

## 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17a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17aには、冷凍機1, 2に加え、冷水ポンプ3、冷水流量計11a、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12a、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12b、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12c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17a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11a、第1～第3の温度計12a～12c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を閉弁することにより、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を開弁することによって、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（ $L / \text{min}$ ）

$\sigma$  …水の密度（ $\text{kg} / \text{m}^3$ ）

$T_{1\text{ in}}$ …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 (m<sup>3</sup> / 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 (%)

$\sigma$ …水の密度 (kg / m<sup>3</sup>)

$\Delta T_{sp}$ … $T_{1\text{ in}} - T_{2\text{ out}}$  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  $T_{WB}$  は、外気温度  $T_a$  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 21 a, 21 b 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 21 a, 21 b 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 21 a, 21 b 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  $T_{WB}$  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 21 a, 21 b 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 21 a, 21 b 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  $L_{\text{rate}}$  (%) 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  $L_{\text{rate}}$  (%) 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コピー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コピーを推定し、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 50 Hz または 60 Hz) 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]

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

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

または  
 (4) . . .

[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]

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

[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 2 1 a の消費電力 (kW)

$W_{fan2}$ …低温側の冷却塔ファン 2 1 b 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・N6、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 2 1 a、2 1 b の流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、流量比を変更して (ステップ S108・N6、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・N6、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 $L_{\text{rate}}$ (%)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 $L_{\text{rate}}$ (%)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℃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℃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21a、21b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21a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21b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℃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 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  $T_{WB}$  について上記のシミュレーションを予め行って 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ナール化したものである。図 8 のナールによれば、例えば、冷凍負荷比  $Q$  (%) が 10% で湿球温度が 10°C のときには、COP が最大になる最適出口冷水温度は 13.4°C になる。ここで、13.4°C 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°C のときには、COP が最大になる最適出口冷水温度は 8.9°C になる。

[0079] なお、図 6～図 8 は、湿球温度は 10°C から 1°C 刻みで 30°C 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、制御ナールがあれば、冷凍負荷比  $Q$  (%) と外気湿球温度を取得するだけで、後は制御ナー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、シミュレーション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温度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。