

文章编号:0253-4339(2021)01-0117-09
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2021.01.117

R32 经济器系统涡旋压缩机中间补气参数的分析与优化

张童¹ 赵蕾¹ 李延²

(1 西安建筑科技大学 西安 710000; 2 西安君生实业有限公司 西安 710075)

摘 要 为了优化带经济器的 R32 空气源热泵系统的制热性能,结合涡旋压缩机的结构以及实际运行特点,本文利用 MATLAB 建立了系统的数学模型,并通过实验数据验证了仿真结果,研究了在不同环境温度下系统的补气压力、准一级压缩内容积比对相对喷气量的影响。研究表明:经济器系统较普通热泵系统,更适宜在环境温度低于-10℃的工况下运行;R32 经济器热泵系统制热模式的最佳结构和运行参数为:系统的准一级压缩内容积比为 1.1 时,压缩机的相对喷气量值最大;当环境温度低于-10℃时,最佳相对喷气量宜取为 0.22~0.33;当环境温度为-10~-5℃时,最佳相对喷气量宜取 0.20~0.22;当环境温度高于-5℃时,则宜为 0.18~0.20。相应的最佳相对喷气压力在 0.85~1.31 之间,处在最佳补气参数范围内,经济器热泵系统的优势越明显。

关键词 经济器;空气源热泵;低环温;R32;涡旋压缩机

中图分类号:TB61⁺1; TB652; TB657.5 **文献标识码**: A

Influences and Optimization on R32 Vapor Injection Parameters of Air-source Heat Pump System Enhanced with Vapor Injection

Zhang Tong¹ Zhao Lei¹ Li Yan²

(1. School of Building Services Science and Engineering, Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an, 710000, China; 2. Xi'an Johnson Industrial Co., Ltd., Xi'an, 710075, China)

Abstract This study aimed to optimize the heat production performance of an enhanced vapor injection air-source heat pump system with R32. Combined with the structure and actual operation characteristics of a scroll compressor system, a complete mathematical model was established and programmed using MATLAB. After verification of the simulation results with experimental data, the influences of the vapor injection pressure of the system, and the specific volume ratio of the quasi-one-stage compression on the relative vapor injection volume of the system were explored under different ambient temperatures. It was found that the vapor injection heat pump system is more suitable for operation at ambient temperatures of below -10℃ than an ordinary heat pump system. The optimal operating range of the heating mode of the air-source heat pump system with vapor injection was obtained. Because the specific volume ratio of the quasi-one-stage compression of the system is 1.1, the relative vapor injection volume is the maximum. When the ambient temperature is below -10℃, within -10~-5℃ or above -5℃ respectively, the optimal relative injection volume should be within 0.22-0.33, 0.20-0.22 and 0.18-0.20 respectively. The corresponding optimal relative inject pressure ranges 0.85-1.31. Within the range of the optimal vapor injection parameters, the advantages of the enhanced vapor injection air-source heat pump system with R32 are obvious.

Keywords vapor injection; air-source heat pump; low ambient temperature; R32; scroll compressor

近年来,空气源热泵因其高效、节能环保、初投资少、安装方便等优势而迅速成为应用最广泛的热泵系统之一。但空气源热泵应用于我国北方寒冷地区时,普遍会出现制热量下降、制热 COP 低下、排气温度过高甚至不能运行等问题。带有经济器的热泵系统在传统的单级压缩空气源热泵系统中添加中间喷气回路,将冷凝器出口的一小部分液态制冷剂通过膨胀阀节流后吸收主回路制冷剂的放热量,喷入到压缩机中间的压缩腔中,有助于增大系统的制热量,降低压缩机排气温度。1979 年,房间空调领域率先应用中间补气技术,且产品逐渐市场化^[1]。与 R22 相比,R32 的 GWP 较低(675),单位制冷剂制热量比 R22 高

48.2%,充注量仅约为 R22 的 60%,但压缩机排气温度却提高 21.97℃^[2]。由于中间补气技术能有效降低压缩机排气温度而改善空气源热泵的低温运行性能。因此,采用 R32 替代经济器热泵中的工质 R22,开发适合于寒冷和严寒地区推广使用的超低温空气源热泵成为研究的热点。

Xu Xing 等^[3]分析了使用中间补气技术的热泵系统的研究现状和优势,指出环境温度达到 35℃ 以上时,系统的制冷量会显著提高,而在 0℃ 以下时制热量会提高,且通过调节中间喷气量可在一定程度上降低系统的排气温度。Han Xinxin 等^[4]将补气技术引进电气化轨道车辆的空气源热泵系统中,结果表明:在环境温度为-5℃ 时,制热 COP 为 2.18,在-20℃ 时,制热 COP 为 1.92,与普通的车辆热泵系统相比,制热能力分别提高了 12.6% 和 19.3%。Wei Wenzhe 等^[5]研究了带有经济器的变流量热泵系统,结果表明:在室外温度为-22.5~7.5℃ 时,系统采暖效果良好,在室外温度降至-28.7℃ 时,系统运行平稳。C. W. Roh 等^[6]实验对比分析了单独以及在复叠式系统的低压循环及高压循环中同时使用补气技术对系统总体性能的影响,结果表明喷气可提高低压级或高压级循环的制热、制冷性能,但对 COP 影响并不明显。J. Heo 等^[7]将联合闪蒸器与过冷器引入准二级压缩热泵系统中,利用电子膨胀阀来调控系统中制冷剂的流量,可提高系统的能效比。许树学等^[8]搭建了以 R32 为制冷剂的经济器热泵系统实验台,测试结果表明:补气技术能使系统的排气温度显著降低,且制热量和制热 COP 均有所提高。郑泽顺等^[9]对 R32 单元式空调机的实验研究表明补气技术能有效降低系统的排气温度,提升制冷量。可知中间补气技术的核心在于压缩机的补气增焓环节。因此,开展压缩机补气相关结构设计和补气控制策略的研究具有重要的意义和实用价值。

目前,已有学者对 R32 经济器热泵系统进行实验研究,但所涉及的工况仍较少,不同环境条件下所应采取的最佳中间补气参数及相应的系统性能尚不明确。因此,本文采用系统仿真的方法进行研究,首先建立了一套以 R32 为制冷剂、采用涡旋压缩机的经济器空气源热泵系统的数学模型,利用 MATLAB 编程求解,实验结果验证了仿真结果的可靠性之后,通过大量的仿真实验,定量分析了中间喷气压力、准一级压缩内容积比对中间喷气量的影响,得到不同环境温度下,相对喷气压力和中间喷气压力的关系,以及中间喷气量对系统性能的影响,为补气控制策略的优化研究提供了参考。

1 模型建立

1.1 经济器热泵系统原理

经济器热泵系统流程和循环压焓图如图 1 所示。冷凝器出口的制冷剂分为两路,经过膨胀阀 1 节流的一路称为补气回路,另一路称为主回路。大部分液态制冷剂进入主回路,流过经济器放热成为过冷液体,再经过膨胀阀 2 节流降压后进入蒸发器吸热成为气态制冷剂,然后被吸入压缩机进行准一级压缩。少量制冷剂经补气回路的膨胀阀 1 节流降压后进入经济器,与主回路制冷剂换热,成为中压气态制冷剂,喷入压缩机冷却压缩腔,冷却准一级压缩后的制冷剂;压缩机对混合后的制冷剂进行准二级压缩,排气温度显著下降。由于中间补气增大了进入冷凝器的制冷剂流量,制热量提高。因此,有望拓宽压缩机的可运行温度范围。

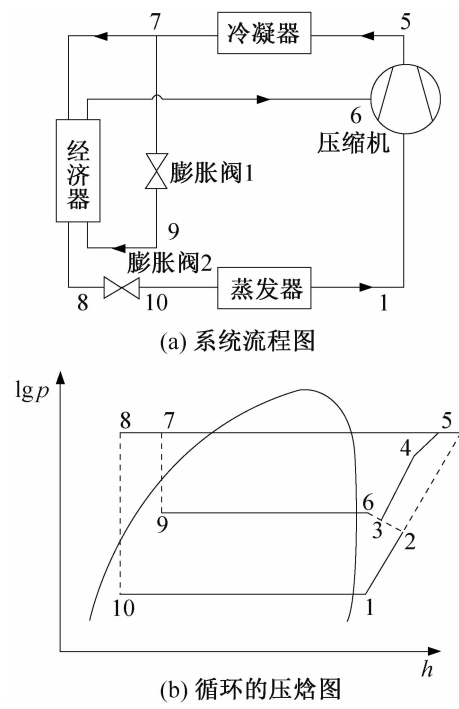


图 1 经济器热泵系统基本原理
Fig. 1 Principle of enhanced vapor injection air-source heat pump system

1.2 压缩机模型

补气回路中的制冷剂经经济器换热后喷入增设了喷气口的涡旋压缩机,即增加了中间喷气环节。压缩机中进行准二级压缩,即初级压缩和二级压缩,中间还包含一个中间补气环节。

1) 初级压缩。压缩机吸入蒸发器出口的低压制冷剂蒸气(状态 1),等熵压缩为中低压制冷剂(状态 2)。压缩机吸气量:

$$\dot{m}_{in,com} = \frac{f_v V_{th} n \rho_1}{60} \quad (1)$$

准一级压缩内容积比:

$$\varepsilon_{v1} = \frac{V_{th}}{V_2} = \frac{v_1}{v_2} \quad (2)$$

准一级压缩压力比:

$$\varepsilon_1 = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k \quad (3)$$

式中: $\dot{m}_{in,com}$ 为压缩机吸气质量流量, kg/s; f_v 为容积效率, 涡旋压缩机高于 0.95^[10], 取 0.965; V_{th} 为压缩机理论吸气容积, m³/r; n 为压缩机转速, r/min; ρ_1 为压缩机吸气口处制冷剂密度, kg/m³; k 为等熵指数, 对于 R32, $k = 1.4$ ^[11]; p_1 、 v_1 分别为吸气刚结束时制冷剂的压力 (kPa)、比容 (m³/kg); p_2 、 v_2 、 V_2 分别为准一级压缩结束时制冷剂压力 (kPa)、比容 (m³/kg) 以及压缩腔的体积 (m³)。

2) 中间补气压缩环节。可视为变质量、变容积、变温度的非稳态流动过程。来自经济器补气回路的制冷剂 (状态 6) 经过补气口进入压缩机内部的工作腔, 与初级压缩后的气体 (状态 2) 混合, 动涡旋盘转动, 边混合边压缩, 直到工作腔与补气口分离, 此时达到混合状态 (状态 3), 混合后的压力取决于补气口的形状和位置。

相对喷气量:

$$b = \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_{in,com}} = \frac{(p_3 - p_2) v_2}{RkT_6} \quad (4)$$

相对喷气压力:

$$d = \frac{p_6}{\sqrt{p_1 p_5}} \quad (5)$$

喷气过程内容积比:

$$\varepsilon_{vb} = \frac{V_2}{V_3} \quad (6)$$

考虑补气过程中的压力损失, 混合后制冷剂的压力为:

$$p_3 = p_2 + (p_6 - p_2) l_p \quad (7)$$

根据热力学第一定律:

$$u_3 = \frac{u_2 + bh_6}{(1 + b)} \quad (8)$$

式中: $\dot{m}_b$ 为压缩机中间补气质量流量, kg/s; p_6 、 T_6 、 h_6 分别为压缩机的中间喷气压力 (kPa)、温度 (K) 和焓值 (kJ/kg); R 为制冷剂气体常数, 对 R32 取 162.7 J/(kg·K); p_5 为冷凝压力, kPa; p_3 、 u_3 、 V_3 分别为喷气与压缩机内制冷剂混合后的压力 (kPa)、热力学能 (kJ/kg)、压缩腔的容积 (m³); u_2 为准一级压

缩结束时的制冷剂热力学能, kJ/kg; l_p 为压力损失系数, 取 0.2~0.4^[12]。

3) 补气后的准二级压缩。压缩机补气口与工作腔脱离后, 工作腔内混合后的制冷剂 (状态 3) 依靠基元容积的缩小进一步被等熵压缩至状态 4, 即工作腔与排气腔相连接时排入冷凝器。

容积比:

$$\varepsilon_{v2} = \frac{V_3}{V_4} = \frac{v_3}{v_4} \quad (9)$$

压力比:

$$\varepsilon_2 = \frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k \quad (10)$$

压缩机固定容积比:

$$\varepsilon_v = \varepsilon_{v1} \varepsilon_{vb} \varepsilon_{v2} \quad (11)$$

式中: v_3 为喷气与压缩机内制冷剂混合后的比容, m³/kg; p_4 、 v_4 、 V_4 分别为准二级压缩结束时的压力 (kPa)、比容 (m³/kg) 和压缩腔容积 (m³); ε_v 为压缩机固定容积比, 根据样机样本取值为 3.34。

1.3 蒸发器模型

在冬季, 室外翅片管式换热器作为蒸发器, 管内两相态的制冷剂从叉流流过翅片管外的空气中吸热而气化成为过热态蒸气。对两相区段和过热区段分别建模。

1) 换热方程

管翅式蒸发器管壁存在热容, 实际上制冷剂侧的吸热量并不等于空气侧的放热量, 且制冷剂含润滑油后传热性能会改善, 建模时近似认为管内外吸、放热量间存在如下关系^[13]:

$$Q_a = 0.9 Q_r \quad (12)$$

式中: 制冷剂侧换热量 $Q_r = \dot{m}_r (h_{r1} - h_{r2}) = LA_n \alpha_r (t_{r1} - t_{r2})$, 空气侧放热量 $Q_a = \dot{m}_a (h_{a1} - h_{a2}) = LA_n \alpha_a \xi (t_{a1} - t_{a2})$; $\dot{m}_r$ 、 $\dot{m}_a$ 分别为换热器管内制冷剂的质量流量和管外空气流量, kg/s; h_{r1} 、 h_{r2} 、 t_{r1} 、 t_{r2} 分别为换热器管内制冷剂的进出口焓值 (kJ/kg) 和温度 (K); h_{a1} 、 h_{a2} 、 t_{a1} 、 t_{a2} 分别为换热器管内空气的进出口焓值 (kJ/kg) 和温度 (K); L 为管长, m; A_n 为每米管长管内传热面积, m²; 对于过热区, α_r 为管内过热制冷剂蒸气的对流换热表面传热系数, W/(m²·K); α_a 为空气侧表面传热系数, W/(m²·K), 可采用如下关联式^[13]计算:

$$Nu_r = 0.023 Re_r^{0.8} Pr_r^{0.4} \quad (13)$$

式中: $Nu_r = \frac{\alpha_r d_i}{\lambda_r}$, $Re_r = \frac{u_r d_i}{\mu_r}$, d_i 为管内径, mm; Re_r 为制冷剂雷诺数; u_r 为质量流速, kg/(m²·s); μ_r

为动力黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; Pr_r 为制冷剂普朗特数; λ_r 为制冷剂的导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; ξ 为空气析湿系数。

对于两相区, α_r 为管内制冷剂的蒸发沸腾换热表面传热系数, 可采用如下关联式^[14]计算:

$$\frac{\alpha_r}{\alpha_l} = c_1 (c_0)^{c_2} (25F_{rl})^{c_5} + c_3 (Bo)^{c_4} F_{ll} \quad (14)$$

式中: $\alpha_l = 0.023 \left[\frac{u_r(1-x)d_i}{\mu_{r,l}} \right] \frac{Pr_r^{0.4} \lambda_{r,l}}{d_i}$ 为液相制冷剂单独流过管内的表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$;
 $F_{rl} = \frac{u_r^2}{9.8\rho_l^2 d_i}$ 为液相制冷剂弗劳德数; F_{ll} 为制冷剂性质的无量纲数, 取 $2.2^{[14]}$; $\mu_{r,l}$ 、 $\lambda_{r,l}$ 分别为制冷剂液相的动力黏度 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$) 和导热系数 ($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$); Bo 为沸腾特征数; $c_0 = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)$ 为对流特征系数; x 为干度; ρ_g 、 ρ_l 分别为两相区气态、液态制冷剂密度, kg/m^3 ; $c_0 \leq 0.65$ 时, $c_1 = 1.1360$, $c_2 = -0.9$, $c_3 = 667.2$, $c_4 = 0.7$, $c_5 = 0.3$; $c_0 > 0.65$ 时, $c_1 = 0.6683$, $c_2 = -0.2$, $c_3 = 1.058$, $c_4 = 0.7$, $c_5 = 0.3$ 。

2) 空气侧表面传热系数

对于波纹翅片管式换热器, 空气侧的对流表面传热系数采用如下关联式^[13]计算:

$$Nu_a = 0.982 Re_a^{0.424} \left(\frac{s_0}{d_b} \right)^{-0.0887} \left(\frac{N_g s_2}{d_b} \right)^{-0.159} \quad (15)$$

式中: $Nu_a = \frac{\alpha_a d_o}{\lambda_a}$, $Re_a = \frac{u_{\max} d_o}{\mu_a}$; $u_{\max} = \frac{u_f}{\varepsilon}$ 为最小截面的流速^[15], $\varepsilon = \frac{(s_1 - d_o)(s_0 - \delta_c)}{s_1 s_0}$ 为净面比; δ_c 为翅片厚度, m ; u_f 为迎面风速, m/s ; Re_a 为翅片最窄界面的雷诺数; s_0 为翅片间距, m ; d_b 为翅根直径, m ; N_g 为沿气流方向的管排数; s_1 为垂直于气流方向的管间距, m ; s_2 为沿气流方向的管间距, m ; λ_a 和 μ_a 分别为空气的导热系数 ($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$) 和动力黏度 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$); d_o 为微元最窄截面的当量直径, m 。

当换热盘管表面的温度低于流经盘管的空气的露点温度时, 翅片管式蒸发器外表面的湿空气会析湿, 故引入析湿系数对换热量进行修正, 计算式^[13]为:

$$\xi = \begin{cases} 1 + 2.460 \frac{d_a - d_{wa}}{t_a - t_{wa}} & d_a > d_{wa} \\ 1 & d_a \leq d_{wa} \end{cases} \quad (16)$$

式中: d_a 为湿空气平均含湿量, $\text{g}/(\text{kg}$ 干空气); d_{wa} 为换热管周围空气处于露点温度时的含湿量, $\text{g}/(\text{kg}$ 干空气); t_a 为湿空气的平均温度, $^{\circ}\text{C}$; t_{wa} 为换

热管周围空气层的露点温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

1.4 冷凝器模型

在冬季, 室内翅片管式换热器作为冷凝器, 压缩机出口的制冷剂进入其中与室内空气换热而冷却冷凝, 空气吸收制冷剂放出的热量而升温。以冷凝压力下制冷剂的饱和气态及饱和液态为节点, 将冷凝器内制冷剂经过的过热区、两相区和过冷区分区建模, 对空气侧也相应进行分区。

在过热区及过冷区, 管内制冷剂侧的表面传热系数采用 Dittus-Boelter 换热关联式求解^[13]:

$$Nu_{gc,r} = 0.023 Re_{gc,r}^{0.8} Pr_{gc,r}^{0.3} \quad (17)$$

式中: $Nu_{gc,r}$ 、 $Re_{gc,r}$ 、 $Pr_{gc,r}$ 分别为过热区及过冷区制冷剂的努塞尔数、雷诺数和普朗特数。

在两相区, 制冷剂 R32 的冷凝放热系数采用以下关联式^[13]确定:

$$\alpha_{gc,r,tp} = \alpha_{gc,r} \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{Pr_{gc,r,tp}^{0.38}} \right] \quad (18)$$

式中: $\alpha_{gc,r}$ 为两相区制冷剂的表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$; x 为干度; $Pr_{gc,r,tp}$ 为两相区制冷剂普朗特数。

冷凝器空气侧的表面传热系数仍采用关联式 (15)^[13], 代入冷凝器的相关结构参数计算得到。

1.5 经济器模型

根据能量守恒原理, 对于经济器有:

$$\dot{m}_{in,com}(h_7 - h_8) = \dot{m}_b(h_6 - h_9) \quad (19)$$

结合式 (4), 化简可得: $(1+b)h_7 = h_8 + bh_6$

根据实验数据^[16]可得: $t_7 = t_8 + \Delta t$, 其中 Δt 取 5°C , h_7 、 h_8 、 t_7 、 t_8 分别为制冷剂冷凝结束和过冷后焓值 (kJ/kg) 和温度 (K); h_9 为经济器辅助回路进口处制冷剂焓值, kJ/kg 。

1.6 热力膨胀阀模型

根据蒸发器出口制冷剂蒸气的过热度及膨胀阀的流量特性, 自动调节热力膨胀阀孔开度, 从而调节制冷剂流量, 流量采用式 (20) 计算^[17]:

$$\dot{m}_{in,com} = C_D A_{val} \sqrt{2\rho_{in}(p_5 - p_1)} \quad (20)$$

式中: A_{val} 为膨胀阀流通面积, m^2 , 采用文献^[14]中的经验公式 $A_{val} = (7.98 + 3.49\Delta t_{sh}) \times 10^{-6}$ 计算; Δt_{sh} 为制冷剂进口温度差, K ; ρ_{in} 为制冷剂液体进口密度, kg/m^3 ; C_D 为流量系数, 由其进、出口制冷剂液体密度或比容 (两相制冷剂干度) 等决定, 根据以下经验公式^[18]计算:

$$C_D = 0.02005\sqrt{\rho_{in}} + 0.634 v_{out,val} \quad (21)$$

式中: $v_{out,val}$ 为制冷剂出口比容, m^3/kg 。

1.7 系统模型求解

经济器热泵系统中增加了一个并联的制冷剂辅助管路,构成了多回路制冷剂系统。基于上述模型,运用 MATLAB 软件编程计算,调用 Refprop 程序计算 R32 的物性参数。仿真时先输入机组的结构参数和运行条件,从压缩机模型开始,按照制冷剂流经的部件,依次调用冷凝器、膨胀阀、经济器等部件的模型,构成完整的系统仿真流程,以部件间制冷剂流量的耦合关系来判定仿真计算是否收敛,稳态工况仿真流程如图 2 所示。

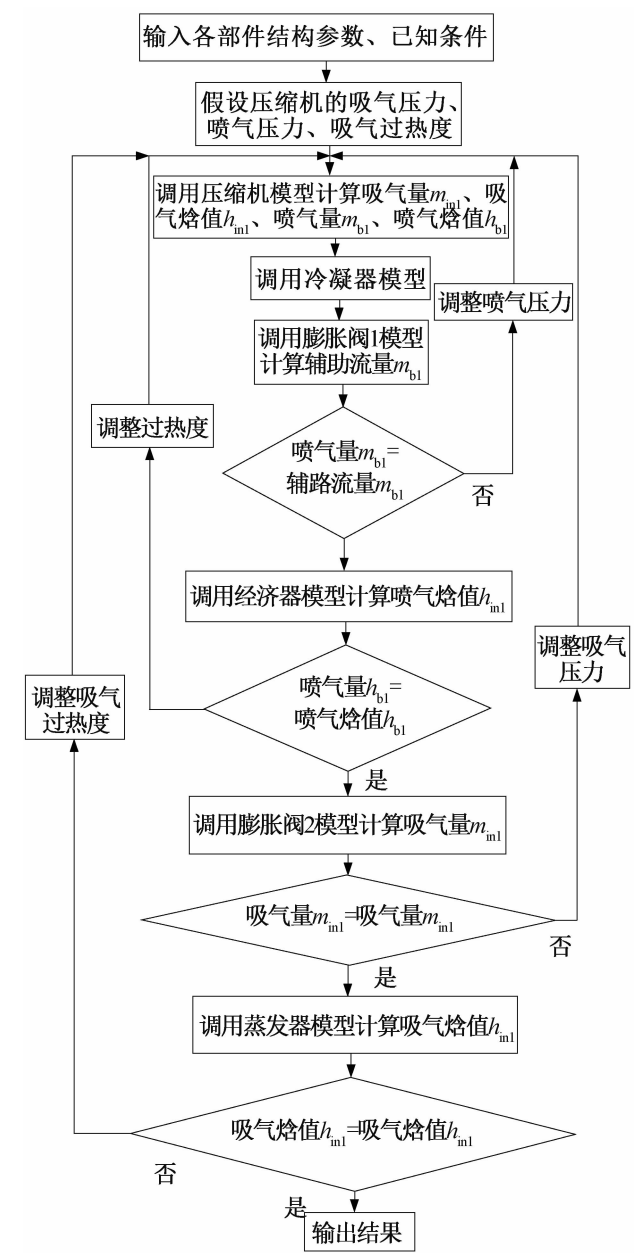


图 2 经济器热泵系统稳定工况仿真流程图
Fig. 2 Flow chart of simulation of the enhanced vapor injection air-source heat pump system under stable working conditions

2 模型的实验验证

为了验证所建立数学模型仿真结果的准确性,根据实验用的经济器热泵系统的结构参数和实验条件^[11]来完善模型。该热泵系统的全封闭涡旋压缩机采用 R32 为制冷剂,额定制热量为 20.4 kW,排气容积为 53.6 cm³/r,转速为 2 900 r/min;室外为 L 型风冷式铝箔波纹翅片管式换热器,管径为 9.52 mm,壁厚为 0.35 mm,单根管长为 0.92 m,2 个管列,分 8 路供液。室内侧为铝箔波纹翅片管式换热器,管列数为 6,管径为 9.52 mm,壁厚为 0.35 mm。热力膨胀阀为 TGEL4.5 型。热泵系统的最低允许工作温度为-40℃。模拟时,最初假定压缩机的吸气过热度为 11℃,冷凝器出口过冷度为 2℃,容积效率为 0.98,冷凝温度为 40℃。对实验工况进行模拟,将所获得的压缩机排气温度、制热量、压缩机功率、COP 等参数与实测值进行对比,如图 3 所示。

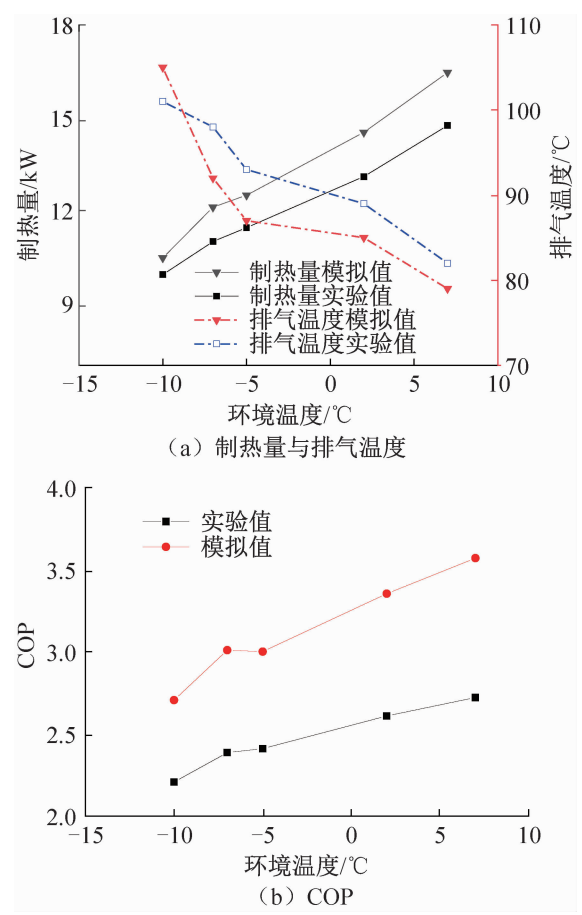


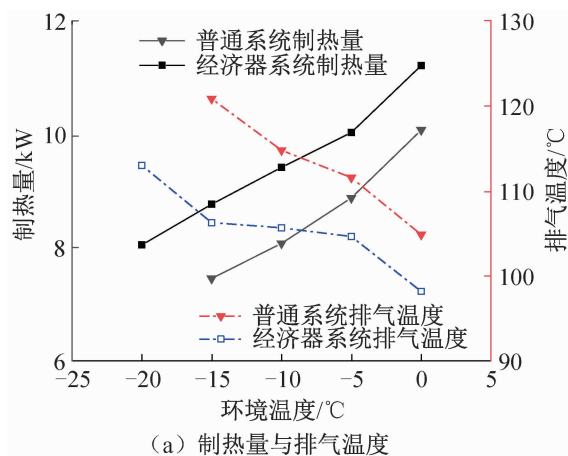
图 3 各参数的模拟值与实验值对比
Fig. 3 Comparison of the simulated and measured values of each parameter

由图 3 可知,系统制热量、制热 COP 以及排气温度的模拟值与实测值均存在偏差,但总体变化趋势一

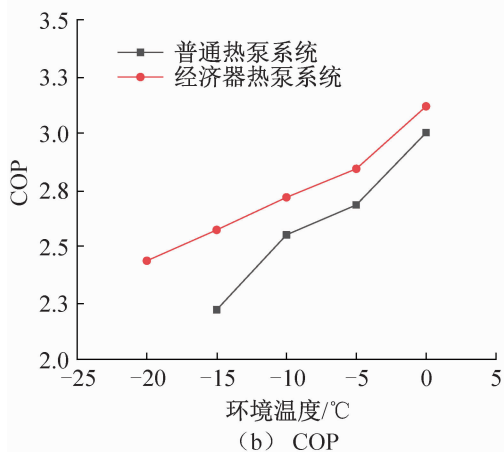
致。制热量、制热 COP 均随环境温度的升高而升高,而排气温度却随之降低。模拟时由于忽略涡旋盘内制冷剂气体实际可能发生的泄漏、制冷剂沿程和局部阻力损失,且视压缩过程为等熵过程并引入等熵效率、补气压力损失系数等,以及压缩机吸气口制冷剂气体过热度的假定值与实际值存在一定偏差等原因,均会导致模拟值偏离实测值。但二者的偏差均在工程可接受的精度范围内,表明该模型可用于预测机组在不同条件下的运行状态和性能,进行运行性能优化研究。

3 带经济器的热泵与普通热泵系统性能对比

通过对比模拟结果,分析低温环境下经济器热泵系统和普通热泵系统的制热运行特性,对比结果如图 4 所示。



(a) 制热量与排气温度



(b) COP

图 4 经济器热泵系统与普通热泵系统性能指标对比
Fig. 4 Comparison of performance indexes between the heat pump system with vapor injection and common heat pump system

由图 4 可知,经济器热泵系统较普通热泵系统,制热量和 COP 更高,排气温度更低。这是因为经济器热泵系统增加了辅助回路,可使室外低温环境下系统中制冷剂的总循环流量增大,导致制热量、COP 提

高,且中间补气有效降低了排气温度。即使在环境温度低至 -15 、 -20 °C 的工况下,经济器热泵系统的制热量、COP 仍高于普通热泵系统,且排气温度低于 120 °C。由此可见,经济器热泵系统在低温工况下运行具有一定优势。

4 经济器热泵系统中间补气参数的优化及分析

4.1 结构和运行参数对中间喷气量的影响

相对喷气量反映涡旋压缩机中间喷入蒸气与压缩腔所吸入的蒸气的质量流量之比,直接影响经济器热泵系统的性能。但相对喷气量是一个中间参数,由结构参数准一级压缩内容积比、运行参数喷气压力以及环境参数共同决定。因此,研究相对喷气量随环境温度、准一级压缩内容积比及喷气压力的变化规律,有助于针对不同的环境温度提出相应的最佳准一级压缩内容积比和喷气压力设定值,以调控相对喷气量至最佳值,从而获得最佳系统性能。

4.1.1 准一级压缩内容积比对中间喷气量的影响

相对喷气量的大小还与压缩机腔内补气起始位置有关,起始补气位置决定着准一级内容积比的大小。选择合适的准一级压缩内容积比十分重要。图 5 所示为相对喷气量随喷气压力的变化。由图 5(a)可知,环境温度为 -20 °C 时,5 种不同准一级压缩内容积比的系统,其相对喷气量均随喷气压力近似线性增大。一定的喷气压力下,若准一级压缩内容积比越大,即补气起始位置越靠后,则补气量越少。因此,对于工作于较低温环境中的经济器热泵系统,不宜选取准一级压缩内容积比较大的压缩机。对于环境温度会低至 -20 °C 的地区,本文建议宜采取准一级压缩内容积比为 1.1 的经济器热泵系统。

4.1.2 环境温度对中间喷气量的影响

压缩机的中间喷气量与热泵工作的环境温度密切相关。基于仿真结果,由图 5(b)可知,准一级压缩内容积比为 1.1 时,不同环境温度下的相对喷气量均随喷气压力增加而近似线性增大,而且在一定的喷气压力下,环境温度越低,相对喷气量越大;当环境温度低于 -10 °C 时,相同的环境温降会引起更大的相对喷气量增幅。这是因为随室外环境温度的降低,系统的蒸发压力下降,若设定的喷气压力不变,则中间喷气压力与蒸发压力间的差值将增大,导致压缩机补气量增加,即系统相对喷气量增加。

4.2 相对喷气量对系统性能的影响

图 6(a)~图 6(d)所示为准一级压缩内容积比为 1.1 时,不同室外环境温度下系统制热量、功耗、制

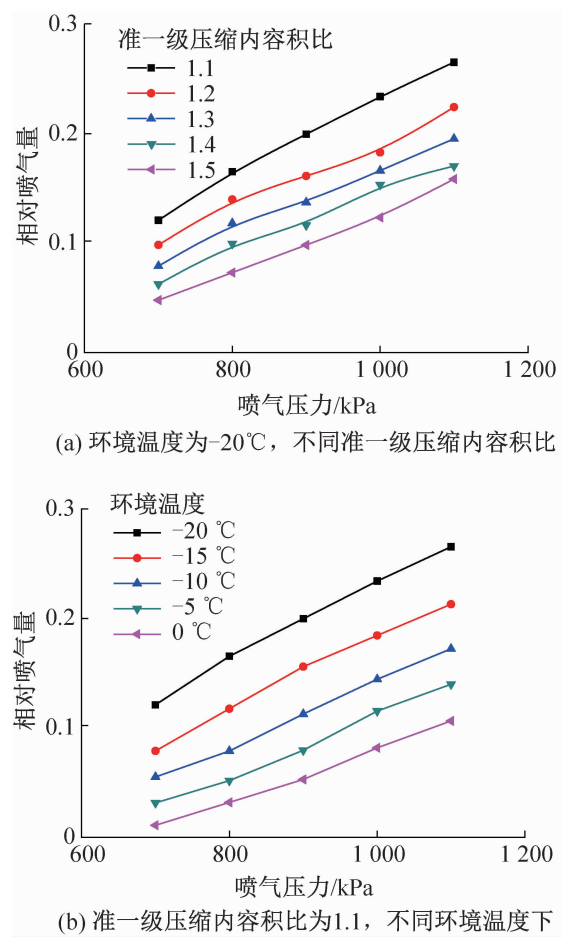


图 5 相对喷气量随喷气压力的变化

Fig. 5 Relative vapor injection rate changes with vapor injection pressure

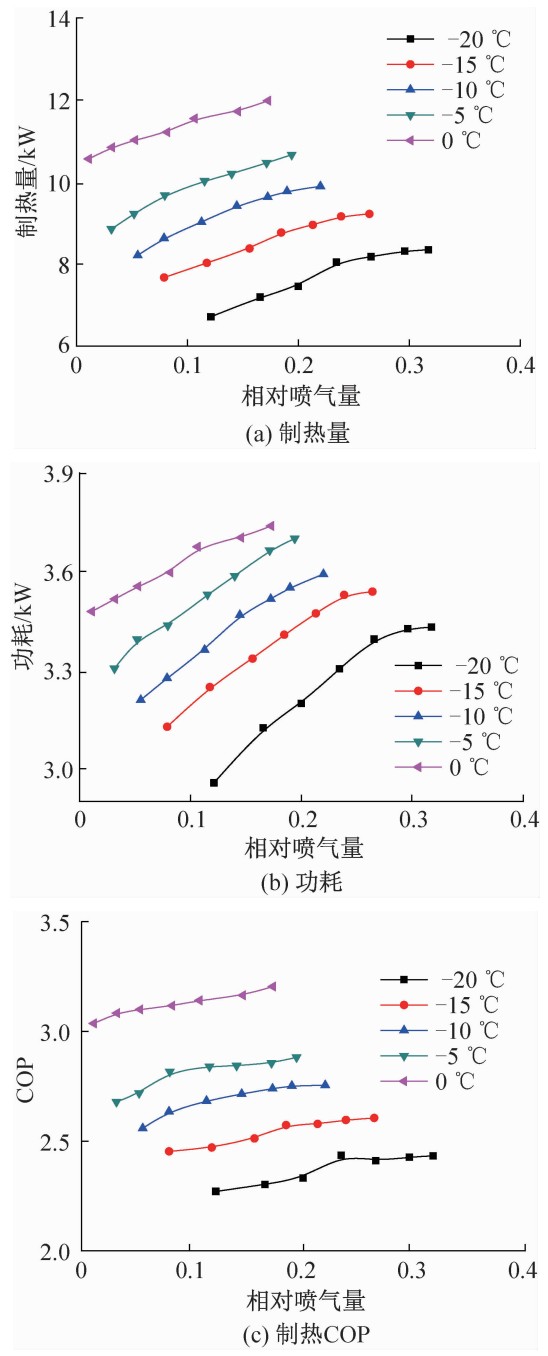
热 COP 以及排气温度随相对喷气量的变化。由图 6 可知,各环境温度下,制热量均随相对喷气量的增加而增加,系统的功耗也增大,制热 COP 略有提高,而排气温度明显降低。即使在-15、-20 °C 的低温环境下,系统也能正常运行,COP 在 2.0 以上,而且合理的补气也可保证排气温度不会高于 120 °C,符合涡旋压缩机安全运行的要求。这是因为补气量增加会使进入冷凝器的制冷剂流量增加,有效提高了系统的制热量,而喷气量增加,压缩机的总输气量也增加,且喷气量的增加会明显改善准二级压缩前的冷却效果,使压缩机排气温度降低,排气焓值减小,但总输气量对压缩机功耗的影响更显著,导致其功耗随相对喷气量的增加而增大,而制热 COP 随相对喷气量的增加仅略有提高。

此外,环境温度较高时,即使相对喷气量很小,系统的性能也较好;环境温度很低时,必须有足够的相对喷气量才能保证系统的可靠运行,使性能不会显著下降。即在不同的环境温度下,存在不同的最佳相对喷气量,使系统制热 COP 最大,且该值随着环境温度

降低而增大。由图 6 可知,当环境温度低于-10 °C 时,最佳相对喷气量在 0.22~0.33 之间;当环境温度为-10~-5 °C 时,最佳相对喷气量在 0.20~0.22 之间;当环境温度高于-5 °C 时,最佳相对喷气量为 0.18~0.20。

4.3 相对喷气压力对中间喷气量的影响

对于经济器热泵系统,可采用中间喷气压力作为监测量,预置一设定值,根据工况条件调节相对喷气压力,使相对喷气量达到最佳值,以获得最佳的运行性能。但因热泵系统规格和运行条件不同,设定喷气压力的情况下,相对喷气压力会随环境温度而变化,则需要选定合适的中间喷气压力设定值。根据式



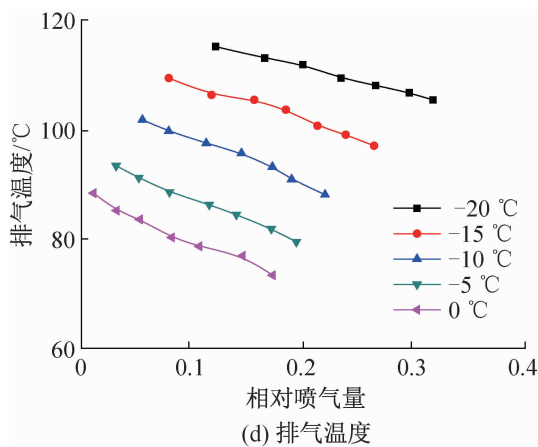


图 6 不同环境温度下热泵各性能指标随相对喷气量的变化
Fig. 6 Various performance indexes of the heat pump change with the relative vapor injection rates at different ambient temperatures

(5) 定义的相对喷气压力,图 7 所示为准一级压缩内容积比为 1.1 时,不同环境温度下相对喷气量随相对喷气压力的变化。由图 7 可知,相对喷气量随相对喷气压力的提高而增大,且环境温度越低,相应的最佳相对喷气量越高。当环境温度低于 $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,最佳相对喷气压力在 0.98~1.31 之间;当环境温度为 $-10\sim-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,最佳相对喷气压力在 0.9~0.98 之间;当环境温度高于 $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,最佳相对喷气压力为 0.85~0.9。根据最佳相对喷气压力绘制相应的喷气压力随环境温度变化的散点图,如图 8 所示,拟合得到如式 (22) 所示的喷气压力关于环境温度的曲线,相关系数为 0.954 64。以该喷气压力作为相应环境温度下的喷气压力设定值。

$$p_{\text{set}} = 1\,114 - 8.8t_0 \quad (22)$$

式中: p_{set} 为喷气压力设定值, kPa; t_0 为环境温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

5 结论

本文建立了使用 R32 制冷剂带经济器的中间补气热泵系统的数学仿真模型,研究其运行特性,并通过文献[11]中的实验进行了验证,分析和优化了系统的中间补气参数,得到如下结论:

1) 与普通热泵系统相比,经济器热泵系统在环境温度低至 -15 、 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时仍能正常运行,且制热量、COP 较高,压缩机的排气温度低于 $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

2) 在不同环境温度下,随着相对喷气量的增加,系统制热量及制热 COP 呈先显著升高后升高变缓的趋势,故压缩机存在一个最佳相对喷气量。在最佳相对喷气量下,经济器热泵系统低温工况的运行可靠性

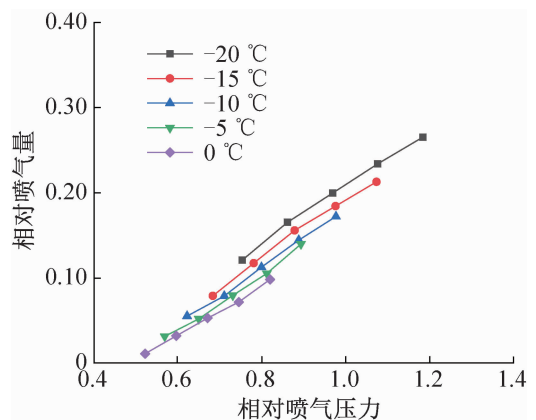


图 7 不同环境温度下的相对喷气量随相对喷气压力的变化
Fig. 7 Relative vapor injection rate changes with relative vapor injection pressure at different ambient temperatures

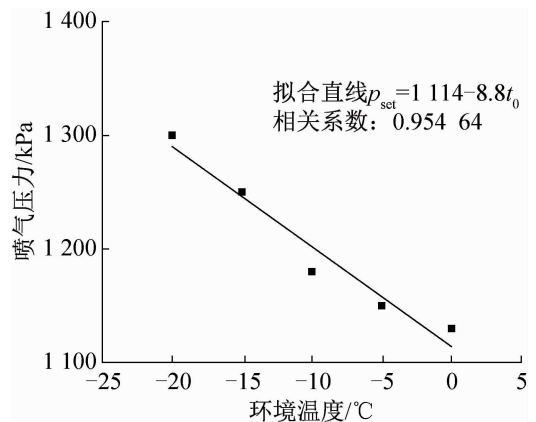


图 8 喷气压力随环境温度的变化
Fig. 8 Vapor injection pressure changes with ambient temperature

会显著提高。

3) 在低温环境下,准一级压缩内容积比越大,相对喷气量越小,故不宜选择准一级压缩内容积比过大的压缩机用于低温环境。经济器热泵系统的准一级压缩内容积比为 1.1 时,整体性能较好。

4) 对于压缩机准一级压缩内容积比为 1.1 的热泵系统,当环境温度低于 $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,最佳相对喷气量和最佳相对喷气压力分别在 0.22~0.33 和 0.98~1.31 之间;当环境温度为 $-10\sim-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,则分别在 0.20~0.22 和 0.9~0.98 之间;当环境温度高于 $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,则宜分别在 0.18~0.20 和 0.85~0.9。

参考文献

- [1] UMEZU K, SUMA S. Heat pump room air-conditioner using variable capacity compressor[J]. ASHRAE Transactions, 1984, 90:335-349.
- [2] 史琳, 朱明善. 家用/商用空调用 R32 替代 R22 的再分

- 析[J]. 制冷学报, 2010, 31(1):1-5. (SHI Lin, ZHU Mingshan. Re-analysis on using R32 to substitute for R22 in household commercial air-conditioning[J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(1):1-5.)
- [3] XU Xing, HWANG Y, RADERMACHER R. Refrigerant injection for heat pumping/air conditioning systems: literature review and challenges discussions [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(2): 402-415.
- [4] HAN Xinxin, ZOU Huiming, KANG Wei, et al. Experimental investigation on vapor injection ASHP for electric rail vehicles in cold region[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 153:473-482.
- [5] WEI Wenzhe, NI Long, XU Laifu, et al. Application characteristics of variable refrigerant flow heat pump system with vapor injection in severe cold region [J]. Energy and Buildings, 2020, 211:109798.
- [6] ROH C W, KIM M S. Effect of vapor-injection technique on the performance of a cascade heat pump water heater [J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 38(1): 168-177.
- [7] HEO J, JEONG M W, BAEK C, et al. Comparison of the heating performance of air-source heat pumps using various types of refrigerant injection[J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(2):444-453.
- [8] 许树学, 马国远, 赵博, 等. 以 R32 为工质的准二级压缩热泵系统实验研究[J]. 制冷学报, 2011, 32(5):12-14. (XU Shuxue, MA Guoyuan, ZHAO Bo, et al. Experimental research on quasi two-stage compression heat pump using R32[J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(5):12-14.)
- [9] 郑泽顺, 林小苗. 带有喷气冷却的 R32 风冷单元式空调机性能实验研究[J]. 制冷与空调(北京), 2013, 13(1): 52 - 54. (ZHENG Zeshun, LIN Xiaomiao. Experimental study on performance of R32 air-cooled unitary air conditioner with vapor-injected[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2013, 13(1):52-54.)
- [10] 吴业正, 李红旗, 张华. 制冷压缩机[M]. 北京:机械工业出版社, 2011:128-129. (WU Yezheng, LI Hongqi, ZHANG Hua. Refrigeration compressor[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2011:128-129.)
- [11] 张新玉. R32 中间补气压缩空气源热泵性能研究[D]. 天津: 天津商业大学, 2015. (ZHANG Xinyu. Investigation on performance of economized vapor injection air source heat pump system using refrigerant R32[D]. Tianjin: Tianjin University of Commerce, 2015.)
- [12] 赵会霞. 涡旋压缩机闪发器热泵系统的理论分析与实验研究[D]. 北京:北京工业大学, 2005. (ZHAO Huixia. Theoretical analysis and experimental study on heat pump system with flash-tank coupled with scroll compressor[D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2005.)
- [13] 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, 2001:29-56. (DING Guoliang, ZHANG Chunlu. Simulation and optimization of refrigeration and air-conditioning equipment [M]. Beijing: Science Press, 2001:29-56.)
- [14] 刘沙. 小型空气源热泵热水器的仿真研究[D]. 武汉:华中科技大学, 2013. (LIU Sha. Simulation of small-scale air source heat pump water heater[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2013.)
- [15] 赵德印. 小型制冷装置模拟研究[D]. 南京:南京理工大学, 2004. (ZHAO Deyin. Simulation of small refrigeration unit [D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2004.)
- [16] 宫金珠. 准二级压缩空气源热泵系统的性能仿真与实验研究[D]. 南京:南京师范大学, 2009. (GONG Jinzhu. Performance simulation and experimental study of quasi-two-stage compressed air source heat pump system [D]. Nanjing: Nanjing Normal University, 2009.)
- [17] 李洪. 污水源热泵机组模型与仿真[D]. 济南:山东建筑大学, 2006. (LI Hong. Model and simulation of sewage source heat pump unit[D]. Jinan: Shandong University of Architecture and Engineering, 2006.)
- [18] WILE D D. The measurement of expansion valve capacity [J]. Refrigeration Engineering, 1935(8):1-81.

通信作者简介

赵蕾,女,博士,教授,西安建筑科技大学建筑设备科学与工程学院,13201861435,E-mail: zhaolei@xauat.edu.cn。研究方向:建筑及暖通空调节能新技术研究。

About the corresponding author

Zhao Lei, female, Ph. D., professor, School of Building Services Science and Engineering, Xi'an University of Architecture and Technology, + 86 13201861435, E-mail: zhaolei@xauat.edu.cn. Research fields: energy saving technology for building and HVAC & R.