

doi:10.3969/j.issn.1672-4348.2017.03.015

# 双冷源温湿度独立控制空调系统设计优化研究

李曹县, 张慈枝, 侯根富, 叶靖, 戴贵龙

(福建工程学院 生态环境与城市建设学院, 福建 福州 350118)

**摘要:** 从熵态视角对空调负荷进行划分, 基于双温冷源空调系统基础上, 根据不同新风处理方法, 探讨设计参数选取及负荷计算。通过系统优化遵循“高熵负荷用高温冷源消除, 低熵负荷用低温冷源消除”的原则, 除高温冷源降温外, 提出串联高、低温冷源的除湿循环, 建立双温冷源能耗模型, 数值模拟计算得到最佳除湿、除热冷源有效温度。

**关键词:** 温湿度独立控制; 双温冷源; 能耗模型; 系统优化

**中图分类号:** TU831.3

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1672-4348(2017)03-0273-06

## Study on the design optimization of air conditioning system with dual cooling source temperature and humidity independent control

Li Caoxian, Zhang Cizhi, Hou Genfu, Ye Jing, Dai Guilong

(College of Eco-Environment and Urban Construction, Fujian University of Technology, Fuzhou 350118, China)

**Abstract:** The division of air conditioning loads was performed in the view of entropy. The selection of the design parameters and the calculation of the air conditioning loads of dual temperature cold source air conditioning system were discussed based on different fresh air processing methods. Systematic optimization was conducted, which follows the principle of “high entropy load can be eliminated with high temperature cold source, while low entropy load can be eliminated with low temperature cold source”. In addition to high temperature cold source cooling, dehumidification cycle combining high and low temperature cold sources was proposed. A dual temperature cold source energy consumption model was established. Numerical simulation calculation was employed to obtain the optimum dehumidification temperature and heat removal cold source temperature.

**Keywords:** temperature-humidity independent control; dual temperature cold source; energy consumption model; system optimization

纵观建筑领域中常规空调系统, 一般以热湿联合处理, 热湿平衡不匹配<sup>[1]</sup>。为了解决传统热湿耦合处理中存在的诸多问题<sup>[2]</sup>, 基于降温和除湿过程需求冷源品位的本质不同, 国内学者探究了温湿度独立控制空调系统 (temperature-humidity independent control, THIC)<sup>[3-4]</sup>。这类 THIC 系统不仅适应室内空气温湿度同时变化, 还能极大地提高能源利用效率, 改善室内空气品质, 正逐渐被

推广应用。江亿院士等<sup>[5]</sup>、张涛等<sup>[6]</sup>、金辉等<sup>[7]</sup>研究了溶液除湿式温湿度独立控制空调系统, 认为这类空调系统在除湿和减少污染物方面有一定的优势, 采用 17~20℃ 冷冻水作为高温冷源消除显热负荷, 控制室内空气温度, 溶液除湿实现室内空气湿度控制及提供新鲜空气的需求。但引入了独立除湿系统, 如何实现昂贵除湿溶液的再生, 其代价计算不清晰。两套独立的控制系统增加了管

收稿日期: 2017-03-16

通讯作者: 李曹县 (1958-), 男, 山东曹县人, 副教授, 硕士, 研究方向: 暖通空调、太阳能热利用。

线,控制难度加大,设备初期投入及运行维护费用均提升不少,经济性还有待商榷。

该研究基于双温冷源的温湿度独立控制空调系统<sup>[8]</sup>,除用传统低温冷源冷凝除湿区别溶液除湿外,还涉及到高温冷源除热。利用两种温度冷冻水分别承担两套独立系统设备空调负荷,设备初投资较常规空调系统稍增加,系统综合性能系数(COP)大幅度提高,运行费用可大大降低,节能潜力巨大。因此,在传统空调设计方法基础上,更深层次研究双温冷源空调系统理论,对其设计运行过程节能优化进行数理分析具有重大意义。

## 1 空调系统负荷的熵级分析

传统空调负荷划分只注重能量的数量关系,忽略了品质区别,即熵态值的差异,可能对选择空调组份负荷流的优化处理路径及效率产生影响<sup>[1]</sup>。因此,对空调负荷引入熵态视角分析,任何空调系统都可抽象简化为以冷源流(质能熵流)、组份负荷流(能熵流)以及空气流(熵流)的相互作用构成“质能熵流模型”,如图 1 所示。

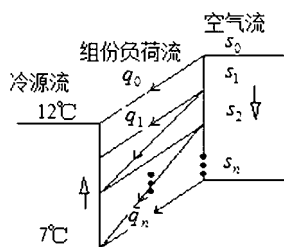


图 1 空调系统的“质能熵流”模型

Fig.1 Mass energy entropy flow model of air conditioning system

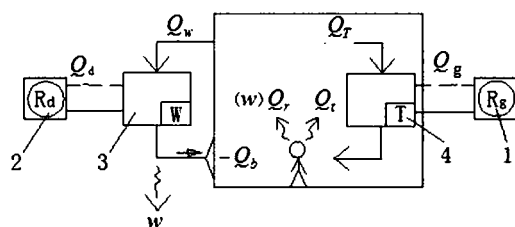
理论上,制冷效率只与蒸发温度有关,与蒸发器内的冷冻水温度分布值无关,但是蒸发器出口处的冷源温度(冷源最低温度)与传热温差(常量)决定了蒸发温度,因此冷源最低温度(常规 7℃)就是决定制冷效率的关键值。只要冷源关键温度值及空调总负荷不变,组份负荷不管以何种路径与顺序的差异均不会引起系统能效值的改变。一个冷源所对应的不同组份负荷的熵态值近似“相等”,亦构成等熵级负荷。

冷源的有效工作温区即冷源可利用温度的最小值与最大值构成集的区域。舒适性空调系统冷源的有效工作温度在 7~20℃ 之间,能被 2~3 个独立冷源覆盖,同时可划分 2 个(最多不超过 3

个)与独立冷源对应的等熵级负荷。而双温 THIC 空调系统则可将空负荷按熵态值的相对高低,分为高、低熵级负荷,与之对应的冷源分别为高、低温冷源。以此类推,空调负荷等价熵级的划分取决于独立冷源的数量。

## 2 双冷源 THIC 空调系统基本模型

空调系统中只有一个冷源时对负荷熵态值的区分没有意义。分析涉及空调负荷的熵态影响,至少要有两个及以上的独立冷源。以两个独立且有效工作温区互不重叠的冷源为前提,建立一个基本 THIC 空调系统,如图 2 所示。



1-高温冷源;2-低温冷源;3-除湿设备;4-除热设备

图 2 双冷源空调系统基本模型示意图

Fig.2 The basic model of dual cold source air conditioning system

空调房间总负荷  $Q$  为显热负荷  $Q_l$  和湿负荷  $Q_r$  之和,不涉及新风负荷。低温冷源为除湿设备供冷构成一个等价低熵态负荷集,即低熵负荷  $Q_d$ ,高温冷源为除热设备供冷构成一个等价高熵态负荷集,即高熵负荷  $Q_g$ 。而除湿设备负荷和除热设备负荷分别为  $Q_w$ 、 $Q_r$ 。

### 2.1 基本系统设计参数分析

#### 2.1.1 经济传热温差

文献[9]研究建议在实际 THIC 系统设计中冷水供回水温差取 3.5~5.5℃。为了便于分析,统一设定为经济传热温差:换热器传递单位(热)冷量所耗费的总成本(包括设备投资与运行成本)最低时温差,符号记为  $\Delta t_{ec}$ 。干过程,  $\Delta t_{ec1} = 6^\circ\text{C}$ ;湿过程,  $\Delta t_{ec2} = 5.5^\circ\text{C}$ 。

#### 2.1.2 冷源有效温度

冷源有效温度是指该冷源为换热器供冷时的冷媒最低供冷温度与对应的经济传热温差之和,符号记  $t_e$ 。高温冷冻水侧供回水温度不能与低温冷冻水侧供回水温度重叠,又低温冷冻水供水最高温度  $\leq 14^\circ\text{C}$ <sup>[5]</sup>,供、回水温差(干过程)为

6℃,故高温冷水有效温度  $t_{e2}$  范围是 18.5 ~ 20℃。

### 2.1.3 除湿风量定义与计算

除湿风量是指除湿设备在以冷却除湿法消除余湿过程中所需风量,符号为  $L_w$ ,单位 kg/s,消除单位余湿量的除湿风量为单位除湿风量  $l_w$ ,单位 kg/(g·s)。两者关系式:  $L_w = w \times l_w$ ,  $w$  为系统除湿量。假设除湿设备入口处空气状态点为室内设计工况点 N ( $t_N = 26^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 60\%$ ,  $d_N = 12.6$  g/kg);处理后空气状态点在机器露点 L ( $t_L$ ,  $\varphi = 90\%$ ,  $d_L$ ) 上,则除湿风量计算公式为:

$$L_w = \frac{w}{d_N - d_L} \quad (1)$$

式中,  $L_w$  大小与  $d_L$  变化有关,而  $d_L$  值由设备出口温度  $t_L$  (除湿温度)决定,当室内设计参数与  $w$  不变时,除湿风量  $L_w$  由  $t_L$  决定。当  $t_L$  高于室内设计点 N 的露点温度  $t_{Lw}$  ( $\varphi = 100\%$ ) 时,过程不具除湿功能;当  $t_L$  从低温端趋近  $t_{Lw}$  时  $L_w$  趋近于无穷大;当  $t_L$  逐渐下降,  $L_w$  越来越小。

### 2.1.4 伴随负荷定义与计算

空调系统冷却去湿过程中,除湿设备在消除潜热  $Q_r$  的同时不可避免承担伴随空气部分的降温负荷,引入“伴随负荷  $Q_b$ ”这个新概念,处理单位余湿伴随的显热负荷为单位伴随负荷  $q_b$ ,两者关系式:  $Q_b = w \times q_b$ ,计算公式如下:

$$Q_b = C_p L_w (t_N - t_L) \quad (2)$$

又  $L_w = w \times l_w$ ,则  $q_b = C_p l_w (t_N - t_L)$ 。其中,  $C_p$  为湿空气的定压比热,为计算方便,取  $C_p = 1.01$  kJ/(kg·℃)。可以推出,负荷  $Q_b$  由除湿温度  $t_L$  决定。

### 2.1.5 除湿、除热设备负荷计算

除湿设备能够除掉全部潜热负荷和伴随负荷,故除湿设备负荷  $Q_w$  计算式为:

$$Q_w = Q_r + Q_b \quad (3)$$

又  $Q_w = w \times q_w$ ,  $Q_r = w \times q_r$ ,同理单位除湿设备负荷  $q_w = q_r + q_b$ ,  $q_r$  为除湿设备运行工况下 1 g 水的汽化潜热。此外,以除湿设备为节点建立能量平衡方程:  $Q_d + L_w \times h_L = L_w \times h_N$ ,除湿设备流向冷源热量等于低熵负荷  $Q_d$ ,即  $Q_w = Q_d$ ,可推导出计算除湿设备负荷的焓流表达式为:

$$Q_w = L_w (h_N - h_L) \quad (4)$$

式中,  $h_N$  为已知室内设计点 N 的焓值,而  $h_L$  为除湿设备空气出口状态点 L (送风状态点) 的焓值,

与除湿温度  $t_L$  有关,同理推断出除湿设备负荷  $Q_w$  也只会由  $t_L$  决定。

根据能量守恒定律,除湿设备负荷  $Q_w$  与除热设备负荷  $Q_r$  之和与系统湿负荷  $Q_r$  与显热负荷  $Q_i$  之和相等,即:

$$Q_w + Q_r = Q_r + Q_i = Q = \text{const} \quad (5)$$

将式(3)代入,可得除热设备负荷计算式为:

$$Q_r = Q_i - Q_b \quad (6)$$

## 2.2 基本模型优化思路

基本模型系统的总空调负荷可划分为由显热负荷  $Q_r$  与湿负荷  $Q_w$  组成,也可划分为由高熵负荷  $Q_g$  与低熵负荷  $Q_d$  组成,从热力学第二定律来看,不同的划分可能导向不同的负荷处理优化路径或优化过程参数。高熵负荷既可用高温冷源来处理,也可用低温冷源来处理,而低熵负荷只能用低温冷源来处理,通过使空调系统的低熵负荷 (除湿设备负荷) 最小化则可能获得最优节能系统,优化条件方程式如下:

$$\begin{cases} Q_w + Q_r = Q_d + Q_g = \text{const} \\ Q_w \rightarrow \min \text{ 等价于 } Q_b \rightarrow \min (Q_r \text{ 为常量}) \end{cases} \quad (7)$$

## 2.3 低温冷源能耗分析

低温冷源对除湿设备供冷中发生的除湿过程,承担了除湿设备负荷  $Q_w$ ,包括湿负荷 (潜热)  $Q_r$  和伴随负荷  $Q_b$ 。低温冷源的冷量是通过消耗电量获得的,该耗电量  $P$  与低温冷源蒸发器内冷剂的最低蒸发温度  $T_0$ 、冷凝器内冷剂的最高冷凝温度  $T_k$  及低温冷源的低熵负荷  $Q_d$  有关。对基本系统来说,  $Q_d = Q_w$ ,所以低温冷源耗电功率  $P$  计算公式如下:

$$P = \frac{Q_d}{\text{cop}(T_0, T_k)} = \frac{Q_w}{\text{cop}(T_0, T_k)} \quad (8)$$

式中,  $\text{cop}(T_0, T_k)$  为冷冻水机组制冷系数,且  $\text{cop}(T_0, T_k) = H \cdot \varepsilon(T_0, T_k)$ ,  $\varepsilon$  为逆卡诺循环效率。 $T_0$  为蒸发温度:  $T_0 = t_L - \Delta t_{ec1} - \Delta t_{ec2}$ ;  $\Delta t_{ec1} = 6^\circ\text{C}$ ,  $\Delta t_{ec2} = 5^\circ\text{C}$ ;  $T_k$  为高温冷源温度,  $T_k = t_W + \Delta t_{ec3}$ ,  $t_W$  为夏季空调室外设计温度,  $\Delta t_{ec3} = 10^\circ\text{C}$ 。将式(3)代入得单位耗电量  $P$  为:

$$P = \frac{q_r + q_b}{H \cdot \varepsilon(t_L - 11, t_W + 10)} \quad (9)$$

由于湿负荷  $Q_r$  是常量,  $Q_b$  是除湿温度  $t_L$  的函数,故耗电量  $P$  是除湿温度  $t_L$  和室外计算温度  $t_W$  的函数,但是  $t_W$  随不同地域或不同省份的夏季空调

室外设计温度各异,因而本研究采取控制变量法,  $t_w$  将取 30~42 °C, 间隔 1 °C, 则耗电量  $P$  变成仅除湿温度  $t_L$  的单值函数。

一方面, 根据 2.2 节空调系统的优化条件  $Q_b \rightarrow \min$  下, 达到最佳除湿温度  $t_{L1}^*$ , 另一方面在耗电量  $P$  限制条件下, 达到最佳除湿温度  $t_{L2}^*$ , 一般情况下  $t_{L1}^* \neq t_{L2}^*$ , 综合这两个方面, 得出结论在保证  $Q_b$  尽可能越小情况下, 还要保证耗电量  $P$  最小。要计算得最佳除湿温度  $t_L^*$ , 需要求解如下方程:

$$\frac{dP}{dt_L} = 0 \quad (10)$$

经过数值模拟计算, 得到不同室外设计温度  $t_w$  下, 当单位耗电量  $P$  取最小时各个除湿温度值, 代入式(1)~(3) 计算比较得到对应较小的  $L_w^*$ 、 $Q_b^*$ 、 $Q_w^*$ , 其对应的除湿温度  $t_L^*$  值是最优, 使得系统除湿达到最节能效果。如图 3 所示, 绘制  $t_w = 32$  °C 时单位耗电量  $p$ 、单位伴随负荷  $q_b$ 、随除湿温度  $t_L$  变化规律, 最佳除湿温度  $t_L^*$  随室外计算温度  $t_w$  发生波动很小,  $t_w$  取其他值变化趋势不变, 几乎都在 12.5 °C 左右。

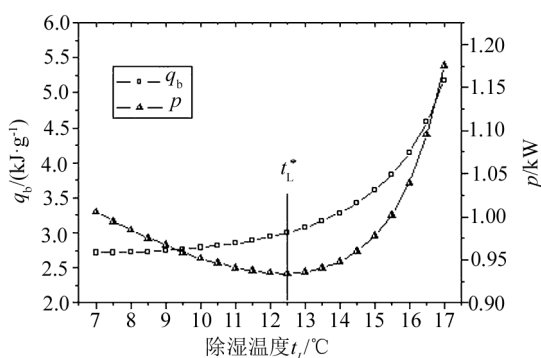


图 3  $p$  和  $q_b$  与  $t_L$  关系趋势图

Fig.3 Unit power consumption vs unit load and dehumidification temperature

### 3 双冷源 THIC 空调系统扩展模型

双冷源 THIC 系统基本模型是一个全封闭空调系统, 不涉及新风负荷, 这类系统在实际空调工程中所占比例极小, 如特殊的人防工程。在基本系统的基础上, 增加新风功能, 并导出新风负荷计算公式。本研究主要涉及两种新风系统形式<sup>[10]</sup>: (1) 单独新风机; (2) 新风与空调回风混合 (见图 4)。

#### 3.1 扩展模型(一)与负荷新风修正

新风处理(一): 室外空气经新风机组处理至室内设计点 N 等焓线和相对湿度 90% 交点 O, 空气处理焓差为  $\Delta h$ , 不增加房间的显热负荷, 但需除去部分余湿量为  $\Delta w$ 。空调新风负荷为:

$$Q_{XF} = L_{XF} \Delta h = L_{XF} (h_w - h_o) = L_{XF} (h_w - h_N) \quad (11)$$

单位时间进入室内新风所含余湿量为:

$$\Delta w = L_{XF} \Delta d = L_{XF} (d_o - d_N) \quad (12)$$

式中,  $L_{XF}$  为新风, kg/s;  $h_w$  为室外状态点 W 焓值, kJ/kg;  $h_o$  为新风处理设备出风  $L_{XF}$  点的焓值, kJ/kg;  $d_o$  为新风处理设备出风点的含湿量, g/kg; 在基本模型基础上, 按照新风处理(一)要求, 增加新风机组 5, 形成空调系统的扩展模型(一), 见图 4(a)。

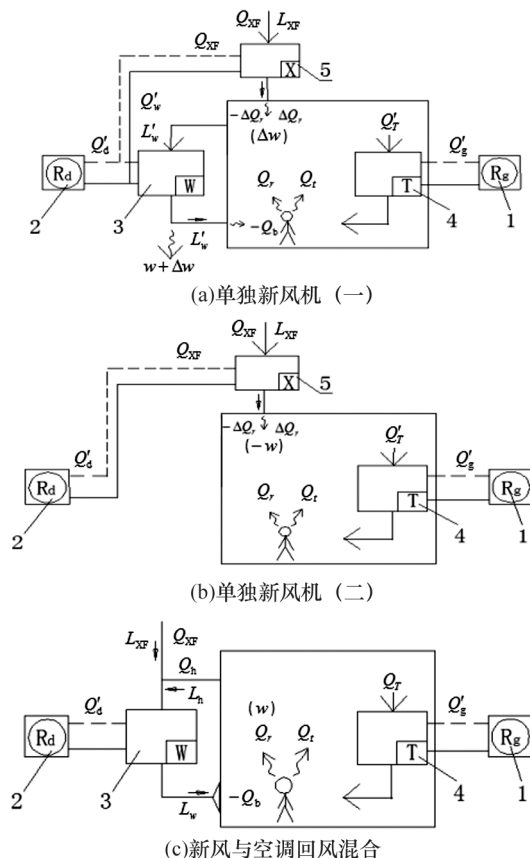


图 4 双冷源空调系统扩展模型

Fig.4 The extended model of dual cooling air conditioning system

新风机出风口送入室内余湿量  $\Delta w$ , 导致房间原本湿量  $w$  变化为  $w'$ , 此时, 除湿量为  $L_w' = w' \times l_w = (w + \Delta w) l_w$ 。室内系统的总显热负荷  $Q'_t$



是室内产生的显热  $Q_i$  与新风送入的显热  $-\Delta Q_i$  之和:  $Q'_i = Q_i - \Delta Q_i = Q_i - \Delta w \times q_r$ , 除湿设备总负荷为  $Q'_w = (w + \Delta w) \times q_w$ , 室内总湿负荷为  $Q'_r = w' \times q_r = (w + \Delta w) q_r$ , 伴随负荷为  $Q'_b = (w + \Delta w) q_b$ , 除热设备总负荷为  $Q'_T = Q'_i - Q'_b = Q_T - \Delta w(q_b + q_r)$ 。增加了新风负荷  $Q_{XF}$  后, 低温冷源除了承担原本除湿设备负荷外, 还承担新风负荷, 即低熵负荷为  $Q'_d = Q'_w + Q_{XF}$ , 高温冷源仍承担除热设备负荷, 即高熵负荷为  $Q'_d = Q'_T$ 。

### 3.2 扩展模型(二)与负荷新风修正

新风处理(二): 室外空气经新风机组处理至低于室内的含湿量 ( $d_0 < d_N$ ), 则新风承担室内的湿负荷及部分显热冷负荷, 即新风处理抵消室内湿量  $w$ 。以室内设计状态点 N 的焓值为基准点, 将处理焓差分为  $\Delta h$  和  $\Delta h_1$  两个部分。空调新风冷负荷为:

$$Q_{XF} = L_{XF}(\Delta h_1 + \Delta h_2) \quad (13)$$

式中,  $Q_{XF1} = L_{XF}\Delta h_1 = L_{XF}(h_w - h_N)$  且  $Q_{XF2} = L_{XF}\Delta h_2 = L_{XF}(h_N - h_0)$ 。将扩展模型一系统中新风机组运行参数降低, 使得正好与室内余湿抵消, 室内湿负荷为 0, 除湿循环风量为 0, 则伴随负荷也为 0, 形成扩展模型(二)系统, 见图 4(b)。新风处理导致室内负荷的增加量为  $-\Delta Q_i = -Q_{XF1} + w \times q_r$ 。室内总显热负荷为  $Q'_i = Q_i - \Delta Q_i = Q_i + Q_r - Q_{XF1}$ , 除热设备总负荷为  $Q'_T = Q'_i$ , 则低熵负荷为  $Q'_d = Q_{XF}$ , 而高熵负荷为  $Q'_d = Q'_T = Q'_i$ 。

### 3.3 扩展模型(三)与负荷新风修正

新风处理(三): 室外空气与回风混合后再由空气处理设备处理至送风点, 针对基本模型进行新风功能扩展, 得扩展模型(三), 见图 4(c)。空调新风负荷为  $Q_{XF} = L_{XF}(h_w - h_N)$ , 此时, 室内除热循环与基本系统完全相同,  $Q'_b$ 、 $Q'_i$ 、 $Q'_T$ 、 $Q'_\#$  都与基本模型中对应参数相等。经推导可得低熵负荷  $Q'_d = Q_{XF} + Q_w$ , 除湿设备负荷为  $Q'_w = Q'_d$ 。

结论: 若没有特别的条件限制时, 新风处理(三)的方式要优于新风处理(二)的方式; 新风处理(二)的方式通常都要优于新风处理(一)的方式。因此, 在没有特别的条件限制时, 应采用新风处理(三)方式。

## 4 双冷源的除湿循环优化分析

采用新风处理方法(三), 其热湿处理过程将新风负荷由除湿设备承担, 现设计将新风机组并

入除湿设备, 使得除湿循环中存在串联高低温冷源同时消耗, 优化除湿循环的目的就是尽可能在除湿设备中实现有高温(高熵)冷源段处理新风携带的热湿。在实际工程设计中新风负荷占总负荷的 30%~40%, 则它占无新风的双冷源除湿循环总负荷 60%~90%。单位新风负荷为:

$$q_{XF} = (\Delta h_1 + \Delta h_2) \times (60\% \sim 90\%) \quad (14)$$

式中,  $\Delta h_1$  为无新风情况下单位低熵负荷,  $\Delta h_1 = h_{e2} - h_{e1}$ ;  $\Delta h_2$  为无新风情况下单位高熵负荷,  $\Delta h_2 = h_N - h_{e2}$ 。在有新风参与的除湿循环中, 因为新风消耗代价全部可以由高温冷源来承担, 不消耗低温冷源, 所以新风原来由新风机组处理, 变成在除湿设备采用串联高、低温冷源中的高温冷源承担。此时, 系统的单位高熵负荷增加为  $\Delta h_2 + q_{XF}$ , 而低熵负荷不变为  $\Delta h_1$ , 单位总耗电量为:

$$p = \frac{\Delta h_1}{H \cdot \varepsilon(T_{0*}, T_K)} + \frac{\Delta h_2 + q_{XF}}{H \cdot \varepsilon(T_0, T_K)} \quad (15)$$

耗电指数为:

$$p_{cz} = \frac{\Delta h_1}{\varepsilon(T_{0*}, T_K)} + \frac{\Delta h_2 + q_{XF}}{\varepsilon(T_0, T_K)} \quad (16)$$

式中,  $T_{0*} = t_L^* - \Delta t_{ec1} - \Delta t_{ec2}$ ,  $t_L^* = 12^\circ\text{C}$ ;  $T_0 = t_{e2} - \Delta t_{ec1} - \Delta t_{ec2}$ ,  $t_{e2} = 18.5 \sim 20^\circ\text{C}$ ;  $T_K = t_w + \Delta t_{ec3}$ 。为了数值模拟计算分析, 假设  $t_w = 33^\circ\text{C}$ , 取新风占比为 60%~90%, 则  $p_{cz}$  是关于高温冷源的有效温度  $t_{e2}$  的单值函数。不同新风比下, 系统单位总耗电量  $p_{cz1}$  (60%)、 $p_{cz2}$  (70%)、 $p_{cz3}$  (80%)、 $p_{cz4}$  (90%) 随有效温度  $t_{e2}$  变化趋势, 如图 5 所示。

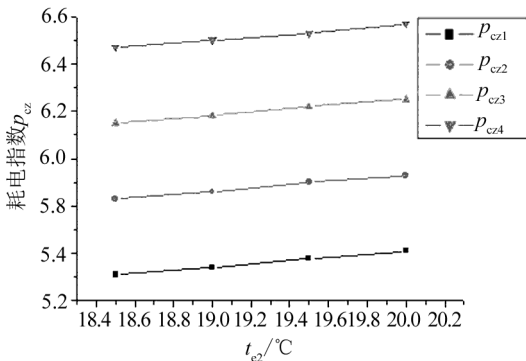


图 5 耗电指数  $p_{cz}$  与有效温度  $t_{e2}$  关系趋势图

Fig. 5 Power consumption index  $p_{cz}$  vs effective temperature  $t_{e2}$  of high temperature cold source

耗电指数  $p_{cz1}$ 、 $p_{cz2}$ 、 $p_{cz3}$  和  $p_{cz4}$  随  $t_{e2}$  增大而

增大,但是增加幅度比较平缓,说明 $t_{e2}$ 越低,高温冷源消耗越多,高品质的低温冷源消耗越少。系统实现双冷源进行除湿过程,高温冷源的有效温度 $t_{e2}$ 取 $18.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,耗电指数 $p_{cz}$ 相对最小,达到相对最佳节能状态。

## 5 结论

从熵态视角对冷源负荷品质优化分析,设计双温冷源空调系统模型,两种冷源实现形式:①高温冷源—高温冷水机组( $13\text{ }^{\circ}\text{C}$ 冷冻水);②低温冷源:直接蒸发机组( $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 冷冻水)。根据不同新风

处理方法,探讨设计参数选取及负荷计算,建立冷源能耗模型,遵行优化方程条件,终获得最佳除湿温度 $t_L^*$ ,最佳除湿风量 $L_w^*$ 及最佳伴随负荷 $Q_b^*$ 。

在此基础上,构建双温冷源除湿循环,使得冷却去湿原本低温冷源伴随抵消的那部分显热负荷转由高温冷源来承担,再次减少消耗低温冷源,进一步实现优化节能,最终结果表明串联低、高温冷源的除湿循环具有节能潜力,此时高温冷源的有效节能温度 $t_{e2}$ 范围为: $18.5\sim 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,当低温冷源有效节能温度为 $t_{e1}=t_L^*$ , $t_{e2}$ 取 $18.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,达到相对最佳节能状态。

## 参考文献:

- [1] 张海强,刘晓华,江亿.温湿度独立控制空调系统和常规空调系统的性能比较[J].暖通空调,2011,41(1):48-52.
- [2] 杨修飞,罗清海,杨会娟,等.温湿度独立控制空调系统的现状分析[J].能源工程,2011(6):58-60.
- [3] 马季.内冷式双冷源温湿度独立控制空调系统的优化研究[D].重庆:重庆大学,2016.
- [4] 贺建鑫,刘凯敬,刘拴强.温湿度独立控制空调系统在民用建筑中的应用[J].制冷与空调,2013,13(7):108-111.
- [5] 江亿,李震,陈晓阳,等.溶液除湿空调系列文章溶液式空调及其应用[J].暖通空调,2004,34(11):88-97.
- [6] 张涛,刘晓华,张海强,等.温湿度独立控制空调系统设计方法[J].暖通空调,2011,41(1):1-8.
- [7] 金辉,文灵红,熊海.溶液除湿温湿度独立控制空调系统设计[J].重庆建筑,2012,11(11):54-57.
- [8] 王飞.基于双温冷源的温湿度独立控制空调系统的研究[D].广州:华南理工大学,2011.
- [9] 田旭东,史敏,周建诚,等.温湿度独立控制空调系统中冷水设计温差的选取探讨[J].流体机械,2008,36(12):75-78.
- [10] 刘鹏昊.大型商场的暖通空调设计要点[J].建筑工程技术与设计,2016(21):616.

(特约编辑:黄家瑜)