

文章编号:0253-4339(2019)04-0037-09

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2019.04.037

喷气增焓空气源热泵补气量对系统性能的影响

冉小鹏¹ 翟晓强¹ 骆琼²

(1 上海交通大学机械与动力工程学院 上海 200240; 2 靖江市春意空调制冷设备有限公司 泰州 214522)

摘要 空气源热泵在较低的环境温度下会产生压比大、排气温度高、循环性能差等现象,喷气增焓 EVI(enhanced vapor injection)技术可以改善空气源热泵在低温下的运行特性。本文首先建立了 EVI 空气源热泵的数值仿真模型,并搭建了实验台对仿真实验数据进行验证并在此模型的基础上对带 EVI 的空气源热泵系统的补气运行特性进行了数值模拟。结果表明:带 EVI 的空气源热泵系统存在最佳相对补气量,可使系统运行最优,当环境温度低于 $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,最佳补气量为 $8\% \sim 10\%$;当环境温度为 $-6 \sim 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,最佳补气量为 $5\% \sim 8\%$;当环境温度高于 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,最佳补气量为 $4\% \sim 5\%$ 。在最佳补气量下,各个工况的相对补气压力在 $0.7 \sim 0.9$ 之间。在最佳补气参数条件下,系统制热量最高提升 33% ,能效最高提升 31% 。

关键词 空气源热泵;喷气增焓;补气量;模拟优化

中图分类号:TB657.5;TB61⁺1

文献标识码:A

Effect of Vapor-injection Mass on System Performance Air-source Heat Pump with Enhanced Vapor Injection

Ran Xiaopeng¹ Zhai Xiaoqiang¹ Luo Qiong²

(1. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China; 2. Jingjiang Chun Yi Air Conditioning and Refrigeration Equipment Co., Ltd., 214522, Taizhou, China)

Abstract Air-source heat pumps suffer from many problems such as high pressure ratio, high discharge temperature, and poor performance at low temperature. The enhanced vapor injection (EVI) technology can improve the performance of an air-source heat pump at low temperature. This study sets up a numerical simulation model of an air-source heat pump system to investigate with the effect of EVI. A test bed is designed to verify the simulation model. The performance of the air-source heat pump with EVI is simulated based on the model. The results demonstrate that an optimal relative vapor-injection mass exists that achieves the highest system energy efficiency. The best range of relative vapor-injection mass is $8\% \sim 10\%$ for the best heating performance when the environment temperature is lower than $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$. The best range of relative vapor-injection mass is $5\% \sim 8\%$ when the environment temperature is from -6 to $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. The best range of relative vapor-injection mass is $4\% \sim 5\%$ when the environment temperature is higher than $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. The corresponding optimal relative vapor-injection pressure is between 0.7 and 0.9 . The heating capacity increases by 33% , and the coefficient of performance increases by 31% under optimal air-injection parameters.

Keywords air-source heat pump; enhanced vapor injection(EVI); vapor injection mass; numerical simulation

近年来,随着“煤改电”政策的推行,中国北方等严寒及寒冷地区需要大量具有超低温运行功能的空气源热泵,超低温空气源热泵技术成为研究热点。空气源热泵在低温下会产生压缩比大、排气温度高、循环性能差、制热量不足等问题^[1]。EVI 技术能有效降低压缩机排气温度,改善空气源热泵在低温下的运行性能,是一种适于北方地区推广使用的超低温空气源热泵技术^[2]。EVI 技术在冷凝器出口增设了补气节流阀,将节流后的低温制冷剂气相部分用于冷却压缩机,使超低温工况下压缩机排气温度不至过高,S. S.

Bertsch 等^[3]的实验机组实现了空气源热泵在 $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境温度下稳定运行,中间补入的制冷剂增大了压缩机出口的制冷剂流量,使进入冷凝器的制冷剂增多,总制冷剂流量增加。J. Heo 等^[4]研究表明相对于无补气系统, $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境温度下 EVI 系统的总流量提高 $30\% \sim 38\%$,总制冷剂流量增加导致制热量和压缩功耗同时增加,但制热量增幅更大,总体表现为系统能效提高。Wang Xudong 等^[5]实验对比带 EVI 的空气源热泵与普通热泵的运行性能,结果表明,在 $-17.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境温度下,使用 R410A 的 EVI 热泵比普通

通热泵制热量提高 30%, COP 提高 20%。合适的补气控制策略能显著提升系统性能, EVI 系统能效随相对补气量和中间压力的增加呈先增加后降低的规律。张森林^[6]研究表明, 使用 R32 的系统在蒸发温度低于 $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 最佳补气压力为 $1.50\sim 1.54\text{ MPa}$ 。Xu Shuxue 等^[7]研究表明, 补气使系统蒸发温度和冷凝温度提高 $0.8\sim 1\text{ }^{\circ}\text{C}$, 同时相对补气量在 $12\%\sim 16\%$ 时, EVI 系统运行在最佳状态。许树学^[8]综合考虑制冷与制热性能, 认为适宜的相对补气压力范围为 $1.1\sim 1.3$ 。藕俊彦等^[9]使用 R417A 制冷剂搭建了 EVI 空气源热泵系统, 研究表明中间压力满足 $p_m = \sqrt{p_o p_k}$ 时, 补气量达到最佳。EVI 技术对不同制冷剂的系统影响也不同, Cao Feng 等^[10]认为在 EVI 系统中, R22/R600a 混合制冷剂表现优于 R22。Wang Xiao 等^[11]实验研究了 R22、R290、R32, 在 EVI 系统中, 3 种制冷剂系统能效分别增加 $2.6\%\sim 3.1\%$ 、 $3.2\%\sim 3.7\%$ 、 $2.9\%\sim 3.1\%$ 。补气增焓压缩机是 EVI 技术的核心, 压缩机补气设计和补气控制策略具有极大的研究价值^[12-13]。

目前国内外学者大多采用实验研究, 而从系统仿真模拟角度进行分析的研究较少。本文搭建了 EVI 空气源热泵系统仿真模型, 利用 MATLAB 编程求解, 采用涡旋压缩机, 设计了一套以 R410A 为制冷剂的 EVI 经济器低温空气源热泵系统, 对仿真模型进行数据验证。基于验证后的模型, 从仿真模拟层面分析了喷气增焓技术对空气源热泵低温运行特性的影响。定量分析了补气量对系统性能的影响, 为补气控制策略研究提供了参考依据。

1 模型建立

1.1 EVI 系统原理

图 1 和图 2 所示分别为 EVI 系统的流程图和压焓图。由图可知, EVI 系统将冷凝器出口的制冷剂分为两路, 经过节流的一路称为补气回路, 另一路称为主回路。经过节流降温的补气回路制冷剂进入经济器与主回路制冷剂换热, 将主回路制冷剂焓值降低, 同时补气回路制冷剂吸热成为低温气态进入压缩机冷却压缩腔。压缩机压缩过程分为初级压缩、中间补气和二级压缩 3 个过程。由于中间补气增大了进入冷凝器的制冷剂流量, 提高了制热量。同时低温制冷剂冷却压缩机, 降低了排气温度, 拓宽了压缩机可运行温度范围。

1.2 压缩机模型

EVI 空气源热泵压缩机压缩过程可分为初级压缩、中间补气混合和二级压缩。对于初级压缩和二级

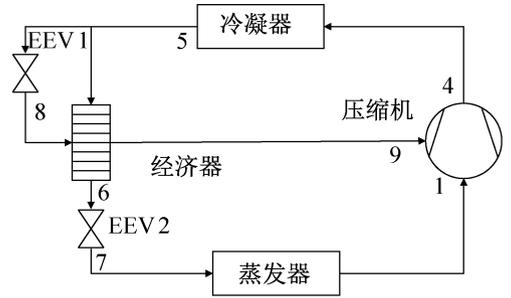


图 1 EVI 系统流程图

Fig.1 Flow chart of enhanced vapor injection system

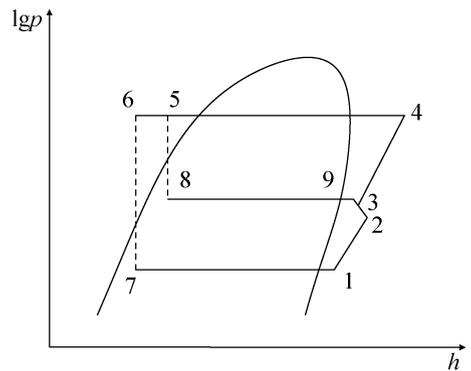


图 2 EVI 系统压-焓图

Fig.2 $\lg p-h$ diagram of enhanced vapor injection system

压缩而言, 压缩过程与单级压缩过程一致, 二级压缩的流量等于初级压缩与中间补气流量之和。单级压缩机模型为:

$$V_{\text{com}} = \lambda V_{\text{th}} \quad (1)$$

$$W_{\text{com}} = \frac{\lambda}{\eta} V_{\text{th}} p_{\text{suc}} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_{\text{dis}}}{p_{\text{suc}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (2)$$

$$T_{\text{dis}} = T_{\text{suc}} \left(\frac{p_{\text{dis}}}{p_{\text{suc}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3)$$

式中: λ 为吸气系数; V_{th} 为理论输气量, m^3/s ; V_{com} 为实际输气量, m^3/s ; W_{com} 为压缩功, W ; η 为电效率; k 为多变指数; T_{dis} 为排气温度, K ; T_{suc} 为吸气温度, K ; p_{dis} 为排气压力, Pa ; p_{suc} 为吸气压力, MPa 。 λ 和 k 均由实验值计算得到。

中间补气过程边混合边压缩, 由于混合过程非常迅速, 假设为等容混合过程。引进压力损失系数表征补气过程中的压力损失^[6], 中间补气混合模型如式(4)~式(6)所示:

$$W_m = \frac{p_3 v_3 (1 + \alpha) - p_2 v_2}{k-1} - \frac{k R \alpha}{k-1} T_9 \quad (4)$$

$$\alpha = \frac{\xi_p v_2 (p_9 - p_2)}{R K T_9} \quad (5)$$

$$\xi_p = \frac{p_3 - p_2}{p_9 - p_2} \quad (6)$$

式中: W_m 为混合压缩功, W; ξ_p 为压力损失系数, 由实验值确定; $p_1 \sim p_9$ 为各点压力, Pa; $v_1 \sim v_9$ 为各点比体积, m^3/kg ; $T_1 \sim T_9$ 为各点温度, K; α 为相对补气量; R 为气体常数; K 为等熵指数。

1.3 冷凝器模型

本文冷凝器采用高效低螺纹管壳管式冷凝器, 罐内内置低螺纹管, 冷却水在螺纹管中流动, 制冷剂外管外凝结, 管内外侧均采用螺纹强化换热。采用集中参数法建立冷凝器模型, 假设条件为: 冷凝器中制冷剂不存在亚稳态, 气相与液相处于热力平衡状态, 即气液两相有相同的饱和压力和温度; 忽略 R410A 的温度滑移; 忽略压降和制冷剂重力的影响; 气相与液相充分混合。建立的模型如下:

1) 制冷剂侧:

$$m_{r,in} = m_{r,out} \quad (7)$$

$$m_r(h_{r,in} - h_{r,out}) = \alpha_o A_o (T_{rm} - T_w) \quad (8)$$

式中: m_r 为制冷剂流量, kg/s; h_r 为制冷剂焓, J/kg; A_o 为管外表面面积, m^2 ; α_o 为管外表面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; T_w 为管壁温度, K; T_{rm} 为制冷剂侧平均温度, K。

2) 水侧:

$$m_{w,in} = m_{w,out} \quad (9)$$

$$m_w c_p \Delta T = \alpha_i A_i (T_w - T_{im}) \quad (10)$$

式中: m_w 为水流量, kg/s; c_p 为水的比热容, $J/(kg \cdot K)$; ΔT 为进出水温差; A_i 为管内表面面积, m^2 ; α_i 为管内表面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; T_w 为管壁温度, K; T_{im} 为水侧平均温度, K。

3) 传热关联式

低螺纹管制冷剂侧蒸气凝结分为蒸气在翅片表面的冷凝传热、蒸气在翅顶的冷凝传热和蒸气在基管上的冷凝传热。蒸气在翅片表面和翅顶的冷凝可看作蒸气在竖直壁上的膜状冷凝, 蒸气在基管上的冷凝可看作蒸气在水平光管的冷凝。利用努塞尔凝结关联式, 将 3 部分换热相加, 得到蒸气在低螺纹管的冷凝平均传热系数, 如式 (11) 所示^[14]:

$$\alpha_k = 0.75 r_s^{0.25} B_m (t_k - t_w)^{-0.25} d_b^{-0.25} Z_f \quad (11)$$

$$Z_f = \frac{f_b}{f_i} + 1.569 \frac{f_T + f_i}{f_i} \left(\frac{d_b}{H} \right)^{0.25} \eta_i^{0.75} \quad (12)$$

式中: r_s 为对应于液膜温度的汽化潜热, J/kg; B_m 为制冷剂液膜组合物性参数; t_k 为冷凝温度, $^{\circ}C$; t_w 为壁温, $^{\circ}C$; d_b 为翅根直径, m; Z_f 为低螺纹管传热的增强系数; f_b 为每米管长翅间管面面积, m^2/m ; f_i

为每米管长管外面积, m^2/m ; f_T 为每米管长翅顶面积, m^2/m ; f_i 为每米管长翅侧面积, m^2/m ; H 为环形翅片当量高度; η_i 为翅片效率。

本文使用的壳管式换热器中, 管为蛇形管, 蛇形管上层产生的冷凝液会对下层冷凝产生影响, 参照多簇水平管的管束修正系数进行修正。努塞尔关联式在计算过程中假定蒸气静止, 忽略蒸气流速对强化换热的影 响, 因此定义速度修正系数 ε_n , ε_m 与制冷剂雷诺数有关。

$$\alpha_n = \varepsilon_n \varepsilon_m \alpha_1 \quad (13)$$

$$\varepsilon_n = \frac{1}{N} \sum_1^z n_i^{0.833} \quad (14)$$

$$\varepsilon_m = 0.46 Re^{0.2} \quad (15)$$

式中: ε_n 为管束修正系数; ε_m 为速度修正系数; N 为等效传热总管数; n_i 为等效每列管排数; z 为等效传热管列数。

单相流体在水平光滑管内充分发展紊流流动, 采用 Gnielinski 公式^[15] 计算, 强化管内的传热系数根据实验数据进行修正。由于本文的水流量及出水温度保持不变, 水侧传热系数波动较小, 可得到较好的修正精度。

1.4 蒸发器模型

1) 蒸发器三区微元模型

翅片管式换热器内制冷剂流态清晰, 蒸发器中制冷剂流动一般产生 3 个区域流态: 液体区、两相区和过热区。正常情况下蒸发器很少出现纯液态区域, 但对于特殊的制冷系统可能会出现进口为过冷制冷剂的情况。将蒸发器化为 3 区, 可避免模拟过程中极限工况报错, 提高程序可靠性。假设蒸发器模型是由若干个微元组成的一维流动换热模型, 对 3 个区分别建立一维分布参数模型如图 3 所示。基本假设: 制冷剂与空气处于逆流状态; 管壁径向温度一致, 对于沿管长的每个微元, 制冷剂侧、空气侧、管壁的物性视为一致, 不考虑管壁热阻; 从简化模型算法的角度出发, 考虑到过热区较短且加速压降很小, 忽略过热区压降。蒸发器一维模型微元示意图如图 4 所示。

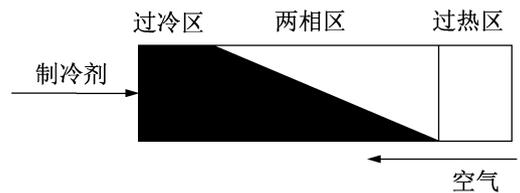


图 3 蒸发器三区模型

Fig.3 Three-zone model of the evaporator

(1) 制冷剂侧:

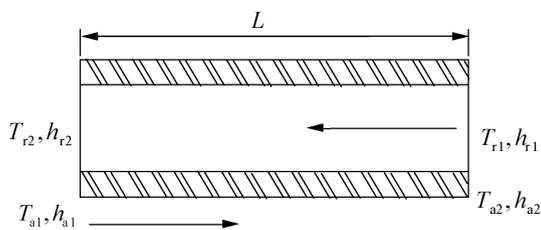


图 4 蒸发器一维模型微元示意图

Fig.4 Element of 1D evaporator model

$$m_{r,in} = m_{r,out} \quad (16)$$

$$m_r (h_{r,in} - h_{r,out}) = \alpha_i A_i (T_w - T_m) \quad (17)$$

$$\frac{p_1 - p_2}{L} = \frac{4fG_r^2}{\rho_1 d_i} + \frac{G_r^2}{L} \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) \quad (18)$$

式中: G_r 为制冷剂质量流率, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; f 为阻力系数, 由 $f = 0.046 Re_i^{-0.2}$ 确定。

(2) 空气侧:

$$m_{w,in} = m_{w,out} \quad (19)$$

$$m_a (h_{a,in} - h_{a,out}) = \xi \alpha_o A_o (T_{am} - T_w) \quad (20)$$

式中: m_a 为空气质量流量, kg/s ; h_a 为空气焓, kJ/kg ; ξ 为析湿系数; A_o 为管外表面面积, m^2 ; α_o 为管外表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; T_{am} 为空气侧平均温度, K 。

(3) 传热关联式

对于制冷剂侧, 在过冷区和过热区制冷剂保持单相流动, 采用 Dittus-Boeler 公式计算可达到较高精度, 两相区采用 Shah 关联式^[16], 空气侧采用李妮等关联式^[17]。

2) 湿空气模型

湿空气模型包含湿空气的水蒸气分压力、饱和水蒸气压力、密度、导热系数、动力黏度、含湿量、相对湿度等基本物性参数。建立湿空气模型如式(21)~式(28)所示, 求解常用的物性参数。以下模型在已知饱和压力下求解饱和温度存在迭代缓慢问题, 采用王婷婷^[18]的拟合湿空气饱和水蒸气曲线模型计算进行优化, 饱和水蒸气分压力采用 Gerry 方程计算。

(1) 水蒸气分压力:

$$p_q = p_{wet,b} - A(t - t_s) B \quad (21)$$

$$A = 0.000\ 01(65 + 6.75/v) \quad (22)$$

式中: $p_{wet,b}$ 为湿球温度对应的饱和水蒸气压力, Pa ; t 为干球温度, $^{\circ}\text{C}$; t_s 为湿球温度, $^{\circ}\text{C}$; B 为大气压, Pa ; A 为风速修正项; v 为湿空气流速, m/s ;

(2) 其他参数

$$\rho = 0.003\ 484 \frac{B}{T} - 0.001\ 317 \frac{p_q}{T} \quad (23)$$

$$\varphi = \frac{p_q}{p_s} \quad (24)$$

$$d = 0.622 \frac{p_q}{B - p_q} \quad (25)$$

$$h = 1.005 t + (2\ 501 + 1.84 t) d/1\ 000 \quad (26)$$

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1.5} \left(\frac{T_0 + T_s}{T + T_s} \right) \quad (27)$$

$$\frac{\lambda}{\lambda_0} = \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1.5} \left(\frac{T_0 + T_F}{T + T_F} \right) \quad (28)$$

式中: ρ 为湿空气密度, kg/m^3 ; T 为干球温度, K ; φ 为相对湿度; p_s 为饱和水蒸气压力, Pa ; d 为含湿量, $\text{g}/(\text{kg}$ 干空气); h 为湿空气焓值, kJ/kg ; μ 为动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; λ 为导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; T_0 、 T_s 、 T_F 为苏士南常数, K 。

1.5 节流阀模型

节流阀进出口焓值相等, 流量和流量系数可用式(29)和式(30)计算。

$$m = C_d A_{th} \sqrt{2\rho_L (p_{in} - p_{back})} \quad (29)$$

$$C_d = 0.020\ 05 \sqrt{2\rho_L} + 0.634 v \quad (30)$$

式中: p_{in} 为进口压力, Pa ; p_{back} 为背压, Pa ; A_{th} 为喉口面积, m^2 ; ρ_L 为制冷剂密度, kg/m^3 ; v 为比体积, m^3/kg 。

1.6 系统模型求解

建立系统模型如图 5 所示。仿真过程中忽略连接管件的压降和传热, 系统的约束条件为连接口处制冷剂流量相等及整个系统的能量守恒。

2 实验设计

为了训练模型及验证仿真结果的准确性, 建立了一套喷气增焓空气源热泵实验系统, 原理如图 6 所示。压缩机为补气涡旋定频压缩机, 名义功率为 12 HP, 气缸容积为 $132.2 \text{ cm}^3/\text{r}$, 额定转速为 2 900 r/min ; 冷凝器采用 GBL12-CME 型高效管壳式换热器, 内置 2 根 $\phi 25.4 \times 1.2 \text{ mm}$ 低螺纹管, 管内外均进行了螺纹强化换热, 单根管长 650 mm, 水走管侧, 制冷剂走壳侧冷凝; 蒸发器为翅片管式换热器, 管子采用 $\phi 9.52 \times 0.28 \text{ mm}$ 紫铜管, 共 3 排管, 每排 40 根, 排列方式采用正三角形, 管间距为 25 mm, 单根管子有效长度为 1 860 mm, 采用波纹型翅片, 制冷剂分为 15 个流路; 经济器采用 ZL20B 型板式换热器, 共 34 片, 每片有效传热面积为 0.02 m^2 ; 主回路膨胀阀为 DPF (Q) 3.0C-08 型电子膨胀阀, 通径为 3.0 mm; 补气回路膨胀阀为 DPF (TS1) 1.65C-03 型电子膨胀阀, 通径为 1.65 mm; 制冷剂为 R410A, 充注量为 8.5 kg; 考虑安全性和稳定性, 系统增设了储液器和气液分离器; 实验在恒温恒湿间进行。

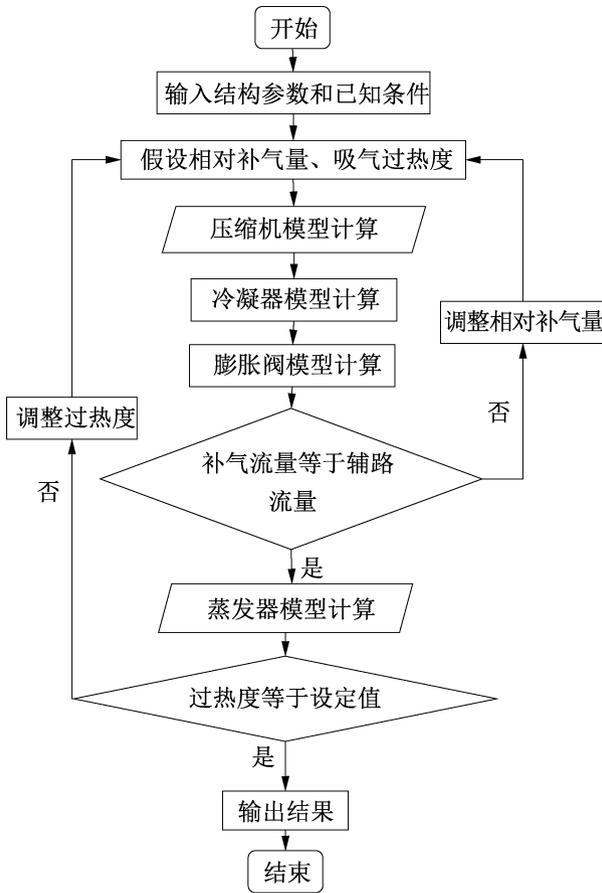


图 5 系统算法流程图

Fig.5 Algorithm flow chart of EVI

在主要节点测量温度和压力,布置方式与图 6 一致。温度测量采用 Pt100 传感器,精度为 ± 0.1 $^{\circ}\text{C}$; 压力变送器精度为 $\pm 0.3\%$; 测量能耗的功率计精度为 $\pm 0.5\%$; 水流量计精度为 $\pm 0.5\%$ 。环境间温度可实现自动调节,环境温度最低可达 -20 $^{\circ}\text{C}$ 。设置不同的环境温度和出水温度,调节膨胀阀改变补气状态。

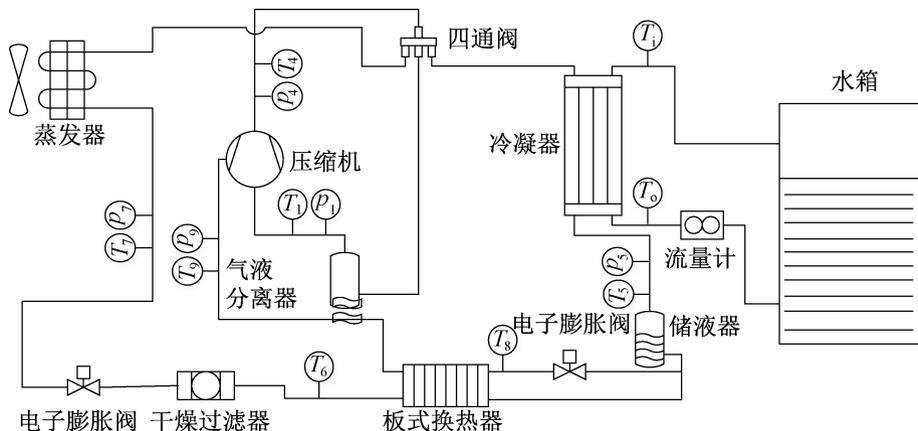


图 6 喷气增焓空气源热泵实验系统原理

Fig.6 Principle of experimental system for EVI air-source heat pump

3 结果分析

3.1 误差分析

建立准二级压缩空气源热泵系统仿真模型,利用实验结果对模型进行验证。为了确保仿真模型在空气源热泵多工况下的适用性,将环境温度从 -20 $^{\circ}\text{C}$ 降至 15 $^{\circ}\text{C}$,覆盖了空气源热泵常用的温区范围。本文主要研究补气对系统性能的影响,因此选取制热量、功耗、排气温度 3 个性能指标。最终对比结果如图 7 所示,误差线区域内为模拟结果误差在可接受范围内。实验工况如表 1 所示,在 26 个稳态工况中,3 个指标的误差均分布在 10% 以内。仿真精度在可接受范围内,仿真模型准确描述了机组运行的稳态特性。

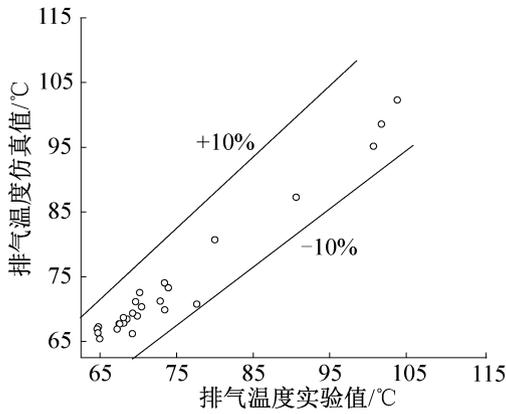
表 1 实验测试工况

Tab.1 Experimental conditions

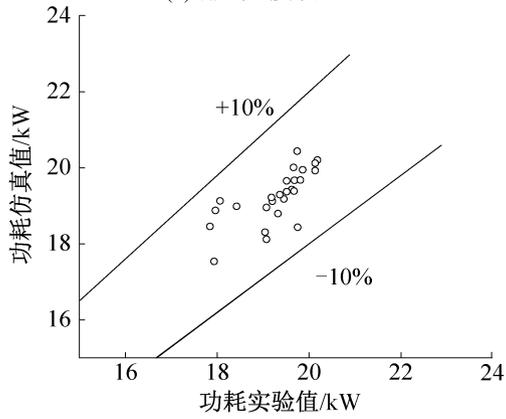
环境温度/ $^{\circ}\text{C}$	主阀开度/ $\%$	补气阀开度/ $\%$
-20	20	自动
-12	30	0、20、40、60、80、100
-6	34	0、20、40、60、80、101
0	40	0、20、40、60、80、102
7	60	0、20、40、60、80、103
15	自动	关闭

3.2 补气对系统参数的影响

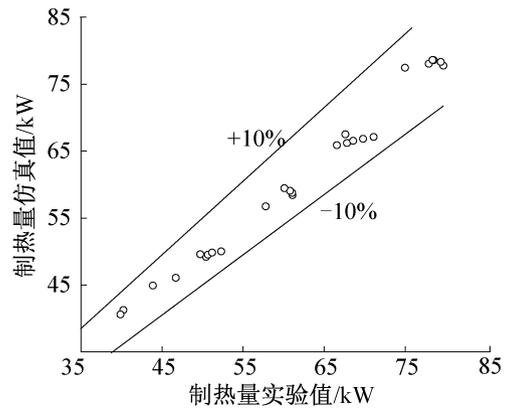
压缩机排气温度与热泵工作环境温度密切相关,图 8 所示为系统排气温度随相对补气量变化的模拟结果。压缩机排气温度随环境温度的降低而不断上升。排气温度过高是当前空气源热泵在低温下运行失效最主要的原因,EVI 系统通过低温补气冷却压缩机,能有效降低排气温度。在低环境温度不补气的工



(a) 排气温度误差



(b) 功耗误差



(c) 制热量误差

图 7 各指标实验值和模拟值的对比

Fig.7 Comparison of experimental and simulated values of each parameter

况下,排气温度达到 102.3 °C,接近压缩机的最高保护温度。补气后排气温度急剧下降,相对补气量为 5%时,排气温度降低约 30 °C,且排气温度随相对补气量的增加呈缓慢下降的趋势。

图 9 所示为相对补气量对中间压力的影响。系统中间压力随相对补气量的增加而升高,这是由于增大相对补气量时需提高补气膨胀阀的开度来提高辅路的供液量,膨胀阀开度提高使阀出口背压升高,故导致中间压力上升。

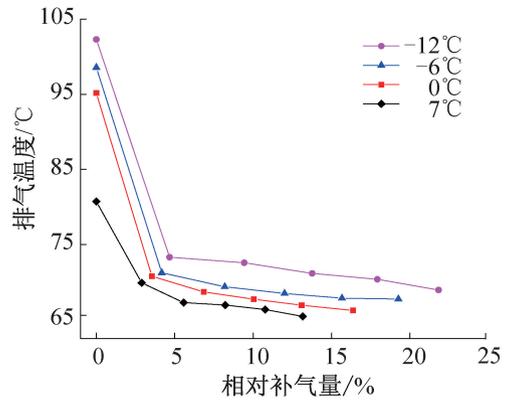


图 8 相对补气量对排气温度的影响

Fig.8 Effect of relative vapor injection mass on discharge temperature

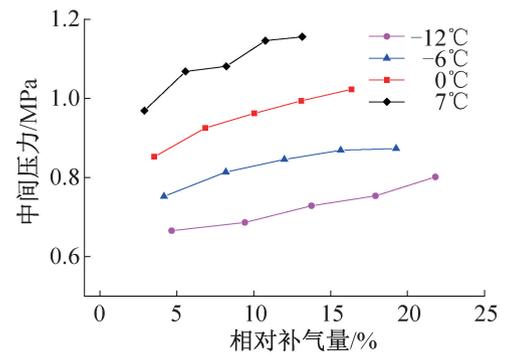


图 9 相对补气量对中间压力的影响

Fig.9 Effect of relative vapor injection mass on vapor injection pressure

3.3 补气对性能的影响

图 10~图 12 所示为系统性能参数随相对补气量变化的模拟结果。由图 10 可知,系统制热量随相对补气量的增加而不断升高。初期制热量随相对补气量的变化较大,因补气初期排气温度急剧下降,系统运行情况极大改善,后期排气温度下降趋势变缓,制热量缓慢上升。在 0 °C 环境温度下,制热量上升 33%。

由图 11 可知,压缩功耗随相对补气量提高而不断增加,因补气增大了压缩机内的制冷剂流量,需要更大的功耗才能完成制冷剂的压缩。且中间压力随相对补气量增加而不断提升,准二级压缩的初级压缩和二级压缩压缩功同时增加,因此总功耗的增加并未因相对补气量增加而减缓。

由图 12 可知,由于压缩功和制热量的变化特性,导致系统能效先上升后下降,存在最佳相对补气量,使系统性能最佳,且最佳相对补气量随环境温度的降低而不断提高。当环境温度 < -6 °C 时,最佳补气量为 8%~10%;当环境温度在 -6 °C ~ 0 °C

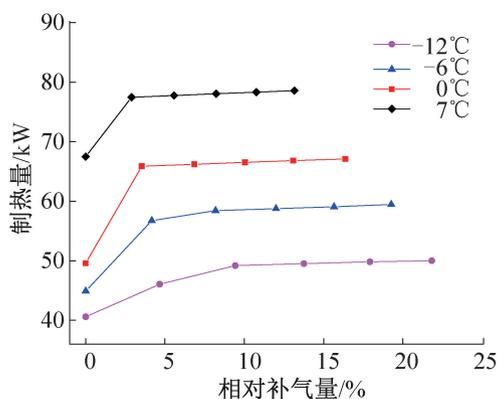


图 10 相对补气量对制热量的影响

Fig.10 Effect of relative vapor injection mass on heating capacity

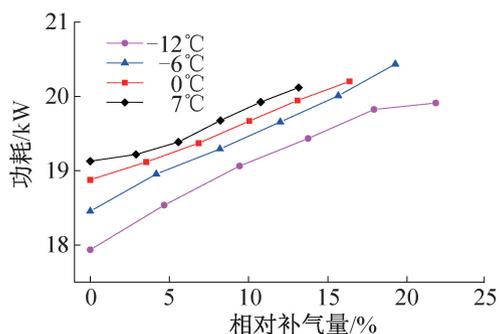


图 11 相对补气量对功耗的影响

Fig.11 Effect of relative vapor injection mass on energy consumption

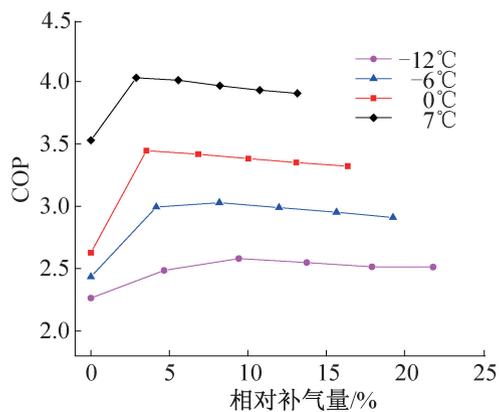


图 12 相对补气量对 COP 的影响

Fig.12 Effect of relative vapor injection mass on COP

时,最佳补气量为 5%~8%;当环境温度>0℃时,最佳补气量为 4%~5%。在 4 个模拟工况下,COP 最高提升 31%。

3.4 最佳补气参数

补气常用的控制参数为中间压力,不同工况下存在一个中间压力对应最佳相对补气量。多数学者认

为达到中间压力时,中间压力的平方约等于冷凝压力与蒸发压力的乘积。因此定义相对补气压力如式(31)所示, $\delta = 1$ 时中间压力等于冷凝压力与蒸发压力乘积的平方根。

$$\delta = p_m / \sqrt{p_k p_o} \quad (31)$$

式中: p_m 为中间压力,Pa; p_k 为冷凝压力,Pa; p_o 为蒸发压力,Pa。

图 13 所示为模拟工况下相对补气量随相对补气压力的变化。模拟工况下相对补气压力均小于 1,相对补气压力随相对补气量的增大而提高,且环境温度越高,对应的最佳相对补气压力越大。在最佳补气量下,各工况的相对补气压力在 0.7~0.9 之间。因空气源热泵在运行时往往偏离设计工况,而压缩机在设计时以设计工况取定的补气口开口位置不会改变,同时补气口需要压差来维持补气的进行,压差的存在产生了压损。

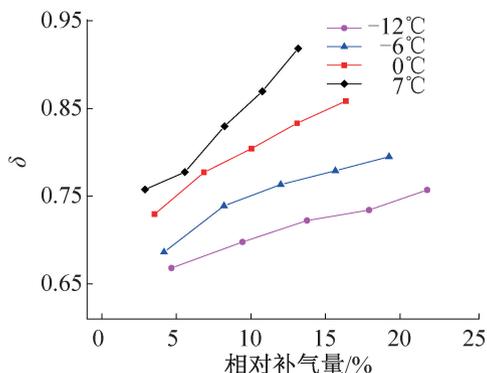


图 13 相对补气量随相对补气压力的变化

Fig.13 Variation of relative vapor injection mass with relative vapor injection pressure

4 结论

本文建立了带喷气增焓的空气源热泵系统数值仿真模型,并搭建了实验台,在 26 个实验工况下验证了仿真模型的结果。通过仿真模拟研究了喷气增焓系统的运行特性,得到如下结论:

1) 补气能有效降低压缩机排气温度,且相对补气量越大,排气温度越低,相对补气量为 5% 时,排气温度降低约 30℃。随着相对补气量的增加,排气温度急剧下降,但下降趋势逐渐变缓。

2) 补气增加了总制冷剂流量,在提高制热量的同时增加了能耗。随着相对补气量的增加,前期制热量增幅大于功耗,后期制热量上升趋势变缓,能耗上升趋势无明显变化。综合表现为系统能效先升高再降低,存在一个最佳的相对补气量。在最佳补气参数条件下,系统制热量最高提升 33%,能效最高提升

31%。

3) 当环境温度 $< -6\text{ }^\circ\text{C}$ 时, 最佳补气量为 8% ~ 10%; 当环境温度为 $-6\sim 0\text{ }^\circ\text{C}$ 时, 最佳补气量为 5% ~ 8%; 当环境温度 $> 0\text{ }^\circ\text{C}$ 时, 最佳补气量为 4% ~ 5%。对应的最佳相对补气压力在 0.7 ~ 0.9 之间, 环境温度越低, 最佳相对补气压力越小。

本文受泰州市“双创计划”项目资助。(The project was supported by Double Initiative Project of Taizhou)

参考文献

[1] 王泮浩, 王志华, 郑煜鑫, 等. 低温环境下空气源热泵的研究现状及展望[J]. 制冷学报, 2013, 34(5): 47-54. (WANG Fenghao, WANG Zhihua, ZHENG Yuxin, et al. Research progress and prospect of air source heat pump in low temperature environment[J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(5): 47-54.)

[2] 刘畅, 刘强, 秦岩. 喷气增焓空气源热泵在北方寒冷地区的应用[J]. 制冷技术, 2015, 35(2): 14-17. (LIU Chang, LIU Qiang, QIN Yan. Application of enhanced vapor injection air source heat pump in northern cold area[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2015, 35(2): 14-17.)

[3] BERTSCH S S, GROLL E A. Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U.S. climates[J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(7): 1282-1292.

[4] HEO J, JEONG M W, KIM Y. Effects of flash tank vapor injection on the heating performance of an inverter-driven heat pump for cold regions[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(4): 848-855.

[5] WANG Xudong, HWANG Y, RADERMACHER R. Two-stage heat pump system with vapor-injected scroll compressor using R410A as a refrigerant[J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(6): 1442-1451.

[6] 张森林. 空气源热泵低温特性研究[D]. 天津: 天津商业大学, 2014. (ZHANG Senlin. Researching on the performance of air source heat pump in low temperature [D]. Tianjin: Tianjin University of Commerce, 2014.)

[7] XU Shuxue, MA Guoyuan, LIU Qi, et al. Experiment study of an enhanced vapor injection refrigeration/heat pump system using R32[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2013, 68(2): 103-109.

[8] 许树学. 带经济补气的 R32 制冷/热泵系统实验研究[J]. 土木建筑与环境工程, 2011(增刊 2): 98-102. (XU Shuxue. Experiment study on enhanced vapor injection refrigeration/heat pump system using R32[J]. Journal of Civil, Architectural & Environmental Engineering, 2011 (Sup-

pl.2): 98-102.)

[9] 藕俊彦, 王芳, 余大维, 等. R417A 喷气增焓热泵热水器低温环境下的变流量特性分析[J]. 流体机械, 2016, 44(9): 82-87. (OU Junyan, WANG Fang, YU Dawei, et al. Variable flow characteristic analysis of R417A enhanced vapor injection heat pump in low temperature [J]. Fluid Machinery, 2016, 44(9): 82-87.)

[10] CAO Feng, WANG Kai, WANG Shouguo, et al. Investigation of the heat pump water heater using economizer vapor injection system and mixture of R22/R600a[J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(3): 509-514.

[11] WANG Xiao, YU Jianlin, XING Meibo. Performance analysis of a new ejector enhanced vapor injection heat pump cycle[J]. Energy Conversion & Management, 2015, 100: 242-248.

[12] 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.

[13] XU Shuxue, MA Guoyuan. Research on air-source heat pump coupled with economized vapor injection scroll compressor and ejector[J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(7): 1587-1595.

[14] 谷波, 郑钢, 裴勇华, 等. 管壳式冷凝器内低螺纹管的凝结传热模型[J]. 上海交通大学学报, 2002, 36(2): 198-201. (GU Bo, ZHENG Gang, PEI Yonghua, et al. Heat transfer model for thread tube in shell and tube condenser[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2002, 36(2): 198-201.)

[15] 杨世铭, 陶文铨. 传热学. [M]. 第 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2006. (YANG Shiming, TAO Wenquan. Heat Transfer [M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006.)

[16] SHAH M M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 1979, 22(4): 547-556.

[17] 李妩, 陶文铨, 康海军, 等. 整体式翅片管换热器传热和阻力性能的试验研究[J]. 机械工程学报, 1997, 33(1): 81-86. (LI Wu, TAO Wenquan, KANG Haijun, et al. Experimental study on heat transfer and resistance performance of integral finned tube heat exchanger[J]. Journal of Mechanical Engineering, 1997, 33(1): 81-86.)

[18] 王婷, 谷波, 邱峰. 湿空气饱和和水蒸汽曲线计算模型的建立与分析[J]. 低温与超导, 2010, 38(5): 47-52. (WANG Ting, GU Bo, QIU Feng. Calculation modeling of the water vapor saturation curve of moist air and its analysis [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2010, 38(5): 47-52.)

(下转第 73 页)

Transfer, 2005, 48(3/4): 765-777.

- [16] 章文杰, 李念平, 王丽洁. 热源塔热泵系统相变潜热的应用研究[J]. 重庆大学学报(自然科学版), 2011, 34(增刊 1): 58-61. (ZHANG Wenjie, LI Nianping, WANG Lijie. Availability of latent heat by moist air condensation with the heat-source tower heat pump units[J]. Journal of Chongqing University (Natural Science Edition), 2011, 34(Suppl. 1): 58-61.)
- [17] 文先太, 梁彩华, 刘成兴, 等. 叉流热源塔传热传质模型的建立及实验验证[J]. 化工学报, 2012, 63(8): 2398-2404. (WEN Xiantai, LIANG Caihua, LIU Chengxing, et al. Verification of model for heat and mass transfer process in cross flow heat-source tower[J]. CIESC Journal, 2012, 63(8): 2398-2404.)
- [18] 连之伟. 热质交换原理与设备[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001. (LIAN Zhiwei. Fundamentals and equipment of heat and mass transfer[M]. Beijing: China Archi-

ecture and Building Press, 2001.)

- [19] 吴加胜. 冷却塔逆用理论与水-水热泵制热运行优化研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2012. (WU Jiasheng. A theoretical study on reversibly used cooling tower and coupled water to water heat pump optimization in heating mode[D]. Changsha: Hunan University, 2012.)

通信作者简介

李念平, 男, 教授, 湖南大学土木工程学院, (0731) 88822610, E-mail: linianping@hnu.edu.cn. 研究方向: 建筑环境与室内空气品质, 热源塔热泵系统。

About the corresponding author

Li Nianping, male, professor, School of Civil Engineering, Hunan University, +86 731-88822610, E-mail: linianping@hnu.edu.cn. Research fields: building environment and indoor air quality, heat-source tower heat pump system.

(上接第 44 页)

通信作者简介

翟晓强, 男, 教授, 上海交通大学机械与动力工程学院, 制冷与低温工程研究所, (021) 34206296, E-mail: xqzhai@sjtu.edu.cn. 研究方向: 可再生能源转化、蓄存及其在建筑中的高效利用、绿色建筑能源系统。

About the corresponding author

Zhai Xiaoliang, male, professor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, +86 21-34206296, E-mail: xqzhai@sjtu.edu.cn. Research fields: renewable energy conversion, storage and efficient utilization in buildings, green building energy system.