

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号
特許第4865397号
(P4865397)

(45) 発行日 平成24年2月1日(2012.2.1)

(24) 登録日 平成23年11月18日(2011.11.18)

(51) Int.Cl.

F I

F 2 4 F 11/02 (2006.01)

F 2 4 F 11/02 G

F 2 4 F 5/00 (2006.01)

F 2 4 F 5/00 1 O 1 Z

請求項の数 6 (全 23 頁)

(21) 出願番号	特願2006-119761 (P2006-119761)	(73) 特許権者	000006666
(22) 出願日	平成18年4月24日 (2006.4.24)		株式会社山武
(65) 公開番号	特開2007-292374 (P2007-292374A)		東京都千代田区丸の内2丁目7番3号
(43) 公開日	平成19年11月8日 (2007.11.8)	(74) 代理人	100064621
審査請求日	平成21年3月26日 (2009.3.26)		弁理士 山川 政樹
		(74) 代理人	100098394
			弁理士 山川 茂樹
		(72) 発明者	竹迫 雅史
			東京都千代田区丸の内2丁目7番3号 株
			式会社 山武内
		(72) 発明者	中山 俊信
			東京都千代田区丸の内2丁目7番3号 株
			式会社 山武内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 熱源変流量制御装置および方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

少なくとも1台は運転効率が異なる第1～第N（N≧2）の熱源機と、この第1～第Nの熱源機に対して補機として各個に設けられた少なくとも1台は流量の制御が可能な第1～第Nのポンプと、前記第1～第Nの熱源機からの熱源水を受ける往ヘッダと、この往ヘッダから送水される熱源水の供給を受ける外部負荷と、この外部負荷において熱交換された熱源水を前記第1～第Nのポンプを介して前記第1～第Nの熱源機に戻す還ヘッダと、前記往ヘッダと前記還ヘッダとを連通するバイパス管路と、前記外部負荷において熱交換された熱源水の流量を負荷流量として計測する流量計とを備えた熱源システムに用いられ、前記負荷流量に基づいて前記第1～第Nのポンプからの前記第1～第Nの熱源機への熱源水の流量を制御する熱源変流量制御装置において、

前記第1～第Nの熱源機の少なくとも2つが同時に運転される場合、その運転される熱源機の運転効率に応じて、前記負荷流量を前記同時に運転される熱源機への熱源水の流量として配分する負荷流量配分手段を備え、

前記熱源システムは、
前記第1～第Nの熱源機として運転効率が異なる第1および第2の熱源機を備え、
前記負荷流量配分手段は、
前記第1および第2の熱源機が同時に運転される場合、運転効率が良い方の熱源機に、前記負荷流量をその熱源機の容量に応じた按分流量よりも多く配分することを特徴とする熱源変流量制御装置。

【請求項 2】

少なくとも 1 台は運転効率が異なる第 1 ～ 第 N (N ≥ 2) の熱源機と、この第 1 ～ 第 N の熱源機に対して補機として各個に設けられた少なくとも 1 台は流量の制御が可能な第 1 ～ 第 N のポンプと、前記第 1 ～ 第 N の熱源機からの熱源水を受ける往ヘッダと、この往ヘッダから送水される熱源水の供給を受ける外部負荷と、この外部負荷において熱交換された熱源水を前記第 1 ～ 第 N のポンプを介して前記第 1 ～ 第 N の熱源機に戻す還ヘッダと、前記往ヘッダと前記還ヘッダとを連通するバイパス管路と、前記外部負荷において熱交換された熱源水の流量を負荷流量として計測する流量計とを備えた熱源システムに用いられ、前記負荷流量に基づいて前記第 1 ～ 第 N のポンプからの前記第 1 ～ 第 N の熱源機への熱源水の流量を制御する熱源変流量制御装置において、

10

前記第 1 ～ 第 N の熱源機の少なくとも 2 つが同時に運転される場合、その運転される熱源機の運転効率に応じて、前記負荷流量を前記同時に運転される熱源機への熱源水の流量として配分する負荷流量配分手段を備え、

前記熱源システムは、

前記第 1 ～ 第 N の熱源機として部分負荷時の運転効率が良い第 1 の熱源機および最大負荷時の運転効率が良い第 2 の熱源機を備え、

前記負荷流量配分手段は、

前記第 1 および第 2 の熱源機が同時に運転される場合、最大負荷時の運転効率が良い前記第 2 の熱源機に、前記負荷流量をその熱源機の容量に応じた按分流量よりも多く配分する

20

ことを特徴とする熱源変流量制御装置。

【請求項 3】

請求項 1 又は 2 に記載された熱源変流量制御装置において、

前記負荷流量配分手段は、

前記第 1 の熱源機へ入る放熱熱媒の温度に基づいて前記第 2 の熱源機に前記負荷流量を多く配分するか否かの判断を行う

ことを特徴とする熱源変流量制御装置。

【請求項 4】

少なくとも 1 台は運転効率が異なる第 1 ～ 第 N (N ≥ 2) の熱源機と、この第 1 ～ 第 N の熱源機に対して補機として各個に設けられた少なくとも 1 台は流量の制御が可能な第 1 ～ 第 N のポンプと、前記第 1 ～ 第 N の熱源機からの熱源水を受ける往ヘッダと、この往ヘッダから送水される熱源水の供給を受ける外部負荷と、この外部負荷において熱交換された熱源水を前記第 1 ～ 第 N のポンプを介して前記第 1 ～ 第 N の熱源機に戻す還ヘッダと、前記往ヘッダと前記還ヘッダとを連通するバイパス管路と、前記外部負荷において熱交換された熱源水の流量を負荷流量として計測する流量計とを備えた熱源システムに適用され、前記負荷流量に基づいて前記第 1 ～ 第 N のポンプからの前記第 1 ～ 第 N の熱源機への熱源水の流量を制御する熱源変流量制御方法において、

30

前記第 1 ～ 第 N の熱源機の少なくとも 2 つが同時に運転される場合、その運転される熱源機の運転効率に応じて、前記負荷流量を前記同時に運転される熱源機への熱源水の流量として配分する負荷流量配分ステップとを備え、

40

前記熱源システムは、

前記第 1 ～ 第 N の熱源機として運転効率が異なる第 1 および第 2 の熱源機を備え、

前記負荷流量配分ステップは、

前記第 1 および第 2 の熱源機が同時に運転される場合、運転効率が良い方の熱源機に、前記負荷流量をその熱源機の容量に応じた按分流量よりも多く配分する

ことを特徴とする熱源変流量制御方法。

【請求項 5】

少なくとも 1 台は運転効率が異なる第 1 ～ 第 N (N ≥ 2) の熱源機と、この第 1 ～ 第 N の熱源機に対して補機として各個に設けられた少なくとも 1 台は流量の制御が可能な第 1 ～ 第 N のポンプと、前記第 1 ～ 第 N の熱源機からの熱源水を受ける往ヘッダと、この往へ

50

ッダから送水される熱源水の供給を受ける外部負荷と、この外部負荷において熱交換された熱源水を前記第 1 ～ 第 N のポンプを介して前記第 1 ～ 第 N の熱源機に戻す還ヘッドと、前記往ヘッドと前記還ヘッドとを連通するバイパス管路と、前記外部負荷において熱交換された熱源水の流量を負荷流量として計測する流量計とを備えた熱源システムに適用され、前記負荷流量に基づいて前記第 1 ～ 第 N のポンプからの前記第 1 ～ 第 N の熱源機への熱源水の流量を制御する熱源変流量制御方法において、

前記第 1 ～ 第 N の熱源機の少なくとも 2 つが同時に運転される場合、その運転される熱源機の運転効率に応じて、前記負荷流量を前記同時に運転される熱源機への熱源水の流量として配分する負荷流量配分ステップとを備え、

前記熱源システムは、

前記第 1 ～ 第 N の熱源機として部分負荷時の運転効率が良い第 1 の熱源機および最大負荷時の運転効率が良い第 2 の熱源機を備え、

前記負荷流量配分ステップは、

前記第 1 および第 2 の熱源機が同時に運転される場合、最大負荷時の運転効率が良い前記第 2 の熱源機に、前記負荷流量をその熱源機の容量に応じた按分流量よりも多く配分する

ことを特徴とする熱源変流量制御方法。

【請求項 6】

請求項 4 又は 5 に記載された熱源変流量制御方法において、

前記負荷流量配分ステップは、

前記第 1 の熱源機へ入る放熱熱媒の温度に基づいて前記第 2 の熱源機に前記負荷流量を多く配分するか否かの判断を行う

ことを特徴とする熱源変流量制御方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、還ヘッドに戻される熱源水の流量（負荷流量）に基づいて熱源機に対して補機として設けられているポンプの回転数を制御する熱源変流量制御装置および方法に関するものである。

【背景技術】

【0002】

〔従来例 1〕

図 18 に従来の熱源システム（2 次ポンプ方式の熱源システム）の計装図を示す（例えば、特許文献 1 参照）。同図において、1 - 1, 1 - 2 は熱源機、2 - 1, 2 - 2 は熱源機 1 - 1, 1 - 2 への熱源水の循環通路に補機として各個に設けられた 1 次ポンプ、3 は熱源機 1 - 1, 1 - 2 からの熱源水を混合する往ヘッド、4 は往水管路、5 は往ヘッド 3 から往水管路 4 を介して送られてくる熱源水の供給を受ける外部負荷（空調機、ファンコイルなどの熱負荷）、6 は還水管路、7 は外部負荷 5 への熱源水の供給量をその負荷状態に応じて調整するバルブである。

【0003】

8 は外部負荷 5 において熱交換され還水管路 6 を介して送られてくる熱源水が戻される還ヘッド、9 は往ヘッド 3 と還ヘッド 8 とを連通させるバイパス管路、10 は往ヘッド 3 から外部負荷 5 への熱源水の温度を往水温度 T_S として計測する往水温度センサ、11 は還ヘッド 8 に戻される熱源水の温度を還水温度 T_R として計測する還水温度センサ、12 は還ヘッド 8 に戻される熱源水の流量を負荷流量 F として計測する流量計、13 は制御装置である。

【0004】

往ヘッド 3 は、第 1 の往ヘッド 3 - 1 と第 2 の往ヘッド 3 - 2 とから構成され、往ヘッド 3 - 1 と 3 - 2 との間には、往ヘッド 3 - 1 からの熱源水を往ヘッド 3 - 2 へ圧送する 2 次ポンプ 14 - 1 ～ 14 - 3 が設けられている。また、往ヘッド 3 - 1 と往ヘッド 3 -

10

20

30

40

50

2 との間には、バルブ 15 と差圧計 16 が設けられており、2 次ポンプ 14 - 1 ~ 14 - 3、バルブ 15 および差圧計 16 に対しては 2 次ポンプ制御装置 17 が設けられている。2 次ポンプ制御装置 17 は、流量計 12 からの負荷流量 F を入力として 2 次ポンプ 14 - 1 ~ 14 - 3 の運転台数を制御すると共に、差圧計 16 が検出する往ヘッダ 3 - 1 と 3 - 2 との間の差圧 P を一定に保つように、バルブ 15 の開度を制御する。

【0005】

この熱源システムにおいて、1 次ポンプ 2 - 1, 2 - 2 により圧送された送水は、熱源機 1 - 1, 1 - 2 により熱源水とされ、往ヘッダ 3 において混合され、往水管路 4 を介して外部負荷 5 へ供給される。そして、外部負荷 5 において熱交換され、還水管路 6 を介して還ヘッダ 8 に戻され、再び 1 次ポンプ 2 - 1, 2 - 2 によって圧送され、以上の経路を循環する。例えば、熱源機 1 - 1, 1 - 2 を冷凍機とした場合、熱源水は冷水とされ、上述した経路を循環する。熱源機 1 - 1, 1 - 2 を加熱機とした場合、熱源水は温水とされ、上述した経路を循環する。

10

【0006】

なお、この熱源システムにおいて、1 次ポンプ 2 - 1, 2 - 2 は、熱源機 1 - 1, 1 - 2 と連動してオン/オフ（運転/停止）される。また、熱源機 1 - 1, 1 - 2 を冷凍機とする場合、熱源機 1 - 1, 1 - 2 には補機として冷却塔 18 - 1, 18 - 2 が設けられる。冷却塔 18 (18 - 1, 18 - 2) は、冷却水ポンプ GP と冷却塔ファン GF とを備え、冷却塔ファン GF で生成される冷却水を冷却水ポンプ GP によって熱源機 1 (1 - 1, 1 - 2) へ圧送する。

20

【0007】

また、この熱源システムにおいて、制御装置 13 は、往水温度センサ 10 からの往水温度 TS 、還水温度センサ 11 からの還水温度 TR および流量計 12 からの負荷流量 F とから、 $F \times (TR - TS) = Q$ として現在の負荷熱量 Q を求め、この求めた現在の負荷熱量 Q に基づいて熱源機 1 - 1, 1 - 2 の運転台数を制御する。

【0008】

例えば、制御装置 13 は、予め定められている運転順序テーブルに従い、負荷熱量 Q が所定値 Q_1 に達するまでは指定順位 1 番の熱源機 1 - 1 を運転し、負荷熱量 Q が所定値 Q_1 を越えれば、熱源機 1 - 1 に加えて指定順位 2 番の熱源機 1 - 2 の運転を開始する。なお、この熱源機 1 - 1, 1 - 2 の運転中、熱源機 1 - 1, 1 - 2 に対して設けられている 1 次ポンプ 2 - 1, 2 - 2 は、定格回転で運転され、それぞれ一定の流量の熱源水を熱源機 1 - 1, 1 - 2 に環流する。

30

【0009】

この熱源システムでは、外部負荷 5 に供給される負荷流量 F に関係なく 1 次ポンプ 2 が一定流量の熱源水を熱源機 1 に環流するため、余剰な熱源水がバイパス管路 9 を流れるものとなり、1 次ポンプ 2 による搬送動力の無駄が生じる。

【0010】

〔従来例 2〕

そこで、特許文献 2 では、図 19 に示すように、1 次ポンプ 2 - 1, 2 - 2 にインバータ 19 - 1, 19 - 2 を設け、1 次ポンプ 2 - 1, 2 - 2 の回転数を制御可能な構成としている。この熱源システムにおいて、制御装置 13 (13') は、熱源機 1 - 1, 1 - 2 が等能力（等容量）の場合、流量計 12 によって計測された負荷流量 F を現在運転している熱源機 1 の運転台数 n で除して按分流量 F_i を求め、この按分流量 F_i に応じて現在運転している熱源機 1 に対して設けられている 1 次ポンプ 2 の回転数を制御する。

40

【0011】

例えば、図 19 において、熱源機 1 - 1, 1 - 2 が等能力の熱源機であり、2 台運転中であるとする。また、1 次ポンプ 2 - 1, 2 - 2 の定格流量（定格ポンプ能力）をそれぞれ $100 \text{ m}^3 / \text{h}$ 、流量計 12 によって計測された負荷流量 F を $150 \text{ m}^3 / \text{h}$ とする。

【0012】

この場合、制御装置 13 は、負荷流量 F を熱源機 1 の運転台数 2 で除して按分流量 F_i

50

= $75 \text{ m}^3 / \text{h}$ を求め、熱源機 1 - 1 , 1 - 2 への熱源水の流量が $75 \text{ m}^3 / \text{h}$ となるように、すなわち熱源機 1 - 1 と 1 - 2 の負荷率が同じとなるように、インバータ 19 - 1 , 19 - 2 にインバータ出力 (INV 出力) を与え、1 次ポンプ 2 - 1 , 2 - 2 の回転数を制御する。

【0013】

これにより、運転中の熱源機 1 - 1 , 1 - 2 から出力される熱源水の流量の合計が $150 \text{ m}^3 / \text{h}$ となり、計測された負荷流量 F と等しくなる。したがって、バイパス管路 9 に流れる熱源水の流量が零となって、搬送動力の無駄が生じず、省エネルギーが図られるものとなる。

【0014】

【特許文献 1】特開 2002 - 89935 号公報

【特許文献 2】特開 2004 - 101104 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0015】

しかしながら、上述した従来例 2 の熱源システム (図 19) では、熱源機 1 - 1 と 1 - 2 の運転効率が異なる場合、運転効率が悪い熱源機での処理熱量が多くなり、トータルの熱源機の運転コストが増大するという問題があった。

【0016】

例えば、図 20 に示すように、熱源機 1 - 1 をターボ冷凍機、熱源機 1 - 2 を吸収式冷凍機とした場合、ターボ冷凍機の運転効率を示す成績係数 (COP) は 6 程度であるのに対し、吸収式冷凍機の COP は 1 程度であり、熱源機 1 - 1 の方が熱源機 1 - 2 よりも格段に運転効率が良いものとなる。この場合、従来例 2 の熱源システムでは、運転効率の良い悪いに拘わらず、負荷率が同じとなるように熱源機 1 - 1 , 1 - 2 に均等に負荷流量が配分されるので、運転効率が悪い熱源機 1 - 2 での処理熱量が多くなり、トータルの熱源機の運転コストが増大する。

【0017】

この問題は、熱源機 1 - 1 , 1 - 2 が等能力 (等容量) である場合に限らず、異能力 (異容量) である場合にも同様に生じる。例えば、図 21 に示すように、熱源機 1 - 1 と熱源機 1 - 2 との能力比が 2 : 1 であるとする。また、1 次ポンプ 2 - 1 の定格ポンプ能力を $200 \text{ m}^3 / \text{h}$ 、1 次ポンプ 2 - 2 の定格ポンプ能力を $100 \text{ m}^3 / \text{h}$ 、流量計 12 によって計測された負荷流量 F を $210 \text{ m}^3 / \text{h}$ とする。この場合、制御装置 13' は、負荷流量 F を熱源機 1 - 1 と 1 - 2 との能力比で分配し、熱源機 1 - 1 への熱源水の流量を $140 \text{ m}^3 / \text{h}$ 、熱源機 1 - 2 への熱源水の流量を $70 \text{ m}^3 / \text{h}$ とするように、1 次ポンプ 2 - 1 , 2 - 2 の回転数を制御する。これにより、負荷率が同じとなるように熱源機 1 - 1 , 1 - 2 に均等に負荷流量が配分される。ここで、例えば、熱源機 1 - 1 をターボ冷凍機、熱源機 1 - 2 を吸収式冷凍機とすると、運転効率が悪い熱源機 1 - 2 (吸収式冷凍機) での処理熱量が多くなり、トータルの熱源機の運転コストが増大する。

【0018】

また、熱源機 1 - 1 , 1 - 2 の内、一方を部分負荷時の運転効率が良い熱源機とし、他方を最大負荷時の運転効率が良い熱源機としたような場合にも、トータルの熱源機の運転コストが増大するという問題が生じる。例えば、圧縮機にインバータを付設したインバータ式のターボ冷凍機 (以下、INV ターボ冷凍機と呼ぶ) は、一般的に部分負荷時の運転効率が良くなるという特性 (図 22 参照) を持っている。これに対して、通常のターボ冷凍機 (定速のターボ冷凍機 (以下、単にターボ冷凍機と呼ぶ)) は、最大負荷時の運転効率が最も良いという特性 (図 23 参照) を持っている。ここで、例えば、図 24 に示すように、熱源機 1 - 1 を INV ターボ冷凍機、熱源機 1 - 2 をターボ冷凍機とし、負荷率が同じとなるように熱源機 1 - 1 , 1 - 2 に均等に負荷流量 F を配分すると、負荷率が高い場合には熱源機 1 - 1 の運転効率が悪くなり、負荷率が低い場合には熱源機 1 - 2 の運転効率が悪くなり、トータルの熱源機の運転コストが増大する。

10

20

30

40

50

【 0 0 1 9 】

本発明は、このような課題を解決するためになされたもので、その目的とするところは、トータルの熱源機の運転コストを低減することが可能な熱源変流量制御装置および方法を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 2 0 】

このような目的を達成するために本発明は、少なくとも1台は運転効率が異なる第1～第N($N \geq 2$)の熱源機と、この第1～第Nの熱源機に対して補機として各個に設けられた少なくとも1台は流量の制御が可能な第1～第Nのポンプと、第1～第Nの熱源機からの熱源水を受ける往ヘッダと、この往ヘッダから送水される熱源水の供給を受ける外部負荷と、この外部負荷において熱交換された熱源水を第1～第Nのポンプを介して第1～第Nの熱源機に戻す還ヘッダと、往ヘッダと還ヘッダとを連通するバイパス管路と、外部負荷において熱交換された熱源水の流量を負荷流量として計測する流量計とを備えた熱源システムに用いられ、負荷流量に基づいて第1～第Nのポンプからの第1～第Nの熱源機への熱源水の流量を制御する熱源変流量制御装置において、第1～第Nの熱源機の少なくとも2つが同時に運転される場合、その運転される熱源機の運転効率に応じて、負荷流量を同時に運転される熱源機への熱源水の流量として配分する負荷流量配分手段を備え、熱源システムは、第1～第Nの熱源機として運転効率が異なる第1および第2の熱源機を備え、負荷流量配分手段は、第1および第2の熱源機が同時に運転される場合、運転効率が良い方の熱源機に、負荷流量をその熱源機の容量に応じた按分流量よりも多く配分することを特徴とする。この発明では、運転効率が異なる第1および第2の熱源機が同時に運転される場合、運転効率が良い方の熱源機に、その熱源機の容量に応じた按分流量よりも多く負荷流量を配分する。これにより、運転効率が悪い熱源機での処理熱量が減り、運転効率が良い熱源機での処理熱量が増え、トータルの熱源機の運転コストが低減する。

【 0 0 2 1 】

また、本発明は、少なくとも1台は運転効率が異なる第1～第N($N \geq 2$)の熱源機と、この第1～第Nの熱源機に対して補機として各個に設けられた少なくとも1台は流量の制御が可能な第1～第Nのポンプと、第1～第Nの熱源機からの熱源水を受ける往ヘッダと、この往ヘッダから送水される熱源水の供給を受ける外部負荷と、この外部負荷において熱交換された熱源水を第1～第Nのポンプを介して第1～第Nの熱源機に戻す還ヘッダと、往ヘッダと還ヘッダとを連通するバイパス管路と、外部負荷において熱交換された熱源水の流量を負荷流量として計測する流量計とを備えた熱源システムに用いられ、負荷流量に基づいて第1～第Nのポンプからの第1～第Nの熱源機への熱源水の流量を制御する熱源変流量制御装置において、第1～第Nの熱源機の少なくとも2つが同時に運転される場合、その運転される熱源機の運転効率に応じて、負荷流量を同時に運転される熱源機への熱源水の流量として配分する負荷流量配分手段を備え、熱源システムは、第1～第Nの熱源機として部分負荷時の運転効率が良い第1の熱源機および最大負荷時の運転効率が良い第2の熱源機を備え、負荷流量配分手段は、第1および第2の熱源機が同時に運転される場合、最大負荷時の運転効率が良い第2の熱源機に、負荷流量をその熱源機の容量に応じた按分流量よりも多く配分することを特徴とする。この発明では、部分負荷時の運転効率が良い第1の熱源機と最大負荷時の運転効率が良い第2の熱源機とが同時に運転される場合、最大負荷時の運転効率が良い第2の熱源機に、その熱源機の容量に応じた按分流量よりも多く負荷流量を配分する。これにより、最大負荷時の運転効率が良い第2の熱源機の負荷率が上がり、部分負荷時の運転効率が良い第1の熱源機の負荷率が下がり、第1の熱源機と第2の熱源機がともに運転効率が良い状態で能力を発揮し、トータルの熱源機の運転コストが低減する。

【 0 0 2 2 】

なお、本発明において、第2の熱源機に負荷流量を多く配分するか否かの判断は、第1の熱源機へ入る放熱熱媒の温度に基づいて行うようにするとよい。例えば、INVTターボ冷凍機は、部分負荷時の運転効率が良い熱源機であるが、放熱熱媒(例えば、冷却塔から

10

20

30

40

50

の冷却水)の温度が高くなると、部分負荷時の運転効率が落ち、ターボ冷凍機と同じような最大負荷時の運転効率が良い特性となる傾向がある。そこで、第1の熱源機としてIN Vターボ冷凍機を用いるような場合には、例えば、第1の熱源機へ入る放熱熱媒の温度に閾値を定め、放熱熱媒の温度が閾値を超えた場合、第2の熱源機に負荷流量を多く配分するのを止め、負荷率を同じとするように第1の熱源機と第2の熱源機に均等に負荷流量を配分するようにする。

【0023】

なお、放熱熱媒の温度に対する閾値を細かく定め、第2の熱源機に負荷流量を多く配分するのを止めた場合、放熱熱媒の温度に応じて、負荷率を同じとするように第1の熱源機と第2の熱源機に均等に負荷流量を配分するようしたり、第2の熱源機に負荷流量を多く配分するようにしたりしてもよい。また、IN Vターボ冷凍機以外でも、放熱熱媒の温度によって運転効率が大きく変わる冷凍機があり、第1の熱源機は部分負荷時の運転効率が良い熱源機に限られるものではない。また、放熱装置からの放熱熱媒は、冷却塔からの冷却水(水冷)に限られるものではなく、熱源機中の凝縮器を空気によって冷却(空冷)する場合も考えられる。また、本発明において、放熱熱媒の温度は、その放熱媒体の温度を直接検出するようにしてもよいが、外気の温度と外気の湿度とから外気エンタルピを求め、この外気エンタルピなどから演算によって求めるようにしてもよい。

【0024】

また、本発明は、熱源変流量制御装置としてではなく、熱源変流量制御方法としても実現することが可能である。また、本発明は、2次ポンプ方式の熱源システムへの適用に限らず、2次ポンプを用いない1次ポンプ方式の熱源システムでも同様にして適用することが可能である。また、本発明において、熱源機は、ターボ冷凍機、吸収式冷凍機、IN Vターボ冷凍機に限られるものではなく、他にも色々な種類の冷凍機の使用が考えられる。また、熱源機を加熱機や熱交換器などとしてもよく、加熱機や熱交換器とした場合も冷凍機と同様、色々な種類のものの使用が考えられる。

【0025】

また、本発明において、第1～第Nの熱源機に補機として設ける第1～第Nのポンプは、少なくとも1台が回転数の制御が可能なポンプであればよい。すなわち、第1～第Nのポンプには、インバータ制御しない回転数が一定のポンプが含まれていてもよい。例えば、第1の熱源機をターボ冷凍機、第2の熱源機を吸収式冷凍機とするような場合、第1の熱源機に対して補機として設ける第1のポンプを回転数一定のポンプとし、第2の熱源機に対して補機として設ける第2のポンプを回転数の制御が可能なポンプとする。この場合、第1の熱源機のみ運転時は、第1のポンプをオンとして、一定の流量の熱源水を第1の熱源機に送る。また、第1の熱源機と第2の熱源機との同時運転時には、第1のポンプをオンとしたまま、第2のポンプの回転数を負荷流量に応じて制御するようにする。このようにしても、第1の熱源機と第2の熱源機との同時運転時、運転効率が良い第1の熱源機に負荷流量が多く配分されるようになり、トータルの熱源機の運転コストが低減する。

【発明の効果】

【0026】

本発明によれば、運転効率が異なる第1および第2の熱源機が同時に運転される場合、運転効率が良い方の熱源機にその熱源機の容量に応じた按分流量よりも多く負荷流量を配分するようしたり、部分負荷時の運転効率が良い第1の熱源機と最大負荷時の運転効率が良い第2の熱源機とが同時に運転される場合、最大負荷時の運転効率が良い第2の熱源機にその熱源機の容量に応じた按分流量よりも多く負荷流量を配分するようにして、トータルの熱源機の運転コストを低減することが可能となる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0027】

以下、本発明を図面に基づいて詳細に説明する。

〔実施の形態1〕

図1は本発明に係る熱源変流量制御装置を含む熱源システムの一実施の形態を示す計装

10

20

30

40

50

図である。同図において、図 19 と同一符号は図 19 を参照して説明した構成要素と同一
 或いは同等構成要素を示し、その説明は省略する。

【0028】

この熱源システムは、その基本的な構成において、図 19 に示した従来の熱源システム
 と変わるところはない。この実施の形態においても、1 次ポンプ 2 - 1, 2 - 2 にインバ
 ータ 19 - 1, 19 - 2 を設け、このインバータ 19 - 1, 19 - 2 へ制御装置 13 から
 INV 出力を与え、1 次ポンプ 2 - 1, 2 - 2 の回転数を制御するようにしている。両者
 の異なる点は制御装置 13 の機能にある。以下、従来の熱源システムにおける制御装置 1
 3' と区別するために、本実施の形態における制御装置 13 を制御装置 13A として説明
 を進める。

10

【0029】

制御装置 13A は、プロセッサや記憶装置からなるハードウェアと、これらのハードウ
 ェアと協働して各種機能を実現させるプログラムとによって実現される。制御装置 13A
 には、従来の制御装置 13' と同様に、往水温度センサ 10 からの往水温度 TS、還水温
 度センサ 11 からの還水温度 TR、流量計 12 からの負荷流量 F が与えられる。また、制
 御装置 13A は、その特徴的な機能の 1 つとして、熱源機 1 - 1, 1 - 2 の運転効率に応
 じて負荷流量 F を熱源機 1 - 1, 1 - 2 への熱源水の流量として配分する最適負荷流量配
 分機能を有している。

【0030】

なお、この実施の形態 1 において、熱源機 1 - 1 はターボ冷凍機、熱源機 1 - 2 は吸収
 式冷凍機とする。前述したように、ターボ冷凍機の COP は 6 程度であるのに対し、吸収
 式冷凍機の COP は 1 程度であり、熱源機 1 - 1 の方が熱源機 1 - 2 よりも格段に運転効
 率が良い。

20

【0031】

また、この実施の形態 1 において、熱源機 1 - 1, 1 - 2 は等能力（等容量）の熱源機
 であり、1 次ポンプ 2 - 1, 2 - 2 の定格ポンプ能力はそれぞれ $100 \text{ m}^3 / \text{h}$ とする。

また、この実施の形態 1 において、熱源機 1 - 1, 1 - 2 に対しては、凍結などによる
 異常停止を防ぐために、最低の通過流量（最低流量）が定められているものとする。この
 例では、熱源機 1 - 1 の最低流量を 1、熱源機 1 - 2 の最低流量を 2 とし、 $1 =$
 $2 = 50 \text{ m}^3 / \text{h}$ とされているものとする。

30

【0032】

また、この実施の形態 1 において、制御装置 13A は、負荷熱量 Q に基づく熱源機の運
 転台数制御機能を有しているが、負荷流量 F に基づいて熱源機の運転台数を制御するよう
 にしてもよい。また、制御装置 13A ではなく、別の制御装置（図示せず）に運転台数制
 御機能持たせてもよく、オペレータが手動で熱源機の運転台数を指示するようにしてもよ
 い。

【0033】

〔最適負荷流量配分〕

図 2 に制御装置 13A が有する最適負荷流量配分機能のフローチャートを示す。以下、
 このフローチャートに従って、制御装置 13A が有する最適負荷流量配分機能について説
 明する。なお、このフローチャートの処理は、定周期で繰り返し実行される。

40

【0034】

制御装置 13A は、ステップ 101 において、流量計 12 によって計測された負荷流量
 F を取り込む。そして、現在の運転機器（熱源機）を判断する（ステップ 102）。

【0035】

〔1 台運転時（ターボ冷凍機）〕

ここで、運転台数の制御により、例えばターボ冷凍機 1 - 1 のみに運転指示が出されて
 いたとする。この場合、制御装置 13A は、ステップ 101 で計測した負荷流量 F とター
 ボ冷凍機の最低流量 1 とを比較し（ステップ 103）、負荷流量 F が F 1 であれば
 （ステップ 103 の YES）、ターボ冷凍機 1 - 1 への熱源水の流量を 1 とする（ステ

50

ップ104)。これにより、制御装置13Aから1次ポンプ2-1へINV出力が与えられ、1次ポンプ2-1の回転数が調整されて、1次ポンプ2-1からターボ冷凍機1-1へ最低流量 Q_1 の熱源水が還流されるものとなる(図3(a)に示すt1~t2点)。

【0036】

これに対し、負荷流量Fが $F > Q_1$ であれば(ステップ103のNO)、負荷流量Fをターボ冷凍機1-1への熱源水の流量とする(ステップ105)。これにより、制御装置13Aから1次ポンプ2-1へINV出力が与えられ、1次ポンプ2-1の回転数が調整されて、1次ポンプ2-1からターボ冷凍機1-1へ負荷流量Fの熱源水が還流されるものとなる(図3(a)に示すt2~t3点)。

【0037】

(2台運転時(ターボ冷凍機+吸収式冷凍機))

一方、運転台数の制御により、ターボ冷凍機1-1と吸収式冷凍機1-2の両方に運転指示が出されていたとする。この場合、制御装置13Aは、ステップ101で計測した負荷流量Fからターボ冷凍機1-1の最低流量 Q_1 と吸収式冷凍機1-2の最低流量 Q_2 との合計値を差し引き($F - (Q_1 + Q_2)$)、変流量 F' を求める(ステップ109)。

【0038】

そして、この変流量 F' にターボ冷凍機1-1の最低流量 Q_1 を加算して比較流量 F_1 ($F_1 = F' + Q_1$)を求め(ステップ110)、この比較流量 F_1 が1次ポンプ2-1の定格ポンプ能力である $100\text{ m}^3/\text{h}$ を超えるまでは(ステップ111のNO)、ステップ112, 113へ進み、負荷流量Fから吸収式冷凍機1-2の最低流量 Q_2 を差し引いた値をターボ冷凍機1-1への熱源水の流量とし、残りを吸収式冷凍機1-2への熱源水の流量とする。

【0039】

これにより、運転効率が悪い吸収式冷凍機1-2への最低流量 Q_2 を確保した状態で(図3(b)に示すt3~t4点)、運転効率が良いターボ冷凍機1-2に負荷流量Fが多く配分(按分流量よりも多く配分)されるものとなり(図3(a)に示すt3~t4点)、運転効率が悪い吸収式冷凍機1-2での処理熱量が減り、運転効率が良いターボ冷凍機1-1での処理熱量が増え、トータルの熱源機の運転コストが低減する。

【0040】

制御装置13Aは、比較流量 F_1 が $100\text{ m}^3/\text{h}$ を超えると、ステップ111のYESに応じてステップ114, 115へ進み、ターボ冷凍機1-1への熱源水の流量を1次ポンプ2-1の定格ポンプ能力である $100\text{ m}^3/\text{h}$ とし、この $100\text{ m}^3/\text{h}$ を負荷流量Fから差し引いた残りを吸収式冷凍機1-2への熱源水の流量とする。

【0041】

これにより、ターボ冷凍機1-1への熱源水の流量が1次ポンプ2-1の定格ポンプ能力に達した後は、その状態を維持しつつ(図3(a)に示すt4~t5点)、負荷流量Fの増大に伴って吸収式冷凍機1-2への熱源水の流量が増加して行く(図3(b)に示すt4~t5点)。この場合でも、運転効率が良いターボ冷凍機1-1に負荷流量Fが多く配分されており、トータルの熱源機の運転コストが低減されることは同じである。

【0042】

図3(c)に、参考として、1次ポンプ2-1からのターボ冷凍機1-1へのポンプ流量の推移(特性I)と、1次ポンプ2-2からの吸収式冷凍機1-2へのポンプ流量の推移(特性II)と、1次ポンプ2-1と2-2とを合わせた合成ポンプ流量の推移(特性III)を示す。この図からも、ターボ冷凍機1-1と吸収式冷凍機1-2との同時運転時、運転効率が良いターボ冷凍機1-1に負荷流量Fが多く配分されていることが分かる(図3(c)に示すt3~t5点)。

【0043】

(1台運転時(吸収式冷凍機))

なお、上述した1台運転時の説明では、ターボ冷凍機1-1のみに運転指示が出されていたものとして説明したが、運転台数の制御ロジックによっては、またオペレータが手動

10

20

30

40

50

で熱源機の運転台数を指示するような場合には、吸収式冷凍機 1 - 2 のみに運転指示が出されることがある。

【 0 0 4 4 】

この場合、制御装置 1 3 A は、ステップ 1 0 1 で計測した負荷流量 F と吸収式冷凍機 1 - 2 の最低流量 Q_{2min} とを比較し (ステップ 1 0 6)、負荷流量 F が $F \leq Q_{2min}$ であれば (ステップ 1 0 6 の Y E S)、吸収式冷凍機 1 - 2 への熱源水の流量を Q_{2min} とする (ステップ 1 0 7)。これに対し、負荷流量 F が $F > Q_{2min}$ であれば (ステップ 1 0 6 の N O)、負荷流量 F を吸収式冷凍機 1 - 2 への熱源水の流量とする (ステップ 1 0 8)。

【 0 0 4 5 】

図 4 に 1 台目の熱源機として吸収式冷凍機 1 - 2 が運転された場合のポンプ流量の推移を示す。このような場合でも、ターボ冷凍機 1 - 1 と吸収式冷凍機 1 - 2 との同時運転時、運転効率が良いターボ冷凍機 1 - 1 に負荷流量 F が多く配分される (図 4 (c) に示す $t_3 \sim t_5$ 点)。

【 0 0 4 6 】

〔実施の形態 2〕

実施の形態 1 では、熱源機 1 - 1 をターボ冷凍機、熱源機 1 - 2 を吸収式冷凍機としたが、実施の形態 2 では、図 5 に示すように、熱源機 1 - 1 を I N V ターボ冷凍機、熱源機 1 - 2 をターボ冷凍機 (定速のターボ冷凍機) とする。前述したように、I N V ターボ冷凍機は、一般的に部分負荷時の運転効率が良くなるという特性を持っている。これに対し、ターボ冷凍機は、最大負荷時の運転効率が最も良いという特性を持っている。

【 0 0 4 7 】

また、熱源機 1 - 1、1 - 2 は等能力 (等容量) の熱源機であり、1 次ポンプ 2 - 1、2 - 2 の定格ポンプ能力はそれぞれ $100 \text{ m}^3 / \text{h}$ とする。また、熱源機 1 - 1 の最低流量を Q_1 、熱源機 1 - 2 の最低流量を Q_2 とし、 $Q_1 = Q_2 = 50 \text{ m}^3 / \text{h}$ とされているものとする。また、実施の形態 1 における制御装置 1 3 A と区別するために、実施の形態 2 における制御装置 1 3 を制御装置 1 3 B として説明を進める。

【 0 0 4 8 】

〔最適負荷流量配分〕

図 6 に制御装置 1 3 B が有する最適負荷流量配分機能のフローチャートを示す。制御装置 1 3 B は、ステップ 2 0 1 において、流量計 1 2 によって計測された負荷流量 F を取り込む。そして、現在の運転機器 (熱源機) を判断する (ステップ 2 0 2)。

【 0 0 4 9 】

〔1 台運転時 (ターボ冷凍機)〕

ここで、運転台数の制御により、例えば I N V ターボ冷凍機 1 - 1 のみに運転指示が出されていたとする。この場合、制御装置 1 3 B は、ステップ 2 0 1 で計測した負荷流量 F と I N V ターボ冷凍機 1 - 1 の最低流量 Q_1 とを比較し (ステップ 2 0 3)、負荷流量 F が $F \leq Q_1$ であれば (ステップ 2 0 3 の Y E S)、I N V ターボ冷凍機 1 - 1 への熱源水の流量を Q_1 とする (ステップ 2 0 4)。これにより、制御装置 1 3 B から 1 次ポンプ 2 - 1 へ I N V 出力が与えられ、1 次ポンプ 2 - 1 の回転数が調整されて、1 次ポンプ 2 - 1 から I N V ターボ冷凍機 1 - 1 へ最低流量 Q_1 の熱源水が還流されるものとなる (図 7 (a) に示す $t_1 \sim t_2$ 点)。

【 0 0 5 0 】

これに対し、負荷流量 F が $F > Q_1$ であれば (ステップ 2 0 3 の N O)、負荷流量 F を I N V ターボ冷凍機 1 - 1 への熱源水の流量とする (ステップ 2 0 5)。これにより、制御装置 1 3 B から 1 次ポンプ 2 - 1 へ I N V 出力が与えられ、1 次ポンプ 2 - 1 の回転数が調整されて、1 次ポンプ 2 - 1 から I N V ターボ冷凍機 1 - 1 へ負荷流量 F の熱源水が還流されるものとなる (図 7 (a) に示す $t_2 \sim t_3$ 点)。

【 0 0 5 1 】

〔2 台運転時 (I N V ターボ冷凍機 + ターボ冷凍機)〕

一方、運転台数の制御により、I N V ターボ冷凍機 1 - 1 とターボ冷凍機 1 - 2 の両方

10

20

30

40

50

に運転指示が出されていたとする。この場合、制御装置 13B は、ステップ 201 で計測した負荷流量 F から INVT ータボ冷凍機 1-1 の最低流量 1 とターボ冷凍機 1-2 の最低流量 2 との合計値を差し引き ($F - (1 + 2)$)、変流量 F を求める (ステップ 209)。

【0052】

そして、この変流量 F にターボ冷凍機 1-2 の最低流量 2 を加算して比較流量 F_2 ($F_2 = F + 2$) を求め (ステップ 210)、この比較流量 F_2 が 1 次ポンプ 2-2 の定格ポンプ能力である $100 \text{ m}^3 / \text{h}$ を超えるまでは (ステップ 211 の NO)、ステップ 212, 213 へ進み、負荷流量 F から INVT ータボ冷凍機 1-1 の最低流量 1 を差し引いた値をターボ冷凍機 1-2 への熱源水の流量とし、残りを INVT ータボ冷凍機 1-1 への熱源水の流量とする。

10

【0053】

これにより、INVT ータボ冷凍機 1-1 への最低流量 1 を確保した状態で (図 7 (a) に示す $t_3 \sim t_4$ 点)、ターボ冷凍機 1-2 に負荷流量 F が多く配分 (按分流量よりも多く配分) されるものとなり (図 7 (b) に示す $t_3 \sim t_4$ 点)、最大負荷時の効率が良いターボ冷凍機 1-2 の負荷率が上がり、部分負荷時の効率が良い INVT ータボ冷凍機 1-1 の負荷率が下がり、INVT ータボ冷凍機 1-1 とターボ冷凍機 1-2 がともに運転効率が良い状態で能力を発揮し、トータルの熱源機の運転コストが低減する。

【0054】

制御装置 13B は、比較流量 F_2 が $100 \text{ m}^3 / \text{h}$ を超えると、ステップ 211 の YES に応じてステップ 214, 215 へ進み、ターボ冷凍機 1-2 への熱源水の流量を 1 次ポンプ 2-2 の定格ポンプ能力である $100 \text{ m}^3 / \text{h}$ とし、この $100 \text{ m}^3 / \text{h}$ を負荷流量 F から差し引いた残りを INVT ータボ冷凍機 1-1 への熱源水の流量とする。

20

【0055】

これにより、ターボ冷凍機 1-2 への熱源水の流量が 1 次ポンプ 2-2 の定格ポンプ能力に達した後は (図 7 (b) に示す $t_4 \sim t_5$ 点)、負荷流量 F の増大に伴って INVT ータボ冷凍機 1-1 への熱源水の流量が増加して行く (図 7 (a) に示す $t_4 \sim t_5$ 点)。この場合でも、最大負荷時の運転効率が良いターボ冷凍機 1-2 には負荷流量 F が多く配分されており、トータルの熱源機の運転コストが低減されることは同じである。

【0056】

30

図 7 (c) に、参考として、1 次ポンプ 2-1 からの INVT ータボ冷凍機 1-1 へのポンプ流量の推移 (特性 I) と、1 次ポンプ 2-2 からのターボ冷凍機 1-2 へのポンプ流量の推移 (特性 II) と、1 次ポンプ 2-1 と 2-2 とを合わせた合成ポンプ流量の推移 (特性 III) を示す。この図からも、INVT ータボ冷凍機 1-1 とターボ冷凍機 1-2 との同時運転時、最大負荷時の運転効率が良いターボ冷凍機 1-2 に負荷流量 F が多く配分されていることが分かる (図 7 (c) に示す $t_3 \sim t_5$ 点)。

【0057】

〔1 台運転時 (ターボ冷凍機)〕

なお、上述した 1 台運転時の説明では、INVT ータボ冷凍機 1-1 のみに運転指示が出されていたものとして説明したが、運転台数の制御ロジックによっては、またオペレータが手動で熱源機の運転台数を指示するような場合には、ターボ冷凍機 1-2 のみに運転指示が出されることがある。

40

【0058】

この場合、制御装置 13B は、ステップ 201 で計測した負荷流量 F とターボ冷凍機 1-2 の最低流量 2 とを比較し (ステップ 206)、負荷流量 F が F_2 であれば (ステップ 206 の YES)、ターボ冷凍機 1-2 への熱源水の流量を 2 とする (ステップ 207)。これに対し、負荷流量 F が $F > 2$ であれば (ステップ 206 の NO)、負荷流量 F をターボ冷凍機 1-2 への熱源水の流量とする (ステップ 208)。

【0059】

図 8 に 1 台目の熱源機としてターボ冷凍機 1-2 が運転された場合のポンプ流量の推移

50

を示す。このような場合でも、INVターボ冷凍機 1 - 1 とターボ冷凍機 1 - 2 との同時運転時、最大負荷時の運転効率が良いターボ冷凍機 1 - 2 に負荷流量 F が多く配分されるものとなる（図 8（c）に示す $t_3 \sim t_5$ 点）。

【0060】

〔実施の形態 3〕

実施の形態 1（図 1）では、1 次ポンプ 2 - 1，2 - 2 にインバータ 19 - 1，19 - 2 を設け、このインバータ 19 - 2，19 - 2 へ制御装置 13 A から INV 出力を与え、1 次ポンプ 2 - 1，2 - 2 の回転数を制御するようにした。これに対し、実施の形態 3 では、図 9 に示すように、1 次ポンプ 2 - 1 をインバータを用いない回転数が一定のポンプとし、ターボ冷凍機 1 - 1 に連動してオン / オフ（運転 / 停止）させるようにする。1 次ポンプ 2 - 2 は、実施の形態 1 と同様に、回転数の制御が可能なポンプとする。

【0061】

なお、実施の形態 1 における制御装置 13 A と区別するために、実施の形態 3 における制御装置 13 を制御装置 13 C として説明を続ける。また、この実施の形態 3 では、吸収式冷凍機 1 - 2 の最低流量を Q_{min} とし、 $Q_{min} = 50 \text{ m}^3 / \text{h}$ と定められているものとする。

【0062】

〔最適負荷流量配分〕

図 10 に制御装置 13 C が有する最適負荷流量配分機能のフローチャートを示す。制御装置 13 C は、ステップ 301 において、流量計 12 によって計測された負荷流量 F を取り込む。そして、現在の運転機器（熱源機）を判断する（ステップ 302）。

【0063】

〔1 台運転時（ターボ冷凍機）〕

ここで、運転台数の制御により、例えばターボ冷凍機 1 - 1 のみに運転指示が出されていたとする。この場合、制御装置 13 C は、そのままの状態を維持する。すなわち、この場合、運転台数の制御により、ターボ冷凍機 1 - 1 が運転され、これに連動して 1 次ポンプ 2 - 1 がオンとされている。これにより、ターボ冷凍機 1 - 1 には 1 次ポンプ 2 - 1 から $100 \text{ m}^3 / \text{h}$ の熱源水が還流されており、この状態を維持する（図 11（a）に示す $t_1 \sim t_3$ 点）。

【0064】

〔2 台運転時（ターボ冷凍機 + 吸収式冷凍機）〕

一方、運転台数の制御により、ターボ冷凍機 1 - 1 と吸収式冷凍機 1 - 2 の両方に運転指示が出されていたとする。この場合、制御装置 13 C は、比較流量 F_3 を「 $F_3 = 100 \text{ m}^3 / \text{h} + Q_{min}$ 」として求め（ステップ 306）、負荷流量 F が比較流量 F_3 を超えるまでは（ステップ 307 の NO）、吸収式冷凍機 1 - 2 への熱源水の流量を Q_{min} とする（ステップ 308、図 11（b）に示す $t_3 \sim t_4$ 点）。負荷流量 F が比較流量 F_3 を超えると（ステップ 307 の YES）、吸収式冷凍機 1 - 2 への熱源水の流量を「 $F - 100 \text{ m}^3 / \text{h}$ 」とする（ステップ 309、図 11（b）に示す $t_4 \sim t_5$ 点）。

【0065】

これにより、ターボ冷凍機 1 - 1 と吸収式冷凍機 1 - 2 との 2 台運転時、ターボ冷凍機 1 - 1 に負荷流量 F が多く配分されるものとなり（図 11（c）に示す $t_3 \sim t_5$ 点）、運転効率が悪い吸収式冷凍機 1 - 2 での処理熱量が減り、運転効率が良いターボ冷凍機 1 - 1 での処理熱量が増え、トータルの熱源機の運転コストが低減する。

【0066】

〔1 台運転時（吸収式冷凍機）〕

吸収式冷凍機 1 - 2 のみに運転指示が出されている場合、制御装置 13 C は、ステップ 301 で計測した負荷流量 F と吸収式冷凍機 1 - 2 の最低流量 Q_{min} とを比較し（ステップ 303）、負荷流量 F が $F < Q_{min}$ であれば（ステップ 303 の YES）、吸収式冷凍機 1 - 2 への熱源水の流量を Q_{min} とする（ステップ 304）。これに対し、負荷流量 F が $F > Q_{min}$ であれば（ステップ 303 の NO）、負荷流量 F を吸収式冷凍機 1 - 2 への熱源水の流量とする（ステップ 305）。

【 0 0 6 7 】

図 1 2 に 1 台目の熱源機として吸収式冷凍機 1 - 2 が運転された場合のポンプ流量の推移を示す。このような場合でも、ターボ冷凍機 1 - 1 と吸収式冷凍機 1 - 2 との同時運転時、運転効率が良いターボ冷凍機 1 - 1 に負荷流量 F が多く配分されるものとなる（図 1 2 (c) に示す $t_3 \sim t_5$ 点）。

【 0 0 6 8 】

〔実施の形態 4〕

実施の形態 2（図 5）では、熱源機 1 - 1 を部分負荷時の運転効率が良い I N V ターボ冷凍機、熱源機 1 - 2 を最大負荷時の運転効率が良いターボ冷凍機とし、熱源機 1 - 1 と 1 - 2 との同時運転時、最大負荷時の運転効率が良い熱源機 1 - 2 に負荷流量 F を多く配分するようにした。

10

【 0 0 6 9 】

前述したように、I N V ターボ冷凍機は、一般的に部分負荷時の運転効率が良くなるという特性を持っている。これに対して、ターボ冷凍機は、最大負荷時の運転効率が最も良いという特性を持っている。この冷凍機が持つ運転効率の特性は、冷凍機に入る冷却塔からの冷却水の温度（冷却水入口温度）によって変化する。

【 0 0 7 0 】

図 1 3 に I N V ターボ冷凍機の冷却水入口温度をパラメータとする運転効率の特性の変化を示す。図 1 4 にターボ冷凍機の冷却水入口温度をパラメータとする運転効率の特性の変化を示す。図 1 3 に示す特性の変化から分かるように、I N V ターボ冷凍機では、冷却水入口温度が高くなると、部分負荷時の運転効率が落ち、ターボ冷凍機と同じような最大負荷時の運転効率が良い特性となる傾向がある。

20

【 0 0 7 1 】

そこで、実施の形態 4 では、I N V ターボ冷凍機 1 - 1 へ入る冷却塔 1 8 - 1 からの冷却水入口温度 T_{cw} を計測するようにし、I N V ターボ冷凍機 1 - 1 とターボ冷凍機 1 - 2 との同時運転時、I N V ターボ冷凍機 1 - 1 への冷却水入口温度 T_{cw} が閾値 T_0 （例えば、 $T_0 = 29$ ）を超えた場合、最大負荷時の運転効率が良いターボ冷凍機 1 - 2 に負荷流量 F を多く配分するのを止め、負荷率を同じとするように I N V ターボ冷凍機 1 - 1 と 1 - 2 に均等に負荷流量 F を配分するようにする。すなわち、 $T_{cw} = T_0$ の場合は、最大負荷時の運転効率が良いターボ冷凍機 1 - 2 に負荷流量 F を多く配分するようにし（ターボ冷凍機優先）、 $T_0 < T_{cw}$ の場合は、ターボ冷凍機優先を無効とし、負荷流量 F を均等に配分する按分方式とする。

30

【 0 0 7 2 】

図 1 5 に実施の形態 4 の熱源システムの計装図を示す。この熱源システムは、基本的な構成において図 5 に示した熱源システムと同じであるが、I N V ターボ冷凍機 1 - 1 に入る冷却塔 1 8 - 2 からの冷却水入口温度 T_{cw} を温度計 2 0 によって計測し、制御装置 1 3（1 3 D）に与えるようにしている。また、制御装置 1 3 D は、I N V ターボ冷凍機 1 - 1 への冷却水入口温度 T_{cw} に基づいて、ターボ冷凍機 1 - 2 に負荷流量 F を多く配分するか否かを判断する機能を備えている。

【 0 0 7 3 】

図 1 6 に制御装置 1 3 D が有する最適負荷流量配分機能のフローチャートを示す。制御装置 1 3 D は、I N V ターボ冷凍機 1 - 1 とターボ冷凍機 1 - 2 との同時運転時、冷却水入口温度 T_{cw} が T_0 を超えているか否かをチェックする（ステップ 4 1 0）。ここで、冷却水入口温度 T_{cw} が T_0 を超えていなければ（ステップ 4 1 0 の N O）、図 6 に示したステップ 2 0 9 ~ 2 1 5 に対応するステップ 4 1 1 ~ 4 1 7 の処理により、最大負荷時の運転効率が良いターボ冷凍機 1 - 2 に負荷流量 F を多く配分するようにする。

40

【 0 0 7 4 】

冷却水入口温度 T_{cw} が T_0 を超えていれば（ステップ 4 1 0 の Y E S）、負荷流量 F が（ $1 + 2$ ）以上であるか否かをチェックし（ステップ 4 1 8）、 $F < (1 + 2)$ であれば、ターボ冷凍機 1 - 2 への熱源水の流量を 2 とし（ステップ 4 1 9）、I N

50

Vターボ冷凍機 1 - 1 への熱源水の流量を 1 とする (ステップ 420)。(1 + 2) F であれば、I N Vターボ冷凍機 1 - 1 およびターボ冷凍機 1 - 2 への熱源水の流量を共に $F/2$ とする (ステップ 421, 422)。

【0075】

図 17 に冷却水入口温度 T_{cw} が T_0 を超えていた場合のポンプ流量の推移を示す。この図からも分かるように、実施の形態 4 では、冷却水入口温度 T_{cw} が T_0 を超えていた場合、I N Vターボ冷凍機 1 - 1 とターボ冷凍機 1 - 2 との同時運転時、按分方式で I N Vターボ冷凍機 1 - 1 とターボ冷凍機 1 - 2 に熱源水が還流されるものとなる。これにより、冷却水入口温度 T_{cw} が高くなって I N Vターボ冷凍機 1 - 1 の運転効率の特性が変化しても、この運転効率の特性の変化に対応して、トータルの熱源機の運転コストを低減することが可能となる。

10

【0076】

なお、上述した実施の形態 4 では、 $T_{cw} = T_0$ の場合にターボ冷凍機優先、 $T_{cw} > T_0$ の場合に按分方式としたが、冷却水入口温度の閾値として第 1 の閾値 T_1 と第 2 の閾値 T_2 とを定め ($T_1 < T_2$)、 $T_{cw} = T_1$ の時にはターボ冷凍機優先、 $T_1 < T_{cw} < T_2$ の時には按分方式、 $T_2 < T_{cw}$ の時には I N Vターボ冷凍機優先とするなどしてもよい。すなわち、 $T_{cw} > T_1$ の場合にはターボ冷凍機優先とするのを止め、 $T_1 < T_{cw} < T_2$ の時には按分方式、 $T_2 < T_{cw}$ の時には I N Vターボ冷凍機優先とするようにしてもよい。この場合も、I N Vターボ冷凍機 1 - 1 への冷却水入口温度 T_{cw} に基づいて、ターボ冷凍機 1 - 2 に負荷流量 F を多く配分するか否かを判断していることには変わりはない。

20

【0077】

また、上述した実施の形態 4 では、冷却塔 18 からの熱源機 1 への冷却水入口温度 T_{cw} を温度計 20 によって計測するようにしたが、外気の温度と外気の湿度を計測するようにし、計測した外気の温度と外気の湿度とから外気エンタルピを求め、この外気エンタルピと冷却塔 18 のファンの能力などから演算によって冷却水入口温度 T_{cw} を求めるようにしてもよい。

【0078】

また、上述した実施の形態 4 では、冷却塔 18 からの冷却水を熱源機 1 へ供給するようにしたが (水冷方式 (放熱熱媒: 水))、熱源機 1 中の凝縮器を空気で冷却 (空冷方式 (放熱熱媒: 空気)) する場合もある。空冷方式とする場合、熱源機 1 に入る空気の温度を冷却空気入口温度として計測する。

30

【0079】

また、上述した実施の形態 1 ~ 4 では、ポンプ 2 にインバータ 19 を設け、ポンプ 2 の回転数を I N V 出力により調整することによって熱源機 1 への流量を制御するようにしたが、例えばポンプ 2 の前段にバルブを設け、このバルブを制御することによって熱源機 1 への流量を制御するようにしてもよい。

【0080】

また、上述した実施の形態 1 ~ 4 では、熱源機 1 - 1 と 1 - 2 を等能力 (等容量) としたが、異能力 (異容量) である場合にも同様にして本発明を適用することが可能である。例えば、実施の形態 1 で熱源機 1 - 1 と 1 - 2 を異能力とした場合、熱源機 1 - 1 と 1 - 2 との同時運転時、運転効率が良い熱源機 1 - 1 に熱源機 1 - 1 の容量に応じた按分流量よりも多く負荷流量 F を配分するようにする。実施の形態 2 で熱源機 1 - 1 と 1 - 2 を異能力とした場合、熱源機 1 - 1 と 1 - 2 との同時運転時、最大負荷時の運転効率が良い熱源機 1 - 2 に熱源機 1 - 2 の容量に応じた按分流量よりも多く負荷流量 F を配分するようにする。

40

【0081】

また、上述した実施の形態 1 ~ 4 は、2 次ポンプ方式の熱源システムへの適用例として説明したが、2 次ポンプを用いない 1 次ポンプ方式の熱源システムでも同様にして適用することが可能である。また、上述した実施の形態 1 ~ 4 は、説明を簡単とするために熱源

50

機 1 を 2 台としたシステムとしたが、熱源機 1 を 3 台以上とするシステムでも同様にして適用することが可能である。熱源機 1 を 3 台以上とするシステムにおいて、同種の熱源機が存在する場合には、負荷流量を按分するようにして対応すればよい。

【 0 0 8 2 】

また、熱源機 1 は、ターボ冷凍機、吸収式冷凍機、I N V ターボ冷凍機に限られるものではなく、他にも色々な種類の冷凍機の使用が考えられる。また、熱源機 1 を加熱機や熱交換器などとしてもよく、加熱機や熱交換器とした場合も冷凍機と同様、色々な種類のものの使用が考えられる。

また、外部負荷 5 としては、空調機やファンコイルユニットなどの熱負荷の他、地域冷暖房の需要家なども考えられる。但し、地域冷暖房の需要家を外部負荷とした場合、実施の形態 1 ~ 4 で示した熱源システムの基本構成は若干異なるものとなる。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 8 3 】

【図 1】本発明に係る熱源変流量制御装置を含む熱源システムの一実施の形態（実施の形態 1）を示す計装図である。

【図 2】実施の形態 1 の熱源システムにおける制御装置が有する最適負荷流量配分機能を示すフローチャートである。

【図 3】図 2 に示したフローチャートに従う最適負荷流量配分を説明する図（1 台目に運転された熱源機がターボ冷凍機であった場合）である。

【図 4】図 2 に示したフローチャートに従う最適負荷流量配分を説明する図（1 台目に運転された熱源機が吸収式冷凍機であった場合）である。

【図 5】本発明に係る熱源変流量制御装置を含む熱源システムの他の実施の形態（実施の形態 2）を示す計装図である。

【図 6】実施の形態 2 の熱源システムにおける制御装置が有する最適負荷流量配分機能を示すフローチャートである。

【図 7】図 6 に示したフローチャートに従う最適負荷流量配分を説明する図（1 台目に運転された熱源機が I N V ターボ冷凍機であった場合）である。

【図 8】図 6 に示したフローチャートに従う最適負荷流量配分を説明する図（1 台目に運転された熱源機がターボ冷凍機であった場合）である。

【図 9】本発明に係る熱源変流量制御装置を含む熱源システムの他の実施の形態（実施の形態 3）を示す計装図である。

【図 10】実施の形態 3 の熱源システムにおける制御装置が有する最適負荷流量配分機能を示すフローチャートである。

【図 11】図 10 に示したフローチャートに従う最適負荷流量配分を説明する図（1 台目に運転された熱源機がターボ冷凍機であった場合）である。

【図 12】図 10 に示したフローチャートに従う最適負荷流量配分を説明する図（1 台目に運転された熱源機が吸収式冷凍機であった場合）である。

【図 13】I N V ターボ冷凍機の冷却水入口温度をパラメータとする運転効率の特性の変化を示す図である。

【図 14】ターボ冷凍機の冷却水入口温度をパラメータとする運転効率の特性の変化を示す図である。

【図 15】本発明に係る熱源変流量制御装置を含む熱源システムの他の実施の形態（実施の形態 4）を示す計装図である。

【図 16】実施の形態 4 の熱源システムにおける制御装置が有する最適負荷流量配分機能を示すフローチャートである。

【図 17】実施の形態 4 の熱源システムにおいて I N V ターボ冷凍機への冷却水入口温度 T_{cw} が T_0 を超えていた場合の最適負荷流量配分を説明する図である。

【図 18】従来の熱源システムの計装図（従来例 1）である。

【図 19】従来の熱源システムの計装図（従来例 2）である。

【図 20】従来例 2 の熱源システムにおいて運転効率が異なる等能力の熱源機を按分方式

10

20

30

40

50

で運転した場合の問題点を説明する図である。

【図 2 1】従来例 2 の熱源システムにおいて運転効率が異なる異能力の熱源機を按分方式で運転した場合の問題点を説明する図である。

【図 2 2】I N V ターボ冷凍機の負荷率に対する C O P の変化（運転効率の変化）を示す図である。

【図 2 3】ターボ冷凍機の負荷率に対する C O P の変化（運転効率の変化）を示す図である。

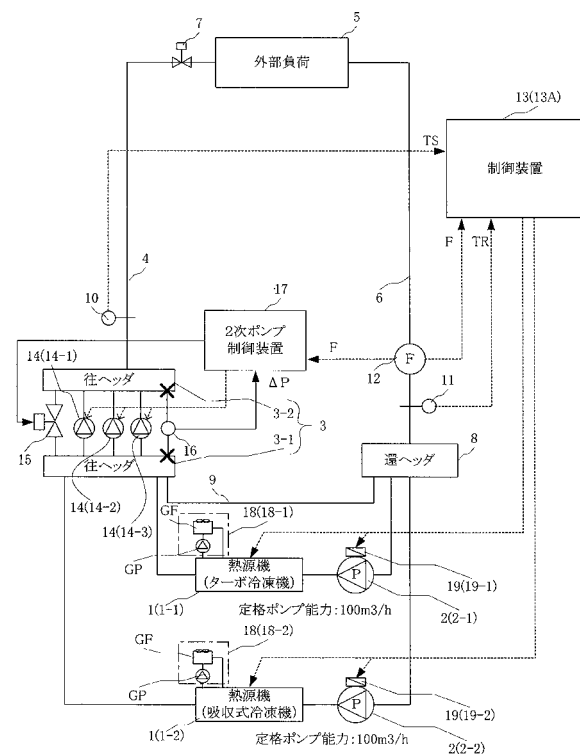
【図 2 4】I N V ターボ冷凍機とターボ冷凍機を按分方式で同時に運転した場合の問題点を説明する図である。

【符号の説明】

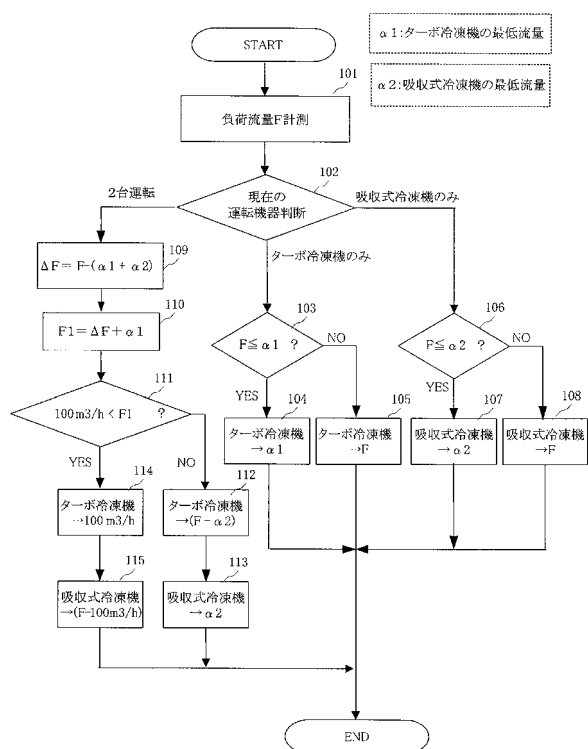
【 0 0 8 4 】

1 (1 - 1 , 1 - 2) ... 熱源機、2 (2 - 1 , 2 - 2) ... 1 次ポンプ、3 (3 - 1 , 3 - 2) ... 往ヘッド、4 ... 往水管路、5 ... 外部負荷、6 ... 還水管路、7 ... バルブ、8 ... 還ヘッド、9 ... バイパス管路、10 ... 往水温度センサ、11 ... 還水温度センサ、12 ... 流量計、13 (13 A、13 B、13 C、13 D) ... 制御装置、14 (14 - 1 ~ 14 - 3) ... 2 次ポンプ、15 ... バルブ、16 ... 差圧計、17 ... 2 次ポンプ制御装置、18 (18 - 1 , 18 - 2) ... 冷却塔、19 (19 - 1 , 19 - 2) ... インバータ、20 ... 温度計。

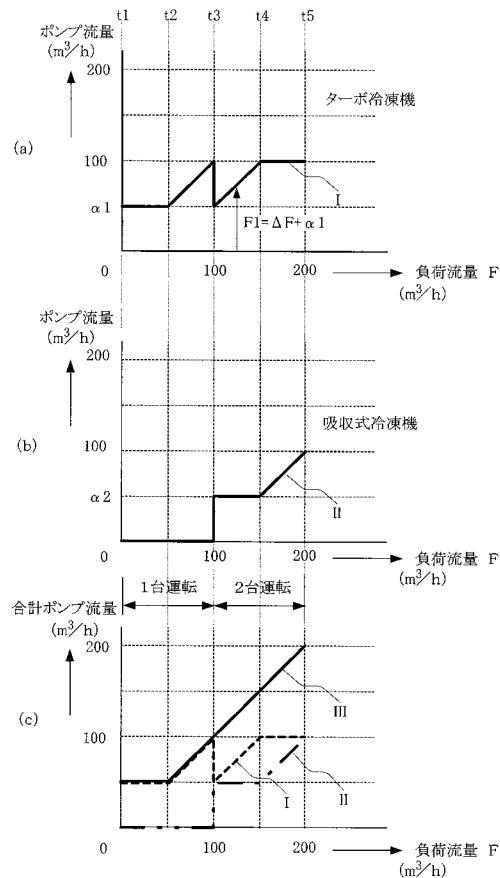
【図 1】



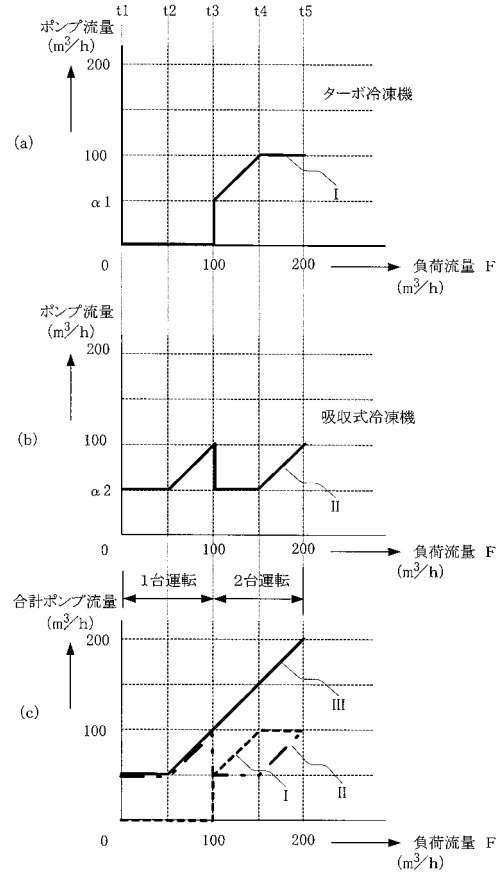
【図 2】



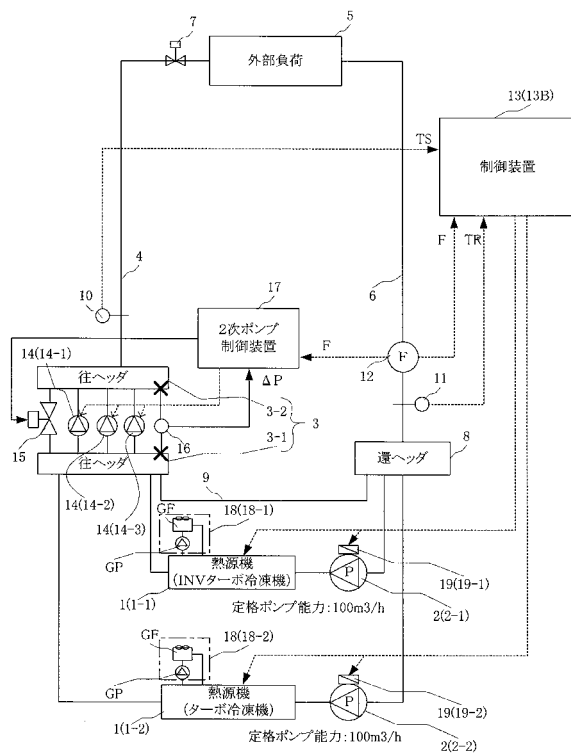
【図 3】



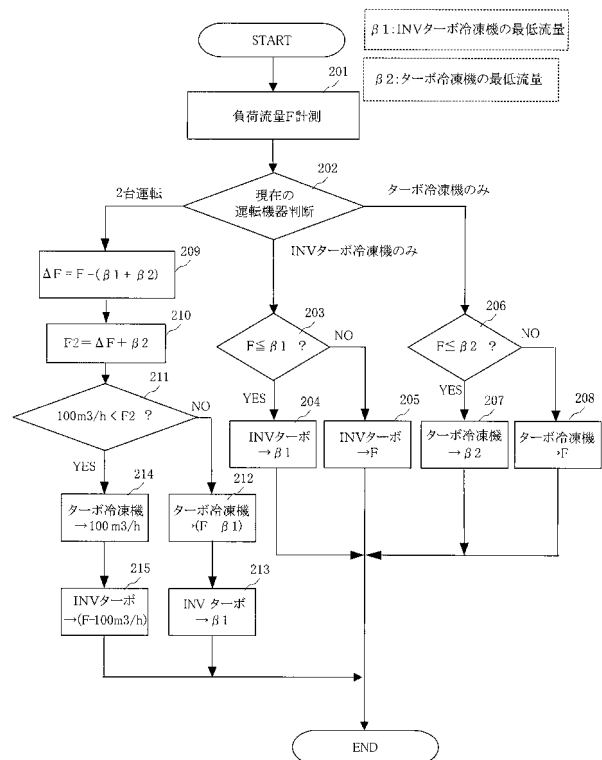
【図 4】



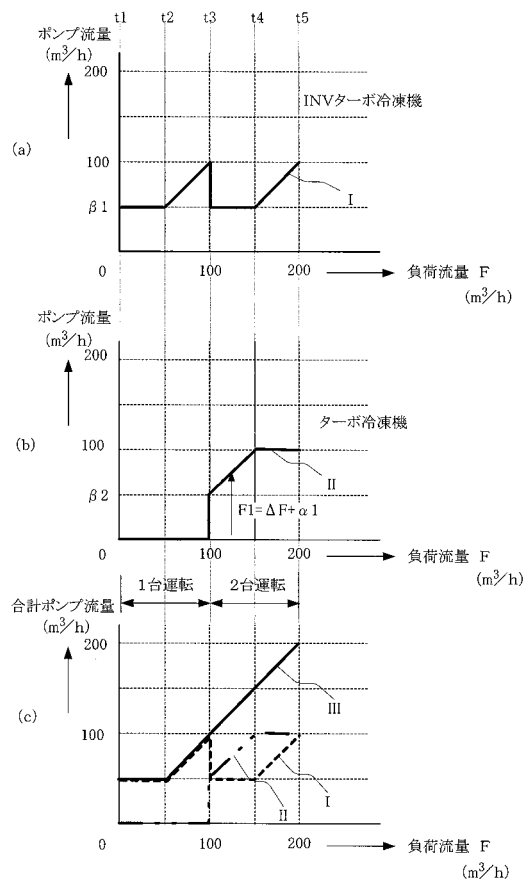
【図 5】



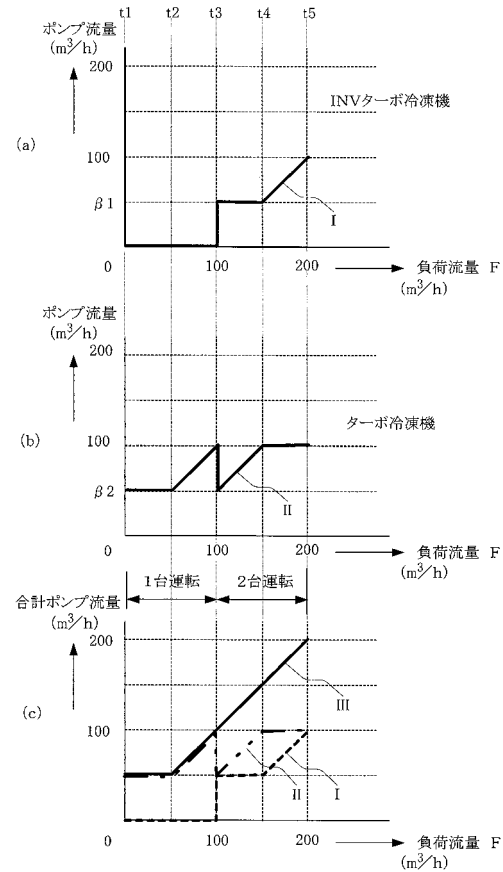
【図 6】



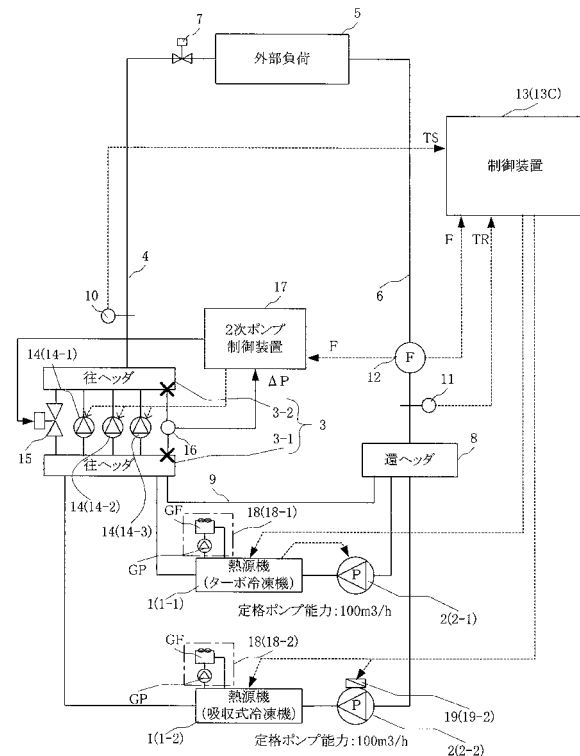
【図 7】



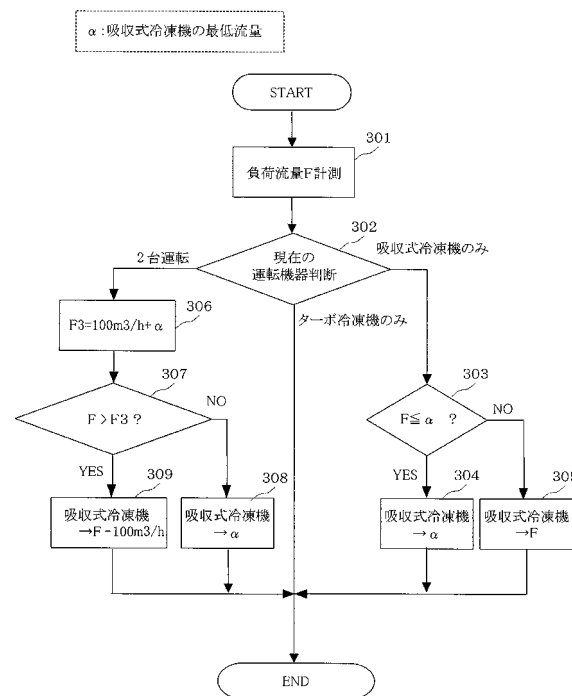
【図 8】



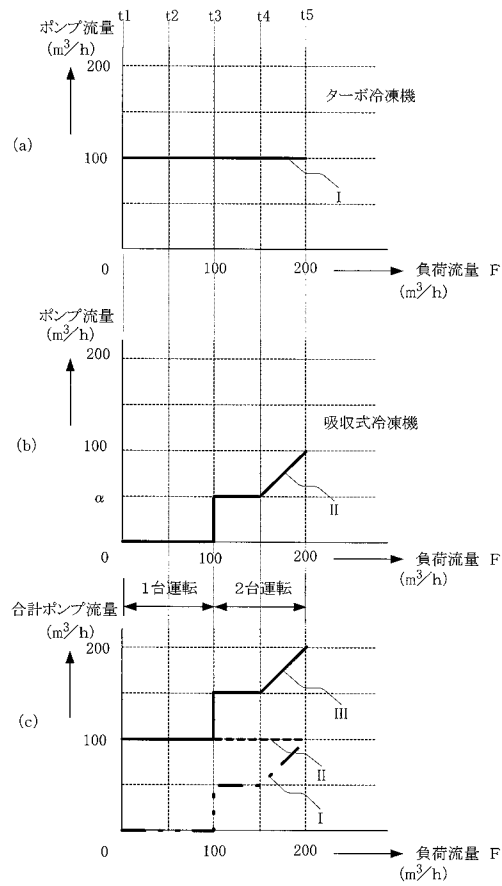
【図 9】



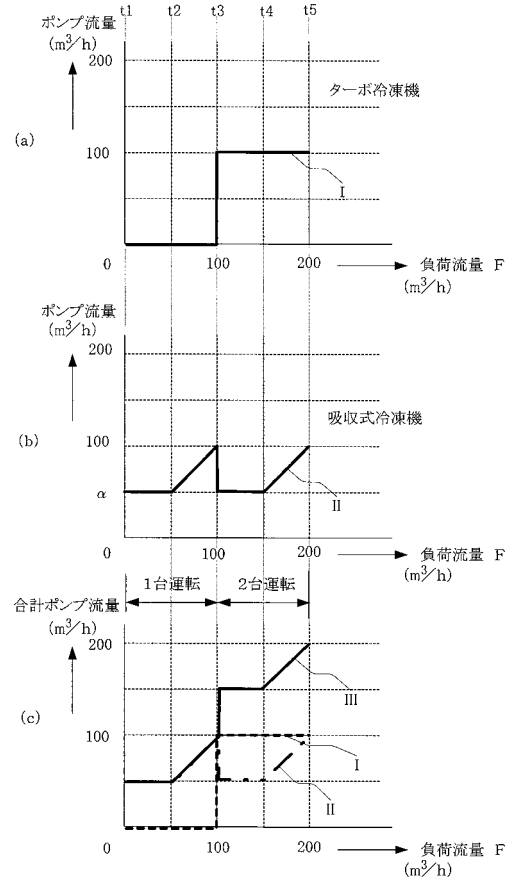
【図 10】



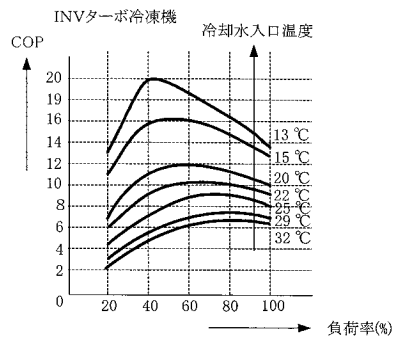
【図 1 1】



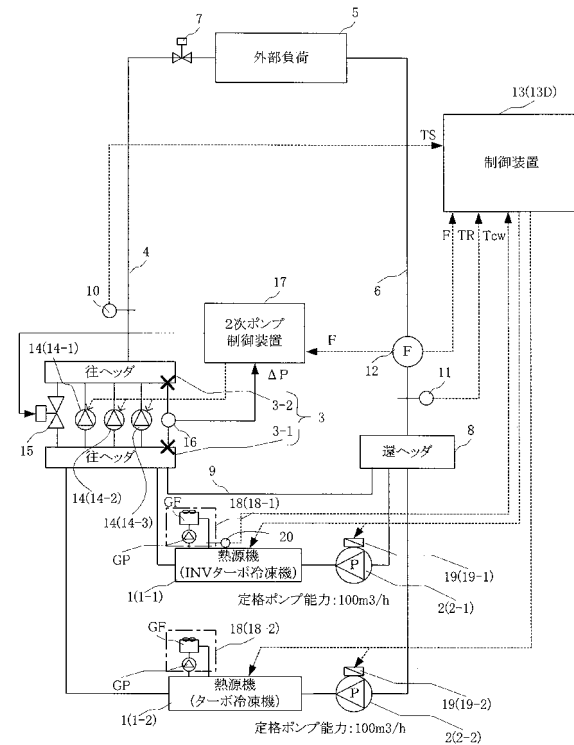
【図 1 2】



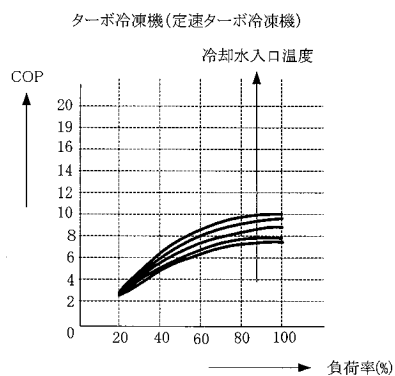
【図 1 3】



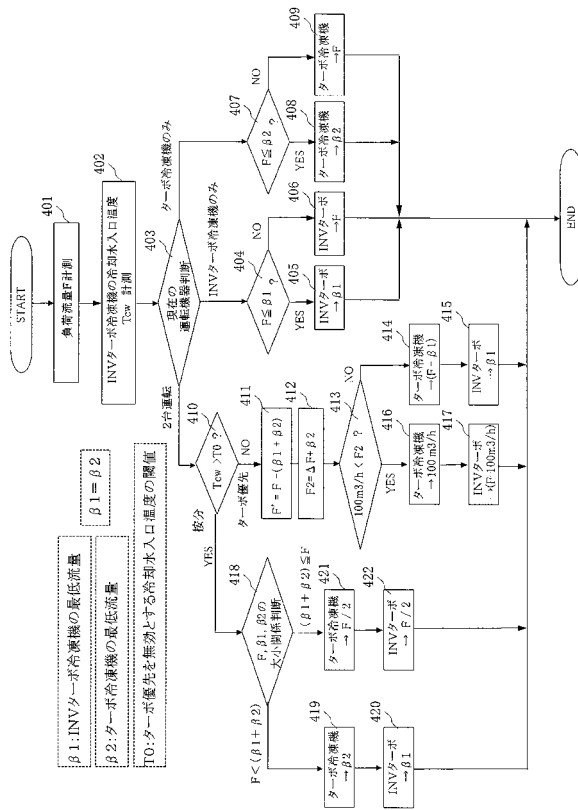
【図 1 5】



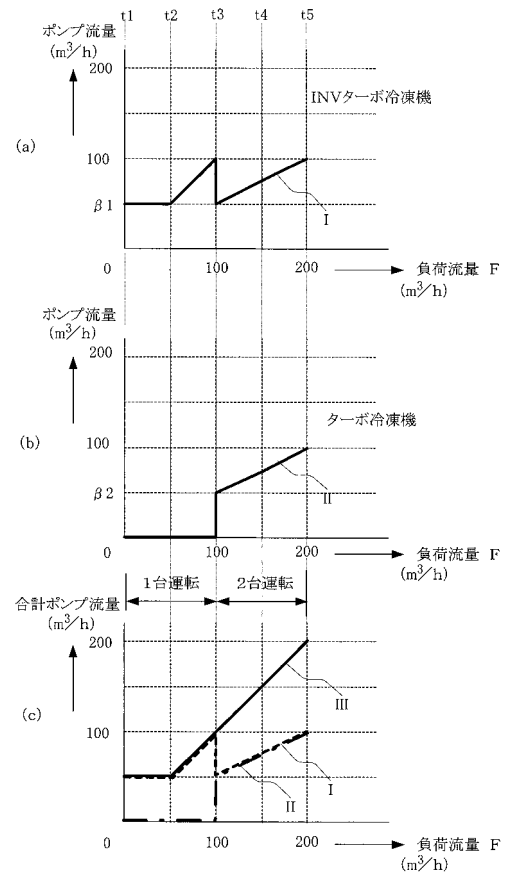
【図 1 4】



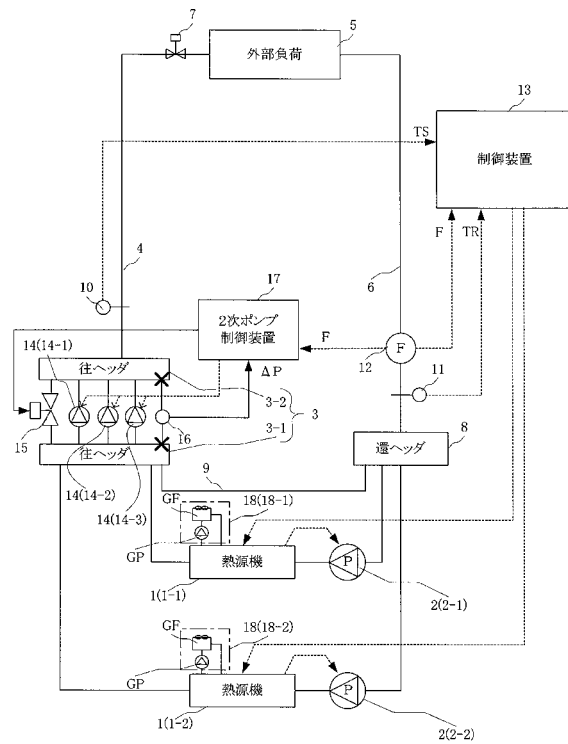
【図 16】



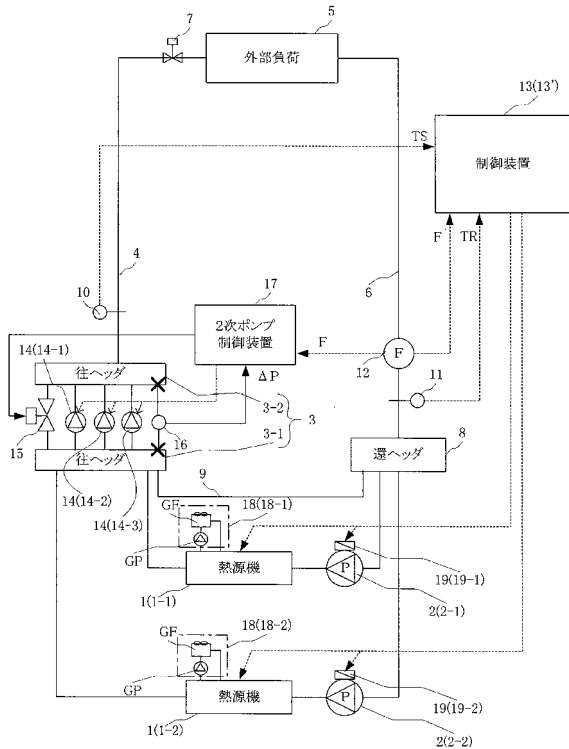
【図 17】



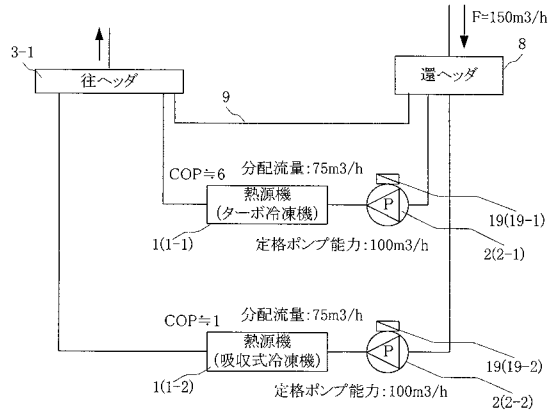
【図 18】



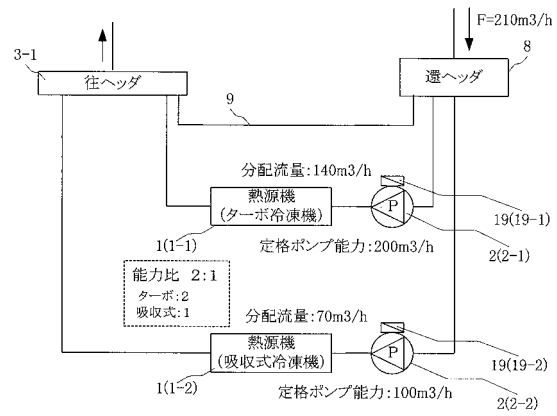
【図 19】



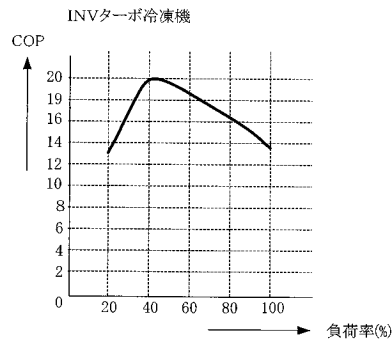
【図 20】



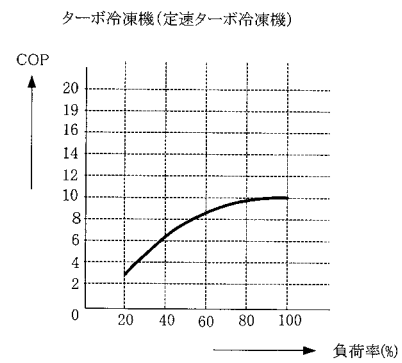
【図 21】



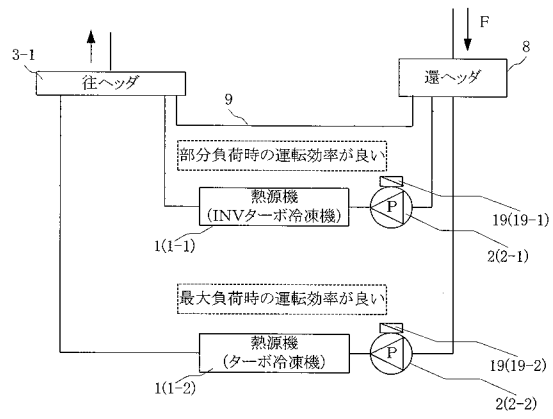
【図 22】



【図 23】



【図 24】



フロントページの続き

- (72)発明者 大野 貴子
東京都千代田区丸の内2丁目7番3号 株式会社 山武内
- (72)発明者 松尾 裕子
東京都千代田区丸の内2丁目7番3号 株式会社 山武内

審査官 島田 信一

- (56)参考文献 特開2006-071127(JP,A)
特開平05-264072(JP,A)
特開2005-114295(JP,A)
特開2005-226980(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- | | |
|---------|-----------|
| F 2 4 F | 1 1 / 0 2 |
| F 2 4 F | 5 / 0 0 |