

文章编号:0253-4339(2024)03-0089-08

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2024.03.089

换热器面积对双蒸发温度空调系统性能影响的模拟研究

翁文兵 罗诗雨 白俊武

(上海理工大学环境与建筑学院 上海 200093)

摘要 建立了双蒸发温度空调系统仿真模型来研究改变换热器面积对系统性能的影响。搭建了双蒸发温度空调系统实验台,在实验工况下改变压缩机频率(30~120 Hz)和送风量(400~1 000 m³/h),得到空调机组总制冷量 Q_c 、总显热制冷量 Q_s 和显热比 SHR,验证了所建模型精度。在模型中改变换热器面积(48 盘管、60 盘管、72 盘管)进行系统运行调节范围的研究。结果表明:随着换热器面积的增加,系统 Q_c 、 Q_s 和 SHR 的调节范围在整体扩大,最大增幅分别为 5.0%、13.8%、11.8%。当送风量为 1 000 m³/h,压缩机频率为 30 Hz,换热器面积从 48 盘管增至 60 盘管、72 盘管时, Q_s 的增幅分别为 9.8% 和 13.8%,表明换热器面积增至 60 盘管时 Q_s 增长效果显著,再增加换热器面积, Q_s 虽有所增大但增幅放缓。最后提出一种以所需制冷量为目标,依据环境温度湿度调节范围设计换热器面积的方法。

关键词 双蒸发温度;显热比;制冷量;温湿度独立控制

中图分类号:TB657.5;TU831.3

文献标识码:A

Simulation Study on the Effect of Heat Exchanger Area on the Performance of Dual Evaporating Temperature Air Conditioning System

Weng Wenbing Luo Shiyu Bai Junwu

(School of Environment and Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract In response to the issue of heat exchanger design in a dual evaporating temperature air conditioning system, in this study, a simulation model is established for a dual evaporating temperature air conditioning system to evaluate the impact of the heat exchanger area on the system performance. A dual evaporating temperature air conditioning system experimental platform is built, and the compressor frequency (30–120 Hz) and supply air volumetric flow rate (400–1 000 m³/h) under experimental conditions are used to obtain the cooling capacity Q_c , sensible heat cooling capacity Q_s , and sensible heat ratio (SHR) of the air conditioning unit. These performance metrics are used to verify the accuracy of the established model. The range of the system operation adjustment is studied by changing the heat exchanger area (48, 60, and 72 coils) in the model. The results show that with an increase in the heat exchanger area, the adjustment ranges of systems Q_c , Q_s , and SHR expand generally, with maximum increases of 5.0%, 13.8%, and 11.8%, respectively. When the heat exchange area increased from 48 to 60 coils and 72 coils, at an air supply volumetric flow rate of 1 000 m³/h and the compressor frequency of 30 Hz, the increase in Q_s was 9.8% and 13.8%, respectively, indicating that when the heat exchange area increased to 60 coils, the increase in Q_s was obvious. When the heat exchange area was further increased, although Q_s increased, the growth rate decreased. Finally, a method was proposed to design the heat exchanger area according to the ambient temperature and humidity adjustment range, with the required cooling capacity as the target.

Keywords dual evaporating temperature; sensible heat ratio; refrigeration capacity; independent temperature and humidity control

传统的空调系统普遍采用温湿度耦合的控制方法,为了同时满足建筑除湿除热的要求统一采用 5~7 °C 低温冷源,造成了能源利用品位上的浪费,且难以适应实际建筑物的热湿比变化,导致室内热湿环境失衡,空气品质下降^[1]。而双蒸发温度空调系统能在较低能耗下得到更高的制冷量^[2],独立控制温湿度且得到更大的调节范围,显著改善空气品质和室内舒

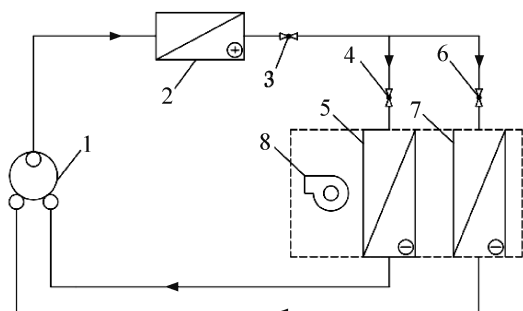
适度^[3]。Chen Wenjing 等^[4-6]研究了直膨式除湿空调机组的性能,其系统的 ADEO 模式同样为空气侧串联的双蒸发器模式,当改变蒸发器的制冷剂流量比、旁风量比和空气进口状态时,机组制冷量和设备显热比会有相应变化,还研究了机组的稳态数学模型,提出了该套系统应用的控制逻辑。陈剑波等^[7]搭建了双蒸发温度的温湿分控空调机组实验台,对其

全年工况下运行特性进行实验研究,结果表明,夏季工况下该机组压缩机能效比为 3.5,比同冷量常规空调变频压缩机的能效比 3.04 提高了 14.8%,冬季工况下该机组压缩机能效比为 4.3,节能性显著。李钊等^[8]研究了压缩机频率及高低温膨胀阀开度 EEV1、EEV2 对双蒸发温度冷/热水机组运行调节特性的影响,结果表明,机组制冷制热量与压缩机频率呈正比关系;制冷工况下,随着 EEV2 开度的增大,机组高温侧制冷量保持基本恒定,低温侧制冷量和总制冷量先上升后下降,在开度为 30% 时达到最大值,当 EEV2 开度小于 30% 时,随着 EEV1 开度的增大,高低温侧制冷量和总制冷量将下降。

目前关于双蒸发温度空调系统的研究大多集中于机组控制策略^[9]、蒸发器仿真算法^[10-11]和运行性能^[12-14]的研究,鲜见针对换热器面积的研究。本文通过模型研究改变换热器面积对双蒸发温度空调系统制冷工况特性的影响,并使用实验数据验证该模型的适用性,旨在推动直膨式空调系统实现温湿度解耦调节的进程,也使换热器设计更加精细化,在更加精确地满足环境温湿度要求的同时有效节省换热器管材,减少能源浪费。

1 双蒸发温度空调系统原理

双蒸发温度空调机组原理如图 1 所示,系统中有两台蒸发器,高温蒸发器主要负责承担室内显热负荷,低温蒸发器主要负责承担室内潜热负荷,采用双蒸发器配置可以更加灵活地处理不同状态的空气,实现更大范围的温湿度调节。双吸气压缩机区别于传统压缩机之处在于其双缸、双吸气、双储液器的特点,两个汽缸共用一个曲轴,相差 180° 对称布置,有利于稳定负荷转矩的变化^[15]。



1 双吸气压缩机; 2 冷凝器; 3 膨胀阀;
4 低压级膨胀阀; 5 低温蒸发器;
6 高压级膨胀阀; 7 高温蒸发器; 8 送风机。

图 1 空调机组系统原理

Fig.1 Principle of air-conditioning unit system

图 2 所示为双蒸发温度空调系统在理想工况时

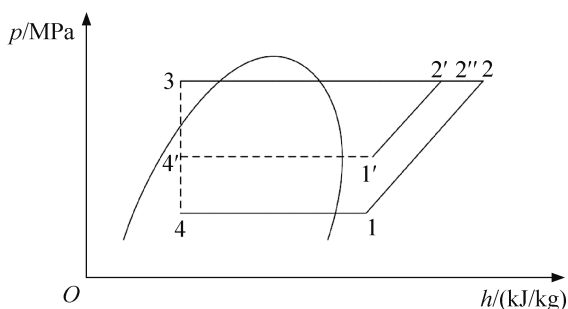


图 2 双蒸发温度空调系统压焓图

Fig.2 *p-h* diagram of double evaporation temperature air conditioning system

的压焓图。低温低压的制冷剂蒸气(1 点)和相对较高温度高压的制冷剂蒸气(1' 点)分别进入双吸气压缩机的低、高压气缸,等熵压缩至同压不同温的高温高压制冷剂蒸气(2、2' 点)。混合后(2'' 点)通过冷凝器,等压冷却成制冷剂液体(3 点),然后分成两路:一路经高压级膨胀阀节流降压成相对较高温度较高压的制冷剂液体(4' 点),然后进入高温蒸发器中等压蒸发成相对较高温度较高压力的制冷剂蒸气(1' 点);一路经低压级膨胀阀节流降压成低温低压的制冷剂液体(4 点),进入低温蒸发器等压蒸发成低温低压的制冷剂蒸气(1 点)。然后两种状态的制冷剂蒸气分别从各自的压缩机吸气口处回到压缩机的两个气缸再次压缩,完成一次循环。

2 系统数学建模

本文中换热器采取稳态的分区集中参数模型^[16-17],即根据换热器中制冷剂在换热过程中状态的变化进行分区计算。根据制冷剂的状态变化,将蒸发器内的换热过程分为两相区段和过热区段,将冷凝器内的换热过程分为过热区段、两相区段和过冷区段,空气和制冷剂在区段内换热的温度变化如图 3、图 4 所示^[18]。

蒸发器和冷凝器换热区间的传热面积由下式计算:

$$A = \frac{m_{er}(h_2 - h_1)}{K\Delta T} \quad (1)$$

式中: A 为传热面积, m^2 ; h_2 、 h_1 分别为制冷剂在换热段的进口、出口焓值, J/kg ; m_{er} 为制冷剂流量, kg/s ; ΔT 为换热段的对数平均温差, $^{\circ}C$; 换热段的总传热系数 K 可由下式^[19]计算:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_i} + R_w + \frac{A_i}{\alpha_o A_o} \quad (2)$$

式中: α_o 为空气侧的传热系数, $W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$; α_i 为制

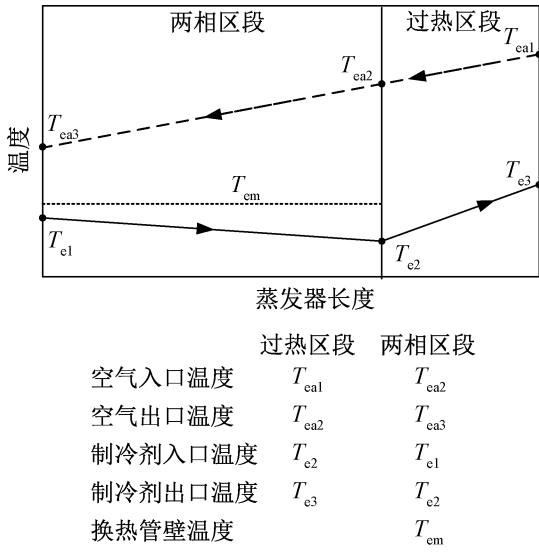


图 3 蒸发器换热示意图

Fig.3 Heat exchange diagram of evaporator

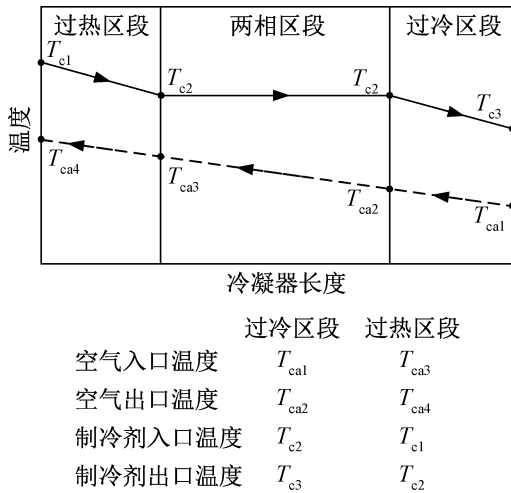


图 4 冷凝器换热示意图

Fig.4 Heat exchange diagram of condenser

冷剂侧的传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; R_w 为管壁热阻(含翅片), 取定值 $4.8 \times 10^{-3} (m^2 \cdot ^\circ C)/W$; A_o 为换热器管外侧传热面积, m^2 ; A_i 为换热器管内侧传热面积, m^2 。

在不同压缩机频率和送风量下的空调机组输出的总制冷量 Q_c 、显热制冷量 Q_s 、设备显热比 SHR (sensible heat ratio) 等运行参数的计算式如下:

$$Q_c = m_a (h_{ai} - h_{ao}) \quad (3)$$

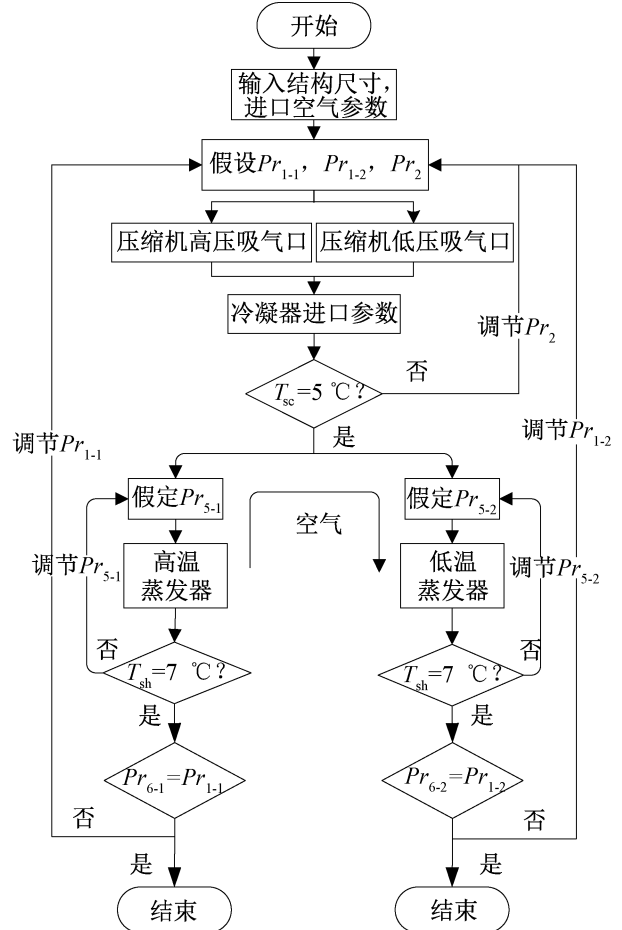
$$Q_s = m_a c_a (T_{ai} - T_{ao}) \quad (4)$$

$$SHR = Q_s / Q_c \quad (5)$$

式中: Q_c 为双蒸发温度空调实验台输出的制冷量, W ; Q_s 为双蒸发温度空调实验台输出的显热制冷量, W ; SHR 为双蒸发温度空调实验台的设备显热比; m_a 为双蒸发温度空调实验台的送风量, kg/s ; c_a 为空气比热容, $J/(kg \cdot ^\circ C)$; h_{ai} 、 h_{ao} 分别为双蒸发温度空调实

验台进、出口的空气焓值, J/kg ; T_{ai} 、 T_{ao} 分别为双蒸发温度空调实验台进、出口空气的干球温度, $^\circ C$ 。

利用 MATLAB 软件对双蒸发温度空调系统进行建模仿真研究, 具体算法流程如图 5 所示。



Pr_{1-1} 压缩机高压进口压力; Pr_{1-2} 压缩机低压进口压力;
 Pr_2 压缩机出口压力; Pr_{5-1} 高温蒸发器进口压力;
 Pr_{5-2} 低温蒸发器进口压力; Pr_{6-1} 高温蒸发器出口压力;
 Pr_{6-2} 低温蒸发器出口压力; T_{sc} 冷凝器出口过冷度;
 T_{sh} 蒸发器出口过热度。

图 5 系统算法流程

Fig.5 System algorithm process

3 模型验证

在实验工况下, 利用焓差实验室维持环境干球温度为 $34.6^\circ C$, 湿球温度为 $28.2^\circ C$, 通过改变压缩机频率 (30、40、60、80、100、120 Hz) 和送风机送风量 (400、600、800、1 000 m^3/h), 获得 24 组实验数据。将双蒸发温度空调机组总制冷量与显热制冷量对应的变化关系绘制在 Q_c - Q_s 坐标图上, 如图 6 所示。24 组实验数据点被限制在一个由 A、B、C、D 四点所围成的不规则区域内, A、B 两点的实验工况: 压缩机频率为 120 Hz, 送风量分别为 1 000 m^3/h 和 400 m^3/h ;

C、D 两点的实验工况：压缩机频率为 30 Hz，送风量分别为 400 m³/h 和 1 000 m³/h。图 6 所示的不规则区域内的任意一点，均可通过调节压缩机频率和送风机送风量来实现。

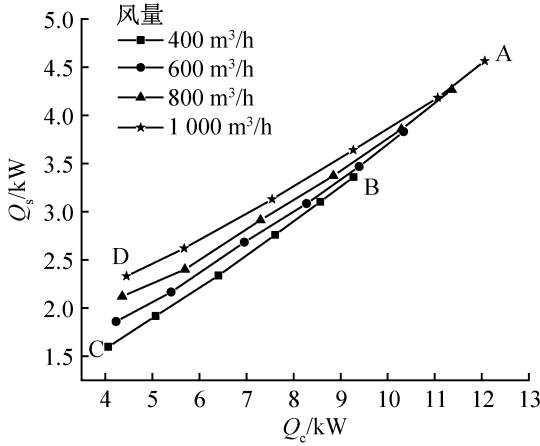


图 6 实验工况下空调机组显热运行调节范围
Fig.6 Sensible heat operation adjustment range of air conditioning unit under experimental conditions

在建立的双蒸发温度空调仿真系统模型中设定空调部件与实验台部件的结构尺寸参数，高温蒸发器的进口空气状态参数设置为：干球温度 34.6 °C，相对湿度 62%，低温蒸发器的进口空气状态参数为高温蒸发器的出口空气状态参数，高温蒸发器与低温蒸发器过热度均设定为 7 °C，其他系统参数与实验工况下的稳态参数保持一致。模拟获得的不规则区域 A'B'C'D' 形状与实验运行区域 ABCD 相似，如图 7 所示。

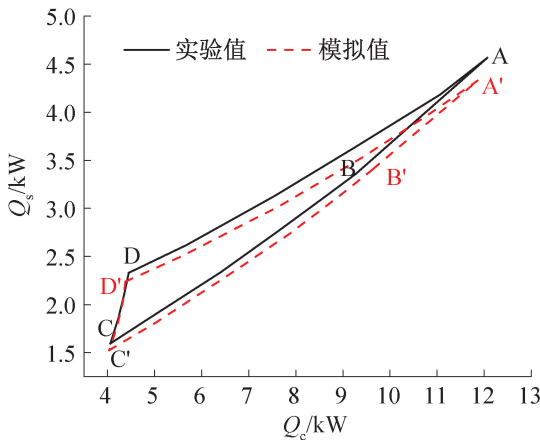


图 7 实验工况下实验数据区域和模拟数据区域对比
Fig.7 Comparison between experimental data area and simulated data area under experimental conditions

将实验数据和模拟结果进行误差分析，检查所建模型的精度。图 8、图 9 为实验数据的设备显热比和总制冷量与模拟数据的误差值。由图可知，在 24 组

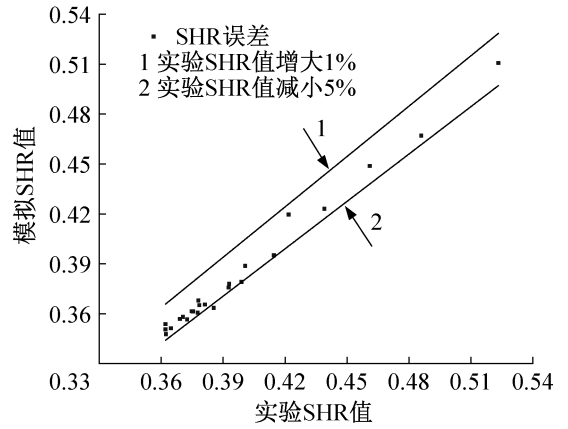


图 8 SHR 的误差值
Fig.8 Error values of SHR

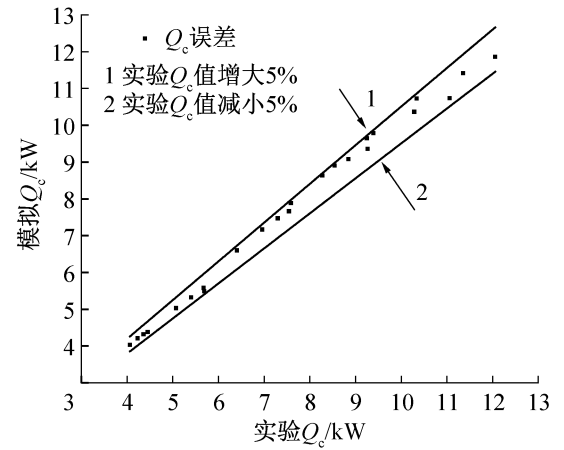


图 9 Q_c 的误差值
Fig.9 Error values of Q_c

数据中，模拟数据均落在实验数据的 5% 误差线以内，说明本文建立的稳态串联双蒸发温度空调仿真系统模型具有一定的准确性。

4 模拟分析

为研究不同换热器面积对系统温湿度调节变化范围的影响，将高低温蒸发器面积设置成 3 组，分别为 48 盘管、60 盘管和 72 盘管。

4.1 换热器面积对温湿度调节范围的影响

图 10 所示为在不同换热器面积下，改变送风机送风量和压缩机频率对双蒸发温度空调系统制冷特性运行区域的影响。当压缩机频率为 30 Hz，风量为 400 m³/h 时，48 盘管系统 Q_s 为 1.52 kW，60 盘管系统 Q_s 为 1.57 kW，相比于 48 盘管增加 3.3%，72 盘管系统显热冷量为 1.60 kW，相比于 48 盘管增加 5.3%；风量为 1 000 m³/h 时，48 盘管系统 Q_s 为 2.24 kW，60 盘管系统 Q_s 为 2.46 kW，增加 9.8%，72 盘管

系统 Q_s 为 2.55 kW, 增加 13.8%。系统总制冷能力随压缩机频率的增加而快速加大, 增加换热器传热面积后系统 Q_c 增长最大值出现在送风量为 1 000 m^3/h 、压缩机频率为 120 Hz 时, 72 盘管系统 Q_c 相比于 48 盘管增长了 5.0%。说明随着高低温蒸发器传热面积的增加, 小送风量时的运行下限向上方移动较少, 大送风量时的运行上限向上方移动较大, 系统的整体运行区域位置向右上方移动明显, 系统整体的 Q_c 和 Q_s 随传热面积的增加而增大。

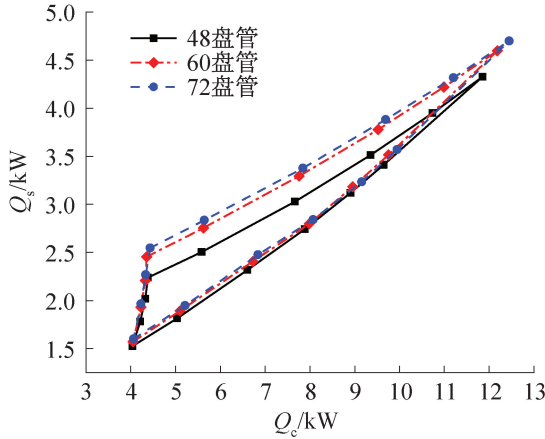


图 10 不同传热面积对系统 Q_c 和 Q_s 调节范围的影响

Fig.10 Effect of different heat exchange areas on the system Q_c and Q_s adjustment range

显热比 SHR 是衡量换热器处理显热和潜热能力的指标, SHR 越小机组除湿能力越好。为了更加清晰地展现出系统显热制冷量随换热器面积改变在系统总制冷量中占比的变化, 将 SHR 和 Q_c 表示在图 11 中。如图所示, 增大传热面积后, SHR 变化显著, 虽然运行区域下限仅有轻微上升, 但上限增幅明显。在大风量、小压缩机频率工况范围内, SHR 最大可由

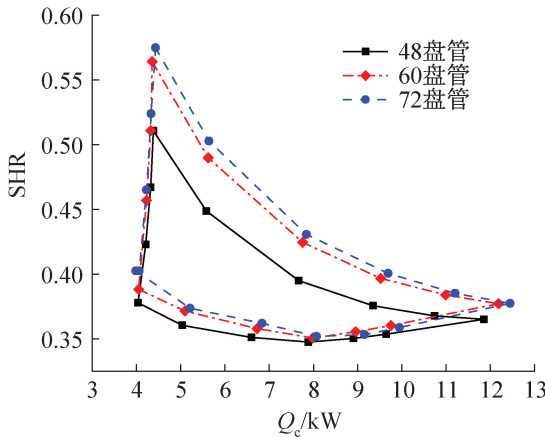


图 11 不同传热面积对系统 Q_c 和 SHR 调节范围的影响

Fig.11 Effect of different heat exchange areas on the system Q_c and SHR adjustment range

0.51 增至 0.57, 增幅达 11.8%; 在小风量、大压缩机频率时, SHR 的增幅则较为平缓, 说明传热面积的增加对 SHR 的调节范围具有显著的扩大作用。

4.2 换热器面积对温湿度调节范围影响的原因分析

以送风量为 1 000 m^3/h 时的工况为例, 在不同压缩机频率和传热面积下高低温蒸发器显热量变化如图 12 所示。当传热面积一定时, 高低温蒸发器显热制冷量随压缩机频率的升高而逐渐增大; 当压缩机频率一定时, 高温蒸发器的显热制冷量随传热面积的增加而增大, 且增幅明显。当传热面积从 48 盘管增至 60 盘管时, 显热制冷量增量明显; 而当传热面积从 60 盘管增至 72 盘管时, 显热制冷量虽有所增加, 但增幅相对较小, 说明此时传热面积增加对蒸发器显热制冷量提升的影响逐渐减小。低温蒸发器的显热制冷量随传热面积的增加出现小幅降低, 这是因为随着传热面积的增加, 流经高温蒸发器的空气温度更低、相对湿度更高, 所以经由低温蒸发器处理空气的显热量减少、潜热量增加。

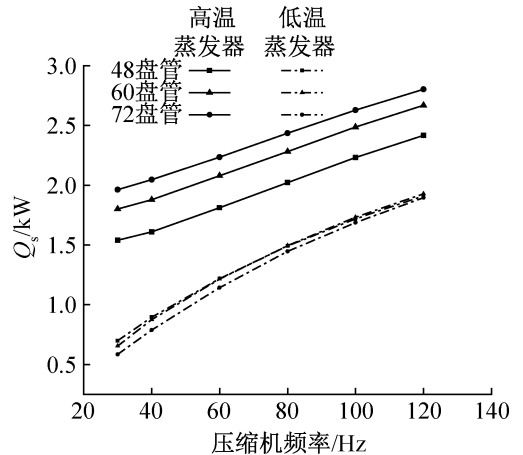


图 12 送风量为 1 000 m^3/h 时不同压缩机频率和传热面积下高低温蒸发器 Q_s 变化

Fig.12 Variation of Q_s of high and low temperature evaporator with different compressor frequency and heat exchange area when air supply volume is 1 000 m^3/h

当送风量为 1 000 m^3/h 时, 系统在不同传热面积和压缩机频率下的总显热制冷量 Q_s 变化和增幅如图 13 所示。当压缩机频率一定时, 随着传热面积的增加, 系统总显热制冷量 Q_s 逐渐增大。当传热面积从 48 盘管增至 60 盘管时, Q_s 的最大增幅为 9.7%; 当传热面积从 48 盘管增至 72 盘管时, Q_s 最大增幅为 13.8%。两次均增加相同数量的盘管数, 第 2 次 Q_s 增幅相对于第 1 次仅提高了 4.1%, 说明当传热面

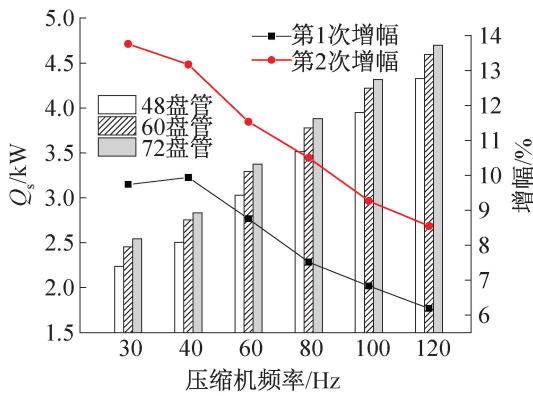


图 13 送风量为 1 000 m³/h 时不同压缩机频率和传热面积下系统 Q_c 变化和增幅

Fig.13 Variation and growth amplitude of system Q_c for different compressor frequencies and heat transfer areas when air supply volume is 1 000 m³/h

积增至 60 盘管时,能取得较好的效果,而过多增加传热面积 Q_c 增幅会趋于平缓。当压缩机频率逐渐增

加时, Q_s 增幅逐渐减小,这是因为随着压缩机频率的增加,系统高温蒸发器的制冷能力进一步增强, Q_s 迅速增加,从而导致因传热面积增加而增大的系统显热制冷量占比逐渐减小。

4.3 依据温湿度调节的换热器设计方案

制冷系统换热器的设计计算方法一般是给定两种传热介质的流量及其进出口温度,采用传热方程计算所需要的传热面积和结构尺寸^[20],该方法仅满足了送风所需冷量,忽略了环境温湿度要求。

送风量为 1 000 m³/h 时,不同压缩机频率的系统 Q_c 和 SHR 随换热器面积的变化如表 1 所示。当传热面积一定时, Q_c 随压缩机频率的增加而迅速增大,而 SHR 逐渐减小。在较低压缩机频率工况下,系统 Q_c 较小,且随着蒸发器传热面积的增加基本保持不变,而 SHR 的增幅则较大;在较高压缩机频率工况下,系统 Q_c 较大,且随着传热面积的增加, Q_c 逐渐增大,但 SHR 逐渐减小。

表 1 送风量为 1 000 m³/h 时 Q_c 和 SHR 随传热面积和压缩机频率的变化

Tab.1 Variation of Q_c and SHR with heat transfer area when air supply volume is 1 000 m³/h

参数	管排数	压缩机频率/Hz					
		30	40	60	80	100	120
Q _c /kW	48	4.38	5.58	7.67	9.35	10.74	11.86
	60	4.35	5.62	7.76	9.52	10.99	12.19
	72	4.43	5.64	7.84	9.69	11.20	12.45
SHR	48	0.51	0.45	0.39	0.38	0.37	0.37
	60	0.56	0.49	0.42	0.40	0.38	0.38
	72	0.57	0.50	0.43	0.40	0.39	0.38

可以看出,虽然系统制冷量主要取决于压缩机频率,但可先依据所需制冷量确定蒸发器的大致面积,再根据 SHR 进一步调优,当所需冷量较小时,效果更佳。在一定范围内,换热器面积随 SHR 的增大而增加,在换热器设计中,首先要以所需的制冷量为目标,其次再将环境所需温湿度调节范围加入设计需求中,采取趋小原则,使换热器设计更加精细化。

5 结论

本文通过实验对双蒸发温度空调机组进行性能测试,利用 MATLAB 软件进行系统稳态建模,研究换热器传热面积对系统制冷工况特性的影响,得到如下结论:

1) 在实验工况下改变送风量(400~1 000 m³/h)和压缩机频率(30~120 Hz),系统输出的总制冷量

Q_c 和显热比 SHR 会发生相应变化,但均限定在由 A、B、C、D 4 个工况点所围成的不规则区域内。建立系统稳态仿真模型,发现 Q_c 和 SHR 的模拟数据结果与实验数据的误差值均落在 5% 误差线以内,说明所建模型具有一定的准确性。

2) 当双蒸发器传热面积增加时,系统在 Q_c-Q_s 坐标图中所形成的运行区域将发生改变,较低送风量时系统运行下限向右上方移动较少,较高送风量时系统运行上限向右上方移动明显, Q_c、Q_s、SHR 值均随传热面积的增加而加大,最大增幅分别为 5.0%、13.8%、11.8%。当传热面积从 48 盘管增至 60 盘管时增长效果最显著,增至 72 盘管时效果降低,可通过适当增加传热面积来增大温湿度调节范围。提出一种以制冷量为首要设计目标,同时考虑环境温湿度调节范围,即 SHR 值的换热器设计方法,有助于在满足

环境温湿度要求的同时达到节约管材的目的。

参考文献

- [1] 张鹏超, 曹双华, 吴璐, 等. 温湿度独立控制空调系统的现状及发展[J]. 上海节能, 2017(10): 583-587. (ZHANG Pengchao, CAO Shuanghua, WU Lu, et al. Current condition and development of dedicated temperature and humidity control air-conditioning system [J]. Shanghai Energy Conservation, 2017(10): 583-587.)
- [2] 刘春慧, 张海锋, 张蕾, 等. 双温双控压缩机开发[C]//2016年中国家用电器技术大会论文集. 宁波: 中国家用电器协会, 2016: 759-764. (LIU Chunhui, ZHANG Haifeng, ZHANG Lei, et al. Development of dual temperature and dual control compressor[C]//Proceedings of the 2016 China Household Appliance Technology Conference. Ningbo: China Household Electric Appliances Association, 2016:759-764.)
- [3] 刘晓华, 江亿, 谢晓云, 等. 温湿度独立控制空调系统及性能分析[J]. 建设科技, 2008(24): 21-23. (LIU Xiaohua, JIANG Yi, XIE Xiaoyun, et al. Air conditioning system with independent temperature and humidity control and its performance analysis[J]. Construction Science and Technology, 2008(24): 21-23.)
- [4] CHEN Wenjing, CHAN Mingyin, WENG Wenbing, et al. An experimental study on the operational characteristics of a direct expansion based enhanced dehumidification air conditioning system [J]. Applied Energy, 2018, 225: 922-933.
- [5] CHEN Wenjing, CHAN Mingyin, WENG Wenbing, et al. Development of a steady-state physical-based mathematical model for a direct expansion based enhanced dehumidification air conditioning system[J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 91: 55-68.
- [6] CHEN Wenjing, CHAN Mingyin, DENG Shiming, et al. A direct expansion based enhanced dehumidification air conditioning system for improved year-round indoor humidity control in hot and humid climates[J]. Building and Environment, 2018, 139: 95-109.
- [7] 陈剑波, 信文普, 顾娟. 双蒸发温度的温湿分控空调机组实验研究[J]. 制冷学报, 2020, 41(6): 63-70. (CHEN Jianbo, XIN Wenpu, GU Juan. Experiment on temperature-and humidity-controlled air conditioner with dual evaporation temperature[J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(6): 63-70.)
- [8] 李钊, 王顺超, 张蕾, 等. 小型双蒸发温度冷/热水机组的运行调节特性实验[J]. 制冷学报, 2021, 42(5): 73-79. (LI Zhao, WANG Shunchao, ZHANG Lei, et al. Experiment on operation and regulation characteristics of a small dual evaporation temperatures water chiller/heater [J]. Journal of Refrigeration, 2021, 42(5): 73-79.)
- [9] 杨丛彦. 并联双蒸发器冰箱动态性能仿真及系统控制策略优化[D]. 上海: 上海交通大学, 2017. (YANG Congyan. Dynamic performance simulation and system control strategy optimization of parallel double evaporator refrigerator[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2017.)
- [10] 单惠敏, 李孔清, 李荀. 热泵烘干机双蒸发器联合运行仿真[J]. 制冷与空调(四川), 2022, 36(1): 127-132. (SHAN Huimin, LI Kongqing, LI Xun. Joint operation simulation of double evaporator for heat pump dryer[J]. Refrigeration & Air Conditioning, 2022, 36(1): 127-132.)
- [11] 于彰彧. 双蒸发器开闭结合式热泵干燥系统搭建及性能仿真研究[D]. 郑州: 中原工学院, 2021. (YU Zhangyu. Construction and performance simulation of double evaporator combined heat pump drying system[D]. Zhengzhou: Zhongyuan University of Technology, 2021.)
- [12] 马洪霞, 马国远, 许树学, 等. 双蒸发温度温湿度独立控制空调系统运行性能分析[J]. 制冷, 2022, 41(1): 1-7. (MA Hongxia, MA Guoyuan, XU Shuxue, et al. Analysis of operation performance of temperature-humidity independent control air conditioning system by double evaporation[J]. Refrigeration, 2022, 41(1): 1-7.)
- [13] 林忠灿, 原梓锋, 杨宏军, 等. 串列式双蒸发温度空调器温湿分控原理与节能理论分析[J]. 制冷与空调(北京), 2021, 21(11): 20-23, 28. (LIN Zhongcan, YUAN Zifeng, YANG Hongjun, et al. Analysis of temperature and humidity control principle and energy saving theory of tandem double evaporation temperature air conditioner[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2021, 21(11): 20-23, 28.)
- [14] 张崇文, 李风雷. 新型双蒸发两级压缩/喷射制冷系统性能分析[J]. 低温与超导, 2021, 49(4): 71-77. (ZHANG Chongwen, LI Fenglei. Performance analysis of novel two-stage compression/ejector refrigeration system with dual evaporation [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2021, 49(4): 71-77.)
- [15] LIU Chunhui, ZHANG Haifeng, ZHANG Lei, et al. Development of a novel structure rotary compressor for separate sensible and latent cooling air-conditioning system [C]//International Compressor Engineering Conference. Purdue, 2016.
- [16] WILLATZEN M, PETTIT N B O L, PLOUG-SØRENSEN L. A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part I: moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange [J]. International Journal of Refrigeration, 1998, 21(5):

398-403.

- [17] PETTIT N, WILLATZEN M, PLOUG-SØRENSEN L. A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: simulation and control of an evaporator[J]. *International Journal of Refrigeration*, 1998, 21(5): 404-414.
- [18] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置仿真与优化[M]. 北京: 科学出版社, 2001: 29-64. (DING Guoliang, ZHANG Chunlu. Simulation and optimization of refrigeration and air conditioning device [M]. Beijing: Science Press, 2001: 29-64.)
- [19] 张春路. 制冷空调系统仿真原理与技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2013. (ZHANG Chunlu. Fundamentals of vapor-compression refrigeration and air-conditioning system modeling [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2013.)

(上接第 88 页)

- [15] HAN H S, JEONG W B, KIM M S, et al. Reduction of the refrigerant-induced noise from the evaporator-inlet pipe in a refrigerator [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2010, 33(7): 1478-1488.
- [16] JEONG W B, HAN H S, MO J Y, et al. Experimental study of the effects of the cycle characteristics on the refrigerant-induced noise in system air-conditioner [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2007, 21(7): 1112-1119.
- [17] KIM G, LEE J, PARK J, et al. Flow visualization and noise measurement of R410A two-phase flow near electric expansion valve for heating cycle of multi-split air-source heat pump [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 157: 113712.
- [18] 周绍华, 詹飞龙, 丁国良, 等. 电子膨胀阀内啸叫噪声特性及发声规律的实验研究[J]. *制冷学报*, 2022, 43(5): 106-113. (ZHOU Shaohua, ZHAN Feilong, DING Guoliang, et al. Experimental study on howling noise characteristics and sound generation law in electronic expansion valve [J]. *Journal of Refrigeration*, 2022, 43

- [20] 郑贤德. 制冷原理与装置[M]. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2008: 126-222. (ZHENG Xiande. Refrigeration principle and device [M]. 2nd ed. Beijing: China Machine Press, 2008: 126-222.)

通信作者简介

罗诗雨, 女, 硕士研究生, 上海理工大学环境与建筑学院, 18851903550, E-mail: 342568839@qq.com。研究方向: 辐射空调, 直膨式空调系统温湿度解耦调节运行特性等。

About the corresponding author

Luo Shiyu, female, postgraduate student, School of Environment and Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, 86-18851903550, E-mail: 342568839@qq.com. Research fields: radiant air conditioning, temperature and humidity decoupling regulation operation characteristics of direct expansion air conditioning system.

(5): 106-113.)

- [19] LIU Ziyang, WU Chengjun, WANG Donghong. Study on the flow and acoustic field of an electronic expansion valve under refrigeration condition with phase change[J]. *Shock and Vibration*, 2022, 2022: 1-9.
- [20] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1(1): 3-17.

通信作者简介

丁国良, 男, 教授, 博士生导师, 上海交通大学机械与动力工程学院制冷所, 021-34206378, E-mail: glding@sjtu.edu.cn。研究方向: 制冷空调装置的仿真、优化与新工质应用。

About the corresponding author

Ding Guoliang, male, professor, Ph. D. supervisor, School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, 86-21-34206378, E-mail: glding@sjtu.edu.cn. Research fields: simulation and optimization research for room air conditioner and utilization of new refrigerant.