

文章编号: 1008-1542(2024)03-0235-08

基于制冷剂泄出的双温热泵特性研究

武殿康¹, 李风雷¹, 王秀田², 杜保存¹

(1. 太原理工大学土木工程学院, 山西太原 030024;

2. 山西四建集团有限公司, 山西太原 030012)

摘要: 为满足生产生活中双温供暖供热的需求, 提出了一种基于制冷剂泄出的双温热泵系统。建立基于制冷剂泄出的涡旋压缩机数理模型和系统模型并进行数值模拟验证, 计算分析系统在不同泄出口位置、泄出口大小、蒸发温度、高温冷凝温度、中温冷凝温度下系统各项性能参数的变化趋势, 并与传统双温热泵系统进行对比分析。结果表明, 压缩机中间泄出口打开越早压缩机耗功越少、泄出口越大系统节能效果越明显, 较传统双温热泵系统制热性能系数在不同工况下都有显著提高, 最高可提升16%。所提模型为制冷剂泄出式双温热泵、补气增焓热泵系统的理论分析提供了更有效方法, 为涡旋压缩机性能优化和双温热泵系统的研究、设计及系统性能的提升提供了理论参考。

关键词: 工程热力学; 热泵; 双温冷凝; 涡旋压缩机; 制冷剂泄出

中图分类号: TK123

文献标识码: A

DOI: 10.7535/hbkd.2024yx03002

Research on the characteristics of dual-temperature heat pump based on refrigerant leakage

WU Diankang¹, LI Fenglei¹, WANG Xiutian², DU Baocun¹

(1. School of Civil Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan, Shanxi 030024, China;

2. China Shanxi Sijian Group Company Limited, Taiyuan, Shanxi 030012, China)

Abstract: In order to meet the demand for dual-temperature heating in production and life, a dual-temperature heat pump system based on refrigerant leakage was proposed. By establishing and verifying the mathematical model and system model of the scroll compressor based on refrigerant leakage for numerical simulation, the system was calculated and analyzed under different discharge outlet positions, discharge outlet sizes, evaporation temperatures, high-temperature condensation temperatures, and medium-temperature condensation temperatures. The changing trends of performance parameters were compared with traditional dual-temperature heat pump systems. The results show that the sooner the middle discharge port of the compressor is opened, the less power the compressor consumes, and the larger the discharge port is, the more obvious the

收稿日期: 2023-12-09; 修回日期: 2024-03-02; 责任编辑: 冯民

基金项目: 国家自然科学基金(51906172); 山西省重点研发计划项目(202102060301014); 山西省基础研究计划项目(202103021224098); 山西省住房和城乡建设厅科学技术计划项目(JJKJ2023015)

第一作者简介: 武殿康(1998—), 男, 河北邢台人, 硕士研究生, 主要从事空调制冷和可再生能源利用技术方面的研究。

通信作者: 李风雷, 教授。E-mail: fengleili@126.com

武殿康, 李风雷, 王秀田, 等. 基于制冷剂泄出的双温热泵特性研究[J]. 河北科技大学学报, 2024, 45(3): 235-242.

WU Diankang, LI Fenglei, WANG Xiutian, et al. Research on the characteristics of dual-temperature heat pump based on refrigerant leakage[J]. Journal of Hebei University of Science and Technology, 2024, 45(3): 235-242.

energy-saving effect of the system is; Compared with the traditional dual-temperature heat pump system, the heating performance coefficient is significantly improved under different working conditions, with the highest of 16%. The model proposed in the study provides a more effective method for the theoretical analysis of refrigerant leakage dual-temperature heat pumps and air-supplemented enthalpy-increasing heat pump systems, and the research results provide a theoretical basis for the optimization of scroll compressor performance, and the research, design and system performance improvement of dual-temperature heat pump systems.

Keywords: engineering thermodynamics; heat pump; dual temperature condensation; scroll compressor; refrigerant leakage

随着环境和能源问题的日益严重,双温热泵供热供暖越来越受到人们的关注。唐志伟等^[1]通过将2个冷凝器串联至压缩机出口,实现了一个热泵机组双温供热供暖,但中高温冷凝温度不相对独立,不可独立控制。通过2台升压设备实现双温冷凝或蒸发^[2-6],各级冷凝或蒸发温度虽独立可控,但系统复杂且制造成本高。ZHAO等^[7]设计了基于1台螺杆压缩机且各冷凝温度独立可控的多温热泵系统,详细讨论了内容积比、工况、制冷剂抽吸率和中温冷凝温度等因素对其性能的影响。

在压缩机的压缩过程中进行排/补气是目前能够有效调节压缩机内压比以适应工况变化、增强系统“自我调节”能力的方法之一。目前已有大量研究^[8-14]表明补气增焓热泵/制冷系统可以降低压缩机的排气温度,增大热泵运行工况范围,提高压缩机等熵效率。补气增焓技术目前已趋于成熟,而制冷剂泄出技术目前还处于起步阶段。有研究^[15-16]表明,制冷剂泄出能够减少压缩机的过压缩和压缩机功耗,提高系统能效水平,是一项非常具有潜力的热泵/制冷系统调节技术,因此有必要对基于制冷剂泄出的双温热泵系统进行深入研究。

在热泵/制冷系统中涡旋压缩机占有举足轻重的地位,研究者也在不断对其进行改进和优化^[17-19]。柴沁虎等^[20]研究表明,涡旋压缩机的补气口位置在一定范围内变化对于系统的经济性安全性影响并不明显,并给出补气口最合理的位置是在吸气腔刚刚闭合处。张辛辛等^[21]分析了不同补气口位置对系统的影响。在热泵/制冷系统中多对涡旋压缩机的结构参数的研究多是针对补气口位置,而对泄出口位置及大小的研究相对较少。

本研究提出了一种基于制冷剂泄出的双温热泵系统(dual-temperature heat pump based on refrigerant leakage, DTHP-RL),以解决传统的双温热泵系统(dual-temperature heat pump, DTHP)压缩机额外做功的问题,并建立制冷剂泄出的涡旋压缩机的工作过程数理模型,以期为涡旋压缩机性能优化、制冷热泵系统性能研究提供有效工具,同时有关结论可为双温热泵系统的设计提供参考。

1 DTHP-RL 系统循环原理

图1为系统的循环原理图,该系统包括带制冷剂泄出功能的涡旋压缩机、冷凝器、节流阀和蒸发器。

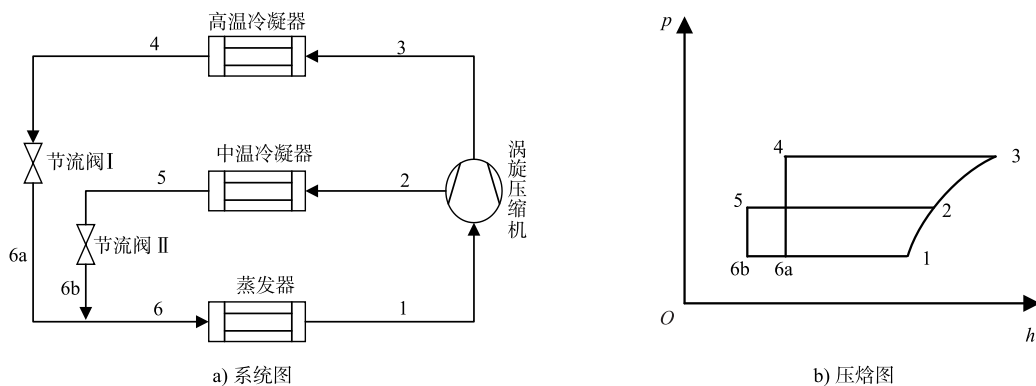


图1 基于制冷剂泄出的双温热泵系统

Fig. 1 Dual-temperature heat pump based on refrigerant leakage

详细循环过程如下:带制冷剂泄出功能的涡旋压缩机从蒸发器出口吸入制冷剂气体,部分制冷剂气体在压缩过程的中后程泄出,泄出的制冷剂气体不再参与压缩机中后程的压缩,而是流向中温冷凝器;压缩腔内

的其余制冷剂气体完成整个压缩过程后经压缩机排气口排出,然后流向高温冷凝器,经高温冷凝器和中温冷凝器冷凝后的制冷剂分别经过节流阀 I 和节流阀 II,节流降压后混合流入蒸发器吸热、蒸发、被压缩机吸走,完成一个循环过程。

涡旋压缩机制冷剂泄出过程容积腔变化的轴向投影如图 2 所示,当涡旋压缩机主轴转角等于中间泄出角时泄出口打开,压缩腔开始通过泄出口进行制冷剂泄出,主轴转过一定角度后制冷剂泄出过程结束。

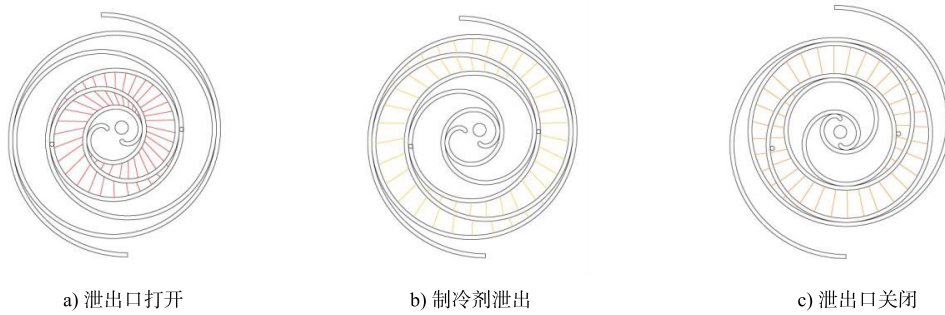


图 2 涡旋压缩机制冷剂泄出过程容积腔变化示意图

Fig. 2 Schematic diagram of volume chamber change during refrigerant release process of scroll compressor

2 热泵系统模型

2.1 制冷剂泄出的涡旋压缩机模型

涡旋压缩机在一个完整的运转周期中,由于其转速快导致制冷剂气体在压缩腔内产生的换热量很小,因此忽略其换热影响,将此过程看作绝热过程。对于真实气体,该过程方程的表达式为

$$pv^{k_v} = C,$$

$$k_v = \frac{Z}{Z_p - \frac{RZ_T^2}{c_p}},$$

$$\frac{p^{k_T}}{T} = C',$$

$$k_T = \frac{R}{c_p} Z_T,$$

式中: k_v 为容积绝热指数,表示压力 p 随比容 v 的变化关系; k_T 为温度绝热指数,表示温度 T 随压力 p 的变化关系; c_p 为定压比热; C 和 C' 为过程常数; Z_p 、 Z_T 为导数压缩因子,计算式为

$$Z_p = Z - p \left(\frac{\partial Z}{\partial p} \right)_T = - \frac{p^2}{RT} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T,$$

$$Z_T = Z + T \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p = \frac{p}{R} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p.$$

由能量守恒定律可计算压缩机功耗:

$$W_{in} \eta_m \eta_{el} = \left(\sum m_{midout} h_{midout} + \sum m_{out} h_{out} - \sum m_{suc} h_{suc} \right) n / 60,$$

式中: W_{in} 为压缩机输入功率; η_m 为压缩机机械效率; η_{el} 为压缩机电机效率; m_{midout} 为中间排气过程节点所排出的制冷剂质量; h_{midout} 为制冷剂泄出过程节点制冷剂的焓值; m_{out} 为排气过程节点所排出的制冷剂质量; h_{out} 为排气过程节点制冷剂的焓值; m_{suc} 为吸气过程节点所吸入的制冷剂质量; h_{suc} 为吸气过程节点制冷剂的焓值; n 为压缩机转速。

2.1.1 几何模型

涡旋压缩机吸气腔从打开到闭合其主轴需转过 1 周即 2π ,在吸气过程中吸气腔容积 V_{suc} 与主轴转角 θ 的关系为

$$V_{suc} = har \left\{ [2\theta\varphi_e - \theta^2 - \theta(\alpha_i + \alpha_o + \pi)] + 2(1 - \cos \theta) - 2(\varphi_e - \pi) \sin \theta - \frac{\pi}{4} \sin(2\theta) \right\},$$

式中: h 为涡旋体高度; a 为基圆半径; r 为动静涡盘基圆中心距离; φ_e 为渐开线最大展角; α_i 、 α_o 为涡旋体内、外壁面渐开线发生角。

在吸气过程中吸气口的面积计算式为

$$A_{\text{suc}} = hr(1 - \cos \theta)。$$

涡旋压缩机吸气过程结束到排气口打开的过程称之为压缩过程, 与之对应的腔体为压缩腔, 压缩腔容积 V_{comp} 与主轴转角 θ 的关系计算式为

$$V_{\text{comp}} = 2\pi har [2\varphi_e - 2\theta - (\alpha_i + \alpha_o - \pi)]。$$

在压缩过程中泄出口从开始打开到完全打开, 主轴需要转动的角度很小, 在计算过程中可以忽略其泄出口的打开过程, 认为主轴转角转动到泄出角时泄出口已完全打开。

在压缩过程结束后, 涡旋压缩机动静涡盘齿合点相互脱离, 排气口打开进入排气过程, 在此过程中主轴仍需要转过 2π , 其排气腔容积 V_{dis} 与主轴转角 θ 的关系为

$$V_{\text{dis}} = har(\varphi_e - \theta + \theta_{\text{out}} - \frac{\pi}{2})(\varphi_e - \theta - \theta_{\text{out}} - \alpha_i - \alpha_o + \frac{7\pi}{2}),$$

式中: θ_{out} 为开始排气角, $\theta_{\text{out}} = \varphi_e - \pi + \alpha_i - \varphi_0$; φ_0 为压缩机排气口打开瞬间压缩腔内齿合点内侧线外侧面的展开角, 可由加工时型线开始端与刀具的干涉关系求得:

$$\varphi_0^2 + 2\varphi_0 \sin(\varphi_0 - \alpha_i) + 2\cos(\varphi_0 - \alpha_i) = (\pi - \alpha_i)^2 - 2。$$

2.1.2 制冷剂泄出量

若把涡旋压缩机整个运转周期中泄漏、吸气、排气和泄出过程中的制冷剂流动看作可压缩绝热过程, 则可以把泄出口看作一个喷管, 用喷管模型来计算泄出过程中制冷剂通过泄出口的质量流量^[15]:

$$\frac{dm}{dt} = C_d A p_e \left\{ \frac{2k}{R(k-1)T_e} \left[\left(\frac{p_b}{p_e} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_b}{p_e} \right)^{\frac{(k+1)}{k}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad \frac{p_b}{p_e} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

$$\frac{dm}{dt} = C_d A p_e \left[\frac{k}{RT_e} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{(k+1)}{(k-1)}} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad \frac{p_b}{p_e} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

式中: C_d 为真实气体修正系数; A 为泄漏口面积; p_e 为喷管入口气体压力; k 为绝热指数; T_e 为喷管入口气体温度; R 为气体常数; p_b 为喷管出口背压。

当喷管出口背压小于临界压力时出口截面处压力是等于临界压力的, 气体到达临界压力后需要在管外进行不可逆的自由膨胀过程将压力由临界压力膨胀到背压。

2.1.3 模型验证

为验证模型的准确性并修正模型, 将本研究同现有的实验数据^[22]进行对比, 证实了模型的可靠性。验证带制冷剂泄出功能的涡旋压缩机数学模型计算压力准确性所选用的压缩机特征参数见表 1。

表 1 实验用压缩机基本参数

Tab.1 Basic parameters of experimental compressor

基圆半径/mm	涡旋体壁厚/mm	涡旋体高度/mm	涡旋圈数	制冷剂
2.77	3.70	35.7	2.78	R22

图 3 为吸气压力为 0.63 MPa、排气压力为 1.96 MPa 时涡旋压缩机压缩腔内制冷剂压力随压缩腔容积的变化曲线图, 模拟数据与实验数据最大误差在 8% 以内。

2.2 其他部件模型

2.2.1 冷凝器

在 DTHP-RL 系统中中温冷凝器的制冷剂来自涡旋压缩机压缩过程中所排出的制冷剂, 在这一过程中每个节点所排出的制冷剂的状态是不同的, 则中温冷凝器的换热量 Q_{cm} 为

$$Q_{\text{cm}} = \sum m_{\text{midout}} h_{\text{midout}} - h_5 \sum m_{\text{midout}},$$

式中 h_5 为中温冷凝器出口的比焓, kJ/kg。

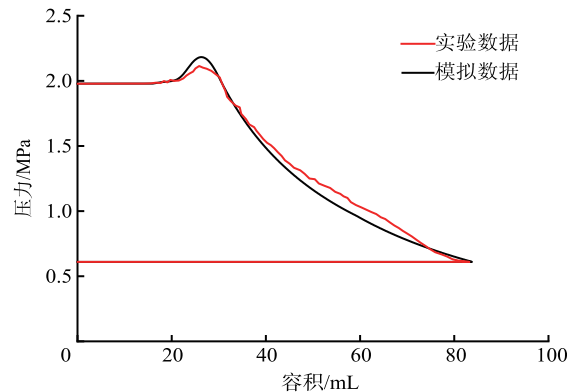


图 3 涡旋压缩机 p - V 图

Fig.3 Scroll compressor p - V diagram

涡旋压缩机在绝大部分情况下,排气过程的前期每个节点所排出的制冷剂的状态也是不同的,即高温冷凝器入口处制冷剂状态点不同,故高温冷凝器的换热量 Q_{ch} 为

$$Q_{ch} = \sum m_{out} h_{out} - h_4 \sum m_{out},$$

式中 h_4 为高温冷凝器出口的比焓, kJ/kg。

2.2.2 蒸发器

在 DTHP-RL 系统中蒸发器换热量 Q_e 为

$$Q_e = m_1 h_1 - h_{6a} \sum m_{out} + h_{6b} \sum m_{midout},$$

式中: h_1 、 h_{6a} 和 h_{6b} 分别为蒸发器、节流阀 I 和节流阀 II 出口的比焓, kJ/kg。

2.3 系统性能

系统的制热性能系数 COP_h 为

$$COP_h = \frac{Q_{ch} + Q_{cm}}{W_{in}}.$$

3 结果与讨论

本研究所采用的涡旋压缩机结构参数如表 2 所示。

表 2 涡旋压缩机基本参数

Tab. 2 Basic parameters of scroll compressor

基圆半径/mm	涡旋体壁厚/mm	涡旋体高度/mm	涡旋圈数	制冷剂
3.69	5.89	35.7	3.82	R32

3.1 泄出口位置对系统的影响

图 4 反映了在蒸发温度为 7 °C、中温冷凝温度为 38 °C、高温冷凝温度为 56 °C、泄出口直径为 12 mm 时 DTHP-RL 系统各性能参数随中间泄出角的变化趋势。中间泄出角越大,泄出口位置越靠后,随着中间泄出角的增大,整个泄出行程减少,泄出率减少,中温冷凝换热量减小,高温冷凝换热量增大,压缩机功耗增大,系统制热性能系数降低。

图 5 为涡旋压缩机在不同中间泄出角时压缩腔内制冷剂压力随压缩腔容积变化的曲线图。由图 5 可知,在保证制冷剂不从泄出口回流的前提下,泄出角越小、泄出口打开的时间越早,整个泄出过程持续时间越长,过压缩程度越小。

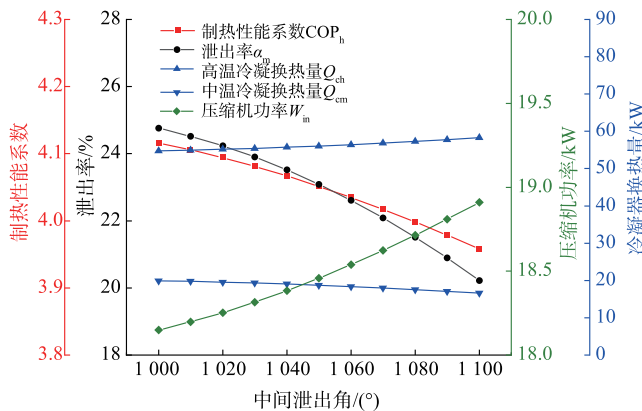


图 4 系统各性能参数随中间泄出角的变化

Fig. 4 Changes of various performance parameters of the system with the intermediate discharge angle

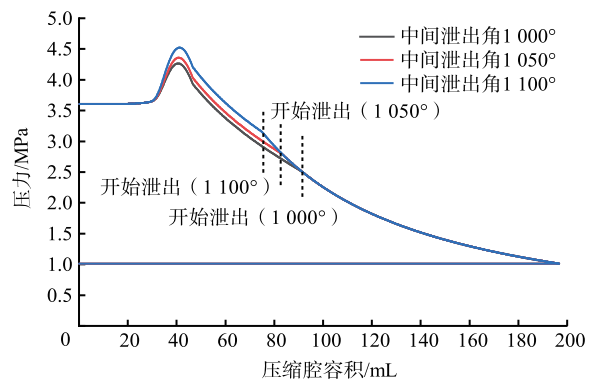


图 5 不同中间泄出角压缩机 p - V 图

Fig. 5 p - V diagram of compressor with different intermediate discharge angles

3.2 泄出口大小对系统的影响

图 6 反映了在蒸发温度为 7 °C、中温冷凝温度为 38 °C、高温冷凝温度为 56 °C、中间泄出角为 1 050° 时 DTHP-RL 系统各性能参数随泄出口直径的变化趋势。随着泄出口直径的增大,制冷剂泄出量增大,泄出率

增大。由于泄出率的变化,中温冷凝换热量和高温冷凝换热量分别呈现增大和减小的变化趋势,泄出率的增大减少了压缩机中后程的功耗。在一定范围内,压缩机泄出口直径越大,系统制热性能系数越高。

图7为涡旋压缩机在不同泄出口直径时压缩腔内制冷剂压力随压缩腔容积变化的曲线图。由图7可知,在一定范围内,随着泄出口直径的增大,制冷剂泄出量增大,过压缩程度减小,甚至在某种工况下可以完全消除压缩机的过压缩,达到最理想的状况。

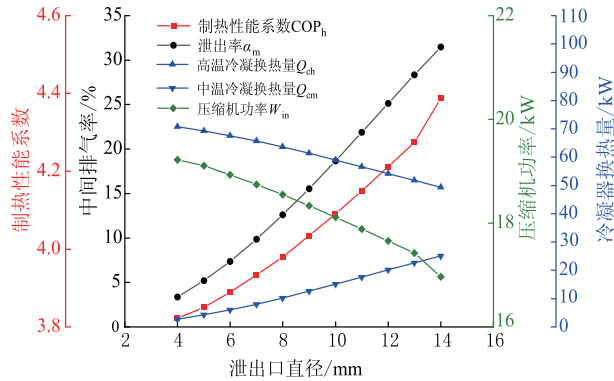


图6 系统各性能参数随泄出口直径的变化

Fig. 6 Changes of various performance parameters of the system with the diameter of the discharge port

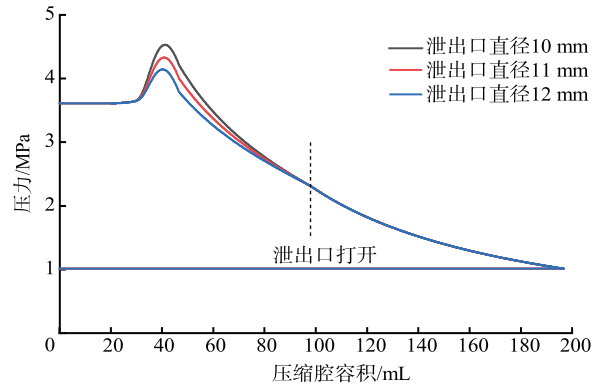


图7 不同泄出口直径压缩机 p-V 图

Fig. 7 p-V diagram of compressors with different discharge port diameters

3.3 蒸发温度对系统的影响

在中温冷凝温度为 38 °C、高温冷凝温度为 56 °C、中间泄出角为 1 050°、泄出口直径为 12 mm 时,DTHP-RL 系统各性能参数随蒸发温度的变化如图 8 所示。由于蒸发温度的升高,压缩机吸气压力随之升高,压缩机在相同主轴转角位置压缩腔内的压力升高,压缩机功耗增高,而在压缩机中间泄出口处背压不变,泄出率增高。中温冷凝器和高温冷凝器的换热量增高是由于流过冷凝器的质量流量增加和冷凝器入口制冷剂焓值增加 2 个因素造成的。虽然随着蒸发温度的升高压缩机功耗也在升高,但是其升高程度要比冷凝器制热量小,因此系统的制热性能系数 COP_h 呈升高趋势。

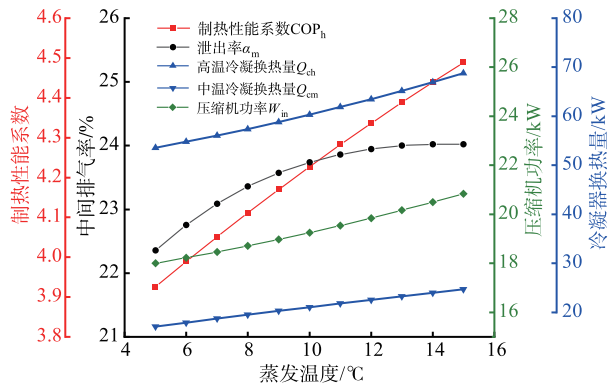


图8 系统各性能参数随蒸发温度的变化

Fig. 8 Changes of system performance parameters with evaporation temperature

3.4 高温冷凝温度对系统的影响

在蒸发温度为 7 °C、中温冷凝温度为 38 °C、中间泄出角为 1 050°、泄出口直径为 12 mm 时,DTHP-RL 系统各性能参数随高温冷凝温度的变化如图 9 所示。高温冷凝温度升高时,压缩机功耗随之升高,由于高温冷凝器两侧制冷剂焓差降低导致高温冷凝器换热量下降,在两方面的作用下系统制热性能系数 COP_h 也会下降。

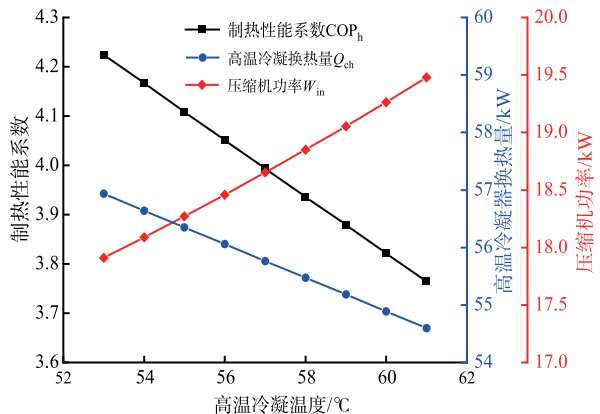


图9 系统各性能参数随高温冷凝温度的变化

Fig. 9 Changes of system performance parameters with high temperature condensation temperature

3.5 中温冷凝温度对系统的影响

在蒸发温度为 7 °C、高温冷凝温度为 56 °C、中间泄出角为 1 050°、泄出口直径为 12 mm 时,DTHP-RL 系统各性能参数随中温冷凝温度的变化如图 10 所示。随着中温冷凝温度的升高泄出口

冷凝器的制冷剂质量流量下降,流过高温冷凝器的制冷剂质量流量升高,与之对应的中温冷凝换热热量和高温冷凝换热热量分别呈现下降和升高的趋势。同时泄出率下降会导致压缩机功耗升高,而冷凝换热热量总体变化不大,综合来看系统的制热性能系数 COP_h 呈现下降趋势。

3.6 与传统双温热泵系统的对比

图 11 和图 12 是 DTHP-RL 和 DTHP 系统在不同工况下制热性能系数的对比图。可知蒸发温度越高,DTHP-RL 较 DTHP 系统的制热性能提升率越大,这种趋势主要归因于随蒸发温度升高 DTHP-RL 系统能够进行很好的“自我调节”,增大制冷剂泄出率,从而减小压缩机过压缩程度;随着高温冷凝温度的升高,DTHP 系统的过压缩程度相应减小,两系统制热性能系数差值减小。综合来看,DTHP-RL 较 DTHP 系统的制热性能系数都有显著的提升,最高可提升 16%。

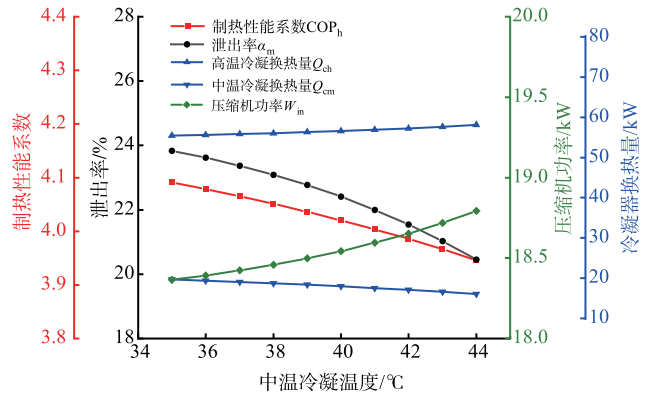


图 10 系统各性能参数随中温冷凝温度的变化
Fig. 10 Changes of system performance parameters with medium-temperature condensation temperature

随着蒸发温度升高 DTHP-RL 系统能够进行很好的“自我调节”,增大制冷剂泄出率,从而减小压缩机过压缩程度;随着高温冷凝温度的升高,DTHP 系统的过压缩程度相应减小,两系统制热性能系数差值减小。综合来看,DTHP-RL 较 DTHP 系统的制热性能系数都有显著的提升,最高可提升 16%。

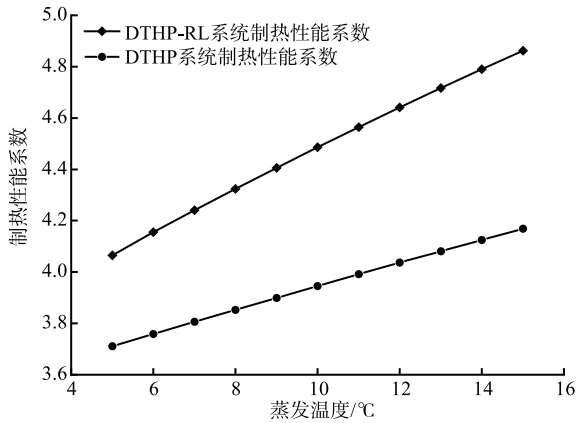


图 11 不同蒸发温度下两系统性能比较
Fig. 11 Comparison of performance of two systems under different evaporation temperatures

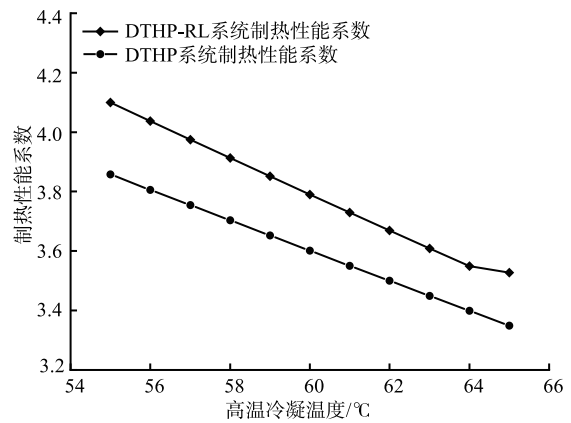


图 12 不同高温冷凝温度下两系统性能比较
Fig. 12 Comparison of performance of two systems under different high-temperature condensation temperatures

4 结 语

建立了基于制冷剂泄出的双温热泵系统模型,并与传统双温热泵进行了对比分析,通过该模型详细讨论了蒸发温度、中温冷凝温度、高温冷凝温度、泄出口位置、泄出口大小对系统各性能参数和压缩机工作过程的影响,主要结论如下。

1) 本文提出基于制冷剂泄出的涡旋压缩机数理模型,能够准确预测压缩机整个运行过程的详细性能参数,如吸气量、排气量、泄出率、压力、温度、压缩机功耗等,该模型可用于涡旋压缩机性能优化,以及制冷或热泵系统性能研究。

2) 基于制冷剂泄出的双温热泵系统能够有效消除传统双温热泵系统在压缩中后程压缩机额外功耗的问题,且系统具有一定的“自我调节”特性,能够降低甚至消除压缩机的过压缩程度,在不同工况下较传统双温热泵系统制热性能系数都有显著提高,最高可提升 16%。

3) 在保证制冷剂不从泄出口回流的前提下,泄出口开启的越早,系统节能效果越明显;泄出口开启的过晚,会使整个泄出过程持续时间变短,降低系统节能效果。

4) 泄出口大小直接影响制冷剂泄出量,也影响系统的节能效果。泄出口越大,制冷剂泄出量越大,节能效果越明显,系统制热性能系数越高。

本文未对压缩过程中压缩机内壁与制冷剂的换热问题进行深入分析,未来拟深入分析此问题,并对系统进行焓分析,从而更加全面地评判基于制冷剂泄出的双温热泵系统的特性。

参考文献/References:

- [1] 唐志伟,于文俊,郑鹏,等.双冷凝器热泵机组制备生活热水的试验研究[J].可再生能源,2008,26(3):53-55.
TANG Zhiwei, YU Wenjun, ZHENG Peng, et al. Experimental research on heat pump system with double condensers for hot water supply [J]. Renewable Energy Resources, 2008, 26(3): 53-55.
- [2] 姚颖,张光玉.双温热源热泵系统的热力学分析[J].制冷与空调,2019,19(12):69-72.
YAO Ying, ZHANG Guangyu. Thermodynamic analysis of dual-temperature heat source heat pump system [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2019, 19(12): 69-72.
- [3] 张振迎,杨建军,郝佳伟,等.双温蒸发压缩/引射 CO₂ 热泵系统的热力学分析[J].流体机械,2021,49(11):48-53.
ZHANG Zhenying, YANG Jianjun, HAO Jiawei, et al. Thermodynamic analysis of dual-temperature evaporation compression/ejection CO₂ heat pump system [J]. Fluid Machinery, 2021, 49(11): 48-53.
- [4] 梁月影,李风雷.喷射/压缩双温冷凝热泵系统的能量与(火用)分析[J].昆明理工大学学报(自然科学版),2022,47(4):63-71.
LIANG Yueying, LI Fenglei. Energy and exergy analysis of ejector/compression dual-temperature condensing heat pump system [J]. Journal of Kunming University of Science and Technology (Science and Technology), 2022, 47(4): 63-71.
- [5] YU Tianchan, WANG Baolong, LI Xianting, et al. Performance analysis and operation strategy of a dual-evaporation temperature heat pump system for electric vehicles in winter [J]. Applied Thermal Engineering, 2023. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119594.
- [6] DAI Baomin, WANG Qi, LIU Shengchun, et al. Novel configuration of dual-temperature condensation and dual-temperature evaporation high-temperature heat pump system; Carbon footprint, energy consumption, and financial assessment [J]. Energy Conversion and Management, 2023. DOI: 10.1016/j.enconman.2023.117360.
- [7] ZHAO Zhaorui, TIAN Yafen, HOU Feng, et al. Performance analysis of a refrigerant extracting twin screw compressor employed in multi-temperature heat pump systems [J]. International Journal of Refrigeration, 2016, 67: 383-394.
- [8] 寿春晖,姚剑,郑思航,等.基于PVT集热/蒸发器的补气增焓热泵性能分析[J].太阳能学报,2022,43(6):138-144.
SHOU Chunhui, YAO Jian, ZHENG Sihang, et al. Performance analysis of vapor-injection heat pump based on PVT collector/evaporator [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2022, 43(6): 138-144.
- [9] 贺龙彬,郭健翔,孙晋飞,等.120℃补气式热泵变工况性能实验研究[J].化学工程,2023,51(7):33-38.
HE Longbin, GUO Jianxiang, SUN Jinfei, et al. Experimental study on performance of 120℃ span air replenished-type heat pump under variable working conditions [J]. Chemical Engineering, 2023, 51(7): 33-38.
- [10] 雷博雯,吴建华,吴启航.R290低压比热泵高补气过热度循环研究[J].化工学报,2023,74(5):1875-1883.
LEI Bowen, WU Jianhua, WU Qihang. Research on high injection superheat cycle for R290 low pressure ratio heat pump [J]. CIESC Journal, 2023, 74(5): 1875-1883.
- [11] 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. DOI: 10.1016/j.enbuild.2020.109798.
- [12] 许树学,马国远.两次中间补气涡旋压缩机的工作特性[J].制冷学报,2015,36(1):40-44.
XU Shuxue, MA Guoyuan. Characteristic of scroll compressor refrigeration system with twice-vapor injection [J]. Journal of Refrigeration, 2015, 36(1): 40-44.
- [13] 张童,赵蕾,李延.R32经济器系统涡旋压缩机中间补气参数的分析与优化[J].制冷学报,2021,42(1):117-125.
ZHANG Tong, ZHAO Lei, LI Yan. Influences and optimization on R32 vapor injection parameters of air-source heat pump system enhanced with vapor injection [J]. Journal of Refrigeration, 2021, 42(1): 117-125.
- [14] 何戴,曹健,李康,等.电动汽车用短型线涡旋压缩机补气特性[J].化学工程,2023,51(4):28-33.
HE Dai, CAO Jian, LI Kang, et al. Vapor injection characteristics of short wrap profile scroll compressor for electric vehicles [J]. Chemical Engineering, 2023, 51(4): 28-33.
- [15] 江岸.基于制冷剂泄出的涡旋压缩机调节特性研究[D].北京:清华大学,2013.
JIANG An. Study on the Modulation Characteristic of Scroll Compressor with Refrigerant Release [D]. Beijing: Tsinghua University, 2013.
- [16] 王宝龙,韩林俊,石文星,等.基于制冷剂泄出的涡旋压缩机容量调节技术[J].制冷学报,2010,31(2):7-10.
WANG Baolong, HAN Linjun, SHI Wenxing, et al. Modulating technology for scroll compressor with refrigerant release [J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(2): 7-10.
- [17] 赵远扬,李连生,束鹏程.任意圈涡旋压缩机的几何理论研究[J].流体机械,2004,32(12):10-13.
ZHAO Yuanyang, LI Liansheng, SHU Pengcheng. Study on geometric theories of the arbitrary cycle scroll compressor [J]. Fluid Machinery, 2004, 32(12): 10-13.
- [18] WINANDY E, CLAUDIO S O, LEBRUN J. Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor [J]. Applied Thermal Engineering, 2002, 22(2): 107-120.
- [19] 彭斌,周天昊,刘慧鑫,等.热泵涡旋压缩机的热力学特性[J].兰州理工大学学报,2023,49(4):42-48.
PENG Bin, ZHOU Tianhao, LIU Huixin, et al. Thermodynamic characteristics of heat pump scroll compressor [J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2023, 49(4): 42-48.
- [20] 柴沁虎,马国远,江亿,等.带经济器的涡旋压缩机制冷循环热力学分析[J].清华大学学报(自然科学版),2003,43(10):1401-1404.
CHAI Qinhu, MA Guoyuan, JIANG Yi, et al. Thermodynamic analyses of scroll refrigeration system with economizer [J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2003, 43(10): 1401-1404.
- [21] 张辛辛,苏林,李康,等.热泵用涡旋压缩机补气位置特性研究[J].流体机械,2020,48(7):38-44.
ZHANG Xinxin, SU Lin, LI Kang, et al. Study on the characteristics of vapor injection position of a scroll compressor for heat pump system [J]. Fluid Machinery, 2020, 48(7): 38-44.
- [22] WANG Baolong, LI Xianting, SHI Wenxing, et al. Design of experimental bench and internal pressure measurement of scroll compressor with refrigerant injection [J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(1): 179-186.