

(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
2012 年 10 月 26 日(26.10.2012)



(10) 国際公開番号

WO 2012/144581 A1

- (51) 国際特許分類:
F24F 11/02 (2006.01) F28C 1/00 (2006.01)
F24F 5/00 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2012/060665
- (22) 国際出願日: 2012 年 4 月 20 日(20.04.2012)
- (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 2011-096375 2011 年 4 月 22 日(22.04.2011) JP
- (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): 株式会社日立プラントテクノロジー(Hitachi Plant Technologies, Ltd.) [JP/JP]; 〒1708466 東京都豊島区東池袋 4 丁目 5 番 2 号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 水島 隆成(MIZUSHIMA Takanari) [JP/JP]; 〒1708466 東京都豊島区東池袋 4 丁目 5 番 2 号 株式会社日立プラントテクノロジー内 Tokyo (JP). 菊池 宏成(KIKUCHI Hiroshige) [JP/JP]; 〒1708466 東京都豊島区東池袋 4 丁目 5 番 2 号 株式会社日立プラントテクノロジー内 Tokyo (JP). 宮島 裕二(MIYAJIMA Yuji) [JP/JP]; 〒1708466 東京都豊島区

東池袋 4 丁目 5 番 2 号 株式会社日立プラントテクノロジー内 Tokyo (JP). 鈴木 浩二(SUZUKI Koji) [JP/JP]; 〒1708466 東京都豊島区東池袋 4 丁目 5 番 2 号 株式会社日立プラントテクノロジー内 Tokyo (JP). 大島 昇(OSHIMA Noboru) [JP/JP]; 〒1708466 東京都豊島区東池袋 4 丁目 5 番 2 号 株式会社日立プラントテクノロジー内 Tokyo (JP).

(74) 代理人: 磯野 道造(ISONO Michizo); 〒1020093 東京都千代田区平河町 2 丁目 7 番 4 号 砂防会館別館内 磯野国際特許商標事務所気付 Tokyo (JP).

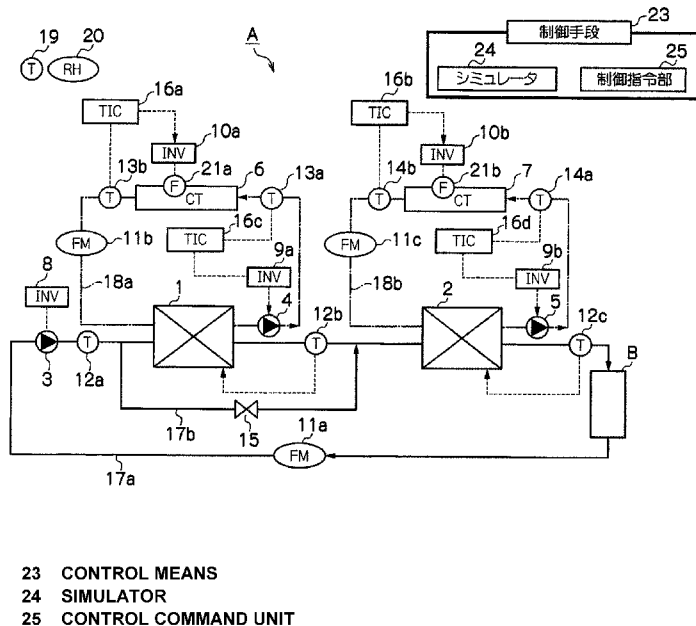
(81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, 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.

[続葉有]

(54) Title: OPERATION CONTROL SYSTEM FOR COLD SOURCE DEVICE

(54) 発明の名称: 冷熱源装置の運転制御システム

[図1]



23 CONTROL MEANS
24 SIMULATOR
25 CONTROL COMMAND UNIT

pumps (3, 4) and the cooling tower fans (21a, 21b) for respective cooling towers (6, 7) on the basis of the optimum flow rate ratio, and the optimum air volume ratio.

(57) 要約:

(57) Abstract: An operation control system for a cold source device is provided with: an acquisition means (23) for acquiring the wet-bulb temperature of outside air, refrigeration load ratio, and cold water flow rate ratio; a simulator (24) for simulating the optimum flow rate ratio, optimum air volume ratio, and optimum load distribution ratio for maximizing the COP of the entire cold source device (A) using the flow rate ratio between cooling water pumps (3, 4) for respective refrigerators (1, 2), the air volume ratio between cooling tower fans (6, 7), and the load distribution ratio at which the refrigeration load ratio is distributed between the refrigerators (1, 2) as variables under the conditions of the acquired outside air wet-bulb temperature, refrigeration load ratio, and cold water flow rate ratio; and a control means (25) for controlling cold water pumps (4, 5) for the refrigerators (1, 2) on the basis of the cold water flow rate ratio, controlling the exit cold water temperatures of the refrigerators (1, 2) on the basis of the optimum load distribution ratio obtained by the simulator (24), and controlling the cooling water

[続葉有]



(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, MD, 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))

外気の湿球温度と、冷凍負荷比と、冷水流量比とを取得する取得手段 (23) と、取得した外気湿球温度、冷凍負荷比、冷水流量比の条件下において、各冷凍機 (1, 2) の冷却水ポンプ (3, 4) の流量比、冷却塔ファン (6, 7) の風量比、及び各冷凍機 (1, 2) に冷凍負荷比を分配する負荷分配比を変数として、冷熱源装置 (A) 全体の COP が最大になるための最適流量比、最適風量比、及び最適負荷分配比をシミュレートするシミュレータ (24) と、冷水流量比に基づいて各冷凍機 (1, 2) の冷水ポンプ (4, 5) を制御すると共に、シミュレータ (24) で得られた最適負荷分配比に基づいて各冷凍機 (1, 2) の出口冷水温度を制御し、最適流量比、最適風量比に基づいて各冷却塔 (6, 7) の冷却水ポンプ (3, 4) と冷却塔ファン (21a, 21b) を制御する制御手段 (25) と、を備える。

明 細 書

発明の名称：冷熱源装置の運転制御システム

技術分野

[0001] 本発明は冷熱源装置の運転制御システムに係り、特に、冷熱源装置の省エネ運転を行うことができる冷熱源装置の運転制御システムに関する。

背景技術

[0002] 中東等のように、年間を通して外気温度が高い国や地域では、冷熱を供給する冷熱源装置から冷熱を使用する外部負荷装置（例えば空調機）に供給する冷水温度と、外部負荷装置から冷熱源装置に還流する冷水温度との、温度差が大きい。このため、外部負荷装置から還流する冷水（高温側冷水）を処理する高温側冷凍機と、高温側冷凍機で冷却されて冷却負荷が低減された冷水（低温側冷水）を処理する低温側冷凍機との２台の冷凍機を直列に接続した冷凍機直列型の冷熱源装置が用いられている。このような冷凍機直列型の冷熱源装置の運転制御については、例えば特許文献１及び特許文献２が開示されている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献１：特開昭６１－２２５５２８号公報

特許文献２：特開昭６０－０２３７６０号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] しかしながら、従来の特許文献１及び特許文献２では、処理すべき冷却負荷に関係なく、低温側冷凍機を定格運転とし、残りの冷却負荷を処理するため高温側冷凍機を部分冷却負荷運転としており、冷却負荷に応じた冷凍機の省エネ運転を行っていない。また、外気の状態（例えば、湿球温度）に応じた冷水ポンプ、冷却水ポンプ、冷却塔ファンの省エネ運転もされていない。

[0005] このような背景から、冷却負荷や外気の状態に応じて冷凍機直列型の冷熱

源装置を省エネ運転するための運転制御システムの確立が課題となっている。

[0006] 本発明はこのような事情に鑑みてなされたもので、冷却負荷や外気の状態に応じて冷凍機直列型の冷熱源装置全体の省エネを図ることができる冷熱源装置の運転制御システムを提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0007] 本発明の請求項 1 の冷熱源装置の運転制御システムは、前記目的を達成するために、外部負荷装置に冷水を供給する冷水配管にヒートポンプ式の冷凍機を複数台直列に配設して成り、前記外部負荷装置から還流される冷水を前記冷凍機の蒸発器で冷却して再び外部負荷装置に供給する冷水ポンプと、前記冷凍機の凝縮器に冷却水配管を介して冷却水を供給する冷却水ポンプと、前記冷却水を外気で冷却する冷却塔ファンを有する冷却塔と、を備えた冷熱源装置の運転制御システムにおいて、前記複数の冷凍機ごとに前記冷却水ポンプ及び冷却塔ファンを有する場合であって、前記運転制御システムは、前記冷却塔ファンで前記冷却塔内に取り込む外気の湿球温度と、前記複数台の各冷凍機の設定冷凍能力の合計値に対する実際の冷凍負荷を表す冷凍負荷比と、前記冷水の定格冷水流量に対する実際の冷水流量を表す冷水流量比とを取得する取得手段と、前記取得した外気湿球温度、冷凍負荷比、冷水流量比の条件下において、各冷凍機の冷却水ポンプの流量比、冷却塔ファンの風量比、及び前記各冷凍機に前記冷凍負荷比を分配する負荷分配比を変数として、前記冷熱源装置全体の COP が最大になるための最適流量比、最適風量比、及び最適負荷分配比をシミュレートするシミュレータと、前記冷水流量比に基づいて前記各冷凍機の冷水ポンプを制御すると共に、前記シミュレータで得られた最適負荷分配比に基づいて前記各冷凍機の出口冷水温度を制御し、前記最適流量比、前記最適風量比に基づいて前記各冷却塔の冷却水ポンプと前記冷却塔ファンを制御する制御手段と、を備えることを特徴とする。

[0008] 請求項 1 の冷熱源装置の運転制御システムは、複数の冷凍機ごとに冷却水ポンプ及び冷却塔ファンを有する場合である。

[0009] この場合、制御手段は、冷水流量比に基づいて各冷凍機の冷水ポンプを制御すると共に、前記各冷凍機の冷却水ポンプの流量比、冷却塔ファンの流量比、各冷凍機に冷凍負荷比を分配する負荷分配比を変数として、冷熱源装置全体のCOPが最大になるための最適流量比と最適風量比と最適負荷分配比をシミュレータでシミュレートし、該シミュレータで得られた最適負荷分配比に基づいて各冷凍機の出口冷水温度を制御し、前記最適流量比、最適風量比に基づいて各冷却塔の冷却水ポンプと冷却塔ファンを制御するようにした。

[0010] ここで、COPとは、Coefficient Of Performanceの略であり、性能係数とも称される。また、冷凍機の設定冷凍能力とは、冷凍機の定格冷凍能力もしくは使用者が任意に設定した冷凍能力を言う。

[0011] 本発明における冷熱源装置の運転制御システムによれば、取得手段によって、冷却塔ファンで冷却塔内に取り込む外気の湿球温度と、直列に配設された複数台の各冷凍機の設定冷凍能力の合計値に対する実際の冷凍負荷を表す冷凍負荷比と、冷水の定格冷水流量に対する実際の冷水流量を表す冷水流量比とを取得する。これにより、冷熱源装置全体の定格冷却能力に対して実際に必要としている冷却能力を把握することができる。

[0012] 次に、シミュレータによって、先ず、各冷凍機の冷却水ポンプの流量比、冷却塔ファンの風量比、各冷凍機に冷凍負荷比を分配する負荷分配比を変数として、冷熱源装置全体のCOPが最大になるための最適流量比と最適風量比と最適負荷分配比をシミュレートする。これにより、取得手段で取得した外気湿球温度、冷凍負荷比、冷水流量比のときに、冷熱源装置全体のCOPを最大にするには、各冷凍機、及び各冷凍機に対応する冷却水ポンプ及び冷却塔ファンを、どのような比率で分担させるかを決定することができる。

[0013] そして、制御手段は、冷水流量比に基づいて冷水ポンプを制御すると共に、最適負荷分配比に基づいて各冷凍機の出口冷水温度を制御し、最適流量比、最適風量比に基づいて各冷却塔の冷却水ポンプと冷却塔ファンを制御する。

- [0014] これにより、運転制御システムは、冷却負荷や外気の状態に応じて冷凍機直列型の冷熱源装置全体の消費電力が最も小さくなるように運転制御することができる。
- [0015] 本発明においては、前記シミュレータには、前記冷凍負荷比と前記外気湿球温度に応じて前記COPが最大になる最適負荷分配比もしくは前記各冷凍機の出口冷水温度、最適流量比、最適風量比の制御テーブルが格納されており、前記取得手段によって取得された前記冷凍負荷比と前記外気湿球温度が前記シミュレータに入力されると、前記シミュレータは前記制御テーブルから前記最適負荷分配比、最適流量比、最適風量比を選択することが好ましい。
- [0016] シミュレータは、COPが最大になるまで変数である負荷分配比、流量比及び風量比を変更して演算を繰り返す必要がある。また、最適負荷分配比、最適流量比及び最適風量比を求める際に、取得した外気湿球温度、冷凍負荷比、冷水流量比を前提条件としているので、前提条件が変わればシミュレートをし直さなくてはならない。これにより、シミュレートのための演算負荷が大きくなるので、運転制御システム全体の消費電力の増加につながる。
- [0017] しかし、制御テーブルを予め作成してシミュレータに格納しておけば、取得手段が取得した外気湿球温度と冷凍負荷比に応じて、最適負荷分配比、最適流量比及び最適風量比を制御テーブルから選択すればよいので、シミュレート負荷を顕著に低減できる。
- [0018] 本発明において、前記運転制御システムは前記冷水ポンプの回転速度を可変する第1のインバータと、前記冷却水ポンプの回転速度を可変する第2のインバータと、前記冷却塔ファンの回転速度を可変する第3のインバータと、を備え、前記制御手段は、前記冷水流量比、前記最適流量比、前記風量比をインバータ周波数に換算して前記第1から第3のインバータに出力することにより、前記冷水ポンプ、前記冷却水ポンプ、前記冷却塔ファンの回転速度をインバータ制御することが好ましい。
- [0019] このように回転駆動部を有する冷水ポンプ、冷却水ポンプ、冷却塔ファン

の回転速度をインバータ制御することで、更に省エネを図ることができる。

[0020] 本発明においては、前記制御手段は、前記複数台の冷凍機のうち前記シミュレータによって前記最適負荷分配比の割り当てが0%になった冷凍機については運転を停止すると共に、停止した冷凍機に対応する冷却水ポンプ及び冷却塔ファンを停止することが好ましい。これにより、更に省エネ運転を図ることができる。

[0021] 本発明の請求項5の冷熱源装置の運転制御システムは、前記目的を達成するために、外部負荷装置に冷水を供給する冷水配管にヒートポンプ式の冷凍機を複数台直列に配設して成り、前記外部負荷装置から還流される冷水を前記冷凍機の蒸発器で冷却して再び外部負荷装置に供給する冷水ポンプと、前記冷凍機の凝縮器に冷却水配管を介して冷却水を供給する冷却水ポンプと、前記冷却水を外気で冷却する冷却塔ファンを有する冷却塔と、を備えた冷熱源装置の運転制御システムにおいて、前記複数の冷凍機について少なくとも1台の冷却塔を有し、該冷却塔の冷却塔ファンで冷却した冷却水を前記複数の冷凍機に各冷却水ポンプで分配する場合であって、前記運転制御システムは、前記冷却塔ファンで前記冷却塔内に取り込む外気の湿球温度と、前記複数台の各冷凍機の設定冷凍能力の合計値に対する実際の冷凍負荷を表す冷凍負荷比と、前記冷水の定格冷水流量に対する実際の冷水流量を表す冷水流量比とを取得する取得手段と、前記取得した外気湿球温度、冷凍負荷比、冷水流量比の条件下において、前記冷却塔ファンの風量、前記各冷凍機の冷却水ポンプの流量比、及び前記各冷凍機に前記冷凍負荷比を分配する負荷分配比を変数として、前記冷熱源装置全体のCOPが最大になるための最適風量、最適流量比、及び最適負荷分配比をシミュレートするシミュレータと、前記冷水流量比に基づいて前記各冷凍機の冷水ポンプを制御すると共に、前記シミュレータで得られた最適負荷分配比に基づいて前記各冷凍機の出口冷水温度を制御し、前記最適風量及び最適流量比に基づいて前記冷却塔ファン及び冷却水ポンプを制御する制御手段と、を備えることを特徴とする。

[0022] 請求項5の冷熱源装置の運転制御システムは、複数の冷凍機について少なく

とも1台の冷却塔を有し、該冷却塔の冷却塔ファンで冷却した冷却水を複数の冷凍機に各冷却水ポンプで分配する場合である。この場合のシミュレータによるシミュレートは、請求項1の「冷却塔ファンの風量比」を「冷却塔ファンの風量」に置き換えることにより、請求項1と同様に行うことができる。

[0023] 本発明の請求項6の冷熱源装置の運転制御システムは、前記目的を達成するために、外部負荷装置に冷水を供給する冷水配管にヒートポンプ式の冷凍機を複数台直列に配設して成り、前記外部負荷装置から還流される冷水を前記冷凍機の蒸発器で冷却して再び外部負荷装置に供給する冷水ポンプと、前記冷凍機の凝縮器に冷却水配管を介して冷却水を供給する冷却水ポンプと、前記冷却水を外気で冷却する冷却塔ファンを有する冷却塔と、を備えた冷熱源装置の運転制御システムにおいて、前記複数の冷凍機について少なくとも1台の冷却塔を有し、該冷却塔の冷却塔ファンで冷却した冷却水を1台の冷却水ポンプで前記複数の冷凍機の高温側冷凍機から低温側冷凍機に順次供給する場合であって、前記運転制御システムは、前記冷却塔ファンで前記冷却塔内に取り込む外気の湿球温度と、前記複数台の各冷凍機の設定冷凍能力の合計値に対する実際の冷凍負荷を表す冷凍負荷比と、前記冷水の定格冷水流量に対する実際の冷水流量を表す冷水流量比とを取得する取得手段と、前記取得した外気湿球温度、冷凍負荷比、冷水流量比の条件下において、前記冷却塔ファンの風量、前記各冷凍機の冷却水ポンプの流量、及び前記各冷凍機に前記冷凍負荷比を分配する負荷分配比を変数として、前記冷熱源装置全体のCOPが最大になるための最適負荷分配比をシミュレートするシミュレータと、前記冷水流量比に基づいて前記各冷凍機の冷水ポンプを制御すると共に、前記シミュレータで得られた最適負荷分配比に基づいて前記各冷凍機の出口冷水温度を制御し、前記最適風量及び最適流量に基づいて前記冷却塔ファン及び冷却水ポンプを制御する制御手段と、を備えることを特徴とする。

[0024] 請求項6の冷熱源装置の運転制御システムは、複数の冷凍機について少なくとも1台の冷却塔を有し、該冷却塔の冷却塔ファンで冷却した冷却水を複

数の冷凍機の高温側冷凍機から低温側冷凍機に順次供給する場合である。この場合のシミュレータによるシミュレートは、請求項1の「冷却塔ファンの風量比」を「冷却塔ファンの風量」に置き換え、請求項1の「冷却水ポンプの流量比」を「冷却水ポンプの流量」に置き換えることにより、請求項1と同様に行うことができる。

[0025] なお、請求項5及び6の場合、冷凍機は複数台必要であるが、冷却塔は複数の冷凍機の冷却容量を賄えるだけの能力があれば複数台有することに限定されず、少なくとも1台あればよい。

[0026] 本発明においては、前記冷熱源装置は、前記冷凍機をバイパスするバイパス配管と、を備え、前記運転制御システムは、前記バイパス配管を開閉する開閉弁と、を備え、前記制御手段は、運転を停止した冷凍機のバイパス配管の開閉弁を開弁することが好ましい。

[0027] 停止した冷凍機中に冷水を流すと流通抵抗が大きくなり冷水ポンプの負荷が増大するが、バイパス配管で停止した冷凍機をバイパスさせることで冷水ポンプの負荷を低減する。これにより、更に省エネを図ることができる。

発明の効果

[0028] 本発明によれば、冷却負荷や外気の状態に応じて冷凍機直列型の冷熱源装置全体の消費電力が小さくなるように運転制御することができるので、従来と比較して顕著な省エネを図ることができる冷熱源装置の運転制御システムを提供することができる。

図面の簡単な説明

[0029] [図1]本実施形態の冷熱源装置とその運転制御システムの構成図である。

[図2]本実施形態の第1変形例に係る冷熱源装置とその運転制御システムの構成図である。

[図3]本実施形態の第2変形例に係る冷熱源装置とその運転制御システムの構成図である。

[図4]本実施形態の第3変形例に係る冷熱源装置とその運転制御システムの構成図である。

[図5]本実施形態の冷熱源装置の運転制御システムによる運転制御を説明するフローチャートである。

[図6]高温側の冷却水ポンプの冷凍負荷比及び湿球温度に対する最適流量比を表にした制御テーブルの例である。

[図7]高温側の冷却塔ファンの冷凍負荷比及び湿球温度に対する最適風量比を表にした制御テーブルの例である。

[図8]高温側冷凍機の冷凍負荷比及び湿球温度に対する最適出口冷水温度を表にした制御テーブルの例である。

[図9]本実施形態の冷熱源装置とその運転制御システムの他の構成例である。

[図10]本実施形態の冷熱源装置とその運転制御システムのさらに他の構成例である。

発明を実施するための形態

[0030] 以下、本発明を実施するための形態（以下「実施形態」という）について、適宜図面を参照しながら詳細に説明する。なお、各図において、共通する部分には同一の符号を付し重複した説明を省略する。

[0031] 《冷熱源装置とその運転制御システム》

図1は、本実施形態の冷熱源装置Aとその運転制御システムの構成図である。

[0032] <冷熱源装置>

図1に示すように、冷熱源装置Aは、冷熱を使用する外部負荷装置B（例えば、空気調和機）に対して冷熱を供給する装置であって、高温側冷凍機1と低温側冷凍機2との2台の冷凍機を直列に配設して構成される。即ち、外部負荷装置Bに冷水を供給すると共に、外部負荷装置Bで温められた冷水が還流する冷水配管17aには、その途中に2台の冷凍機1，2が直列に配設される。

[0033] ここで、高温側冷凍機1とは外部負荷装置Bから還流する冷水が最初に通過する冷凍機を意味し、低温側冷凍機2とは高温側冷凍機1で途中まで冷却された冷水を目的温度まで冷却して外部負荷装置Bに供給する冷凍機を意味

する。なお、本実施形態では、冷熱源装置 A は 2 台の冷凍機 1, 2 を備えるものとして説明するが、冷熱源装置 A が備える冷凍機の台数は 2 台以上であってもよい。

[0034] 冷凍機 1, 2 は、ヒートポンプ式の冷凍機であり、その内部構造は特に図示しないが、主として、蒸発器と凝縮器とを有し、その間を冷媒が流れるようになっている。冷凍機 1, 2 は、冷媒液体を蒸発器で蒸発させることによって冷水配管 17 a 内を流れる冷水を冷却すると共に、蒸発した冷媒ガスを凝縮器で冷却して凝縮液化し、冷媒液体を再び蒸発器に循環するようになっている。なお、ヒートポンプ式の冷凍機として、例えば、ターボ冷凍機、吸収式冷凍機などを用いることができる。

[0035] また、冷水配管 17 a には、冷凍機 1, 2 に加え、冷水ポンプ 3、冷水流量計 11 a、高温側冷凍機 1 の入口側の冷水温度を測定する第 1 温度計 12 a、高温側冷凍機 1 の出口側の冷水温度を測定する第 2 温度計 12 b、及び低温側冷凍機 2 の出口側の冷水温度を測定する第 3 温度計 12 c が設けられる。なお、低温側冷凍機 2 の入口側の冷水温度は、高温側冷凍機 1 の出口温度と同じになる。これにより、外部負荷装置 B で温度上昇した冷水は、冷水ポンプ 3 によって冷水配管 17 a 内を搬送され、高温側冷凍機 1 を通り所定温度まで冷却される。その後、所定温度まで冷却された冷水は、低温側冷凍機 2 を通り目的温度まで冷却されて外部負荷装置 B に供給される。

[0036] 冷水流量計 11 a、第 1～第 3 の温度計 12 a～12 c は、後記する制御手段 23 にケーブルにより接続され、計測された計測値が制御手段 23 に入力される。なお、図 1 において図が複雑にならないように、制御手段 23 と接続する各種ケーブルの記載は省略して図示しており、後記する他の図 2～4, 9, 10 においても同様である。

[0037] また、冷水ポンプ 3 の駆動モータ（図示せず）にはインバータ 8 が接続されると共に、インバータ 8 が制御手段 23 の制御指令部 25 に接続される。これにより、制御指令部 25 は、冷水ポンプ 3 の駆動モータの回転速度を冷水流量比 L_{rate} (%) に応じてインバータ制御する。ここで、冷水流量比 L_{rate}

(%)とは、冷熱源装置Aの定格冷水流量に対する実際の冷水流量を言う。

[0038] また、高温側冷凍機1には、入口側と出口側とを繋ぐバイパス配管17bが設けられると共に、バイパス配管17bには開閉弁15が設けられる。そして、開閉弁15は制御手段23の制御指令部25にケーブルにより接続される。これにより、制御指令部25は、開閉弁15を開閉することにより、冷水配管17aを流れる冷水を、高温側冷凍機1と低温側冷凍機2の両方に流すことができる。また、制御指令部25が開閉弁15を開閉することによって、冷水配管17aを流れる冷水が高温側冷凍機1をバイパスし、低温側冷凍機2のみに流れるようにすることができる。

[0039] 上記した高温側と低温側との2台の冷凍機1, 2にはそれぞれ冷却塔6, 7が備えられ、各冷凍機1, 2の凝縮器と冷却塔6, 7との間に設けられた循環流路である冷却水配管18a, 18b内を冷却水が循環する。なお、冷却水配管18a, 18bは、冷水配管17aと区別し易いように1点鎖線で示す。冷却塔6, 7の構成は特に図示しないが、主として、冷却塔ファン21a, 21b、散水管（図示せず）、冷却水貯留タンク（図示せず）を備え、冷却塔ファン21a, 21bによって冷却塔6, 7内に取り込まれた外気と散水管から散水される冷却水とがカウンターカレントで接触することにより、冷却水が冷却される。これにより、冷却塔6, 7で外気によって冷却された冷却水は、冷却水ポンプ4, 5によって冷却水配管18a, 18b内を搬送されて冷凍機1, 2の凝縮器に供給され、蒸発器と凝縮器との間を循環する冷媒を冷却する。冷却塔ファン21a, 21bの駆動モータ（図示せず）には、インバータ10a, 10bが接続され、インバータ10a, 10bがケーブルによって制御手段23の制御指令部25に接続される。これにより、制御指令部25は、冷却塔ファン21a, 21bの駆動モータの回転速度を、制御手段23のシミュレータ24で演算された最適風量比（後記する）に基づいてインバータ制御する。

[0040] なお、高温側の冷却水配管18aとは、高温側冷凍機1に対応して設けられたものを意味し、低温側の冷却水配管18bとは、低温側冷凍機2に対応

して設けられたものを意味し、以下説明する機器や部材についても同様である。

[0041] また、冷熱源装置 A には、冷却塔 6, 7 に取り込む外気の温度及び湿度を計測する外気温度計 19 と外気湿度計 20 が設けられ、これらの計測器はケーブルによって制御手段 23 に接続される。また、高温側と低温側の冷却水配管 18 a, 18 b にはそれぞれ、冷却水流量計 11 b, 11 c、冷却塔 6, 7 の入口側の冷却水温度を計測する入口温度計 13 a, 14 a、冷却塔 6, 7 の出口側の冷却水温度を計測する出口温度計 13 b, 14 b が設けられ、これらの計測器はケーブルによって制御手段 23 に接続される。また、冷却水ポンプ 4, 5 にはインバータ 9 a, 9 b が接続され、インバータ 9 a, 9 b がケーブルによって制御手段 23 の制御指令部 25 に接続される。これにより、制御指令部 25 は、冷却水ポンプ 4, 5 の駆動モータの回転速度を、制御手段 23 のシミュレータ 24 で演算された最適流量比（後記する）に基づいてインバータ制御する。

[0042] また、冷却塔 6, 7 の出口温度計 13 b, 14 b と、冷却塔ファン 21 a, 21 b をインバータ制御するインバータ 10 a, 10 b とは、第 1 の温度指示調節計 16 a, 16 b にケーブル（図示あり）で接続される。そして、第 1 の温度指示調節計 16 a, 16 b は、制御指令部 25 からインバータ 10 a, 10 b に指令された最適流量比を用いて、出口温度計 13 b, 14 b の冷却水温度が所定温度になるように冷却塔ファン 21 a, 21 b の駆動モータの回転速度を制御する。また、高温側及び低温側のそれぞれにおいて、冷却塔 6, 7 の入口温度計 13 a, 14 a と、冷却水ポンプ 4, 5 をインバータ制御するインバータ 9 a, 9 b とは、第 2 の温度指示調節計 16 c, 16 d にケーブル（図示あり）で接続される。そして、第 2 の温度指示調節計 16 c, 16 d は、制御指令部 25 からインバータ 9 a, 9 b に指令された最適風量比を用いて、入口温度計 13 a, 14 a の冷却水温度が所定温度になるように冷却水ポンプ 4, 5 の駆動モータの回転速度を制御する。制御方式としては例えば P I D 制御を採用することができるが、P I D 制御に限定

されるものではない。

[0043] なお、図 1 は、冷熱源装置 A の構成として最も好ましい態様で示したが、図 2 のようにバイパス配管 17 b 及び開閉弁 15 を設けない態様でもよく、図 3 のように温度指示調節計 16 a ～ 16 d を設けない態様でもよい。更には、図 4 のようにバイパス配管 17 b、開閉弁 15、温度指示調節計 16 a ～ 16 d を設けない態様でもよい。

[0044] <運転制御システム>

次に、冷熱源装置 A を運転制御する運転制御システムについて説明する。

[0045] 冷水流量計 11 a で冷水配管 17 a を流れる冷水流量 L が測定され、第 1 ～ 第 3 の温度計 12 a ～ 12 c で、高温側冷凍機 1 の入口冷水温度 $T1_{in}$ 、高温側冷凍機 1 の出口冷水温度 $T1_{out}$ （低温側冷凍機 2 の入口冷水温度 $T2_{in}$ ）、及び低温側冷凍機 2 の出口冷水温度 $T2_{out}$ が計測される。また、冷却水流量計 11 b、11 c で高温側と低温側との冷却水配管 18 a、18 b を流れる冷却水流量が計測され、入口温度計 13 a、14 a と出口温度計 13 b、14 b で冷却塔 6、7 の入口冷却水温度と出口冷却水温度が計測される。更には、外気温度計 19 で外気温度 T_a が計測され、外気湿度計 20 で外気湿度 RH が計測される。そして、これらの計測器で計測された計測値は制御手段 23 に入力され、冷凍負荷比 Q （％）と、外気湿球温度 TWB （℃）と、冷水流量比 L_{rate} （％）が算出される。

[0046] ここで、冷凍負荷比 Q （％）とは、2 台の冷凍機 1、2 の設定冷凍能力 RT_{cap1} 、 RT_{cap2} の合計値に対する実際の冷却負荷の比率（％）であり、次式（1）で算出される。

[0047] [数 1]

$$Q = \frac{L * \sigma * (T1_{in} - T2_{out}) * C_p}{60 * 1000 * (RT_{cap1} + RT_{cap2})} \quad \dots (1)$$

[0048] L …冷水流量（ L / min ）

σ …水の密度（ kg / m^3 ）

$T_{1\text{ in}}$ …高温側冷凍機 1 の入口冷水温度 (°C)

$T_{2\text{ out}}$ …低温側冷凍機 2 の出口冷水温度 (°C)

C_p …水の比熱 (J / g · K)

RT_{cap1} …高温側冷凍機 1 の設定冷凍能力 (kW)

RT_{cap2} …低温側冷凍機 2 の設定冷凍能力 (kW) を示す。

なお、分母の「60 * 1000」は、(L / min) を (m³ / sec) に換算するための係数である。

[0049] なお、「*」は掛け算を示し、「/」は割り算を示し、以下同様である。

[0050] また、上記の設定冷凍能力は、冷凍機製造メーカーが仕様書に記載している値であり、制御手段 23 に予め格納されている。

[0051] また、上記算出された冷凍負荷比 Q (%) を用いて冷水流量比 L_{rate} (%) を求める。冷水流量比 L_{rate} (%) とは、上記説明の通りであり、次式 (2) で算出される。

[0052] [数2]

$$L_{rate} = \frac{L}{L_{cap}} = \frac{Q * \frac{60 * 1000 * (RT_{cap1} + RT_{cap2})}{\sigma * \Delta T_{sp} * C_p}}{L_{cap}} \quad \dots (2)$$

[0053] Q …冷凍負荷比 (%)

σ …水の密度 (kg / m³)

ΔT_{sp} … $T_{1\text{ in}} - T_{2\text{ out}}$ の設定値であり、冷熱源装置 A の運転時に設定されて制御装置に予め格納される (K)。

[0054] C_p …水の比熱 (J / g · K)

L_{cap} …定格冷水流量 (L / min)

また、外気湿球温度 TWB は、外気温度 Ta と外気湿度 RH から公知の式を用いて算出される。

[0055] そして、制御手段 23 は、冷水流量比 L_{rate} に基づいて冷凍機 1, 2 の冷水ポンプ 3 を制御すると共に、各冷凍機 1, 2 の冷却水ポンプ 4, 5 の流量比

、冷却塔ファン21a, 21bの風量比、各冷凍機1, 2に冷凍負荷比Qを分配する負荷分配比を変数として、冷熱源装置A全体のCOP (Coefficient of Performance : 性能係数) が最大になるための最適流量比と最適風量比と最適負荷分配比をシミュレータ24でシミュレートし、該シミュレータ24で得られた最適負荷分配比に基づいて各冷凍機1, 2の出口冷水温度 $T_{1\text{out}}$, $T_{2\text{out}}$ を制御し、最適流量比、最適風量比に基づいて各冷却塔6, 7の冷却水ポンプ4, 5と冷却塔ファン21a, 21bを制御するようにした。

[0056] 図5は、シミュレータ24が行うシミュレートのステップを示したものである。この場合、各冷凍機1, 2の冷却水ポンプ4, 5の流量比、冷却塔ファン21a, 21bの風量比、各冷凍機1, 2に冷凍負荷比Qを分配する負荷分配比の全ての変数を同時に変えて、冷熱源装置A全体のCOPが最大になる最適負荷分配比もしくは各冷凍機1, 2の出口冷水温度 $T_{1\text{out}}$, $T_{2\text{out}}$ 、最適流量比、最適風量比をシミュレートすることも可能であるが、以下のステップで段階的にシミュレートすることがより好ましい。

[0057] 先ず、シミュレータ24には、制御手段23で算出された冷凍負荷比Q(%)、外気湿球温度TWBが入力されると共に(ステップS101)、冷却水ポンプ4, 5の流量比と、冷却塔ファン21a, 21bの風量比とを任意の定数(任意の固定値を与える)として入力される(ステップS102, S103)。この場合、流量比と風量比は、極端な比率にするのではなく、冷却水ポンプ4, 5や冷却塔ファン21a, 21bの動作範囲の中から適当と思われる比率、例えば50% : 50%に設定することが好ましい。また、冷水流量比 L_{rate} (%)は、上記(2)式から分かるように、冷凍負荷比Q(%)によって一義的に決まる値なので、冷熱源装置Aの運転制御は冷凍負荷比Q(%)を代表因子として使用し、冷水流量比 L_{rate} (%)は冷水ポンプ3の消費電力の計算に使用する。

[0058] 次に、シミュレータ24は、冷凍負荷比Q(%)を高温側冷凍機1と低温側冷凍機2とに配分する負荷分配比を変数として、任意の負荷分配比を入力する(ステップS104)。

[0059] 次に、シミュレータ 24 は、冷熱源装置 A 全体の COP を演算する（ステップ S105）。

[0060] COP の演算は、先ず、高温側と低温側の冷凍機 1、2、冷水ポンプ 3、冷却水ポンプ 4、5、及び冷却塔ファン 21a、21b のそれぞれの消費電力を演算する。即ち、冷凍機 1、2 の消費電力 W_1 、 W_2 は、冷凍機 1、2 の入口の冷水温度データ、冷凍機冷却負荷データに対応した冷凍機の COP が冷凍機メーカーから仕様書の一部として公開されているので、これらのデータを基に冷凍機の COP を推定し、消費電力は次式（3）で計算する。なお、冷凍機 1、2 の入口の冷水温度データは、第 1～第 3 の温度計 12a～12c で計測される。また、冷凍機 1、2 の冷却負荷データは、冷水流量計 11a、第 1 温度計 12a と第 3 温度計 12c の温度差、水の比熱 C_p から演算される。

[0061] [数3]

$$\text{冷凍機の消費電力}(kW) = \frac{Q}{COP} \quad \dots (3)$$

[0062] また、冷水ポンプ 3、冷却水ポンプ 4、5、及び冷却塔ファン 21a、21b の消費電力 W は、これらの機器を駆動する駆動モータの回転周波数を f とし、これらの機器を駆動する駆動モータの定格消費電力（例えば、商用電源周波数が 50Hz 又は 60Hz での消費電力）を W_0 とすると、次式（4）で計算することができる。なお、式（4）において、モータ効率を 0.9 とした。

[0063] [数4]

$$W = \frac{W_0}{(f/50)^3 * 0.9} \quad (\text{商用電源周波数が 50Hz の場合})$$

または \dots (4)

$$W = \frac{W_0}{(f/60)^3 * 0.9} \quad (\text{商用電源周波数が 60Hz の場合})$$

[0064] 次に、求めた各機器の消費電力から冷熱源装置 A 全体の消費電力であるシステム消費電力 W_{sys} および冷熱源装置 A 全体の COP であるシステム COP を次式 (5) により計算する。

[0065] [数5]

$$COP = \frac{Q}{W_{sys}}$$

$$= \frac{Q}{(W_1 + W_2 + W_{cp} + W_{cwp1} + W_{cwp2} + W_{fan1} + W_{fan2})} \quad \dots (5)$$

[0066] W_1 …高温側冷凍機 1 の消費電力 (kW)
 W_2 …低温側冷凍機 2 の消費電力 (kW)
 W_{cp} …冷水ポンプ 3 の消費電力 (kW)
 W_{cwp1} …高温側の冷却水ポンプ 4 の消費電力 (kW)
 W_{cwp2} …低温側の冷却水ポンプ 5 の消費電力 (kW)
 W_{fan1} …高温側の冷却塔ファン 21a の消費電力 (kW)
 W_{fan2} …低温側の冷却塔ファン 21b の消費電力 (kW)

そして、COP が最大になるまで、負荷分配比を変更して (ステップ S106・No、ステップ S107 参照)、ステップ S105 の演算を繰り返す。これにより、高温側と低温側の冷却水ポンプ 4、5 の流量比及び冷却塔ファン 21a、21b の風量比を或る数値で固定したときに冷熱源装置 A の COP が最大になる最適負荷分配比が決まる (ステップ S106・Yes 参照)。

[0067] 次に、シミュレータ 24 は、風量比を変更して (ステップ S108・No、ステップ S109 参照)、同様に、その流量比及び風量比における冷熱源装置 A の COP が最大になる最適負荷分配比を求める (ステップ S104 からステップ S108 参照)。

さらに、シミュレータ 24 は、流量比を変更して (ステップ S110・No、ステップ S111 参照)、同様に、その流量比及び風量比における冷熱源装置 A の COP が最大になる最適負荷分配比を求める (ステップ S103

からステップS 1 1 0参照)。

このようにして、シミュレータ24は、冷却水ポンプ4, 5の流量比、冷却塔ファン21a, 21bの風量比、各冷凍機1, 2の負荷分配比の組み合わせについてCOPを計算し、COPが最大となる冷却水ポンプ4, 5の流量比、冷却塔ファン21a, 21bの風量比、各冷凍機1, 2の負荷分配比の組み合わせを選定する(ステップS 1 1 2)。

[0068] 最後に、シミュレータ24は、COPが最大のときの流量比と風量比を、最適流量比及び最適風量比としてインバータ周波数に換算すると共に、COPが最大のときの最適負荷分配比に対応する高温側冷凍機1の出口冷水温度 $T_{1\text{out}}$ を演算する(ステップS 1 1 3)。なお、本実施形態では、2台の冷凍機1, 2の例で説明したので、最適負荷分配比に対応する最適出口冷水温度は高温側冷凍機1のみでよい。しかし、冷凍機が3台以上の場合には、冷水流れ方向の最下流位置の冷凍機以外の冷凍機について、最適出口冷水温度を演算する。

[0069] そして、シミュレータ24は、最適流量比及び最適風量比を換算したインバータ周波数と、最適出口冷水温度とを制御指令部25に送る。

[0070] 制御指令部25は、冷水流量比に基づいて冷水ポンプ3をインバータ制御すると共に、シミュレータ24によって得られた最適出口冷水温度に基づいて高温側冷凍機1を制御すると共に、最適流量比及び最適風量比を換算したインバータ周波数に基づいて高温側と低温側の冷却水ポンプ4, 5と冷却塔ファン21a, 21bをインバータ制御する。

[0071] これにより、冷却負荷や外気の状態に応じて冷凍機直列型の冷熱源装置A全体の消費電力が最も小さくなるように運転制御することができるので、従来にない省エネを図ることができる。

[0072] しかし、シミュレータ24による図5のシミュレートは、算出された冷凍負荷比 Q (%)、外気湿球温度 TWB 、冷水流量比 L_{rate} (%)を条件として最適負荷分配比、最適流量比、最適風量比を求めたものである。したがって、冷凍負荷比 Q (%)、外気湿球温度 TWB 、冷水流量比 L_{rate} (%)の前提

条件が変動した場合には、新たにシミュレートをし直して最適出口冷水温度、最適流量比、最適風量比を求める必要がある。

[0073] かかる観点から、最適出口冷水温度、最適流量比、及び最適風量比を求める際に、冷凍負荷比 Q (%) 及び外気湿球温度 TWB に応じた制御テーブル（制御表）をシミュレータ 24 に搭載しておくこと、シミュレータ 24 のシミュレート負荷を軽減でき、更なる省エネになる。なお、上記したように、冷水流量比 L_{rate} (%) は冷水ポンプ 3 の消費電力を計算する際に使用するもので、制御テーブルには必要ない。

[0074] 図 6 は、任意の冷凍負荷比 Q (%) と外気湿球温度 TWB について上記のシミュレートを予め行って COP が最大になる冷却水ポンプ 4, 5 の最適流量比を求め、最適流量比のうち高温側の冷却水ポンプ 4 の流量比率をテーブル化したものである。なお、図を省略してあるが、低温側の冷却水ポンプ 5 の流量比率をテーブル化したものも同様に作成する。

[0075] 図 6 の制御テーブルによれば、例えば、冷凍負荷比 Q (%) が 60 % で湿球温度が 10 °C のときには、 COP が最大になる高温側の冷却水ポンプ 4 の流量比率は 75 % になる。また、冷凍負荷比 Q (%) が 10 % で湿球温度が 10 °C のときには、 COP が最大になる高温側の冷却水ポンプ 4 の流量比率は 0 % (ゼロ) になる。これは、冷凍負荷が小さく、高温側の冷凍機 1 を停止し、その冷凍機 1 に冷却水を供給する冷却水ポンプ 4 が停止していることを示している。

[0076] 図 7 は、任意の冷凍負荷比 Q (%) と外気湿球温度 TWB について上記のシミュレートを予め行って COP が最大になる冷却塔ファン 21 a, 21 b の最適風量比を求め、最適風量比のうち高温側の冷却塔ファン 21 a の風量比率をテーブル化したものである。なお、図を省略してあるが、低温側の冷却塔ファン 21 b の風量比率をテーブル化したものも同様に作成する。

[0077] 図 7 のテーブルによれば、例えば、冷凍負荷比 Q (%) が 60 % で湿球温度が 10 °C のときには、 COP が最大になる高温側の冷却塔ファン 21 a の

風量比率は 75% になる。また、冷凍負荷比 Q (%) が 10% で湿球温度が 10℃ のときには、COP が最大になる高温側の冷却塔ファン 21a の風量比率は 0% (ゼロ) になる。これは、冷凍負荷が小さく、高温側の冷凍機 1 を停止し、その冷凍機 1 に供給する冷却水を製造する冷却塔ファン 21a が停止していることを示している。

[0078] 図 8 は、任意の冷凍負荷比 Q (%) と外気湿球温度 TWB について上記のシミュレートを予め行って COP が最大になる最適負荷分配比を求め、最適負荷分配比から高温側冷凍機 1 の最適出口冷水温度をテーブル化したものである。図 8 のテーブルによれば、例えば、冷凍負荷比 Q (%) が 10% で湿球温度が 10℃ のときには、COP が最大になる最適出口冷水温度は 13.4℃ になる。ここで、13.4℃ は、外部負荷装置 B から還流される冷水の温度である。また、冷凍負荷比 Q (%) が 60% で湿球温度が 10℃ のときには、COP が最大になる最適出口冷水温度は 8.9℃ になる。

[0079] なお、図 6～図 8 は、湿球温度は 10℃ から 1℃ 刻みで 30℃ まで示してあるが、この温度範囲に限定するものではない。

[0080] 図 6～図 8 から分かるように、冷凍負荷比 Q (%) が 10～50% の領域は、高温側冷凍機 1 を停止させた場合に COP が最大となる運転制御条件であることを示している。即ち、制御指令部 25 は、高温側冷凍機 1 に対応する冷却水ポンプ 4、冷却塔ファン 21a を停止すると共に、バイパス配管 17b の開閉弁 15 を開弁して、外部負荷装置 B から還流される冷水を低温側冷凍機 2 に直接流すように制御する。

[0081] このように、制御テーブルがあれば、冷凍負荷比 Q (%) と外気湿球温度を取得するだけで、後は制御テーブルから最適負荷分配比もしくは前記各冷凍機の出口冷水温度、最適流量比、最適風量比を選択すればよいので、COP が最大になるための演算を繰り返す必要がなくなる。これにより、シミュレート負荷が顕著に低減できるので、更なる省エネになる。

[0082] また、高温側冷凍機 1 の運転を停止する場合に、バイパス配管 17b の開閉弁 15 を開弁して高温側冷凍機 1 をバイパスして冷水が流れるようにする

ことで、冷水が停止した高温側冷凍機を流れるよりも流通抵抗を小さくできる。これにより、冷水ポンプの負荷を低減できるので更なる省エネになる。

[0083] なお、本実施の形態では、各計測機器の計測値から制御手段 23 が冷凍負荷比 Q (%)、外気湿球温度 T_{WB} 、冷水流量比 L_{rate} (%) を演算してシミュレータ 24 に入力するようにしたが、これらの演算もシミュレータ 24 で行ってもよい。

[0084] <冷熱源装置の他の構成例>

図 9 は、図 1 の別態様であり、複数の冷凍機について 1 台の冷却塔 6 を有し、該冷却塔 6 の冷却塔ファン 21 で冷却した冷却水を複数の冷凍機 1, 2 に各冷却水ポンプで分配する場合である。即ち、冷却塔 6 の冷却塔ファン 21 により冷却された冷却水は、冷却水出口配管 18 を流れる。冷却水出口配管 18 の流れた冷却水は、高温側の冷凍機 1 に冷却水を供給する高温側配管 18A と低温側の冷凍機 2 に冷却水を供給する低温側配管 18B とに分流される。そして、冷凍機 1 で熱交換された冷却水は高温側配管を流れると共に、冷凍機 2 で熱交換された冷却水は低温側配管を流れ、冷却水入口配管に合流して冷却塔に戻る。高温側配管及び低温側配管に、それぞれ冷却水ポンプが設けられ、各冷却水ポンプの回転速度を制御することで冷凍機 1 及び冷凍機 2 へ供給する冷却水の流量比を変えるように構成される。また、図 9 では図 1 に示した温度指示調節計は設けていないが、設けるようにしてもよい。その他の装置構成は、基本的に図 1 と同様である。

[0085] 図 9 の構成の本発明によれば、シミュレータ 24 によるシミュレートは、図 5 の「冷却塔ファンの風量比」を「冷却塔ファンの風量」に置き換えることにより、同様に行うことができる。即ち、 $M = 1 \sim y$ において M が 1 の場合である。

[0086] 図 10 は、図 1 の更に別態様であり、複数の冷凍機 1, 2 について 1 台の冷却塔 6 を有し、該冷却塔 6 の冷却塔ファン 21 で冷却した冷却水を 1 台の冷却水ポンプ 4 で複数の冷凍機 1, 2 の高温側冷凍機 1 から低温側冷凍機 2 に順次供給する場合である。

[0087] 図10の構成の本発明によれば、シミュレータ24によるシミュレートは、図5の「冷却塔ファンの風量比」を「冷却塔ファンの風量」に置き換え、図5の「冷却水ポンプの流量比」を「冷却水ポンプの流量」に置き換えることにより、同様に行うことができる。即ち、 $L = 1 \sim x$ においてLが1で、 $M = 1 \sim y$ においてMが1の場合である。

符号の説明

[0088] A	冷熱源装置
B	外部負荷装置
1, 2	冷凍機
3	冷水ポンプ
4, 5	冷却水ポンプ
6, 7	冷却塔
8, 9 a, 9 b, 10 a, 10 b	インバータ
11 a	冷水流量計
11 b, 11 c	冷却水流量計
12 a	第1温度計
12 b	第2温度計
12 c	第3温度計
13 a, 14 a	入口温度計
13 b, 14 b	出口温度計
15	開閉弁
16 a, 16 b, 16 c, 16 d	温度指示調節計
17 a	冷水配管
17 b	バイパス配管
18, 18 a, 18 b, 18 A, 18 B	冷却水配管
19	外気温度計
20	外気湿度計
21 a, 21 b	冷却塔ファン

- 2 3 制御手段
- 2 4 シミュレータ
- 2 5 制御指令部

請求の範囲

[請求項1]

外部負荷装置に冷水を供給する冷水配管にヒートポンプ式の冷凍機を複数台直列に配設して成り、前記外部負荷装置から還流される冷水を前記冷凍機の蒸発器で冷却して再び外部負荷装置に供給する冷水ポンプと、前記冷凍機の凝縮器に冷却水配管を介して冷却水を供給する冷却水ポンプと、前記冷却水を外気で冷却する冷却塔ファンを有する冷却塔と、を備えた冷熱源装置の運転制御システムにおいて、

前記複数の冷凍機ごとに前記冷却水ポンプ及び冷却塔ファンを有する場合であって、

前記運転制御システムは、

前記冷却塔ファンで前記冷却塔内に取り込む外気の湿球温度と、前記複数台の各冷凍機の設定冷凍能力の合計値に対する実際の冷凍負荷を表す冷凍負荷比と、前記冷水の定格冷水流量に対する実際の冷水流量を表す冷水流量比とを取得する取得手段と、

前記取得した外気湿球温度、冷凍負荷比、冷水流量比の条件下において、各冷凍機の冷却水ポンプの流量比、冷却塔ファンの風量比、及び前記各冷凍機に前記冷凍負荷比を分配する負荷分配比を変数として、前記冷熱源装置全体のCOPが最大になるための最適流量比、最適風量比、及び最適負荷分配比をシミュレートするシミュレータと、

前記冷水流量比に基づいて前記各冷凍機の冷水ポンプを制御すると共に、前記シミュレータで得られた最適負荷分配比に基づいて前記各冷凍機の出口冷水温度を制御し、前記最適流量比、前記最適風量比に基づいて前記各冷却塔の冷却水ポンプと前記冷却塔ファンを制御する制御手段と、を備える

ことを特徴とする冷熱源装置の運転制御システム。

[請求項2]

前記シミュレータには、前記冷凍負荷比と前記外気湿球温度に応じて前記COPが最大になる最適負荷分配比もしくは前記各冷凍機の出口冷水温度、最適流量比、最適風量比の制御テーブルが格納されてお

り、前記取得手段によって取得された前記冷凍負荷比と前記外気湿球温度が前記シミュレータに入力されると、前記シミュレータは前記制御テーブルから前記最適負荷分配比、最適流量比、最適風量比を選択する

ことを特徴とする請求項 1 に記載の冷熱源装置の運転制御システム。

[請求項3]

前記運転制御システムは

前記冷水ポンプの回転速度を可変する第 1 のインバータと、

前記冷却水ポンプの回転速度を可変する第 2 のインバータと、

前記冷却塔ファンの回転速度を可変する第 3 のインバータと、を備え、

前記制御手段は、前記冷水流量比、前記最適流量比、前記風量比をインバータ周波数に換算して前記第 1 から第 3 のインバータに出力することにより、前記冷水ポンプ、前記冷却水ポンプ、前記冷却塔ファンの回転速度をインバータ制御する

ことを特徴とする請求項 1 に記載の冷熱源装置の運転制御システム。

[請求項4]

前記制御手段は、前記複数台の冷凍機のうち前記シミュレータによって前記最適負荷分配比の割り当てが 0 % になった冷凍機については運転を停止すると共に、停止した冷凍機に対応する冷却水ポンプ及び冷却塔ファンを停止する

ことを特徴とする請求項 1 に記載の冷熱源装置の運転制御システム。

[請求項5]

外部負荷装置に冷水を供給する冷水配管にヒートポンプ式の冷凍機を複数台直列に配設して成り、前記外部負荷装置から還流される冷水を前記冷凍機の蒸発器で冷却して再び外部負荷装置に供給する冷水ポンプと、前記冷凍機の凝縮器に冷却水配管を介して冷却水を供給する冷却水ポンプと、前記冷却水を外気で冷却する冷却塔ファンを有する冷却塔と、を備えた冷熱源装置の運転制御システムにおいて、

前記複数の冷凍機について少なくとも 1 台の冷却塔を有し、該冷却塔の冷却塔ファンで冷却した冷却水を前記複数の冷凍機に各冷却水ポン

プで分配する場合であって、

前記運転制御システムは、

前記冷却塔ファンで前記冷却塔内に取り込む外気の湿球温度と、前記複数台の各冷凍機の設定冷凍能力の合計値に対する実際の冷凍負荷を表す冷凍負荷比と、前記冷水の定格冷水流量に対する実際の冷水流量を表す冷水流量比とを取得する取得手段と、

前記取得した外気湿球温度、冷凍負荷比、冷水流量比の条件下において、前記冷却塔ファンの風量、前記各冷凍機の冷却水ポンプの流量比、及び前記各冷凍機に前記冷凍負荷比を分配する負荷分配比を変数として、前記冷熱源装置全体のCOPが最大になるための最適風量、最適流量比、及び最適負荷分配比をシミュレートするシミュレータと、

前記冷水流量比に基づいて前記各冷凍機の冷水ポンプを制御すると共に、前記シミュレータで得られた最適負荷分配比に基づいて前記各冷凍機の出口冷水温度を制御し、前記最適風量及び最適流量比に基づいて前記冷却塔ファン及び冷却水ポンプを制御する制御手段と、を備える

ことを特徴とする冷熱源装置の運転制御システム。

[請求項6]

外部負荷装置に冷水を供給する冷水配管にヒートポンプ式の冷凍機を複数台直列に配設して成り、前記外部負荷装置から還流される冷水を前記冷凍機の蒸発器で冷却して再び外部負荷装置に供給する冷水ポンプと、前記冷凍機の凝縮器に冷却水配管を介して冷却水を供給する冷却水ポンプと、前記冷却水を外気で冷却する冷却塔ファンを有する冷却塔と、を備えた冷熱源装置の運転制御システムにおいて、

前記複数の冷凍機について少なくとも1台の冷却塔を有し、該冷却塔の冷却塔ファンで冷却した冷却水を1台の冷却水ポンプで前記複数の冷凍機の高圧側冷凍機から低圧側冷凍機に順次供給する場合であって、

前記運転制御システムは、

前記冷却塔ファンで前記冷却塔内に取り込む外気の湿球温度と、前記複数台の各冷凍機の設定冷凍能力の合計値に対する実際の冷凍負荷を表す冷凍負荷比と、前記冷水の定格冷水流量に対する実際の冷水流量を表す冷水流量比とを取得する取得手段と、

前記取得した外気湿球温度、冷凍負荷比、冷水流量比の条件下において、前記冷却塔ファンの風量、前記各冷凍機の冷却水ポンプの流量、及び前記各冷凍機に前記冷凍負荷比を分配する負荷分配比を変数として、前記冷熱源装置全体のCOPが最大になるための最適負荷分配比をシミュレートするシミュレータと、

前記冷水流量比に基づいて前記各冷凍機の冷水ポンプを制御すると共に、前記シミュレータで得られた最適負荷分配比に基づいて前記各冷凍機の出口冷水温度を制御し、前記最適風量及び最適流量に基づいて前記冷却塔ファン及び冷却水ポンプを制御する制御手段と、を備える

ことを特徴とする冷熱源装置の運転制御システム。

[請求項7]

前記冷熱源装置は、

前記冷凍機をバイパスするバイパス配管と、を備え、

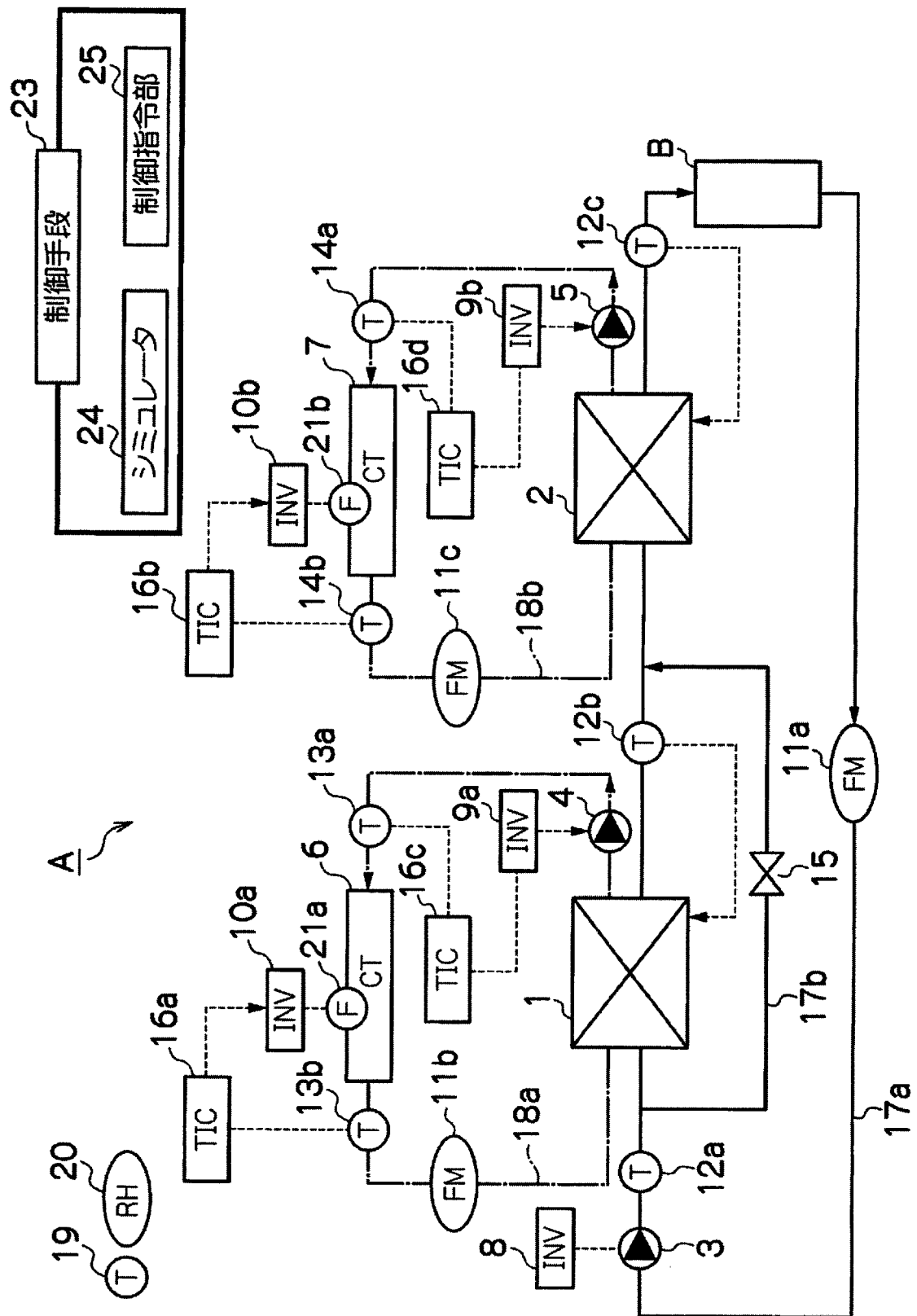
前記運転制御システムは、

前記バイパス配管を開閉する開閉弁と、を備え、

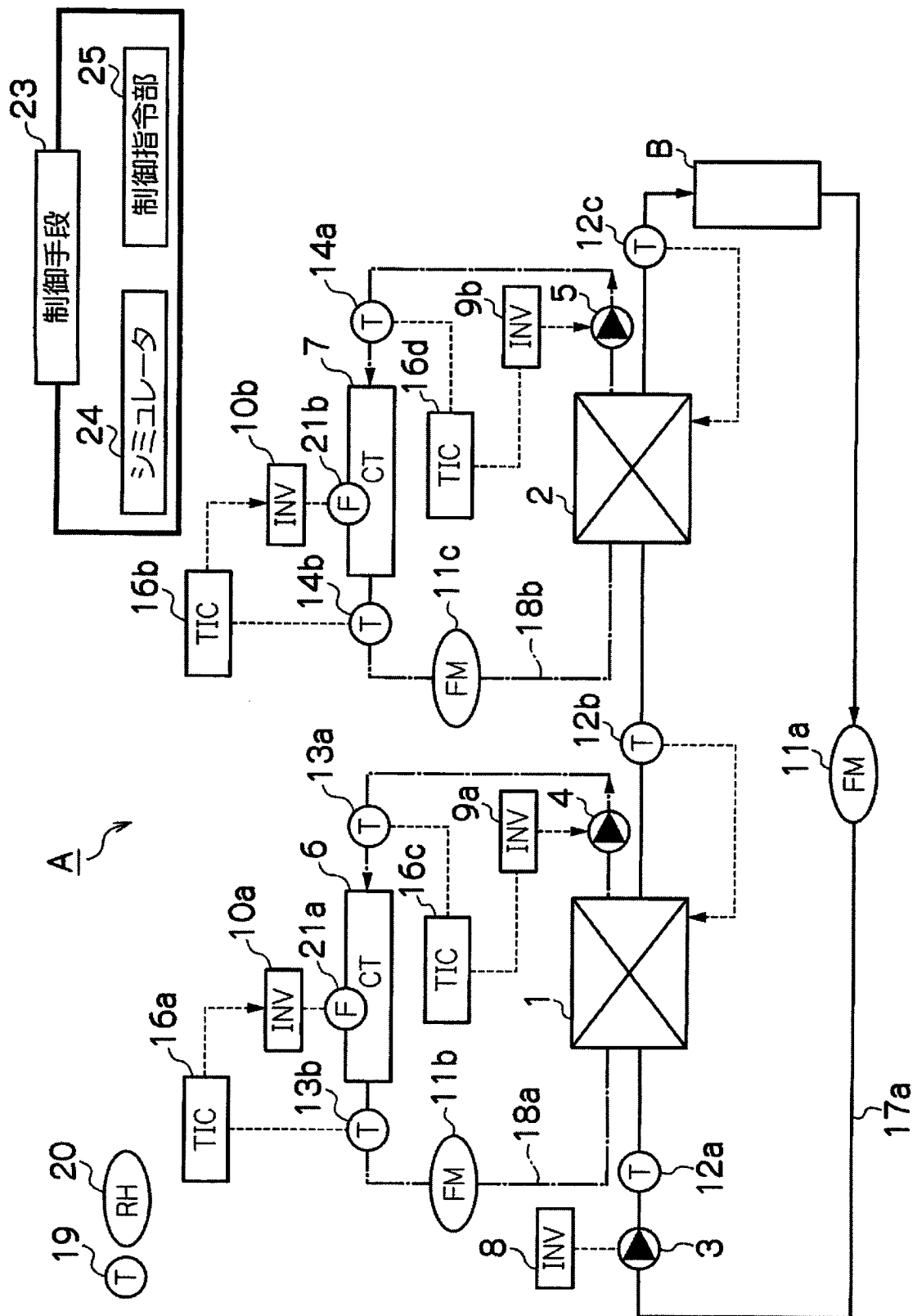
前記制御手段は、運転を停止した冷凍機のバイパス配管の開閉弁を開弁する

ことを特徴とする請求項1、5、6の何れかに記載の冷熱源装置の運転制御システム。

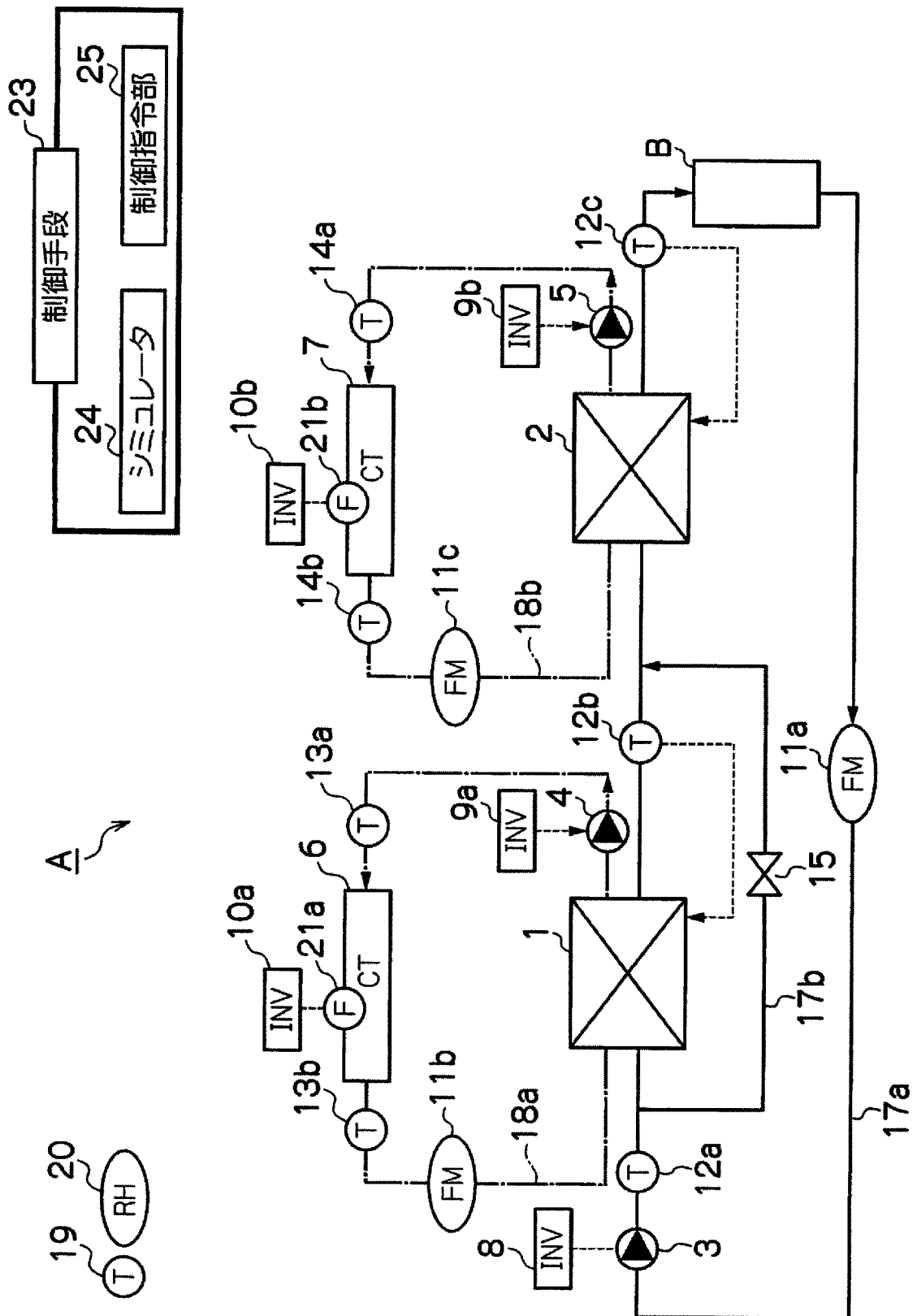
[図1]



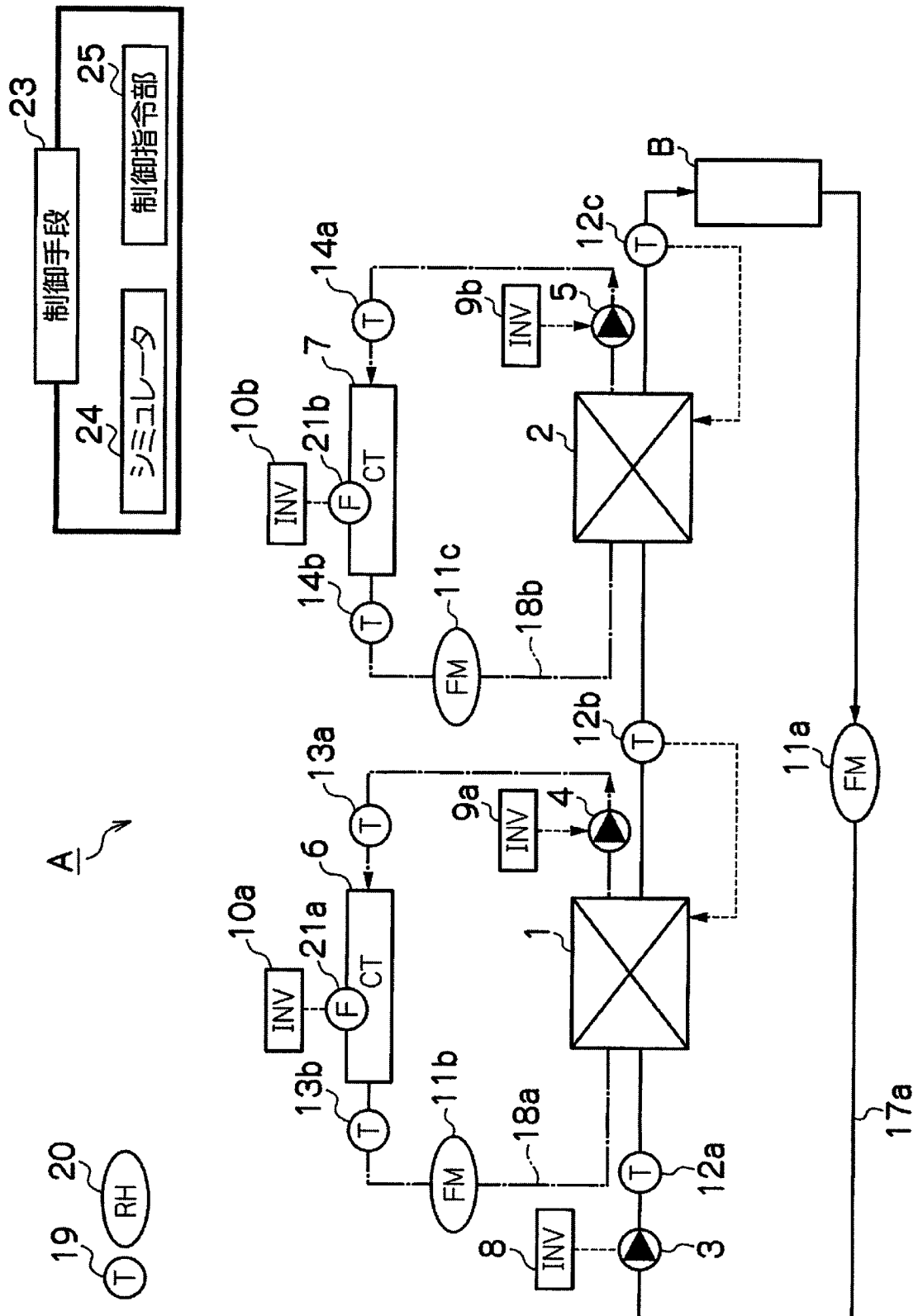
[図2]



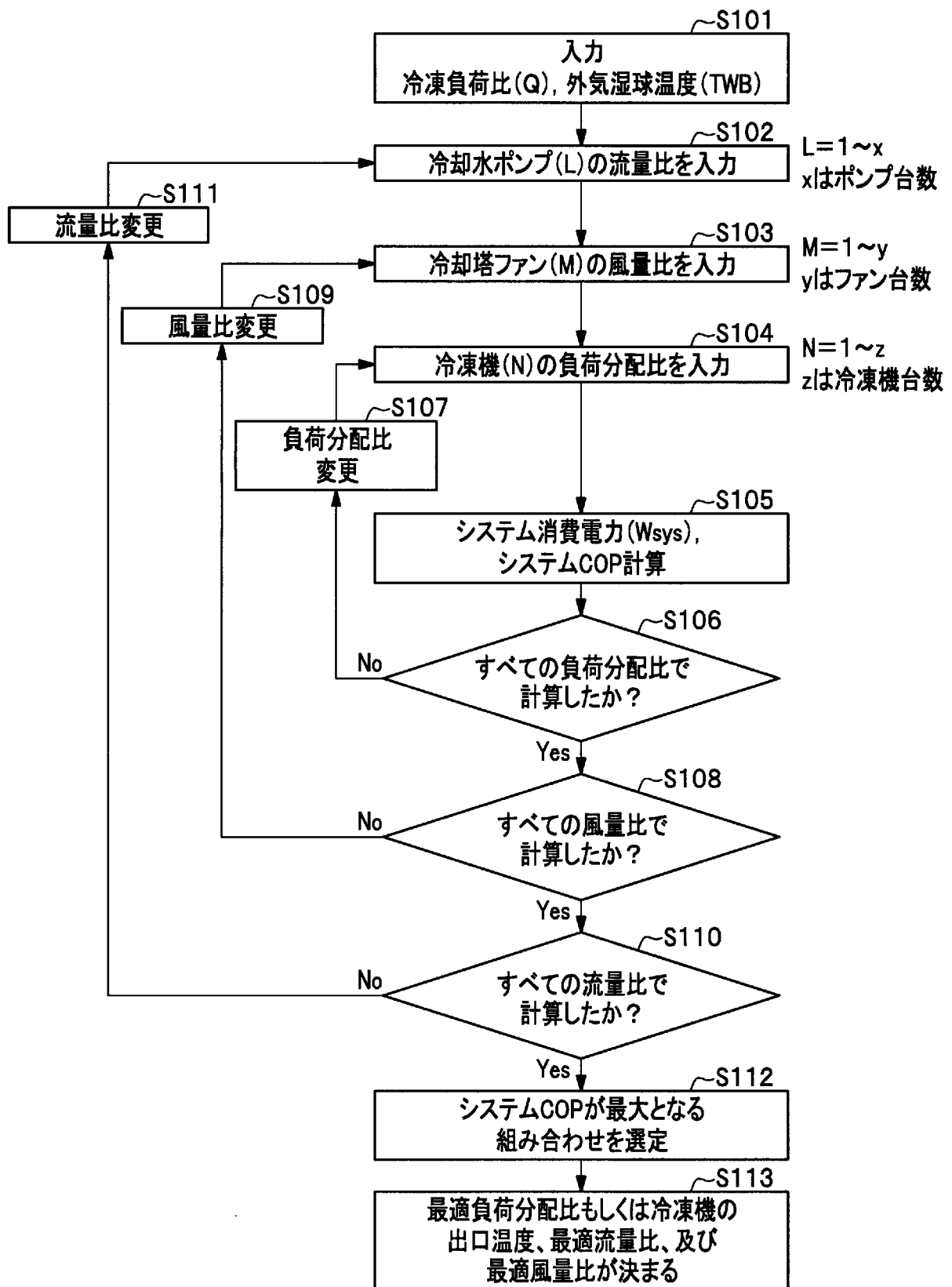
[図3]



[図4]



[図5]



[図6]

冷却負荷比 Q(%)	湿球温度(℃)							
	10	11	12		28	29	30	
10	0	0	0		0	0	0	
20	0	0	0		0	0	0	
30	0	0	0		0	0	0	
40	0	0	0		0	0	0	
50	0	0	0		0	0	0	
60	75	75	75		50	60	100	
70	75	75	75		55	65	100	
80	80	80	85		55	100	100	
90	85	85	90		60	100	100	
100	100	100	100		100	100	100	

高温側の冷却水ポンプの流量比率(%)

[図7]

冷却負荷比 Q(%)	湿球温度(°C)							
	10	11	12		28	29	30	
10	0	0	0		0	0	0	
20	0	0	0		0	0	0	
30	0	0	0		0	0	0	
40	0	0	0		0	0	0	
50	0	0	0		0	0	0	
60	75	75	75		50	60	100	
70	75	75	75		55	65	100	
80	80	80	85		55	100	100	
90	85	85	90		60	100	100	
100	100	100	100		100	100	100	

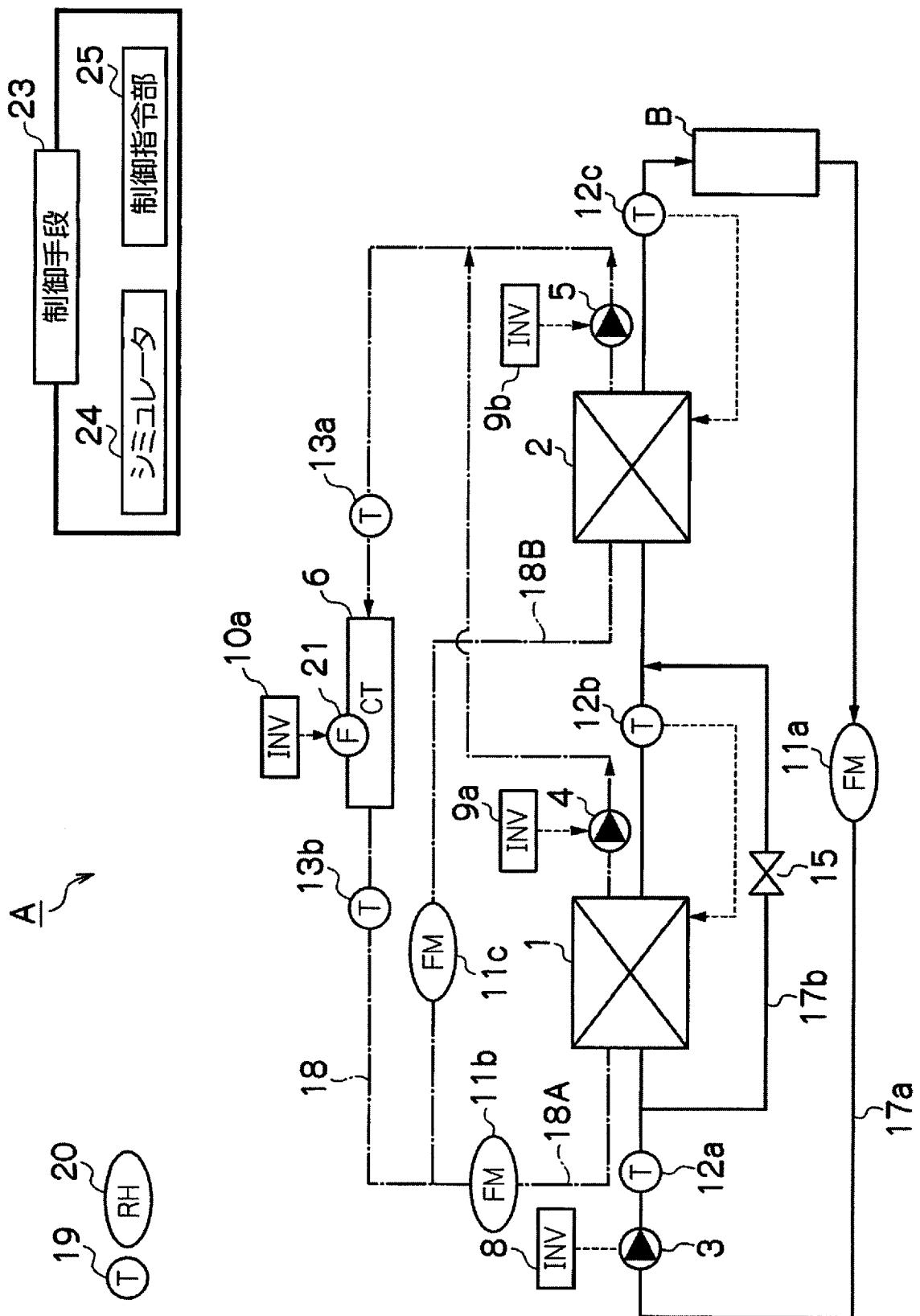
高温側の冷却塔ファンの風量比率(%)

[図8]

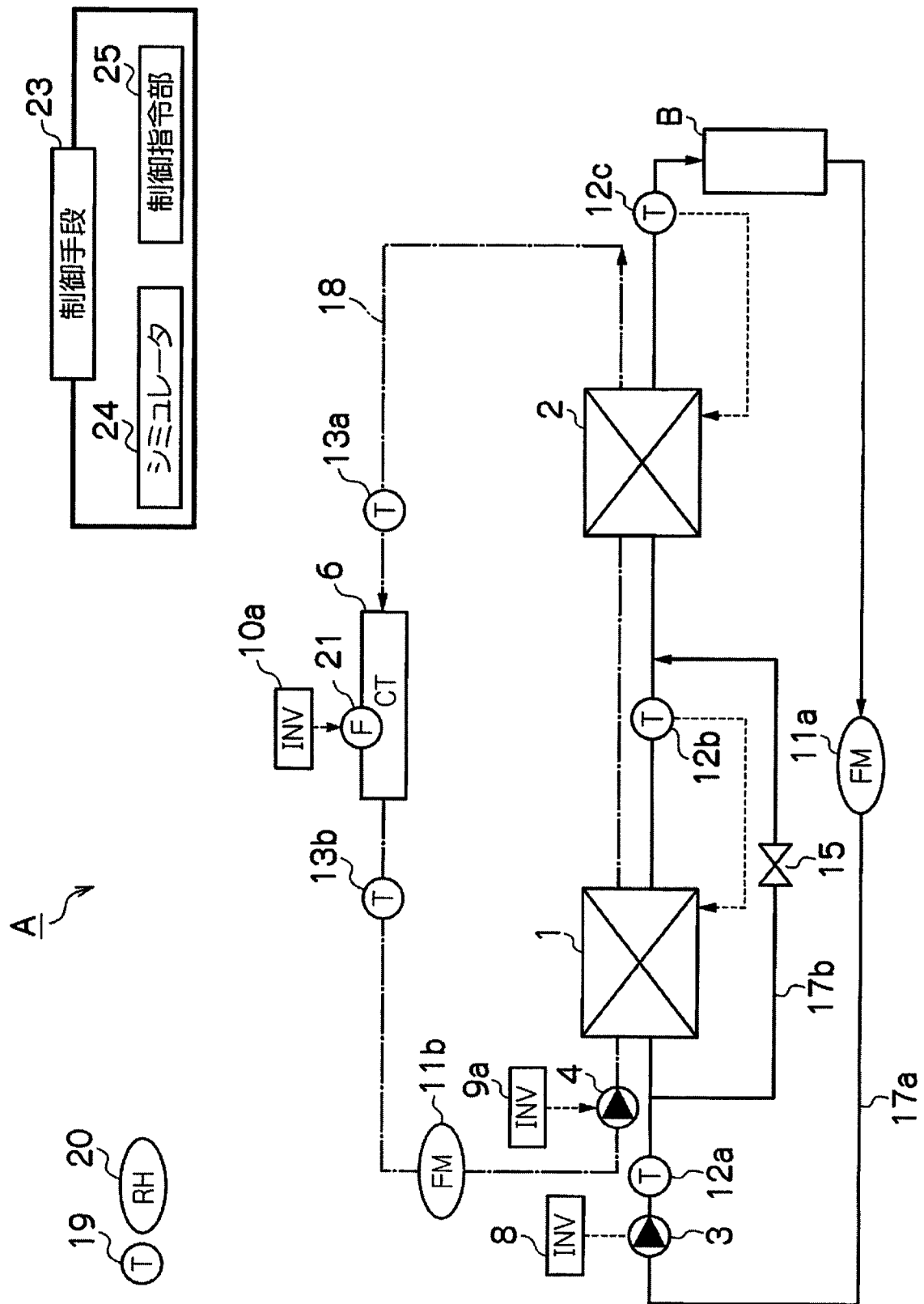
冷却負荷比 Q(%)	湿球温度(℃)							
	10	11	12		28	29	30	
10	13.4	13.4	13.4		13.4	13.4	13.4	
20	13.4	13.4	13.4		13.4	13.4	13.4	
30	13.4	13.4	13.4		13.4	13.4	13.4	
40	13.4	13.4	13.4		13.4	13.4	13.4	
50	13.4	13.4	13.4		13.4	13.4	13.4	
60	8.9	8.9	8.9		8.9	8.9	8.9	
70	8.9	8.9	8.9		8.9	8.9	8.9	
80	8.9	8.9	8.9		8.9	8.9	8.9	
90	8.9	8.9	8.9		8.9	8.9	8.9	
100	8.9	8.9	8.9		8.9	8.9	8.9	

高温側冷凍機の出口冷水温度(℃)

[図9]



[図10]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/060665

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F24F11/02(2006.01)i, F24F5/00(2006.01)i, F28C1/00(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)

F24F11/02, F24F5/00, F28C1/00

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 1996-2012

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2012 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2012

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.
Y	JP 61-225528 A (Yamatake-Honeywell Co., Ltd.), 07 October 1986 (07.10.1986), claims (Family: none)	1-7
Y	JP 2008-134013 A (Tonets Corp.), 12 June 2008 (12.06.2008), paragraphs [0018] to [0020] (Family: none)	1-7
A	JP 2011-2111 A (Shimizu Corp.), 06 January 2011 (06.01.2011), entire text; all drawings (Family: none)	1-7



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
12 July, 2012 (12.07.12)Date of mailing of the international search report
24 July, 2012 (24.07.12)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/060665

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2010-270970 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 02 December 2010 (02.12.2010), entire text; all drawings (Family: none)	1-7
A	JP 2010-236728 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 21 October 2010 (21.10.2010), entire text; all drawings & EP 2416082 A1 & WO 2010/113850 A1 & CN 102341656 A	1-7

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F24F11/02(2006.01)i, F24F5/00(2006.01)i, F28C1/00(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（I P C））

Int.Cl. F24F11/02, F24F5/00, F28C1/00

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	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 2 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 2 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 2 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
Y	JP 61-225528 A（山武ハネウエル株式会社）1986.10.07, 特許請求の範囲（ファミリーなし）	1 - 7
Y	JP 2008-134013 A（東洋熱工業株式会社）2008.06.12, 段落【0018】 - 【0020】（ファミリーなし）	1 - 7
A	JP 2011-2111 A（清水建設株式会社）2011.01.06, 全文、全図（ファミリーなし）	1 - 7

☒ 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

1 2 . 0 7 . 2 0 1 2

国際調査報告の発送日

2 4 . 0 7 . 2 0 1 2

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）
郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5
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）

武内 俊之

3 M

3 7 2 3

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 7 7

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	JP 2010-270970 A (三菱重工業株式会社) 2010. 12. 02, 全文、全図 (ファミリーなし)	1 - 7
A	JP 2010-236728 A (三菱重工業株式会社) 2010. 10. 21, 全文、全図 & EP 2416082 A1 & WO 2010/113850 A1 & CN 102341656 A	1 - 7