delta T = T_{f60} - T_a$ entre la température du fluide de cycle T_{f60} mesurée à
- 10 l'entrée du premier échangeur de chaleur et la température de l'air T_a mesurée à proximité du premier échangeur de chaleur est supérieure à une valeur ΔT_p paramétrable via les moyens de contrôle et de commande.

Selon une autre particularité, l'installation frigorifique est caractérisée en ce que les moyens de contrôle et de commande pilotent des moyens de

15 régulation de flux de fluide externe de telle sorte que le fluide externe circule dans la deuxième zone d'échange du deuxième échangeur de chaleur tant que la température du fluide de cycle T_{f61} à l'entrée du deuxième échangeur de chaleur, mesurée par un capteur de température compris dans le circuit du module de sous-refroidissement, est supérieure à la température T_e du fluide

20 externe.

Selon une autre particularité, l'installation frigorifique est caractérisée en ce qu'elle comprend des moyens de régulation du flux de fluide de cycle dans le circuit du module de sous-refroidissement pilotés par les moyens de contrôle et de commande, de façon que le fluide de cycle ne circule dans le module de

25 sous-refroidissement que lorsque ΔT est supérieure à ΔT_p .

Selon une autre particularité, l'installation frigorifique est caractérisée en ce qu'elle comprend un réservoir de fluide de cycle disposé dans le circuit principal en sortie du condenseur.

Selon une autre particularité, l'installation frigorifique est caractérisée en

30 ce que lorsque le fluide de cycle ne circule pas dans le circuit du module de

sous-refroidissement, les moyens de contrôle et de commande arrêtent le fonctionnement du ventilateur du premier échangeur de chaleur et pilotent les moyens de régulation de flux du fluide externe de telle sorte que ledit fluide ne circule pas dans la deuxième zone du deuxième échangeur de chaleur.

- 5 Selon une autre particularité, l'installation frigorifique est caractérisée en ce que la valeur paramétrable ΔT_p est comprise entre 0 et 10 degrés, et préférentiellement entre 3 et 5 degrés.

 Un objectif supplémentaire de l'invention est de proposer une méthode d'optimisation de fonctionnement d'une installation frigorifique à rendement
10 amélioré.

 A cet effet, l'invention concerne un procédé d'optimisation de fonctionnement d'une installation frigorifique, caractérisé en ce qu'il comprend :

- a) une étape de mesure par au moins deux capteurs de température pilotés par les moyens de contrôle et de commande, de la
15 valeur de la température de l'air à proximité du premier échangeur de chaleur et de la valeur de la température du fluide de cycle T_{f60} à l'entrée du premier échangeur de chaleur, suivie du calcul par les moyens de contrôle et de commande de la valeur ΔT puis de la comparaison par les moyens de contrôle et de commande de la valeur calculée ΔT avec la
20 valeur paramétrable ΔT_p ,

- b) une étape de transfert de chaleur du fluide de cycle vers la zone d'échange du premier échangeur de chaleur, les moyens de régulation de flux du fluide de cycle dans le circuit du module de sous-refroidissement étant pilotés par les moyens de contrôle et de commande, la valeur
25 calculée ΔT étant supérieure à la valeur paramétrable ΔT_p ,

- c) une étape de transfert de chaleur du fluide de cycle circulant dans la première zone d'échange du deuxième échangeur de chaleur vers le fluide externe circulant dans la deuxième zone d'échange du deuxième échangeur de chaleur.

Selon une autre particularité, le procédé est caractérisé en ce que durant la première étape la valeur de la température du fluide de cycle à l'entrée du deuxième échangeur de chaleur (61) est mesurée par au moins un capteur de température correspondant et comparée par les moyens de contrôle et de commande avec la valeur de la température du fluide externe circulant dans la deuxième zone d'échange du deuxième échangeur de chaleur.

Selon une autre particularité, le procédé est caractérisé en ce que seule la première étape du procédé est réalisée, la valeur ΔT calculée à la première étape étant inférieure ou égale à la valeur paramétrable ΔT_p .

Selon une autre particularité, le procédé est caractérisé en ce que toutes les étapes du procédé sont réalisées, la valeur de la température du fluide de cycle T_{f61} à l'entrée du deuxième échangeur de chaleur (61) mesurée à la première étape étant supérieure à la valeur de la température T_e du fluide externe (E) mesurée à la première étape, et la valeur ΔT calculée à la première étape étant supérieure à la valeur paramétrable ΔT_p .

Selon une autre particularité, le procédé est caractérisé en ce que durant la troisième étape les moyens de contrôle et de commande pilotent l'ouverture des moyens de régulation de flux du fluide externe dans la deuxième zone d'échange du deuxième échangeur, la température du fluide de cycle mesurée à l'entrée du deuxième échangeur de chaleur étant supérieure à la température du fluide externe.

L'invention, avec ses caractéristiques et avantages, ressortira plus clairement à la lecture de la description faite en référence aux dessins annexés dans lesquels :

La figure 1 illustre un premier mode de réalisation de l'invention,
La figure 2 représente un diagramme pression/enthalpie illustrant l'apport de l'invention pour le cycle d'une installation frigorifique.

DESCRIPTION DES MODES DE REALISATION PREFERES DE
L'INVENTION

En référence aux figures 1 et 2, l'invention va maintenant être décrite. L'installation frigorifique fonctionne à partir d'une source chaude (C), et comprend conventionnellement un circuit doté d'au moins un compresseur (1), d'au moins un condenseur (2), de moyens de détente (3), par exemple et de façon non limitative un détendeur, d'un évaporateur (4), d'un réservoir de fluide (5) de cycle placé dans le circuit en sortie du condenseur. Le fluide de cycle qui circule dans le circuit peut par exemple être un fluide frigorifique connu en soi (fluide frigorigène R134a, R22 ou autre fluide similaire), pouvant être amené ou non à un état supercritique.

10 Dans un mode de fonctionnement de réfrigération, par exemple celui d'une installation frigorifique à compression, l'évaporateur (4) est réchauffé par un fluide à refroidir (F). Le fluide de cycle en sortie du compresseur (1), chaud et à l'état gazeux, arrive en entrée du condenseur (2) et est refroidi dans ledit condenseur. Le fluide de cycle, à l'état liquide en sortie du condenseur, passe
15 ensuite dans des moyens de détente (3). Le fluide de cycle en entrée de l'évaporateur (4), fortement refroidi et à basse pression, est généralement un mélange liquide/gaz qui va être réchauffé dans l'évaporateur par le fluide à refroidir (F). Le fluide de cycle en sortie de l'évaporateur (4) a été réchauffé de manière à être complètement vaporisé. Le fluide de cycle sous forme de gaz à
20 basse pression arrive dans le compresseur (1) et le cycle recommence. Les moyens de détente (3) comprennent également un régulateur de débit piloté par des moyens de contrôle et de commande. Ce régulateur est commandé de telle sorte que le débit de fluide de cycle dans le circuit de l'installation frigorifique est d'autant plus grand que la température du fluide de cycle à
25 l'entrée de l'évaporateur (4) est grande. Ainsi le débit du fluide de cycle est régulé de telle sorte que la totalité du fluide de cycle en sortie de l'évaporateur (4) soit à l'état gazeux, quelque soit sa température à l'entrée de l'évaporateur (4).

Au cours de ce cycle, il apparait clairement que l'échange de chaleur
30 entre le fluide à refroidir (F) circulant dans la zone d'échange thermique de l'évaporateur (4) et le fluide de cycle est d'autant plus important que la

différence de température entre les deux fluides est grande. Cette différence de température a également une grande influence sur le rendement de l'installation frigorifique. De plus, l'échange thermique entre le fluide de cycle et le fluide à refroidir (F) dans l'évaporateur (4) est d'autant plus efficace que le fluide de cycle est à l'état liquide à l'entrée de l'évaporateur (4), et non pas un mélange liquide/gaz.

Dans un mode de réalisation, de manière à sous-refroidir le fluide de cycle en sortie du condenseur (2) afin que ce dernier soit par exemple à l'état liquide à l'entrée de l'évaporateur (4), l'installation frigorifique comprend un module de sous-refroidissement (6) du fluide de cycle, le module comportant un circuit parcouru par le fluide de cycle, raccordé au circuit principal de l'installation entre la sortie du condenseur (2) et les moyens de détente (3) du fluide de cycle. Le circuit du module de sous refroidissement comprend en outre au moins un échangeur de chaleur (60) permettant de refroidir le fluide de cycle. Cet échangeur de chaleur (60) comprend une zone d'échange de chaleur (600) destinée à être parcourue par le fluide de cycle et un ventilateur à pales (601) adjacent à la zone d'échange de chaleur, le fluide de cycle circulant dans cet échangeur (60) étant refroidi grâce au flux d'air généré par le ventilateur. Préférentiellement, le module de sous-refroidissement comprend un deuxième échangeur de chaleur (61) placé dans le circuit du module. Ce deuxième échangeur (61) comprend deux zones d'échange de chaleur (610, 611), thermiquement jointes et fluidiquement disjointes, la première zone d'échange (610) étant destinée à être parcourue par le fluide de cycle et la deuxième zone d'échange (611) étant destinée à être parcourue par un fluide externe (E). Par exemple et de façon non limitative, la deuxième zone d'échange (611) du deuxième échangeur (61) peut être raccordée à l'installation d'eau d'un bâtiment, de manière à ce que l'énergie thermique du fluide de cycle réchauffe l'eau du bâtiment dans le deuxième échangeur. Par soucis de clarté, nous emploierons dans la suite de la rédaction le terme « eau » pour désigner le fluide externe (E) circulant dans la deuxième zone d'échange (611) du deuxième échangeur de chaleur (61).

Dans un mode de réalisation, le module de sous-refroidissement (6) comprend dans son circuit au moins un capteur de température T_{f60} du fluide de cycle en amont du premier échangeur de chaleur (60) et au moins un capteur de température T_a de l'air à proximité du premier échangeur de chaleur (60).

5 Dans un mode de réalisation, le module de sous-refroidissement comprend dans son circuit des moyens de régulation de flux (62) du fluide de cycle. Ces moyens de régulation de flux (62), par exemple et de façon non limitative une électrovanne trois voies, permettent de contrôler la circulation du fluide de cycle dans le module de sous refroidissement (6). Dans un mode de
10 fonctionnement, l'électrovanne (62) est configurée de telle sorte que le fluide de cycle circule dans le circuit du module de sous refroidissement (6), entre le condenseur (2) et les moyens de détente (3) du circuit principal de l'installation frigorifique. Dans un second mode de fonctionnement, l'électrovanne (62) est configurée de telle sorte que le fluide de cycle circule uniquement dans le circuit
15 principal de l'installation frigorifique. Le débit du fluide de cycle dans le circuit du module de sous-refroidissement (6) est donc nul dans ce second mode de fonctionnement.

Dans un mode de réalisation, l'installation frigorifique comprend des moyens de contrôle et de commande, pilotant les moyens de régulation de
20 flux (62) du fluide de cycle dans le circuit du module de sous-refroidissement (6) et les moyens de régulation de flux (612) de l'eau (E) dans la deuxième zone d'échange (611) du deuxième échangeur de chaleur (61). Dans un mode de réalisation, les moyens de régulation de flux (62) du fluide de cycle dans le circuit du module de sous-refroidissement (6) sont pilotés en fonction du calcul
25 par les moyens de contrôle et de commande de la différence de température ΔT entre la température de l'air T_a à proximité du premier échangeur (60) et la température T_{f60} du fluide de cycle à l'entrée du premier échangeur de chaleur (60), les températures T_{f60} et T_a étant mesurées par les capteurs de température correspondant. Cette différence de températures ΔT se calcule par
30 la formule $\Delta T = T_{f60} - T_a$. Si la valeur ΔT (60) est supérieure à une valeur ΔT_p paramétrable via les moyens de contrôle et de commande, alors les moyens de

contrôle et de commande pilotent le ventilateur (601) du premier échangeur de chaleur (60) et les moyens de régulation de flux (62) de sorte que le fluide de cycle circule dans le circuit du module de sous-refroidissement et soit refroidi dans la zone d'échange de chaleur (600) du premier échangeur de chaleur (60) par le flux d'air généré par le ventilateur (601). En revanche, si la valeur ΔT est inférieure à la valeur paramétrable ΔT_p , les moyens de contrôle et de commande commandent l'arrêt du ventilateur (601). Ce mode de réalisation permet de ne pas utiliser le premier échangeur de chaleur (60) lorsque la différence calculée ΔT entre la température T_{f60} du fluide de cycle en amont du premier échangeur de chaleur (60) et la température T_a de l'air à proximité du premier échangeur de chaleur (60) est trop faible. En effet dans ce cas, l'énergie dépensée pour faire fonctionner le ventilateur n'est plus compensée par le gain calorifique obtenu par le sous-refroidissement du fluide de cycle. Dans un mode de réalisation alternatif, si la différence calculée ΔT entre la température T_{f60} du fluide de cycle en amont du premier échangeur de chaleur (60) et la température T_a de l'air à proximité du premier échangeur de chaleur (60) est inférieure à la valeur paramétrée ΔT_p , les moyens de contrôle et de commande pilotent les moyens de régulation de flux (62) de sorte que le fluide de cycle circule uniquement dans le circuit principal de l'installation, et parallèlement l'arrêt du ventilateur (601) est commandé par les moyens de contrôle et de commande. Ce mode de réalisation alternatif permet de ne pas utiliser le module de sous refroidissement (6) lorsque la température de l'air est trop haute, car dans ce cas, l'énergie dépensée pour faire fonctionner le ou les système(s) échangeur(s) (60, 61) n'est plus compensée par le gain calorifique obtenu par le sous-refroidissement du fluide de cycle. Dans tous les cas la valeur de grandeur ΔT_p est paramétrable via les moyens de contrôle et de commande. Par exemple et de façon non limitative, la valeur de ΔT_p est paramétrable pour des valeurs comprises entre 0 et 10 degrés. De manière préférentielle mais non limitative, la valeur de ΔT_p est paramétrable entre 3 et 5 degrés.

Dans un mode de réalisation, lorsque la température T_{f61} du fluide de cycle en entrée du deuxième échangeur de chaleur (61), mesurée par le capteur de température correspondant, est supérieure à la température T_e du fluide externe (E) circulant dans la deuxième zone d'échange (611) du deuxième échangeur de chaleur (61), alors les moyens de contrôle et de commande pilotent les moyens de régulation de flux (612) correspondant, par exemple et de façon non limitative une électrovanne deux voies, de sorte que l'eau (E) circule dans la deuxième zone d'échange (611) du deuxième échangeur (61). En revanche, si la température du fluide de cycle mesurée à l'entrée du deuxième échangeur de chaleur (61) est inférieure ou égale à la température T_e du fluide externe circulant dans la deuxième zone d'échange (611) du deuxième échangeur de chaleur (61), les moyens de contrôle et de commande pilotent les moyens de régulation de flux (612) de sorte que l'eau (E) ne circule plus dans la deuxième zone d'échange (611) du deuxième échangeur de chaleur (61).

Dans un mode de réalisation alternatif, le fluide externe (E) circule en permanence dans la deuxième zone d'échange (611) du deuxième échangeur de chaleur (61), pourvu que le fluide de cycle circule dans le circuit du module de sous-refroidissement (6).

Ce mode de réalisation permet d'utiliser une autre source de chaleur, faisant par exemple déjà partie de l'installation du bâtiment, de manière à faciliter le sous-refroidissement du fluide de cycle, tant que la température du fluide de cycle T_{f61} en entrée du deuxième échangeur de chaleur (61) est supérieure à la température T_e du fluide externe.

Dans un mode de réalisation, la vitesse du ventilateur (601), et donc le débit du flux d'air généré (A), peut-être ajusté par les moyens de contrôle et de commande, de sorte que la température du fluide de cycle soit ajustable, tant que la valeur calculée ΔT est supérieure à la valeur paramétrable ΔT_p . De même, le débit de l'eau (E) circulant dans la deuxième zone d'échange (611) du deuxième échangeur (61) peut être ajusté par les moyens de régulation de flux (612) pilotés par les moyens de contrôle et de commande. Les deux

échangeurs de chaleurs (60, 61) peuvent ainsi fonctionner simultanément à faible régime, peu de puissance de fonctionnement étant ainsi dépensée par les différents organes du module de sous-refroidissement (6).

Le procédé d'optimisation de fonctionnement d'une installation frigorifique selon l'invention va maintenant être décrit.

Au cours de la première étape, la température T_a de l'air à proximité du premier échangeur de chaleur (60) ainsi que la température T_{f60} du fluide de cycle à l'entrée du premier échangeur de chaleur (60) sont mesurées par les capteurs de température correspondant, ces capteurs de température étant pilotés par les moyens de contrôle et de commande. Les moyens de contrôle et de commande calculent ensuite la valeur ΔT , puis comparent cette valeur calculée ΔT avec la valeur paramétrable ΔT_p .

Au cours de la deuxième étape, le fluide de cycle circulant dans le circuit du module de sous-refroidissement (6) est refroidi par le flux d'air généré (A) par le ventilateur (601) piloté par les moyens de contrôle et de commande. Cette deuxième étape a lieu lorsque la valeur calculée ΔT est supérieure à la valeur paramétrable ΔT_p . Dans le cas contraire, le procédé est interrompu par les moyens de contrôle et de commande à la fin de la première étape.

Au cours d'une étape optionnelle suivant directement la première étape, les moyens de contrôle et de commande comparent ensuite la valeur de la température T_{f61} du fluide de cycle à l'entrée du deuxième échangeur de chaleur (61) avec la valeur de la température T_e de l'eau (E). Si la température (T_{f61}) du fluide de cycle est inférieure à la température T_e de l'eau (E), alors le procédé est interrompu par les moyens de contrôle et de commande à la fin de la première étape.

Dans un mode de réalisation alternatif, à la suite de la première étape et si la valeur calculée ΔT est supérieure à la valeur paramétrable ΔT_p , alors les moyens de régulation de flux (62) sont actionnés par les moyens de contrôle et de commande de telle sorte que le fluide de cycle circule dans le circuit du module (6) vers le premier échangeur de chaleur (60).

Au cours de la troisième étape, le fluide de cycle est refroidit par l'eau (E) circulant dans la deuxième zone d'échange (611) du deuxième échangeur de chaleur (61).

Dans un mode de réalisation, cette troisième étape a lieu lorsque la
5 température T_{f61} du fluide de cycle à l'entrée du deuxième échangeur de chaleur (61) du module de sous-refroidissement (6), mesurée par le capteur de température correspondant, est supérieure à la température T_e de l'eau (E). Les moyens de régulation de flux (612) d'eau (E), pilotés par les moyens de contrôle et de commande, permettent alors la circulation d'eau (E) dans la
10 deuxième zone d'échange (611) du deuxième échangeur de chaleur (61). Dans le cas contraire, le procédé est interrompu par les moyens de contrôle et de commande à la fin de la deuxième étape.

La présente demande décrit diverses caractéristiques techniques et
15 avantages en référence aux figures et/ou à divers modes de réalisation. L'homme de métier comprendra que les caractéristiques techniques d'un mode de réalisation donné peuvent en fait être combinées avec des caractéristiques d'un autre mode de réalisation à moins que l'inverse ne soit explicitement mentionné ou qu'il ne soit évident que ces caractéristiques sont incompatibles.
20 De plus, les caractéristiques techniques décrites dans un mode de réalisation donné peuvent être isolées des autres caractéristiques de ce mode à moins que l'inverse ne soit explicitement mentionné.

Il doit être évident pour les personnes versées dans l'art que la présente invention permet des modes de réalisation sous de nombreuses
25 autres formes spécifiques sans l'éloigner du domaine défini par la portée des revendications jointes, et l'invention ne doit pas être limitée aux détails donnés ci-dessus.

REVENDICATIONS

1. Installation frigorifique fonctionnant à partir d'une source chaude (C), comportant un circuit principal doté d'au moins un compresseur (1), d'au moins
5 un condenseur (2), de moyens de détente (3) et d'un évaporateur (4), un fluide de cycle circulant dans le circuit, l'évaporateur étant réchauffé par un fluide à refroidir (F), **caractérisée** en ce qu'elle comprend un module de sous-refroidissement (6) du fluide de cycle, le module comportant un circuit parcouru par le fluide de cycle raccordé au circuit principal entre un condenseur (2) et les
10 moyens de détente (3), le circuit du module de sous-refroidissement comprenant :

- un premier échangeur de chaleur (60) comportant une zone d'échange de chaleur (600) destinée à être parcourue par le fluide de cycle, ledit fluide étant refroidi grâce à un flux d'air (A) généré par un ventilateur
15 adjacent (601) au premier échangeur lorsque le fluide de cycle circule dans la zone d'échange (600),

- un deuxième échangeur de chaleur (61) comportant deux zones d'échanges de chaleur (610, 611) disjointes fluidiquement et liées thermiquement, la première zone (610) étant destinée à être parcourue par
20 le fluide de cycle à refroidir, la deuxième zone (611) étant destinée à être parcourue par un fluide externe à chauffer (E), dont le débit est contrôlé par des moyens de régulation de flux (612),

- au moins deux capteurs de température disposés dans le circuit du module de sous-refroidissement (6) destinés à mesurer au moins la
25 température de l'air T_a à proximité du premier échangeur de chaleur (60) et la température du fluide de cycle T_{f60} à l'entrée du premier échangeur de chaleur (60),

l'installation frigorifique comprenant en outre des moyens de contrôle et de commande, pilotant le ventilateur (601) du premier échangeur de chaleur (60)
30 selon les informations reçues par les différents capteurs de température, de

telle sorte que le ventilateur (601) du premier échangeur de chaleur (60) fonctionne lorsque la différence $\Delta T = T_{f60} - T_a$ entre la température du fluide de cycle T_{f60} mesurée à l'entrée du premier échangeur de chaleur (60) et la température de l'air T_a mesurée à proximité du premier échangeur de chaleur (60) est supérieure à une valeur ΔT_p paramétrable via les moyens de contrôle et de commande.

2. Installation frigorifique selon la revendication précédente, caractérisée en ce que les moyens de contrôle et de commande pilotent des moyens de régulation (612) de flux de fluide externe (E) de telle sorte que le fluide externe (E) circule dans la deuxième zone d'échange (611) du deuxième échangeur de chaleur (61) tant que la température du fluide de cycle T_{f61} à l'entrée du deuxième échangeur de chaleur (61), mesurée par un capteur de température compris dans le circuit du module de sous-refroidissement (6), est supérieure à la température T_e du fluide externe (E).

3. Installation frigorifique selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisée en ce qu'elle comprend des moyens de régulation (62) du flux de fluide de cycle dans le circuit du module de sous-refroidissement (6) pilotés par les moyens de contrôle et de commande, de façon que le fluide de cycle ne circule dans le module de sous-refroidissement (6) que lorsque ΔT est supérieure à ΔT_p .

4. Installation frigorifique selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisée en ce qu'elle comprend un réservoir de fluide (5) de cycle disposé dans le circuit principal en sortie du condenseur (2).

5. Installation frigorifique selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisée en ce que lorsque le fluide de cycle ne circule pas dans le circuit du module de sous-refroidissement (6), les moyens de contrôle et de commande arrêtent le fonctionnement du ventilateur (601) du premier échangeur de chaleur (60) et pilotent les moyens de régulation de flux (612) du fluide externe (E) de telle sorte que ledit fluide ne circule pas dans la deuxième zone (611) du deuxième échangeur de chaleur.

6. Installation frigorifique selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisée en ce que la valeur paramétrable ΔT_p est comprise entre 0 et 10 degrés, et préférentiellement entre 3 et 5 degrés.

7. Procédé d'optimisation de fonctionnement d'une installation
5 frigorifique selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'il comprend :

une étape de mesure par au moins deux capteurs de température pilotés par les moyens de contrôle et de commande, de la valeur de la température de l'air à proximité du premier échangeur de chaleur (60) et de la valeur de la température du fluide de cycle T_{f60} à l'entrée du
10 premier échangeur de chaleur (60), suivie du calcul par les moyens de contrôle et de commande de la valeur ΔT puis de la comparaison par les moyens de contrôle et de commande de la valeur calculée ΔT avec la valeur paramétrable ΔT_p .

8. Procédé selon la revendication précédente, caractérisé en ce qu'il
15 comprend en outre :

a. une étape de transfert de chaleur du fluide de cycle vers la zone d'échange (600) du premier échangeur de chaleur (60), les moyens de régulation de flux (62) du fluide de cycle dans le circuit du module de sous-refroidissement (6) étant pilotés par les
20 moyens de contrôle et de commande, la valeur calculée ΔT étant supérieure à la valeur paramétrable ΔT_p ,

b. une étape de transfert de chaleur du fluide de cycle circulant dans la première zone d'échange (610) du deuxième échangeur de chaleur (61) vers le fluide externe (E) circulant dans la deuxième
25 zone d'échange (611) du deuxième échangeur de chaleur,

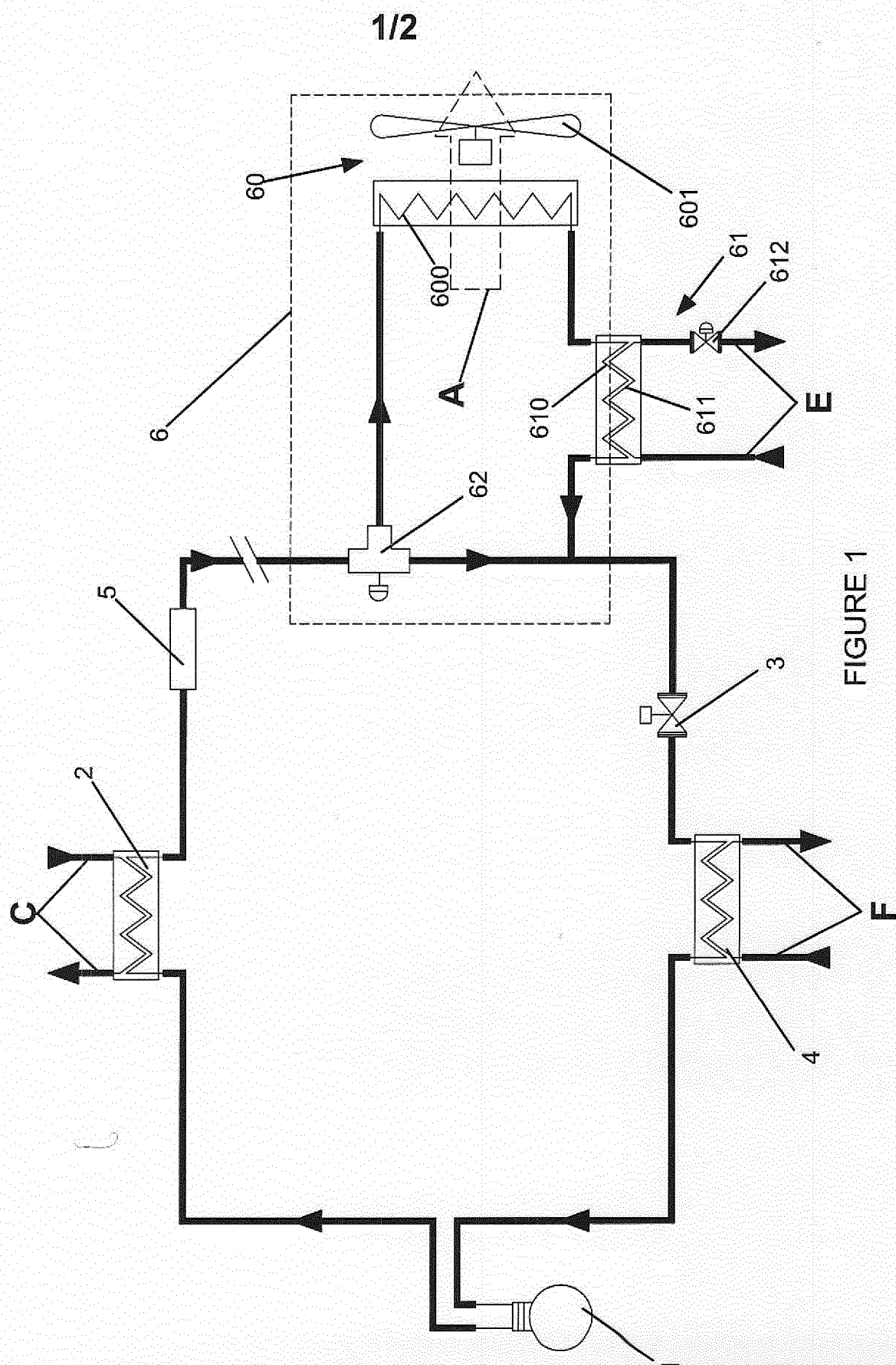
la valeur ΔT calculée étant supérieure à la valeur paramétrable ΔT_p .

9. Procédé selon l'une quelconque des revendications 7 ou 8, caractérisé en ce que durant la première étape la valeur de la température T_{f61} du fluide de cycle à l'entrée du deuxième échangeur de chaleur (61) est

mesurée par au moins un capteur de température correspondant et comparée par les moyens de contrôle et de commande avec la valeur de la température T_e du fluide externe (E) circulant dans la deuxième zone d'échange (611) du deuxième échangeur de chaleur (61).

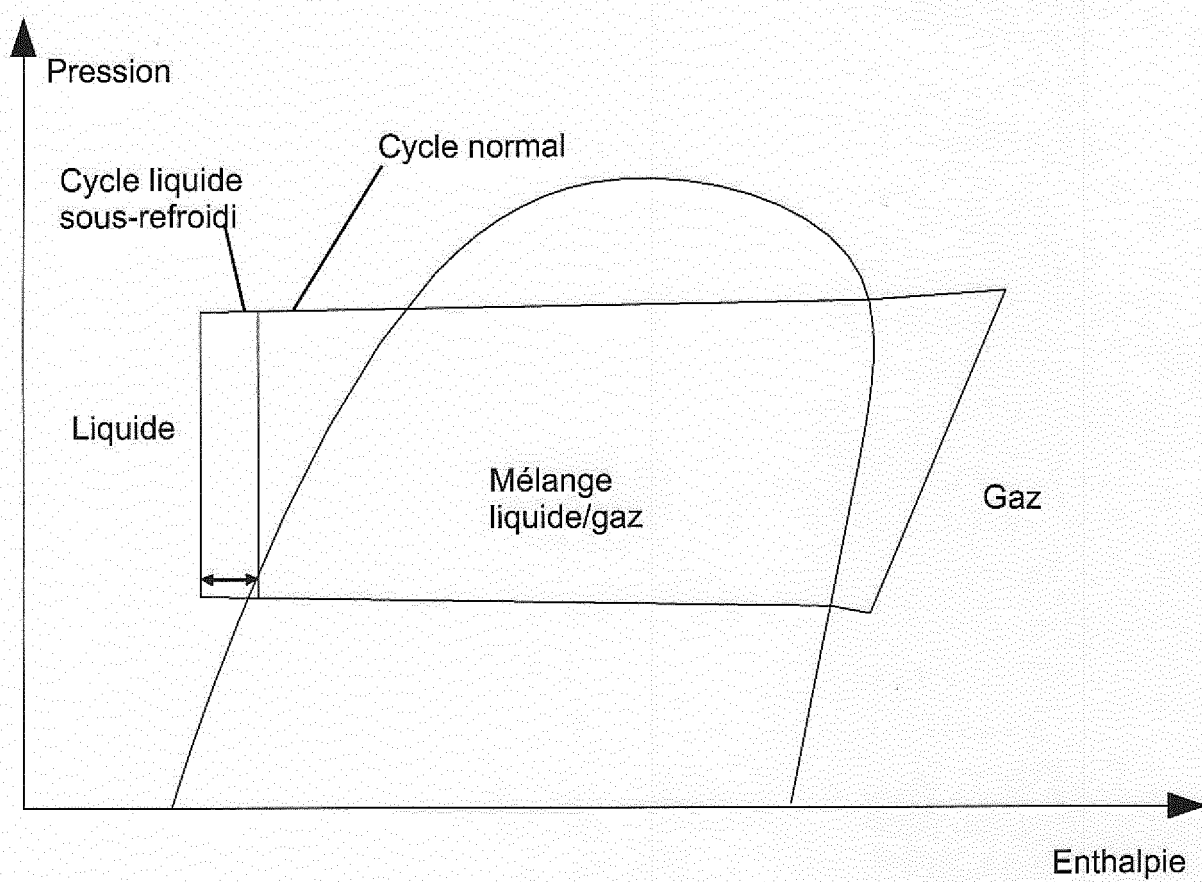
5 10. Procédé selon l'une quelconque des revendications 7 à 9, caractérisé en ce que toutes les étapes du procédé sont réalisées, la valeur de la température du fluide de cycle T_{f61} à l'entrée du deuxième échangeur de chaleur (61) mesurée à la première étape étant supérieure à la valeur de la température T_e du fluide externe (E) mesurée à la première étape, et la valeur
10 ΔT calculée à la première étape étant supérieure à la valeur paramétrable ΔT_p .

 11. Procédé selon l'une quelconque des revendications 7 à 10, caractérisé en ce que durant la troisième étape les moyens de contrôle et de commande pilotent l'ouverture des moyens de régulation (612) de flux du fluide externe (E) dans la deuxième zone d'échange (611) du deuxième
15 échangeur (61), la température T_{f61} du fluide de cycle mesurée à l'entrée du deuxième échangeur de chaleur (61) étant supérieure à la température T_e du fluide externe (E).



2/2

FIGURE 2





RAPPORT DE RECHERCHE PRÉLIMINAIRE

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

N° d'enregistrement
national

FA 774998
FR 1261858

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		
A	US 2012/047936 A1 (JUNGE BRENT ALDEN [US]) 1 mars 2012 (2012-03-01) * alinéa [0025] - alinéa [0031]; figure 1 *	1-11	F25B49/02 F25B40/02
A	US 2005/028545 A1 (HEBERT THOMAS H [US] HERBERT THOMAS H [US]) 10 février 2005 (2005-02-10) * alinéas [0060], [0076]; figure 4a *	1-11	
A	US 5 113 668 A (WACHS III FRED B [US] ET AL) 19 mai 1992 (1992-05-19) * colonne 6 - colonne 7; figure 5 *	1-11	
			DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHÉS (IPC)
			F25B
Date d'achèvement de la recherche		Examineur	
12 juillet 2013		Amous, Moez	
CATÉGORIE DES DOCUMENTS CITÉS			
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		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	

ANNEXE AU RAPPORT DE RECHERCHE PRÉLIMINAIRE
RELATIF A LA DEMANDE DE BREVET FRANÇAIS NO. FR 1261858 FA 774998

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 **12-07-2013**

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
US 2012047936 A1	01-03-2012	CA 2773960 A1	18-10-2012
		US 2012047936 A1	01-03-2012
-----		-----	
US 2005028545 A1	10-02-2005	US 2005028545 A1	10-02-2005
		WO 2005108888 A2	17-11-2005
-----		-----	
US 5113668 A	19-05-1992	AUCUN	
-----		-----	