



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 103032996 B

(45) 授权公告日 2015. 03. 11

(21) 申请号 201210535156. 0

(22) 申请日 2012. 12. 12

(73) 专利权人 宁波奥克斯电气有限公司

地址 315191 浙江省宁波市鄞州区姜山镇明
光北路 1166 号

(72) 发明人 郑坚江 程德威 涂虬

(74) 专利代理机构 宁波市鄞州甬致专利代理事

务所(普通合伙) 33228

代理人 代忠炯

(51) Int. Cl.

F25B 31/00(2006. 01)

G06F 19/00(2011. 01)

审查员 宋蕊

权利要求书5页 说明书11页

(54) 发明名称

防止压缩机频繁启停的并联压缩机选配方法

(57) 摘要

本发明公开了一种防止压缩机频繁启停的并联压缩机选配方法,它包括以下步骤:步骤1:计算压缩机名义工况下性能参数向设计工况转换的计算调整系数;步骤2:计算直流变频压缩机的制冷量和功耗随运行频率的变化曲线;步骤3:计算空调机组设计工况条件下性能参数;步骤4:确定直流变频压缩机运行频率范围;步骤5:选配并联定频压缩机。本发明提高压缩机选型的准确度,使不同输出能力的压缩机并联时的可靠性增加。

1. 一种防止压缩机频繁启停的并联压缩机选配方法,其特征在于,它包括以下步骤:

步骤 1:计算压缩机名义工况下性能参数向设计工况转换的计算调整系数

(1) 从压缩机生产厂家提供的压缩机规格书中确定压缩机名义工况和名义工况下的排气量、运行频率、制冷量、功耗以及能效比,压缩机名义工况包括冷凝温度、冷凝过冷度、蒸发温度、蒸发过热度;

(2) 计算压缩机在名义工况条件下各制冷循环状态点的性能参数和制冷循环参数,制冷循环状态点包括:蒸发器进口、蒸发器出口、压缩机回气口、压缩机排气口、冷凝器出口,计算的性能参数包括:比焓、比容、温度、压力、干度,计算的制冷循环参数包括:单位质量制冷量、单位质量功耗;

(3) 设定空调机组设计工况,计算压缩机在设计工况条件下各制冷循环各状态点的性能参数和制冷循环参数,制冷循环状态点包括:蒸发器进口、蒸发器出口、压缩机回气口、压缩机排气口、冷凝器出口,计算的性能参数包括:比焓、比容、温度、压力、干度,计算的制冷循环参数包括:单位质量制冷量、单位质量功耗;

(4) 在压缩机名义工况条件下,利用压缩机排气量、名义运行频率、单位质量制冷量、单位质量功耗、压缩机回气口比容,计算压缩机名义工况条件下理论循环制冷量和理论功耗,其中,理论循环制冷量=单位质量制冷量×压缩机排气量×名义运行频率/压缩机回气口比容,理论功耗=单位质量功耗×压缩机排气量×名义运行频率/压缩机回气口比容;

(5) 根据计算的名义工况条件下理论循环制冷量和理论功耗与压缩机规格书上的名义工况条件下的实际循环制冷量和实际功耗,计算定频压缩机的实际制冷量计算调整系数 k_{Q-FIX} 、功耗计算调整系数 k_{P-FIX} 和直流变频压缩机的实际制冷量计算调整系数 k_{Q-INV} 、功耗计算调整系数 k_{P-INV} ,其中,定频压缩机的实际制冷量计算调整系数 k_{Q-FIX} = 定频压缩机名义工况条件下实际制冷量 / 名义工况条件下理论循环制冷量、功耗计算调整系数 k_{P-FIX} = 定频压缩机名义工况条件下实际功耗 / 名义工况条件下理论功耗,直流变频压缩机的实际制冷量计算调整系数 k_{Q-INV} = 直流变频压缩机名义工况条件下实际制冷量 / 名义工况条件下理论循环制冷量、功耗计算调整系数 k_{P-INV} = 直流变频压缩机名义工况条件下实际功耗 / 名义工况条件下理论功耗;

步骤 2:计算直流变频压缩机的制冷量和功耗随运行频率的变化曲线

根据压缩机生产厂家提供的直流变频压缩机性能参数变化曲线,提取直流变频压缩机在不同运行频率下的制冷量和功耗,并利用这些数据,分别拟合出直流变频压缩机的制冷量随运行频率的变化曲线 $Q_{INV-th}(f)$ 和功耗随运行频率的变化曲线 $P_{INV-th}(f)$;

步骤 3:计算空调机组设计工况条件下性能参数

(1) 计算定频压缩机设计工况条件下的制冷量:利用步骤 1 的 (3) 中计算的单位质量制冷量、压缩机回气口比容、设计工况条件下压缩机排气量和运行频率以及步骤 1 的 (5) 中计算的定频压缩机的实际制冷量计算调整系数 k_{Q-FIX} ,计算设计工况条件下定频压缩机的实际制冷量 $Q_{FIX-act}$, $Q_{FIX-act} = Q_{FIX-th} \times k_{Q-FIX}$, 其中 $Q_{FIX-th} =$ 单位质量制冷量 × 压缩机排气量 × 运行频率 / 压缩机回气口比容;

(2) 计算定频压缩机设计工况条件下的功耗:利用步骤 1 的 (3) 中计算的单位质量功耗、压缩机回气口比容、设计工况条件下压缩机排气量和运行频率以及步骤 1 的 (5) 中计算的定频压缩机的实际功耗计算调整系数 k_{P-FIX} ,计算设计工况条件下定频压缩机的实际功耗

$P_{\text{FIX-act}}, P_{\text{FIX-act}} = P_{\text{FIX-th}} \times k_{\text{p-FIX}}$, 其中 $P_{\text{FIX-th}}$ = 单位质量功耗 \times 压缩机排气量 \times 运行频率 / 压缩机回气口比容;

(3) 计算直流变频压缩机设计工况条件下的制冷量:利用步骤 1 的 (5) 中计算的直流变频压缩机的实际制冷量计算调整系数 $k_{\text{Q-INV}}$ 以及步骤 2 中拟合出的直流变频压缩机的制冷量随运行频率的变化曲线 $Q_{\text{INV-th}}(f)$, 计算设计工况条件下直流变频压缩机的实际制冷量 $Q_{\text{INV-act}}(f)$, $Q_{\text{INV-act}}(f) = Q_{\text{INV-th}}(f) \times k_{\text{Q-INV}}$;

(4) 计算直流变频压缩机设计工况条件下功耗:利用步骤 1 的 (5) 中计算的直流变频压缩机的实际功耗计算调整系数 $k_{\text{p-INV}}$ 以及步骤 2 中拟合出的直流变频压缩机的功耗随运行频率的变化曲线 $P_{\text{INV-th}}(f)$, 计算设计工况条件下直流变频压缩机的实际功耗 $P_{\text{INV-act}}(f)$, $P_{\text{INV-act}}(f) = P_{\text{INV-th}}(f) \times k_{\text{p-INV}}$;

步骤 4:确定直流变频压缩机运行频率范围

从压缩机生产厂家提供的压缩机规格书中确定直流变频压缩机允许运行频率范围为 $f_{\text{min}} \leq f \leq f_{\text{max}}$;

步骤 5:选配并联定频压缩机

(1) 根据步骤 3 的 (3) 中直流变频压缩机的实际制冷量 $Q_{\text{INV-act}}(f)$ 以及步骤 4 的直流变频压缩机允许运行频率范围 $f_{\text{min}} \leq f \leq f_{\text{max}}$, 计算直流变频压缩机在最大运行频率 f_{max} 时的最大制冷量 $Q_{\text{INV-act}}(f_{\text{max}})$;

(2) 根据直流变频压缩机最大制冷量, 选择制冷量低于 $Q_{\text{INV-act}}(f_{\text{max}}) \times (1+10\%)$ 的定频压缩机。

2. 根据权利要求 1 所述的防止压缩机频繁启停的并联压缩机选配方法, 其特征在于, 还包括:

步骤 6:确定定频压缩机启停时直流变频压缩机运行频率的切换点

(1) 在只有直流变频压缩机运行, 且室内机能力需求不断增加的情况下, 设定切换点 $f_{\text{ch-up}} (f_{\text{ch-up}} \leq f_{\text{max}})$, 当直流变频压缩机运行频率升至切换点 $f_{\text{ch-up}}$, 启动定频压缩机, 此时的切换原则是:切换后, 定频压缩机制冷量与直流变频压缩机制冷量之和等于切换前直流变频压缩机制冷量, 即 $Q_{\text{INV-act}}(f_x) + Q_{\text{FIX-act}} = Q_{\text{INV-act}}(f_{\text{ch-up}})$, 其中 f_x 为切换后直流变频压缩机的运行频率, 并且 $f_x \geq f_{\text{min}}$;

(2) 在直流变频压缩机和定频压缩机同时运行, 且室内机能力需求不断降低的情况下, 设定切换点 $f_{\text{ch-down}} (f_{\text{ch-down}} \geq f_{\text{min}})$, 当直流变频压缩机运行频率降至切换点 $f_{\text{ch-down}}$, 停止定频压缩机, 此时的切换原则是:切换后, 定频压缩机制冷量与直流变频压缩机制冷量之和等于切换后直流变频压缩机制冷量, 即 $Q_{\text{INV-act}}(f_y) = Q_{\text{FIX-act}} + Q_{\text{INV-act}}(f_{\text{ch-down}})$, 其中 f_y 为切换后直流变频压缩机的运行频率, 并且 $f_y \leq f_{\text{max}}$ 。

3. 根据权利要求 2 所述的防止压缩机频繁启停的并联压缩机选配方法, 其特征在于, 所述的步骤 6 的 (2) 中切换后的直流变频压缩机运行频率 f_y 与步骤 6 的 (1) 中的切换点 $f_{\text{ch-up}}$ 的差值应大于 10rps, 即 $f_y < f_{\text{ch-up}} - 10\text{rps}$ 。

4. 根据权利要求 1 所述的防止压缩机频繁启停的并联压缩机选配方法, 其特征在于, 所述的步骤 1 的 (2) 和 (3) 中各制冷循环状态点的性能参数和制冷循环参数的计算方法如下:

(1) 蒸发器进口性能参数的计算:

蒸发器进口压力 $P = 8.01883 + 0.25376 \times t + 0.00302 \times t^2 + 0.0000198521 \times t^3$ (Bar), 其中 $t =$ 蒸发温度 ($^{\circ}\text{C}$);

蒸发器进口温度 = 蒸发温度;

蒸发器进口比焓 $h = 200.18037 + 1.50532 \times t + 0.00147 \times t^2 + 0.0000569281 \times t^3$ (kJ/kg), 其中 $t =$ (冷凝温度 - 冷凝过冷度) ($^{\circ}\text{C}$);

蒸发器进口干度 $x = \frac{h - h'}{h'' - h'}$, 其中 h 为蒸发器进口比焓, h' 和 h'' 的计算公式如下:

$h' = 200.18037 + 1.50532 \times t + 0.00147 \times t^2 + 0.0000569281 \times t^3$ (kJ/kg), 其中 $t =$ 蒸发温度 ($^{\circ}\text{C}$);

$h'' = 421.23802 + 0.28966 \times t - 0.00355 \times t^2 - 0.0000307537 \times t^3$ (kJ/kg), 其中 $t =$ 蒸发温度 ($^{\circ}\text{C}$);

蒸发器进口比容 $v = x \times (v'' - v')$ (kJ/kg), 其中 v' 和 v'' 的计算公式如下:

$v' = 0.85803 + 0.00266 \times t + 0.00000218782 \times t^2 + 0.00000899897 \times t^3$ (kJ/kg), 其中 $t =$ 蒸发温度 ($^{\circ}\text{C}$);

$v'' = 32.95825 - 1.11768 \times t + 0.01935 \times t^2 - 0.000143939 \times t^3$ (L/kg), 其中 $t =$ 蒸发温度 ($^{\circ}\text{C}$);

(2) 蒸发器出口和压缩机回气口性能参数的计算:

压缩机回气口温度 = 蒸发温度 + 蒸发过热度;

压缩机回气口压力 = 蒸发器进口压力;

压缩机回气口比焓 h 计算公式如下, 根据蒸发温度和压缩机回气口温度通过迭代方法计算:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{1}{h''} - \frac{1}{h} \right) + a_1 \times \left(\frac{T_s}{h''} - \frac{T}{h} \right) + a_2 \times \left(\frac{T_s^2}{h''} - \frac{T^2}{h} \right) + a_3 \times \left(\frac{T_s^3}{h''} - \frac{T^3}{h} \right) + a_4 \times \left(\frac{1}{h''^2} - \frac{1}{h^2} \right) \\ & + a_5 \times \left(\frac{T_s}{h''^2} - \frac{T}{h^2} \right) + a_6 \times \left(\frac{T_s^2}{h''^2} - \frac{T^2}{h^2} \right) + a_7 \times \left(\frac{T_s^3}{h''^2} - \frac{T^3}{h^2} \right) + a_8 \times \left(\frac{1}{h''^3} - \frac{1}{h^3} \right) + a_9 \times \left(\frac{T_s}{h''^3} - \frac{T}{h^3} \right) \\ & + a_{10} \times \left(\frac{T_s^2}{h''^3} - \frac{T^2}{h^3} \right) + a_{11} \times \left(\frac{T_s^3}{h''^3} - \frac{T^3}{h^3} \right) = 0 \end{aligned}$$

其中,

$a_1 = 0.0198764$, $a_2 = -0.000357812$, $a_3 = -0.0000000023149$, $a_4 = 0.965547$, $a_5 = -0.0800961$, $a_6 = -0.000155454$, $a_7 = 0.00000396018$, $a_8 = 0.980964$, $a_9 = 0.0113264$, $a_{10} = 0.000589158$, $a_{11} = -0.0000149518$;

$h'' = 421.23802 + 0.28966 \times t - 0.00355 \times t^2 - 0.0000307537 \times t^3$ (kJ/kg), 其中 $t =$ 蒸发温度 ($^{\circ}\text{C}$);

$T_s =$ (蒸发温度 + 273.15) (K);

$T =$ (压缩机回气口温度 + 273.15) (K);

压缩机回气口比容 v 计算公式如下, 根据蒸发温度和压缩机回气口温度通过迭代方法计算:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{1}{v^n} - \frac{1}{v} \right) + b_1 \times \left(\frac{T_s}{v^n} - \frac{T}{v} \right) + b_2 \times \left(\frac{T_s^2}{v^n} - \frac{T^2}{v} \right) + b_3 \times \left(\frac{T_s^3}{v^n} - \frac{T^3}{v} \right) + b_4 \times \left(\frac{1}{v^{n^2}} - \frac{1}{v^2} \right) \\ & + b_5 \times \left(\frac{T_s}{v^{n^2}} - \frac{T}{v^2} \right) + b_6 \times \left(\frac{T_s^2}{v^{n^2}} - \frac{T^2}{v^2} \right) + b_7 \times \left(\frac{T_s^3}{v^{n^2}} - \frac{T^3}{v^2} \right) + b_8 \times \left(\frac{1}{v^{n^3}} - \frac{1}{v^3} \right) + b_9 \times \left(\frac{T_s}{v^{n^3}} - \frac{T}{v^3} \right) \\ & + b_{10} \times \left(\frac{T_s^2}{v^{n^3}} - \frac{T^2}{v^3} \right) + b_{11} \times \left(\frac{T_s^3}{v^{n^3}} - \frac{T^3}{v^3} \right) = 0 \end{aligned}$$

其中,

$b_1 = -0.0224619$, $b_2 = 0.000284173$, $b_3 = -0.000000292607$, $b_4 = 0.945902$, $b_5 = -0.00411061$, $b_6 = 0.0000523487$, $b_7 = -0.00000000441288$, $b_8 = 0.0316898$, $b_9 = -0.000377265$, $b_{10} = 0.00000132737$, $b_{11} = -0.00000000148755$;

$v'' = 32.95825 - 1.11768 \times t + 0.01935 \times t^2 - 0.000143939 \times t^3$ (L/kg), 其中 $t =$ 蒸发温度 ($^{\circ}\text{C}$);

$T_s =$ (蒸发温度 + 273.15) (K);

$T =$ (压缩机回气口温度 + 273.15) (K);

由于从制冷循环上来讲,蒸发器出口状态与压缩机回气口状态相同,所以蒸发器出口的性能参数与压缩机回气口的性能参数相同,蒸发器出口的性能参数可由压缩机回气口的性能参数得知;

(3) 压缩机排气口性能参数的计算:

压缩机排气口压力 $P = 8.01883 + 0.25376 \times t + 0.00302 \times t^2 + 0.0000198521 \times t^3$ (Bar), 其中 $t =$ 冷凝温度 ($^{\circ}\text{C}$);

压缩机排气口比焓 h 计算公式如下,根据冷凝温度和压缩机排气口温度通过迭代方法计算:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{1}{h^n} - \frac{1}{h} \right) + a_1 \times \left(\frac{T_s}{h^n} - \frac{T}{h} \right) + a_2 \times \left(\frac{T_s^2}{h^n} - \frac{T^2}{h} \right) + a_3 \times \left(\frac{T_s^3}{h^n} - \frac{T^3}{h} \right) + a_4 \times \left(\frac{1}{h^{n^2}} - \frac{1}{h^2} \right) \\ & + a_5 \times \left(\frac{T_s}{h^{n^2}} - \frac{T}{h^2} \right) + a_6 \times \left(\frac{T_s^2}{h^{n^2}} - \frac{T^2}{h^2} \right) + a_7 \times \left(\frac{T_s^3}{h^{n^2}} - \frac{T^3}{h^2} \right) + a_8 \times \left(\frac{1}{h^{n^3}} - \frac{1}{h^3} \right) + a_9 \times \left(\frac{T_s}{h^{n^3}} - \frac{T}{h^3} \right) \\ & + a_{10} \times \left(\frac{T_s^2}{h^{n^3}} - \frac{T^2}{h^3} \right) + a_{11} \times \left(\frac{T_s^3}{h^{n^3}} - \frac{T^3}{h^3} \right) = 0 \end{aligned}$$

其中,

$a_1 = 0.0198764$, $a_2 = -0.000357812$, $a_3 = -0.0000000023149$, $a_4 = 0.965547$, $a_5 = -0.0800961$, $a_6 = -0.000155454$, $a_7 = 0.00000396018$, $a_8 = 0.980964$, $a_9 = 0.0113264$, $a_{10} = 0.000589158$, $a_{11} = -0.0000149518$;

$h'' = 421.23802 + 0.28966 \times t - 0.00355 \times t^2 - 0.0000307537 \times t^3$ (kJ/kg), 其中 $t =$ 冷凝温度 ($^{\circ}\text{C}$);

$T_s =$ (冷凝温度 + 273.15) (K);

$T =$ (压缩机排气口温度 + 273.15) (K);

(4) 冷凝器出口性能参数的计算:

冷凝器出口压力=压缩机排气口压力；

冷凝器出口温度=（冷凝温度-冷凝过冷度）（℃）；

冷凝器出口比焓 h 计算公式如下,根据冷凝温度、冷凝器出口压力和冷凝器出口温度通过迭代方法计算：

$$h' - h = (T' - T)^2 \times (c_1 \times P_r^6 + c_2 \times P_r^5 + c_3 \times P_r^4 + c_4 \times P_r^3 + c_5 \times P_r^2 + c_6 \times P_r + c_7) + (T' - T) \times (c_8 \times P_r^6 + c_9 \times P_r^5 + c_{10} \times P_r^4 + c_{11} \times P_r^3 + c_{12} \times P_r^2 + c_{13} \times P_r + c_{14})$$

其中, $h' = 200.18037 + 1.50532 \times t + 0.00147 \times t^2 + 0.0000569281 \times t^3$ (kJ/kg), 其中 $t =$ 冷凝温度 (℃)；

$P_r =$ 冷凝器出口压力 / 制冷剂临界压力；

$T' =$ (冷凝温度 + 273.15) (K)；

$T =$ (冷凝器出口温度 + 273.15) (K)；

$c_1 = -0.985069, c_2 = 2.11623, c_3 = -1.7615, c_4 = 0.648778, c_5 = -0.110752, c_6 = -0.0019282, c_7 = -0.000604013, c_8 = 18.7271, c_9 = -35.6119, c_{10} = 24.019, c_{11} = -4.1752, c_{12} = -0.967326, c_{13} = 1.27713, c_{14} = 1.32251$ ；

(5) 制冷循环性能参数的计算：

单位质量制冷量=（蒸发器出口比焓-蒸发器入口比焓）(kJ/kg)；

单位质量功耗=（压缩机排气口比焓-压缩机回气口比焓）(kJ/kg)。

防止压缩机频繁启停的并联压缩机选配方法

技术领域

[0001] 本发明涉及空调技术领域,具体讲是一种防止压缩机频繁启停的并联压缩机选配方法。

背景技术

[0002] 随着压缩机并联技术的发展,并联型压缩机的应用越来越广泛,不仅多台定频压缩机可以并联组成多级能级调节的空调系统,而且,多台定频压缩机和变频压缩机并联,甚至多台变频压缩机并联,以组成总能力更大、能力调节级数更多、甚至是无级调节的空调系统,这就大大提高了空调机组应对空调房间制冷量或者制热量需求任意变化的能力。

[0003] 目前,涉及压缩机并联技术的专利很多,但都忽略了并联压缩机组合时的选配方法以及如何评价并联压缩机匹配的优劣性,这就导致会存在下列较严重的问题:

[0004] (1) 现有的压缩机厂家提供的压缩机名义性能参数,是建立在压缩机标准规定的名义工况下,即冷凝温度为 54.4°C ,冷凝过冷度为 8.4°C ,蒸发温度为 7.2°C ,蒸发过热度为 11.1°C ,而空调机组的设计工况是冷凝温度为 $48^{\circ}\text{C}\sim 50^{\circ}\text{C}$,冷凝过冷度为 $5^{\circ}\text{C}\sim 8^{\circ}\text{C}$,蒸发温度为 $4^{\circ}\text{C}\sim 10^{\circ}\text{C}$,蒸发过热度为 $0^{\circ}\text{C}\sim 15^{\circ}\text{C}$,根据空调的制冷原理,蒸发温度不变条件下,冷凝温度越低,则压缩机制冷量越大,因此,如果直接利用压缩机名义工况下的性能参数来选配压缩机规格型号,必然造成选配的压缩机实际能力偏大,既浪费压缩机能力输出潜力,又人为提高空调机组成本,而且会出现压缩机启停频繁的问题。

[0005] (2) 现有技术忽略了并联压缩机之间输出能力的差距对空调机组运行稳定性和可靠性的影响,特别是输出能力相差较大的直流变频压缩机和定频压缩机并联时,这个问题尤其突出,由于压缩机厂家对直流变频压缩机开发进度和投放市场策略的考虑,现在市场上直流变频压缩机规格型号不齐全,不同规格直流变频压缩机之间输出能力相差较大,比如现有某品牌的直流变频压缩机规格系列为4匹、8匹、12匹,定频压缩机规格系列为5匹、6匹、10匹,由此可见,在某种情况下,如果不加考虑和分析地选配压缩机并联组合时,就可能会导致定频压缩机输出能力大于直流变频压缩机最大运行频率时的输出能力,空调机组实际运行时,就会出现直流变频压缩机和定频压缩机切换不顺畅,出现定频压缩机启停频繁的问题。

发明内容

[0006] 本发明要解决的技术问题是,提供一种防止压缩机频繁启停的并联压缩机选配方法,即如何从压缩机名义工况时的性能参数转换到压缩机设计工况时的性能参数,以提高压缩机选型的准确度,并提供一种方法来评价不同输出能力的压缩机并联时的可靠性。

[0007] 本发明涉及的压缩机并联技术是指直流变频压缩机和定频压缩机的并联技术,或多台直流变频压缩机的并联技术。

[0008] 本发明的技术方案是,提供一种防止压缩机频繁启停的并联压缩机选配方法,它包括以下步骤:

[0009] 步骤 1 :计算压缩机名义工况下性能参数向设计工况转换的计算调整系数

[0010] (1) 从压缩机生产厂家提供的压缩机规格书中确定压缩机名义工况和名义工况下的排气量、运行频率、制冷量、功耗以及能效比,压缩机名义工况包括冷凝温度、冷凝过冷度、蒸发温度、蒸发过热度;

[0011] (2) 计算压缩机在名义工况条件下各制冷循环状态点的性能参数和制冷循环参数,制冷循环状态点包括:蒸发器进口、蒸发器出口、压缩机回气口、压缩机排气口、冷凝器出口,计算的性能参数包括:比焓、比容、温度、压力、干度,计算的制冷循环参数包括:单位质量制冷量、单位质量功耗;

[0012] (3) 设定空调机组设计工况,计算压缩机在设计工况条件下各制冷循环各状态点的性能参数和制冷循环参数,制冷循环状态点包括:蒸发器进口、蒸发器出口、压缩机回气口、压缩机排气口、冷凝器出口,计算的性能参数包括:比焓、比容、温度、压力、干度,计算的制冷循环参数包括:单位质量制冷量、单位质量功耗;

[0013] (4) 在压缩机名义工况条件下,利用压缩机排气量、名义运行频率、单位质量制冷量、单位质量功耗、压缩机回气口比容,计算压缩机名义工况条件下理论循环制冷量和理论功耗,其中,理论循环制冷量=单位质量制冷量×压缩机排气量×名义运行频率/压缩机回气口比容,理论功耗=单位质量功耗×压缩机排气量×名义运行频率/压缩机回气口比容;

[0014] (5) 根据计算的名义工况条件下理论循环制冷量和理论功耗与压缩机规格书上的名义工况条件下的实际循环制冷量和实际功耗,计算定频压缩机的实际制冷量计算调整系数 k_{Q-FIX} 、功耗计算调整系数 k_{P-FIX} 和直流变频压缩机的实际制冷量计算调整系数 k_{Q-INV} 、功耗计算调整系数 k_{P-INV} ,其中,定频压缩机的实际制冷量计算调整系数 k_{Q-FIX} = 定频压缩机名义工况条件下实际制冷量 / 名义工况条件下理论循环制冷量、功耗计算调整系数 k_{P-FIX} = 定频压缩机名义工况条件下实际功耗 / 名义工况条件下理论功耗,直流变频压缩机的实际制冷量计算调整系数 k_{Q-INV} = 直流变频压缩机名义工况条件下实际制冷量 / 名义工况条件下理论循环制冷量、功耗计算调整系数 k_{P-INV} = 直流变频压缩机名义工况条件下实际功耗 / 名义工况条件下理论功耗;

[0015] 步骤 2 :计算直流变频压缩机的制冷量和功耗随运行频率的变化曲线

[0016] 根据压缩机生产厂家提供的直流变频压缩机性能参数变化曲线,提取直流变频压缩机在不同运行频率下的制冷量和功耗,并利用这些数据,分别拟合出直流变频压缩机的制冷量随运行频率的变化曲线 $Q_{INV-th}(f)$ 和功耗随运行频率的变化曲线 $P_{INV-th}(f)$;

[0017] 步骤 3 :计算空调机组设计工况条件下性能参数

[0018] (1) 计算定频压缩机设计工况条件下的制冷量:利用步骤 1 的 (3) 中计算的单位质量制冷量、压缩机回气口比容、设计工况条件下压缩机排气量和运行频率以及步骤 1 的 (5) 中计算的定频压缩机的实际制冷量计算调整系数 k_{Q-FIX} ,计算设计工况条件下定频压缩机的实际制冷量 $Q_{FIX-act}$, $Q_{FIX-act} = Q_{FIX-th} \times k_{Q-FIX}$, 其中 $Q_{FIX-th} =$ 单位质量制冷量 × 压缩机排气量 × 运行频率 / 压缩机回气口比容;

[0019] (2) 计算定频压缩机设计工况条件下的功耗:利用步骤 1 的 (3) 中计算的单位质量功耗、压缩机回气口比容、设计工况条件下压缩机排气量和运行频率以及步骤 1 的 (5) 中计算的定频压缩机的实际功耗计算调整系数 k_{P-FIX} ,计算设计工况条件下定频压缩机的实际

功耗 $P_{\text{FIX-act}}$, $P_{\text{FIX-act}} = P_{\text{FIX-th}} \times k_{\text{P-FIX}}$, 其中 $P_{\text{FIX-th}}$ = 单位质量功耗 \times 压缩机排气量 \times 运行频率 / 压缩机回气口比容;

[0020] 由压缩机领域公知常识可知, 设计工况条件下压缩机排气量和运行频率与名义工况条件下压缩机排气量和运行频率一致;

[0021] (3) 计算直流变频压缩机设计工况条件下的制冷量: 利用步骤 1 的 (5) 中计算的直流变频压缩机的实际制冷量计算调整系数 $k_{\text{Q-INV}}$ 以及步骤 2 中拟合出的直流变频压缩机的制冷量随运行频率的变化曲线 $Q_{\text{INV-th}}(f)$, 计算设计工况条件下直流变频压缩机的实际制冷量 $Q_{\text{INV-act}}(f)$, $Q_{\text{INV-act}}(f) = Q_{\text{INV-th}}(f) \times k_{\text{Q-INV}}$;

[0022] (4) 计算直流变频压缩机设计工况条件下功耗: 利用步骤 1 的 (5) 中计算的直流变频压缩机的实际功耗计算调整系数 $k_{\text{P-INV}}$ 以及步骤 2 中拟合出的直流变频压缩机的功耗随运行频率的变化曲线 $P_{\text{INV-th}}(f)$, 计算设计工况条件下直流变频压缩机的实际功耗 $P_{\text{INV-act}}(f)$, $P_{\text{INV-act}}(f) = P_{\text{INV-th}}(f) \times k_{\text{P-INV}}$;

[0023] 步骤 4: 确定直流变频压缩机运行频率范围

[0024] 从压缩机生产厂家提供的压缩机规格书中确定直流变频压缩机允许运行频率范围为 $f_{\text{min}} \leq f \leq f_{\text{max}}$;

[0025] 步骤 5: 选配并联定频压缩机

[0026] (1) 根据步骤 3 的 (3) 中直流变频压缩机的实际制冷量 $Q_{\text{INV-act}}(f)$ 以及步骤 4 的直流变频压缩机允许运行频率范围 $f_{\text{min}} \leq f \leq f_{\text{max}}$, 计算直流变频压缩机在最大运行频率 f_{max} 时的最大制冷量 $Q_{\text{INV-act}}(f_{\text{max}})$;

[0027] (2) 根据直流变频压缩机最大制冷量, 选择制冷量低于 $Q_{\text{INV-act}}(f_{\text{max}}) \times (1+10\%)$ 的定频压缩机;

[0028] 也就是说, 选配原则是定频压缩机制冷量不能大于直流变频压缩机最大运行频率时最大的制冷量, 但一般情况下可以承受 $Q_{\text{INV-act}}(f_{\text{max}}) \times 10\%$ 的超出量。

[0029] 采用以上方法后, 本发明与现有技术相比, 具有以下优点:

[0030] 由于采用了上述方法选配压缩机, 首先将压缩机名义工况时的性能参数转换到了压缩机设计工况时的性能参数, 提高了压缩机选型的准确度, 避免选配的压缩机实际能力偏大, 而使压缩机频繁启停, 并且根据上述方法步骤 5 中定频压缩机制冷量不能大于直流变频压缩机最大运行频率时最大的制冷量的选配原则, 避免了选配的定频压缩机输出能力大于直流变频压缩机最大运行频率时的输出能力, 从而避免空调机组实际运行时出现定频压缩机启停频繁的问题。

[0031] 作为改进, 所述的防止压缩机频繁启停的并联压缩机选配方法还包括以下步骤:

[0032] 步骤 6: 确定定频压缩机启停时直流变频压缩机运行频率的切换点

[0033] (1) 在只有直流变频压缩机运行, 且室内机能力需求不断增加的情况下, 设定切换点 $f_{\text{ch-up}} (f_{\text{ch-up}} \leq f_{\text{max}})$, 当直流变频压缩机运行频率升至切换点 $f_{\text{ch-up}}$, 启动定频压缩机, 此时的切换原则是: 切换后, 定频压缩机制冷量与直流变频压缩机制冷量之和等于切换前直流变频压缩机制冷量, 即 $Q_{\text{INV-act}}(f_x) + Q_{\text{FIX-act}} = Q_{\text{INV-act}}(f_{\text{ch-up}})$, 其中 f_x 为切换后直流变频压缩机的运行频率, 并且 $f_x \geq f_{\text{min}}$;

[0034] 如果切换后, 定频压缩机制冷量与直流变频压缩机最小运行频率时制冷量之和大于切换前直流变频压缩机制冷量, 即如果 $Q_{\text{INV-act}}(f_{\text{min}}) + Q_{\text{FIX-act}} > Q_{\text{INV-act}}(f_{\text{max}})$, 这就表示切换

后,定频压缩机与直流变频压缩机同时运行时的制冷量大于切换前直流变频压缩机最高运行频率时的制冷量,空调机组运行时,就可能会出现如下问题:当室内机能力需求增大时,启动定频压缩机后,并联压缩机组输出能力大于室内机能力需求,需要停止定频压缩机;而当停止定频压缩机时,直流变频压缩机输出能力又不满足室内机能力需求,又需要马上启动定频压缩机,这就会导致定频压缩机启停频繁,而严重影响压缩机寿命和性能;

[0035] (2) 在直流变频压缩机和定频压缩机同时运行,且室内机能力需求不断降低的情况下,设定切换点 $f_{\text{ch-down}}$ ($f_{\text{ch-down}} \geq f_{\text{min}}$),当直流变频压缩机运行频率降至切换点 $f_{\text{ch-down}}$,停止定频压缩机,此时的切换原则是:切换后,定频压缩机制冷量与直流变频压缩机制冷量之和等于切换后直流变频压缩机制冷量,即 $Q_{\text{INV-act}}(f_y) = Q_{\text{FIX-act}} + Q_{\text{INV-act}}(f_{\text{ch-down}})$,其中 f_y 为切换后直流变频压缩机的运行频率,并且 $f_y \leq f_{\text{max}}$;

[0036] 总之,根据步骤 6 的选配原则来选配与直流变频压缩机相匹配的定频压缩机,防止设定直流变频压缩机运行频率的切换点后选配的定频压缩机能力大于直流变频压缩机的最大制冷量,从而导致定频压缩机出现频繁启动的问题。

[0037] 作为改进,所述的步骤 6 的 (2) 中切换后的直流变频压缩机运行频率 f_y 与步骤 6 的 (1) 中的切换点 $f_{\text{ch-up}}$ 的差值应大于 10rps,即 $f_y < f_{\text{ch-up}} - 10\text{rps}$,如果切换后的直流变频压缩机运行频率 f_y 与步骤 6 中 (1) 的切换点 $f_{\text{ch-up}}$ 的差值太小的话,即 $f_y \geq f_{\text{ch-up}} - 10\text{rps}$ 时,就会导致定频压缩机频繁启停。

[0038] 具体的,所述的步骤 1 的 (2) 和 (3) 中各制冷循环状态点的性能参数和制冷循环参数的计算方法如下:

[0039] (1) 蒸发器进口性能参数的计算:

[0040] 蒸发器进口压力 $P = 8.01883 + 0.25376 \times t + 0.00302 \times t^2 + 0.0000198521 \times t^3$ (Bar),其中 $t =$ 蒸发温度 ($^{\circ}\text{C}$);

[0041] 蒸发器进口温度 = 蒸发温度;

[0042] 蒸发器进口比焓 $h = 200.18037 + 1.50532 \times t + 0.00147 \times t^2 + 0.0000569281 \times t^3$ (kJ/kg),其中 $t =$ (冷凝温度 - 冷凝过冷度) ($^{\circ}\text{C}$);

[0043] 蒸发器进口干度 $x = \frac{h - h'}{h'' - h'}$,其中 h 为蒸发器进口比焓, h' 和 h'' 的计算公式如下:

下:

[0044] $h' = 200.18037 + 1.50532 \times t + 0.00147 \times t^2 + 0.0000569281 \times t^3$ (kJ/kg),其中 $t =$ 蒸发温度 ($^{\circ}\text{C}$);

[0045] $h'' = 421.23802 + 0.28966 \times t - 0.00355 \times t^2 - 0.0000307537 \times t^3$ (kJ/kg),其中 $t =$ 蒸发温度 ($^{\circ}\text{C}$);

[0046] 蒸发器进口比容 $v = x \times (v'' - v')$ (kJ/kg),其中 v' 和 v'' 的计算公式如下:

[0047] $v' = 0.85803 + 0.00266 \times t + 0.00000218782 \times t^2 + 0.00000899897 \times t^3$ (kJ/kg),其中 $t =$ 蒸发温度 ($^{\circ}\text{C}$);

[0048] $v'' = 32.95825 - 1.11768 \times t + 0.01935 \times t^2 - 0.000143939 \times t^3$ (L/kg),其中 $t =$ 蒸发温度 ($^{\circ}\text{C}$);

[0049] (2) 蒸发器出口和压缩机回气口性能参数的计算:

[0050] 压缩机回气口温度 = 蒸发温度 + 蒸发过热度 ;

[0051] 压缩机回气口压力 = 蒸发器进口压力 ;

[0052] 压缩机回气口比焓 h 计算公式如下, 根据蒸发温度和压缩机回气口温度通过迭代方法计算 :

[0053]

$$\begin{aligned} & \left(\frac{1}{h''} - \frac{1}{h} \right) + a_1 \times \left(\frac{T_s}{h''} - \frac{T}{h} \right) + a_2 \times \left(\frac{T_s^2}{h''} - \frac{T^2}{h} \right) + a_3 \times \left(\frac{T_s^3}{h''} - \frac{T^3}{h} \right) + a_4 \times \left(\frac{1}{h^{n_2}} - \frac{1}{h^2} \right) \\ & + a_5 \times \left(\frac{T_s}{h^{n_2}} - \frac{T}{h^2} \right) + a_6 \times \left(\frac{T_s^2}{h^{n_2}} - \frac{T^2}{h^2} \right) + a_7 \times \left(\frac{T_s^3}{h^{n_2}} - \frac{T^3}{h^2} \right) + a_8 \times \left(\frac{1}{h^{n_3}} - \frac{1}{h^3} \right) + a_9 \times \left(\frac{T_s}{h^{n_3}} - \frac{T}{h^3} \right) \\ & + a_{10} \times \left(\frac{T_s^2}{h^{n_3}} - \frac{T^2}{h^3} \right) + a_{11} \times \left(\frac{T_s^3}{h^{n_3}} - \frac{T^3}{h^3} \right) = 0 \end{aligned}$$

[0054] 其中,

[0055] $a_1 = 0.0198764, a_2 = -0.000357812, a_3 = -0.0000000023149, a_4 = 0.965547, a_5 = -0.0800961, a_6 = -0.000155454, a_7 = 0.00000396018, a_8 = 0.980964, a_9 = 0.0113264, a_{10} = 0.000589158, a_{11} = -0.0000149518 ;$

[0056] $h'' = 421.23802 + 0.28966 \times t - 0.00355 \times t^2 - 0.0000307537 \times t^3$ (kJ/kg), 其中 $t =$ 蒸发温度 ($^{\circ}\text{C}$); $T_s =$ (蒸发温度 + 273.15) (K);

[0057] $T =$ (压缩机回气口温度 + 273.15) (K);

[0058] 压缩机回气口比容 v 计算公式如下, 根据蒸发温度和压缩机回气口温度通过迭代方法计算 :

[0059]

$$\begin{aligned} & \left(\frac{1}{v''} - \frac{1}{v} \right) + b_1 \times \left(\frac{T_s}{v''} - \frac{T}{v} \right) + b_2 \times \left(\frac{T_s^2}{v''} - \frac{T^2}{v} \right) + b_3 \times \left(\frac{T_s^3}{v''} - \frac{T^3}{v} \right) + b_4 \times \left(\frac{1}{v^{n_2}} - \frac{1}{v^2} \right) \\ & + b_5 \times \left(\frac{T_s}{v^{n_2}} - \frac{T}{v^2} \right) + b_6 \times \left(\frac{T_s^2}{v^{n_2}} - \frac{T^2}{v^2} \right) + b_7 \times \left(\frac{T_s^3}{v^{n_2}} - \frac{T^3}{v^2} \right) + b_8 \times \left(\frac{1}{v^{n_3}} - \frac{1}{v^3} \right) + b_9 \times \left(\frac{T_s}{v^{n_3}} - \frac{T}{v^3} \right) \\ & + b_{10} \times \left(\frac{T_s^2}{v^{n_3}} - \frac{T^2}{v^3} \right) + b_{11} \times \left(\frac{T_s^3}{v^{n_3}} - \frac{T^3}{v^3} \right) = 0 \end{aligned}$$

[0060] 其中,

[0061] $b_1 = -0.0224619, b_2 = 0.000284173, b_3 = -0.000000292607, b_4 = 0.945902, b_5 = -0.00411061, b_6 = 0.0000523487, b_7 = -0.00000000441288, b_8 = 0.0316898, b_9 = -0.000377265, b_{10} = 0.00000132737, b_{11} = -0.00000000148755 ;$

[0062] $v'' = 32.95825 - 1.11768 \times t + 0.01935 \times t^2 - 0.000143939 \times t^3$ (L/kg), 其中 $t =$ 蒸发温度 ($^{\circ}\text{C}$);

[0063] $T_s =$ (蒸发温度 + 273.15) (K);

[0064] $T =$ (压缩机回气口温度 + 273.15) (K);

[0065] 由于从制冷循环上来讲, 蒸发器出口状态与压缩机回气口状态相同, 所以蒸发器出口的性能参数与压缩机回气口的性能参数相同, 蒸发器出口的性能参数可由压缩机回气

口的性能参数得知；

[0066] (3) 压缩机排气口性能参数的计算：

[0067] 压缩机排气口压力 $P = 8.01883 + 0.25376 \times t + 0.00302 \times t^2 + 0.0000198521 \times t^3$ (Bar), 其中 $t =$ 冷凝温度 ($^{\circ}\text{C}$)；

[0068] 压缩机排气口比焓 h 计算公式如下, 根据冷凝温度和压缩机排气口温度通过迭代方法计算：

[0069]

$$\begin{aligned} & \left(\frac{1}{h''} - \frac{1}{h} \right) + a_1 \times \left(\frac{T_s}{h''} - \frac{T}{h} \right) + a_2 \times \left(\frac{T_s^2}{h''} - \frac{T^2}{h} \right) + a_3 \times \left(\frac{T_s^3}{h''} - \frac{T^3}{h} \right) + a_4 \times \left(\frac{1}{h''^2} - \frac{1}{h^2} \right) \\ & + a_5 \times \left(\frac{T_s}{h''^2} - \frac{T}{h^2} \right) + a_6 \times \left(\frac{T_s^2}{h''^2} - \frac{T^2}{h^2} \right) + a_7 \times \left(\frac{T_s^3}{h''^2} - \frac{T^3}{h^2} \right) + a_8 \times \left(\frac{1}{h''^3} - \frac{1}{h^3} \right) + a_9 \times \left(\frac{T_s}{h''^3} - \frac{T}{h^3} \right) \\ & + a_{10} \times \left(\frac{T_s^2}{h''^3} - \frac{T^2}{h^3} \right) + a_{11} \times \left(\frac{T_s^3}{h''^3} - \frac{T^3}{h^3} \right) = 0 \end{aligned}$$

[0070] 其中,

[0071] $a_1 = 0.0198764, a_2 = -0.000357812, a_3 = -0.0000000023149, a_4 = 0.965547, a_5 = -0.0800961, a_6 = -0.000155454, a_7 = 0.00000396018, a_8 = 0.980964, a_9 = 0.0113264, a_{10} = 0.000589158, a_{11} = -0.0000149518$ ；

[0072] $h'' = 421.23802 + 0.28966 \times t - 0.00355 \times t^2 - 0.0000307537 \times t^3$ (kJ/kg), 其中 $t =$ 冷凝温度 ($^{\circ}\text{C}$)； $T_s =$ (冷凝温度 + 273.15) (K)；

[0073] $T =$ (压缩机排气口温度 + 273.15) (K)；

[0074] (4) 冷凝器出口性能参数的计算：

[0075] 冷凝器出口压力 = 压缩机排气口压力；

[0076] 冷凝器出口温度 = (冷凝温度 - 冷凝过冷度) ($^{\circ}\text{C}$)；

[0077] 冷凝器出口比焓 h 计算公式如下, 根据冷凝温度、冷凝器出口压力和冷凝器出口温度通过迭代方法计算：

$$\begin{aligned} & h' - h = (T' - T)^2 \times (c_1 \times P_r^6 + c_2 \times P_r^5 + c_3 \times P_r^4 + c_4 \times P_r^3 + c_5 \times P_r^2 + c_6 \times P_r + c_7) + (T' - T) \\ & \times (c_8 \times P_r^6 + c_9 \times P_r^5 + c_{10} \times P_r^4 + c_{11} \times P_r^3 + c_{12} \times P_r^2 + c_{13} \times P_r + c_{14}) \end{aligned}$$

[0079] 其中, $h' = 200.18037 + 1.50532 \times t + 0.00147 \times t^2 + 0.0000569281 \times t^3$ (kJ/kg), 其中 $t =$ 冷凝温度 ($^{\circ}\text{C}$)；

[0080] $P_r =$ 冷凝器出口压力 / 制冷剂临界压力, 制冷剂临界压力根据选用的制冷剂种类确定；

[0081] $T' =$ (冷凝器出口温度 + 273.15) (K)；

[0082] $c_1 = -0.985069, c_2 = 2.11623, c_3 = -1.7615, c_4 = 0.648778, c_5 = -0.110752, c_6 = -0.0019282, c_7 = -0.000604013, c_8 = 18.7271, c_9 = -35.6119, c_{10} = 24.019, c_{11} = -4.1752, c_{12} = -0.967326, c_{13} = 1.27713, c_{14} = 1.32251$ ；

[0083] (5) 制冷循环性能参数的计算：

[0084] 单位质量制冷量 = (蒸发器出口比焓 - 蒸发器入口比焓) (kJ/kg)；

[0085] 单位质量功耗 = (压缩机排气口比焓 - 压缩机回气口比焓) (kJ/kg)；

具体实施方式

[0086] 下面结合实例对本发明防止压缩机频繁启停的并联压缩机选配方法作进一步说明。

[0087] 具体实施例一：以 16 匹直流变频多联机室外机压缩机选配为例进行说明

[0088] 步骤 1：计算压缩机名义工况下性能参数向设计工况转换的计算调整系数

[0089] (1) 从压缩机生产厂家提供的压缩机规格书中确定压缩机名义工况和名义工况下的排气量、运行频率、制冷量、功耗以及能效比，压缩机名义工况包括冷凝温度、冷凝过冷度、蒸发温度、蒸发过热度，具体数值如表 1、表 2 所示；

[0090] 表 1：

[0091]

	压缩机工况条件	
	名义工况	设计工况
冷凝温度[°C]	54.4	50
冷凝过冷度[°C]	8.4	3
蒸发温度[°C]	7.2	4
蒸发过热度[°C]	11.1	11
蒸发器出口温度[°C]	/	6

[0092] 表 2：

[0093]

名义工况条件下压缩机各项参数			
	压缩机规格		
	E655DHD-65D2Y	E405DHD-38D2Y	E605DH-59D2Y
排气量[cc/rev]	65	38	59
运行频率[Hz]	90	60	50
制冷量[kW]	31.59	12.4	15.39
功耗[kW]	10.34	3.88	5.13
能效比[W/W]	3.06	3.20	2.95

[0094] (2) 根据名义工况条件下的蒸发温度、蒸发过热度、冷凝温度和冷凝过冷度计算压缩机名义工况条件下制冷循环各状态点的性能参数和制冷循环参数，制冷循环状态点包括：蒸发器进口、蒸发器出口、压缩机回气口、压缩机排气口、冷凝器出口，计算的参数包括：比焓、比容、温度、压力、干度，计算的制冷循环参数包括：单位质量制冷量、单位质量功耗，具体数值如表 3 所示；

[0095] 表 3：

[0096]

/	日立压缩机名义工况				
	蒸发器进口	蒸发器出口	压缩机回气口	压缩机排气口	冷凝器出口
比焓[kJ/kg]	277.67	425.36	435.28	480.13	277.67
比容[l/kg]	8.79	26.43	28.13	9.41	1.07
温度[°C]	7.13	9.2	18.3	91.49	46
压力[Bar]	9.98	9.98	9.98	33.85	33.85
干度[kg/kg]	0.314	/			
单位质量制冷量[kJ/kg]	147.69				
单位质量功耗[kJ/kg]	44.85				

[0097] (3) 设定空调机组设计工况,设计工况具体如表 1 中所示,根据设计工况条件下的蒸发温度、蒸发过热度、冷凝温度和冷凝过冷度计算压缩机设计工况条件下制冷循环各状态点的性能参数和制冷循环参数,制冷循环状态点有:蒸发器进口、蒸发器出口、压缩机回气口、压缩机排气口、冷凝器出口;计算的各状态点的性能参数有:比焓、比容、温度、压力、干度;计算的制冷循环参数有:单位质量制冷量、单位质量功耗,具体数值如表 4 所示;

[0098] 表 4:

[0099]

	设计工况				
	蒸发器进口	蒸发器出口	压缩机回气口	压缩机排气口	冷凝器出口
比焓[kJ/kg]	279.66	424.51	434.07	480.71	279.66
比容[l/kg]	10.37	29.22	31.02	10.5	1.07
温度[°C]	4	6	15	88.47	47
压力[Bar]	9.05	9.05	9.05	30.63	30.63
干度[kg/kg]	0.34	/			
单位质量制冷量[kJ/kg]	144.85				
单位质量功耗[kJ/kg]	46.64				

[0100]

比焓[kJ/kg]	279.66	424.51	434.07	480.71	279.66
比容[l/kg]	10.37	29.22	31.02	10.5	1.07
温度[°C]	4	6	15	88.47	47
压力[Bar]	9.05	9.05	9.05	30.63	30.63
干度[kg/kg]	0.34	/			
单位质量制冷量[kJ/kg]	144.85				
单位质量功耗[kJ/kg]	46.64				

[0101] (4) 在压缩机名义工况条件下,利用压缩机排气量、名义运行频率、单位质量制冷量、单位质量功耗、压缩机回气状态点比容,计算名义工况条件下理论循环制冷量和理论功耗,其中,理论循环制冷量=单位质量制冷量×压缩机排气量×名义运行频率/压缩机回

气口比容,理论功耗=单位质量功耗×压缩机排气量×名义运行频率/压缩机回气口比容,具体如表 5 所示;

[0102] (5) 根据计算的名义工况条件下理论循环制冷量和理论功耗与压缩机规格书上的名义工况条件下的实际循环制冷量和实际功耗,计算定频压缩机的实际制冷量计算调整系数 k_{Q-FIX} 、功耗计算调整系数 k_{P-FIX} 和直流变频压缩机的实际制冷量计算调整系数 k_{Q-INV} 、功耗计算调整系数 k_{P-INV} ,其中,定频压缩机的实际制冷量计算调整系数 k_{Q-FIX} = 定频压缩机名义工况条件下实际制冷量 / 名义工况条件下理论循环制冷量、功耗计算调整系数 k_{P-FIX} = 定频压缩机名义工况条件下实际功耗 / 名义工况条件下理论功耗,直流变频压缩机的实际制冷量计算调整系数 k_{Q-INV} = 直流变频压缩机名义工况条件下实际制冷量 / 名义工况条件下理论循环制冷量、功耗计算调整系数 k_{P-INV} = 直流变频压缩机名义工况条件下实际功耗 / 名义工况条件下理论功耗,具体数值如表 5 所示;

[0103] 表 5:

[0104]

	压缩机规格		
	日立压缩机		
	E655DHD-65D2Y	E405DHD-38D2Y	E605DH-59D2Y
理论循环制冷量[kW]	30.71	11.97	15.49
理论功耗[kW]	9.33	3.64	4.70
制冷量调整系数	1.0285	1.0359	0.9937

[0105]

功耗调整系数	1.1086	1.0673	1.0907
--------	--------	--------	--------

[0106] 步骤 2:计算直流变频压缩机的制冷量和功耗随运行频率的变化曲线

[0107] 根据压缩机生产厂家提供的直流变频压缩机性能参数变化曲线,提取直流变频压缩机在不同运行频率下的制冷量和功耗,并利用这些数据,分别拟合出直流变频压缩机的制冷量随运行频率的变化曲线 $Q_{INV-th}(f)$ 和功耗随运行频率的变化曲线 $P_{INV-th}(f)$ 。

[0108] 对于直流变频压缩机 E405DHD-38D2Y,

[0109] 制冷量: $Q_{INV-th}(f) = (-1.5 + 0.24583 \times f - 0.000416667 \times f^2)$;

[0110] 功耗: $P_{INV-th}(f) = (0.16 + 0.04833 \times f + 0.00012222 \times f^2)$;

[0111] 对于直流变频压缩机 E655DHD-65D2Y,

[0112] 制冷量: $Q_{INV-th}(f) = (-2.4 + 0.45833 \times f - 0.00072222 \times f^2)$;

[0113] 功耗: $P_{INV-th}(f) = (1.7 + 0.02083 \times f + 0.00075 \times f^2)$;

[0114] 步骤 3:计算空调机组设计工况条件下性能参数

[0115] (1) 计算定频压缩机设计工况条件下的制冷量:利用步骤 1 的 (3) 中计算的单位质量制冷量、压缩机回气口比容、设计工况条件下压缩机排气量和运行频率以及步骤 1 的

(5) 中计算的定频压缩机的实际制冷量计算调整系数 k_{Q-FIX} , 计算设计工况条件下定频压缩机的实际制冷量 $Q_{FIX-act}$, $Q_{FIX-act} = Q_{FIX-th} \times k_{Q-FIX}$, 其中 $Q_{FIX-th} =$ 单位质量制冷量 \times 压缩机排气量 \times 运行频率 / 压缩机回气口比容, 设计工况条件下压缩机排气量和运行频率与名义工况下压缩机排气量和运行频率一致;

[0116] 对定频压缩机 E605DH-59D2Y, $Q_{FIX-act} = 13.69\text{kW}$;

[0117] (2) 计算定频压缩机设计工况条件下的功耗: 利用步骤 1 的 (3) 中计算的单位质量功耗、压缩机回气口比容、设计工况条件下压缩机排气量和运行频率以及步骤 1 的 (5) 中计算的定频压缩机的实际功耗计算调整系数 k_{P-FIX} , 计算设计工况条件下定频压缩机的实际功耗 $P_{FIX-act}$, $P_{FIX-act} = P_{FIX-th} \times k_{P-FIX}$, 其中 $P_{FIX-th} =$ 单位质量功耗 \times 压缩机排气量 \times 运行频率 / 压缩机回气口比容, 设计工况条件下压缩机排气量和运行频率与名义工况下压缩机排气量和运行频率一致;

[0118] 对定频压缩机 E605DH-59D2Y, $P_{FIX-act} = 4.84\text{kW}$ 。

[0119] (3) 计算直流变频压缩机设计工况条件下的制冷量: 利用步骤 1 的 (5) 中计算的直流变频压缩机的实际制冷量计算调整系数 k_{Q-INV} 以及步骤 2 中拟合出的直流变频压缩机的制冷量随运行频率的变化曲线 $Q_{INV-th}(f)$, 计算设计工况条件下直流变频压缩机的实际制冷量 $Q_{INV-act}(f)$, $Q_{INV-act}(f) = Q_{INV-th}(f) \times k_{Q-INV}$;

[0120] (4) 计算直流变频压缩机设计工况条件下功耗: 利用步骤 1 的 (5) 中计算的直流变频压缩机的实际功耗计算调整系数 k_{P-INV} 以及步骤 2 中拟合出的直流变频压缩机的功耗随运行频率的变化曲线 $P_{INV-th}(f)$, 计算设计工况条件下直流变频压缩机的实际功耗 $P_{INV-act}(f)$, $P_{INV-act}(f) = P_{INV-th}(f) \times k_{P-INV}$;

[0121] 对于直流变频压缩机 E405DHD-38D2Y,

[0122] 制冷量: $Q_{INV-th}(f) = (-1.5 + 0.24583 \times f - 0.000416667 \times f^2) \times 1.0359$;

[0123] 功耗: $P_{INV-th}(f) = (0.16 + 0.04833 \times f + 0.00012222 \times f^2) \times 1.0673$;

[0124] 对于直流变频压缩机 E655DHD-65D2Y,

[0125] 制冷量: $Q_{INV-th}(f) = (-2.4 + 0.45833 \times f - 0.00072222 \times f^2) \times 1.0285$;

[0126] 功耗: $P_{INV-th}(f) = (1.7 + 0.02083 \times f + 0.00075 \times f^2) \times 1.1086$ 。

[0127] 步骤 4: 确定直流变频压缩机运行频率范围

[0128] 直流变频压缩机 E655DHD-65D2Y 运行频率范围 (20rps ~ 100rps);

[0129] 步骤 5: 选配并联定频压缩机

[0130] 并联定频压缩机选配方法, 选配原则是定频压缩机制冷量不能大于直流变频压缩机最大运行频率时最大的制冷量。

[0131] (1) 根据步骤 3 的 (3) 中直流变频压缩机的实际制冷量 $Q_{INV-act}(f)$ 以及步骤 4 的直流变频压缩机允许运行频率范围 $f_{min} \leq f \leq f_{max}$, 计算直流变频压缩机在最大运行频率 f_{max} 时的最大制冷量 $Q_{INV-act}(f_{max} = 100\text{rps}) = 37.24\text{kW}$;

[0132] (2) 对定频压缩机 E605DH-59D2Y, $Q_{FIX-act} = 13.69\text{kW}$;

[0133] 步骤 6: 确定定频压缩机启停时直流变频压缩机运行频率的切换点

[0134] 当室内机能力需求增加, 需要定频压缩机启动时, 直流变频压缩机 E655DHD-65D2Y 运行频率切换点 $f_{ch-up} = 90\text{rps}$, 切换后, 定频压缩机启动运行, 直流变频压缩机运行频率从 45rps 开始升频;

[0135] 当直流变频压缩机和定频压缩机同时运行,室内机能力需求降低需要定频压缩机停止时,直流变频压缩机降频至频率切换点 $f_{\text{ch-down}} = 30\text{rps}$ 。切换后,定频压缩机停机,直流变频压缩机切换到 75rps 开始降频运行。

[0136] 室内机能力需求增加时直流变频压缩机切换后,定频压缩机能力加上直流变频压缩机在 45rps 时能力之和等于 32kW,与直流变频压缩机在 90rps 运行时的能力 32kW 相等,因此,对于 16 匹直流变频多联机模块室外机选择定频压缩机 E605DH-59D2Y 与直流变频压缩机 E655DHD-65D2Y 并联组合是可行的。

[0137] 具体实施例二:以 12 匹直流变频多联机室外机压缩机选配为例进行说明

[0138] 步骤 1、步骤 2 和步骤 3 与实例 1 中的相同,不另赘述。

[0139] 步骤 4:直流变频压缩机运行频率范围确定

[0140] 直流变频压缩机 E405DHD-38D2Y 运行频率范围 (20rps ~ 90rps);

[0141] 步骤 5:选配并联定频压缩机

[0142] 并联定频压缩机选配方法,选配原则是定频压缩机制冷量不能大于直流变频压缩机最大运行频率时最大的制冷量。

[0143] (1) 根据步骤 3 的 (3) 中直流变频压缩机的实际制冷量 $Q_{\text{INV-act}}(f)$ 以及步骤 4 的直流变频压缩机允许运行频率范围 $f_{\text{min}} \leq f \leq f_{\text{max}}$,计算直流变频压缩机在最大运行频率 f_{max} 时的最大制冷量 $Q_{\text{INV-act}}(f_{\text{max}} = 90\text{rps}) = 17.87\text{kW}$;在最低运行频率 f_{min} 时的最大制冷量 $Q_{\text{INV-act}}(f_{\text{min}} = 20\text{rps}) = 3.37\text{kW}$;

[0144] (2) 对定频压缩机 E605DH-59D2Y, $Q_{\text{FIX-act}} = 13.69\text{kW}$;

[0145] 步骤 6:确定定频压缩机启停时直流变频压缩机运行频率的切换点

[0146] 当室内机能力需求增加,需要定频压缩机启动时,直流变频压缩机 E405DHD-38D2Y 运行频率切换点 $f_{\text{ch-up}} = 90\text{rps}$ 。切换后,定频压缩机启动运行,直流变频压缩机运行频率从 23rps 开始升频;

[0147] 当直流变频压缩机和定频压缩机同时运行,室内机能力需求降低需要定频压缩机停止时,直流变频压缩机降频至频率切换点 $f_{\text{ch-down}} = 20\text{rps}$,切换后,定频压缩机停机,直流变频压缩机切换到 86rps 开始降频运行。

[0148] 由于室内机能力需求上升时直流变频压缩机切换后的运行频率是 23rps,室内机能力需求降低时直流变频压缩机频率切换点为 20rps,二者相差只有 3rps;同时,由于室内机能力需求上升时直流变频压缩机切换点为 90rps,室内机能力需求降低时直流变频压缩机频率切换后的运行频率是 86rps,二者相差只有 4rps,因此,对于 12 匹直流变频多联机模块室外机选择定频压缩机 E405DH-38D2Y 与直流变频压缩机 E655DHD-65D2Y 并联组合是有问题的,会导致定频压缩机频繁启停。

[0149] 上述两个实施例中制冷剂选用 R410A,其临界压力为 4.96MPa。