

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4829147号
(P4829147)

(45) 発行日 平成23年12月7日(2011.12.7)

(24) 登録日 平成23年9月22日(2011.9.22)

(51) Int.Cl.		F 1			
F 2 4 F	5/00	(2006.01)	F 2 4 F	5/00	1 O 1 Z
F 2 4 F	11/02	(2006.01)	F 2 4 F	11/02	1 O 2 Z

請求項の数 13 (全 41 頁)

(21) 出願番号	特願2007-51523 (P2007-51523)	(73) 特許権者	000001834
(22) 出願日	平成19年3月1日(2007.3.1)		三機工業株式会社
(65) 公開番号	特開2008-215679 (P2008-215679A)		東京都中央区日本橋室町2丁目1番1号
(43) 公開日	平成20年9月18日(2008.9.18)	(74) 代理人	100072718
審査請求日	平成22年1月15日(2010.1.15)		弁理士 古谷 史旺
		(74) 代理人	100116001
			弁理士 森 俊秀
		(72) 発明者	島田 和政
			東京都中央区日本橋室町2丁目1番1号
			三機工業株式会社内
		(72) 発明者	水島 茂
			東京都中央区日本橋室町2丁目1番1号
			三機工業株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 空気調和設備

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

予冷コイルと冷却コイルとを設けた空調機と、
 外気湿球温度計と、
 前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度に拘わらず運転する第一の冷凍機と、
 前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度に拘わらず運転する前記第一の冷凍機用の冷却塔と、
 液ポンプを設け、前記第一の冷凍機と前記第一の冷凍機用の冷却塔とを連絡する第一の冷却水循環路と、
 前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度と前記冷却コイルの冷却要求に応じて発停する少なくとも1つ以上の第二の冷凍機と、
 前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度と前記冷却コイルの冷却要求に応じて発停する前記第二の冷凍機用の冷却塔と、
 液ポンプを設け、前記第二の冷凍機と前記第二の冷凍機用の冷却塔とを連絡する第二の冷却水循環路と、
 液ポンプを設け、前記第一の冷凍機および前記第二の冷凍機と前記空調機の冷却コイルとを連絡する冷水循環路と、
 フリークーリング用の冷却塔と、
 液ポンプを設け、前記フリークーリング用の冷却塔に連絡するフリークーリング用冷却

10

20

水循環路と、

液ポンプを設け、前記空調機の予冷コイルと連絡する予冷コイル用冷却水循環路と、前記フリークーリング用冷却水循環路と前記予冷コイル用冷却水循環路との間に配される熱交換器と、

前記第二の冷却水循環路と前記フリークーリング用冷却水循環路との間に設け、前記フリークーリング用の冷却塔と前記第二の冷凍機用の冷却塔とを直列に接続するフリークーリング用切替機構と、

前記外気湿球温度計によって測定される外気湿球温度に、フリークーリングを行えない第一の設定値とフリークーリングを行える第二の設定値とを設定するとともに、前記フリークーリング用切替機構の切替制御を行う制御装置とを備え、

10

前記フリークーリング用切替機構は、

前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路と前記第二の冷却水循環路の還り路とを結ぶ第一の流路と、

前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路と前記第二の冷却水循環路の行き路とを結ぶ第二の流路と、

前記第一の流路の前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路側の分岐点と前記第二の流路の前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路側の分岐点との間の前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路に設けた第一のバルブと、

前記第一の流路に設けた第二のバルブと、

前記第二の流路に設けた第三のバルブと、

20

前記第二の流路の前記第二の冷却水循環路の行き路側の分岐点より前記第二の冷凍機側に設けた第四のバルブとを備え、

前記制御装置は、

前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度が第一の設定値以上になると、前記第一のバルブ、前記第二のバルブおよび前記第三のバルブを閉じ、前記第四のバルブを開いて前記第二の冷凍機および前記第二の冷凍機用の冷却塔を運転する制御を行い、

前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度が前記第一の設定値より低くかつ第二の設定値以上になると、前記第二の冷凍機を停止し、前記第二のバルブおよび前記第三のバルブを開き、前記第一のバルブおよび前記第四のバルブを閉じて前記フリークーリング用冷却塔と前記第二の冷凍機用の冷却塔とを直列に連絡して前記フリークーリング用冷却水循環路の冷却水を二段階に冷却する制御を行い、

30

前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度が前記第二の設定値より低くなると、前記第二の冷凍機用の冷却塔を停止し、前記第一のバルブを開き、前記第二のバルブおよび第三のバルブを閉じ、前記フリークーリング用冷却水循環路の冷却水を一段冷却する制御を行い、

前記フリークーリング用冷却水循環路を介して前記熱交換器に冷却水を搬送する制御を行う

ことを特徴とする空気調和設備。

【請求項2】

予冷コイルと冷却コイルとを設けた空調機と、

40

外気湿球温度計と、

前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度に拘わらず運転する第一の冷凍機と、

前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度に拘わらず運転する前記第一の冷凍機用の冷却塔と、

液ポンプを設け、前記第一の冷凍機と前記第一の冷凍機用の冷却塔とを連絡する第一の冷却水循環路と、

前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度と前記冷却コイルの冷却要求に応じて発停する少なくとも1つ以上の第二の冷凍機と、

前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度と前記冷却コイルの冷却要求に

50

じて発停する前記第二の冷凍機用の冷却塔と、

液ポンプを設け、前記第二の冷凍機と前記第二の冷凍機用の冷却塔とを連絡する第二の冷却水循環路と、

液ポンプを設け、前記第一の冷凍機および前記第二の冷凍機と前記空調機の冷却コイルとを連絡する冷水循環路と、

フリークーリング用の冷却塔と、

液ポンプを設け、前記フリークーリング用の冷却塔と前記空調機の予冷コイルとを連絡するフリークーリング用冷却水循環路と、

前記第二の冷却水循環路と前記フリークーリング用冷却水循環路との間に設け、前記フリークーリング用の冷却塔と前記第二の冷凍機用の冷却塔とを直列に接続するフリークーリング用切替機構と、

10

前記外気湿球温度計によって測定される外気湿球温度に、フリークーリングを行えない第一の設定値とフリークーリングを行える第二の設定値とを設定するとともに、前記フリークーリング用切替機構の切替制御を行う制御装置とを備え、

前記フリークーリング用切替機構は、

前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路と前記第二の冷却水循環路の還り路とを結ぶ第一の流路と、

前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路と前記第二の冷却水循環路の行き路とを結ぶ第二の流路と、

前記第一の流路の前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路側の分岐点と前記第二の流路の前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路側の分岐点との間の前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路に設けた第一のバルブと、

20

前記第一の流路に設けた第二のバルブと、

前記第二の流路に設けた第三のバルブと、

前記第二の流路の前記第二の冷却水循環路の行き路側の分岐点より前記第二の冷凍機側に設けた第四のバルブとを備え、

前記制御装置は、

前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度が第一の設定値以上になると、前記第一のバルブ、前記第二のバルブおよび前記第三のバルブを閉じ、前記第四のバルブを開いて前記第二の冷凍機および前記第二の冷凍機用の冷却塔を運転する制御を行い、

30

前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度が前記第一の設定値より低くかつ第二の設定値以上になると、前記第二の冷凍機を停止し、前記第二のバルブおよび前記第三のバルブを開き、前記第一のバルブおよび前記第四のバルブを閉じて前記フリークーリング用冷却塔と前記第二の冷凍機用の冷却塔とを直列に連絡して前記フリークーリング用冷却水循環路の冷却水を二段階に冷却する制御を行い、

前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度が前記第二の設定値より低くなると、前記第二の冷凍機用の冷却塔を停止し、前記第一のバルブを開き、前記第二のバルブおよび第三のバルブを閉じ、前記フリークーリング用冷却水循環路の冷却水を一段冷却する制御を行い、

前記フリークーリング用冷却水循環路を介して前記予冷コイルに冷却水を搬送する制御を行う

40

ことを特徴とする空気調和設備。

【請求項3】

冷却コイルを備えた空調機と、

外気湿球温度計と、

前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度に拘わらず運転する第一の冷凍機と、

前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度に拘わらず運転する前記第一の冷凍機用の冷却塔と、

液ポンプを設け、前記第一の冷凍機と前記第一の冷凍機用の冷却塔とを連絡する第一の

50

冷却水循環路と、

前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度と前記冷却コイルの冷却要求に応じて発停する少なくとも一つ以上の第二の冷凍機と、

前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度と前記冷却コイルの冷却要求に応じて発停する前記第二の冷凍機の冷却塔と、

液ポンプを設け、前記第二の冷凍機と前記第二の冷凍機用の冷却塔とを連絡する第二の冷却水循環路と、

フリークーリング用の冷却塔と、

液ポンプと熱交換器とを設け、前記フリークーリング用の冷却塔に連絡するフリークーリング用冷却水循環路と、

10

液ポンプを設け、前記第一の冷凍機および前記第二の冷凍機及び前記熱交換器と前記空調機の冷却コイルとを連絡する冷水循環路と、

前記第二の冷却水循環路と前記フリークーリング用冷却水循環路との間に設け、前記フリークーリング用の冷却塔と前記第二の冷凍機用の冷却塔とを直列に接続するフリークーリング用切替機構と、

前記外気湿球温度計によって測定される外気湿球温度に、フリークーリングを行えない第一の設定値とフリークーリングを行える第二の設定値とを設定するとともに、前記フリークーリング用切替機構の切替制御を行う制御装置とを備え、

前記フリークーリング用切替機構は、

前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路と前記第二の冷却水循環路の還り路とを結ぶ第一の流路と、

20

前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路と前記第二の冷却水循環路の行き路とを結ぶ第二の流路と、

前記第一の流路の前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路側の分岐点と前記第二の流路の前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路側の分岐点との間の前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路に設けた第一のバルブと、

前記第一の流路に設けた第二のバルブと、

前記第二の流路に設けた第三のバルブと、

前記第二の流路の前記第二の冷却水循環路の行き路側の分岐点より前記第二の冷凍機側に設けた第四のバルブとを備え、

30

前記制御装置は、

前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度が第一の設定値以上になると、前記第一のバルブ、前記第二のバルブおよび前記第三のバルブを閉じ、前記第四のバルブを開いて前記第二の冷凍機および前記第二の冷凍機用の冷却塔を運転する制御を行い、

前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度が前記第一の設定値より低くかつ第二の設定値以上になると、前記第二の冷凍機を停止し、前記第二のバルブおよび前記第三のバルブを開き、前記第一のバルブおよび前記第四のバルブを閉じて前記フリークーリング用冷却塔と前記第二の冷凍機用の冷却塔とを直列に連絡して前記フリークーリング用冷却水循環路の冷却水を二段階に冷却する制御を行い、

前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度が前記第二の設定値より低くなると、前記第二の冷凍機用の冷却塔を停止し、前記第一のバルブを開き、前記第二のバルブ及び第三のバルブを閉じ、前記フリークーリング用冷却水循環路の冷却水を一段冷却する制御を行い、

40

前記フリークーリング用冷却水循環路を介して前記熱交換器に冷却水を搬送する制御を行う

ことを特徴とする空気調和設備。

【請求項 4】

請求項 1 または請求項 3 記載の空気調和設備において、

前記制御装置は、

前記フリークーリング用冷却水循環路の熱交換器へ供給する冷却水行き温度を T_s 、熱

50

交換器から還ってくる冷却水還り温度を T_r とした際に、

前記フリークーリング用の冷却塔冷却水入口水温（これは T_r 温度と等しい）を T_{w1} 、前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温を T_{w2} 、前記第二流路を流れる前記第二の冷凍機用の冷却塔冷却水出口水温を T_{w3} 、 T_{w1} における飽和空気のエンタルピー $kJ/kgDA$ を h_{w1} 、 T_{w2} における飽和空気のエンタルピー $kJ/kgDA$ を h_{w2} 、 T_{w3} における飽和空気のエンタルピー $kJ/kgDA$ を h_{w3} 、前記フリークーリング用の冷却塔固有の比例定数 C_1 、前記フリークーリング用の冷却塔充填物高さ Z_1 、前記フリークーリング用の冷却塔水空気比 L/G を N_1 、前記第二の冷凍機用の冷却塔固有の比例定数 C_2 、前記第二の冷凍機用の冷却塔充填物高さ Z_2 、前記第二の冷凍機用の冷却塔水空気比 L/G を N_2 と規定して近似して表せる塔特性を求める、下記に示すフリークーリング用の冷却塔特性の対数平均法式および第二の冷凍機用の冷却塔特性の対数平均法式により、前記フリークーリング用の冷却塔を流れる空気湿球温度毎に算出した T_{w2} と、前記第二の冷凍機用の冷却塔を流れる空気湿球温度毎に算出した T_{w3} とを求め、

フリークーリング用の冷却塔特性の対数平均法式

【数 1】

$$U/N = \frac{C\rho \times (t_{w1} - t_{w2}) \times (\Delta h_2 - \Delta h_1)}{\Delta h_1 \times \Delta h_2 \times \ln(\Delta h_2 / \Delta h_1)}$$

ただし、ここでの h_1 と h_2 は以下とする。

$$h_1 = h_{w2} - h_1$$

$$h_2 = h_{w1} - h_2$$

$$(U/N)_1 = C_1 Z_1 N_1^{-1}, 0.3 \quad 0.5$$

第二の冷凍機用の冷却塔特性の対数平均法式

【数 2】

$$U/N = \frac{C\rho \times (t_{w2} - t_{w3}) \times (\Delta h_2 - \Delta h_1)}{\Delta h_1 \times \Delta h_2 \times \ln(\Delta h_2 / \Delta h_1)}$$

ただし、ここでの h_1 と h_2 は以下とする。

$$h_1 = h_{w3} - h_1$$

$$h_2 = h_{w2} - h_3$$

$$(U/N)_2 = C_2 Z_2 N_2^{-1}, 0.3 \quad 0.5$$

縦軸に前記フリークーリング用の冷却塔冷却水入口/出口水温を取り、横軸に前記フリークーリング用の冷却塔に導入される空気湿球温度を取ったグラフに、前記フリークーリング用の冷却塔に導入される空気湿球温度毎に算出した T_{w2} と前記第二の冷凍機用の冷却塔に導入される空気湿球温度毎に算出した T_{w3} とをそれぞれプロットしプロット点を結んだ二つの冷却塔出口水温線を作成し、

前記第二の冷凍機用の冷却塔出口水温線と前記グラフの縦軸の前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温を横軸と平行に引かれた T_s 温度線との交点の空気湿球温度を外気湿球温度の第一の設定値とし、

前記フリークーリング用の冷却塔出口水温線と前記グラフの縦軸の前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温を横軸と平行に引かれた T_s 温度線との交点の空気湿球温度を外気湿球温度の第二の設定値とする

ことを特徴とする空気調和装置。

【請求項 5】

請求項 1 または請求項 3 記載の空気調和設備において、

前記制御装置は、

前記フリークーリング用冷却水循環路の熱交換器へ供給する冷却水行き温度を T_s 、熱

10

20

30

40

50

交換器から還ってくる冷却水還り温度を T_r とした際に、

前記フリークーリング用の冷却塔冷却水入口水温（これは T_r 温度と等しい）を T_{w1} 、前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温を T_{w2} 、前記第二流路を流れる前記第二の冷凍機用の冷却塔冷却水出口水温を T_{w3} 、 T_{w1} における飽和空気のエンタルピー $kJ/kgDA$ を h_{w1} 、 T_{w2} における飽和空気のエンタルピー $kJ/kgDA$ を h_{w2} 、 T_{w3} における飽和空気のエンタルピー $kJ/kgDA$ を h_{w3} 、前記フリークーリング用の冷却塔固有の比例定数 C_1 、前記フリークーリング用の冷却塔充填物高さ Z_1 、前記フリークーリング用の冷却塔水空気比 L/G を N_1 、前記第二の冷凍機用の冷却塔固有の比例定数 C_2 、前記第二の冷凍機用の冷却塔充填物高さ Z_2 、前記第二の冷凍機用の冷却塔水空気比 L/G を N_2 と規定して近似して表せる塔特性を求める、下記に示すフリークーリング用の冷却塔特性のチェビシェフの公式により、前記フリークーリング用の冷却塔を流れる空気湿球温度毎に算出した T_{w2} と、前記第二の冷凍機用の冷却塔を流れる空気湿球温度毎に算出した T_{w3} とを求め、

フリークーリング用の冷却塔特性のチェビシェフの公式

$$U/N = (C \times t_w / 4) \times \{ (1/h_1) + (1/h_2) + (1/h_3) + (1/h_4) \}$$

ただし、ここでの $h_1 \sim h_4$ は以下とする。

$$h_1 = t_{w2} + 0.1 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_2 = t_{w2} + 0.4 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_3 = t_{w2} - 0.4 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_4 = t_{w2} - 0.1 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$(U/N)_1 = C_1 Z_1 N_1^{-1}, 0.3 \quad 0.5$$

第二の冷凍機用の冷却塔特性のチェビシェフの公式

$$U/N = (C \times t_w / 4) \times \{ (1/h_1) + (1/h_2) + (1/h_3) + (1/h_4) \}$$

ただし、ここでの $h_1 \sim h_4$ は以下とする。

$$h_1 = t_{w3} + 0.1 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_2 = t_{w2} + 0.4 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_3 = t_{w2} - 0.4 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_4 = t_{w2} - 0.1 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$(U/N)_2 = C_2 Z_2 N_2^{-1}, 0.3 \quad 0.5$$

縦軸に前記フリークーリング用の冷却塔冷却水入口/出口水温を取り、横軸に前記フリークーリング用の冷却塔に導入される空気湿球温度を取ったグラフに、前記フリークーリング用の冷却塔に導入される空気湿球温度毎に算出した T_{w2} と前記第二の冷凍機用の冷却塔に導入される空気湿球温度毎に算出した T_{w3} とをそれぞれプロットしプロット点を結んだ二つの冷却塔出口水温線を作成し、

前記第二の冷凍機用の冷却塔出口水温線と前記グラフの縦軸の前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温を横軸と平行に引かれた T_s 温度線との交点の空気湿球温度を外気湿球温度の第一の設定値とし、

前記フリークーリング用の冷却塔出口水温線と前記グラフの縦軸の前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温を横軸と平行に引かれた T_s 温度線との交点の空気湿球温度を外気湿球温度の第二の設定値とする

ことを特徴とする空気調和装置。

【請求項6】

請求項2記載の空気調和設備において、

前記制御装置は、

前記フリークーリング用冷却水循環路の予冷コイルへ供給する冷却水行き温度を T_s 、予冷コイルから還ってくる冷却水還り温度を T_r とした際に、

前記フリークーリング用の冷却塔冷却水入口水温（これは T_r 温度と等しい）を T_{w1} 、前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温を T_{w2} 、前記第二流路を流れる前記

10

20

30

40

50

第二の冷凍機用の冷却塔冷却水出口水温 T_{w3} 、 T_{w1} における飽和空気のエンタルピー $k J / k g D A$ を h_{w1} 、 T_{w2} における飽和空気のエンタルピー $k J / k g D A$ を h_{w2} 、 T_{w3} における飽和空気のエンタルピー $k J / k g D A$ を h_{w3} 、前記フリークーリング用の冷却塔固有の比例定数 C_1 、前記フリークーリング用の冷却塔充填物高さ Z_1 、前記フリークーリング用の冷却塔水空気比 L / G を N_1 、前記第二の冷凍機用の冷却塔固有の比例定数 C_2 、前記第二の冷凍機用の冷却塔充填物高さ Z_2 、前記第二の冷凍機用の冷却塔水空気比 L / G を N_2 と規定して近似して表せる塔特性を求める、下記に示すフリークーリング用の冷却塔特性の対数平均法式および第二の冷凍機用の冷却塔特性の対数平均法式により、前記フリークーリング用の冷却塔を流れる空気湿球温度毎に算出した T_{w2} と、前記第二の冷凍機用の冷却塔を流れる空気湿球温度毎に算出した T_{w3} とを求め、

10

フリークーリング用の冷却塔特性の対数平均法式
【数 3】

$$U/N = \frac{C \rho \times (t_{w1} - t_{w2}) \times (\Delta h_2 - \Delta h_1)}{\Delta h_1 \times \Delta h_2 \times \ln(\Delta h_2 / \Delta h_1)}$$

ただし、ここでの h_1 と h_2 は以下とする。

$$h_1 = h_{w2} - h_1$$

$$h_2 = h_{w1} - h_2$$

$$(U/N)_1 = C_1 Z_1 N_1^{-1}, 0.3 \quad 0.5$$

第二の冷凍機用の冷却塔特性の対数平均法式

20

【数 4】

$$U/N = \frac{C \rho \times (t_{w2} - t_{w3}) \times (\Delta h_2 - \Delta h_1)}{\Delta h_1 \times \Delta h_2 \times \ln(\Delta h_2 / \Delta h_1)}$$

ただし、ここでの h_1 と h_2 は以下とする。

$$h_1 = h_{w3} - h_1$$

$$h_2 = h_{w2} - h_3$$

$$(U/N)_2 = C_2 Z_2 N_2^{-1}, 0.3 \quad 0.5$$

フリークーリング用の冷却塔特性の対数平均法式

縦軸に前記フリークーリング用の冷却塔冷却水入口 / 出口水温 を取り、横軸に前記フリークーリング用の冷却塔に導入される空気湿球温度 を取ったグラフに、前記フリークーリング用の冷却塔に導入される空気湿球温度毎に算出した T_{w2} と前記第二の冷凍機用の冷却塔に導入される空気湿球温度毎に算出した T_{w3} とをそれぞれプロットしプロット点を結んだ二つの冷却塔出口水温線を作成し、

30

前記第二の冷凍機用の冷却塔出口水温線と前記グラフの縦軸の前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温 を横軸と平行に引かれた T_s 温度線との交点の空気湿球温度 を外気湿球温度の第一の設定値とし、

40

前記フリークーリング用の冷却塔出口水温線と前記グラフの縦軸の前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温 を横軸と平行に引かれた T_s 温度線との交点の空気湿球温度 を外気湿球温度の第二の設定値とする

ことを特徴とする空気調和装置。

【請求項 7】

請求項 2 記載の空気調和設備において、

前記制御装置は、

前記フリークーリング用冷却水循環路の予冷コイルへ供給する冷却水行き温度を T_s 、予冷コイルから還ってくる冷却水還り温度を T_r とした際に、

50

前記フリークーリング用の冷却塔冷却水入口水温（これは T_r 温度と等しい）を T_{w1} 、前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温を T_{w2} 、前記第二流路を流れる前記第二の冷凍機用の冷却塔冷却水出口水温を T_{w3} 、 T_{w1} における飽和空気のエンタルピー $kJ/kgDA$ を h_{w1} 、 T_{w2} における飽和空気のエンタルピー $kJ/kgDA$ を h_{w2} 、 T_{w3} における飽和空気のエンタルピー $kJ/kgDA$ を h_{w3} 、前記フリークーリング用の冷却塔固有の比例定数 C_1 、前記フリークーリング用の冷却塔充填物高さ Z_1 、前記フリークーリング用の冷却塔水空気比 L/G を N_1 、前記第二の冷凍機用の冷却塔固有の比例定数 C_2 、前記第二の冷凍機用の冷却塔充填物高さ Z_2 、前記第二の冷凍機用の冷却塔水空気比 L/G を N_2 と規定して近似して表せる塔特性を求める、下記に示すフリークーリング用の冷却塔特性のチェビシェフの公式により、前記フリークーリング用の冷却塔を流れる空気湿球温度毎に算出した T_{w2} と、前記第二の冷凍機用の冷却塔を流れる空気湿球温度毎に算出した T_{w3} とを求め、

10

フリークーリング用の冷却塔特性のチェビシェフの公式

$$U/N = (C \times t_w / 4) \times \{ (1/h_1) + (1/h_2) + (1/h_3) + (1/h_4) \}$$

ただし、ここでの $h_1 \sim h_4$ は以下とする。

$$h_1 = t_{w2} + 0.1 \quad t_w \text{における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_2 = t_{w2} + 0.4 \quad t_w \text{における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_3 = t_{w2} - 0.4 \quad t_w \text{における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_4 = t_{w2} - 0.1 \quad t_w \text{における } (h_w - h) \text{ の値}$$

20

$$(U/N)_1 = C_1 Z_1 N_1^{-1}, 0.3 \quad 0.5$$

第二の冷凍機用の冷却塔特性のチェビシェフの公式

$$U/N = (C \times t_w / 4) \times \{ (1/h_1) + (1/h_2) + (1/h_3) + (1/h_4) \}$$

ただし、ここでの $h_1 \sim h_4$ は以下とする。

$$h_1 = t_{w3} + 0.1 \quad t_w \text{における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_2 = t_{w2} + 0.4 \quad t_w \text{における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_3 = t_{w2} - 0.4 \quad t_w \text{における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_4 = t_{w2} - 0.1 \quad t_w \text{における } (h_w - h) \text{ の値}$$

30

$$(U/N)_2 = C_2 Z_2 N_2^{-1}, 0.3 \quad 0.5$$

縦軸に前記フリークーリング用の冷却塔冷却水入口/出口水温を取り、横軸に前記フリークーリング用の冷却塔に導入される空気湿球温度を取ったグラフに、前記フリークーリング用の冷却塔に導入される空気湿球温度毎に算出した T_{w2} と前記第二の冷凍機用の冷却塔に導入される空気湿球温度毎に算出した T_{w3} とをそれぞれプロットしプロット点を結んだ二つの冷却塔出口水温線を作成し、

前記第二の冷凍機用の冷却塔出口水温線と前記グラフの縦軸の前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温を横軸と平行に引かれた T_s 温度線との交点の空気湿球温度を外気湿球温度の第一の設定値とし、

前記フリークーリング用の冷却塔出口水温線と前記グラフの縦軸の前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温を横軸と平行に引かれた T_s 温度線との交点の空気湿球温度を外気湿球温度の第二の設定値とする

40

ことを特徴とする空気調和装置。

【請求項 8】

請求項 4 ないし請求項 7 の何れか記載の空気調和設備において、

$C_2 = C_1$ 、 $Z_2 = Z_1$ 、 $N_2 = N_1$ である、第二の冷凍機用の冷却塔を備えたことを特徴とする空気調和設備。

【請求項 9】

請求項 4 ないし請求項 7 の何れか記載の空気調和設備において、

$Z_2 > Z_1$ 、 $N_2 < N_1$ である、第二の冷凍機用の冷却塔を備えたことを特徴とする空気調和設備。

50

【請求項 10】

請求項 1 ないし請求項 9 の何れか記載の空気調和設備において、
前記フリークーリング用冷却水循環路は、行き路に前記液ポンプを設け、前記液ポンプと前記第一の流路の前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路側の分岐点との間に第一の流量計を設け、還り路に第二の流量計を設けている
ことを特徴とする空気調和設備。

【請求項 11】

請求項 1 ないし請求項 9 の何れか記載の空気調和設備において、
前記冷却コイルに連絡する冷却コイルを設けた空調機をさらに備えた
ことを特徴とする空気調和設備。

10

【請求項 12】

請求項 4 または請求項 5 記載の空気調和設備において、
前記フリークーリング用冷却水循環路の熱交換器へ供給する冷却水行き温度 T_s と、前記熱交換器から還ってくる冷却水還り温度を T_r とに所定の値を設定する入力装置をさらに備え、

前記制御装置は、前記外気湿球温度の第一の設定値および前記外気湿球温度の第二の設定値を算出演算する演算部を格納し、前記入力装置で入力された所定の値を演算した結果で、前記フリークーリング用切替機構、前記フリークーリング用冷却塔、前記第二の冷凍機、前記第二の冷凍機用の冷却塔の制御を行う

ことを特徴とする空気調和設備。

20

【請求項 13】

請求項 6 または請求項 7 記載の空気調和設備において、
前記フリークーリング用冷却水循環路の予冷コイルへ供給する冷却水行き温度 T_s と、前記熱予冷コイルから還ってくる冷却水還り温度を T_r とに所定の値を設定する入力装置をさらに備え、

前記制御装置は、前記外気湿球温度の第一の設定値および外気湿球温度の第二の設定値を算出演算する演算部を格納し、前記入力装置で入力された所定の値を演算した結果で、前記フリークーリング用切替機構、前記フリークーリング用冷却塔、前記第二の冷凍機、前記第二の冷凍機用の冷却塔の制御を行う

ことを特徴とする空気調和設備。

30

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、空気調和設備に係り、空気調和設備の冷房用冷水を冷凍機を使わず、冷却塔だけによって製造する（フリークーリング）期間を長くする技術に関する。

周知のように、半導体製造工場や電算室は年間を通して冷房を行う。これらを冷房する時の冷水は、基本的には冷凍機によって製造するが、中間期や冬季の外気湿球温度が低い場合に省エネルギーを図るため、冷却塔で予冷水の冷却が一部可能になり（以後、フリークーリングという）、その予冷水を予備冷却に用いる。しかし、冷凍機の代替にフリークーリングを用いると、水温 T_w を確保するには運転期間がごくわずかであり、実質省エネルギーが図れず、イニシャルコストのみ増える（外気湿球温度は 3°C 以下が必要）。そこで、空調機内に予冷コイルと冷水コイルを前段と後段に配置し、前段の予冷コイルでは搬送動力と冷凍機削減動力との兼ね合いで決めた温度 18°C 以下の冷却水で 20°C 以下に予冷水を冷却し、予冷水で空気を予備冷却し、さらに後段の冷水コイルで冷凍機による冷水で冷却することをフリークーリング運転として行っていた（例えば、特許文献 1～特許文献 5 を参照）。

40

【背景技術】

【0002】

従来のフリークーリング運転を行う空気調和設備を図 15～図 19 によって説明する。
空気調和設備は、空調機 101 内に予冷コイル 102 を設け、予冷コイル 102 に流す

50

予冷水を、予冷水循環路 130 を介して循環ポンプ (P4) 103 で搬送し、熱交換器 104 にて冷却する構成とし、この熱交換器 104 の 1 次側に冷却水をフリークーリング用冷却水循環路 131 を介して流すため、フリークーリング用の冷却塔 (CT3) 105 とその循環ポンプ (P3) 106 とを設け、外気により冷却している。また、予冷コイル 102 の後段に冷水コイル 107 を設置し、その冷水コイル 107 に流す冷水を、冷水循環路 132 を介して第一の冷凍機 (R1) 108、第二の冷凍機 (R2) 109 により冷却し、そのポンプ (CP1) 110、ポンプ (CP2) 111 により行きヘッド 112 および還りヘッド 113 を経由して搬送している。また、第一の冷凍機 (R1) 108 には、第一の冷凍機用の冷却塔 (CT1) 114 と循環ポンプ (P1) 116 とが冷却水循環路 133 を介して連絡している。また、第二の冷凍機 (R2) 109 には、第二の冷凍機用の冷却塔 (CT2) 115 と循環ポンプ (P2) 117 とが冷却水循環路 134 を介して連絡している。また、空調機 101 は、例えば、電算室 118 の空調流路に設置されている。

10

【0003】

次に、この空調設備によって、例えば、電算機 119 が設置されている電算機室 120 の室温 26、床下空間 121 に吹き出す空気の温度 20、天井空間 122 に還る空気の温度 27 となる温度環境を維持する場合について説明する。

空調機 101 の後段の冷水コイル 107 には、ポンプ (CP1) 110 によって行きヘッド 112 から 7 の冷水が、冷水循環路 132 の行き路 132a を介して搬送され、空調機 101 に戻ってくる 27 の室内還り空気と熱交換して空気を 20 に冷却する。20 の空気は、空調機 101 によって電算室 118 の床下空間 121 から電算機 119 が設置されている電算機室 120 に搬送され、天井空間 122 を介して空調機 101 が設置されている空調室 123 に戻ってくる。後段の冷水コイル 107 にて熱交換した冷水は、14 に昇温して冷水循環路 132 の還り路 132b を介して還りヘッド 113 に還ってくる。そして、フリークーリングを行う場合には、予冷コイル 102 に 20 の冷却水を搬送できるように、フリークーリング用の冷却塔 (CT3) 105、循環ポンプ (P3) 106 および循環ポンプ (P4) 103 を運転して熱交換器 104 に 18 の冷却水を搬送する。

20

【0004】

また、外気湿球温度計にて測定された外気湿球温度 T1 は、温度調節器 TIC1 を介してコントローラ 124 に入力される。フリークーリング用の冷却塔 (CT3) 105 内の水温 T6 は水温計にて測定され、温度調節器 TIC6 を介してコントローラ 124 に入力される。コントローラ 124 は、フリークーリング用の冷却塔 (CT3) 105、第二の冷凍機用の冷却塔 (CT2) 115 のファン、循環ポンプ (P4) 103 の運転を制御する。予冷水循環路 130 の予冷水の熱交換器 104 への還り路 130b の温度 T2 は、水温計で測定され、温度調節器 TIC2 を介してコントローラ 124 に入力される。予冷水の熱交換器 104 への還り路 130b の温度 T2 が設定温度の下限値を下回れば、循環ポンプ (P4) 103 の電源周波数を下げ回転数を減少させ流量を少なくする。

30

【0005】

また、予冷水循環路 130 の予冷水の予冷コイル 102 への行き路 130a には、バルブ (VE2) 126 が設けてある。バルブ (VE2) 126 は温度調節器 TIC7 によって比例制御される。温度調節器 TIC7 は空調機 101 内の予冷水出口空気温度 T7 を温度計からの測定値に基づいてバルブ (VE2) 126 の開度を制御する。

40

第一の冷凍機 (R1) 108、第二の冷凍機 (R2) 109 から空調機 101 の冷却コイル 107 に搬送される冷水循環路 132 の行き路 132a には、バルブ (VE1) 125 が設けてある。バルブ (VE1) 125 は、温度調節器 TIC5 によって比例制御される。温度調節器 TIC5 は、床下空間 121 内に配置した温度計によって測定される吹出温度 T5 に基づいてバルブ (VE1) 125 の開度を制御する。

【0006】

第一の冷凍機 (R1) 108、第二の冷凍機 (R2) 109 から空調機 101 の冷却コ

50

イル 107 に搬送される冷水の冷水循環路 132 には、行き路 132 a に 1 つの水溫計、還り路 132 b に流量計 F 3 と水溫計とが設けてある。行き路 132 a の水溫計の測定値 T 3 は、T I C 3 を介して熱量演算コントローラ 127 に入力される。還り路 132 b の流量計 F 3 の測定値は、流量調節器 F I C 3 を介して熱量演算コントローラ 127 に入力される。還り路 132 b の水溫計の測定値 T 4 は、T I C 4 を介して熱量演算コントローラ 127 に入力される。熱量演算コントローラ 127 は、第一の冷凍機 (R 1) 108、第二の冷凍機 (R 2) 109、第一の冷凍機用の冷却塔 (C T 1) 114、第二の冷凍機用の冷却塔 (C T 2) 115 のファン、ポンプ (C P 1) 110、ポンプ (C P 2) 111 の運転を制御する。

【 0007 】

次に、図 17 に基づいて、空気調和設備の動作について説明する。

まず、空調機 101 を運転し、第一の冷凍機 (R 1) 108、第一の冷凍機用の冷却塔 (C T 1) 114 のファン、冷却塔用循環ポンプ (P 1) 116、循環ポンプ (C T 1) 110 を運転する (ステップ S 100 , S 101) 。

次に、電算室 118 の床下空間 121 の温度計にて空調機 101 から吹き出される空気の吹出温度 T 5 を測定し、温度調節器 T I C 5 が設定吹出温度となるようにバルブ (V E 1) 125 を比例制御する (ステップ S 102) 。

【 0008 】

次に、冷水循環路 132 の行き路 132 a の水溫 T 3 と還り路 132 b の水溫 T 4 と流量計 F 3 で測定した流量 Q によって、熱量 $q = Q (T 3 - T 4) (k c a l / h)$ を求める。そして、得られた熱量 q が設定熱量以上か否かの判断を熱量演算コントローラ 127 が行う (ステップ S 103) 。設定熱量未満の場合には、ステップ S 101 に戻り、設定熱量以上であると判断された場合には、次にステップ S 104 へ進む。

【 0009 】

次に、外気湿球温度計が測定した外気湿球温度 T 1 を温度調節器 T I C 1 を介してコントローラ 124 に入力する。コントローラ 124 では、外気湿球温度 T 1 が 5 未満か否かの判断を行う (ステップ S 104) 。外気湿球温度 T 1 が 5 以上の場合には、ステップ S 113 へ進み、外気湿球温度 T 1 が 5 未満の場合には、ステップ S 105 へ進む。

次に、外気湿球温度 T 1 が 5 以下の場合には、フリークーリング用の冷却塔 (C T 3) 105 のファンを運転し、循環ポンプ (P 3) 106 と循環ポンプ (P 4) 103 とを運転する (ステップ S 105) 。

【 0010 】

次に、空調機 101 の予冷コイル 102 からの出口空気温度 T 7 が設定予冷水出口空気温度になるように温度調節器 T I C 7 がバルブ (V E 2) 126 を比例制御する (ステップ S 106) 。

次に、フリークーリング用の冷却塔 (C T 3) 105 の冷却水溫 T 6 が 5 未満か否かの判断を行う (ステップ S 107) 。冷却水溫 T 6 が 5 未満の場合には、フリークーリング用の冷却塔 (C T 3) 105 のファンを停止する (ステップ S 108) 。冷却水溫 T 6 が 5 以上の場合には、ステップ S 104 に戻る。

【 0011 】

次に、フリークーリング用の冷却塔 (C T 3) 105 の冷却水溫 T 6 が 5 以上か否かの判断を行う (ステップ S 109) 。冷却水溫 T 6 が 5 未満の場合には、ステップ S 108 に戻る。

次に、外気湿球温度 T 1 が 5 + 0 . 5 以上か否かの判断を行う (ステップ S 110) 。外気湿球温度 T 1 が 5 + 0 . 5 未満の場合には、ステップ S 105 に戻る。

【 0012 】

次に、フリークーリング用の冷却塔 (C T 3) 105 のファン、循環ポンプ (P 3) 106 および循環ポンプ (P 4) 103 を停止する (ステップ S 111) 。

次に、空調機 101 を停止するか否かの判断を行う (ステップ S 112) 。停止する場合には、ステップ S 117 に進む。停止しない場合には、ステップ S 104 の否定と同じ

10

20

30

40

50

く、第二の冷凍機（R2）109、第二の冷凍機用の冷却塔（CT2）115のファン、循環ポンプ（P2）117、循環ポンプ（CP2）111を運転する（ステップS113）。

【0013】

次に、熱量 q が設定値以下か否かの判断を行う（ステップS114）。熱量が設定値以上の場合には、ステップS104に戻る。

次に、熱量が設定値以下の場合には、第二の冷凍機（R2）109、第二の冷凍機用の冷却塔（CT2）115のファン、循環ポンプ（P2）117、循環ポンプ（CP2）111を停止する（ステップS115）。

【0014】

次に、空調機101を停止するか否かの判断を行う（ステップS116）。停止する場合には、ステップS117に進む。停止しない場合には、ステップS103に戻る。

次に、空調機101を停止し、第一の冷凍機（R1）108、第一の冷凍機用の冷却塔（CT1）114のファン、循環ポンプ（P1）116、循環ポンプ（CP1）110を停止する（ステップS117、118）。

【0015】

図18に基づいて夏季、中間期の動作を説明する。ここで、夏季は外気湿球温度が13以上（東京の気象データでは年間4360時間）、中間期は外気湿球温度が5以上13未満（東京の気象データでは年間2100時間）とした。なお、ここでは、フリークーリング用の冷却塔（CT3）105によるフリークーリングを行わないので、フリークーリング用の冷却塔（CT3）105、循環ポンプ（P3）106、熱交換器104、循環ポンプ（P4）103、予冷コイル102は省略されている。

【0016】

この季節には、フリークーリング用の冷却塔（CT3）105での冷却が、設定の水温18以下に冷却できない外気湿球温度 T_1 となるので、ステップS113へ進み、フリークーリング用の冷却塔（CT3）105および循環ポンプ（P3）106は停止し、循環ポンプ（P4）103も停止する。夏季など室内熱負荷が大きくなるので、この冷却のためさらに空調機101の後段の冷水コイル107で予冷分の冷却も無くなるので、今まで運転していた第一の冷凍機（R1）108、ポンプ（CP1）110の他に第二の冷凍機（R2）109、ポンプ（CP2）111を運転し、後段の冷却コイル107の水量を増やす。

【0017】

図19に基づいて冬季の動作を説明する。ここで、冬季は外気湿球温度が5未満（東京の気象データでは年間2300時間）とした。

この季節では、冷却水の設定水温18以下の外気湿球温度 T_1 となるので、ステップ105へ進み、フリークーリング用の冷却塔（CT3）105と循環ポンプ（P3）106と循環ポンプ（P4）103を運転する。冷水循環路132の行き路132aの冷却水は、空調機101の予冷コイル102で室内循環空気と熱交換し温められ、冷水循環路132の還り路132bを介して熱交換器104へ搬送され、フリークーリング用冷却水循環路131の行き路131aの冷却水と熱交換する。この冷却水は、フリークーリング用冷却水循環路131の還り路131bを介して循環ポンプ（P3）106によってフリークーリング用の冷却塔（CT3）105へ搬送される。その搬送された冷却水は、フリークーリング用の冷却塔（CT3）105によって冷却水設定水温18以下に冷却されて再度熱交換器104へ搬送される。この時の後段の冷水コイル107では、冬期の場合建物負荷が無くなり、外気冷却負荷もなくなるので、室内負荷が小さく、第一の冷凍機（R1）108の冷却でまかなえ、ポンプ（CP1）110で搬送される冷水の一部が導入され、設定室温になるように空気を冷却する。

【特許文献1】特許第2979061号公報

【特許文献2】特開2002-61911号公報

【特許文献3】特開平4-208332号公報

10

20

30

40

50

【特許文献4】特開2005-214608号公報

【特許文献5】特開2002-115863号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0018】

しかし、従来の空気調和設備では、外気湿球温度 T_1 が高くなる中間期は、18 以下の冷水が製造できない。この期間が運転可能な冬季時間より長く、フリークーリング設備を有効に運転できていなかった。フリークーリングができない期間は、圧縮式冷凍機や吸収式冷凍機を運転することによって冷水を冷却するためにエネルギーを多く必要とするので、省エネルギー運転ではなく、折角のフリークーリング設備の利用期間が年間で短いという問題がある。

10

【0019】

また、フリークーリングが担当する熱負荷を、ターボ冷凍機用冷却塔の定格能力に合わせて選定した能力の冷却塔では、水温23 の冷却水を18 に冷却するのに、外気湿球温度 T_1 が5 以下である。しかし、その時のフリークーリングが可能な時間は、東京の気候で年間延べ2300時間と短いという問題があった。

さらに、冷却塔の容量を大きくすると、イニシャルコストが増加し、得策ではない。

【0020】

また、フリークーリングができない時間は、冷凍機のコンプレッサーを使用するため、大きな消費電力エネルギーが必要になるという問題があった。

20

本発明は斯かる従来の問題点を解決するために為されたもので、その目的は、従来より高い外気湿球温度でも、冷却塔だけで冷水を製造できる空気調和設備を提供することにある。

【0021】

本発明の別の目的は、年間のフリークーリング運転時間を長くできる空気調和設備を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0022】

請求項1に係る発明は、予冷コイルと冷却コイルとを設けた空調機と、外気湿球温度計と、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度に拘わらず運転する第一の冷凍機と、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度に拘わらず運転する前記第一の冷凍機用の冷却塔と、液ポンプを設け、前記第一の冷凍機と前記第一の冷凍機用の冷却塔とを連絡する第一の冷却水循環路と、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度と前記冷却コイルの冷却要求に応じて発停する少なくとも1つ以上の第二の冷凍機と、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度と前記冷却コイルの冷却要求に応じて発停する前記第二の冷凍機用の冷却塔と、液ポンプを設け、前記第二の冷凍機と前記第二の冷凍機用の冷却塔とを連絡する第二の冷却水循環路と、液ポンプを設け、前記第一の冷凍機および前記第二の冷凍機と前記空調機の冷却コイルとを連絡する冷水循環路と、フリークーリング用の冷却塔と、液ポンプを設け、前記フリークーリング用の冷却塔に連絡するフリークーリング用冷却水循環路と、液ポンプを設け、前記空調機の予冷コイルと連絡する予冷コイル用冷却水循環路と、前記フリークーリング用冷却水循環路と前記予冷コイル用冷却水循環路との間に配される熱交換器と、前記第二の冷却水循環路と前記フリークーリング用冷却水循環路との間に設け、前記フリークーリング用の冷却塔と前記第二の冷凍機用の冷却塔とを直列に接続するフリークーリング用切替機構と、前記外気湿球温度計によって測定される外気湿球温度に、フリークーリングを行えない第一の設定値とフリークーリングを行える第二の設定値とを設定するとともに、前記フリークーリング用切替機構の切替制御を行う制御装置とを備え、前記フリークーリング用切替機構は、前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路と前記第二の冷却水循環路の還り路とを結ぶ第一の流路と、前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路と前記第二の冷却水循環路の行き路とを結ぶ第二の流路と、前記第一の流路の前記フリークーリング用冷却水循環路の往

30

40

50

き路側の分岐点と前記第二の流路の前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路側の分岐点との間の前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路に設けた第一のバルブと、前記第一の流路に設けた第二のバルブと、前記第二の流路に設けた第三のバルブと、前記第二の流路の前記第二の冷却水循環路の行き路側の分岐点より前記第二の冷凍機側に設けた第四のバルブとを備え、前記制御装置は、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度が第一の設定値以上になると、前記第一のバルブ、前記第二のバルブおよび前記第三のバルブを閉じ、前記第四のバルブを開いて前記第二の冷凍機および前記第二の冷凍機用の冷却塔を運転する制御を行い、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度が前記第一の設定値より低くかつ第二の設定値以上になると、前記第二の冷凍機を停止し、前記第二のバルブおよび前記第三のバルブを開き、前記第一のバルブおよび前記第四のバルブを閉じて前記フリークーリング用冷却塔と前記第二の冷凍機用の冷却塔とを直列に連絡して前記フリークーリング用冷却水循環路の冷却水を二段階に冷却する制御を行い、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度が前記第二の設定値より低くなると、前記第二の冷凍機用の冷却塔を停止し、前記第一のバルブを開き、前記第二のバルブおよび第三のバルブを閉じ、前記フリークーリング用冷却水循環路の冷却水を一段冷却する制御を行い、前記フリークーリング用冷却水循環路を介して前記熱交換器に冷却水を搬送する制御を行うことを特徴とする。

【 0 0 2 3 】

請求項 2 に係る発明は、予冷コイルと冷却コイルとを設けた空調機と、外気湿球温度計と、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度に拘わらず運転する第一の冷凍機と、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度に拘わらず運転する前記第一の冷凍機用の冷却塔と、液ポンプを設け、前記第一の冷凍機と前記第一の冷凍機用の冷却塔とを連絡する第一の冷却水循環路と、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度と前記冷却コイルの冷却要求に応じて発停する少なくとも 1 つ以上の第二の冷凍機と、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度と前記冷却コイルの冷却要求に応じて発停する前記第二の冷凍機用の冷却塔と、液ポンプを設け、前記第二の冷凍機と前記第二の冷凍機用の冷却塔とを連絡する第二の冷却水循環路と、液ポンプを設け、前記第一の冷凍機および前記第二の冷凍機と前記空調機の冷却コイルとを連絡する冷水循環路と、フリークーリング用の冷却塔と、液ポンプを設け、前記フリークーリング用の冷却塔と前記空調機の予冷コイルとを連絡するフリークーリング用冷却水循環路と、前記第二の冷却水循環路と前記フリークーリング用冷却水循環路との間に設け、前記フリークーリング用の冷却塔と前記第二の冷凍機用の冷却塔とを直列に接続するフリークーリング用切替機構と、前記外気湿球温度計によって測定される外気湿球温度に、フリークーリングを行えない第一の設定値とフリークーリングを行える第二の設定値とを設定するとともに、前記フリークーリング用切替機構の切替制御を行う制御装置とを備え、前記フリークーリング用切替機構は、前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路と前記第二の冷却水循環路の還り路とを結ぶ第一の流路と、前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路と前記第二の冷却水循環路の行き路とを結ぶ第二の流路と、前記第一の流路の前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路側の分岐点と前記第二の流路の前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路側の分岐点との間の前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路に設けた第一のバルブと、前記第一の流路に設けた第二のバルブと、前記第二の流路に設けた第三のバルブと、前記第二の流路の前記第二の冷却水循環路の行き路側の分岐点より前記第二の冷凍機側に設けた第四のバルブとを備え、前記制御装置は、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度が第一の設定値以上になると、前記第一のバルブ、前記第二のバルブおよび前記第三のバルブを閉じ、前記第四のバルブを開いて前記第二の冷凍機および前記第二の冷凍機用の冷却塔を運転する制御を行い、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度が前記第一の設定値より低くかつ第二の設定値以上になると、前記第二の冷凍機を停止し、前記第二のバルブおよび前記第三のバルブを開き、前記第一のバルブおよび前記第四のバルブを閉じて前記フリークーリング用冷却塔と前記第二の冷凍機用の冷却塔とを直列に連絡して前記フリークーリング用冷却水循環路の冷却水を二段階に冷

10

20

30

40

50

却する制御を行い、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度が前記第二の設定値より低くなると、前記第二の冷凍機用の冷却塔を停止し、前記第一のバルブを開き、前記第二のバルブおよび第三のバルブを閉じ、前記フリークーリング用冷却水循環路の冷却水を一段冷却する制御を行い、前記フリークーリング用冷却水循環路を介して前記予冷コイルに冷却水を搬送する制御を行うことを特徴とする。

【 0 0 2 4 】

請求項 3 に係る発明は、冷却コイルを備えた空調機と、外気湿球温度計と、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度に拘わらず運転する第一の冷凍機と、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度に拘わらず運転する前記第一の冷凍機用の冷却塔と、液ポンプを設け、前記第一の冷凍機と前記第一の冷凍機用の冷却塔とを連絡する第一の冷却水循環路と、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度と前記冷却コイルの冷却要求に応じて発停する少なくとも一つ以上の第二の冷凍機と、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度と前記冷却コイルの冷却要求に応じて発停する前記第二の冷凍機の冷却塔と、液ポンプを設け、前記第二の冷凍機と前記第二の冷凍機用の冷却塔とを連絡する第二の冷却水循環路と、フリークーリング用の冷却塔と、液ポンプと熱交換器とを設け、前記フリークーリング用の冷却塔に連絡するフリークーリング用冷却水循環路と、液ポンプを設け、前記第一の冷凍機および前記第二の冷凍機及び前記熱交換器と前記空調機の冷却コイルとを連絡する冷水循環路と、前記第二の冷却水循環路と前記フリークーリング用冷却水循環路との間に設け、前記フリークーリング用の冷却塔と前記第二の冷凍機用の冷却塔とを直列に接続するフリークーリング用切替機構と、前記外気湿球温度計によって測定される外気湿球温度に、フリークーリングを行えない第一の設定値とフリークーリングを行える第二の設定値とを設定するとともに、前記フリークーリング用切替機構の切替制御を行う制御装置とを備え、前記フリークーリング用切替機構は、前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路と前記第二の冷却水循環路の還り路とを結ぶ第一の流路と、前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路と前記第二の冷却水循環路の行き路とを結ぶ第二の流路と、前記第一の流路の前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路側の分岐点と前記第二の流路の前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路側の分岐点との間の前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路に設けた第一のバルブと、前記第一の流路に設けた第二のバルブと、前記第二の流路に設けた第三のバルブと、前記第二の流路の前記第二の冷却水循環路の行き路側の分岐点より前記第二の冷凍機側に設けた第四のバルブとを備え、前記制御装置は、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度が第一の設定値以上になると、前記第一のバルブ、前記第二のバルブおよび前記第三のバルブを閉じ、前記第四のバルブを開いて前記第二の冷凍機および前記第二の冷凍機用の冷却塔を運転する制御を行い、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度が前記第一の設定値より低かつ第二の設定値以上になると、前記第二の冷凍機を停止し、前記第二のバルブおよび前記第三のバルブを開き、前記第一のバルブおよび前記第四のバルブを閉じて前記フリークーリング用冷却塔と前記第二の冷凍機用の冷却塔とを直列に連絡して前記フリークーリング用冷却水循環路の冷却水を二段階に冷却する制御を行い、前記外気湿球温度計によって測定された外気湿球温度が前記第二の設定値より低くなると、前記第二の冷凍機用の冷却塔を停止し、前記第一のバルブを開き、前記第二のバルブ及び第三のバルブを閉じ、前記フリークーリング用冷却水循環路の冷却水を一段冷却する制御を行い、前記フリークーリング用冷却水循環路を介して前記熱交換器に冷却水を搬送する制御を行うことを特徴とする。

【 0 0 2 5 】

請求項 4 に係る発明は、請求項 1 または請求項 3 記載の空気調和設備において、前記制御装置は、前記フリークーリング用冷却水循環路の熱交換器へ供給する冷却水行き温度を T_s 、熱交換器から還ってくる冷却水還り温度を T_r とした際に、前記フリークーリング用の冷却塔冷却水入口水温（これは T_r 温度と等しい）を T_{w1} 、前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温を T_{w2} 、前記第二流路を流れる前記第二の冷凍機用の冷却塔冷却水出口水温を T_{w3} 、 T_{w1} における飽和空気のエンタルピー $k J / k g D A$ を h_{w1} 、

10

20

30

40

50

T_{w2} における飽和空気のエンタルピー $k J / k g D A$ を h_{w2} 、 T_{w3} における飽和空気のエンタルピー $k J / k g D A$ を h_{w3} 、前記フリークーリング用の冷却塔固有の比例定数 C_1 、前記フリークーリング用の冷却塔充填物高さ Z_1 、前記フリークーリング用の冷却塔水空気比 L / G を N_1 、前記第二の冷凍機用の冷却塔固有の比例定数 C_2 、前記第二の冷凍機用の冷却塔充填物高さ Z_2 、前記第二の冷凍機用の冷却塔水空気比 L / G を N_2 と規定して近似して表せる塔特性を求め、下記に示すフリークーリング用の冷却塔特性の対数平均法式および第二の冷凍機用の冷却塔特性の対数平均法式により、前記フリークーリング用の冷却塔を流れる空気湿球温度毎に算出した T_{w2} と、前記第二の冷凍機用の冷却塔を流れる空気湿球温度毎に算出した T_{w3} とを求め、

フリークーリング用の冷却塔特性の対数平均法式

【0026】

【数5】

$$U/N = \frac{C\rho \times (t_{w1} - t_{w2}) \times (\Delta h_2 - \Delta h_1)}{\Delta h_1 \times \Delta h_2 \times \ln(\Delta h_2 / \Delta h_1)}$$

【0027】

ただし、ここでの h_1 と h_2 は以下とする。

$$h_1 = h_{w2} - h_1$$

$$h_2 = h_{w1} - h_2$$

$$(U/N)_1 = C_1 Z_1 N_1^{-1}, 0.3 \quad 0.5$$

第二の冷凍機用の冷却塔特性の対数平均法式

【0028】

【数6】

$$U/N = \frac{C\rho \times (t_{w2} - t_{w3}) \times (\Delta h_2 - \Delta h_1)}{\Delta h_1 \times \Delta h_2 \times \ln(\Delta h_2 / \Delta h_1)}$$

【0029】

ただし、ここでの h_1 と h_2 は以下とする。

$$h_1 = h_{w3} - h_1$$

$$h_2 = h_{w2} - h_3$$

$$(U/N)_2 = C_2 Z_2 N_2^{-1}, 0.3 \quad 0.5$$

縦軸に前記フリークーリング用の冷却塔冷却水入口/出口水温 T_{w1} を取り、横軸に前記フリークーリング用の冷却塔に導入される空気湿球温度 T_{w2} を取ったグラフに、前記フリークーリング用の冷却塔に導入される空気湿球温度毎に算出した T_{w2} と前記第二の冷凍機用の冷却塔に導入される空気湿球温度毎に算出した T_{w3} とをそれぞれプロットしプロット点を結んだ二つの冷却塔出口水温線を作成し、前記第二の冷凍機用の冷却塔出口水温線と前記グラフの縦軸の前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温 T_{w1} を横軸と平行に引かれた T_s 温度線との交点の空気湿球温度 T_{w3} を外気湿球温度の第一の設定値とし、前記フリークーリング用の冷却塔出口水温線と前記グラフの縦軸の前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温 T_{w1} を横軸と平行に引かれた T_s 温度線との交点の空気湿球温度 T_{w2} を外気湿球温度の第二の設定値とすることを特徴とする。

【0030】

請求項5に係る発明は、請求項1または請求項3記載の空気調和設備において、前記制御装置は、前記フリークーリング用冷却水循環路の熱交換器へ供給する冷却水行き温度を T_s 、熱交換器から還ってくる冷却水還り温度を T_r とした際に、前記フリークーリング用の冷却塔冷却水入口水温（これは T_r 温度と等しい）を T_{w1} 、前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温 T_{w2} 、前記第二流路を流れる前記第二の冷凍機用の冷却塔冷却水出口水温 T_{w3} 、 T_{w1} における飽和空気のエンタルピー $k J / k g D A$ を h_{w1} 、

10

20

30

40

50

T_{w2} における飽和空気のエンタルピー $k J / k g D A$ を h_{w2} 、 T_{w3} における飽和空気のエンタルピー $k J / k g D A$ を h_{w3} 、前記フリークーリング用の冷却塔固有の比例定数 C_1 、前記フリークーリング用の冷却塔充填物高さ Z_1 、前記フリークーリング用の冷却塔水空気比 L / G を N_1 、前記第二の冷凍機用の冷却塔固有の比例定数 C_2 、前記第二の冷凍機用の冷却塔充填物高さ Z_2 、前記第二の冷凍機用の冷却塔水空気比 L / G を N_2 と規定して近似して表せる塔特性を求める、下記に示すフリークーリング用の冷却塔特性のチェビシェフの公式により、前記フリークーリング用の冷却塔を流れる空気湿球温度毎に算出した T_{w2} と、前記第二の冷凍機用の冷却塔を流れる空気湿球温度毎に算出した T_{w3} とを求め、

フリークーリング用の冷却塔特性のチェビシェフの公式

10

$$U / N = (C \times t_w / 4) \times \{ (1 / h_1) + (1 / h_2) + (1 / h_3) + (1 / h_4) \}$$

ただし、ここでの $h_1 \sim h_4$ は以下とする。

【 0 0 3 1 】

$$h_1 = t_{w2} + 0.1 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_2 = t_{w2} + 0.4 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_3 = t_{w2} - 0.4 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_4 = t_{w2} - 0.1 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$(U / N)_1 = C_1 Z_1 N_1^{-1}, 0.3 \quad 0.5$$

第二の冷凍機用の冷却塔特性のチェビシェフの公式

20

$$U / N = (C \times t_w / 4) \times \{ (1 / h_1) + (1 / h_2) + (1 / h_3) + (1 / h_4) \}$$

ただし、ここでの $h_1 \sim h_4$ は以下とする。

【 0 0 3 2 】

$$h_1 = t_{w3} + 0.1 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_2 = t_{w2} + 0.4 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_3 = t_{w2} - 0.4 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_4 = t_{w2} - 0.1 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$(U / N)_2 = C_2 Z_2 N_2^{-1}, 0.3 \quad 0.5$$

縦軸に前記フリークーリング用の冷却塔冷却水入口 / 出口水温 T_{w1} を取り、横軸に前記フリークーリング用の冷却塔に導入される空気湿球温度 T_{w2} を取ったグラフに、前記フリークーリング用の冷却塔に導入される空気湿球温度毎に算出した T_{w2} と前記第二の冷凍機用の冷却塔に導入される空気湿球温度毎に算出した T_{w3} とをそれぞれプロットしプロット点を結んだ二つの冷却塔出口水温線を作成し、前記第二の冷凍機用の冷却塔出口水温線と前記グラフの縦軸の前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温 T_{w1} を横軸と平行に引かれた T_s 温度線との交点の空気湿球温度 T_{w2} を外気湿球温度の第一の設定値とし、前記フリークーリング用の冷却塔出口水温線と前記グラフの縦軸の前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温 T_{w1} を横軸と平行に引かれた T_s 温度線との交点の空気湿球温度 T_{w3} を外気湿球温度の第二の設定値とすることを特徴とする。

30

【 0 0 3 3 】

40

請求項 6 に係る発明は、請求項 2 記載の空気調和設備において、前記制御装置は、前記フリークーリング用冷却水循環路の予冷コイルへ供給する冷却水行き温度を T_s 、予冷コイルから還ってくる冷却水還り温度を T_r とした際に、前記フリークーリング用の冷却塔冷却水入口水温（これは T_r 温度と等しい）を T_{w1} 、前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温 T_{w2} 、前記第二流路を流れる前記第二の冷凍機用の冷却塔冷却水出口水温 T_{w3} 、 T_{w1} における飽和空気のエンタルピー $k J / k g D A$ を h_{w1} 、 T_{w2} における飽和空気のエンタルピー $k J / k g D A$ を h_{w2} 、 T_{w3} における飽和空気のエンタルピー $k J / k g D A$ を h_{w3} 、前記フリークーリング用の冷却塔固有の比例定数 C_1 、前記フリークーリング用の冷却塔充填物高さ Z_1 、前記フリークーリング用の冷却塔水空気比 L / G を N_1 、前記第二の冷凍機用の冷却塔固有の比例定数 C_2 、前記第二の冷凍機用の

50

冷却塔充填物高さ Z_2 、前記第二の冷凍機用の冷却塔水空気比 L/G を N_2 と規定して近似して表せる塔特性を求める、下記に示すフリークーリング用の冷却塔特性の対数平均法式および第二の冷凍機用の冷却塔特性の対数平均法式により、前記フリークーリング用の冷却塔を流れる空気湿球温度毎に算出した T_{w2} と、前記第二の冷凍機用の冷却塔を流れる空気湿球温度毎に算出した T_{w3} とを求め、

フリークーリング用の冷却塔特性の対数平均法式

【0034】

【数7】

$$U/N = \frac{C\rho \times (t_{w1} - t_{w2}) \times (\Delta h_2 - \Delta h_1)}{\Delta h_1 \times \Delta h_2 \times \ln(\Delta h_2 / \Delta h_1)} \quad 10$$

【0035】

ただし、ここでの h_1 と h_2 は以下とする。

$$h_1 = h_{w2} - h_1$$

$$h_2 = h_{w1} - h_2$$

$$(U/N)_1 = C_1 Z_1 N_1^{-1}, 0.3 \quad 0.5$$

第二の冷凍機用の冷却塔特性の対数平均法式

【0036】

【数8】

$$U/N = \frac{C\rho \times (t_{w2} - t_{w3}) \times (\Delta h_2 - \Delta h_1)}{\Delta h_1 \times \Delta h_2 \times \ln(\Delta h_2 / \Delta h_1)} \quad 20$$

【0037】

ただし、ここでの h_1 と h_2 は以下とする。

$$h_1 = h_{w3} - h_1$$

$$h_2 = h_{w2} - h_3$$

$$(U/N)_2 = C_2 Z_2 N_2^{-1}, 0.3 \quad 0.5$$

フリークーリング用の冷却塔特性の対数平均法式

縦軸に前記フリークーリング用の冷却塔冷却水入口/出口水温 を取り、横軸に前記フリークーリング用の冷却塔に導入される空気湿球温度 を取ったグラフに、前記フリークーリング用の冷却塔に導入される空気湿球温度毎に算出した T_{w2} と前記第二の冷凍機用の冷却塔に導入される空気湿球温度毎に算出した T_{w3} とをそれぞれプロットしプロット点を結んだ二つの冷却塔出口水温線を作成し、前記第二の冷凍機用の冷却塔出口水温線と前記グラフの縦軸の前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温 を横軸と平行に引かれた T_s 温度線との交点の空気湿球温度 を外気湿球温度の第一の設定値とし、前記フリークーリング用の冷却塔出口水温線と前記グラフの縦軸の前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温 を横軸と平行に引かれた T_s 温度線との交点の空気湿球温度 を外気湿球温度の第二の設定値とすることを特徴とする。

【0038】

請求項7に係る発明は、請求項2記載の空気調和設備において、前記制御装置は、前記フリークーリング用冷却水循環路の予冷コイルへ供給する冷却水行き温度を T_s 、予冷コイルから還ってくる冷却水還り温度を T_r とした際に、前記フリークーリング用の冷却塔冷却水入口水温（これは T_r 温度と等しい）を T_{w1} 、前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温 を T_{w2} 、前記第二流路を流れる前記第二の冷凍機用の冷却塔冷却水出口水温 を T_{w3} 、 T_{w1} における飽和空気のエンタルピー $kJ/kgDA$ を h_{w1} 、 T_{w2} における飽和空気のエンタルピー $kJ/kgDA$ を h_{w2} 、 T_{w3} における飽和空気のエンタルピー $kJ/kgDA$ を h_{w3} 、前記フリークーリング用の冷却塔固有の比例定数 C_1 、前記フリークーリング用の冷却塔充填物高さ Z_1 、前記フリークーリング用の冷却塔水空気

比 L/G を N_1 、前記第二の冷凍機用の冷却塔固有の比例定数 C_2 、前記第二の冷凍機用の冷却塔充填物高さ Z_2 、前記第二の冷凍機用の冷却塔水空気比 L/G を N_2 と規定して近似して表せる塔特性を求め、下記に示すフリークーリング用の冷却塔特性のチェビシェフの公式により、前記フリークーリング用の冷却塔を流れる空気湿球温度毎に算出した T_{w2} と、前記第二の冷凍機用の冷却塔を流れる空気湿球温度毎に算出した T_{w3} とを求め、

フリークーリング用の冷却塔特性のチェビシェフの公式

$$U/N = (C \times t_w / 4) \times \{ (1/h_1) + (1/h_2) + (1/h_3) + (1/h_4) \}$$

ただし、ここでの $h_1 \sim h_4$ は以下とする。

【0039】

$$h_1 = t_{w2} + 0.1 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_2 = t_{w2} + 0.4 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_3 = t_{w2} - 0.4 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_4 = t_{w2} - 0.1 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$(U/N)_1 = C_1 Z_1 N_1^{-1}, 0.3 \quad 0.5$$

第二の冷凍機用の冷却塔特性のチェビシェフの公式

$$U/N = (C \times t_w / 4) \times \{ (1/h_1) + (1/h_2) + (1/h_3) + (1/h_4) \}$$

ただし、ここでの $h_1 \sim h_4$ は以下とする。

【0040】

$$h_1 = t_{w3} + 0.1 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_2 = t_{w2} + 0.4 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_3 = t_{w2} - 0.4 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_4 = t_{w2} - 0.1 \quad t_w \text{ における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$(U/N)_2 = C_2 Z_2 N_2^{-1}, 0.3 \quad 0.5$$

縦軸に前記フリークーリング用の冷却塔冷却水入口/出口水温 を取り、横軸に前記フリークーリング用の冷却塔に導入される空気湿球温度 を取ったグラフに、前記フリークーリング用の冷却塔に導入される空気湿球温度毎に算出した T_{w2} と前記第二の冷凍機用の冷却塔に導入される空気湿球温度毎に算出した T_{w3} とをそれぞれプロットしプロット点を結んだ二つの冷却塔出口水温線を作成し、前記第二の冷凍機用の冷却塔出口水温線と前記グラフの縦軸の前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温 を横軸と平行に引かれた T_s 温度線との交点の空気湿球温度 を外気湿球温度の第一の設定値とし、前記フリークーリング用の冷却塔出口水温線と前記グラフの縦軸の前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温 を横軸と平行に引かれた T_s 温度線との交点の空気湿球温度 を外気湿球温度の第二の設定値とすることを特徴とする。

【0041】

請求項 8 に係る発明は、請求項 4 ないし請求項 7 の何れか記載の空気調和設備において、 $C_2 = C_1$ 、 $Z_2 = Z_1$ 、 $N_2 = N_1$ である、第二の冷凍機用の冷却塔を備えたことを特徴とする。

請求項 9 に係る発明は、請求項 4 ないし請求項 7 の何れか記載の空気調和設備において、 $Z_2 > Z_1$ 、 $N_2 < N_1$ である、第二の冷凍機用の冷却塔を備えたことを特徴とする。

【0042】

請求項 10 に係る発明は、請求項 1 ないし請求項 9 の何れか記載の空気調和設備において、前記フリークーリング用冷却水循環路は、行き路に前記液ポンプを設け、前記液ポンプと前記第一の流路の前記フリークーリング用冷却水循環路の行き路側の分岐点との間に第一の流量計を設け、還り路に第二の流量計を設けていることを特徴とする。

請求項 11 に係る発明は、請求項 1 ないし請求項 9 の何れか記載の空気調和設備において、前記冷却コイルに連絡する冷却コイルを設けた空調機をさらに備えたことを特徴とする。

【0043】

10

20

30

40

50

請求項 1 2 に係る発明は、請求項 4 または請求項 5 記載の空気調和設備において、前記フリークーリング用冷却水循環路の熱交換器へ供給する冷却水行き温度 T_s と、前記熱交換器から還ってくる冷却水還り温度を T_r とに所定の値を設定する入力装置をさらに備え、前記制御装置は、前記外気湿球温度の第一の設定値および前記外気湿球温度の第二の設定値を算出演算する演算部を格納し、前記入力装置で入力された所定の値を演算した結果で、前記フリークーリング用切替機構、前記フリークーリング用冷却塔、前記第二の冷凍機、前記第二の冷凍機用の冷却塔の制御を行うことを特徴とする。

【 0 0 4 4 】

請求項 1 3 に係る発明は、請求項 6 または請求項 7 記載の空気調和設備において、前記フリークーリング用冷却水循環路の予冷コイルへ供給する冷却水行き温度 T_s と、前記熱予冷コイルから還ってくる冷却水還り温度を T_r とに所定の値を設定する入力装置をさらに備え、前記制御装置は、前記外気湿球温度の第一の設定値および外気湿球温度の第二の設定値を算出演算する演算部を格納し、前記入力装置で入力された所定の値を演算した結果で、前記フリークーリング用切替機構、前記フリークーリング用冷却塔、前記第二の冷凍機、前記第二の冷凍機用の冷却塔の制御を行うことを特徴とする。

【発明の効果】

【 0 0 4 5 】

本発明によれば、例えば、フリークーリングにより 2 3 に温度上昇した冷却水を 1 8 にまで冷却する場合、フリークーリングが可能な時間が、東京の気候で 2 3 0 0 時間から 4 4 0 0 時間へと延びた。実に年間の半分以上の時間が利用可能となった。そして、フリークーリング時間が延びることによって省エネルギー化が進んだ。

冷却塔における空気と水の熱交換において、冷却塔の空気と水の交換熱量はその塔部位における空気のエンタルピー h と入口水温と同温での飽和空気のエンタルピー h_w との差 h に比例するので、1 台だけの冷却塔を、冷却塔高さを増やしたり、空気の流動方向に垂直な塔断面積を増やしたりしても、その容量アップさせた部分へ導入される空気のエンタルピーが上がってしまい、水をなかなか冷却できないところ、2 台の冷却塔を直列に接続することで、2 台目として容量アップした部分への入口空気のエンタルピーが、1 台目の入口空気のエンタルピーと同じでとても低いので、容量アップの塔部分の熱交換を最大限促進することができる。

【 0 0 4 6 】

フリークーリングを行うにあたり、ターボ冷凍機用冷却塔の定格能力で専用機を選定したので、専用機のインシャルコストが極小となった。

【発明を実施するための最良の形態】

【 0 0 4 7 】

以下、本発明を図面に示す実施形態に基づいて説明する。

〔第一実施形態〕

電算センターの電算機発熱負荷は、ピーク時での全体熱負荷の 6 0 ~ 9 0 % を占め、その他の電算室での外気、建物伝熱負荷は夏季に発生する熱負荷である。

本実施形態に係る空気調和設備 1 は、外気、建物負荷が全体に占める割合が小さい場合に適用される。

【 0 0 4 8 】

本実施形態に係る空気調和設備 1 は、図 1 および図 2 に示すように、フリークーリング用冷却水循環路 1 3 1 と第二の冷却水循環路 1 3 4 との間に、フリークーリング用の冷却塔 (C T 3) 1 0 5 と第二の冷凍機用の冷却塔 (C T 2) 1 1 5 とを直列に接続するフリークーリング用切替機構 1 0 を設けた点で、従来の空気調和設備とは相違する。従って、本実施形態では、従来の空気調和装置と同じ構成には同一の符号を付し、その説明は省略する。

【 0 0 4 9 】

フリークーリング用切替機構 1 0 は、フリークーリング用冷却水循環路 1 3 1 の行き路 1 3 1 a と第二の冷却水循環路 1 3 4 の還り路 1 3 4 b とを結ぶ第一の流路 1 1 と、フリ

10

20

30

40

50

フリークーリング用冷却水循環路 131 の行き路 131 a と第二の冷却水循環路 134 の行き路 134 a とを結ぶ第二の流路 12 と、第一の流路 11 のフリークーリング用冷却水循環路 131 の行き路 134 a 側の分岐点 11 a と第二の流路 12 のフリークーリング用冷却水循環路 131 の行き路 131 a 側の分岐点 12 a との間のフリークーリング用冷却水循環路 131 の行き路 131 a に設けた第一のバルブ (V1) 13 と、第一の流路 11 に設けた第二のバルブ (V2) 14 と、第二の流路 12 に設けた第三のバルブ (V3) 15 と、第二の流路 12 の第二の冷却水循環路 134 の行き路 134 a 側の分岐点 12 b より第二の第二の冷凍機 (R2) 109 側に設けた第四のバルブ (V4) 16 とを備えている。

【0050】

また、フリークーリング用冷却水循環路 131 の行き路 131 a には、循環ポンプ (P3) 106 と分岐点 11 a との間に流量計 F1 を備えている。流量計 F1 に連絡する流量調節器 FIC1 は、流量計 F1 からの流量と設定流量とを比較し、循環ポンプ (P2) 117 の定格流量の 80% 流量になるように循環ポンプ (P3) 106 の回転数を制御する。フリークーリング用冷却水循環路 131 の還り路 131 b には、流量計 F2 を備えている。流量計 F2 に連絡する流量調節器 FIC2 は、流量計 F2 からの流量と設定流量とを比較し、循環ポンプ (P2) 117 の定格流量の 80% 流量になるように循環ポンプ (P2) 117 の回転数を制御する。

【0051】

フリークーリング用切替機構 10 の切替制御を行う制御装置は、コントローラ 124 と熱量演算コントローラ 127 によって構成されている。

コントローラ 124 は、外気湿球温度 T1 が 13 の設定 1 と外気湿球温度 T1 が 5 の設定 2 とを判断する判断部を備えている。また、コントローラ 124 は、2 つの設定値 1, 2 に基づいて、第二の冷凍機 (R2) 109、第二の冷凍機用の冷却塔 (CT2) 115 のファン、循環ポンプ (P2) 117、循環ポンプ (CT1) 111、フリークーリング用の冷却塔 (CT3) 105 のファン、第一のバルブ (V1) 13、第二のバルブ (V2) 14、第三のバルブ (V3) 15、第四のバルブ (V4) 16、循環ポンプ (P4) 103 の運転を制御する。

【0052】

熱量演算コントローラ 127 は、冷水循環路 132 の温度 T3, T4 および流量計 F3 からの流量 Q に基づいて、熱量 $q = Q(T3 - T4)$ を演算し、その結果が設定熱量以上か否かを判断し、第一の冷凍機 (R1) 108、第一の冷凍機用の第一の冷凍機用の冷却塔 (CT1) 114 のファン、循環ポンプ (P1) 116、循環ポンプ (CP1) 110、第二の冷凍機 (R2) 109、第二の冷凍機用の冷却塔 (CT2) 115 のファン、循環ポンプ (P2) 111、循環ポンプ (CP2) 111 の運転を制御する。

【0053】

次に、本実施形態に係る空気調和設備 1 の動作を図 3 に基づいて説明する。

先ず、空調機 101 を運転し、第一のバルブ (V1) 13、第二のバルブ (V2) 14、第三のバルブ (V3) 15 および第四のバルブ (V4) 16 を閉じ、第一の冷凍機 (R1) 108、第一の冷凍機用の冷却塔 (CT1) 114 のファン、冷却塔用循環ポンプ (P1) 116、循環ポンプ (CT1) 110 を運転する (ステップ S1 ~ S3)。

【0054】

次に、電算室 118 の床下空間 121 の温度計にて空調機 101 から吹き出される空気の吹出温度 T5 を測定し、温度調節器 TIC5 が設定吹出温度となるようにバルブ (VE1) 125 を比例制御する (ステップ S4)。

次に、冷水循環路 132 の行き路 132 a の水温 T3 と還り路 132 b の水温 T4 と流量計 F3 で測定した冷水の流量 Q によって、熱量 $q = Q(T3 - T4)(kcal/h)$ を求める。そして、得られた熱量 q が設定熱量以上か否かの判断を熱量演算コントローラ 127 が行う (ステップ S5)。設定熱量未満の場合には、ステップ S3 に戻り、設定熱量以上であると判断された場合には、次にステップ S6 へ進む。

【0055】

10

20

30

40

50

次に、外気湿球温度計が測定した外気湿球温度 T_1 を温度調節器 TIC_1 を介してコントローラ 124 に入力する。コントローラ 124 では、13 未満か否かの判断を行う（ステップ S6）。外気湿球温度 T_1 が 13 以上の場合には、ステップ S26 へ進み、外気湿球温度 T_1 が 13 未満の場合には、ステップ S7 へ進む。

次に、外気湿球温度計が測定した外気湿球温度 T_1 を温度調節器 TIC_1 を介してコントローラ 124 に入力する。コントローラ 124 では、外気湿球温度 T_1 が 5 未満か否かの判断を行う（ステップ S7）。外気湿球温度 T_1 が 5 以上の場合には、ステップ S18 へ進み、外気湿球温度 T_1 が 5 未満の場合には、ステップ S8 へ進む。

【0056】

次に、外気湿球温度 T_1 が 5 未満の場合には、第一のバルブ (V_1) 13 を開き、第二のバルブ (V_2) 14、第三のバルブ (V_3) 15 および第四のバルブ (V_4) 16 を閉じて、フリークーリング用の冷却塔 (CT_3) 105 のファンを運転し、循環ポンプ (P_3) 106 と循環ポンプ (P_4) 103 とを運転する。流量計 F1 で測定した流量が、循環ポンプ (P_2) 117 の定格流量の 80% 流量になるように循環ポンプ (P_3) 106 の回転数を制御する（ステップ S8 ~ S10）。

10

【0057】

次に、空調機 101 の予冷コイル 102 からの出口空気温度 T_7 が設定予冷水出口空気温度になるように温度調節器 TIC_7 がバルブ (VE_2) 126 を比例制御する（ステップ S11）。

次に、フリークーリング用の冷却塔 (CT_3) 105 の冷却水温 T_6 が 5 未満か否かの判断を行う（ステップ S12）。冷却水温 T_6 が 5 未満の場合には、フリークーリング用の冷却塔 (CT_3) 105 のファンを停止する（ステップ S13）。冷却水温 T_6 が 5 以上の場合には、ステップ S7 に戻る。

20

【0058】

次に、フリークーリング用の冷却塔 (CT_3) 105 の冷却水温 T_6 が 5 以上か否かの判断を行う（ステップ S14）。冷却水温 T_6 が 5 未満の場合には、ステップ S13 に戻る。

次に、外気湿球温度 T_1 が $5 + 0.5$ 以上か否かの判断を行う（ステップ S15）。外気湿球温度 T_1 が $5 + 0.5$ 未満の場合には、ステップ S8 に戻る。外気湿球温度 T_1 が $5 + 0.5$ 以上の場合にはステップ 16 に進む。

30

【0059】

次に、フリークーリング用の冷却塔 (CT_3) 105 のファン、循環ポンプ (P_3) 106 および循環ポンプ (P_4) 103 を停止する（ステップ S16）。

次に、空調機 101 を停止するか否かの判断を行う（ステップ S17）。停止する場合には、ステップ S31 に進む。停止しない場合には、ステップ S7 の否定と同じく、第二のバルブ (V_2) 14 と第三のバルブ (V_3) 15 とを開き、第一のバルブ (V_1) 13 と第四のバルブ (V_4) 16 とを閉じる（ステップ S18）。

【0060】

次に、第二の冷凍機用の冷却塔 (CT_2) 115 のファンとフリークーリング用の冷却塔 (CT_3) 105 のファンとを運転し、循環ポンプ (P_2) 117 と循環ポンプ (P_3) 106 と循環ポンプ (P_4) 103 とを運転する。流量計 F1 で測定した流量が循環ポンプ (P_2) 117 の定格流量の 80% 流量になるように循環ポンプ (P_3) 106 の回転数を制御し、流量計 F2 で測定した流量が循環ポンプ (P_2) 117 の定格流量の 80% 流量になるように循環ポンプ (P_2) 117 の回転数を制御する（ステップ S19 ~ S21）。

40

【0061】

次に、空調機 101 の予冷コイル 102 からの出口空気温度 T_7 が設定予冷水出口空気温度になるように温度調節器 TIC_7 がバルブ (VE_2) 126 を比例制御する（ステップ S22）。

次に、外気湿球温度 T_1 が $13 + 0.5$ 以上か否かの判断を行う（ステップ S23

50

)。外気湿球温度 T_1 が $13 + 0.5$ 未満の場合には、ステップ S_7 に戻る。外気湿球温度 T_1 が $13 + 0.5$ 以上の場合にはステップ S_{24} に進む。

【0062】

次に、第二の冷凍機用の冷却塔 (CT2) 115 のファン、フリークーリング用の冷却塔 (CT3) 105 のファン、循環ポンプ (P2) 117、循環ポンプ (P3) 106 および循環ポンプ (P4) 103 を停止する (ステップ S_{24})。

次に、空調機 101 を停止するか否かの判断を行う (ステップ S_{25})。停止する場合には、ステップ S_{31} に進む。停止しない場合には、ステップ S_6 の否定と同じく、第四のバルブ (V4) 16 を開き、第一のバルブ (V1) 13、第二のバルブ (V2) 14 および第三のバルブ (V3) 15 を閉じる (ステップ S_{26})。 10

【0063】

次に、第二の冷凍機 (R2) 109、第二の冷凍機用の冷却塔 (CT2) 115 のファン、循環ポンプ (P2) 117、循環ポンプ (CP2) 111 を運転する (ステップ S_7)。

次に、熱量 q が設定値以下か否かの判断を行う (ステップ S_{28})。熱量が設定値以上の場合には、ステップ S_6 に戻る。

【0064】

次に、熱量が設定値以下の場合には、第二の冷凍機 (R2) 109、第二の冷凍機用の冷却塔 (CT2) 115 のファン、循環ポンプ (P2) 117、循環ポンプ (CP2) 112 を停止する (ステップ S_{29})。 20

次に、空調機 101 を停止するか否かの判断を行う (ステップ S_{30})。停止する場合には、ステップ S_{31} に進む。停止しない場合には、ステップ S_5 に戻る。

【0065】

次に、空調機 101 を停止し、第一の冷凍機 (R1) 108、第一の冷凍機用の冷却塔 (CT1) 114 のファン、循環ポンプ (P1) 116、循環ポンプ (CP1) 111 を停止する (ステップ S_{32})。

次に、第一のバルブ (V1) 13、第二のバルブ (V2) 14、第三のバルブ (V3) 15、第四のバルブ (V4) 16 を閉じる (ステップ S_{33})。

【0066】

以上により、空気調和設備 1 の運転が制御されている。 30

次に、図 4 に基づいて夏季の動作を説明する。ここで、夏季は外気湿球温度が 13 以上、温度調節器 TIC1 の設定 1 以上 (東京の気象データでは年間 4360 時間) とした。なお、ここでは、フリークーリング用の冷却塔 105 によるフリークーリングを行わないので、フリークーリング用の冷却塔 (CT3) 105、循環ポンプ (P3) 106、熱交換器 104、循環ポンプ (P4) 103、予冷コイル 102 は省略されている。

【0067】

夏季は、フリークーリング用の冷却塔 (CT3) 105 を動作させて予冷水入口水温が設定条件 (この場合 20) を作る事ができる外気湿球温度とならないので、図 3 のステップ S_{26} に示すように、第一のバルブ (V1) 13、第二のバルブ (V2) 14、第三のバルブ (V3) 15 が閉まり、第四のバルブ (V4) 16 が開き、フリークーリング用の冷却塔 (CT3) 105 と冷却塔用の循環ポンプ (P3) 106 は停止し、予冷用の循環ポンプ (P4) 103 も停止する。夏季など室内熱負荷が大きくなるので、この冷却のためさらに空調機 101 の後段の冷却コイル 107 で予冷分の冷却も無くなるので、今まで運転していた第一の冷凍機 (R1) 108、ポンプ (CP1) 110 の他に第二の冷凍機 (R2) 109、ポンプ (CP2) 111 を運転し、後段の冷却コイル 107 の水量を増やす。 40

【0068】

次に、図 5 に基づいて中間期の動作を説明する。中間期は外気湿球温度が 5 以上 13 未満、温度調節器 TIC1 の設定 1 未満設定 2 以上 (東京の気象データでは年間 2100 時間) とした。なお、ここでは、第二の冷凍機 (R2) 109、循環ポンプ (CT2) 10

111、循環ポンプ(P2)117による運転は行わないので、これらは省略されている。

【0069】

この季節では、フリークーリング用の冷却塔105だけの運転では、フリークーリング用冷却水循環路131の行き路131aの冷却水の水温は18以下にならないので、図3のステップS18に示すように、フリークーリング用の冷却塔(CT3)105と第二の冷凍機用の冷却塔(CT2)115とを直列にすることによって水温18以下での外気湿球温度T1の設定1(13)とする。

【0070】

予冷コイル102で室内循環空気と熱交換し温められた予冷水循環路130の冷水は、熱交換器104へ搬送され、フリークーリング用冷却水循環路131の冷却水と熱交換する。この冷却水は、循環ポンプ(P3)106によってフリークーリング用の冷却塔(CT3)105へ搬送され、この1段目のフリークーリング用の冷却塔(CT3)105ではその時の湿球温度と冷却塔の能力の関係によって設定水温18に近ずいた温度に冷却される。この冷却水は、第一の流路11を介して2段目の第二の冷凍機用の冷却塔(CT2)115へ搬送される。2段目の第二の冷凍機用の冷却塔(CT2)115では、1段目に冷却された冷却水を設定水温18以下に冷却して第二の流路12を介して再度熱交換器104へ搬送する。この時の後段の冷水コイル107では、中間期の場合建物負荷が無くなり、外気冷却負荷もなくなるので室内負荷が小さく、第一の冷凍機(R1)108の冷却でまかなえ、冷水ポンプ(CP1)110で搬送される冷水の一部が導入され、設定室温26になるように空気を冷却する。

【0071】

次に、図6に基づいて冬季の動作を説明する。ここで、冬季は外気湿球温度が5未満(東京の気象データでは年間2300時間)とした。

この季節では、冷却水の水温18以下での外気湿球温度T1の設定2(5)となるので、図3のステップS8に示すように、第一のバルブ(V1)13が開き、第二のバルブ(V2)14、第三のバルブ(V3)15、第四のバルブ(V4)16が閉まり、フリークーリング用の冷却塔(CT3)105と冷却塔用の循環ポンプ(P3)106と予冷用の循環ポンプ(P4)103とを運転する。空調機101の予冷コイル102で室内循環空気と熱交換し温められた冷水は、熱交換器104へ搬送され冷却水と熱交換する。この冷却水は、循環ポンプ(P3)106によってフリークーリング用の冷却塔(CT3)105へ搬送される。その搬送された冷却水は、フリークーリング用の冷却塔(CT3)105によって冷却水設定水温18以下に冷却されて再度熱交換器104へ搬送される。この時の後段の冷水コイル107では、冬期の場合建物負荷が無くなり、外気冷却負荷もなくなるので室内負荷が小さく、冷凍機1台の冷却でまかなえ、冷水ポンプ(CP1)110で搬送される冷水の一部が導入され、設定室温になるように空気を冷却する。

【0072】

以上のように、本実施形態によれば、冬季や中間期の低熱負荷により遊休している第二の冷凍機用の冷却塔(CT2)115とフリークーリング用の冷却塔(CT3)105を直列に配置することによって二段に冷却することができるので、従来より冷水温度を下ることができる。

なお、本実施形態では、熱源機器容量は冷凍機は1台につき400RT、冷却塔は冷凍機用冷却水製造時としては定格運転520RTである。この冷却塔がフリークーリングを行う時は80%水量運転で足りる(コンプレッサー仕事分の冷却熱量減)。

【0073】

中間期や冬期に室内熱負荷が減少した場合の1台余っている第二の冷凍機用の冷却塔(CT2)115を2台直列に配置し、1台目で23の冷却水を20まで冷却し、2台目で20の冷却水を18まで冷却した。その時の湿球温度は13以下である。

次に、冬季や中間期の低熱負荷により遊休している第二の冷凍機用の冷却塔(CT2)115とフリークーリング用の冷却塔(CT3)105を直列にして冷却する理論につい

10

20

30

40

50

て説明する。

【0074】

ここでは、電算室118の床吹出温度は17～20 で設定する。これは電算機119が結露を嫌うためこの範囲で抑える。空調機101の還り空気の温度は室内を經由して還りダクト内で1 ぐらい上昇して24～27 で戻ってくる。

1. 空調機101の還り空気を冷却する予冷水は、空気と水の温度差が小さければ空調機101内の予冷コイル102の伝熱面積が大きくなりイニシャルコストが増えるのに伴って、送風機の圧力抵抗が増え、ランニングコストも増える。また、スペースも増えてイニシャルが増える。

【0075】

フリークーリング用の冷却塔(CT3)105としては、冷却塔送水温度が高くなるので年間の使用時間も増え、ランニングコストは減る。これらのランニングコストとイニシャルコストの兼ね合いで空気と予冷水の温度差 T を決め、予冷コイル102を選定する。本実施形態では、 $T = 2$ とした場合兼ね合いが良かったので、空調機101の還り空気の温度27 に対して予冷水の熱交換器104の還り水温を25 とした。

【0076】

2. 予冷水の熱交換器104の還り冷却水温が決まったので、予冷水の熱交換器104の行き温度を決定する。予冷水の入出口の温度差は小さいと搬送の水量が大きくなり、空調機101内の予冷コイル102が大きくなり、イニシャルが増え、ランニングコストも増えるので、その兼ね合いで決めた予冷水入出口温度差を5～7 で決める。本実施形態では、温度差を5 として20 とした。

【0077】

3. 予冷水の送水温度を2. で決めたら、フリークーリング用の冷却塔105の冷却水でできるだけ高い温度として使用したいため、熱交換器104において2. で決めた予冷水送水温度取り出し可能な温度によって冷却水温度を決定する。この時、予冷水送水温度と冷却水送水温度の差はランニングコストとイニシャルコストの兼ね合いで決定するが、1～2 の最少温度差でもあまり大きくイニシャルコストに影響を受けない。本実施形態では、予冷水と冷却水の温度差を2 として熱交換器104の予冷水還り水温に対して熱交換器104の冷却水出口水温(冷却塔入口水温)を23 、熱交換器104の予冷水行き水温に対して熱交換器104の冷却水入口温度(冷却塔出口水温)を18 とし、冷却水入出口温度差を5 とし。

【0078】

4. フリークーリング用の冷却塔105の能力は、遊休している冷凍機もしくは本冷水を製造している冷凍機1台以上の冷却能力を有する。

上記のことから整理すると、フリークーリングでの仮の条件として、フリークーリング用の冷却塔105の冷却水入口温度23 、フリークーリング用の冷却塔105の冷却水出口温度18 が仮に規定できた。

【0079】

以下に外気湿球温度による第一の設定値、第二の設定値が図9の2本の曲線で規定できることを以下に示す。図9の2本の曲線を求めるために、図7とU/Nの式を用いて以下に展開する。

先ず、冷却塔2台直列冷却の概論について説明する。

冷却塔の空気と水の交換熱量は、空気のエンタルピー h と入口水温と同温での飽和空気のエンタルピー h_w との差 h に比例し、空気のエンタルピー h および湿球温度 t 以下には冷却が不可能である。言い換えれば、水に熱を与えなければ湿球温度付近まで冷却可能である。冷却塔2台を直列で冷却した時の水と空気の状態を図7に示す。ここで1台の冷却塔である水温での水を冷却させるとすると、冷却塔の冷却熱量と水が空調機や装置のコイルから受けた熱量の熱収支は等しくなり、冷却された水は湿球温度までは到達せず水温 t_{w1} と湿球温度 t_1 の途中の状態にある。また、この時の空気は熱交換を行うことによって、出口に近いほどエンタルピーが増え、湿球温度が上がる。このことで冷却塔の

10

20

30

40

50

高さを増し、交換器を増やしても効果が見られない。それで、1台目で冷却された水をさらに別の冷却塔で冷却すると、新鮮空気（外気）を取り入れることにより湿球温度の低い空気と熱交換が可能となり、前段で冷却された水温 t_{w2} 以下の状態にすることが可能となる。

【0080】

次に、2台冷却塔直列での計算について説明する。

計算に用いる各種記号を以下のように決定する。

$$t_{w1} = 1 \text{ 台目冷却塔冷却水入口水温 [} \quad \text{]}$$

$$t_{w2} = 1 \text{ 台目冷却塔冷却水出口水温 [} \quad \text{]}$$

$$t_{w3} = 2 \text{ 台目冷却塔冷却水出口水温 [} \quad \text{]}$$

10

$$h_{w1} = 1 \text{ 台目冷却塔冷却水入口水温と同じ飽和空気のエンタルピー [kJ/kgDA]}$$

$$h_{w2} = 1 \text{ 台目冷却塔冷却水出口水温と同じ飽和空気のエンタルピー [kJ/kgDA]}$$

$$h_{w3} = 2 \text{ 台目冷却塔冷却水出口水温と同じ飽和空気のエンタルピー [kJ/kgDA]}$$

$$h_1 = 1 \text{ 台目、2 台目冷却塔入口空気エンタルピー [kJ/kgDA]}$$

$$h_2 = 1 \text{ 台目冷却塔出口空気エンタルピー [kJ/kgDA]}$$

$$h_3 = 2 \text{ 台目冷却塔出口空気エンタルピー [kJ/kgDA]}$$

$$C = \text{水の比重 [kJ/kg]}$$

$$K a = \text{エンタルピー基準総括面積熱伝達係数 [kJ/m}^2 \cdot \text{ l} \cdot \text{ h]}$$

$$C = \text{冷却塔固有の比例定数}$$

$$L = \text{循環水量 [kg/h]}$$

20

$$G = \text{冷却塔風量 [kg/h]}$$

$$A = \text{空気の流動方向に垂直な塔断面積 [m}^2 \text{]}$$

$$Z = \text{充填物高さ [m]}$$

$$\quad , \quad = \text{充填物によって決定される定数}$$

$$N = \text{水空気比 } L / G$$

$$X = \text{近似的に算出した塔特性 } U / N$$

$$Y_1 = \text{対数平均法で算出した塔特性 } U / N$$

$$Y_2 = \text{チェビシヨフの公式で算出した塔特性 } U / N$$

冷却塔による水の冷却は、一般の熱交換器の冷却と異なり、水と空気の直接接触によって熱交換が行われる。そのため顕熱移動だけでなく水蒸気の移動が生じ、複雑な解析が生じる。しかし、ここで冷却塔に対しての冷水の蒸発量は1%未満と非常に少ないため、移動した水蒸気流量については、無視できる大きさである。そこで冷却塔の冷水が大気と与える熱量と冷水が冷却される熱収支の熱量 Q は次式で与えられる。

30

【0081】

$$dQ = G \times (dh) = (-C) \times L \times (dT_w) \quad \dots (1)$$

図8では、対向流型冷却塔での入口水温 t_{w1} 、出口水温 t_{w2} 、入口空気湿球温度 t_1 、出口空気湿球温度 t_2 と比エンタルピーの関係を表わし、水と空気が熱交換する状態を表わす。入口空気は L/G である勾配線（操作線）によって変化してゆく。また、対向流冷却塔の微小高さ dZ についての熱交換を考えた場合、微小高さにおける微小な熱交換量 Q は、その部分での水温 t_w に等しい温度の飽和空気比エンタルピー h_w と空気の比エンタルピー h との差 $(h_w - h)$ に比例し、次式で与えられる。

40

【0082】

$$dQ = K a \times (h_w - h) \times dZ \times A \quad \dots (2)$$

(1)式、(2)式より(3)式を求める。

$$dQ = G \times (dh) = (-C) \times L \times (dT_w) = K a \times (h_w - h) \times dZ \times A \quad \dots (3)$$

(3)式を変形して、(4)式、(5)式を求める。

【0083】

$$K a \times dZ \times A / G = (dh) / (h_w - h) \quad \dots (4)$$

$$K a \times dZ \times A / L = (-C) \times (dT_w) / (h_w - h) \quad \dots (5)$$

50

(4)式、(5)式を充填物高さZについて積分すると、(6)式、(7)式が求められる。

【0084】

【数9】

$$U = K_a \times A \times Z / G = \int_{t_{w1}}^{t_{w2}} dh / (h_w - h) \quad \dots (6)$$

【0085】

【数10】

10

$$U / N = K_a \times A \times Z / L = \int_{t_{w1}}^{t_{w2}} (-C\rho) \times (dT_w) / (h_w - h) \quad \dots (7)$$

【0086】

(6)、(7)式が対向流型冷却塔の基本式で、Uは移動単位数でN₀はL/Gの初期値に置き換えた数値である。U/Nは塔特性(tower performance factor)と呼ばれている。その求め方は近似して(7)式の積分記号内の変数の平均値を計算する方法で、代表して対数平均法の場合と、チェビシェフの公式(適当に4分割して、1/(h_w - h)の平均値を計算する)の場合でU、U/Nを求めることができる。

20

【0087】

対数平均法の場合を(8)式に示す。

【0088】

【数11】

$$U / N = \frac{C\rho \times (t_{w1} - t_{w2}) \times (\Delta h_2 - \Delta h_1)}{\Delta h_1 \times \Delta h_2 \times \ln(\Delta h_2 / \Delta h_1)} \quad \dots (8)$$

【0089】

30

ただし、ここでの h₁と h₂は以下とする。

$$h_1 = h_{w2} - h_1$$

$$h_2 = h_{w1} - h_2$$

チェビシェフの公式を用いた場合も対数平均法の場合と同様に計算結果として(9)式に記載した。

【0090】

$$U / N = (C \times t_w / 4) \times \{ (1 / h_1) + (1 / h_2) + (1 / h_3) + (1 / h_4) \} \quad \dots (9)$$

ただし、ここでの h₁ ~ h₄は以下とする。

$$h_1 = t_{w2} + 0.1 \quad t_w \text{における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_2 = t_{w2} + 0.4 \quad t_w \text{における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_3 = t_{w2} - 0.4 \quad t_w \text{における } (h_w - h) \text{ の値}$$

$$h_4 = t_{w2} - 0.1 \quad t_w \text{における } (h_w - h) \text{ の値}$$

40

熱特性K_aは充填材の性能を表わす数値で、塔内の水と空気の流れが複雑なため理論的に求めるのは困難である。そこでK_aはあらかじめ充填物ごとに実験式で求められ、その実験式は(L/A)と(G/A)の関数として(10)式で求められる。

【0091】

$$K_a = C(L/A) (G/A) \quad \dots (10)$$

ここで + 1である。

(10)式を(7)式のU/Nに代入すると、(11)式が求められる。

50

$$U / N = K a \times A \times Z / L = C Z [L / A]^{-1} [G / A]^{-1} = C Z N^{-1} \dots (11)$$

ここでC Zを定数Kと置くと、(12)式が求められる。

【0092】

$$U / N = K N^{-1} \dots (12)$$

冷却塔メーカー定格能力値がわかれば、U / Nを求めN、Kが求まる。は0.4前後をとり、(12)式のU / Nが求まる。

(例えば、定格水量L、定格風量G、定格外気湿球温度t₁'、定格入口水温t_{w1}、出口水温t_{w2}の冷却塔からN = L / Gを求め、定格時の水温t_{w1}、t_{w2}の定格格外気湿球温度からのh₁と計算値h₂を使って(8)式を逆算してU / Nを求め冷却塔のK = を導く。)

10

ここで、(12)式で求めた塔特性U / Nと入口水温t_{w1}を0.1ずつ変化させた値を(8)式もしくは(9)式のt_{w2}に代入し、U / Nが等しくなるような点t_{w2}を計算結果として求めることができる。

【0093】

以上から求まるt_{w2}を1台目の冷却塔出口水温とする。

次に、2台目冷却塔の出口水温t_{w3}を求める。2台冷却塔2台直列の水と空気の状態を新図2に示す。ここで、1台目冷却塔の出口水温t_{w2}を2台目冷却塔の入口水温となるので、(8)式もしくは(9)式の各温度状態は以下のように置き換わる。

$$\begin{matrix} t_{w1} & t_{w2} \\ t_{w2} & t_{w3} \\ h_{w1} & h_{w2} \\ h_{w2} & h_{w3} \\ h_2 & h_3 \end{matrix}$$

20

よって、U / Nの近似式は、対数平均法の場合は(13)式となり、チェビシェフの公式の場合は(14)式となる。

【0094】

【数12】

$$U / N = \frac{C \rho \times (t_{w2} - t_{w3}) \times (\Delta h_2 - \Delta h_1)}{\Delta h_1 \times \Delta h_2 \times \ln(\Delta h_2 / \Delta h_1)} \dots (13)$$

30

【0095】

ただし、ここでのh₁とh₂は以下とする。

$$\begin{matrix} h_1 = h_{w3} - h_1 \\ h_2 = h_{w2} - h_3 \end{matrix}$$

チェビシェフの公式を用いた場合も対数平均法の場合と同様に計算結果として(14)式に記載した。

【0096】

$$U / N = (C \times t_w / 4) \times \{ (1 / h_1) + (1 / h_2) + (1 / h_3) + (1 / h_4) \} \dots (14)$$

40

ただし、ここでのh₁ ~ h₄は以下とする。

$$\begin{matrix} h_1 = t_{w3} + 0.1 & t_w \text{における} (h_w - h) \text{の値} \\ h_2 = t_{w2} + 0.4 & t_w \text{における} (h_w - h) \text{の値} \\ h_3 = t_{w2} - 0.4 & t_w \text{における} (h_w - h) \text{の値} \\ h_4 = t_{w2} - 0.1 & t_w \text{における} (h_w - h) \text{の値} \end{matrix}$$

また、2台目の冷却塔の(12)式による塔特性U / Nを求めるが、この時のN、K値は2台目冷却塔の能力によって変わる。仮に1台目冷却塔と同じ能力であればN、K値は同じとなり、それで1台目の冷却塔と同様(12)式で求めた塔特性U / Nと入口水温t_{w2}を0.1ずつ変化させた値を(13)式もしくは(14)式のt_{w3}に代入し、U / Nが等しくなるような点t_{w3}を計算結果として付した。

50

【 0 0 9 7 】

以上から求まる t_{w3} を 2 台目の冷却塔出口水温とする。

図 9 に同じ能力の冷却塔 2 台直列の 1 台目冷却塔入口水温 23 の時の外気湿球温度と出口水温の関係を示す。冷却水出口水温 18 を取り出せる外気湿球温度は、冷却塔 1 台では 5 以下であり、これは東京の気象データでは年間 2300 時間以下であった。しかし、冷却塔 2 台直列では外気湿球温度 13 以下で良く、東京の気象データでは年間 4400 時間であった。

【 0 0 9 8 】

本実施形態では、図 9 に示すチャート、すなわち、出口水温を縦軸、外気湿球温度を横軸とする座標に、フリークーリング用の冷却塔 105 の出口温度と外気湿球温度とで規定する第一の線図（冷却塔 1 台）と、フリークーリング用の冷却塔 105 と第二の冷凍機用の冷却塔 115 とをフリークーリング用切替機構 10 の切替制御によって直列に接続した出口温度と外気湿球温度とで規定する第二の線図（冷却塔 2 台直列）とを、当てはめたチャートを、制御装置に格納する。

10

【 0 0 9 9 】

つまり、フリークーリング用冷却水循環路の熱交換器へ供給する冷却水行き温度を T_s 、熱交換器から還ってくる冷却水還り温度を T_r とした際に、フリークーリング用の冷却塔冷却水入口水温（これは T_r 温度と等しい）を T_{w1} 、同冷却塔冷却水出口水温を T_{w2} 、第二流路を流れる第二の冷凍機用の冷却塔冷却水出口水温を T_{w3} 、 T_{w1} における飽和空気のエンタルピー $kJ/kgDA$ を h_{w1} 、 T_{w2} における飽和空気のエンタルピー $kJ/kgDA$ を h_{w2} 、 T_{w3} における飽和空気のエンタルピー $kJ/kgDA$ を h_{w3} 、フリークーリング用の冷却塔固有の比例定数 C_1 、フリークーリング用の冷却塔充填物高さ Z_1 、フリークーリング用の冷却塔水空気比 L/G を N_1 、第二の冷凍機用の冷却塔固有の比例定数 C_2 、第二の冷凍機用の冷却塔充填物高さ Z_2 、第二の冷凍機用の冷却塔水空気比 L/G を N_2 と規定して近似して表すことができる塔特性を、下記のフリークーリング用の冷却塔特性の対数平均法式および第二の冷凍機用の冷却塔特性の対数平均法式により、冷却塔を流れる空気湿球温度毎に算出した T_{w2} と、冷却塔を流れる空気湿球温度毎に算出した T_{w3} とを、縦軸に前記フリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温を取り、横軸に前記フリークーリング用の冷却塔を流れる空気湿球温度を取ったグラフに、 T_{w2} と T_{w3} とをそれぞれプロットしプロット点を結んだ二つの冷却塔出口水温線を作成し、第二の冷凍機用の冷却塔出口水温線とグラフの縦軸のフリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温を横軸と平行に引かれた T_s 温度線との交点の空気湿球温度を外気湿球温度の第一の設定値とし、フリークーリング用の冷却塔出口水温線とグラフの縦軸のフリークーリング用の冷却塔冷却水出口水温を横軸と平行に引かれた T_s 温度線との交点の空気湿球温度を外気湿球温度の第二の設定値とするチャートを、制御装置に格納するのである。

20

30

【 0 1 0 0 】

フリークーリング用の冷却塔特性の対数平均法式

【 0 1 0 1 】

【数 1 3】

$$U/N = \frac{C\rho \times (t_{w1} - t_{w2}) \times (\Delta h_2 - \Delta h_1)}{\Delta h_1 \times \Delta h_2 \times \ln(\Delta h_2 / \Delta h_1)}$$

40

【 0 1 0 2 】

ただし、ここでの h_1 と h_2 は以下とする。

$$h_1 = h_{w2} - h_1$$

$$h_2 = h_{w1} - h_2$$

$$(U/N)_1 = C_1 Z_1 N_1^{-1}, 0.3 \quad 0.5$$

第二の冷凍機用の冷却塔特性の対数平均法式

【 0 1 0 3 】

50

【数 1 4】

$$U/N = \frac{C\rho \times (t_{w2} - t_{w3}) \times (\Delta h_2 - \Delta h_1)}{\Delta h_1 \times \Delta h_2 \times \ln(\Delta h_2 / \Delta h_1)}$$

【0 1 0 4】

ただし、ここでの h_1 と h_2 は以下とする。

$$h_1 = h_{w3} - h_1$$

$$h_2 = h_{w2} - h_3$$

$$(U/N)_2 = C_2 Z_2 N_2^{-1}, 0.3 \quad 0.5$$

また、対数平均方式を、チェビシェフの公式に替えたチャートでも良い。

10

【0 1 0 5】

この制御装置に接続するキーボード、テンキーボードなどの入力装置によって、 T_s 、 T_r 、 C_1 、 Z_1 、 N_1 、 C_2 、 Z_2 、 N_2 、などを所定の値に設定でき、その条件で、 T_{w2} 、 T_{w3} 、の外気湿球温度毎に演算を行い、外気湿球温度の第一の設定値、および外気湿球温度の第二の設定値を求めることができるものである。

ここで、入力装置によって上記の条件値に所定の値（例えば、図 9 に示すように、 $T_s = 18$ 、 $T_r = 23$ など）が設定されると、制御装置は、 T_s 設定値と第一の線図と第二の線図との交点それぞれの外気湿球温度、つまり外気湿球温度の第一の設定値、および外気湿球温度の第二の設定値の間（図 9 では 5 と 13 との間）でフリークーリング用の冷却塔 105 と第二の冷凍機用の冷却塔 115 とを直列に接続するように、フリークーリング用切替機構 10 の切替制御を行う。

20

【0 1 0 6】

次に、2 台目の冷却塔能力が大きい場合を示す。1 台目と同じ水量を 2 台目の能力が大きい冷却塔に通すと水量 L は変わらないが、風量 G が大きいので N は小さくなり、塔特性（12）式 U/N は大きくなる。つまり、 $Z_2 > Z_1$ 、 $N_2 < N_1$ である、第二の冷凍機用の冷却塔を備えるものである。よって、近似式の（13）式もしくは（14）式の 2 台目冷却塔出口温度 t_{w3} は低くなることのできる。このような傾向にあることを考慮して新たに 2 台目冷却塔の N 、 K 値を求め、上記同様に塔特性（12）式と近似式（13）式もしくは（14）式により 2 台目冷却塔出口温度 t_{w3} を計算できる。

30

【0 1 0 7】

図 10 に仮に 2 台目冷却塔の能力を 1.0 ~ 2.0 倍にした場合での冷却塔入口水温 23 の外気湿球温度と冷却塔出口温度の関係を示す。2 台目の冷却塔の能力が 1 台目の冷却塔と同じ能力の場合は、冷却塔出口水温 18 にするには、外気湿球温度 13 未満が必要であり、東京の気象データでは年間 4400 時間であったが、2 台目の冷却塔の能力が 1 台目の能力の 2 倍であれば、外気湿球温度 15 未満であればよく、東京の気象データで年間 4800 時間であった。

【0 1 0 8】

室内温度条件もしくは床下吹出温度条件によって空調機の還り温度が変わるので、予冷水温度条件、冷却水温度条件が変わる。今度は冷却水入口水温が 23 では無く、21 となり熱交換器へ 16 で送水しなければならない条件の時は、上記の計算により図 11 の外気湿球温度と冷却塔出口水温の関係となる。2 台目の冷却塔の能力が 1 台目の冷却塔と同じ能力の場合は冷却塔出口水温 16 にするには、外気湿球温度 11 未満が必要であった東京の気象データで年間 3600 時間が、2 台目の冷却塔の能力が 1 台目の能力の 2 倍であれば、外気湿球温度 13 未満であればよく 4400 時間であった。

40

【0 1 0 9】

これらのことにより冷却塔 2 台直列による年間のフリークーリング運転時間の延長可能とさらに冷却塔能力アップによるフリークーリング運転時間延長により、年間のエネルギー消費が抑えられ、ランニングコストが削減される。これらは実際に冷却塔能力アップによるイニシャルコストアップとフリークーリングが長くできることによるランニングコス

50

トダウンと兼ね合いによってシステムを決定する。

【0110】

次に、本実施形態における冷凍機の分割の最適値について説明する。

冷凍機の台数は、分割した場合のランニング効果が分割したイニシャル増を5年以内で回収するように決定する。ただし、危険分散についても十分考慮する。ランニング効果は、外気、建物伝熱負荷等の熱負荷を冷却する冷凍機が中間期、冬季に停止可能にするか、部分負荷に対して高効率な冷凍機の場合は最も効率の良い部分負荷で運転可能なように計画するかである。全体熱負荷に対して2～3台以上になるように決定する。

【0111】

次に、フリークーリング用の冷却塔（CT3）105の冷却能力とその機器設計条件について説明する。

フリークーリング用の冷却塔（CT3）105の冷却効果による全熱源機器のランニングコスト低減と、フリークーリング用の冷却塔（CT3）105のファンと循環ポンプ（P3）106との消費動力と、フリークーリング用の冷却塔（CT3）105を設けたことによるイニシャルコスト増による兼ね合いで、コスト的に5年以内で回収できるように決定する。ランニングコスト低減による効果は、フリークーリング用の冷却塔（CT3）105の冷却水が予冷水を冷却して空気を予冷することにより、第二の冷凍機（R2）109を停止できることである。それには少なくとも冷凍機1台、最も多くとも負荷に対する冷凍機総台数の半分以下の冷凍機台数と同じ冷却能力になるよう決定する。冷却水温度の決定は、室内空気温度条件によって空調機101の還り温度が変わり、還り空気を冷却できる予冷水を熱交換器104との兼ね合いから冷却できる冷却水温度とする。

【0112】

本実施形態において、電算室118の床下空間121への吹出温度は、電算機119の結露を防止するため、18～20で設定する（本実施形態では、20）。空調室123からの還り空気温度は室内を經由してダクト内で1ぐらい上昇して25～27で戻ってくる（本実施形態では、27）。

1)これを冷却する予冷水は、空気と予冷水の温度差 T が小さければ、空調機101内コイルの伝熱面積が大きくなり、イニシャルコストが増えるのに伴って、空調機の送風機の圧力抵抗が増え、ランニングコストも増える。また、スペースも増えてイニシャルが増える。フリークーリング用の冷却塔（CT3）105は、冷却塔送水温度が高くなるので、年間の使用時間も増え、ランニングは有利になる。これらのランニングコストとイニシャルの兼ね合いで、空気と予冷水の温度差 T を決める。

【0113】

2)予冷水の入出口の温度差が小さいと、搬送の水量が大きくなり、イニシャルが増え、ランニングも増えるので、その兼ね合いで温度差 T_a を5～7とした。

3)予冷水の送水温度を2)で決めたら、フリークーリング用の冷却塔（CT3）105の冷却水でできるだけ高い温度として使いたいため、熱交換器104において2)で決めた予冷水送水温度取り出し可能な温度によって冷却水温度とする。この時、予冷水送水温度と冷却水送水温度との差は、ランニングとイニシャルの兼ね合いで決められるが、1～2の最少温度差でもあまり影響を受けない。

【0114】

ここで、還り空気温度27を冷却する時、予冷水と空気の温度差 T を2以上必要とすることより、空調機101からの予冷水出口水温の上限を25以下とし、予冷水の入出口水温差を $T_a = 5$ にとると、予冷水入口水温が20となる。予冷水入口水温を20に冷却するのに熱交換器104の冷却水入口の水温を18とした。これを設計条件としてフリークーリング用の冷却塔（CT3）105を決定する。

【0115】

本実施形態では、電算機室120の温度を27（空調機還り温度27）、フリークーリング用の冷却塔（CT3）105の冷却能力1375kW（冷凍機で400RT）とした。また、水流量計F1が4000L/min、湿球温度T1が5で予冷コイル10

10

20

30

40

50

2の出口空気温度 T_7 が 23.5 、フリークーリング用の冷却塔(CT3)105の冷水温度 T_6 が 18 であった。

【0116】

次に、空調機101の予冷コイル102、冷却コイル107の割合について説明する。

予冷コイル102の冷却能力が空調機101内で占める割合は、本実施形態ではフリークーリング用の冷却塔(CT3)105の冷却能力を全熱負荷の 50% として決めたので、空調機101の冷却コイル107の能力の 50% 以上とする。上限は、予冷コイル102の列数が増えると入口予冷水温と出口空気温度とを近づけることができるが、予冷コイル102の列数が増えることによる空調機101内送風機に対する圧力損失の増加による消費動力の増加を考慮して決定する。

10

【0117】

予冷コイル102の入口水温(循環ポンプ(P4)103からの送り水温)は、フリークーリング用の冷却塔(CT3)106で決定した 20 とし、予冷コイル102の冷却コイルが空調機101の冷却コイル能力の 50% の冷却能力の時は、空調機101の空気入口温度 27 と出口温度 20 のちょうど中間空気温度 23.5 以下になるように予冷コイル102の能力を決定する。

【0118】

次に、フリークーリング用の冷却塔(CT3)105と後段の第二の冷凍機用の冷却塔(CT2)115の関係について説明する。

フリークーリング用の冷却塔(CT3)105はターボ式の第二の冷凍機(R2)109と同じ冷却能力を持ち、後段の第二の冷凍機用の冷却塔(CT2)115は夏季のターボ式の第二の冷凍機(R2)109用の冷却水を冷却するため、第二の冷凍機(R2)109の冷却熱量とコンプレッサー仕事熱当量を合わせた能力 $520RT$ を要する。そのため直列に接続するフリークーリング用の冷却塔(CT3)105の能力が $400RT$ なので、フリークーリング時には $400RT / 520RT = 0.8$ となり 80% の水量で行う。この場合、専用機に対して伝熱面積も大きいので、冷却するのに有利かつ搬送動力も小さくて良い。

20

【0119】

(第二実施形態)

本実施例に係る空気調和設備1Aは、外気、建物負荷が全体に占める割合が大きい場合に適用される。

30

そのため、本実施形態では、図12に示すように、電算室118の空調室123に外気熱負荷を冷却するための空調機20を新たに設置するとともに、電算機負荷用の冷凍機140と冷却塔141を設置した。

【0120】

空調機20は、冷却コイル21を有し、冷水循環路132の行き路132aに連絡する行き路22と還り路24とを介して行きヘッダ112と還りヘッダ113とポンプ144とに連絡している。また、行き路22にはバルブ23が設けてある。このバルブ23は、バルブ125と同様に電算室118の床下空間121に吹出空気温度 T_5 に基づいて比例制御される。

40

【0121】

電算機負荷用の冷凍機140には、冷却塔141と循環ポンプ142とが冷却水循環路143を介して連絡している。

以上のように、本実施形態によれば、第一実施形態と同様に、冬季や中間期の低熱負荷により遊休している第二の冷凍機用の冷却塔(CT2)115とフリークーリング用の冷却塔(CT3)105を直列に配置することによって二段に冷却することができるので、従来より冷水温度を下がることことができる。

【0122】

本実施形態において、予冷コイル102の冷却能力が空調機20内で占める割合は、フリークーリング用の冷却塔(CT3)105の冷却能力を電算機熱負荷の 50% 以上(全

50

体熱負荷の37.5%)とし、上限は予冷コイル102の列数が増えると入口予冷水温と出口空気温度とを近づけることができるが、予冷コイル102の列数が増えることによる空調機101内送風機に対する圧力損失の増加による消費動力の増加を考慮して決定する。

【0123】

予冷コイル102の入口水温(循環ポンプ(P4)103からの送り水温)はフリークーリング用の冷却塔(CT3)105で決定した20とし、予冷コイル102が電算機熱負荷と専用の冷却塔(CT3)105との割合で決めた場合は空調機101の空気入口温度27と出口温度20の間で入口温度からみたその割合分の空気温度差 $27 - 7 \times 50\%$ となるように予冷コイル出口空気温度を決定する。

10

【0124】

なお、上記各実施形態において、フリークーリング用冷却水循環路131と予冷水循環路130とを熱交換器104を介して連結した場合について説明したが、本発明はこれに限らず、フリークーリング用冷却塔を密閉型とすることによって、熱交換器104と循環ポンプ(P4)103を省いても良い。

(第三実施形態)

本実施形態に係る空気調和設備1Bは、室温の設定が少し低く、フリークーリング用冷却水循環路131の冷却水供給温度および冷却水還り温度と、予冷コイル102の入口温度および出口温度をそれぞれ同じにでき、かつ予冷コイル102内の水質が問題ない場合に適用される。

20

【0125】

そのため、本実施形態では、図13に示すように、電算室118の空調機101の予冷コイル102にフリークーリング用冷却水循環路131を直接接続した。

その他の構成は、第一実施形態と同じであるから、同一の符号を付し、その説明は省略する。

本実施形態によれば、第一実施形態と同様に、冬季や中間期の低熱負荷により遊休している第二の冷凍機用の冷却塔(CT2)115とフリークーリング用の冷却塔(CT3)105を直列に配置することによって二段に冷却することができるので、従来より冷水温度を下がることことができる。

(第四実施形態)

30

本実施形態に係る空気調和設備1Cは、例えば、クリーンルームなどで精密温調を行う際に、湿度の管理を外気調和機など1箇所に限定するため、循環系の冷却コイル107をその空気側表面で水分結露を起こさないドライコイルとするため、通常の冷水ではなく、高温の冷水(例えば、室内の温調条件が露点11ならば、冷水供給温度13~冷水還り温度18である冷水)で運転する場合があります、これに適用される。

【0126】

そのため、本実施形態では、図14に示すように、冷凍機で冷凍される水温も上昇し冷凍機入口18、出口13として成績係数の向上を見込め、冷凍機と並列にフリークーリング用の熱交換器104を備えるものである。

本実施形態においては、熱交換器104にはポンプ144によりヘッド113と繋がる管路151とヘッド112と繋がる管路152とが接続している。

40

【0127】

また、本実施形態では、空調機101において床下空間121から戻ってくる空気と冷水コイル107の冷水とを熱交換し、空調室123から電算室118の天井空間122から電算室118に冷気を吹き出し、床下空間121から空調機101が設置されている空調室123に戻る経路を空気が流れるように構成されている。

その他の構成は、第一実施形態と同じであるから、同一の符号を付し、その説明は省略する。

【0128】

本実施形態によれば、第一実施形態と同様に、冬季や中間期の低熱負荷により遊休して

50

いる第二の冷凍機用の冷却塔（ＣＴ２）１１５とフリークーリング用の冷却塔（ＣＴ３）１０５を直列に配置することによって二段に冷却することができるので、従来より冷水温度を下がることことができる。

【図面の簡単な説明】

【０１２９】

【図１】本発明の第一実施形態に係る空気調和設備の機器構成を示す説明図である。

【図２】図１の空気調和設備の制御系統を示す説明図である。

【図３】図１の空気調和設備のフローチャートをである。

【図４】図１の空気調和設備の夏季の動作を示す説明図である。

【図５】図１の空気調和設備の中間期の動作を示す説明図である。

【図６】図１の空気調和設備の冬季の動作を示す説明図である。

【図７】図１の空気調和設備により冬季や中間期の低熱負荷により遊休している第二の冷凍機用の冷却塔（ＣＴ２）１１５とフリークーリング用の冷却塔（ＣＴ３）１０５とを直列にして冷却する理論を説明するグラフである。

【図８】フリークーリング用の冷却塔（ＣＴ３）１０５での外気湿球温度と飽和空気のエントロピーとの関係を示すグラフである。

【図９】同じ能力のフリークーリング用の冷却塔（ＣＴ３）１０５と第二の冷凍機用の冷却塔（ＣＴ２）１１５とを直列に入口水温２３ 時の外気湿球温度と出口水温との関係を示すグラフである。

【図１０】２台目の冷却塔の能力が大きい冷却塔２台直列での入口水温２３ 時の外気湿球温度と出口水温との関係を示すグラフである。

【図１１】２台目の冷却塔の能力が大きい冷却塔２台直列での入口水温２１ 時の外気湿球温度と出口水温との関係を示すグラフである。

【図１２】本発明の第二実施形態に係る空気調和設備の機器構成を示す説明図である。

【図１３】本発明の第三実施形態に係る空気調和設備の機器構成を示す説明図である。

【図１４】本発明の第四実施形態に係る空気調和設備の機器構成を示す説明図である。

【図１５】従来の空気調和設備の機器構成を示す説明図である。

【図１６】図１５空気調和設備の制御系統を示す説明図である。

【図１７】図１５の空気調和設備のフローチャートである。

【図１８】図１５の空気調和設備の夏季、中間期の動作を示す説明図である。

【図１９】図１５の空気調和設備の冬季の動作を示す説明図である。

【符号の説明】

【０１３０】

- １，１Ａ 空気調和設備
- １０ フリークーリング用切替機構
- １１ 第一の流路
- １１ａ，１２ａ，１２ｂ 分岐点
- １２ 第二の流路
- １３ 第一のバルブ（Ｖ１）
- １４ 第二のバルブ（Ｖ２）
- １５ 第三のバルブ（Ｖ３）
- １６ 第四のバルブ（Ｖ４）
- ２０ 空調機
- ２１ 冷却コイル
- ２２ 行き路
- ２３ バルブ
- ２４ 還り路
- １０１ 空調機
- １０２ 予冷コイル
- １０３ 循環ポンプ（Ｐ４）

10

20

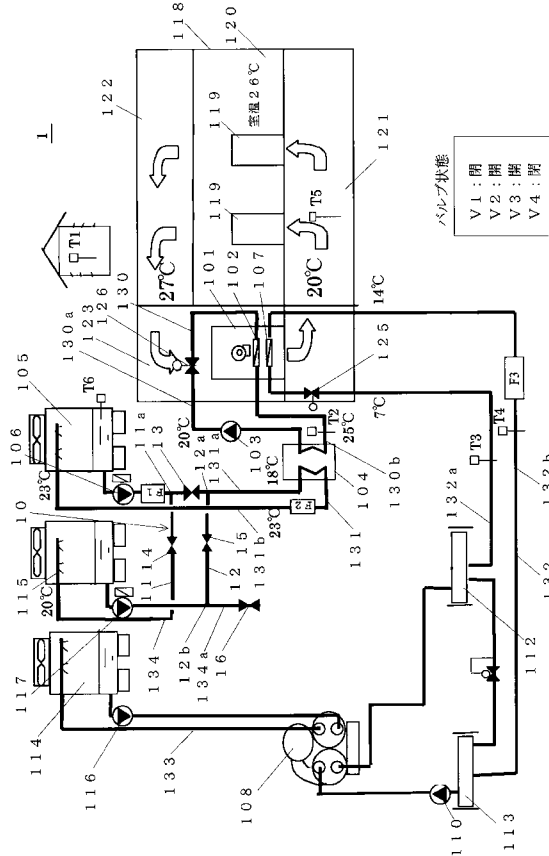
30

40

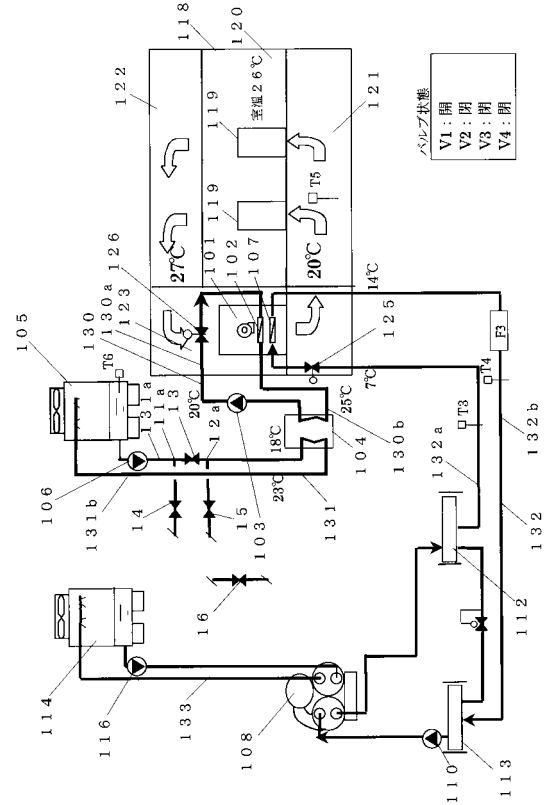
50

1 0 4	熱交換器	
1 0 5	フリークーリング用の冷却塔 (C T 3)	
1 0 6	循環ポンプ (P 3)	
1 0 7	冷却コイル	
1 0 8	冷凍機 (R 1)	
1 0 9	第二の冷凍機 (R 2)	
1 1 0	循環ポンプ (C P 1)	
1 1 1	循環ポンプ (C P 1)	
1 1 4	冷却塔 (C T 1)	
1 1 5	第二の冷凍機用の冷却塔 (C T 2)	10
1 1 6	循環ポンプ (P 1)	
1 1 7	循環ポンプ (P 2)	
1 1 8	電算室	
1 1 9	電算機	
1 2 0	電算機室	
1 2 1	床下空間	
1 2 2	天井空間	
1 2 3	空調室	
1 2 4	コントローラ	
1 2 5	バルブ (V E 1)	20
1 2 6	バルブ	
1 2 7	熱量演算コントローラ	
1 3 0	予冷水循環路	
1 3 1	フリークーリング用冷却水循環路	
1 3 1 a	フリークーリング用冷却水循環路 1 3 1 の行き路	
1 3 2	冷水循環路	
1 3 2 a	冷水循環路 1 3 2 の行き路	
1 3 2 b	冷水循環路 1 3 2 の還り路	
1 3 3	冷却水循環路	
1 3 4	第二の冷却水循環路	30
1 3 4 a	第二の冷却水循環路 1 3 4 の行き路	
1 3 4 b	第二の冷却水循環路 1 3 4 の還り路	
1 4 0	冷凍機	
1 4 1	冷却塔	
1 4 2	循環ポンプ	
F 1 , F 2 , F 3	流量計	
F 1 C 1 , F 1 C 2 , F I C 3	流量調節器	
T I C 1、T I C 2 , T I C 3 , T I C 4 , T I C 5 , T I C 6 , T I C 7	温度調節器	

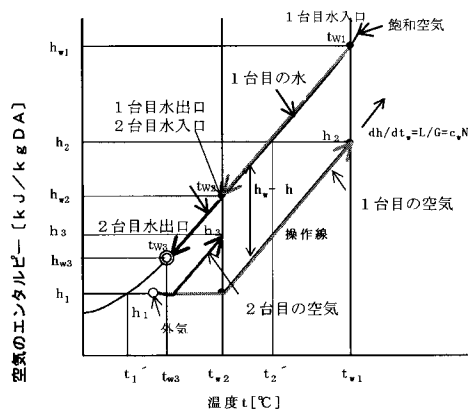
【図5】



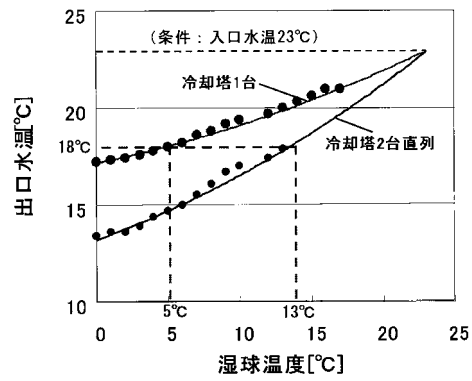
【図6】



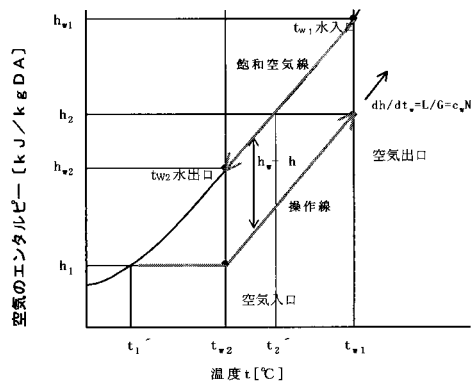
【図7】



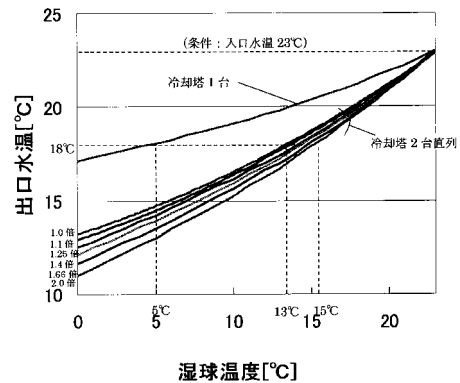
【図9】



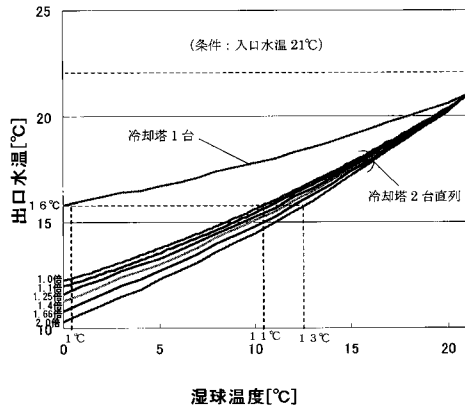
【図8】



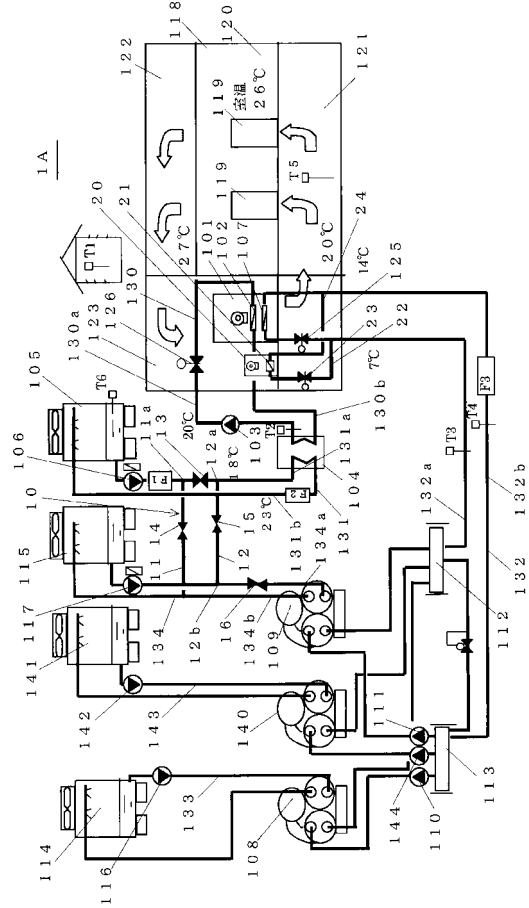
【図10】



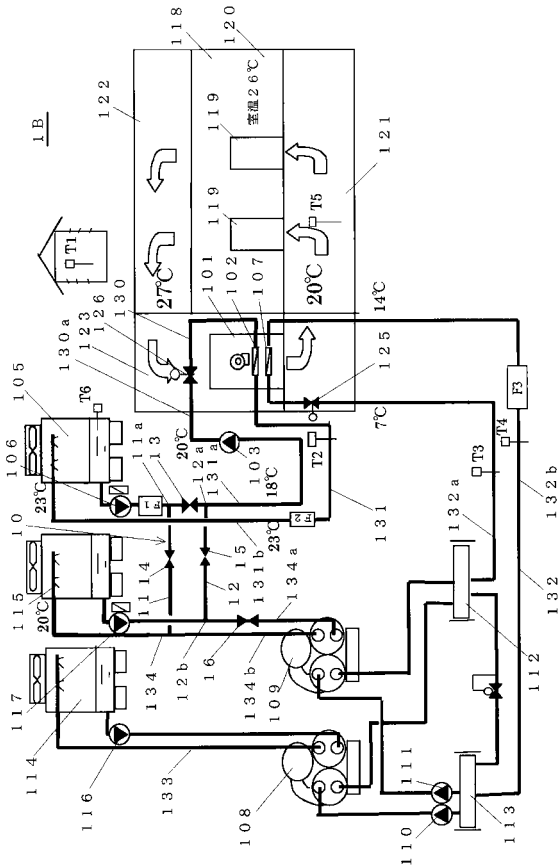
【 図 1 1 】



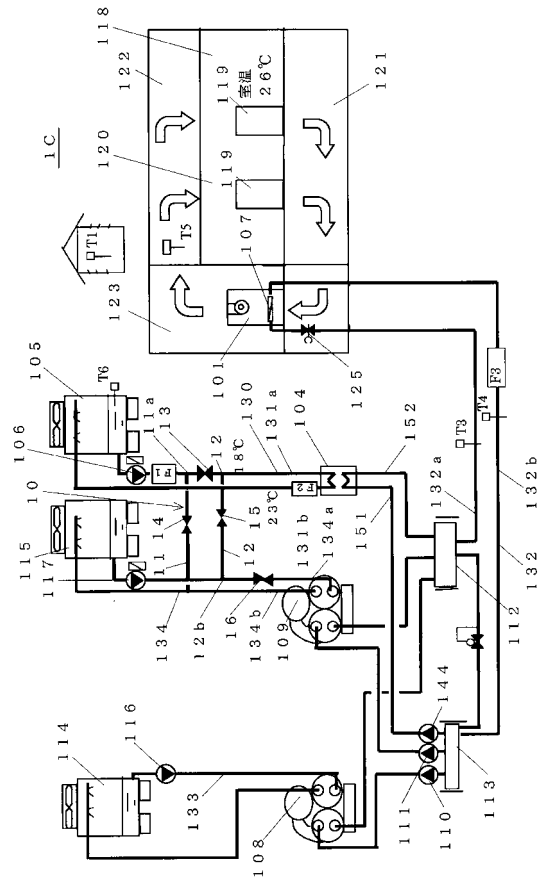
【 図 1 2 】



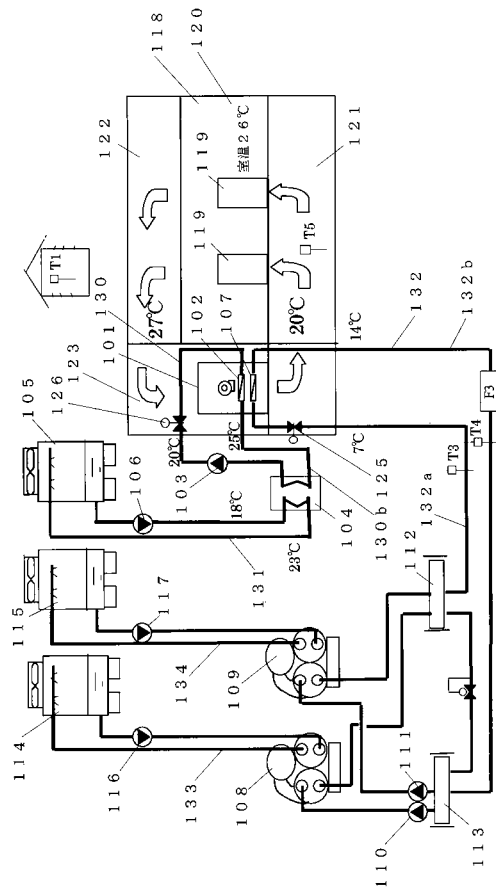
【 図 1 3 】



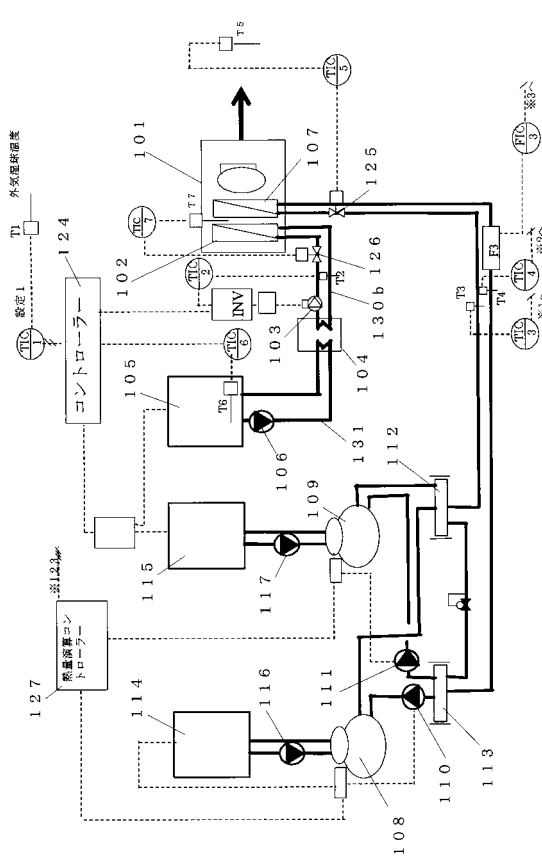
【 図 1 4 】



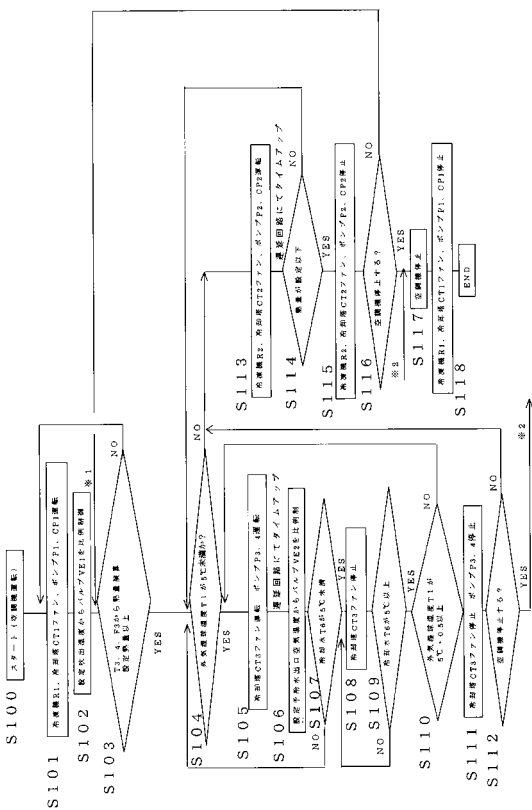
【図15】



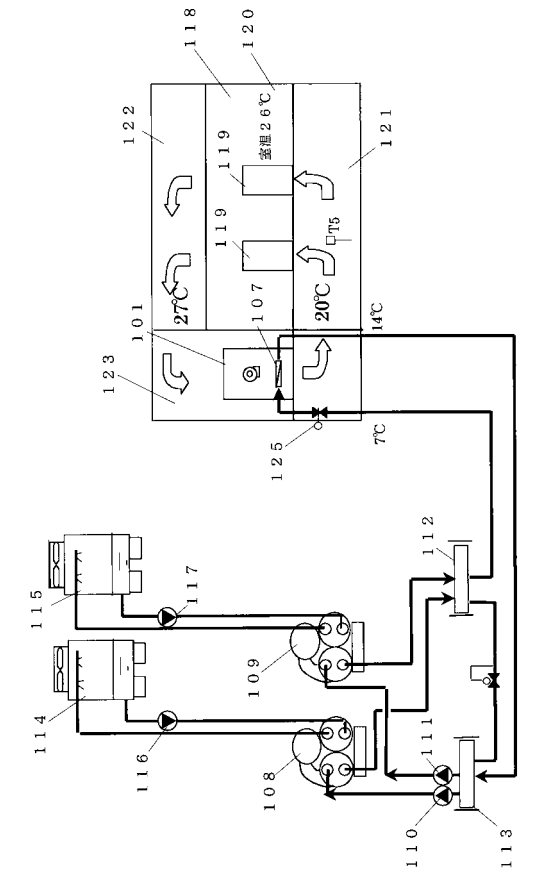
【図16】



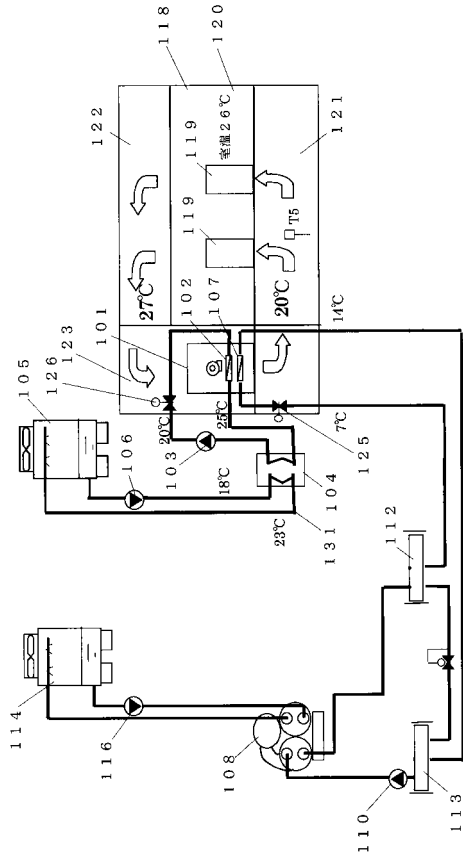
【図17】



【図18】



【図19】



フロントページの続き

(72)発明者 野口 哲

東京都中央区日本橋室町2丁目1番1号 三機工業株式会社内

審査官 藤原 直欣

(56)参考文献 特開2006-275323(JP,A)

特許第2979061(JP,B2)

特開平04-208332(JP,A)

特開2003-336866(JP,A)

特開昭55-043327(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F24F 5/00

F24F 11/02

F28F 25/00 - 27/02