



(11)

EP 2 225 501 B2

(12)

**NOUVEAU FASCICULE DE BREVET EUROPEEN**

Après la procédure d'opposition

(45) Date de publication et mention de la décision concernant l'opposition:  
**15.01.2025 Bulletin 2025/03**

(45) Mention de la délivrance du brevet:  
**05.09.2018 Bulletin 2018/36**

(21) Numéro de dépôt: **08852903.7**

(22) Date de dépôt: **23.10.2008**

(51) Classification Internationale des Brevets (IPC):  
**F25J 1/02 (2006.01)**      **F25B 1/10 (2006.01)**  
**F25B 9/14 (2006.01)**      **F25B 9/10 (2006.01)**  
**F25B 9/06 (2006.01)**      **F25J 1/00 (2006.01)**

(52) Classification Coopérative des Brevets (CPC):  
**F25B 9/14; F25B 1/10; F25B 9/06; F25B 9/10;**  
**F25J 1/005; F25J 1/0062; F25J 1/0065;**  
**F25J 1/0072; F25J 1/0075; F25J 1/0077;**  
**F25J 1/0082; F25J 1/0095; F25J 1/0097;**  
**F25J 1/0257; F25J 1/0276;**

(Cont.)

(86) Numéro de dépôt international:  
**PCT/FR2008/051919**

(87) Numéro de publication internationale:  
**WO 2009/066044 (28.05.2009 Gazette 2009/22)**

**(54) DISPOSITIF ET PROCÉDÉ DE RÉFRIGERATION CRYOGÉNIQUE**

KRYOGENES KÜHLVERFAHREN UND ENTSPRECHENDE VORRICHTUNG

CRYOGENIC REFRIGERATION METHOD AND DEVICE

(84) Etats contractants désignés:

**AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR  
HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MT NL NO PL PT  
RO SE SI SK TR**

(30) Priorité: **23.11.2007 FR 0759243**

(43) Date de publication de la demande:  
**08.09.2010 Bulletin 2010/36**

(60) Demande divisionnaire:

**18178529.6 / 3 410 035  
19174805.2 / 3 561 411**

(73) Titulaire: **L'Air Liquide, Société Anonyme pour  
l'Etude  
et l'Exploitation des Procédés Georges Claude  
75007 Paris (FR)**

(72) Inventeurs:

- **DURAND, Fabien**  
**F-38340 Voreppe (FR)**
- **RAVEX, Alain**  
**F-38240 Meylan (FR)**

(74) Mandataire: **Air Liquide**

**L'Air Liquide S.A.  
Direction de la Propriété Intellectuelle  
75, Quai d'Orsay  
75321 Paris Cedex 07 (FR)**

(56) Documents cités:

<b>EP-A1- 1 801 518</b>	<b>EP-A2- 1 120 615</b>
<b>WO-A1-2007/066474</b>	<b>WO-A1-92/15774</b>
<b>DE-A1- 2 440 215</b>	<b>FR-A1- 2 696 708</b>
<b>JP-A- 2001 041 598</b>	<b>JP-A- S6 079 125</b>
<b>US-A- 3 494 145</b>	<b>US-A- 4 984 432</b>
<b>US-A- 5 473 899</b>	<b>US-A- 5 590 528</b>

(52) Classification Coopérative des Brevets (CPC):  
(Cont.)**F25J 1/0279; F25J 1/0284; F25J 1/0287;**  
**F25J 1/0288;** F25B 2309/1401; F25J 2230/20;  
F25J 2230/22; F25J 2240/02; F25J 2270/16;  
F25J 2270/912

## Description

**[0001]** La présente invention concerne un dispositif et un procédé de réfrigération cryogénique.

**[0002]** L'invention concerne plus particulièrement un dispositif de réfrigération cryogénique destiné à transférer de la chaleur d'une source froide vers une source chaude via un fluide de travail circulant dans un circuit de travail fermé, le circuit de travail comprenant en série : une portion de compression, une portion de refroidissement, une portion de détente et une portion de réchauffement.

**[0003]** La source froide peut être par exemple de l'azote liquide à refroidir et la source chaude de l'eau ou de l'air.

**[0004]** Des réfrigérateurs connus pour refroidir des éléments supraconducteurs utilisent en général un cycle de Brayton inverse. Ces réfrigérateurs connus utilisent un compresseur lubrifié à vis, un échangeur à contre courant à plaques et une turbine de détente.

**[0005]** Ces réfrigérateurs connus présentent de nombreux inconvénients parmi :

- un faible rendement énergétique du cycle et par conséquent du réfrigérateur,
- l'utilisation d'huile pour refroidir et lubrifier le compresseur, ceci impose une opération de déshuillage du gaz de travail après compression,
- l'utilisation de joints tournants entre le moteur électrique et le compresseur,
- le faible rendement isotherme de compression du compresseur,
- la périodicité des opérations de maintenance.

**[0006]** Le document US-3,494,145 décrit un système de réfrigération utilisant des accouplements via engrenages nécessitant des paliers à huile. Ce type de dispositif utilise des joints tournants tels que les garnitures mécaniques entre le gaz de travail et le carter des engrenages et des paliers à huile. Cette architecture augmente les risques de fuite du gaz de travail et la pollution possible du gaz de travail par l'huile. Ce système concerne par ailleurs un moteur de type basse vitesse.

**[0007]** Le document US-4,984,432 décrit un système de réfrigération utilisant des compresseurs ou des turbines de type à anneau liquide fonctionnant avec un moteur à basse vitesse utilisant des paliers classiques tels que les roulements à billes. Cette technologie relève des compresseurs et turbines volumétriques.

**[0008]** Le document Saji, N. et al. « Design of oil-free simple turbo type 65K/65KW helium and neon mixture gas refrigerator for high-temperature superconducting power cable cooling » (Advances in Cryogenic Engineering, vol. CP613, 2002) décrit un dispositif conforme au préambule de la revendication 1. Un but de la présente invention est de pallier tout ou partie des inconvénients de l'art antérieur relevés ci-dessus.

**[0009]** A cette fin, l'invention est définie par la revendi-

cation 1.

**[0010]** Les modes de réalisation permettent d'obtenir un système sans pollution d'huile et sans contact. En effet, la combinaison de compresseurs centrifuges, des turbines centripètes et des paliers selon l'invention réduit ou supprime tout contact avec les parties fixes et les parties tournantes. Ceci permet d'éviter tout risque de fuite. L'ensemble du système est en effet hermétique et ne comporte aucun joint tournant vis-à-vis de l'atmosphère (tel que des garnitures mécaniques ou des « dry face seal »).

**[0011]** Ainsi, l'invention comporte les caractéristiques suivantes :

- 15 les compresseurs sont du type à compression centrifuge,
- la ou les turbines de détente sont du type à détente centripète,
- 20 les arbres de sortie des moteurs sont montés sur des paliers de type magnétique ou de type dynamique à gaz, lesdits paliers étant utilisés pour sustenter les compresseurs et les turbines,
- 25 la portion de refroidissement et la portion de réchauffement comprennent un échangeur de chaleur commun dans lequel le fluide de travail transite à contre-courant selon qu'il est refroidit ou réchauffé, en outre, des modes de réalisation particuliers peuvent également comporter les caractéristiques suivantes :
- 30 le circuit de travail comprend un volume formant une capacité tampon de stockage du fluide de travail,

- 35 le fluide de travail est en phase gazeuse et constitué d'un gaz pur ou d'un mélange de gaz purs parmi : l'hélium, le néon, l'azote, l'oxygène, l'argon, le monoxyde de carbone, le méthane, ou tout autre fluide présentant une phase gazeuse à la température de la source froide.

**[0012]** L'invention propose en outre un procédé de réfrigération cryogénique tel que défini dans la revendication 4.

45 En outre, des modes de réalisation de l'invention peuvent comporter l'une ou plusieurs des caractéristiques suivantes :

- 50 à l'issue de la seconde étape de refroidissement le fluide de travail est amené à une température basse de l'ordre de 60 K et en ce que le circuit de travail comprend un nombre de compresseurs trois fois plus important environ que le nombre de turbines de détente,
- 55 le fluide de travail est utilisé pour refroidir ou maintenir en froid des éléments supraconducteurs à une température de l'ordre de 65 K,
- la chute de température du fluide constituant la

source froide est sensiblement identique à l'augmentation de température du gaz dans les échangeurs.

**[0013]** L'invention peut présenter l'un ou plusieurs des avantages suivants :

- le cycle du fluide de travail (type Ericsson inverse) permet d'obtenir un rendement plus important que les systèmes connus sans pour autant créer ou augmenter d'autres inconvénients,
- le travail de détente dans les turbines peut être avantageusement valorisé,
- il est possible de s'affranchir de l'utilisation d'huile pour la lubrification ou le refroidissement, ceci permet de supprimer l'installation de déshuillage en aval du compresseur, ainsi que les opérations de traitement et de recyclage des huiles usagées,
- le système ne nécessite qu'un faible nombre de pièces mobiles ce qui accroît sa simplicité et sa fiabilité. Il est possible grâce à l'invention de s'affranchir pour le compresseur d'une transmission de puissance mécanique du type multiplicateur de vitesse, joints de cardan, ...
- les opérations de maintenance sont réduites voir pratiquement inexistantes,
- le système permet d'éviter des joints tournant et d'utiliser un système totalement hermétique vis à vis de l'extérieur. Ceci empêche toute perte ou pollution du gaz de cycle de travail,
- l'encombrement du réfrigérateur peut être réduit par rapport aux systèmes connus.

**[0014]** D'autres particularités et avantages apparaîtront à la lecture de la description ci-après, faite en référence aux figures dans lesquelles :

- la figure 1 représente une vue schématique illustrant la structure et le fonctionnement d'un premier exemple de réalisation de dispositif de réfrigération selon l'invention,
- la figure 2 représente de façon schématique un détail de la figure 1 illustrant un agencement d'un moteur d' entraînement d'un ensemble compresseur-compresseur ou compresseur-turbine,
- la figure 3 représente de façon schématique un exemple de cycle de travail du fluide de travail du réfrigérateur de la figure 1,
- la figure 4 représente une vue schématique illustrant la structure et le fonctionnement d'un second exemple de réalisation d'un réfrigérateur selon l'invention,
- la figure 5 représente de façon schématique un second exemple de cycle de travail du fluide de travail du réfrigérateur selon la figure 3.

**[0015]** En se référant à l'exemple de réalisation de la figure 1, le réfrigérateur selon l'invention est prévu pour transférer de la chaleur d'une source froide 15 à une

température cryogénique vers une source chaude à température ambiante 1 par exemple.

**[0016]** La source froide 15 peut être, par exemple, de l'azote liquide à refroidir et la source chaude 1 de l'eau ou de l'air. Pour réaliser ce transfert de chaleur, le réfrigérateur illustré à la figure 1 utilise un circuit de travail 200 d'un gaz de travail comprenant les composants listés ci-dessous.

**[0017]** Le circuit 200 comprend plusieurs compresseurs 3, 5, 7 centrifuges disposés en série et fonctionnant à température ambiante.

**[0018]** Le circuit 200 comprend plusieurs échangeurs de chaleur 2, 4, 6 fonctionnant à température ambiante disposés respectivement à la sortie des compresseurs 3, 5, 7. Les températures du gaz de travail en entrée et en sortie, de chaque étage de compression (c'est-à-dire à l'entrée et à la sortie de chaque compresseur 3, 5, 7), sont maintenues par les échanges thermiques à un niveau sensiblement identique (cf. zone A sur la figure 3 qui

représente un cycle de travail du gaz : température en K en fonction de l'entropie S en J/kg). A la figure 3, les parties montantes de la zone A en dents de scie correspondent chacune à un étage de compression tandis que les parties descendantes de cette zone A correspondent chacune à un refroidissement par échangeur.

**[0019]** Cette disposition permet de se rapprocher d'une compression isotherme. Les températures d'entrée et de sortie, de chaque étage de compression, sont sensiblement les mêmes.

**[0020]** Les échangeurs 2, 4, 6 peuvent être distincts ou être constitués de portions distinctes d'un même échangeur en échange thermique avec la source chaude 1.

**[0021]** Le réfrigérateur comprend plusieurs moteurs (70 cf. figure 2) dits à haute vitesse. Par moteur à haute vitesse on désigne habituellement des moteurs dont la vitesse de rotation permet un accouplement direct avec un étage de compression centrifuge ou un étage de détente centripète. Les moteurs 70 à haute vitesse utilisent de préférence des paliers magnétiques ou dynamiques à gaz 171 (figure 2). Un moteur à haute vitesse tourne typiquement à une vitesse de rotation de 10 000 tours par minute ou plusieurs dizaines de milliers de tours par minute. Un moteur basse vitesse tourne plutôt avec une vitesse de quelques milliers de tours par minute.

**[0022]** En aval de la portion de compression comprenant les compresseurs en série, le réfrigérateur comprend un échangeur 8 de chaleur de préférence de type à plaques à contre courant séparant les éléments à température ambiante (en partie haute du circuit 200 représenté à la figure 1) des éléments à température cryogéniques (en partie inférieure du circuit 200). Le fluide est refroidit (correspondant à la zone D de la figure 3). Le refroidissement du gaz de la température ambiante à la température cryogénique s'effectue par échange à contre courant avec le même gaz de travail gaz à température cryogénique qui revient de la portion de détente après échange thermique avec la source froide 15.

**[0023]** En aval de cette portion de refroidissement

constituée par l'échangeur 8 à plaques, le circuit comporte une ou plusieurs turbines 9, 11, 13 de détente, de préférence de type centripètes, disposées en série. Les turbines 9, 11, 13 fonctionnent à température cryogéniques, les températures d'entrée et de sortie de chaque étage de détente (entrée et sortie de turbine) sont maintenues sensiblement identiques par un ou plusieurs échangeurs de chaleur 10, 12, 14 cryogéniques disposés à la sortie de la ou des turbines. Ceci correspond à la zone C de la figure 3, les portions descendantes de la zone C correspondant chacune à un étage de détente tandis que les portions montantes de cette zone correspondent au réchauffement dans les échangeurs 10, 12, 14. Cette disposition permet de se rapprocher d'une détente isotherme. Les températures d'entrée et de sortie de chaque étage de détente sont sensiblement les mêmes. De plus et afin d'augmenter le rendement du réfrigérateur, l'augmentation de la température du gaz de travail dans le ou les échangeur (10, 12, 14) peut être sensiblement identique (en valeur absolue) à la baisse de la température du fluide à refroidir (15) (source froide). **[0024]** Ces échangeurs 10, 12, 14 de réchauffement peuvent être distincts ou être constitués de portions distinctes d'un même échangeur en échange thermique avec la source froide 15.

**[0025]** En aval de la portion de détente et de l'échange thermique avec la source froide 15, le fluide de travail échange thermiquement à nouveau avec l'échangeur 8 de chaleur à plaques (zone B de la figure 3). Le fluide échange thermiquement dans l'échangeur 8 à contre courant par rapport à son passage après la portion de compression. Après réchauffage le fluide revient dans la portion de compression et peut recommencer un cycle.

**[0026]** Le circuit peut comprendre en outre une capacité de gaz de travail à température ambiante (non représentée par soucis de simplification) pour limiter la pression dans les circuits, lors de l'arrêt du réfrigérateur par exemple.

**[0027]** Le réfrigérateur utilise de préférence comme fluide de travail un fluide en phase gazeuse circulant en circuit fermé. Celui-ci est constitué par exemple d'un gaz pur ou d'un mélange de gaz pur. Les gaz les mieux adaptés à cette technologie sont notamment : l'hélium, le néon, l'azote, l'oxygène et l'argon. Le monoxyde de carbone et le méthane peuvent également être utilisés.

**[0028]** Le réfrigérateur est conçu et piloté ainsi de façon à obtenir un cycle de travail du fluide se rapprochant du cycle d'Ericsson inverse. C'est à dire: une compression isotherme, un refroidissement isobare, une détente isotherme et un réchauffement isobare.

**[0029]** Selon une particularité avantageuse le réfrigérateur utilise pour l'entraînement au moins des compresseurs 3, 5, 7 (c'est-à-dire pour l'entraînement des roues des compresseurs) plusieurs moteurs 70 dits à hautes vitesses.

**[0030]** Comme schématisé à la figure 2, chaque moteur 70 à haute vitesse reçoit sur une des extrémités de

son arbre de sortie une roue de compresseur 31 et, sur l'autre extrémité de son arbre une autre roue de compresseur ou une roue de turbine 9. Cette disposition procure de nombreux avantages. Cette configuration permet

5 dans le réfrigérateur un accouplement direct entre le moteur 70 et les roues de compresseur 3, 5, 7 ou entre le moteur 70 et les roues des turbines 9, 11, 13. Ceci permet de s'affranchir d'un multiplicateur ou réducteur de vitesse (ce qui limite le nombre de pièces mobiles nécessaires). Cette configuration permet également une valorisation du travail mécanique de la ou des turbines 9, 11, 13 et par conséquent une augmentation du rendement énergétique global du réfrigérateur. Selon cette configuration, le réfrigérateur a un fonctionnement sans huile, ce qui permet de garantir la pureté du gaz de travail et supprime la nécessité d'une opération de déshuillage.

**[0031]** Le nombre de moteur à haute vitesse est principalement fonction du rendement énergétique souhaité pour le réfrigérateur. Plus ce rendement est important,

20 plus le nombre de moteur haute vitesse doit être élevé. **[0032]** Le rapport entre le nombre d'étage de compression (compresseurs) et le nombre d'étages de détente (turbines) est fonction de la température froide cible. Par exemple, pour un réfrigérateur, non revendiqué, dont la

25 source froide est à 273 K, le nombre d'étage de compression sera sensiblement égal au nombre d'étage de détente. Pour un réfrigérateur dont la source froide est à 65 K, le nombre d'étage de compression est environ 3 fois plus important que le nombre d'étage de détente.

**[0033]** La figure 4 illustre un autre mode de réalisation qui peut par exemple être utilisé pour refroidir ou maintenir en température des câbles supraconducteurs à une température cryogénique d'environ 65 K. Pour ce niveau de température, le nombre d'étage de compression (compresseurs) doit être environ trois fois plus important que le nombre d'étages de détente (turbines). Ceci peut être réalisé selon plusieurs configurations possibles. Par exemple trois compresseurs et une turbine ou six compresseurs et deux turbines,...

**[0034]** Le choix du nombre d'organe sera fonction du rendement énergétique souhaité. Ainsi, une solution utilisant trois compresseurs et une turbine aura un rendement énergétique moins important qu'une solution utilisant six compresseurs et deux turbines.

**[0035]** Dans l'exemple de la figure 4 le réfrigérateur comprend six compresseurs 101, 102, 103, 104, 105, 106 et deux turbines 116, 111 et quatre moteurs à haute vitesse 107, 112, 114, 109. Les deux premiers compresseurs 101, 102 (c'est-à-dire les roues des compresseurs) sont montés respectivement aux deux extrémités d'un premier moteur haute vitesse 107. Les deux compresseurs 103, 104 suivants sont montés respectivement aux deux extrémités d'un second moteur haute vitesse 112. Le compresseur suivant 105 et la turbine 116 (c'est-à-dire la roue de la turbine) sont montés respectivement aux deux extrémités d'un troisième moteur haute vitesse 114. Enfin, la dernière turbine 111 et le sixième compresseur 106 sont montés respectivement aux deux extrémités

d'un quatrième moteur 109.

**[0036]** Le cheminement du gaz de travail lors d'un cycle dans le circuit en boucle fermée peut être décrit comme suit.

**[0037]** Lors d'une première étape le gaz est comprimé progressivement en passant successivement dans les quatre compresseurs en série 101, 102, 103, 104, 105, 106.

**[0038]** A l'issue de chaque étage de compression (à la sortie de chaque compresseur) le gaz de travail est refroidi dans un échangeur de chaleur respectif 108 (par échange thermique avec de l'air ou de l'eau par exemple) pour se rapprocher d'une compression isotherme. Après cette portion de compression le gaz est refroidi de façon isobare au travers d'un échangeur à plaques à contre-courant 103. Après cette portion de refroidissement, le gaz de refroidissement est détendu progressivement dans les deux turbines centripètes en série 116, 111. Après chaque étage de détente le gaz de travail est réchauffé par échange thermique dans un échangeur 110 (par exemple par échange thermique avec la source froide), de façon à réaliser une détente sensiblement isotherme. A l'issue de cette détente isotherme le gaz de travail est réchauffé dans l'échangeur 113 et peut ensuite recommencer un nouveau cycle par une compression.

**[0039]** La figure 5 représente le cycle (température T et entropie S) du fluide de travail du réfrigérateur de la figure 5. Comme précédemment pour la figure 3, on distingue dans la zone A de compression six dents de scie correspondant aux six compressions et refroidissements successifs. Dans la zone C de détente on reconnaît deux dents de scie correspondant aux deux détentes et réchauffement successifs.

**[0040]** L'invention améliore les réfrigérateurs cryogéniques en terme de rendement énergétique, de fiabilité et d'encombrement. L'invention permet de diminuer les opérations de maintenance et de supprimer l'utilisation d'huiles.

**[0041]** Bien entendu l'une ou les deux extrémités des arbres de sortie du ou des moteurs peuvent entraîner directement plus d'une route (c'est-à-dire plusieurs compresseurs ou plusieurs turbines).

## Revendications

1. Dispositif de réfrigération cryogénique destiné à transférer de la chaleur d'une source froide (15) vers une source (1) chaude via un fluide de travail circulant dans un circuit (200) de travail fermé, le circuit (200) de travail comprenant en série: une portion de compression sensiblement isotherme du fluide, une portion de refroidissement sensiblement isobare du fluide, une portion de détente sensiblement isotherme du fluide et une portion de réchauffement sensiblement isobare du fluide, la portion de compression du circuit (200) de travail comprenant

au moins deux compresseurs (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) disposés en série et au moins un échangeur (6, 4, 2, 108) de refroidissement du fluide comprimé disposé à la sortie de chaque compresseur (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106), la portion de détente du circuit (200) de travail comprenant au moins une turbine (9, 11, 13, 116, 111) de détente et au moins un échangeur (10, 12, 14, 110) de réchauffement du fluide détendu, les compresseurs (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) et la ou les turbines (9, 11, 13) de détente étant entraînés par plusieurs moteurs (70, 107, 112, 114, 109) dit à haute vitesse, c'est-à-dire tournant à une vitesse de rotation de 10 000 tours par minute ou plusieurs dizaines de milliers de tours par minute, chaque moteur comprenant un arbre de sortie dont l'une des extrémités porte et entraîne en rotation par accouplement direct un premier compresseur (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) et dont l'autre extrémité porte et entraîne en rotation par accouplement direct un second compresseur ou une turbine (9, 11, 13, 116, 111) de détente, les compresseurs (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) étant du type à compression centrifuge, la ou les turbines (9, 11, 13, 116, 111) de détente étant du type à détente centripète, les arbres (71) de sortie des moteurs (70, 107, 112, 114, 109) étant montés sur des paliers (171) de type magnétique ou de type dynamique à gaz, lesdits paliers (171) étant utilisés pour sustenter les compresseurs (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) et la ou les turbines (9, 11, 13, 116, 111), la portion de refroidissement et la portion de réchauffement comprenant un échangeur de chaleur (8, 113) commun dans lequel le fluide de travail transite à contre-courant selon qu'il est refroidit ou réchauffé, **caractérisé en ce que** le nombre d'étages de compression, c'est-à-dire de compresseurs, est supérieur au nombre d'étages de détente, c'est-à-dire de turbines, lesdits compresseurs étant disposés en série.

2. Dispositif selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le circuit de travail comprend un volume formant une capacité tampon de stockage du fluide de travail.
3. Dispositif selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** le fluide de travail est en phase gazeuse et constitué d'un gaz pur ou d'un mélange de gaz purs parmi: l'hélium, le néon, l'azote, l'oxygène, l'argon, le monoxyde de carbone, le méthane, ou tout autre fluide présentant une phase gazeuse à la température de la source froide.
4. Procédé de réfrigération cryogénique destiné à transférer de la chaleur d'une source froide (15) vers une source (1) chaude via un fluide de travail circulant dans un circuit (200) de travail fermé, le circuit (200) de travail comprenant en série: une portion de

compression comprenant au moins deux compresseurs (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) disposés en série, une portion de refroidissement du fluide, une portion de détente comprenant au moins une turbine (9, 11, 13, 116, 111) de détente, et une portion de réchauffement, le procédé comprenant un cycle de travail comportant une première étape de compression sensiblement isotherme du fluide dans la portion de compression par refroidissement du fluide comprimé en sortie des compresseurs (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106), une seconde étape de refroidissement sensiblement isobare du fluide dans la portion de refroidissement, une troisième étape de détente sensiblement isotherme du fluide dans la portion de détente par réchauffement du fluide détendu en sortie de la ou des turbines, et une quatrième étape de réchauffement sensiblement isobare du fluide ayant échangé thermiquement avec la source froide (15), le cycle de travail du fluide (température T, entropie S) étant du type Ericsson inverse, lors de la première étape de compression sensiblement isotherme, le fluide comprimé étant refroidi en sortie de chaque compresseur (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) pour maintenir les températures du fluide en entrée et en sortie de chaque compresseur sensiblement égales et de préférence dans une fourchette d'environ 10 K, lors de la troisième étape de détente sensiblement isotherme le fluide détendu étant réchauffé en sortie de chaque turbine (9, 11, 13, 116, 111) pour maintenir les températures du fluide en entrée et en sortie de chaque turbine (9, 11, 13, 116, 111) sensiblement égales dans une fourchette d'environ 5 K, les compresseurs (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) et la ou les turbines (9, 11, 13, 116, 111) de détente étant entraînés par plusieurs moteurs (70, 107, 112, 114, 109) dit à haute vitesse c'est-à-dire tournant à une vitesse de rotation de 10 000 tours par minute ou plusieurs dizaines de milliers de tours par minute, chaque moteur comprenant un arbre de sortie dont l'une des extrémités porte et entraîne en rotation par accouplement direct un premier compresseur (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) et dont l'autre extrémité porte et entraîne en rotation par accouplement direct un compresseur ou une turbine (9, 11, 13, 116, 111) de détente, le procédé comprenant une étape de transfert d'une partie du travail mécanique de la ou des turbines (9, 11, 13, 116, 111) vers le ou les compresseurs (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) via le ou les arbres de sortie (71), les arbres (71) de sortie des moteurs (70, 107, 112, 114, 109) étant montés sur des paliers (171) de type magnétique ou de type dynamique à gaz, lesdits paliers (171) étant utilisés pour sustenter les compresseurs et turbines, la portion de refroidissement et la portion de réchauffement comprenant un échangeur de chaleur (8, 113) commun dans lequel le fluide de travail transite à contre-courant selon

qu'il est refroidi ou réchauffé, dans lequel le nombre d'étages de compression, c'est-à-dire de compresseurs, est supérieur au nombre d'étages de détente, c'est-à-dire de turbines.

5. Procédé selon la revendication 4, **caractérisé en ce qu'a** l'issue de la seconde étape de refroidissement, le fluide de travail est amené à une température basse de l'ordre de 60 K et **en ce que** le circuit (200) de travail comprend un nombre de compresseurs (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) trois fois plus important que le nombre de turbines (9, 11, 13, 116, 111) de détente.
15. Procédé selon l'une quelconque des revendications 4 ou 5, **caractérisé en ce que** le fluide de travail est utilisé pour refroidir ou maintenir en froid des éléments supraconducteurs à une température de l'ordre de 65 K.
20. Procédé selon l'une quelconque des revendications 4 à 6, **caractérisé en ce que** la chute de température du fluide constituant la source froide (15) est sensiblement identique à l'augmentation de température du gaz de travail dans des échangeurs (110, 10, 12, 14) de chaleur du circuit (200) de travail.

### Patentansprüche

30. 1. Kryogene Kühlvorrichtung, die dazu bestimmt ist, über ein Arbeitsfluid, das in einem geschlossenen Arbeitskreislauf (200) zirkuliert, Wärme von einer kalten Quelle (15) zu einer heißen Quelle (1) zu übertragen, wobei der Arbeitskreislauf (200) seriell Folgendes umfasst:
40. einen im Wesentlichen isothermen Kompressionsabschnitt des Fluids, einen im Wesentlichen isobaren Kühlabschnitt des Fluids, einen im Wesentlichen isothermen Expansionsabschnitt des Fluids und einen im Wesentlichen isobaren Erwärmungsabschnitt des Fluids, wobei der Kompressionsabschnitt des Arbeitskreislaufs (200) mindestens zwei seriell angeordnete Kompressoren (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) und mindestens einen am Ausgang jedes Kompressors (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) angeordneten Tauscher (6, 4, 2, 108) zum Kühlen des komprimierten Fluids umfasst,
50. wobei der Expansionsabschnitt des Arbeitskreislaufs (200) mindestens eine Expansions-turbine (9, 11, 13, 116, 111) und mindestens einen Tauscher (10, 12, 14, 110) zum Erwärmen des expandierten Fluids umfasst,
55. wobei die Kompressoren (7, 5, 3, 101, 102, 103,

- 104, 105, 106) und die Entspannungsturbine(n) (9, 11, 13) von mehreren sogenannten Hochgeschwindigkeitsmotoren (70, 107, 112, 114, 109) angetrieben werden, die mit einer Drehzahl von 10.000 Umdrehungen pro Minute oder mehreren Zehntausend Umdrehungen pro Minute rotieren,  
 wobei jeder Motor eine Abtriebswelle umfasst, deren eines Ende einen ersten Kompressor (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) trägt und durch direkte Kopplung in Rotation versetzt und deren anderes Ende einen zweiten Kompressor oder eine Expansionsturbine (9, 11, 13, 116, 111) trägt und durch direkte Kopplung in Rotation versetzt,  
 wobei die Kompressoren (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) vom Typ der Zentrifugalkompression sind,  
 wobei die Expansionsturbine(n) (9, 11, 13, 116, 111) vom Typ der Zentripetalexpansion sind,  
 wobei die Abtriebswellen (71) der Motoren (70, 107, 112, 114, 109) auf Lagern (171) vom magnetischen oder gasdynamischen Typ montiert sind,  
 wobei die Lager (171) zur Abstützung der Kompressoren (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) und der Turbine(n) (9, 11, 13, 116, 111) verwendet werden,  
 wobei der Kühlabschnitt und der Erwärmungsabschnitt einen gemeinsamen Wärmetauscher (8, 113) umfassen, in dem das Arbeitsfluid in Abhängigkeit davon, ob es gekühlt oder erwärmt wird, im Gegenstrom fließt,  
**dadurch gekennzeichnet, dass** die Anzahl der Kompressionsstufen, **d. h.** der Kompressoren, größer ist als die Anzahl der Expansionsstufen, **d. h.** der seriell angeordneten Kompressoren.  
 2. Vorrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Arbeitskreislauf ein Volumen umfasst, das eine Pufferkapazität zur Speicherung des Arbeitsfluids bildet.  
 3. Vorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** sich das Arbeitsfluid in der Gasphase befindet und aus einem reinen Gas oder einem Gemisch aus reinen Gasen aus: Helium, Neon, Stickstoff, Sauerstoff, Argon, Kohlenmonoxid, Methan, oder einem anderen Fluid, das bei der Temperatur der kalten Quelle eine Gasphase aufweist, gebildet ist.  
 4. Kryogenes Kühlverfahren, das dazu bestimmt ist, über ein Arbeitsfluid, das in einem geschlossenen Arbeitskreislauf (200) zirkuliert, Wärme von einer kalten Quelle (15) zu einer heißen Quelle (1) zu übertragen, wobei der Arbeitskreislauf (200) seriell Folgendes umfasst:  
 einen Kompressionsabschnitt, der mindestens zwei seriell angeordnete Kompressoren (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) umfasst, einen Kühlabschnitt des Fluids, einen Expansionsabschnitt, der mindestens eine Expansionsturbine (9, 11, 13, 116, 111) umfasst, und einen Erwärmungsabschnitt, wobei das Verfahren einen Arbeitszyklus umfasst, der folgende Schritte beinhaltet:  
 einen ersten Schritt der im Wesentlichen isothermen Kompression des Fluids im Kompressionsabschnitt durch Kühlen des komprimierten Fluids am Ausgang der Kompressoren (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106), einen zweiten Schritt der im Wesentlichen isobaren Kühlung des Fluids im Kühlabschnitt, einen dritten Schritt der im Wesentlichen isothermen Expansion des Fluids im Expansionsabschnitt durch Erwärmen des expandierten Fluids am Ausgang der Turbine(n) und einen vierten Schritt der im Wesentlichen isobaren Erwärmung des Fluids, das mit der kalten Quelle (15) Wärme ausgetauscht hat, wobei der Arbeitszyklus des Fluids (Temperatur T, Entropie S) während des ersten Schritts der im Wesentlichen isothermen Kompression vom inversen Ericsson-Typ ist, wobei das komprimierte Fluid am Ausgang jedes Kompressors (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) gekühlt wird, um die Temperaturen des Fluids am Eingang und am Ausgang jedes Kompressors im Wesentlichen gleich und vorzugsweise in einem Bereich von etwa 10 K zu halten, wobei während des dritten Schritts der im Wesentlichen isothermen Expansion das expandierte Fluid am Ausgang jeder Turbine (9, 11, 13, 116, 111) erwärmt wird, um die Temperaturen des Fluids am Eingang und am Ausgang jeder Turbine (9, 11, 13, 116, 111) im Wesentlichen in einem Bereich von etwa 5 K gleich zu halten, wobei die Kompressoren (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) und die Expansionsturbine(n) (9, 11, 13, 116, 111) von mehreren sogenannten Hochgeschwindigkeitsmotoren (70, 107, 112, 114, 109) angetrie-

- ben werden, die mit einer Drehzahl von 10.000 Umdrehungen pro Minute oder mehreren Zehntausend Umdrehungen pro Minute rotieren,  
 wobei jeder Motor eine Abtriebswelle umfasst, deren eines Ende einen ersten Kompressor (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) trägt und durch direkte Kopplung in Rotation versetzt und deren anderes Ende einen Kompressor oder eine Expansions-turbine (9, 11, 13, 116, 111) trägt und durch direkte Kopplung in Rotation versetzt,  
 wobei das Verfahren einen Schritt umfasst, bei dem ein Teil der mechanischen Arbeit der Turbine(n) (9, 11, 13, 116, 111) über die Abtriebswelle(n) (71) auf den Kompressor bzw. die Kompressoren (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) übertragen wird,  
 wobei die Abtriebswellen (71) der Motoren (70, 107, 112, 114, 109) auf Lagern (171) vom magnetischen oder gasdynamischen Typ montiert sind,  
 wobei die Lager (171) zur Abstützung der Kompressoren und Turbinen verwendet werden,  
 wobei der Kühlabschnitt und der Erwärmungsabschnitt einen gemeinsamen Wärmetauscher (8, 113) umfassen, in dem das Arbeitsfluid in Abhängigkeit davon, ob es gekühlt oder erwärmt wird, im Gegenstrom fließt, wobei die Anzahl der Kompressionsstufen, d. h. der Kompressoren, größer ist als die Anzahl der Expansionsstufen, d. h. der Turbinen.
5. Verfahren nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** am Ende des zweiten Schritts des Kühlens das Arbeitsfluid auf eine niedrige Temperatur im Bereich von etwa 60 K gebracht wird, und dadurch, dass der Arbeitskreislauf (200) eine Anzahl von Kompressoren (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) umfasst, die dreimal so groß wie die Anzahl der Expansionsturbinen (9, 11, 13, 116, 111) ist.  
 40
6. Verfahren nach einem der Ansprüche 4 oder 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Arbeitsfluid zum Kühlen oder Kühlhalten von supraleitenden Elementen auf eine(r) Temperatur im Bereich von 65 K verwendet wird.  
 45
7. Verfahren nach einem der Ansprüche 4 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Temperaturabfall des Fluids, das die kalte Quelle (15) bildet, im Wesentlichen gleich dem Temperaturanstieg des Arbeitsgases in den Wärmetauschern (110, 10, 12, 14) des Arbeitskreislaufs (200) ist.  
 50

### Claims

1. Cryogenic refrigeration device intended to transfer heat from a cold source (15) to a hot source (1) via a working fluid circulating in a closed working circuit (200), the working circuit (200) comprising in series: a section for substantially isothermal compression of the fluid, a section for substantially isobaric cooling of the fluid, a section for substantially isothermal expansion of the fluid and a section for substantially isobaric heating of the fluid, the compression section of the working circuit (200) comprising at least two compressors (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) arranged in series and at least one compressed fluid cooling exchanger (6, 4, 2, 108) arranged at the outlet of each compressor (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106), the expansion section of the working circuit (200) comprising at least one expansion turbine (9, 11, 13, 116, 111) and at least one expanded fluid heating exchanger (10, 12, 14, 110), the compressors (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) and the expansion turbine(s) (9, 11, 13) being driven by several motors (70, 107, 112, 114, 109) called high-speed motors, i.e. rotating at a speed of 10000 rotations per minute, or several tens of thousands of rotations per minute, each motor comprising an output shaft, of which one of the ends supports and rotates, by direct coupling, a first compressor (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) and of which the other end supports and rotates, by direct coupling, a second compressor or an expansion turbine (9, 11, 13, 116, 111), the compressors (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) being of the centrifugal compression type, the expansion turbine(s) (9, 11, 13, 116, 111) being of the centripetal expansion type, the output shafts (71) of the motors (70, 107, 112, 114, 109) being mounted on magnetic-type or dynamic gas-type bearings (171), said bearings (171) being used for supporting the compressors (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) and the turbine(s) (9, 11, 13, 116, 111), the cooling section and the heating section comprising a shared heat exchanger (8, 113) through which the working fluid passes in counter-current depending on if it is cooled or heated, **characterized in that** the number of compression stages, i.e. compressors, is higher than the number of expansion stages, i.e. turbines, said compressors being arranged in series.  
 55
2. Device according to Claim 1, **characterized in that** the working circuit comprises a volume forming a buffer tank for storing the working fluid.  
 50
3. Device according to Claim 1 or 2, **characterized in that** the working fluid is in the gaseous phase and constituted by a pure gas or a mixture of pure gases among: helium, neon, nitrogen, oxygen, argon, carbon monoxide, methane, or any other fluid that has a  
 55

gaseous phase at the temperature of the cold source.

4. Method of cryogenic refrigeration intended to transfer heat from a cold source (15) to a hot source (1) via a working fluid circulating in a closed working circuit (200), the working circuit (200) comprising in series: a compression section comprising at least two compressors (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) arranged in series, a fluid cooling section, an expansion section comprising at least one expansion turbine (9, 11, 13, 116, 111), and a heating section, the method comprising a working cycle comprising a first step of substantially isothermal compression of the fluid in the compression section by cooling the compressed fluid at the outlet of the compressors (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106), a second step of substantially isobaric cooling of the fluid in the cooling section, a third step of substantially isothermal expansion of the fluid in the expansion portion by heating the expanded fluid at the outlet of the turbine(s), and a fourth step of substantially isobaric heating of the fluid having exchanged heat with the cold source (15), the fluid working cycle (temperature T, entropy S) being of the reverse Ericsson type, during the first substantially isothermal compression step, the compressed fluid being cooled at the outlet of each compressor (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) to keep the fluid temperatures at the inlet and outlet of each compressor substantially equal, and preferably in a range of around 10K, during the third substantially isothermal expansion step, the expanded fluid being heated at the outlet of each turbine (9, 11, 13, 116, 111) to keep the fluid temperatures at the inlet and outlet of each turbine (9, 11, 13, 116, 111) substantially equal in a range of around 5K, the compressors (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) and the expansion turbine(s) (9, 11, 13, 116, 111) being driven by several motors (70, 107, 112, 114, 109) called high-speed motors, i.e. rotating at a speed of 10000 rotations per minute or several tens of thousands of rotations per minute, each motor comprising an output shaft of which one of the ends supports and rotates, by direct coupling, a first compressor (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) and of which the other end supports and rotates, by direct coupling, a compressor or an expansion turbine (9, 11, 13, 116, 111), the method comprising a step of transferring part of the mechanical work of the turbine(s) (9, 11, 13, 116, 111) to the compressor(s) (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) via the output shaft(s) (71), the output shafts (71) of the motors (70, 107, 112, 114, 109) being mounted on magnetic-type or dynamic gas-type bearings (171), said bearings (171) being used for supporting the compressors and turbines, the cooling section and the heating section comprising a shared heat exchanger (8, 113) through which the working fluid passes in coun-

ter-current depending on if it is cooled or heated, wherein the number of compression stages, i.e. compressors, is higher than the number of expansion stages, i.e. turbines.

- 5
- 10
- 15
- 20
- 25
- 30
- 35
- 40
- 45
- 50
- 55
5. Method according to Claim 4, **characterized in that**, on completion of the second cooling step, the working fluid is brought to a low temperature of around 60K and **in that** the working circuit (200) comprises a number of compressors (7, 5, 3, 101, 102, 103, 104, 105, 106) that is three times higher than the number of expansion turbines (9, 11, 13, 116, 111).
6. Method according to either one of Claims 4 and 5, **characterized in that** the working fluid is used for cooling or keeping cold superconductor elements at a temperature of around 65K.
7. Method according to any one of Claims 4 to 6, **characterized in that** the fall in temperature of the fluid constituting the cold source (15) is substantially identical to the increase in temperature of the working gas in heat exchangers (110, 10, 12, 14) of the working circuit (200).

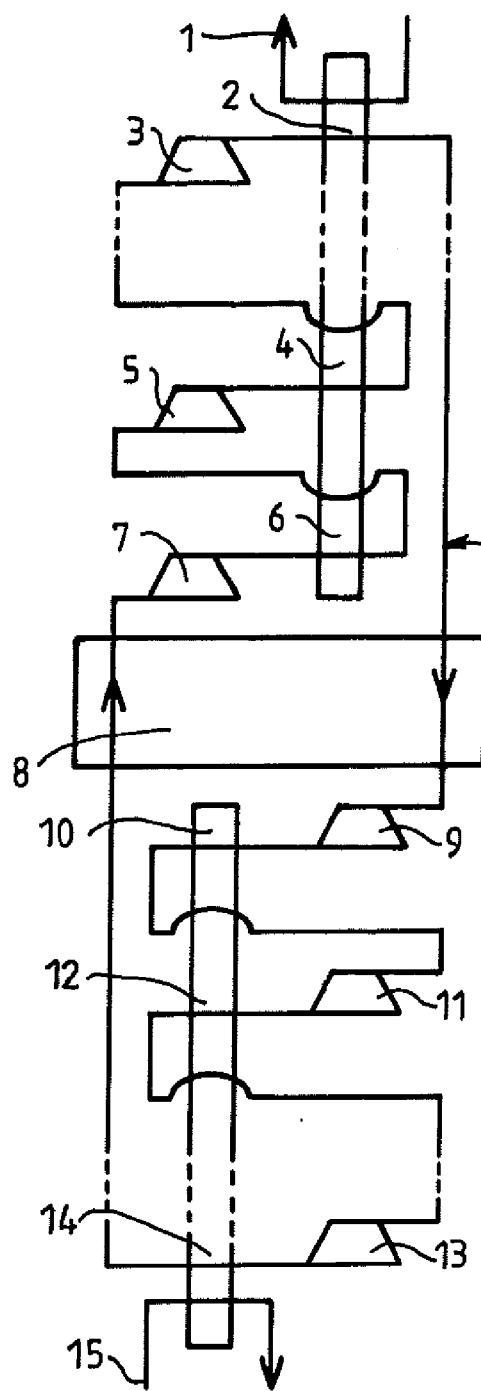


FIG.1

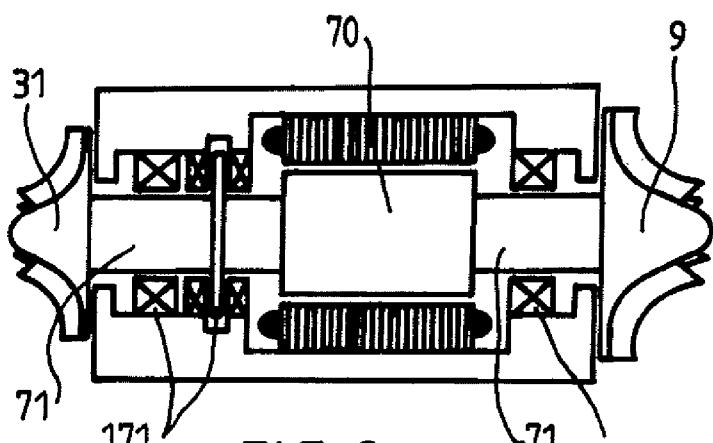


FIG.2

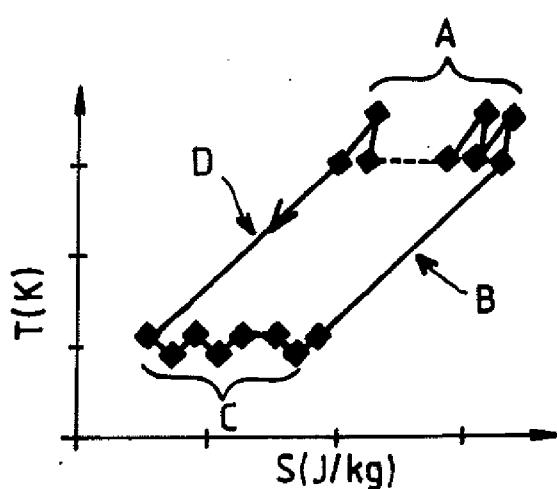


FIG.3

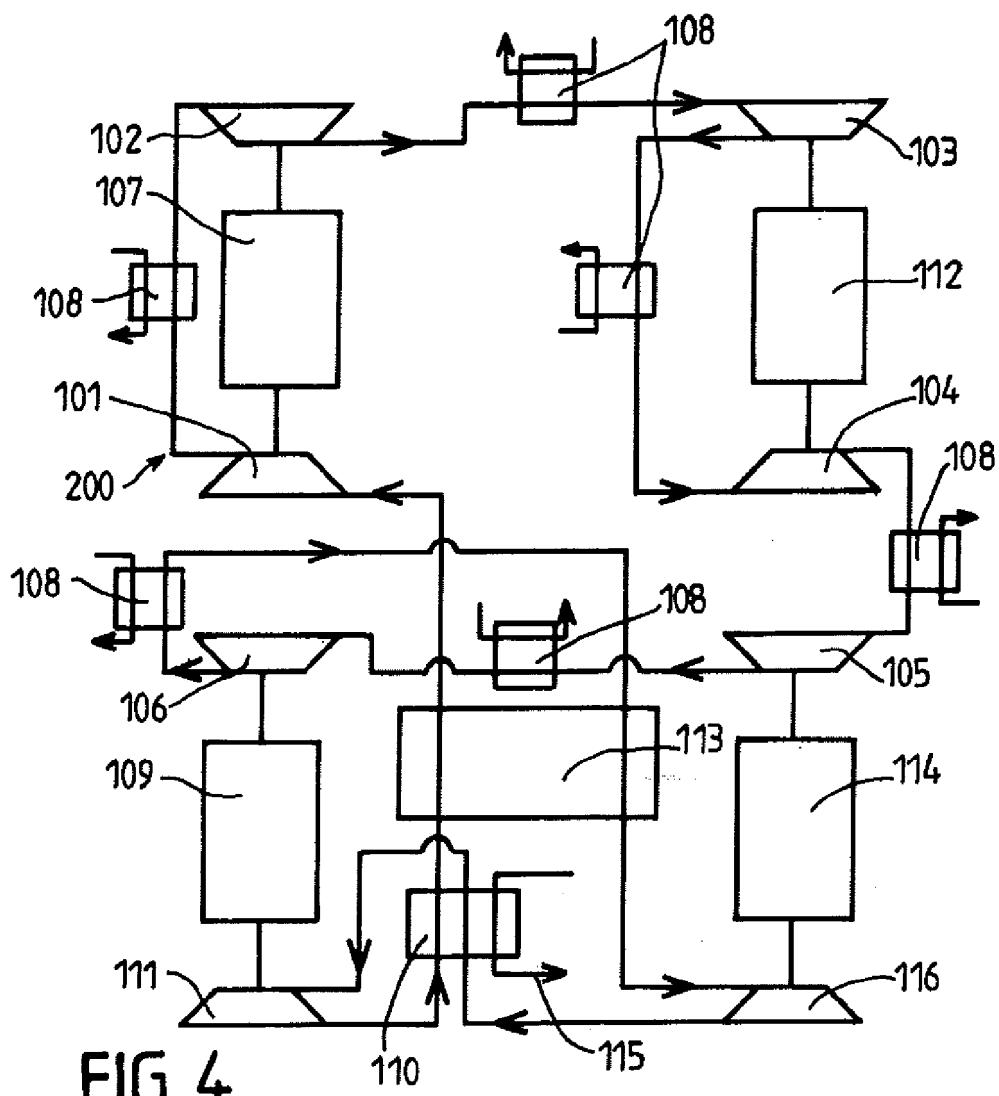


FIG.4

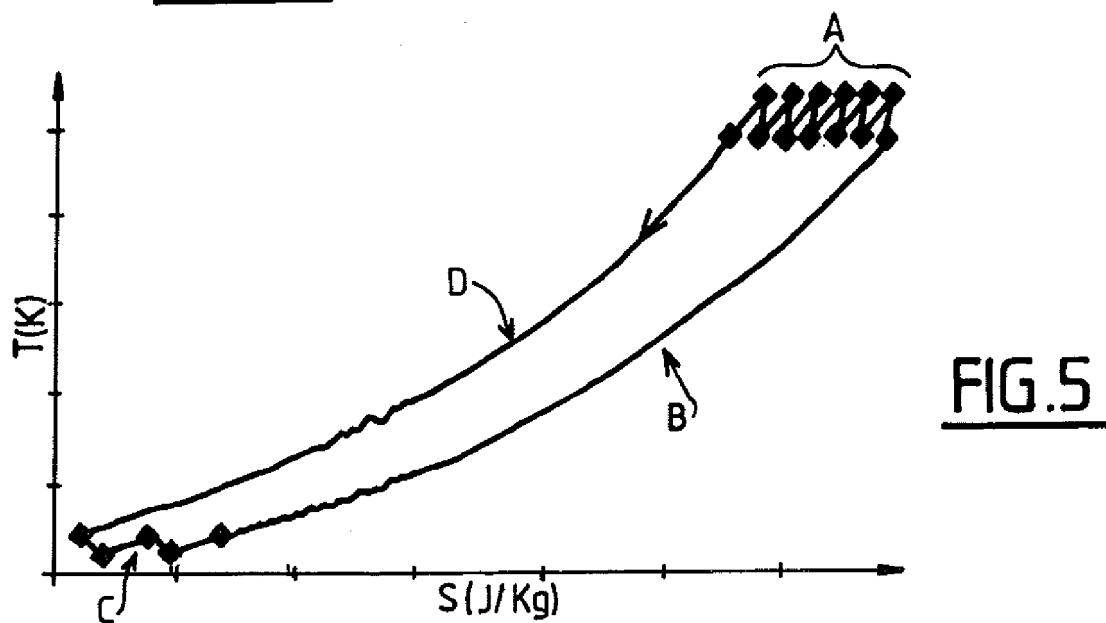


FIG.5

**RÉFÉRENCES CITÉES DANS LA DESCRIPTION**

*Cette liste de références citées par le demandeur vise uniquement à aider le lecteur et ne fait pas partie du document de brevet européen. Même si le plus grand soin a été accordé à sa conception, des erreurs ou des omissions ne peuvent être exclues et l'OEB décline toute responsabilité à cet égard.*

**Documents brevets cités dans la description**

- US 3494145 A [0006]
- US 4984432 A [0007]

**Littérature non-brevet citée dans la description**

- **SAJI, N. et al.** Design of oil-free simple turbo type 65K/65KW helium and neon mixture gas refrigerator for high-temperature superconducting power cable cooling. *Advances in Cryogenic Engineering*, 2002, vol. CP613 [0008]