

文章编号:0253-4339(2014) 06 - 0096 - 06

doi:10. 3969/j. issn. 0253 - 4339. 2014. 06. 096

一种新型双温空调器的混合制冷理论循环 原理和节能潜力探讨

赵蕾 赵锡锦

(西安建筑科技大学环境与市政工程学院 西安 710055)

摘要 提出一种由空气处理器和金属辐射板作为双温蒸发器的新型空调制冷系统和相应的混合制冷理论循环。新型空调制冷系统主要由压缩机、冷凝器、两个热力膨胀阀、喷射器和双温度蒸发器构成。本文对制冷循环的性能以及室内空气处理过程进行了热力学分析和对比,结果表明:双温空调制冷理论循环的性能可比常规带新风的空调器提高 13.73%,制冷系数可达 7.43;当室内新风负荷和湿负荷较大的情况下,双温空调的制冷性能系数会有所降低,但仍比常规空调器的理论性能系数高 5.21%。

关键词 双温空调;混合制冷循环;性能系数;喷射器;金属辐射板

中图分类号:TB61⁺1;TB657.5

文献标识码:A

The Exploration on the Energy Saving Potential of an Innovative Dual-temperature Air Conditioner and the Mechanism of the Mixed Theoretical Refrigeration Cycle

Zhao Lei Zhao Xijin

(School of Environ. & Muni. Engi., Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an, 710055, China)

Abstract An innovative dual-temperature air conditioning system and the corresponding mixed theoretical refrigeration cycle were proposed. The new air-conditioner consists of an air handling unit and a metal radiation panel as its dual-temperature evaporators, a compressor, a condenser, two thermal expansion valves and an ejector. The state properties in the air handling process and the theoretical refrigeration cycle were analyzed and compared with those of the conventional air conditioner with fresh air. Results indicate that the coefficient of performance(COP) of the dual-temperature theoretical refrigeration cycle may be improved by 13.73% to 7.43. But the COP of the dual-temperature refrigeration cycle will drop by somewhat as the amount of fresh air required and indoor moisture increases. However, it is still greater than the COP of the conventional air conditioner by 5.21%.

Keywords dual-temperature air conditioner; mixed refrigeration cycle; COP; ejector; metal radiation panel

长时间使用常规空调器会因其对室内供冷(热)不均、吹风感明显而会导致“空调病”。相比而言,辐射空调室内温度分布较均匀,室内舒适感增强,能耗较低。若与新风系统结合,则改善室内空气品质^[1-2]。但是,现有辐射空调系统通常以冷水为介质实现供冷,即通过冷水在管内的对流换热降低辐射面的温度,辐射面再以辐射、对流的方式向室内提供冷量,满足建筑空调负荷需求^[3-4]。为了消除室内的余湿,须采用温度较低的冷冻水,而使制冷循环的蒸发温度较低,能耗较高,性能系数较低,且辐射表面会出现结露现象。即辐射空调系统因存在二次换热损失,而使整个系统的性能仍有较大的提升空间。因此,本文提出一种可处理新风、并能调节室温的双温空调器及其相应的混合制冷理论循环,并对该空调器的运行

状态和理论性能加以分析,揭示出其节能性,为进一步开展后续研究奠定基础。

1 新型双温空调器的系统型式和工作原理

一种新型双温空调器的结构及其制冷系统理论工作原理如图 1(a)和(b)所示。状态为“1a”的低温制冷剂蒸气被压缩机 1 吸入、压缩成为冷凝压力下的过热蒸气(状态“2”),进入冷凝器 2 中冷却冷凝放热后变为高压的饱和制冷剂液体(状态“3”),流入吸气管线回热器 7 与喷射器 6 出口的制冷剂换热后成为过冷液体(状态“3a”),高压的过冷液体经过两个热力膨胀阀 3a 和 3b 节流成为不同蒸发压力下的饱和湿蒸气(状态点“4”和“5”)后,分别进入金属辐射冷板和空气处理器,在不同的蒸发温度下吸热蒸发沸

腾。其中,上部布有细金属管的金属辐射板直接作为双温制冷系统的中温蒸发器 4,制冷剂在其中流动(其蒸发温度高于室内空调设计状态的露点温度),与室内空气和壁面发生对流、辐射换热而完成蒸发汽化成为饱和蒸气(状态“6”);空气处理器中的翅片管式换热器作为低温蒸发器 5,制冷剂在其中蒸发沸腾从满足室内卫生要求的室外新风中吸收热量成为低压饱和蒸气(状态“7”);热力膨胀阀 3a 和 3b 须根据冷凝压力和相应的蒸发压力、流量要求进行设计选型,且分别在中温蒸发器 4 和低温蒸发器 5 出口的管路上设置其相应的感温包,依据制冷剂的过热度来控制其开度而实现流量调节。中温蒸发器出口的制冷剂(状态“6”)流经喷射器,引射低温蒸发器出口的制冷剂(状态 7),两者混合之后再扩压而达到状态 1,进入吸气管线回热器与冷凝器出口的制冷剂换热,成为具有一定过热度的蒸气(状态 1a),返回压缩机中往复循环工作^[5]。

低温蒸发器中制冷剂的蒸发温度较低,可对新风降温除湿,以起到消除室内潜热负荷的作用,而且所处理的风量比常规空调器的有所减少,其尺寸可以明显缩小。处理后的新风流经设计合理的喷嘴,诱导室内一定量的空气达到合适的温度后送入工作区,翅片管式换热器上出现的凝结水易通过凝水管排至室外^[6]。系统中辐射板内制冷剂的蒸发温度较高,仅承担室内的显热负荷,可以避免其表面出现结露。蒸发温度升高有助于提高制冷循环的制冷系数,冷辐射作用也可使室内热舒适状况得到改善。

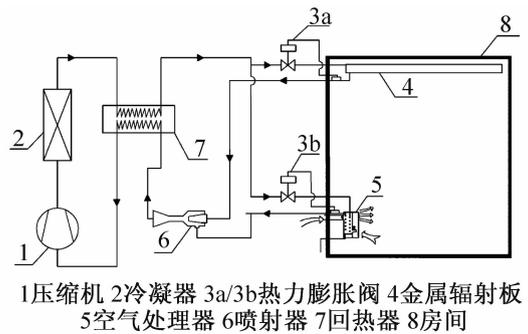
2 双温空调器的运行状态和性能分析

建立双温空调系统制冷循环过程的质量、能量守恒方程,对其运行状态和性能加以分析。

2.1 双温空调器负荷分担比例和送风状态的确定

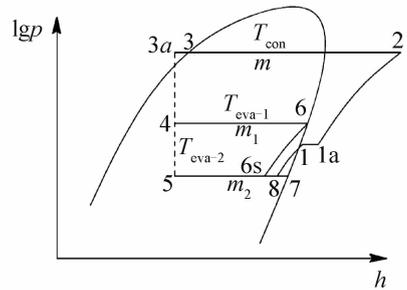
双温空调系统中,辐射冷板和空气处理器分担的冷负荷比例不仅关系到室内的热舒适和空气品质状况,而且也决定着中温蒸发器和低温蒸发器中制冷剂的流量、系统供冷能力的大小和制冷性能系数的高低^[7-10]。其数值主要由室内的显热负荷和潜热负荷决定。下面,设计一台可以满足西安某一 40 m² 办公室的空调负荷需求的双温空调器。

该办公室有一面西外墙,两扇 2 m × 1.8 m 的西外窗,邻室均为空调房间。假定室内有 4 位工作人员,其显热和潜热散热分别为 60.5 W/(h·人)和 73.3 W/(h·人),人体散湿按 109 g/(h·人)计,照明功率为 160 W,计算机等办公设备的发热功率按 200



1 压缩机 2 冷凝器 3a/3b 热力膨胀阀 4 金属辐射板
5 空气处理器 6 喷射器 7 回热器 8 房间

(a) 系统构造



(b) 混合制冷理论循环

1 压缩机 2 冷凝器 3a/3b 热力膨胀阀 4 金属辐射板
5 空气处理器 6 喷射器 7 回热器 8 房间

图 1 双温空调制冷系统及理论循环原理图

Fig. 1 Schematic of the dual-temperature air conditioner and the corresponding theoretical refrigeration cycle

W 计。取空调设计室外干球温度为 35 °C,湿球温度为 25.8 °C;空调室内设计温度为 26 °C,相对湿度为 50%。为保证达到室内设计温湿度和满意的空气品质要求,所需送入室内的新风量为 30 m³/(h·人)。室内设一小排风口,以便保持室内压力平衡和质量守恒。根据规范和设计手册^[11-12],计算得到夏季空调设计冷负荷为 5031 W。

双温空调器利用辐射板和空气处理器作为蒸发器。空气处理器的构造以及室外新风的处理过程如图 2(a) 和 2(b) 所示。室外新风 W 经蒸发器降温除湿处理后达到 O 点,诱导室内回风 N 混合达到合理的送风状态点 S 后,再送入室内。也就是说处理后的新风将消除室内的产湿量 D。因而,可依此确定处理后新风的露点 O 及其含湿量。

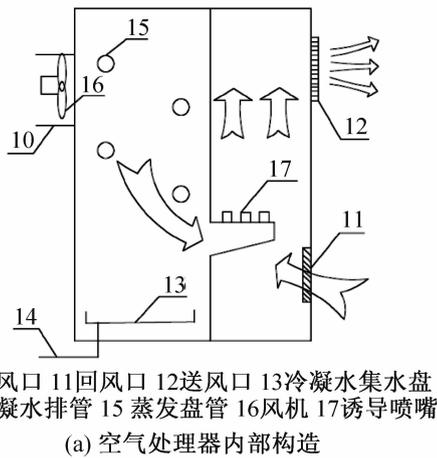
$$\dot{V}_{\text{新风}} \times \rho(d_N - d_0) = D \quad (1)$$

$$(\dot{V}_{\text{新风}}\rho + \dot{V}_{\text{回风}}\rho) \times d_s = \dot{V}_{\text{新风}}\rho \times d_0 + \dot{V}_{\text{回风}}\rho \times d_N \quad (2)$$

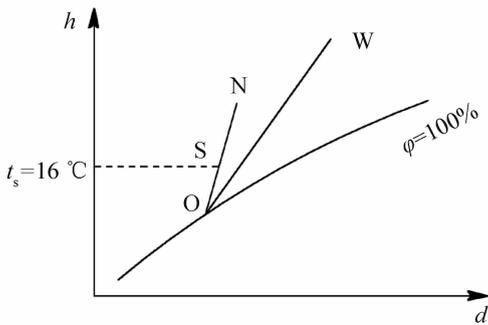
$$(\dot{V}_{\text{新风}}\rho + \dot{V}_{\text{回风}}\rho) \times h_s = \dot{V}_{\text{新风}}\rho \times h_0 + \dot{V}_{\text{回风}}\rho \times h_N \quad (3)$$

$$h_s = 1.01t_s + 0.001d_s(2501 + 1.86t_s) \quad (4)$$

为了使经处理的新风诱导室内空气混合后达到



10新风口 11回风口 12送风口 13冷凝水集水盘
14冷凝水排水管 15蒸发盘管 16风机 17诱导喷嘴
(a) 空气处理器内部构造



(b) 新型空调空气处理过程

图2 诱导型新风盘管及空气处理过程的焓湿图
Fig.2 Structure of the induction type fan coil and the h-d diagram of the air handling process

16 °C 的送风温度,则需要卷席的室内回风量为 $\dot{V}_{回} = 75.31 \text{ m}^3/\text{h}$,混合后的送风相对湿度为 76.3%。空气处理过程各状态点参数的计算结果见表1。

由于新风量为 $120 \text{ m}^3/\text{h}$,空气处理器将新风处理到状态O点所需消耗的冷量为: $\dot{Q}_2 = \dot{V}_{新风} \rho (h_w - h_o) = 2.033 \text{ kW}$,房间其余量值为 $\dot{Q}_1 = 2.998 \text{ kW}$ 的空调冷负荷由辐射板来承担。对于该房间而言,也即所需采用的双温空调系统的供冷能力为 5031 kW。因此,可确定设计工况下辐射板和空气处理器的供冷比例约为 3:2。

表1 空气处理过程中各状态点的参数
Tab.1 The air parameters of each state

| 项目 | 干球温度 /°C | 湿球温度 /°C | 相对湿度 /% | 焓 / (kJ/kg) | 露点温度 /°C | 含湿量 / (g/kg) |
|----|----------|----------|---------|-------------|----------|--------------|
| W | 35 | 25.80 | 48.41 | 79.435 | 22.486 | 17.182 |
| N | 26 | 18.64 | 50 | 53.012 | 14.796 | 10.495 |
| O | 9.68 | 9.68 | 100 | 28.587 | 9.68 | 7.467 |
| S | 16 | 13.50 | 76.3 | 38.009 | 11.503 | 8.635 |

2.2 双温空调器的混合制冷理论循环分析

将整个制冷循环理想化处理,即:1) 忽略管路、冷凝器、蒸发器等阻力损失;2) 制冷剂流出冷凝器的出口时为饱和液相,制冷剂流出蒸发器的出口为饱和气相;3) 制冷剂时时处于准平衡状态,忽略制冷剂在喷射器内的各种损失,视其在喷嘴中的加速降压和在扩压段中的扩压为等熵过程,喷射器可最大限度满足能量回收的需要;4) 制冷剂从喷嘴喷出后,压力降为低温蒸发器的蒸发压力,两股制冷剂在喷射器的混合室内等压混合;5) 忽略喷嘴进口、蒸发器出口和喷射器出口的动能。

2.2.1 中低温蒸发器中制冷剂流量的确定

中温蒸发器和低温蒸发器中制冷剂的流量是混合制冷系统设计的关键参数。如图1所示,混合制冷系统中,冷凝器出口的制冷剂流经回热器与喷射器出口的低压蒸气换热达到合适的过冷度后,分成两股:一股经节流阀3a后达到状态点4,进入中温蒸发器(金属辐射板),在其中蒸发沸腾换热后达到状态点6;另一股则流经节流阀3b后达到状态点5,进入低温蒸发器(空气处理器),吸收新风的能量蒸发沸腾达到状态点7。

选取冷凝温度为 40 °C;为避免辐射板表面出现结露,取中温蒸发器中制冷剂的蒸发温度为 15 °C;为保证低温蒸发器中制冷剂具有对空气的除湿功能取其蒸发温度为 5 °C;取回热器出口低温的过热制冷剂蒸气温度为 15 °C。以 R22 为制冷剂,利用 REFROP8.0 软件计算制冷循环中状态 3、3a、4、5、6 和 7 点的焓值。由于制冷剂在中、低温蒸发器中吸收的能量分别为 2.998 kW 和 2.033 kW,根据 $\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 (h_6 - h_4)$ 和 $\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 (h_7 - h_5)$,可求得流经两个蒸发器的制冷剂流量 \dot{m}_1 和 \dot{m}_2 分别为 18.200 g/s 和 12.574 g/s。

2.2.2 混合制冷理论循环压缩机吸气压力的确定

中、低温蒸发器中制冷剂的蒸发压力不同,中温蒸发器出口的制冷剂作为主流进入喷射器,经喷嘴等熵降压提速后达到状态点6s,引射低温蒸发器出口状态为7的制冷剂,混合达到状态点8,进一步在喷射器的扩压段内扩压后达到状态1,流经回热器与冷凝器出口的制冷剂换热,达到压缩机吸气状态点1a。为了确定压缩机的吸气状态点,对制冷剂流经喷射器过程中的状态和速度变化情况加以计算。

定义喷射器的喷射系数为引射流体的流量和主流流体的流量之比,即: $\mu = \dot{m}_2 / \dot{m}_1$ 。对于该双温制冷循环而言,喷射系数即为低、中温蒸发器中制冷剂质量流量的比值。

根据能量守恒,制冷剂 \dot{m}_1 经喷嘴定熵膨胀,压力降低为低温蒸发器相应的蒸发压力,流速达到:

$$c_{6s} = \sqrt{2(h_6 - h_{6s})} \quad (5)$$

引射低温蒸发器出口的制冷剂蒸气 \dot{m}_2 ,两股制冷剂在喷射器的混合室中等压混合。根据动量守恒,混合后制冷剂的流速为:

$$c_{mix} = \frac{c_{6s} + \mu c_7}{1 + \mu} \approx \frac{c_{6s}}{1 + \mu} \approx \frac{\sqrt{2(h_6 - h_{6s})}}{1 + \mu} \quad (6)$$

根据能量守恒,混合室出口制冷剂的焓值为:

$$h_8 = \frac{(h_{6s} + \frac{1}{2}c_{6s}^2) + \mu h_7}{1 + \mu} - \frac{c_{mix}^2}{2} \quad (7)$$

制冷剂在喷射器的扩压段内等熵压缩,即 $s_8 = s_1$,达到回热器低压侧的入口状态点 1:

$$h_1 = h_8 + \frac{c_{mix}^2}{2} = \frac{(h_{6s} + \frac{1}{2}c_{6s}^2) + \mu h_7}{1 + \mu} = \frac{h_6 + \mu h_7}{1 + \mu} \quad (8)$$

在回热器中,吸气压力下的制冷剂与冷凝器出口的制冷剂液体在等压下换热达到压缩机入口状态 1a 点,温度为 15 °C。制冷剂进入压缩机等熵压缩,达到出口状态点 2,即 $s_{1a} = s_2$ 。整个制冷循环中制冷剂在各点的状态参数如表 2 所示。

由表 2 可见,双温空调制冷循环的吸气压力为 0.64833 MPa,吸气的过热度约为 6.62 °C;排气压力为 1.5336 MPa。压缩过程的压力比为 2.365。

表 2 双温制冷理论循环中制冷剂各状态点的参数
Tab.2 State properties of refrigerant at each state of the theoretical dual temperature refrigeration cycle

| 状态点 | 压力/ MPa | 温度/ °C | 焓/ (kJ/kg) | 熵/ (kJ/(kg·K)) |
|-----|------------|-----------|---------------|-------------------|
| 1 | 0.64833 | 9.4 | 408.81 | 1.7418 |
| 1a | 0.64833 | 15 | 413.12 | 1.7569 |
| 2 | 1.5336 | 60.32 | 435.12 | 1.7569 |
| 3 | 1.5336 | 40 | 249.65 | 1.1665 |
| 3a | 1.5336 | 36.75 | 245.33 | 1.1526 |
| 4 | 0.78931 | 15 | 245.33 | 1.1582 |
| 5 | 0.58411 | 5 | 245.33 | 1.1629 |
| 6 | 0.78931 | 15 | 410.16 | 1.7302 |
| 6s | 0.58411 | 5 | 403.12 | 1.7302 |
| 7 | 0.58411 | 5 | 406.85 | 1.7436 |
| 8 | 0.58411 | 5 | 406.34 | 1.7418 |

喷射器中制冷剂过程的不可逆性会对系统的性能产生一定的影响,对此将另文探讨。

2.2.3 混合制冷理论循环的性能分析

对于双温制冷理论循环而言,压缩机的压力比为 2.365,压缩机的理论耗功量为:

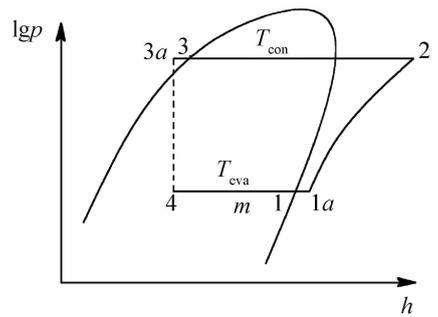
$$W = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2)(h_2 - h_{1a}) = 0.677 \text{ kW} \quad (9)$$

双温制冷循环的制冷量分别为 2.033 kW 和 2.998 kW。其供冷性能系数 $COP = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}{W}$ 将达到 7.43。

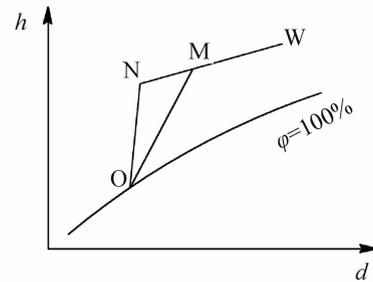
3 常规空调器的运行状态和性能分析

3.1 常规空调器送风状态的确定

若该房间采用带新风的常规房间空调器,其制冷理论循环和室内空气的处理过程如图 3(a) 和 3(b) 所示。



(a)



(b)

图 3 常规空调器的制冷理论循环和室内空气处理过程
Fig.3 Theoretical refrigeration cycle of the conventional air conditioner with fresh air and the h-d diagram of the air handling process

室内回风与新风混合后,流经蒸发器,与其中的制冷剂换热使其蒸发气化,处理后的空气送入室内消除室内的余湿、承担冷负荷。根据热、湿平衡以及室内送风处于饱和状态这一特征,有:

$$D = (\dot{V}_{\text{新风}} + \dot{V}_{\text{回风}}) \times \rho(d_N - d_0) \quad (10)$$

$$\dot{Q} = (\dot{V}_{\text{新风}} h_w + \dot{V}_{\text{回风}} h_N) \times \rho - (\dot{V}_{\text{新风}} + \dot{V}_{\text{回风}}) \times \rho h_0 \quad (11)$$

可确定出送风状态点的 $d_o = 10.129 \text{ g/kg}$, $h_o = 39.982 \text{ kJ/kg}$, 以及所需的室内回风量为 $872.7 \text{ m}^3/\text{h}$ 。带新风的常规空调器空气处理过程中的各状态参数如表 3 所示。

3.2 常规空调器制冷理论循环性能分析

以常规房间空调器的额定制冷工况为例,即取制冷理论循环的冷凝温度为 $40 \text{ }^\circ\text{C}$,蒸发温度为 $5 \text{ }^\circ\text{C}$,吸气温度为 $15 \text{ }^\circ\text{C}$,以 R22 为制冷剂,计算理论循环中制冷剂的状态参数,如表 4 所示。

根据 $\dot{Q} = \dot{m}(h_1 - h_4)$, 计算该制冷循环所需要的制冷剂质量流量为 $\dot{m} = 30.54 \text{ g/s}$, 压缩机的压力比为 2.626, 制冷理论循环的性能系数为 $\text{COP} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_{1a}} \approx 6.53$ 。

表 3 带新风的常规空调器空气处理过程中的各状态点参数
Tab. 3 Properties of each state in the air handling process of the conventional air conditioner with fresh air

| 状态点 | 干球温度/ / $^\circ\text{C}$ | 湿球温度/ / $^\circ\text{C}$ | 相对湿度/ / $\%$ | 焓/ /(kJ/kg) | 露点温度/ / $^\circ\text{C}$ | 含湿量/ /(g/kg) |
|-----|-----------------------------|-----------------------------|-----------------|----------------|-----------------------------|-----------------|
| W | 35 | 25.8 | 48.41 | 79.435 | 22.486 | 17.182 |
| N | 26 | 18.64 | 50 | 53.012 | 14.796 | 10.495 |
| O | 14.24 | 14.24 | 100 | 39.982 | 14.24 | 10.129 |

表 4 传统空调器制冷理论循环中制冷剂各状态点的参数
Tab. 4 State properties of refrigerant at each state of the theoretical refrigeration cycle of a conventional air conditioner

| 状态点 | 压力/ MPa | 温度/ / $^\circ\text{C}$ | 焓/ /(kJ/kg) | 熵/ /(kJ/(kg·K)) |
|-----|------------|---------------------------|----------------|--------------------|
| 1 | 0.58411 | 5 | 406.85 | 1.7436 |
| 1a | 0.58411 | 15 | 414.38 | 1.7702 |
| 2 | 1.5336 | 65.42 | 439.59 | 1.7702 |
| 3 | 1.5336 | 40 | 249.65 | 1.1665 |
| 3a | 1.5336 | 34.29 | 242.12 | 1.1422 |
| 4 | 0.58411 | 5 | 243.04 | 1.1547 |

4 两种空调器性能的对比和影响因素分析

4.1 两种空调器性能的对比

以上分析计算表明,在室内为 4 人的条件下,双温空调器空气处理盘管仅处理 $120 \text{ m}^3/\text{h}$ 的新风量,而常规空调器则需处理 $992 \text{ m}^3/\text{h}$ 新风和室内回风的

混合空气;而且,双温空调的空气处理器采用喷嘴诱导处理后的新风和适量的室内空气混合,可达到 $16 \text{ }^\circ\text{C}$ 的送风温度,而常规空调器中新风和室内空气混合后经处理,送风温度仅为 $14.2 \text{ }^\circ\text{C}$ (采用露点送风,消除室内湿负荷)。可见,双温空调送风量减少,不易造成人员的吹冷风感,且噪声会降低,且空气处理盘管体积可以大为缩小,风机功率也可减小;采用辐射制冷板,可得到比常规空调房间更好的舒适度。

此外,与常规空调器的制冷理论循环相比,双温混合制冷系统压缩机的吸气压力从 0.54811 MPa 升高到了 0.64833 MPa ,压力比减小了 9.94% ;系统的功耗由 0.770 kW 降低为 0.677 kW (未计入空气处理器的风机功耗),制冷理论性能系数从 6.53 提高到了 7.43 ,提高了 13.73% 。

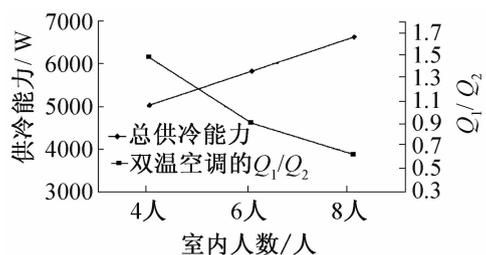
4.2 影响双温空调器性能和节能显著性的主要因素分析

双温空调器中的空气处理器主要负担新风负荷和室内的潜热负荷,因此空气处理器和金属辐射板分担的冷负荷比例受空调房间所需新风量和室内湿负荷的影响显著。因此,文中对该办公室内人数分别为 6 人和 8 人的情形也进行了计算和分析,结果如图 4 (a) 和 4 (b) 所示。一般,湿负荷和所需新风量随室内人数增多线性地增大,即办公室的总空调冷负荷随人员的增多线性增长,而金属辐射板与空气处理器分担的负荷比例却应呈下降趋势,流经金属辐射冷板(中温蒸发器)和空气处理器(低温蒸发器)的制冷剂流量的比例也应减小,也就是说,喷射器的引射系数会增大,进而导致压缩机的吸气压力随之降低,制冷系统的性能系数也随之下降。当室内为 8 人时,双温空调器压缩机的吸气压力仍较高,其性能系数仍比常规空调器的高 5.21% 。

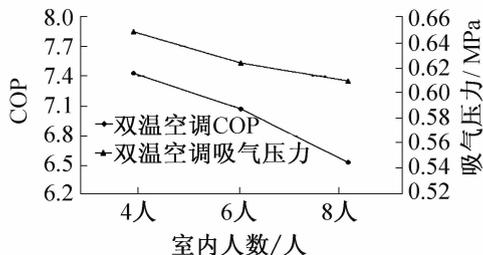
5 结论

提出了一种由空气处理器和金属辐射板作为蒸发器的新型双温空调器及其相应的混合制冷系统型式和工作原理。结合西安某办公室,探讨了采用常规带新风的空调器和采用双温空调器系统的运行状况和性能差别,表明当新风量和室内散湿量较少时,双温空调器较常规空调器的制冷理论循环制冷系数提高了 13.73% , 可达到 7.43 。

鉴于总空调冷负荷随室内人数增多和所需新风量的增加而增大,则需要空气处理器所承担的冷负荷比例增加,而使辐射冷板和空气处理器分担的室内空调冷负荷的比例减小。相应地,中、低温蒸发器支路制冷剂流量比例应随之减小,即喷射器的



(a) 供冷能力和高低温蒸发器的供冷比例



(b) 压缩机的吸气压力以及制冷循环的性能系数

图4 双温空调器供冷能力及性能系数随室内人数变化的规律

引射系数减小,压缩机入口的吸气压力会有所降低,但仍比常规空调器制冷循环压缩机的吸气压力高。当室内人员较多、湿负荷较大时,双温空调制冷循环的性能系数仍比常规空调器制冷循环性能系数高5.21%。

本文受陕西省重点科技创新团队项目(2012KTC-11)和西安市科技计划项目(CX12176-⑤)资助。(The project was supported by The Key Science and Technology Innovation Team Project of Shanxi province (No. 2012KTC-11) and Xi'an Science and Technology Project(No. CX12176-⑤).)

参考文献

[1] Mumma S A. Ceiling Panel Cooling Systems [J]. ASHRAE Journal, 2001, 43(11): 28-32.
 [2] 夏学鹰,张旭,蔡宁,等. 地板辐射供冷/独立新风系统的技术分析与实验研究[J]. 制冷学报, 2008, 29(4): 18-23. (Xia Xueying, Zhang Xu, Cai Ning, et al. Technology Analysis and Experimental Research on Radiant Floor Cooling Combined with Dedicated Out-door Air System[J]. Journal of Refrigeration, 2008, 29(4): 18-23.)
 [3] 闫振华,黄翔,宣永梅. 关于毛细管辐射供冷空调系统应用的初探[J]. 制冷, 2008, 27(1): 65-68. (Yan Zhenhua, Huang Xiang, Xuan Yongmei. Application Research on Air Conditioning System of Radiative Cooling by Capillary Tube[J]. Refrigeration, 2008, 27(1): 65-68.)
 [4] 王子介. 低温辐射供暖与辐射供冷[M]. 北京:机械工业出版社, 2004.
 [5] 刘敬辉,陈江平,陈芝久. 四种双温蒸汽压缩制冷循环

的制冷性能比较[J]. 应用科学学报, 2006, 24(5): 538-542. (Liu Jinghui, Chen Jiangping, Chen Zhijiu. COP Comparison of Refrigeration Cycles with Two-Stage Evaporating Temperatures[J]. Journal of Applied Sciences, 2006, 24(5): 538-542.)
 [6] 清华大学建工系暖22班. 诱导空调器的选择计算与系统设计[J]. 建筑技术通讯(暖通空调), 1976(2): 1-14. (Heating Class 22 of the Civil Engineering Department at Tsinghua University. Selection Calculation and System Design of Induced Air-conditioner [J]. Communication of Building Technology (HV&AC), 1976 (2): 1-14.)
 [7] 刘拴强,刘晓华,江亿. 温湿度独立控制空调系统中独立新风系统的研究(1): 湿负荷计算[J]. 暖通空调, 2010(1): 80-84. (Liu Shuanqiang, Liu Xiaohua, Jiang Yi. Dedicated Outdoor Air System in the THIC Air Conditioning System (1): Calculation of Space Moisture Load [J]. Journal of HV&AC, 2010, 40(1): 80-84.)
 [8] 刘拴强,刘晓华,江亿. 温湿度独立控制空调系统中独立新风系统的研究(2): 送风参数的确定[J]. 暖通空调, 2010, 40(12): 85-90. (Liu Shuanqiang, Liu Xiaohua, Jiang Yi. Dedicated Outdoor Air System in the THIC Air Conditioning System (2): Determination of Supply Air Parameters[J]. Journal of HV&AC, 2010, 40(12): 85-90.)
 [9] 赵荣义,范存养,薛殿华,等. 空气调节[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 2009.
 [10] 殷平. 空调大温差研究(2): 空调大温差送风系统设计方法[J]. 暖通空调, 2000, 30(5): 63-66. (Yin Ping. Research of Large Temperature Difference in Air Conditioning (2): The Design Method of a Large Temperature Difference Air Conditioning Supply System[J]. Journal of HV&AC, 2000, 30(5): 63-66.)
 [11] 中华人民共和国住房和城乡建设部. GB50736—2012. 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京:中国建筑工业出版社, 2012.
 [12] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 2007.

通信作者简介

赵蕾,女(1971-),教授,博士,西安建筑科技大学,13201861435, E-mail: leizhao0308@hotmail.com. 研究方向:暖通空调及制冷系统特性,建筑节能新技术。

About the corresponding author

Zhao Lei(1971-), female, Professor, Ph. D., Xi'an University of Architecture and Technology, 13201861435, E-mail: leizhao0308@hotmail.com. Research fields: system characteristics of air conditioning and refrigeration systems, innovative technologies to reduce building energy consumption.