

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第5548052号
(P5548052)

(45) 発行日 平成26年7月16日 (2014. 7. 16)

(24) 登録日 平成26年5月23日 (2014. 5. 23)

(51) Int. Cl.

F 1

F 2 4 F 11/02 (2006. 01)

F 2 4 F 11/02 G

F 2 4 F 11/02 1 O 2 F

請求項の数 11 (全 20 頁)

(21) 出願番号 特願2010-151723 (P2010-151723)
 (22) 出願日 平成22年7月2日 (2010. 7. 2)
 (65) 公開番号 特開2012-13344 (P2012-13344A)
 (43) 公開日 平成24年1月19日 (2012. 1. 19)
 審査請求日 平成25年3月21日 (2013. 3. 21)

(73) 特許権者 000006666
 アズビル株式会社
 東京都千代田区丸の内2丁目7番3号
 (74) 代理人 100064621
 弁理士 山川 政樹
 (74) 代理人 100098394
 弁理士 山川 茂樹
 (72) 発明者 陳 向陽
 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 佐藤 正浩

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 冷温水循環ポンプの回転数制御システムおよび方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

複数の空調機と、
 この複数の空調機への冷温水の供給管路にそれぞれ設けられた複数の制御弁と、
 前記複数の空調機が供給する給気の温度を計測する複数の温度センサと、
 前記冷温水を循環させる冷温水循環ポンプと、
 前記複数の制御弁の開度を制御する複数の弁開度制御手段と、
 前記冷温水循環ポンプの吐出静圧を計測する圧力センサと、
 前記冷温水循環ポンプの回転数を制御する回転数制御手段とを備え、
 各制御弁は、この制御弁を通過する冷温水の流量を計測する流量計測機能付き比例制御
 弁であるか、または弁の管路に冷温水の流量を計測する流量計を備えた比例制御弁であり

10

、
 各弁開度制御手段は、
 それぞれ対応する空調機が供給する給気の温度と所定の給気温度設定値とが一致するよ
 うに流量設定値を算出する流量制御演算手段と、
 前記流量の計測値と前記流量設定値とが一致するように前記制御弁の開度を制御する弁
 開度制御演算手段とを有し、
 前記回転数制御手段は、

制御弁毎の前記流量計測値と制御弁毎の前記流量設定値と前記冷温水循環ポンプの吐出
 静圧計測値とから前記冷温水循環ポンプの吐出静圧予測値を算出する吐出静圧予測値算出

20

手段と、

前記吐出静圧予測値から前記冷温水循環ポンプの吐出静圧設定値を算出する吐出静圧設定値算出手段と、

前記吐出静圧計測値と前記吐出静圧設定値とが一致するように前記冷温水循環ポンプの回転数を制御する回転数制御演算手段とを有し、

各弁開度制御手段から出力される要求流量信号が示す前記流量設定値を前記冷温水循環ポンプの吐出圧力設定のフィードフォワード制御の入力信号とすることを特徴とする冷温水循環ポンプの回転数制御システム。

【請求項 2】

請求項 1 記載の冷温水循環ポンプの回転数制御システムにおいて、

前記吐出静圧予測値算出手段は、制御弁毎の前記流量設定値の合計と制御弁毎の前記流量計測値の合計との比に前記冷温水循環ポンプの吐出静圧計測値を乗算して、前記冷温水循環ポンプの吐出静圧予測値を算出することを特徴とする冷温水循環ポンプの回転数制御システム。

【請求項 3】

請求項 1 または 2 記載の冷温水循環ポンプの回転数制御システムにおいて、

前記回転数制御手段は、

さらに、熱出力状態が不足している各空調機について前記流量設定値と前記流量計測値との差に基づいて制御弁前後の静圧差の変更値をそれぞれ算出し、この変更値のうちの最大値を前記冷温水循環ポンプの吐出静圧修正値とする吐出静圧修正値算出手段を有し、

前記流量設定値と前記流量計測値との差を前記冷温水循環ポンプの吐出圧力設定のフィードバック制御の入力信号とし、

前記吐出静圧設定値算出手段は、前記吐出静圧予測値と前記吐出静圧修正値とを合算して前記冷温水循環ポンプの吐出静圧設定値を算出することを特徴とする冷温水循環ポンプの回転数制御システム。

【請求項 4】

請求項 1 または 2 記載の冷温水循環ポンプの回転数制御システムにおいて、

前記回転数制御手段は、

さらに、熱出力状態が不足している各空調機について空調機の熱出力状態値と所定の熱出力状態設定値との差に基づいて制御弁前後の静圧差の変更値をそれぞれ算出し、この変更値のうちの最大値を前記冷温水循環ポンプの吐出静圧修正値とする吐出静圧修正値算出手段を有し、

前記熱出力状態値と前記熱出力状態設定値との差を前記冷温水循環ポンプの吐出圧力設定のフィードバック制御の入力信号とし、

前記吐出静圧設定値算出手段は、前記吐出静圧予測値と前記吐出静圧修正値とを合算して前記冷温水循環ポンプの吐出静圧設定値を算出することを特徴とする冷温水循環ポンプの回転数制御システム。

【請求項 5】

請求項 1 または 2 記載の冷温水循環ポンプの回転数制御システムにおいて、

前記回転数制御手段は、

さらに、熱出力状態が不足または適切な空調機が無い状態で各空調機について前記流量計測値または前記流量設定値に基づいて制御弁前後の静圧差の変更値をそれぞれ算出し、この変更値のうちの最小値を前記冷温水循環ポンプの吐出静圧修正値とする吐出静圧修正値算出手段を有し、

前記流量計測値または前記流量設定値を前記冷温水循環ポンプの吐出圧力設定のフィードバック制御の入力信号とし、

前記吐出静圧設定値算出手段は、前記吐出静圧予測値と前記吐出静圧修正値とを合算して前記冷温水循環ポンプの吐出静圧設定値を算出することを特徴とする冷温水循環ポンプの回転数制御システム。

【請求項 6】

請求項 1 または 2 記載の冷温水循環ポンプの回転数制御システムにおいて、
前記回転数制御手段は、

さらに、熱出力状態が不足または適切な空調機が無い状態で各空調機について前記制御弁の開度と前記制御弁の全開開度との差に基づいて制御弁前後の静圧差の変更値をそれぞれ算出し、この変更値のうちの最小値を前記冷温水循環ポンプの吐出静圧修正値とする吐出静圧修正値算出手段を有し、

前記制御弁の開度と前記制御弁の全開開度との差を前記冷温水循環ポンプの吐出圧力設定のフィードバック制御の入力信号とし、

前記吐出静圧設定値算出手段は、前記吐出静圧予測値と前記吐出静圧修正値とを合算して前記冷温水循環ポンプの吐出静圧設定値を算出することを特徴とする冷温水循環ポンプの回転数制御システム。

10

【請求項 7】

請求項 1 または 2 記載の冷温水循環ポンプの回転数制御システムにおいて、
前記回転数制御手段は、

さらに、熱出力状態が不足または適切な空調機が無い状態で各空調機について熱出力状態値と所定の熱出力状態設定値との差に基づいて制御弁前後の静圧差の変更値をそれぞれ算出し、この変更値のうちの最小値を前記冷温水循環ポンプの吐出静圧修正値とする吐出静圧修正値算出手段を有し、

前記熱出力状態値と前記熱出力状態設定値との差を前記冷温水循環ポンプの吐出圧力設定のフィードバック制御の入力信号とし、

20

前記吐出静圧設定値算出手段は、前記吐出静圧予測値と前記吐出静圧修正値とを合算して前記冷温水循環ポンプの吐出静圧設定値を算出することを特徴とする冷温水循環ポンプの回転数制御システム。

【請求項 8】

請求項 3 乃至 7 のいずれか 1 項に記載の冷温水循環ポンプの回転数制御システムにおいて、

前記吐出静圧修正値算出手段は、前記吐出静圧修正値の大きさを制限することにより、前記冷温水循環ポンプの吐出圧力設定のフィードフォワード制御とフィードバック制御の動作の割合を決定することを特徴とする冷温水循環ポンプの回転数制御システム。

【請求項 9】

30

請求項 3 乃至 8 のいずれか 1 項に記載の冷温水循環ポンプの回転数制御システムにおいて、

前記吐出静圧設定値算出手段は、算出した前記吐出静圧設定値に数学処理を施すことを特徴とする冷温水循環ポンプの回転数制御システム。

【請求項 10】

請求項 3 乃至 8 のいずれか 1 項に記載の冷温水循環ポンプの回転数制御システムにおいて、

前記吐出静圧予測値算出手段は、算出した前記吐出静圧予測値に数学処理を施し、

前記吐出静圧修正値算出手段は、算出した前記吐出静圧修正値に数学処理を施すことを特徴とする冷温水循環ポンプの回転数制御システム。

40

【請求項 11】

複数の空調機と、この複数の空調機への冷温水の供給管路にそれぞれ設けられた複数の制御弁と、前記複数の空調機が供給する給気の温度を計測する複数の温度センサと、前記冷温水を循環させる冷温水循環ポンプと、前記冷温水循環ポンプの吐出静圧を計測する圧力センサとを備えた空調システムにおいて、前記冷温水循環ポンプの回転数を制御する冷温水循環ポンプの回転数制御方法であって、

前記複数の制御弁の開度を制御する弁開度制御ステップと、

前記冷温水循環ポンプの回転数を制御する回転数制御ステップとを備え、

各制御弁は、この制御弁を通過する冷温水の流量を計測する流量計測機能付き比例制御弁であるか、または弁の管路に冷温水の流量を計測する流量計を備えた比例制御弁であり

50

、
前記弁開度制御ステップは、
前記空調機が供給する給気の温度と所定の給気温度設定値とが一致するように流量設定値を制御弁毎に算出する流量制御演算ステップと、

前記流量の計測値と前記流量設定値とが一致するように制御弁毎にその開度を制御する弁開度制御演算ステップとからなり、

前記回転数制御ステップは、

制御弁毎の前記流量計測値と制御弁毎の前記流量設定値と前記冷温水循環ポンプの吐出静圧計測値とから前記冷温水循環ポンプの吐出静圧予測値を算出する吐出静圧予測値算出ステップと、

10

前記吐出静圧予測値から前記冷温水循環ポンプの吐出静圧設定値を算出する吐出静圧設定値算出ステップと、

前記吐出静圧計測値と前記吐出静圧設定値とが一致するように前記冷温水循環ポンプの回転数を制御する回転数制御演算ステップとを含み、

前記弁開度制御ステップで得られた制御弁毎の前記流量設定値を前記冷温水循環ポンプの吐出圧力設定のフィードフォワード制御の入力信号とすることを特徴とする冷温水循環ポンプの回転数制御方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

20

本発明は、空調システムにおいて、空調機に供給する冷温水を循環させる冷温水循環ポンプの回転数制御システムおよび方法に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来より、空調システムの冷温水系統では、省エネルギーのために、空調機に供給する冷水または温水（以下、冷温水）を循環させる冷温水循環ポンプの電気消費量を最小にする最小抵抗制御を行ってきた（例えば、非特許文献1参照）。この最小抵抗制御では、空調機への冷温水の供給通路に設けられた制御弁の開度が最大となるように、すなわち制御弁において消耗される圧力損失が最小となるように、冷温水循環ポンプの回転数を制御する。

30

【0003】

図6は従来の冷温水循環ポンプの回転数制御システムの構成を示すブロック図である。冷温水循環ポンプ100によって圧力が加えられた冷温水は、制御弁101および往水管路102を介して図示しない空調機（AHU（Air Handling Unit）またはFCU（Fan Coil Unit））に供給される。

【0004】

そして、冷温水は、空調機において熱交換され、図示しない還水管路を介して冷温水循環ポンプ100に戻され、再び冷温水循環ポンプ100によって圧送される。冷温水は、以上のような経路を循環する。空調機において生成される冷風または温風は、給気として被制御エリアへ供給され、給気温度の計測値が弁開度制御装置103へ与えられる。

40

【0005】

弁開度制御装置103は、給気温度計測値と給気温度設定値とが一致するように、制御弁101の開度を制御する。減算部104は、制御弁開度 ϕ と制御弁開度設定値 ϕ_{SP} との偏差を算出する。制御演算部105は、制御弁開度 ϕ と制御弁開度設定値 ϕ_{SP} とが一致するように、冷温水循環ポンプ100の吐出静圧の設定値 H_{SP} を算出する。圧力センサ106は、冷温水循環ポンプ100を通過した後の冷温水の圧力から、冷温水循環ポンプ100を通過する前の冷温水の圧力を減算することにより、冷温水循環ポンプ100の吐出静圧 H を算出する。

【0006】

吐出静圧偏差算出部107は、冷温水循環ポンプ100の吐出静圧 H と吐出静圧設定値

50

H_{SP} との偏差 ΔH を算出する。制御演算部108は、吐出静圧 H と吐出静圧設定値 H_{SP} とが一致するように（すなわち、吐出静圧偏差 ΔH が0になるように）冷温水循環ポンプ100の回転数 n を算出する。回転数制御装置109は、冷温水循環ポンプ100の回転数が n になるように制御する。

【0007】

図6の例では、制御弁101を1個だけ記載しているが、実際には複数の空調機に対応して複数の制御弁101が設けられ、各制御弁101を通過した冷温水がそれぞれ対応する空調機に供給されるようになっている。そして、少なくとも1つの制御弁101の開度が全開になるように冷温水循環ポンプ100の回転数 n を制御するため、ポンプ100の吐出静圧設定値 H_{SP} を制御していた。

10

【0008】

上記のシステムの改良版として、制御弁開度の代わりに、制御弁開度と空調機の給気温度偏差 Δt （給気温度計測値 t －給気温度設定値 t_{SP} ）とから算出した、空調機の熱出力状態 S を用いて、空調機の熱出力状態 S が過剰にならないように（あるいは不足しないように）冷温水循環ポンプの回転数 n を制御することもある。この改良版によると、制御弁のハンチングによる影響をある程度で抑えることができる。この場合の冷温水循環ポンプの回転数制御システムの構成を図7に示す。図6と同一の構成には同一の符号を付してある。

【0009】

温度センサ110は、給気温度を計測する。減算部111は、給気温度計測値 t と給気温度設定値 t_{SP} との偏差 Δt を算出する。熱出力状態算出部112は、制御弁開度 ϕ と給気温度偏差 Δt とから、空調機の熱出力状態 S を算出する。減算部113は、空調機の熱出力状態 S と所定の熱出力状態設定値 S_{SP} との偏差を算出する。制御演算部114は、空調機の熱出力状態 S と熱出力状態設定値 S_{SP} とが一致するように、冷温水循環ポンプ100の吐出静圧設定値 H_{SP} を算出する。その他の構成要素の動作は、図6に示したシステムと同じである。

20

【0010】

図7のシステムにおいては、制御弁開度 ϕ が全開（ $\phi = 100\%$ 、あるいは $95\% \leq \phi \leq 100\%$ の範囲）で、なおかつ暖房モードにおいて給気温度偏差 Δt が許容値より高い状態（例えば $\Delta t < +1^\circ\text{C}$ ）あるいは冷房モードにおいて給気温度偏差 Δt が許容値より低くない状態（例えば $\Delta t > -1^\circ\text{C}$ ）を、空調機の熱出力状態 S が適切な状態と定義する。

30

【0011】

また、制御弁開度 ϕ が全開でない状態（ $\phi < 100\%$ 、あるいは $\phi < 95\%$ ）、あるいは暖房モードにおいて給気温度偏差 Δt が許容値より高い状態（例えば $\Delta t \geq +1^\circ\text{C}$ ）もしくは冷房モードにおいて給気温度偏差 Δt が許容値より低い状態（例えば $\Delta t \leq -1^\circ\text{C}$ ）を、空調機の熱出力状態 S が過剰な状態と定義する。また、制御弁開度 ϕ が全開で、なおかつ暖房モードにおいて給気温度偏差 Δt が許容値より低い状態（例えば $\Delta t \leq -1^\circ\text{C}$ ）あるいは冷房モードにおいて給気温度偏差 Δt が許容値より高い状態（例えば $\Delta t \geq +1^\circ\text{C}$ ）を、空調機の熱出力状態 S が不足な状態と定義する。

40

【先行技術文献】

【特許文献】

【0012】

【特許文献1】特許第4213502号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0013】

図6に示した冷温水循環ポンプの回転数制御システムでは、空調機の室温制御動作あるいは他の制御弁の動作によって制御弁にハンチングが引き起こされると、冷温水循環ポンプの回転数制御が不安定になり、十分な省エネルギー効果が得られなくなるという問題点

50

があった。すなわち、制御弁開度 ϕ が制御弁開度設定値 ϕ_{SP} を大きく上回ると、制御弁開度 ϕ を制御弁開度設定値 ϕ_{SP} に戻すために冷温水循環ポンプの回転数 n が高くなる。一方、制御弁開度 ϕ が制御弁開度設定値 ϕ_{SP} を大きく下回ると、制御弁開度 ϕ を制御弁開度設定値 ϕ_{SP} に戻すために冷温水循環ポンプの回転数 n が低くなる。こうして、制御弁のハンチングによって冷温水循環ポンプの回転数制御が不安定になる。

【0014】

また、図6に示した冷温水循環ポンプの回転数制御システムでは、冷温水循環ポンプの回転数 n と制御弁開度 ϕ とが簡単な計算式で結び付かないため、システムの負荷が大きく変化するとき、システムのハンチングを防ぐために、ポンプ回転数制御においてポンプ回転数の変化を制限するが、これによりポンプ回転数制御の追従性が悪化するという問題点があった。

10

【0015】

また、図7に示した冷温水循環ポンプの回転数制御システムでは、制御弁のハンチングによるポンプ回転数制御の安定性を改善することができるが、ポンプ回転数制御の追従性を改善することができないという問題点があった。

【0016】

本発明は、上記課題を解決するためになされたもので、冷温水循環ポンプの回転数制御の安定性と追従性を改善することができる冷温水循環ポンプの回転数制御システムおよび方法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】

20

【0017】

本発明の冷温水循環ポンプの回転数制御システムは、複数の空調機と、この複数の空調機への冷温水の供給管路にそれぞれ設けられた複数の制御弁と、前記複数の空調機が供給する給気の温度を計測する複数の温度センサと、前記冷温水を循環させる冷温水循環ポンプと、前記複数の制御弁の開度を制御する複数の弁開度制御手段と、前記冷温水循環ポンプの吐出静圧を計測する圧力センサと、前記冷温水循環ポンプの回転数を制御する回転数制御手段とを備え、各制御弁は、この制御弁を通過する冷温水の流量を計測する流量計測機能付き比例制御弁であるか、または弁の管路に冷温水の流量を計測する流量計を備えた比例制御弁であり、各弁開度制御手段は、それぞれ対応する空調機が供給する給気の温度と所定の給気温度設定値とが一致するように流量設定値を算出する流量制御演算手段と、前記流量の計測値と前記流量設定値とが一致するように前記制御弁の開度を制御する弁開度制御演算手段とを有し、前記回転数制御手段は、制御弁毎の前記流量計測値と制御弁毎の前記流量設定値と前記冷温水循環ポンプの吐出静圧計測値とから前記冷温水循環ポンプの吐出静圧予測値を算出する吐出静圧予測値算出手段と、前記吐出静圧予測値から前記冷温水循環ポンプの吐出静圧設定値を算出する吐出静圧設定値算出手段と、前記吐出静圧計測値と前記吐出静圧設定値とが一致するように前記冷温水循環ポンプの回転数を制御する回転数制御演算手段とを有し、各弁開度制御手段から出力される要求流量信号が示す前記流量設定値を前記冷温水循環ポンプの吐出圧力設定のフィードフォワード制御の入力信号とすることを特徴とするものである。

30

【0018】

40

また、本発明の冷温水循環ポンプの回転数制御システムの1構成例において、前記吐出静圧予測値算出手段は、制御弁毎の前記流量設定値の合計と制御弁毎の前記流量計測値の合計との比に前記冷温水循環ポンプの吐出静圧計測値を乗算して、前記冷温水循環ポンプの吐出静圧予測値を算出することを特徴とするものである。

【0019】

また、本発明の冷温水循環ポンプの回転数制御システムの1構成例において、前記回転数制御手段は、さらに、熱出力状態が不足している各空調機について前記流量設定値と前記流量計測値との差に基づいて制御弁前後の静圧差の変更値をそれぞれ算出し、この変更値のうちの最大値を前記冷温水循環ポンプの吐出静圧修正値とする吐出静圧修正値算出手段を有し、前記流量設定値と前記流量計測値との差を前記冷温水循環ポンプの吐出圧力設

50

定のフィードバック制御の入力信号とし、前記吐出静圧設定値算出手段は、前記吐出静圧予測値と前記吐出静圧修正値とを合算して前記冷温水循環ポンプの吐出静圧設定値を算出することを特徴とするものである。

【0020】

また、本発明の冷温水循環ポンプの回転数制御システムの1構成例において、前記回転数制御手段は、さらに、熱出力状態が不足している各空調機について空調機の熱出力状態値と所定の熱出力状態設定値との差に基づいて制御弁前後の静圧差の変更値をそれぞれ算出し、この変更値のうちの最大値を前記冷温水循環ポンプの吐出静圧修正値とする吐出静圧修正値算出手段を有し、前記熱出力状態値と前記熱出力状態設定値との差を前記冷温水循環ポンプの吐出圧力設定のフィードバック制御の入力信号とし、前記吐出静圧設定値算出手段は、前記吐出静圧予測値と前記吐出静圧修正値とを合算して前記冷温水循環ポンプの吐出静圧設定値を算出することを特徴とするものである。

10

【0021】

また、本発明の冷温水循環ポンプの回転数制御システムの1構成例において、前記回転数制御手段は、さらに、熱出力状態が不足または適切な空調機が無い状態で各空調機について前記流量計測値または前記流量設定値に基づいて制御弁前後の静圧差の変更値をそれぞれ算出し、この変更値のうちの最小値を前記冷温水循環ポンプの吐出静圧修正値とする吐出静圧修正値算出手段を有し、前記流量計測値または前記流量設定値を前記冷温水循環ポンプの吐出圧力設定のフィードバック制御の入力信号とし、前記吐出静圧設定値算出手段は、前記吐出静圧予測値と前記吐出静圧修正値とを合算して前記冷温水循環ポンプの吐出静圧設定値を算出することを特徴とするものである。

20

【0022】

また、本発明の冷温水循環ポンプの回転数制御システムの1構成例において、前記回転数制御手段は、さらに、熱出力状態が不足または適切な空調機が無い状態で各空調機について前記制御弁の開度と前記制御弁の全開開度との差に基づいて制御弁前後の静圧差の変更値をそれぞれ算出し、この変更値のうちの最小値を前記冷温水循環ポンプの吐出静圧修正値とする吐出静圧修正値算出手段を有し、前記制御弁の開度と前記制御弁の全開開度との差を前記冷温水循環ポンプの吐出圧力設定のフィードバック制御の入力信号とし、前記吐出静圧設定値算出手段は、前記吐出静圧予測値と前記吐出静圧修正値とを合算して前記冷温水循環ポンプの吐出静圧設定値を算出することを特徴とするものである。

30

【0023】

また、本発明の冷温水循環ポンプの回転数制御システムの1構成例において、前記回転数制御手段は、さらに、熱出力状態が不足または適切な空調機が無い状態で各空調機について熱出力状態値と所定の熱出力状態設定値との差に基づいて制御弁前後の静圧差の変更値をそれぞれ算出し、この変更値のうちの最小値を前記冷温水循環ポンプの吐出静圧修正値とする吐出静圧修正値算出手段を有し、前記熱出力状態値と前記熱出力状態設定値との差を前記冷温水循環ポンプの吐出圧力設定のフィードバック制御の入力信号とし、前記吐出静圧設定値算出手段は、前記吐出静圧予測値と前記吐出静圧修正値とを合算して前記冷温水循環ポンプの吐出静圧設定値を算出することを特徴とするものである。

【0024】

40

また、本発明の冷温水循環ポンプの回転数制御システムの1構成例において、前記吐出静圧修正値算出手段は、前記吐出静圧修正値の大きさを制限することにより、前記冷温水循環ポンプの吐出圧力設定のフィードフォワード制御とフィードバック制御の動作の割合を決定することを特徴とするものである。

また、本発明の冷温水循環ポンプの回転数制御システムの1構成例において、前記吐出静圧設定値算出手段は、算出した前記吐出静圧設定値に数学処理を施すことを特徴とするものである。

また、本発明の冷温水循環ポンプの回転数制御システムの1構成例において、前記吐出静圧予測値算出手段は、算出した前記吐出静圧予測値に数学処理を施し、前記吐出静圧修正値算出手段は、算出した前記吐出静圧修正値に数学処理を施すことを特徴とするもので

50

ある。

【0025】

また、本発明は、複数の空調機と、この複数の空調機への冷温水の供給管路にそれぞれ設けられた複数の制御弁と、前記複数の空調機が供給する給気の温度を計測する複数の温度センサと、前記冷温水を循環させる冷温水循環ポンプと、前記冷温水循環ポンプの吐出静圧を計測する圧力センサとを備えた空調システムにおいて、前記冷温水循環ポンプの回転数を制御する冷温水循環ポンプの回転数制御方法であって、前記複数の制御弁の開度を制御する弁開度制御ステップと、前記冷温水循環ポンプの回転数を制御する回転数制御ステップとを備え、各制御弁は、この制御弁を通過する冷温水の流量を計測する流量計測機能付き比例制御弁であるか、または弁の管路に冷温水の流量を計測する流量計を備えた比例制御弁であり、前記弁開度制御ステップは、前記空調機が供給する給気の温度と所定の給気温度設定値とが一致するように流量設定値を制御弁毎に算出する流量制御演算ステップと、前記流量の計測値と前記流量設定値とが一致するように制御弁毎にその開度を制御する弁開度制御演算ステップとからなり、前記回転数制御ステップは、制御弁毎の前記流量計測値と制御弁毎の前記流量設定値と前記冷温水循環ポンプの吐出静圧計測値とから前記冷温水循環ポンプの吐出静圧予測値を算出する吐出静圧予測値算出ステップと、前記吐出静圧予測値から前記冷温水循環ポンプの吐出静圧設定値を算出する吐出静圧設定値算出ステップと、前記吐出静圧計測値と前記吐出静圧設定値とが一致するように前記冷温水循環ポンプの回転数を制御する回転数制御演算ステップとを含み、前記弁開度制御ステップで得られた制御弁毎の前記流量設定値を前記冷温水循環ポンプの吐出圧力設定のフィード フォワード制御の入力信号とすることを特徴とするものである。

10

20

【発明の効果】

【0026】

本発明によれば、複数の空調機と、複数の空調機への冷温水の供給管路にそれぞれ設けられた複数の制御弁と、複数の空調機が供給する給気の温度を計測する複数の温度センサと、冷温水を循環させる冷温水循環ポンプと、冷温水循環ポンプの吐出静圧を計測する圧力センサとを備えた空調システムにおいて、各制御弁を、制御弁を通過する冷温水の流量を計測する流量計測機能付き比例制御弁、または弁の管路に冷温水の流量を計測する流量計を備えた比例制御弁とし、各弁開度制御手段に、それぞれ対応する空調機が供給する給気の温度と所定の給気温度設定値とが一致するように流量設定値を算出する流量制御演算手段と、流量の計測値と流量設定値とが一致するように制御弁の開度を制御する弁開度制御演算手段とを設け、回転数制御手段が、制御弁毎の流量計測値と制御弁毎の流量設定値と各制御弁の開度と冷温水循環ポンプの吐出静圧計測値と空調機の熱出力状態のうち少なくとも1つに基づいて冷温水循環ポンプの回転数を制御することにより、冷温水循環ポンプの回転数制御の安定性と追従性を改善することができる。その結果、本発明では、冷温水循環ポンプの回転数制御による十分な省エネルギー効果を得ることができる。

30

【0027】

また、本発明では、回転数制御手段に、制御弁毎の流量計測値と制御弁毎の流量設定値と冷温水循環ポンプの吐出静圧計測値とから冷温水循環ポンプの吐出静圧予測値を算出する吐出静圧予測値算出手段と、吐出静圧予測値から冷温水循環ポンプの吐出静圧設定値を算出する吐出静圧設定値算出手段と、吐出静圧計測値と吐出静圧設定値とが一致するように冷温水循環ポンプの回転数を制御する回転数制御演算手段とを設け、冷温水循環ポンプの吐出圧力設定の制御（冷温水循環ポンプの回転数制御）に、フィードフォワード制御を加えることにより、冷温水循環ポンプの回転数制御の安定性と追従性を改善することができる。

40

【0028】

また、本発明では、吐出静圧修正値算出手段が吐出静圧修正値の大きさを制限することにより、制御の安定性を向上させることができる。

【0029】

また、本発明では、吐出静圧設定値算出手段が吐出静圧設定値に数学処理を施すことに

50

より、制御の安定性を向上させることができる。

【0030】

また、本発明では、吐出静圧予測値算出手段が吐出静圧予測値に数学処理を施し、吐出静圧修正値算出手段が吐出静圧修正値に数学処理を施すことにより、制御の安定性を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【0031】

【図1】従来の制御弁開度制御系の構成を示すブロック図である。

【図2】本発明において流量制御を加えた制御弁開度制御系の構成を示すブロック図である。

10

【図3】本発明の実施の形態に係る冷温水循環ポンプの回転数制御システムを含む空調システムの構成を示すブロック図である。

【図4】本発明の実施の形態に係る冷温水循環ポンプの回転数制御系の構成を示すブロック図である。

【図5】本発明の実施の形態において冷温水循環ポンプの吐出静圧修正値の大きさ制限を説明する図である。

【図6】従来の冷温水循環ポンプの回転数制御システムの構成を示すブロック図である。

【図7】従来の冷温水循環ポンプの回転数制御システムの他の構成を示すブロック図である。

【発明を実施するための形態】

20

【0032】

[発明の原理]

本発明は、従来技術の問題点を解決するために、以下の(A)～(G)の構成を導入する。

【0033】

(A) 制御弁開度の制御のために、流量計測を導入する。制御弁の開度制御に流量計測を導入するため、例えば(株)山武製の流量計測制御機能付きアクティブ電動二方弁FVY5160のように、流量計測制御機能を備えた制御弁を設けるか、あるいは制御弁とは別に流量計を設ける。

【0034】

30

(B) 制御弁開度の制御のために、流量制御を導入する。図1は、従来の制御弁開度制御系の構成を示すブロック図である。図1に示した構成において、給気温度偏差算出部201は、給気温度計測値 t と給気温度設定値 t_{SP} との偏差 $\Delta t = t - t_{SP}$ を算出する。弁開度制御演算部202は、給気温度計測値 t と給気温度設定値 t_{SP} とが一致するように(すなわち、給気温度偏差 Δt が0になるように)制御弁開度 ϕ を制御する。このように、従来技術では、制御量(例えば、給気温度)の偏差に応じて制御弁200の開度を制御していた。

【0035】

本発明では、流量制御を導入するため、制御弁200に流量計測機能を加えるか、あるいは制御弁200の管路に流量計を設けることによって制御弁200を通過する冷温水の流量を計測し、制御量偏差値(例えば、給気温度偏差値)に応じて流量設定値 Q_{SP} を算出し、流量計測値 Q と流量設定値 Q_{SP} との偏差 ΔQ に応じて制御弁200の開度を制御する。

40

【0036】

図2は流量制御を加えた制御弁開度制御系の構成を示すブロック図である。制御弁200の流量計測機能部203(または管路に設けられた流量計)は、制御弁200を通過する冷温水の流量を計測する。流量制御演算部204は、給気温度計測値 t と給気温度設定値 t_{SP} とが一致するように(すなわち、給気温度偏差 Δt が0になるように)流量設定値 Q_{SP} を算出する。

【0037】

50

流量偏差算出部 205 は、流量計測値 Q と流量設定値 Q_{SP} との偏差 $\Delta Q = Q_{SP} - Q$ を算出する。弁開度制御演算部 206 は、流量計測値 Q と流量設定値 Q_{SP} とが一致するように（すなわち、流量偏差 ΔQ が 0 になるように）制御弁開度 ϕ を制御する。

【0038】

(C) 各制御弁の開度制御系に加えた流量制御の流量設定値を合計し、冷温水循環ポンプの吐出静圧予測値 P_0 を算出する。

従来技術のポンプ回転数制御はフィードバック制御のみのため、冷温水システムの負荷が大きく変化すると、ポンプ回転数制御の追従性が不十分であった。

【0039】

そこで、本発明では、複数の空調機に対応して設けられている各制御弁の流量設定値 Q_{SP} を合計し、各制御弁の流量設定値 Q_{SP} の合計に応じて冷温水循環ポンプの吐出静圧予測値 P_0 を算出し、この吐出静圧予測値 P_0 を基に冷温水循環ポンプの回転数を制御するフィードフォワード制御を導入する。

冷温水循環ポンプの吐出静圧予測値 P_0 の算出には色々な方法があるが、例として冷温水循環ポンプの回転数特性による算出方法を挙げる。

【0040】

【数 1】

$$P_0 = H \left(\frac{\sum Q_{SP}}{\sum Q} \right)^2 \quad \dots (1)$$

【0041】

式 (1) において、 H は冷温水循環ポンプの吐出静圧計測値、 Q_{SP} は各制御弁の流量設定値、 Q は各制御弁の流量計測値である。

【0042】

(D) 各制御弁の開度のうちの最大開度を検出し、冷温水循環ポンプの吐出静圧修正値 ΔP を算出する。

各制御弁開度 ϕ のうちの最大値を検出し、冷温水循環ポンプの揚程が適切かどうかによって、冷温水循環ポンプの吐出静圧修正値 ΔP を算出する。

【0043】

一台の制御弁の開度 ϕ が不足開度（例えば、100%）になった場合に、この不足開度と最大の制御弁開度との差 $\Delta \phi$ と、制御弁の流量係数もしくは制御弁の容量係数 C_v に基づいて、冷温水循環ポンプの吐出静圧修正値 ΔP を算出して、冷温水循環ポンプの吐出静圧を上げるか、あるいは予め決められた修正値 ΔP で冷温水循環ポンプの吐出静圧を上げる。

【0044】

各制御弁開度 ϕ のうちの最大値が全開の状態（例えば $\phi = 99\%$ 、あるいは $95\% \leq \phi \leq 99\%$ の範囲）であれば、冷温水循環ポンプが余計な揚程を出していないことを示しているので、冷温水循環ポンプの吐出静圧を修正する必要はなく、吐出静圧修正値 $\Delta P = 0$ にする。

【0045】

各制御弁開度 ϕ のうちの最大値が全開でない場合は、全開値と最大の制御弁開度との差 $\Delta \phi$ と、制御弁の流量係数もしくは制御弁の容量係数 C_v に基づいて、冷温水循環ポンプの吐出静圧修正値 ΔP を算出して冷温水循環ポンプの吐出静圧を下げるか、あるいは予め決められた修正値 ΔP で冷温水循環ポンプの吐出静圧を下げる。

【0046】

(E) 各制御弁開度 ϕ の最大値を用いる代わりに、各空調機の熱出力状態 S を検出し、冷温水循環ポンプの揚程が適切かどうかによって、冷温水循環ポンプの吐出静圧修正値 ΔP を算出する。

【0047】

10

20

30

40

50

一台の空調機の熱出力状態 S が不足している場合、冷温水循環ポンプの揚程が不足していることを示しているので、冷温水循環ポンプの吐出静圧を上げる必要がある。この場合、空調機の熱出力状態 S の不足度（例えば、給気温度偏差 Δt の許容値を超えた温度差）と比例する冷温水循環ポンプの吐出静圧修正値 ΔP を算出して冷温水循環ポンプの吐出静圧を上げるか、あるいは予め決められた修正値 ΔP で冷温水循環ポンプの吐出静圧を上げる。

【0048】

各空調機の熱出力状態 S が適切であれば、冷温水循環ポンプが余計な揚程を出していないことを示しているので、冷温水循環ポンプの吐出静圧を修正する必要はなく、吐出静圧修正値 $\Delta P = 0$ にする。

10

【0049】

熱出力状態 S が不足または適切な空調機が一台もない状態で、熱出力状態 S が過剰な空調機がある場合、冷温水循環ポンプが余計な揚程を出していることを示しているので、冷温水循環ポンプの吐出静圧を下げる必要がある。この場合、空調機の熱出力状態 S の過剰度（例えば、給気温度偏差 Δt の許容値を超えた温度差）が最小である制御弁の過剰度と比例する冷温水循環ポンプの吐出静圧修正値 ΔP を算出して、冷温水循環ポンプの吐出静圧を下げるか、あるいは予め決められた修正値 ΔP で冷温水循環ポンプの吐出静圧を下げる。

【0050】

(F) 冷温水循環ポンプの吐出静圧予測値 P_0 と吐出静圧修正値 ΔP とを合算する。冷温水循環ポンプの吐出静圧予測値 P_0 と吐出静圧修正値 ΔP とを合算する方法も色々な方法があるが、最も簡易的なのは直ちに加（減）算する方法である。

20

【0051】

一般的には、制御の安定性などを考量して、合算前に、冷温水循環ポンプの吐出静圧予測値 P_0 と吐出静圧修正値 ΔP とに数学処理を行うか、あるいは合算後に、冷温水循環ポンプの吐出静圧設定値 H_{sp} に数学処理（例えば上下制限処理など）を行うことになる。

【0052】

合算する前に、冷温水循環ポンプの吐出静圧予測値 P_0 に数学処理（移動平均フィルタ処理、上下制限処理、前回の吐出静圧予測値との加重処理など）を行ってもよい。

また、合算する前に、冷温水循環ポンプの吐出静圧修正値 ΔP に数学処理（例えば上下制限処理など）を行ってもよい。

30

【0053】

(G) 冷温水循環ポンプの吐出静圧計測値 H と吐出静圧設定値 H_{sp} との偏差 ΔH に応じて冷温水循環ポンプの回転数 n を制御する。

冷温水循環ポンプの回転数 n は、従来技術のとおり、冷温水循環ポンプの吐出静圧計測値 H と吐出静圧設定値 H_{sp} との偏差 ΔH に応じて制御する。

【0054】

[実施の形態]

以下、本発明の実施の形態について詳細に説明する。図3は本発明の実施の形態に係る冷温水循環ポンプの回転数制御システムを含む空調システムの構成を示すブロック図である。空調システムは、空調機1-1～1-5と、冷温水循環ポンプ2と、制御弁3-1～3-5と、コントローラ4-1～4-5、5と、温度センサ6-1～6-5と、圧力センサ7と、回転数制御装置8と、往水管路9と、還水管路10と、ヘッダ11～14とから構成される。図1の例では、空調機1-1～1-5としてAHUを用いる場合を記載しているが、空調機1-1～1-5としてFCUを用いてもよい。

40

【0055】

冷温水循環ポンプ2によって圧力が加えられた冷温水は、ヘッダ14より送出され、往水管路9を通して空調機1-1～1-5に供給される。そして、冷温水は、空調機1-1～1-5において熱交換され、制御弁3-1～3-5、還水管路10、ヘッダ11～13を介して冷温水循環ポンプ2に戻され、再び冷温水循環ポンプ2によって圧送される。冷

50

温水は、以上のような経路を循環する。

【0056】

各空調機1-1～1-5において生成される給気（冷風または温風）は、それぞれ対応する被制御エリアへ供給される。各温度センサ6-1～6-5は、それぞれ空調機1-1～1-5から被制御エリアへ供給される給気の温度 t を計測する。

各コントローラ4-1～4-5は、それぞれ対応する制御弁3-1～3-5の開度を制御することにより、空調機1-1～1-5を通過する冷温水の量を制御し、空調機1-1～1-5の負荷制御を行う。

【0057】

圧力センサ7は、冷温水循環ポンプ2を通過した後の冷温水の圧力から、冷温水循環ポンプ2を通過する前の冷温水の圧力を減算することにより、冷温水循環ポンプ2の吐出静圧 H を計測する。

コントローラ5は、回転数制御装置8を通じて冷温水循環ポンプ2の回転数を制御する。

【0058】

図4は、本実施の形態の冷温水循環ポンプの回転数制御系の構成を示すブロック図である。なお、図4では、制御弁3（3-1～3-5）とコントローラ4（4-1～4-5）とをそれぞれ1台だけ記載している。吐出静圧予測値算出部207は、各制御弁3-1～3-5の流量設定値 Q_{SP} と流量計測値 Q と冷温水循環ポンプ2の吐出静圧計測値 H とから冷温水循環ポンプ2の吐出静圧予測値 P_0 を算出する。

【0059】

吐出静圧修正値算出部208は、各制御弁3-1～3-5の流量設定値 Q_{SP} と流量計測値 Q と各制御弁3-1～3-5の開度 ϕ と各空調機1-1～1-5の熱出力状態のうち少なくとも1つに基づいて冷温水循環ポンプ2の吐出静圧修正値 ΔP を算出する。吐出静圧設定値算出部209は、冷温水循環ポンプ2の吐出静圧予測値 P_0 と吐出静圧修正値 ΔP とを合算して、冷温水循環ポンプ2の吐出静圧設定値 H_{SP} を算出する。吐出静圧偏差算出部210は、冷温水循環ポンプ2の吐出静圧計測値 H と吐出静圧設定値 H_{SP} との偏差 ΔH を算出する。

【0060】

回転数制御演算部211は、吐出静圧計測値 H と吐出静圧設定値 H_{SP} とが一致するように（すなわち、吐出静圧偏差 ΔH が0になるように）冷温水循環ポンプ2の回転数 n を算出する。回転数制御装置8は、冷温水循環ポンプ2の回転数が n になるように制御する。以上の構成のうち、吐出静圧予測値算出部207と吐出静圧修正値算出部208と吐出静圧設定値算出部209と吐出静圧偏差算出部210と回転数制御演算部211とは、コントローラ5の内部に設けられる。以下、本実施の形態の動作についてより詳細に説明する。

【0061】

[要求流量と制御弁開度]

各コントローラ4-1～4-5は、それぞれ温度センサ6-1～6-5が計測した給気温度 t に基づいて、制御弁3-1～3-5を通る冷温水流量の変化量を算出し、流量設定値 Q_{SP} を示す要求流量信号を制御弁3-1～3-5に送信する。

【0062】

各コントローラ4-1～4-5は、図2に示した給気温度偏差算出部201と流量制御演算部204とを内部に有する。給気温度偏差算出部201は、給気温度計測値 t と所定の給気温度設定値 t_{SP} との偏差 $\Delta t = t - t_{SP}$ を算出する。流量制御演算部204は、給気温度計測値 t と給気温度設定値 t_{SP} とが一致するように（すなわち、給気温度偏差 Δt が0になるように）流量設定値 Q_{SP} を算出する。このような演算がコントローラ4-1～4-5毎に行われる。

【0063】

次に、流量計測制御機能付の制御弁3-1～3-5は、それぞれコントローラ4-1～

10

20

30

40

50

4-5からの要求流量信号を受信し、自身が計測した流量 Q と流量設定値 Q_{SP} とを比較し、流量計測値 Q と流量設定値 Q_{SP} との偏差 ΔQ を算出する。続いて、制御弁3-1～3-5は、ある制御演算ロジック（例えば、比例積分制御演算、通称PI制御演算）に基づき、自身の開度を制御する。

【0064】

各制御弁3-1～3-5は、図2に示した流量計測機能部203と流量偏差算出部205と弁開度制御演算部206とを有する。流量偏差算出部205は、流量計測機能部203が計測した流量計測値 Q とコントローラ4-1～4-5から送信された要求流量信号が示す流量設定値 Q_{SP} との偏差 $\Delta Q = Q_{SP} - Q$ を算出する。弁開度制御演算部206は、流量計測値 Q と流量設定値 Q_{SP} とが一致するように（すなわち、流量偏差 ΔQ が0になるように）制御弁開度 ϕ を制御する。このような弁開度制御が制御弁3-1～3-5毎に行われる。

10

【0065】

こうして、制御弁3-1～3-5の制御動作に従って、空調機1-1～1-5を通過する冷温水の量が調整され、空調機1-1～1-5の負荷が制御される。なお、流量計測機能部203の代わりに、制御弁3-1～3-5の直後の各往水管路10にそれぞれ流量計を設けて流量を計測するようにしてもよい。

【0066】

[フィードフォワード制御]

一方、冷温水循環ポンプ2を制御するコントローラ5は、空調機1-1～1-5を制御するコントローラ4-1～4-5から送られてきた要求流量信号と制御弁開度信号と、各制御弁3-1～3-5からコントローラ4-1～4-5を通じて送られてきた流量計測値と、圧力センサ7から送られてきた冷温水循環ポンプ2の吐出静圧計測値 H とに基づき、冷温水循環ポンプ2の回転数制御を行う。

20

【0067】

コントローラ5の吐出静圧予測値算出部207は、各コントローラ4-1～4-5から送信された要求流量信号が示す各制御弁3-1～3-5の流量設定値 Q_{SP} を合計すると共に、各制御弁3-1～3-5で計測された流量計測値 Q を合計し、ポンプ回転数のフィードフォワード制御のために、冷温水循環ポンプ2の吐出静圧予測値 P_0 を算出する。冷温水循環ポンプ2の吐出静圧予測値 P_0 は、冷温水循環ポンプ2の回転数特性により式(1)のように算出できる。このフィードフォワード制御は、本実施の形態が従来技術と異なる最大の特徴である。

30

【0068】

[フィードバック制御（ポンプ揚程上げ）]

熱出力状態 S が不足している空調機1があると、その空調機1を制御するコントローラ4が当該空調機1の熱出力状態 S が不足しないように制御し、新たな冷温水流量設定値 Q_{SP} を出力することになる。なお、空調機1の熱出力状態 S が不足している状態とは、例えば暖房モードであれば給気温度偏差 Δt が許容値より低い状態（例えば $\Delta t \leq -1^\circ\text{C}$ ）であり、冷房モードであれば給気温度偏差 Δt が許容値より高い状態（例えば $\Delta t \geq +1^\circ\text{C}$ ）である。

40

【0069】

新たな冷温水流量設定値 Q_{SP} と冷温水流量計測値 Q との差は、冷温水流量の増量 ΔQ になる。

$$\Delta Q = Q_{SP} - Q \quad \dots (2)$$

【0070】

制御弁3の流量圧力損失である、制御弁前後の静圧差 P は、式(3)により計算することができる。

$$P = K_0 \cdot Q^2 \quad \dots (3)$$

式(3)において、 K_0 は制御弁全開時の抵抗係数である。

【0071】

50

式（３）により、冷温水流量の変更による制御弁前後の静圧差の変更値 ΔP_i を算出することができる。

$$\Delta P_i = K_0 \cdot (\Delta Q^2 + \Delta Q \cdot Q) \quad \dots (4)$$

【００７２】

制御弁全開時の抵抗係数 K_0 は、制御弁の容量係数 C_v に基づき次式のように算出することができる。

【００７３】

【数２】

$$K_0 = \gamma \cdot \left(\frac{0.69}{C_v} \right)^2 \quad \dots (5) \quad 10$$

【００７４】

式（５）において、 γ は冷温水の比重で、一般的に、水では $\gamma = 1$ である。また、制御弁の容量係数 C_v は、一般に制御弁メーカーのカタログに明記されている。式（５）を用いる場合、制御弁前後の静圧差の変更値 ΔP_i の単位は kPa で、流量計測値 Q の単位は L/min である。

式（４）を使わずに、伝統的な比例積分（ PI ）演算により、制御弁前後の静圧差の変更値 ΔP_i を式（６）または式（７）のように算出することもできる。

【００７５】

20

【数３】

$$\Delta P_i = K_p \left(\Delta Q + \frac{1}{T_i} \int_0^t \Delta Q \cdot dt \right) \quad \dots (6)$$

【００７６】

【数４】

$$\Delta P_i = K_p \left(\Delta S + \frac{1}{T_i} \int_0^t \Delta S \cdot dt \right) \quad \dots (7) \quad 30$$

【００７７】

式（６）、式（７）において、 K_p は PI 制御の比例ゲイン、 T_i は PI 制御の積分時間である。 ΔS は次式に示すように空調機１の熱出力状態値 S と所定の熱出力状態設定値 S_{SP} との差である。

$$\Delta S = S - S_{SP} \quad \dots (8)$$

空調機１の熱出力状態値 S は、次式のように算出することができる。

【００７８】

【数５】

$$S = a \cdot \phi / \phi_{\max} + b \cdot \Delta t / \Delta t_{\max} \quad \dots (9) \quad 40$$

【００７９】

a 、 b は重み係数であり、例えば $a = 0.99$ 、 $b = 0.01$ 。 ϕ は当該空調機１に対応する制御弁開度、 $\phi_{\max}$ は各制御弁開度の最大値、 Δt は当該空調機１に対応する給気温度偏差、 $\Delta t_{\max}$ は各給気温度偏差 Δt の最大許容値である。

場合によっては、式（４）と式（６）の組み合わせ、あるいは式（４）と式（７）の組み合わせとするハイブリッド法で、制御弁前後の静圧差の変更値 ΔP_i を算出することもできる。

50

【0080】

コントローラ5の吐出静圧修正値算出部208は、熱出力状態Sが不足している空調機1について、制御弁前後の静圧差の変更値 ΔP_i をそれぞれ算出し、これらの値 ΔP_i のうちの最大値を冷温水循環ポンプ2の吐出静圧修正値 ΔP とする。すなわち、吐出静圧修正値 ΔP は、次式のようになる。

$$\Delta P = \max(\Delta P_1, \Delta P_2, \dots, \Delta P_k) \quad \dots (10)$$

ここで、kは熱出力状態Sが不足している空調機1の数である。

【0081】

[フィードバック制御（ポンプ揚程下げ）]

熱出力状態Sが不足または適切な空調機1が一台もない状態で、熱出力状態Sが過剰な空調機1がある場合、冷温水循環ポンプ2が余計な揚程を出していることを示しているので、冷温水循環ポンプ2の吐出静圧を下げる必要がある。なお、空調機1の熱出力状態Sが過剰な状態とは、例えば暖房モードであれば給気温度偏差 Δt が許容値より高い状態（例えば $\Delta t \geq +1^\circ\text{C}$ ）であり、冷房モードであれば給気温度偏差 Δt が許容値より低い状態（例えば $\Delta t \leq -1^\circ\text{C}$ ）である。

10

【0082】

各制御弁3-1～3-5の開度と流量計測値Q（あるいは流量設定値 Q_{sp} ）により冷温水循環ポンプ2の吐出静圧修正値 ΔP を算出することもできる。

$$\Delta P = K \cdot Q^2 \quad \dots (11)$$

【0083】

20

この流量圧力計算式により、制御弁全開までの制御弁前後の静圧差の変更値 ΔP_i を次式のように算出することができる。

$$\Delta P_i = (K - K_0) \cdot Q^2 \quad \dots (12)$$

【0084】

式（12）において、Kは制御弁の抵抗係数であり、イコールパーセンテージ特性の制御弁では次式のように算出することができる。

$$K = K_0 / R^{2(\phi - 1)} \quad \dots (13)$$

【0085】

制御弁全開時の抵抗係数 K_0 は、制御弁の容量係数 C_v に基づき式（5）のように算出することができる。また、Rは制御弁の固有レンジアビリティで、制御可能な最大流量と最小流量との比であり、一般に制御弁メーカーのカタログに明記されている。制御弁開度 ϕ は、0～1（あるいは0%～100%）の値をとる。

30

【0086】

式（12）を使わずに、伝統的な比例積分（PI）演算により、制御弁前後の静圧差の変更値 ΔP_i を式（14）または式（15）のように算出することもできる。

【0087】

【数6】

$$\Delta P_i = K_p(\Delta\phi + \frac{1}{T_i} \int_0^t \Delta\phi \cdot dt) \quad \dots (14)$$

40

【0088】

【数7】

$$\Delta P_i = K_p(\Delta S + \frac{1}{T_i} \int_0^t \Delta S \cdot dt) \quad \dots (15)$$

【0089】

式（14）、式（15）において、 K_p はPI制御の比例ゲイン、 T_i はPI制御の積分時間である。 $\Delta\phi$ は制御弁開度 ϕ と制御弁開度設定値 ϕ_{sp} との差である。ここでの制御

50

弁開度設定値 ϕ_{SP} は、一般に制御弁の全開開度に設定されている。

$$\Delta \phi = \phi - \phi_{SP} \quad \dots (16)$$

ΔS は空調機 1 の熱出力状態値 S と所定の熱出力状態設定値 S_{SP} との差であり、式 (8) のように算出することができる。

【0090】

場合によっては、式 (12) と式 (14) の組み合わせ、あるいは式 (12) と式 (15) の組み合わせとするハイブリッド法で、制御弁前後の静圧差の変更値 ΔP_i を算出することもできる。

【0091】

コントローラ 5 の吐出静圧修正値算出部 208 は、各制御弁 3-1 ~ 3-5 について制御弁前後の静圧差の変更値 ΔP_i をそれぞれ算出し、これらの値 ΔP_i のうちの最小値を冷温水循環ポンプ 2 の吐出静圧修正値 ΔP とする。すなわち、吐出静圧修正値 ΔP は、次式のようになる。

$$\Delta P = \min(\Delta P_1, \Delta P_2, \dots, \Delta P_m) \quad \dots (17)$$

ここで、 m は制御弁の数である。

【0092】

[フィードバック制御の制限]

フィードフォワード制御とフィードバック制御とを用いる冷温水循環ポンプ 2 の回転数制御では、フィードバック制御のための吐出静圧修正値 ΔP に大きさ制限を与える必要がある。

$$|\Delta P| \leq K_L \cdot P_0 \quad \dots (18)$$

【0093】

コントローラ 5 の吐出静圧修正値算出部 208 は、式 (17) により冷温水循環ポンプ 2 の吐出静圧修正値 ΔP を算出した後、この吐出静圧修正値 ΔP の大きさを式 (18) に従って制限する。式 (18) において、 K_L はフィードバック制御の大きさ制限率で、例えば $K_L = 0.1$ である。図 5 はこの冷温水循環ポンプ 2 の吐出静圧修正値 ΔP の大きさ制限を説明する図であり、50 は吐出静圧修正値 ΔP の上限、51 は吐出静圧修正値 ΔP の下限である。

【0094】

[フィードフォワード制御とフィードバック制御の合成]

次に、吐出静圧設定値算出部 209 は、冷温水循環ポンプ 2 の吐出静圧予測値 P_0 と吐出静圧修正値 ΔP とを合算して、冷温水循環ポンプ 2 の吐出静圧設定値 H_{SP} を次式のように算出する。

$$H_{SP} = P_0 + \Delta P \quad \dots (19)$$

あるいは、吐出静圧設定値算出部 209 は、次式のように冷温水循環ポンプ 2 の吐出静圧設定値 H_{SP} を算出してもよい。

$$H_{SP} = P_0 - \Delta P \quad \dots (20)$$

【0095】

コントローラ 5 の吐出静圧偏差算出部 210 は、冷温水循環ポンプ 2 の吐出静圧計測値 H と吐出静圧設定値 H_{SP} との偏差 ΔH を算出する。

$$\Delta H = H - H_{SP} \quad \dots (21)$$

【0096】

回転数制御演算部 211 は、吐出静圧計測値 H と吐出静圧設定値 H_{SP} とが一致するように (すなわち、吐出静圧偏差 ΔH が 0 になるように) 冷温水循環ポンプ 2 の回転数 n を算出する。回転数制御装置 8 は、冷温水循環ポンプ 2 の回転数が n になるように制御する。

【0097】

特許文献 1 に開示された技術と本実施の形態との相違を表 1 に示す。

【0098】

【表 1】

		特許文献1	本実施の形態
システム構成	適応対象	空調冷温水システム	同左
	制御対象	冷温水循環ポンプ	同左
	空調機容量制御機器	一般比例制御弁	流量計測制御機能付き制御弁 or 一般比例制御弁＋流量計
	バルブの制御信号	バルブ設定開度	バルブ設定流量
	バルブからの信号	バルブ開度	バルブ開度、流量、 入口静圧、出口静圧
	バルブの相互干渉	ある	無い
制御ロジック構成	空調機状態の判断	制御弁開度と空調機能力	同左
	ポンプ制御方式	速度型 (変動量を出力)	位置型 (絶対値を出力)
	ポンプ制御動作	フィードフォワード ＋フィードバック	同左
	フィードフォワード信号	空調機風量、空気温度偏差、 送還水温度差、バルブ開度な どの複数制御信号によって冷 温水流量変化量を算出する。	空調機コントローラが直ちにバル ブ設定流量を出力される。
	フィードフォワード計算	計算量が大きい	合計のみ
	フィードバック信号	バルブ開度による算出	①:バルブ開度による算出 ②:PI制御で算出 ③:①と②の合成
制御効果	フィードバック制限	無い	ある
	追従性	やや遅い	速い
	安定性	弱い	強い
	エンジニアリング性	複雑	簡単
	関連装置	多い	少ない

【0099】

以上のような構成により、本実施の形態では、冷温水循環ポンプ2の回転数制御の安定性と追従性を改善することができる。

【0100】

なお、本実施の形態のコントローラ4-1～4-5、5の各々は、CPU、記憶装置および外部とのインタフェースを備えたコンピュータと、これらのハードウェア資源を制御するプログラムによって実現することができる。各コントローラのCPUは、記憶装置に格納されたプログラムに従って本実施の形態で説明した処理を実行する。同様に、各制御弁3-1～3-5内の流量偏差算出部205と弁開度制御演算部206とは、CPU、記憶装置および外部とのインタフェースを備えたコンピュータと、これらのハードウェア資源を制御するプログラムによって実現することができる。各制御弁3-1～3-5のCPUは、記憶装置に格納されたプログラムに従って本実施の形態で説明した処理を実行する。

【産業上の利用可能性】

【0101】

本発明は、空調システムにおいて空調機に供給する冷温水を循環させる冷温水循環ポンプの回転数を制御する技術に適用することができる。

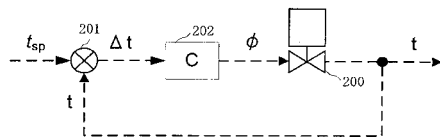
【符号の説明】

【0102】

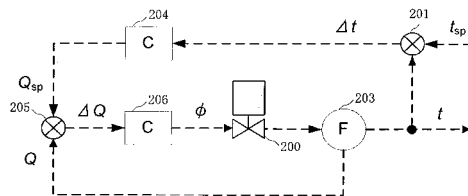
1-1～1-5…空調機、2…冷温水循環ポンプ、3-1～3-5…制御弁、4-1～4-5, 5…コントローラ、6-1～6-5…温度センサ、7…圧力センサ、8…回転数制御装置、9…往水管路、10…還水管路、11～14…ヘッダ、201…給気温度偏差算出部、203…流量計測機能部、204…流量制御演算部、203…流量計測機能部、205…流量偏差算出部、206…弁開度制御演算部、207…吐出静圧予測値算出部、208…吐出静圧修正値算出部、209…吐出静圧設定値算出部、210…吐出静圧偏差算出部、211…回転数制御演算部。

10

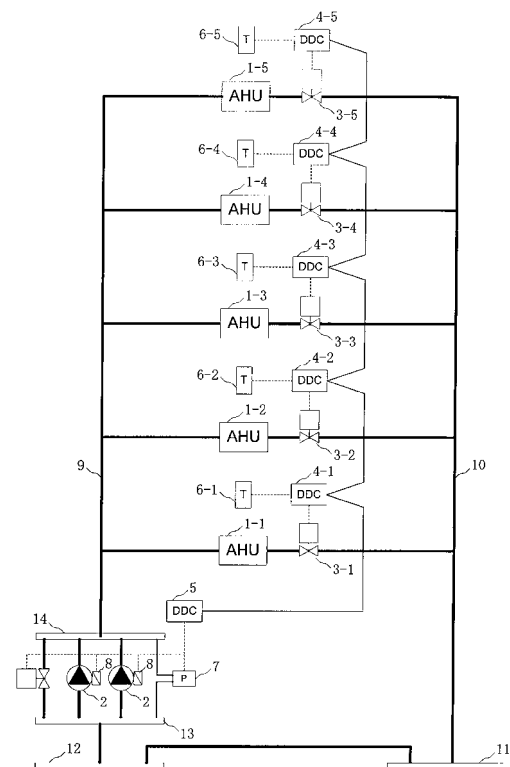
【図1】



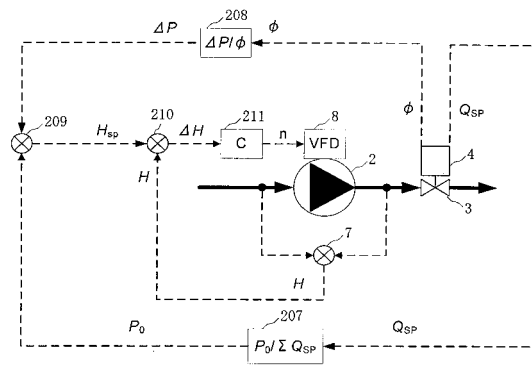
【図2】



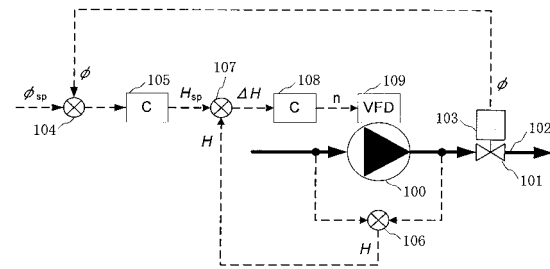
【図3】



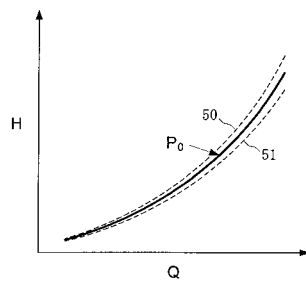
【図 4】



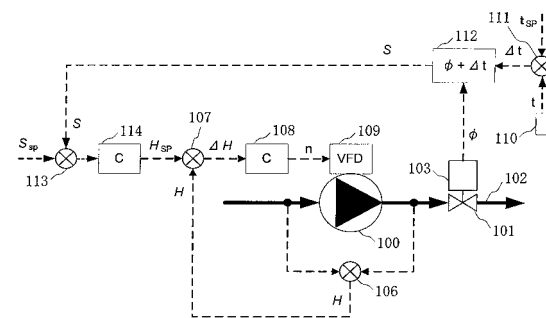
【図 6】



【図 5】



【図 7】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開2009-030821 (JP, A)
特開2005-351587 (JP, A)
特開平11-083127 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F24F 11/02