(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2013 年 10 月 17 日(17.10.2013)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2013/154185 A1

(51) 国際特許分類:
F25B 9/00 (2006.01) *F25B 1/00* (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2013/061066

(22) 国際出願日: 2013 年 4 月 12 日(12.04.2013)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願 2012-092079 2012 年 4 月 13 日(13.04.2012) JP

(71) 出願人: 大陽日酸株式会社 (TAIYO NIPPON SANSO CORPORATION) [JP/JP]; 〒1428558 東京都品川区小山一丁目３番２６号 Tokyo (JP).

(72) 発明者: 池上 俊輔 (IKEGAMI Shunsuke); 〒1428558 東京都品川区小山一丁目３番２６号 大陽日酸株式会社内 Tokyo (JP). 吉田 茂 (YOSHIDA Shigeru); 〒1428558 東京都品川区小山一丁目３番２６号 大陽日酸株式会社内 Tokyo (JP). 奈良 範久 (NARA Norihisa); 〒1428558 東京都品川区小山一丁目３番２６号 大陽日酸株式会社内 Tokyo (JP).

(74) 代理人: 志賀 正武, 外 (SHIGA Masatake et al.); 〒1006620 東京都千代田区丸の内一丁目９番２号 Tokyo (JP).

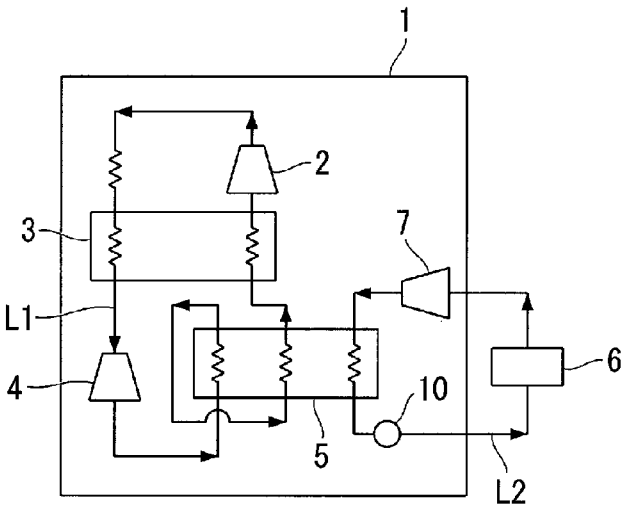
(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:
— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

(54) **Title**: COOLING DEVICE FOR HIGH TEMPERATURE SUPERCONDUCTING APPARATUS AND OPERATION METHOD THEREFOR

(54) 発明の名称 : 高温超電導機器の冷却装置及びその運転方法



(57) **Abstract**: This cooling device (1) for a high temperature superconducting apparatus is provided with: a turbo compressor (2); a main heat exchanger (3); an expansion turbine (4); a sub heat exchanger (5) for exchanging heat between a refrigerant gas and a cooling fluid; a circulation pump (7); a temperature measuring means (10) for measuring the temperature of the cooling fluid; a first closed flow path (L1); and a second closed flow path (L2) for circulating the cooling fluid, and the sub heat exchanger (5) comprises a first heat exchange part (5a) which has paths through which the refrigerant gases flow in parallel and in which the refrigerant gases exchange heat with each other, and a second heat exchange part (5b) in which the refrigerant gas and the cooling fluid exchange heat so as to face each other.

(57) 要約: 本発明の高温超電導機器の冷却装置（１）は、ターボ圧縮機（２）と、主熱交換器（３）と、膨張タービン（４）と、冷媒ガスと冷却液とを熱交換させる副熱交換器（５）と、循環ポンプ（７）と、前記冷却液の温度を測定する温度測定手段（１０）と、第１の閉流路（Ｌ１）と、前記冷却液を循環させる第２の閉流路（Ｌ２）と、を備え、副熱交換器（５）は、前記冷媒ガスが並行に流れる経路を有し、前記冷媒ガスが相互に熱交換する第１熱交換部（５ａ）と、冷媒ガスと冷却液とが対向するように熱交換する第２熱交換部（５ｂ）と、を有する。

WO 2013/154185 A1

明　細　書

発明の名称 ： 高温超電導機器の冷却装置及びその運転方法

技術分野

[0001] 本発明は、高温超電導機器の冷却装置及びその運転方法に関する。

本願は、２０１２年４月１３日に、日本に出願された特願２０１２－０９２０７９号に基づき優先権を主張し、その内容をここに援用する。

背景技術

[0002] 高温超電導（Ｈｉｇｈ　Ｔｅｍｐｅｒａｔｕｒｅ　Ｓｕｐｅｒｃｏｎｄｕｃｔｉｎｇ、以下「ＨＴＳ」と記載する）を利用した変圧器、送電ケーブル、モーター等のＨＴＳ機器は、超電導状態を維持するために６０～８０Ｋ程度に冷却される必要がある。超電導状態を維持するためには冷却システム（冷凍機）が必要不可欠であり、最近では２～１０ｋＷ程度の冷凍能力を備える冷凍機が必要とされている。ＨＴＳ機器は例えば液体窒素によって冷却され、この液体窒素はサブクール状態で液体窒素循環装置によって循環される。液体窒素循環装置の液体窒素は冷凍機によって冷却される。

[0003] サブクール状態とは、液体温度がその飽和温度よりも低い状態のことをいい、例えば、大気圧下の液体窒素の場合では、沸点（約７７Ｋ）から凝固点（約６３Ｋ）までの温度である液体窒素の状態をいう。なお、飽和温度とは、ある液体の圧力がその飽和蒸気圧と等しくなる温度をいう。

[0004] ＨＴＳ機器に求められる冷凍機としては、その大きさはもとより、冷却温度、冷凍能力、冷凍効率などの冷却性能が重要である。ＧＭ冷凍機又はスターリング冷凍機の冷凍能力（６０～８０Ｋ、０．１～０．６ｋＷ）では対応ができない。また、数ｋＷ程度の冷凍能力を具備するＧＭ冷凍機、スターリング冷凍機を開発することは、冷凍機内部に設けられる熱交換器が問題になり開発が困難である。

[0005] ＨＴＳ機器に求められる冷凍機としては、ＧＭ冷凍機及びスターリング冷凍機の他に、ブレイトンサイクル冷凍機（Brayton Cycle Refrigerator）が

ある。

例えば、特許文献１にあるように、冷媒ガス（動作流体、作動流体）としてネオンガスを用い、冷却液として液体窒素を用いたブレイトンサイクル冷凍機が開発されている。ブレイトンサイクル冷凍機内を循環するネオンガスと、液体窒素循環装置内を循環する液体窒素と、が副熱交換器で熱交換することで、液体窒素をサブクール状態まで冷却している。

[0006] また、液体窒素循環装置によって液体窒素を効率よくサブクール状態にするためには、副熱交換器としてプレートフィン熱交換器を用いたほうがよいとされる。プレートフィン熱交換機であれば小型化も可能である。

先行技術文献

特許文献

[0007] 特許文献1：特開２０１１－１０６７５５号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0008] しかしながら、ブレイトンサイクル冷凍機の冷媒であるネオンガスが、冷却液である液体窒素の凝固点（６３Ｋ）よりも低くなると、液体窒素が副熱交換器内で凝固して、副熱交換器内の液体窒素流路を閉塞してしまう問題があった。

[0009] 液体窒素循環装置において、被冷却体であるＨＴＳ機器を冷却する前に、液体窒素流路が凍結しないように加熱手段（例えば、ヒーター等）を設けて、液体窒素温度を凝固点よりも高い温度に制御することもできる。しかしながら、ヒーター等の余計な設備を必要とする問題が発生する。そもそも、ヒーター等の余計な設備を必要とすることは液体窒素を冷却しすぎていることであり、つまり、ブレイトンサイクル冷凍機が効率よく運転できていない。

[0010] さらに、このように液体窒素が固化してしまう状態が生じると、ＨＴＳ機器の運転状態が急激に変化した場合に対応して、ブレイトンサイクル冷凍機の運転変更が適切に実行することができず、その結果、ＨＴＳ機器を一定温

度に冷却するための液体窒素温度を適切な温度に維持できない問題があった。

[0011] 本発明は、かかる課題を解決するためになされたものであり、冷却液を凝固させることなくサブクール状態にすることが可能であり、被冷却体の運転状態が急激に変化した場合であっても冷却液を適切な温度に維持することが可能な高温超電導機器の冷却装置およびその運転方法を提供することを目的としている。

課題を解決するための手段

[0012] かかる課題を解決するため、

本発明の第１の態様は、冷媒ガスを圧縮・循環させるターボ圧縮機と、

圧縮した冷媒ガスを戻りの冷媒ガス（圧縮する前の冷媒ガス）との熱交換により冷却する主熱交換器と、

冷却した冷媒ガスを断熱膨張させる膨張タービンと、

前記膨張タービンを出た極低温の冷媒ガスと冷却液とを熱交換させる副熱交換器と、

前記冷却液を前記副熱交換器と被冷却体の間で循環させる循環ポンプと、

前記冷却液の温度を測定する温度測定手段と、

前記副熱交換器で熱交換した後の冷媒ガスを、前記主熱交換器を介して前記ターボ圧縮機に循環させる循環経路を構成する第１の閉流路と、

前記副熱交換器で熱交換した後の冷却液を、前記循環ポンプで循環させる循環経路を構成する第２の閉流路と、を備え、

前記副熱交換器は、

前記冷媒ガスが並行に流れる経路を有し、前記冷媒ガスが相互に熱交換する第１熱交換部と、

前記第１熱交換部で熱交換された冷媒ガスと前記冷却液とが対向するように熱交換する第２熱交換部と、を有する高温超電導機器の冷却装置を提供する。

[0013] また、本発明の第１の態様においては、前記温度測定手段が、前記副熱交

換器で熱交換された後の前記冷却液の温度を測定することが好ましい。

[0014] また、本発明の第１の態様においては、前記冷媒ガスが、ネオンガス、ヘリウムガス及びネオンガスの混合ガス、水素及びネオンガスの混合ガス、水素及びヘリウムガスとの混合ガス、又はネオンガス、ヘリウムガス若しくは前記混合ガスに不活性ガスを混合させた混合ガスのいずれかであることが好ましい。

[0015] また、本発明の第１の態様においては、前記冷却液が、液体窒素であることが好ましい。

[0016] また、本発明の第２の態様は、本発明の第１の態様の高温超電導機器の冷却装置の運転方法であって、

第２の閉流路内の冷却液がサブクール状態となる温度範囲になるように、冷媒ガスの温度をターボ圧縮機の回転数により制御する高温超電導機器の冷却装置の運転方法を提供する。

[0017] また、本発明の第２の態様においては、前記第２の閉流路内の冷却液の温度が低くなった場合には、前記ターボ圧縮機の回転数を下げることが好ましい。

[0018] また、本発明の第２の態様においては、前記第２の閉流路内の冷却液の温度が高くなった場合には、前記ターボ圧縮機の回転数を上げることが好ましい。

また、本発明の第２の態様においては、第２の閉流路内の冷却液がサブクール状態となる温度範囲になるように、前記冷却液の循環流量を前記循環ポンプの回転数により制御し、前記循環ポンプの回転数をインバータ制御によって制御することが好ましい。

発明の効果

[0019] 本発明の高温超電導機器の冷却装置によれば、当該冷却装置内に第２の閉流路内の冷却液をサブクール状態にするための副熱交換器を設け、当該副熱交換器内の第１熱交換部で第１の閉流路内の冷媒ガスを自身で熱交換させるとともに第２熱交換部で第２の閉流路内の冷却液を冷却するようにしたので

、副熱交換器内で冷却液を凝固させることがない。

[0020] また、本発明の高温超電導機器の冷却装置の運転方法によれば、副熱交換器の出口側の冷却液の温度変化のみに応じて、第１の閉流路に設けられたターボ圧縮機の回転数を制御するので、被冷却体の急激な運転状態の変動があった場合でも、副熱交換器内で冷却液を凝固させることなく、被冷却体を適切に効率よく冷却することができる。

図面の簡単な説明

[0021] [図1]本発明の一実施形態である高温超電導機器の冷却装置を示す系統図である。

[図2]本発明の一実施形態である高温超電導機器の冷却装置に用いる副熱交換器を示す拡大系統図である。

[図3]本発明を適用したブレイトンサイクル冷凍機の冷凍能力と副熱交換器出口における液体窒素温度との関係を表すグラフである。

発明を実施するための形態

[0022] 以下、本発明の高温超電導機器の冷却装置を適用した一実施形態である冷凍機について、その運転方法とともに図面を用いて詳しく説明する。なお、以下の説明で用いる図面は、特徴をわかりやすくするために、便宜上特徴となる部分を拡大して示している場合があり、各構成要素の寸法比等が実際の当該装置と同じであるとは限らない。また、本発明において、「冷凍機」と「冷却装置」は同じ内容を意味しており、同一の符号１が付されている。

[0023] 先ず、本実施形態の冷凍機の構成について説明する。

図１に示すように、本実施形態の冷凍機１と被冷却体６の組合せは、ターボ圧縮機２、主熱交換器３、膨張タービン４、副熱交換器５が設けられた第１循環経路（第１の閉流路）Ｌ１と、副熱交換器５、被冷却体６、循環ポンプ７、温度測定手段１０が設けられた第２循環経路（第２の閉流路）Ｌ２と、を備えて概略構成されており、第１循環経路Ｌ１内を循環する冷媒ガスと第２循環経路Ｌ２を循環する冷却液とが副熱交換器５で熱交換するようになっている。

[0024] より具体的には、冷凍機１は、ターボ圧縮機２、主熱交換器３、膨張タービン４、副熱交換器５、温度測定手段１０、循環ポンプ７を備えて構成されており、冷凍機１の外部に設けられているのは被冷却体６のみとなっている。また、被冷却体６以外の冷凍機１の構成要素は、すべて同一の真空容器（コールドボックス）内に収納されている。

[0025] また、本実施形態の冷凍機１は、図１に示すように、ターボ圧縮機２でネオンガス等の冷媒ガスを断熱圧縮し、主熱交換器３で高圧側の冷媒ガスと低圧側の戻りの冷媒ガスとが熱交換することで高圧側の冷媒ガスが冷却され、この冷却された冷媒ガスが膨張タービン４で断熱膨張することで冷媒ガス自身が極低温になり、副熱交換器５で極低温の冷媒ガスと循環ポンプ７から送出された液体窒素等の冷却液とが熱交換することで冷却液を冷却し、この冷却液で例えばＨＴＳ機器等の被冷却体６を冷却するものである。

[0026] 冷媒ガスとしては、窒素よりも沸点の低いヘリウム、ネオン又は水素及びそれらの混合ガス、或いは、これらガスに僅かに窒素やアルゴン等の不活性ガスを混合させた混合ガスを用いることができる。

また、冷却液としては、特に限定されないが、例えば液体窒素を用いることができる。

[0027] 第１循環経路Ｌ１は、冷媒ガスを圧縮して循環させるターボ圧縮機２と、断熱圧縮された冷媒ガスを戻りの冷媒ガスとの熱交換により冷却する主熱交換器３と、冷却した冷媒ガスを断熱膨張させる膨張タービン４と、膨張タービン４から導出された極低温の冷媒ガスと冷却液とを熱交換させる副熱交換器を介して、ターボ圧縮機２に循環させる循環経路である。

[0028] ターボ圧縮機２は、冷媒ガスを断熱圧縮して循環させるために第１循環経路Ｌ１に設けられている。本実施形態では１段式ターボ圧縮機を例示しているが、これに限定されるものではない。ほかに、インタークーラー等を備えた２段式ターボ圧縮機としてもよい。

[0029] また、ターボ圧縮機２は、インバータによって駆動されるものを用いてもよい。ターボ圧縮機がインバータにより駆動される場合は、ターボ圧縮機２

の出口側圧力が所定の値よりも高くなったときに、インバータの出力周波数を変更してターボ圧縮機２の回転数を小さくすることができる。よって、ターボ圧縮機２の出口側圧力を所定の値以下に保持することが可能である。このように、ターボ圧縮機２がインバータ制御できると、回転数を好適に制御することができる。なお、インバータの出力周波数を変更してターボ圧縮機２の回転数を大きくすれば、ターボ圧縮機２の出口側圧力を高くすることができる。

[0030] また、ターボ圧縮機２の出口側後段に、熱交換器を設けてもよい。この熱交換器で、ターボ圧縮機２から出た高温の冷媒ガスを大気温度近くまで冷却することができる。例えば、水冷式のアフタークーラーがあげられる。

[0031] 主熱交換器３は、図１に示すように、第１循環経路Ｌ１において、ターボ圧縮機２と膨張タービン４との間に設置されており、ターボ圧縮機２によって断熱圧縮された冷媒ガスと副熱交換器５からの戻りの冷媒ガスとを熱交換することにより、ターボ圧縮機２から出た冷媒ガスを冷却するものである。

[0032] 膨張タービン４は、図１に示すように、第１循環経路Ｌ１において主熱交換器３の後段に設置されていて、主熱交換器３により冷却された冷媒ガスを断熱膨張させて極低温の冷媒ガスとするものである。また、膨張タービン４は、ターボ圧縮機２と同軸に設けるようにして一体構造としてもよい。一体構造とすることにより、膨張タービン４とターボ圧縮機２とを動作させる動力をまとめることができるので、冷凍機を小型化することができる。

なお、膨張タービン４の出口温度（図２における点１の温度に相当）は、冷媒ガスの種類に依存するが、主熱交換器と副熱交換器を組み合せた本願発明の冷却装置においては、５５Ｋ～６５Ｋの範囲内であることが多い。

[0033] 副熱交換器５は、図１に示すように、第１循環経路Ｌ１で膨張タービン４の出口側に設置されており、膨張タービン４によって極低温とされた冷媒ガスと被冷却体６を冷却する冷却液とが熱交換することにより、冷却液を冷却するものである。すなわち、冷媒ガスが冷却液を冷却することで、被冷却体が冷却される。

[0034] 循環ポンプ７は、図１に示すように、第２循環経路Ｌ２で冷却液を循環させるものである。

また、図１に示すように、第２循環経路Ｌ２には、副熱交換器５から流出する冷却液の温度を測定するための温度測定手段１０が設けられている。温度測定手段１０としては、例えば、熱電対などがあげられる。

また、被冷却体６としては、例えば、超電導送電ケーブル、超電導変圧器、超電導モーター等のＨＴＳ機器が挙げられる。

[0035] 次に、本実施形態の冷凍機１の運転方法について説明する。

まず、第１循環経路Ｌ１において、ターボ圧縮機２によって冷媒ガスが断熱圧縮される。次に、冷媒ガスは主熱交換器３に導入され、副熱交換器５からの戻りの冷媒ガス（断熱圧縮される前の冷媒ガス）と熱交換される。このとき、断熱圧縮された冷媒ガスは６５～７０Ｋまで冷却される。

なお、ターボ圧縮機２で断熱圧縮された冷媒ガスは高温となるため、ターボ圧縮機２の後段に熱交換器を設けて、冷媒ガスを大気温度近くまで冷却してもよい。

[0036] 次に、膨張タービン４において、冷媒ガスを膨張タービン４に導入する圧力（高圧側圧力、１～２ＭＰａ）から膨張タービン４から導出する圧力（低圧側圧力、０．５～１ＭＰａ）へと断熱膨張させて、冷媒ガスの温度を５５～６５Ｋまで下降させる。

[0037] 次に、膨張タービン４で５５～６５Ｋまで冷却した冷媒ガスは副熱交換器５に導入され、被冷却体６を冷却する冷却液と熱交換される。このとき、冷却液はサブクール状態まで冷却される。例えば、液体窒素を６５Ｋまで冷却する場合、冷媒ガス温度は６５～７０Ｋ程度まで上昇する。

[0038] 一方、サブクール状態の冷却液は、循環ポンプ７により被冷却体６を一定温度に保持するように第２循環経路Ｌ２を循環する。なお、サブクール状態の冷却液の温度範囲は、例えば、大気圧下の液体窒素の場合では、沸点（約７７Ｋ）から凝固点（約６３Ｋ）までの温度となる。また、被冷却体６を冷却する冷却液の温度を温度測定手段１０で常時モニタしておく。被冷却体６

を保持する温度はＨＴＳ機器によって多少異なるが、たいてい約７０Ｋ程度に冷却維持するものが多い。

[0039] 次に、副熱交換器５から導出された冷媒ガス（戻りの冷媒ガス）は、主熱交換器３に戻り、ターボ圧縮機２によって断熱圧縮された冷媒ガスと熱交換される。このとき、副熱交換器５から導出された冷媒ガス（戻りの冷媒ガス）の温度は大気温度近くまでさらに上昇する。その後、副熱交換器５から導出された冷媒ガス（戻りの冷媒ガス）は、ターボ圧縮機の入口側に戻る。

[0040] このように、本実施形態の冷凍機１に設けられた第１循環経路Ｌ１では、冷媒ガスが循環するような構成となっており、ブレイトンサイクルを構成している。

また、副熱交換器５で冷却ガスの圧力損失が大きい場合には、第１循環経路Ｌ１において、膨張タービン４を副熱交換器５の後段すなわち主熱交換器３の前段に設け、１～２ＭＰａの高圧の冷媒ガスを副熱交換器５に導入することもできる。これにより、副熱交換器５で冷却ガスの圧力損失が大きい場合であっても対応することができる。

[0041] 次に、本実施形態の副熱交換器５について、図２に基づいてさらに詳細に説明する。

図２に示すように、副熱交換器５内には、冷媒ガスが流れる第１循環経路Ｌ１が、経路Ｌ１ａと経路Ｌ１ｂとが並行するように（経路Ｌ１ａ内の冷媒ガスと経路Ｌ１ｂ内の冷媒ガスが並行流となるように）、第１熱交換部５ａが形成されている。また、副熱交換器５内には、冷却液が流れる経路Ｌ２ａが、冷媒ガスが流れる経路Ｌ１ｂと対向するように（経路Ｌ１ｂと経路Ｌ２ａとが対向流となるように）、第２熱交換部５ｂが形成されている。

[0042] 副熱交換器５内にこのような流路を設けることにより、第１熱交換部５ａの並行流部分では冷媒ガス同士を相互に熱交換させて、膨張タービン４で冷却された冷媒ガスの温度を冷却液の凝固点以上まで上昇させるとともに、第２熱交換部５ｂの対向流部分ではこの冷媒ガスと被冷却体６を冷却させる冷却液（サブクール状態）とを熱交換させて、冷却液を冷却する。

すなわち、副熱交換器５では、冷却液がサブクール状態かつ凝固点以上の状態で、冷媒ガスと冷却液とが熱交換される。

[0043] ところで、図１に示すように、被冷却体（ＨＴＳ機器）６の負荷変動・運転変化により、冷却液の温度が変化する。これに対して、本実施形態の冷凍機１によれば、副熱交換器５の後段（すなわち、被冷却体６の前段）に温度測定手段１０を設けているので、被冷却体６を冷却する冷却液の温度を常時測定することができる。また、冷却液の測定温度に応じてターボ圧縮機２の回転数を制御することができる。冷却液の測定温度が下降したとき、すなわち、ＨＴＳ機器等の被冷却体６の負荷が低減したときは、ターボ圧縮機２の回転数を下げることとなる。一方、冷却液の測定温度が上昇したとき、すなわち、ＨＴＳ機器等の被冷却体６の負荷が増大したときは、ターボ圧縮機２の回転数を上げることとなる。

以上により、冷凍機１の冷凍能力は、ターボ圧縮機２の回転数の制御によって変化させることがきる。

[0044] また、膨張タービン４の膨張比は、冷凍機１の高圧側圧力と低圧側圧力との関係で決まる。冷凍機１のこれら圧力を決定するのはターボ圧縮機２の圧縮比である。膨張タービン４は、ターボ圧縮機２を介して高められた冷媒ガス出口圧力（高圧側圧力）を、ターボ圧縮機２の冷媒ガス入口圧力（低圧側圧力）まで膨張する機能を有しているだけで、膨張タービン４自身で膨張比を決定することはできない。すなわち、ターボ圧縮機２での冷媒ガスの圧縮比に応じて、膨張タービン４の冷媒ガスの膨張比が決定される。

[0045] つまり、ターボ圧縮機２の回転数を下げると、ターボ圧縮機２の特性により圧縮比が小さくなり、結果、膨張タービン４の膨張比が小さくなるので、膨張タービン４から導出される冷媒ガス温度は回転数を下げる前よりも上昇する。

逆に、ターボ圧縮機２の回転数を上げると、ターボ圧縮機２の特性により圧縮比が大きくなり、結果、膨張タービン４の膨張比が大きくなるので、膨張タービン４から導出される冷媒ガス温度は回転数を上げる前よりも下降す

る。

[0046] 以上より、本実施形態の冷凍機１によれば、ＨＴＳ機器等の被冷却体６の負荷変動・運転変化に応じて、すみやかに、ターボ圧縮機２の回転数を制御することで、冷媒ガスの温度を適切な温度に維持することできる。そのため、被冷却体６を一定温度に保持することができる。

[0047] 以上説明したように、本実施形態の冷凍機１は、ブレイトンサイクルを構成する当該冷凍機１内に第２循環経路Ｌ２内の冷却液（液体窒素）をサブクール状態にするための副熱交換器５を設け、当該副熱交換器５内の第１熱交換部５ａで第１循環経路Ｌ１内の冷媒ガス（ネオンガス）を自身で熱交換させるとともに第２熱交換部５ｂで第２循環経路Ｌ２内の冷却液を冷却するように構成されている。よって、副熱交換器５内で冷却液を凝固させることがない。

[0048] また、本実施形態の冷凍機１の運転方法によれば、副熱交換器５の出口側の冷却液の温度変化のみに応じて、第１循環経路Ｌ１に設けられたターボ圧縮機２の回転数を制御するので、被冷却体（ＨＴＳ機器）６の急激な運転状態の変動があった場合でも、副熱交換器５内で冷却液を凝固させることなく、ＨＴＳ機器内の高温超電導体を適切に効率よく冷却することができる。

[0049]（循環ポンプ７の回転数の制御）

本発明の高温超電導機器の冷却装置では、副熱交換器５の冷却液出口（点４）の温度１０を一定とする様にターボ圧縮機２の回転数を制御している。よって、冷却液の循環流量が一定であれば、副熱交換器５の冷却液入口（点３）の温度は被冷却体６の負荷に依存する。

被冷却体６の負荷が減少すると、副熱交換器５の冷却液入口（点３）の温度が下降し、主熱交換器３に戻る冷媒ガスの温度も下降する。更に、膨張タービン４の入口温度も下降する。一方、被冷却体６の負荷が減少すると、冷凍能力を下げるためにターボ圧縮機２の回転数を下げる自動制御が行われる。ターボ圧縮機２の回転数が減少すると、冷媒ガスの圧縮比が流量とともに減少する。この時、膨張タービン４の入口温度の低下と膨張比の低下が同時

に起こる。ただし、膨張タービンの出口温度は、用いたターボ圧縮機２と膨張タービン４の特性により上昇する場合と下降する場合がある。

膨張タービン４の出口温度が上昇した場合は、副熱交換器５の冷媒ガス入口（点１）の温度が上昇するので、副熱交換器５内で液体窒素（冷却液）が凝固することはない。一方、膨張タービン４の出口温度が下降した場合は、副熱交換器５の冷媒ガス入口（点１）の温度が下がるので、副熱交換器５内で冷却液が凝固する危険性がある。この冷却液の凝固を回避するため、副熱交換器５の冷媒ガス入口（点１）の温度に基づいて、循環ポンプ７の回転数を減少させ、冷却液の循環流量を減らすことが好ましい。冷却液の循環流量が減少すると、被冷却体６の影響によって冷却液の温度が上昇する。その結果、副熱交換器５において温度が下降した冷媒ガスと温度が上昇した冷却ガスが熱交換を行うことになるので、副熱交換器５内の冷却液の凝固を防ぐことができる。

被冷却体６の負荷が上昇し、定常に戻った場合には、直ちにターボ圧縮機２の回転数及び循環ポンプ７の回転数を元の数値まで増加させることで、冷却液の循環流量を回復させる。これにより、第２の閉流路Ｌ２内の冷却液の温度がサブクール状態となる温度範囲になるよう維持し、系全体の温度を安定に維持することができる。循環ポンプ７の回転数制御には、一般的なインバータ制御が適用可能である。

実施例

[0050] 以下、実施例により本発明の効果をより明らかなものとする。なお、本発明は、以下の実施例に限定されるものではなく、その要旨を変更しない範囲で適宜変更して実施することができる。

[0051] （実施例１）

図１に示す本発明の高温超電導機器の冷却装置を適用した冷凍機を定常状態となるまで運転した。冷媒ガスにはネオンガスを用い、冷却液には液体窒素を用いた。図２中に示した各点（測定点）における温度を測定した結果を、以下の表１に示す。

[0052] [表1]

点(測定点)	温度(K)
1	61.2
1a	64.8
1b	69.0
1c	65.4
2	69.0
3	70.0
4	67.0

[0053] 上記表１に示すように、図２中に示す点１ａの温度は６４．８Ｋであり、点１ｃの温度は６５．４Ｋであり、点４の温度は６７．０Ｋであった。ここで、大気圧下におけるサブクール状態の窒素温度は、沸点（約７７Ｋ）から凝固点（約６３Ｋ）までである。よって、本発明の冷凍機によれば、冷却液を加熱するためのヒーター等を用いることなく、冷媒ガス温度を冷却液が凝固しない温度に維持することができた。

[0054] （実施例２）

図１に示す本発明の高温超電導機器の冷却装置を適用したブレイトンサイクル冷凍機を負荷変動運転した。冷媒ガスにはネオンガスを用い、冷却液には液体窒素を用いた。

ＨＴＳ機器の負荷を変動させて、ターボ圧縮機の回転数を制御し、冷凍機の冷凍能力を制御した結果、図３に示すように、ＨＴＳ機器の負荷が０．７から２．５ｋＷに変動した場合でも、副熱交換器の液体窒素出口（点４）の温度は６７Ｋで一定であった。したがって、本発明の高温超電導機器の冷却装置によれば、負荷変動運転した場合であっても冷却液を加熱するためのヒーター等を用いることなく、冷媒ガス温度を冷却液が凝固しない温度に維持することができた。

符号の説明

[0055] 1 冷凍機（冷却装置）

2 ターボ圧縮機

３　主熱交換器

４　膨張タービン

５　副熱交換器

５ａ　第１熱交換部

５ｂ　第２熱交換部

６　被冷却体

７　循環ポンプ

１０　温度測定手段

Ｌ１　第１循環経路（第１の閉流路）

Ｌ２　第２循環経路（第２の閉流路）

請求の範囲

[請求項1] 冷媒ガスを圧縮・循環させるターボ圧縮機と、

圧縮した冷媒ガスを戻りの冷媒ガスとの熱交換により冷却する主熱交換器と、

冷却した冷媒ガスを断熱膨張させる膨張タービンと、

前記膨張タービンを出た極低温の冷媒ガスと冷却液とを熱交換させる副熱交換器と、

前記冷却液を前記副熱交換器と被冷却体の間で循環させる循環ポンプと、

前記冷却液の温度を測定する温度測定手段と、

前記副熱交換器で熱交換した後の冷媒ガスを、前記主熱交換器を介して前記ターボ圧縮機に循環させる循環経路を構成する第１の閉流路と、

前記副熱交換器で熱交換した後の冷却液を、前記循環ポンプで循環させる循環経路を構成する第２の閉流路と、を備え、

前記副熱交換器は、

前記冷媒ガスが並行に流れる経路を有し、前記冷媒ガスが相互に熱交換する第１熱交換部と、

前記第１熱交換部で熱交換された冷媒ガスと前記冷却液とが対向するように熱交換する第２熱交換部と、を有する高温超電導機器の冷却装置。

[請求項2] 前記温度測定手段は、前記副熱交換器で熱交換された後の前記冷却液の温度を測定する請求項１に記載の高温超電導機器の冷却装置。

[請求項3] 前記冷媒ガスは、ネオンガス、ヘリウムガス及びネオンガスの混合ガス、水素及びネオンガスの混合ガス、水素及びヘリウムガスの混合ガス、又はネオンガス、ヘリウムガス若しくは前記混合ガスに不活性ガスを混合させた混合ガスのいずれかである請求項１に記載の高温超電導機器の冷却装置。

［請求項4］ 前記冷却液は、液体窒素である請求項１に記載の高温超電導機器の冷却装置。

［請求項5］ 請求項１乃至４いずれか一項に記載の高温超電導機器の冷却装置の運転方法であって、

第２の閉流路内の冷却液の温度がサブクール状態となる温度範囲になるように、冷媒ガスの温度をターボ圧縮機の回転数により制御する高温超電導機器の冷却装置の運転方法。

［請求項6］ 前記第２の閉流路内の冷却液の温度が低くなった場合には、前記ターボ圧縮機の回転数を下げる請求項５に記載の高温超電導機器の冷却装置の運転方法。

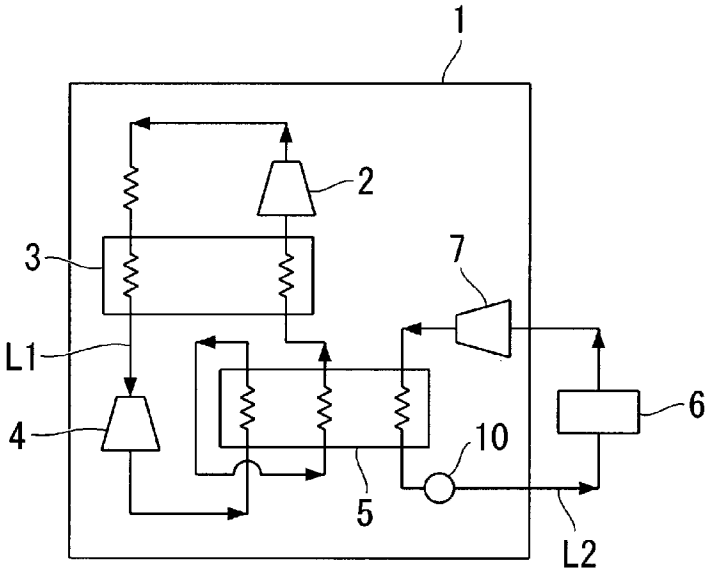
［請求項7］ 前記第２の閉流路内の冷却液の温度が高くなった場合には、前記ターボ圧縮機の回転数を上げる請求項５に記載の高温超電導機器の冷却装置の運転方法。

［請求項8］ 第２の閉流路内の冷却液がサブクール状態となる温度範囲になるように、前記冷却液の循環流量を前記循環ポンプの回転数により制御し、

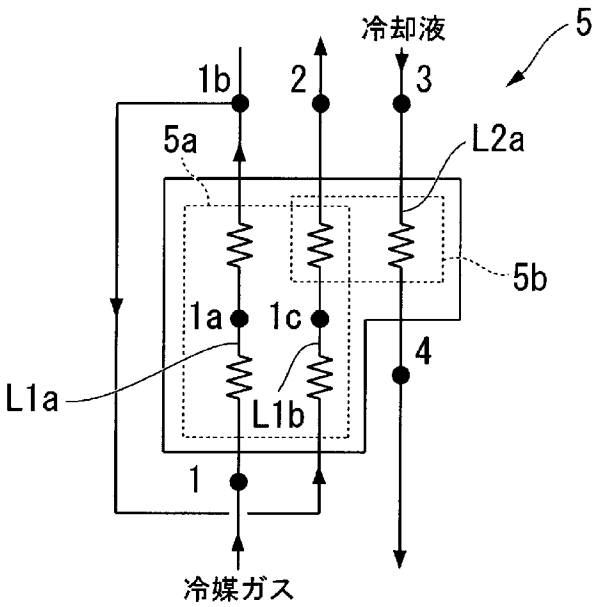
前記循環ポンプの回転数をインバータ制御によって制御する請求項５に記載の高温超電導機器の冷却装置の運転方法。

WO 2013/154185 PCT/JP2013/061066

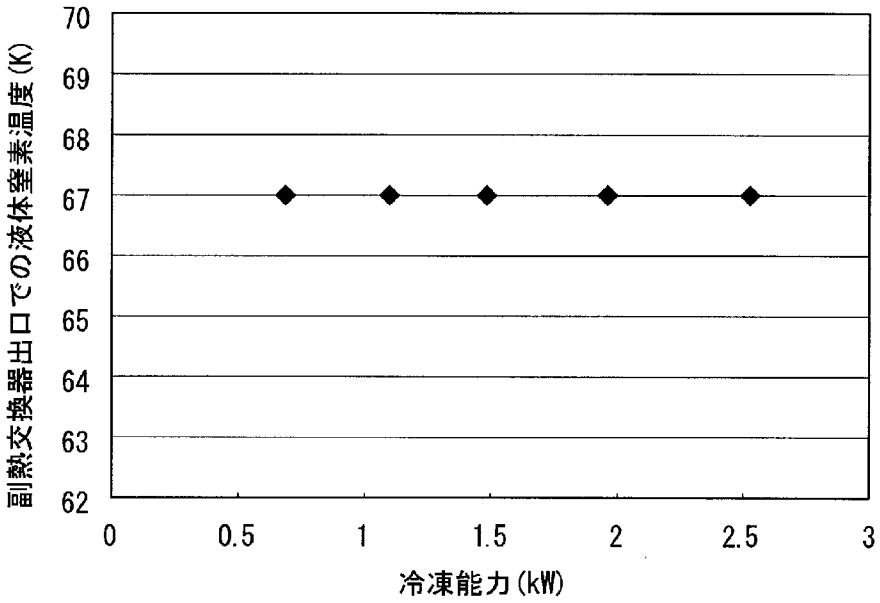
[図1]



[図2]



[図3]


70
69
68
67
66
65
64
63
62
副熱交換器出口での液体窒素温度(K)
0
0.5
1
1.5
2
2.5
3
冷凍能力(kW)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2013/061066

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F25B9/00(2006.01)i, *F25B1/00*(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F25B9/00, F25B1/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2013
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2013	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2013

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2004-146830 A (Praxair Technology, Inc.), 20 May 2004 (20.05.2004), entire text; all drawings & US 6640557 B1 & EP 1413837 A2 & CA 2445686 A1 & KR 10-2004-0036562 A & CN 1497748 A	1-8
A	JP 2011-106755 A (Taiyo Nippon Sanso Corp.), 02 June 2011 (02.06.2011), entire text; all drawings (Family: none)	1-8
A	US 6438994 B1 (PRAXAIR TECHNOLOGY, INC.), 27 August 2002 (27.08.2002), column 4, lines 6 to 63; fig. 2, 3 (Family: none)	1-8

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
04 July, 2013 (04.07.13)	16 July, 2013 (16.07.13)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2013/061066

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	EP 2336677 A1 (SEIMENS AG), 22 June 2011 (22.06.2011), fig. 1, 2 & WO 2011/073255 A1	1-8

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１３／０６１０６６

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F25B9/00(2006.01)i, F25B1/00(2006.01)i

Ｂ．　調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F25B9/00, F25B1/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	１９２２－１９９６年
日本国公開実用新案公報	１９７１－２０１３年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１３年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１３年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

Ｃ．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
A	JP 2004-146830 A (プラクスエア・テクノロジー・インコーポレイテッド) 2004.05.20, 全文, 全図 & US 6640557 B1 & EP 1413837 A2 & CA 2445686 A1 & KR 10-2004-0036562 A & CN 1497748 A	１－８
A	JP 2011-106755 A (大陽日酸株式会社) 2011.06.02, 全文, 全図 (ファミリーなし)	１－８
A	US 6438994 B1 (PRAXAIR TECHNOLOGY, INC.) 2002.08.27, 第４欄第6-63行, Fig.2,3 (ファミリーなし)	１－８

☑　Ｃ欄の続きにも文献が列挙されている。

☐　パテントファミリーに関する別紙を参照。

＊　引用文献のカテゴリー
「Ａ」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「Ｅ」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「Ｌ」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「Ｏ」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「Ｐ」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献
「Ｔ」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「Ｘ」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Ｙ」特に関連のある文献であって、当該文献と他の１以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「＆」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日	国際調査報告の発送日
０４．０７．２０１３	１６．０７．２０１３

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ）
郵便番号１００－８９１５
東京都千代田区霞が関三丁目４番３号

特許庁審査官（権限のある職員）　３Ｍ　８９１６
鈴木　充
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３７７

Ｃ（続き）．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
Ａ	EP 2336677 A1 (SEIMENS AKTIENGESELLSCHAFT) 2011.06.22, FIG.1,2 & WO 2011/073255 A1	１－８