

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-12  
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20250619004

# 面向电动汽车空调低温制热场景的热气旁通型 热泵循环控制策略研究

张添<sup>1</sup> 阚望<sup>1</sup> 李亚伦<sup>1</sup> 张辉<sup>1</sup> 阮寻<sup>2</sup> 曹昊敏<sup>2</sup> 丁国良<sup>2</sup>

(1 广东美芝制冷设备有限公司 顺德 528333; 2 上海交通大学机械与动力工程学院 上海 200240)

**摘要** 电动汽车乘员舱的冬季供暖依赖车用空调系统,需要将出风温度快速提高到设定值。目前车用空调系统普遍采用逆卡诺型热泵循环,在低温环境下存在制热量不足的问题,导致冷启动时出风温度无法快速达到设定值。为了使车用空调系统在低温制热工况下提供足够的制热量,采用热气旁通型热泵循环代替逆卡诺型热泵循环,将高压侧制冷剂旁通至低压侧,提高压缩机的吸气压力,保证压缩机在低温制热工况下稳定运行。本文提出了分阶段的热气旁通制热控制思路,在系统中增加排气节流阀,缩短了高压的建立时长。建立了基于R290的热气旁通型热泵循环仿真模型,并搭建了实验台对仿真模型进行标定。仿真研究了热气旁通型与逆卡诺型热泵循环在低温制热时的性能差异,并在此基础上验证控制策略的优化效果。结果表明:在-25℃和-20℃低温工况下,热气旁通型热泵循环制热性能优于逆卡诺型热泵循环;对比优化前的控制策略,优化后的控制策略可以将出风温度达到设定值所需的时长缩短36%。

**关键词** 汽车空调;热气旁通;控制策略;低温制热;出风温度

中图分类号: U469.72;TB61<sup>+</sup>1;TB65

文献标识码: A

## Research on the Control Strategy of the Hot Gas Bypass Cycle in Low-Temperature Heating Scenarios for Electric Vehicle Air Conditioners

Zhang Tian<sup>1</sup> Kan Wang<sup>1</sup> Li Yalun<sup>1</sup> Zhang Hui<sup>1</sup> Ruan Xun<sup>2</sup> Cao Haomin<sup>2</sup> Ding Guoliang<sup>2</sup>

(1. Guangdong Meizhi Compressor Co., Ltd., Shunde, 528333, China; 2. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 2002401, China)

**Abstract** Winter heating of passenger compartments in electric vehicles relies on vehicle air-conditioning systems, in which the air outlet temperature must be rapidly increased to the set value. These systems typically adopt a reverse Carnot heat-pump cycle, which does not achieve sufficient heating capacity in low-temperature environments, thus preventing the air outlet temperature from rapidly reaching the set temperature during cold starts. To ensure that the system provides sufficient heating capacity under these conditions, a hot-gas bypass heat-pump cycle was used to replace the reverse Carnot heat-pump cycle. By bypassing the refrigerant from the high-pressure side to the low-pressure side, the suction pressure of the compressor was increased, ensuring stable operation of the compressor under low-temperature heating conditions. A staged hot-gas-bypass heat-control strategy, with an additional exhaust throttle valve to reduce the time required to establish high pressure, is proposed. A simulation model of a this proposed system, using R290 as the refrigerant, was established, and a test bench was built to calibrate the simulation model. Using this simulation, differences between the hot-gas-bypass heat-pump cycle and the reverse Carnot heat-pump cycle were examined, and the effects of the optimization strategy were verified. Under low-temperature conditions (-25℃ and -20℃), the proposed system achieved better heating performance than the reverse Carnot heat pump cycle. Relative to the pre-optimization control strategy, the proposed optimized hot-gas-bypass heat-pump cycle control strategy reduces the time required for the air outlet temperature to reach the target temperature by 36%.

**Keywords** automobile air conditioner; hot-gas bypass cycle; control strategy; low-temperature heating; air outlet temperature

电动汽车空调在低温环境下的高效供热是影响续航里程和舒适性的关键。目前电动汽车制热普遍采用以R134a为制冷剂的逆卡诺型热泵循环<sup>[1]</sup>,存在全球变暖潜值GWP过高(Global Warming Potential,

GWP=1 430)和逆卡诺型热泵循环在低温工况制热量过小的问题<sup>[2]</sup>。自然工质R290的GWP可忽略不计(GWP=3),替代R134a应用于空调器时可有效提升制冷能力<sup>[3]</sup>。从制冷剂替代的角度出发,采用R290

收稿日期:2025-06-19;修回日期:2025-09-18;录用日期:2025-09-22

有望提升低温工况下电动汽车空调的制热能力。

从热力循环的角度出发,提高低温制热能力的可行方法有3种:补气增焓<sup>[4]</sup>、余热回收<sup>[5]</sup>、热气旁通<sup>[6]</sup>。补气增焓通过将冷凝器出口部分制冷剂注入压缩机中,增大制冷剂循环流量来增大制热量,但系统需增加额外部件且控制复杂<sup>[4]</sup>。余热回收通过增加二次换热回路将电机和电控组件的发热量回收,但在低温下的余热回收量占比较少<sup>[7]</sup>;热气旁通通过在压缩机排气管和压缩机吸气端之间设置旁通管路,直接使用压缩机的功率制热,在无须增设额外部件的条件下仍能够提供足够制热量,因此更加适合应用于电动汽车热泵空调系统。

目前国内对热气旁通型热泵循环的研究大多应用于除霜。陈恩林等<sup>[8]</sup>的研究表明,旁通量越大,除霜效果越好,但也会导致车室内的制热量和出风温度的降低。毕笑维等<sup>[9]</sup>的仿真结果表明,在一个除霜周期内,随着旁通阀开度的增大,除霜能量线性增加,除霜时长逐渐减小并趋于平缓。黄朝宗等<sup>[10]</sup>的实验结果表明了热气旁通型热泵循环在除霜时有对应的旁通阀最佳开度以及最佳的除霜周期。在对热气旁通型热泵循环低温制热性能的研究中,并未涉及启动速率的研究。许兵兵等<sup>[11]</sup>的实验结果表明,在低温工况下通过热气旁通的方式使客车热泵机组稳定正常运行是可行的,且对于电动客车定频热泵,热气旁通技术可以扩大其制热的运行范围。王健等<sup>[12]</sup>的实验结果表明,在极低温环境下,通过热气旁通的方式可以提升热泵循环的低压侧压力,并且可以通过改变热气旁通量以维持目标吸气压力和排气过热度,使热泵循环稳定运行并减少对电加热的依赖。

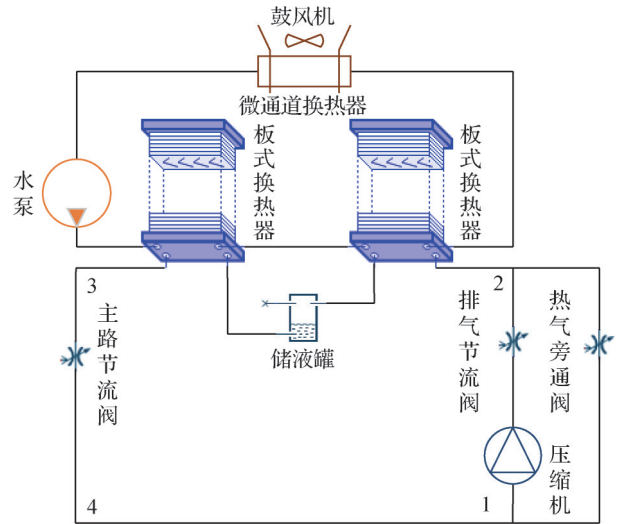
国外对热气旁通型热泵循环的研究以特斯拉<sup>[6]</sup>为主,主要为了解决低温制热问题。根据实验结果表明,在-20~10℃环境温度下,特斯拉 Model Y 的热气旁通系统在制热能力和 COP 方面表现出色,基本达到设定温度,且 COP>1,实现了低温下使用热泵制热替代电加热的目的。

综上,在低温工况,热气旁通型热泵循环可以提升系统低压,保证系统稳定制热,并且可以解决 R290 实际应用中低负荷运行问题。为了实现低温工况循环的快速启动,即要求出风温度迅速达到指定值,需要开发合适的控制策略并对循环进行优化。目前缺乏加快热气旁通型热泵循环在极低环境温度下制热启动速率的研究。本文将对如何开发热气旁通型热泵循环制热启动控制策略以及如何使出风温度尽快达到指定值开展详细研究。

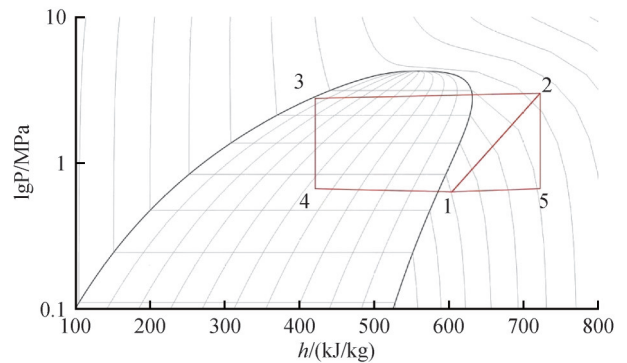
## 1 研究思路

### 1.1 热气旁通型热泵循环原理

热气旁通型热泵循环的原理是通过将压缩机排出的部分高温高压气体直接旁通至蒸发器入口或压缩机吸气侧,增加系统负荷,维持蒸发压力稳定在安全范围内。简化理论循环压焓图如图 1 所示,制冷剂分为 2 个回路:1)正常制热回路:1-2-3-4-1;2)热气旁通回路:1-2-5-1。2 个回路在 1 处混合后进入压缩机吸气处。



(a) 热气旁通型热泵示意图



(b) 热气旁通型热泵循环压焓图

图 1 研究对象

Fig.1 Research object

### 1.2 低温制热启动阶段划分

在热气旁通型热泵循环系统运行时,系统排气压力会先后经历 2 个阶段,如图 2 所示,包括初始化阶段和制热阶段,其中初始化阶段指排气压力第一次上升至指定压力值、水泵打开前一刻的阶段;制热阶段指水泵开启后直至排气压力稳定的过程。首先,在初始化阶段里,由于冷凝器与冷却液构成回路中的水泵未开启,冷凝器换热量很低,排气压力不断

上升,直至到达指定压力;随后,在制热阶段中,上述冷却液回路的水泵开启,冷凝器换热量迅速上升,排气压力迅速下降,并且在排气压力降至一定值后,由于换热量达到上限,压力再度上升,并维持在指定区间内。

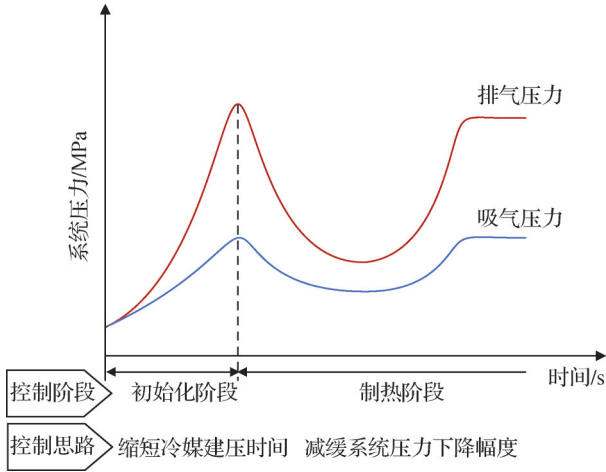


图2 低温制热启动分两阶段控制

Fig.2 Two stages of the low-temperature heating start-up

热气旁通型热泵循环制热启动控制策略的宏观要求包括:1)在初始化阶段,所需时长尽可能短;2)在制热阶段,排气压力下降后需要快速回升,需要保证排气压力降幅尽可能小,回升速度尽可能快。

为了保证乘员舱在低温工况的热舒适,空调器的出风温度应当高于设定值。已有研究表明,出风温度在39.4~48.5℃,乘员舱具有良好的热舒适性<sup>[13]</sup>。本文选取45℃作为推荐值,并将出风温度达到45℃视为低温制热启动完成的标志。

### 1.3 初始化阶段和制热阶段的控制思路

在初始化阶段,压缩机按照固定转速启动并维持此转速。主路节流阀和热气旁通阀的初始开度均保持固定开度运行。由于此过程需要保证系统排气压力的快速建立,因此冷却液回路的水泵保持关闭,并且风机也保持固定低风量运行。

在制热阶段,此时系统吸排气压力均达到了指定值。首先,为了保证系统的稳定运行,需要保证吸气压力在指定范围内,过高的吸气压力会导致系统发散,因此以不超过正常范围的压力值为目标,通过旁通阀开度的控制对吸气压力展开闭环调节;对于系统排气压力,排气压力越高压缩机出口温度越高,压缩机的性能以及安全性存在隐患,因此通过水泵转速的控制对排气压力展开闭环调节,使其不超过安全值。在水泵开启一段时长后,出风温度不断上升,在较小固定风量下其与冷却液的换热效率不断

降低。因此,在出风温度到达指定值后,需要增大风量至某一值,以加强微通道换热器的换热效率,直至出风温度到达指定值。

目前的热气旁通型热泵循环在汽车空调的低温制热方面存在两大问题:1)目前缺少可以实现准确进行热气旁通型热泵循环系统稳定仿真的模型;2)缺少适合热气旁通型热泵循环系统的制热启动策略及稳定控制策略。对于可以实现稳定仿真的模型,需要对仿真过程中的各个状态参数实现控制,比如吸排气压力等,并且需要建立完整的循环过程及对应的部件;对于适合热气旁通型热泵循环系统的制热启动策略及稳定控制策略,则需要比对不同的控制策略并进行优化。

解决上述2个问题的思路是:1)利用实验数据进行标定,建立可以稳定运行且准确的热气旁通型热泵循环模型;2)对循环的关键参数如电子膨胀阀开度、水泵转速等的控制策略进行优化,提升制热启动速率。

对循环中各个部件利用实验数据进行标定可以实现更加准确的仿真,其中包括对压缩机、电子膨胀阀、换热器、风机和水泵等的标定,具体内容见第2节。热气旁通型与逆卡诺型热泵循环的制热性能对比见第3节。对不同部件的控制策略进行优化,如电子膨胀阀、水泵等,可以提升系统的制热启动速率,具体见第4节。

## 2 热气旁通型热泵循环仿真模型建立

热气旁通型热泵循环系统中包含如下部件:压缩机、电子膨胀阀、换热器、风机和水泵,下文将这些部件的模型建立过程进行说明。

### 2.1 部件模型的建立

#### 2.1.1 压缩机模型的建立

压缩机数学模型的待求参数包括排气密度、排气温度、制冷剂出口流量和压缩机功率。制冷剂的质量守恒方程、能量守恒方程分别如式(1)、式(2)所示。

$$\begin{cases} \frac{dm_{\text{comp}}}{dt} = \dot{m}_{\text{comp, in}} - \dot{m}_{\text{comp, out}} \\ m_{\text{comp}} = V_{\text{shell}} \rho_{\text{dis}} \end{cases} \quad (1)$$

$$m_{\text{comp}} c_{p, \text{ref}} \frac{dT_{\text{dis}}}{dt} = \dot{m}_{\text{comp, in}} h_{\text{suc}} + W - \dot{m}_{\text{comp, out}} h_{\text{dis}} + Q_{\text{comp}} \quad (2)$$

式中: $m_{\text{comp}}$ 为压缩机中制冷剂质量,kg; $\dot{m}_{\text{comp, in}}$ 、 $\dot{m}_{\text{comp, out}}$ 分别为压缩机进出口质量流量,kg/s; $V_{\text{shell}}$ 为压缩机壳体体积,m<sup>3</sup>; $\rho_{\text{dis}}$ 为压缩机吸气密度,kg/m<sup>3</sup>;W为压缩机功率,W; $c_{p, \text{ref}}$ 为比定压热容,J/(kg·K); $T_{\text{dis}}$ 为压缩机出

口温度, K;  $h_{\text{suc}}, h_{\text{dis}}$  分别为压缩机进、出口制冷剂焓值, J/kg;  $Q_{\text{comp}}$  为制冷剂与空气的换热量, W。流量和功率分别采用半经验模型进行计算<sup>[14]</sup>, 如式(3)和(4)所示。

$$\dot{m}_{\text{comp, out}} = \left[ a_0 + a_1 \frac{f}{f_b} + a_2 \left( \frac{f}{f_b} \right)^2 \right] \quad (3)$$

$$W = \frac{\dot{m}_{\text{comp, out}} P_{\text{suc}}}{\rho_{\text{suc}}} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p_{\text{dis}}}{p_{\text{suc}}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (4)$$

$$(b_0 + b_1 p_{\text{suc}} + b_2 p_{\text{dis}}) + b_3$$

式中:  $f$  为压缩机运行频率, Hz;  $f_b$  为压缩机基准频率, 取 60 Hz;  $p_{\text{dis}}, p_{\text{suc}}$  分别为压缩机吸排气压力, Pa;  $\rho_{\text{suc}}$  为压缩机吸气密度, kg/m<sup>3</sup>;  $V_{\text{comp}}$  为压缩机排量, mL/r;  $\kappa$  为多变指数, 取 1.4;  $a_0 \sim a_5, b_0 \sim b_3$  为拟合系数, 根据实验数据拟合得到。

### 2.1.2 电子膨胀阀模型的建立

系统中的主路节流阀、排气节流阀和热气旁通阀均采用电子膨胀阀。电子膨胀阀数学模型的待求参数为阀出口质量流量。本文将电子膨胀阀的节流过程视为等焓节流, 认为进出口质量流量相等, 采用半经验模型进行计算<sup>[15]</sup>, 如式(5)所示。

$$\begin{cases} \dot{m}_{\text{ev}} = \xi_{\text{ev}} A_{\text{ev}} \sqrt{2\rho_{\text{in}} \Delta p_{\text{ev}}} \\ A_{\text{ev}} = [c_0 + c_1 \left( \frac{O_{\text{ev}}}{O_{\text{ev, max}}} \right) + c_2 \left( \frac{O_{\text{ev}}}{O_{\text{ev, max}}} \right)^2] \frac{\pi D_{\text{ev}}^2}{4} \\ \xi_{\text{ev}} = 0.02005 \sqrt{\rho_{\text{in}}} + 0.634v_{\text{out}} \end{cases} \quad (5)$$

式中:  $\dot{m}_{\text{ev}}$  为电子膨胀阀质量流量, kg/s;  $\xi_{\text{ev}}$  为阻力系数<sup>[16]</sup>;  $A_{\text{ev}}$  为电子膨胀阀流通面积, m<sup>2</sup>;  $\rho_{\text{in}}$  为电子膨胀阀进口密度, kg/m<sup>3</sup>;  $v_{\text{out}}$  为电子膨胀阀出口比容, m<sup>3</sup>/kg;  $\Delta p_{\text{ev}}$  为电子膨胀阀压降, Pa;  $O$  为电子膨胀阀运行开度;  $O_{\text{ev, max}}$  为电子膨胀阀最大开度;  $D_{\text{ev}}$  为阀孔径, m;  $c_0 \sim c_2$  为拟合系数, 通过实验数据拟合得到。

### 2.1.3 换热器模型的建立

系统中的换热器包括微通道换热器和板式换热器 2 种类型。微通道换热器中是水和空气进行换热; 板式换热器中是水和制冷剂进行换热。

微通道换热器模型的待求参数包括水的出口流量、出口压力和出口焓值。水的质量守恒方程、动量守恒方程、能量守恒方程分别如式(6)~式(8)所示。

$$\begin{cases} \frac{dm_{\text{water}}}{dt} = \dot{m}_{\text{water, in}} - \dot{m}_{\text{water, out}} \\ \frac{dm_{\text{water}}}{dt} = \rho_{\text{water}} \frac{dV_{\text{micro}}}{dt} + V_{\text{micro}} \frac{d\rho_{\text{water}}}{dt} \end{cases} \quad (6)$$

$$\Delta p_{\text{water}} = p_{\text{water, in}} - p_{\text{water, out}} \quad (7)$$

$$\begin{cases} \rho_{\text{water}} V_{\text{micro}} \frac{dh_{\text{water}}}{dt} - V_{\text{micro}} \frac{dp_{\text{water}}}{dt} - p_{\text{water}} \frac{dV_{\text{micro}}}{dt} = \\ Q_{\text{micro}} + \dot{m}_{\text{water, in}} (h_{\text{water, in}} - h_{\text{water}}) - \dot{m}_{\text{water, out}} (h_{\text{water, out}} - h_{\text{water}}) \\ p_{\text{water}} = \frac{(p_{\text{water, in}} + p_{\text{water, out}})}{2} \\ h_{\text{water}} = (h_{\text{water, in}} + h_{\text{water, out}})/2 \end{cases} \quad (8)$$

式中:  $m_{\text{water}}$  为微通道换热器中水质量, kg;  $\dot{m}_{\text{water, in}}, \dot{m}_{\text{water, out}}$  分别为微通道换热器进、出口质量流量, kg/s;  $\rho_{\text{water}}$  为水密度, kg/m<sup>3</sup>;  $V_{\text{micro}}$  为微通道内容积, m<sup>3</sup>;  $\Delta p_{\text{water}}$  为微通道换热器压降, Pa;  $p_{\text{water, in}}, p_{\text{water, out}}$  分别为微通道换热器进、出口压力, Pa;  $p_{\text{water}}$  为水压力, Pa;  $h_{\text{water, out}}, h_{\text{water, in}}$  分别为微通道换热器进、出口焓值, J/kg;  $h_{\text{water}}$  为水焓值, J/kg;  $Q_{\text{micro}}$  为水和空气的换热量, W, 采用  $\varepsilon$ -NTU 方法进行计算<sup>[17]</sup>, 如式(9)所示。

$$\begin{cases} Q_{\text{micro}} = \varepsilon (\dot{m}c_p)_{\text{min}} (T_{\text{water, in}} - T_{\text{air, in}}) \\ \varepsilon = 1 - e^{-NTU} \\ NTU = \frac{1}{(\dot{m}c_p)_{\text{min}}} UA \\ UA = \left( \frac{1}{\zeta_{\text{water}} \alpha_{\text{water}} A} + \frac{\delta_{\text{micro}}}{\lambda_{\text{micro}} A} + \frac{1}{\zeta_{\text{air}} \alpha_{\text{air}} A} \right)^{-1} \end{cases} \quad (9)$$

式中:  $\varepsilon$  为换热效率;  $T_{\text{water, in}}, T_{\text{air, in}}$  分别为水侧和空气侧的进口温度, K;  $U$  为总体传热系数, W/(m<sup>2</sup>·K);  $A$  为换热面积, m<sup>2</sup>;  $\alpha_{\text{water}}, \alpha_{\text{air}}$  分别为水和空气侧的对流传热系数, W/(m<sup>2</sup>·K);  $\zeta_{\text{water}}, \zeta_{\text{air}}$  分别为水和空气侧对流传热系数的修正系数;  $\lambda_{\text{micro}}$  为微通道壁面导热系数, W/(m<sup>2</sup>·K);  $\delta_{\text{micro}}$  为微通道壁面厚度, m。

板式换热器根据制冷剂状态可分为单相区和两相区。单相区控制单元的待求参数包括制冷剂出口流量、出口压力和出口焓值。制冷剂的质量守恒方程、动量守恒方程、能量守恒方程分别如式(10)~式(12)所示。

$$\begin{cases} \frac{dm_i}{dt} = \dot{m}_{i, in} - \dot{m}_{i, out} \\ \frac{dm_i}{dt} = \rho_i \frac{dV_i}{dt} + V_i \frac{d\rho_i}{dt} \end{cases} \quad (10)$$

$$\Delta p_i = p_{i, in} - p_{i, out} \quad (11)$$

$$\rho_i V_i \frac{dh_i}{dt} - V_i \frac{dp_i}{dt} - p_i \frac{dV_i}{dt} = \quad (12)$$

$$Q_{\text{heat}} + \dot{m}_{i, in} (h_{i, in} - h_i) - \dot{m}_{i, out} (h_{i, out} - h_i)$$

式中:  $m_i$  为单相区制冷剂质量, kg;  $\dot{m}_{i, in}, \dot{m}_{i, out}$  分别为单相区制冷剂的进、出口流量, kg/s;  $\rho_i$  为单相区制冷剂的密度, kg/m<sup>3</sup>;  $V_i$  为单相区控制单元的体积, m<sup>3</sup>;  $\Delta p_i$  为单相区制冷剂压降, Pa;  $p_{i, in}, p_{i, out}$  分别为单相区制冷剂进、出口压力, Pa;  $p_i$  为单相区制冷剂压力, Pa;  $h_{i, in}, h_{i, out}$  分别为单相区制冷剂进、出口焓值, J/kg;  $h_i$  为单相

区制冷剂焓值,  $J/kg$ 。

两相区的待求参数包括制冷剂出口流量和出口焓值。制冷剂质量守恒方程、能量守恒方程分别如式(13)~式(14)所示。

$$\begin{cases} \frac{dm_{tp}}{dt} = \dot{m}_{tp,in} - \dot{m}_{tp,out} \\ \frac{dm_{tp}}{dt} = \rho_{tp} \frac{dV_{tp}}{dt} + \gamma V_{tp} \frac{d\rho_{tp,out}}{dt} + (1 - \gamma) V_{tp} \frac{d\rho_{tp,in}}{dt} \\ V_{tp} \left[ \gamma \frac{d(\rho_{tp,out} h_{tp,out})}{dt} + (1 - \gamma) \frac{d(\rho_{tp,in} h_{tp,in})}{dt} - \frac{dp_{tp}}{dt} \right] - p_{tp} \frac{dV_{tp}}{dt} = Q_{heat} + \dot{m}_{tp,in} h_{tp,in} - \dot{m}_{tp,out} h_{tp,out} \end{cases} \quad (13)$$

$$(14)$$

式中:  $m_{tp}$  为两相区制冷剂质量,  $kg$ ;  $\dot{m}_{tp,in}$ 、 $\dot{m}_{tp,out}$  分别为两相区制冷剂的进、出口流量,  $kg/s$ ;  $\gamma$  为空泡系数;  $\rho_{tp,in}$ 、 $\rho_{tp,out}$  分别为两相区制冷剂进、出口密度,  $kg/m^3$ ;  $\rho_{tp}$  为两相区制冷剂的密度,  $kg/m^3$ ;  $V_{tp}$  为两相区控制单元的体积,  $m^3$ ;  $h_{tp,in}$ 、 $h_{tp,out}$  分别为区制冷剂进、出口焓值,  $J/kg$ ;  $p_{tp}$  为两相区制冷剂压力,  $Pa$ ;  $Q_{heat}$  为制冷剂和水的换热量,  $W$ , 如式(15)所示。

$$\begin{cases} Q_{heat} = UA\Delta T_{lm} \\ \Delta T_{lm} = (\Delta T_{ref} - \Delta T_{water}) / \ln \left( \frac{\Delta T_{ref}}{\Delta T_{water}} \right) \\ UA = \left( \frac{1}{\zeta_{ref} \alpha_{ref} A} + \frac{\delta_{wall}}{\lambda_{wall} A} + \frac{1}{\zeta_{water} \alpha_{water} A} \right)^{-1} \end{cases} \quad (15)$$

式中:  $\Delta T_{lm}$  为对数平均温差,  $K$ ;  $\Delta T_{ref}$  为制冷剂侧进、出口温差,  $K$ ;  $\Delta T_{water}$  为水侧进出口温差,  $K$ ;  $\alpha_{ref}$  为制冷剂侧的对流传热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $\zeta_{ref}$  为制冷剂侧对流传热系数的修正系数;  $\lambda_{wall}$  为换热板导热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $\delta_{wall}$  为换热板壁面厚度,  $m$ 。

#### 2.1.4 风机及水泵模型的建立

风机数学模型的待求参数为空气质量流量, 采用式(16)进行计算。

$$\begin{cases} \dot{m}_{fan} = \rho_{air} G_{fan} \\ G_{fan} = g(R_{fan}) \\ d = 0.622 \frac{\Phi \cdot p_s(T)}{p - \Phi \cdot p_s(T)} \\ p_s(T) = p_{refr} \exp \left[ C_1 \left( \frac{1}{T_{refr}} - \frac{1}{T} \right) \right] \\ \rho_{air} = \frac{p}{Ra \cdot T} \cdot \frac{1}{1 + 1.608d} \end{cases} \quad (16)$$

式中:  $\dot{m}_{fan}$  为风机空气质量流量,  $kg/s$ ;  $\rho_{air}$  为空气密度,  $kg/m^3$ ;  $G_{fan}$  为风机空气体积流量,  $m^3/s$ ;  $g$  为空气体积流量关于风机转速的定量关系;  $R_{fan}$  为风机转速,  $r/min$ ;  $d$  为每千克干空气携带的水蒸气质量,  $kg/kg$  (干空气);  $\Phi$  为水蒸气分压与同温度饱和水蒸气分压的比值;  $p_s(T)$  为饱和水蒸气分压,  $pa$ ;  $p$  为湿空气总压,  $pa$ ;

$p_{refr}$  为参考饱和压力,  $pa$ ;  $T_{refr}$  为参考温度,  $K$ ;  $C_1$  为 Antoine 常数, 取值为  $5423 K$ ;  $T$  为湿空气温度,  $K$ ;  $Ra$  为干空气气体常数,  $J/(kg \cdot K)$ 。

水泵数学模型的待求参数包括水的体积流量, 采用式(17)进行计算。

$$G_{pump} = \zeta_{pump} V_{pump} R_{pump} \quad (17)$$

式中:  $G_{pump}$  为水泵体积流量,  $m^3/s$ ;  $\zeta_{pump}$  为水泵排量的修正系数;  $V_{pump}$  为水泵排量,  $mL/r$ ;  $R_{pump}$  为水泵转速,  $r/min$ 。

## 2.2 热气旁通型热泵循环仿真模型的软件实现

根据热气旁通型热泵循环系统的工作原理, 上述部件模型可在 AMESim 软件环境中建立, 得到热气旁通型热泵循环仿真模型, 如图3所示。

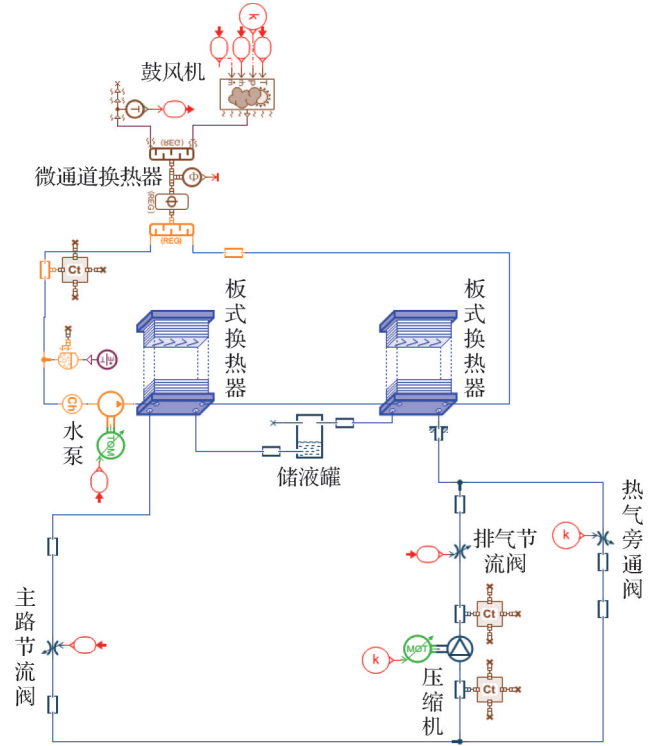


图3 热气旁通型热泵循环仿真模型

Fig.3 Simulation model of hot gas bypass cycle

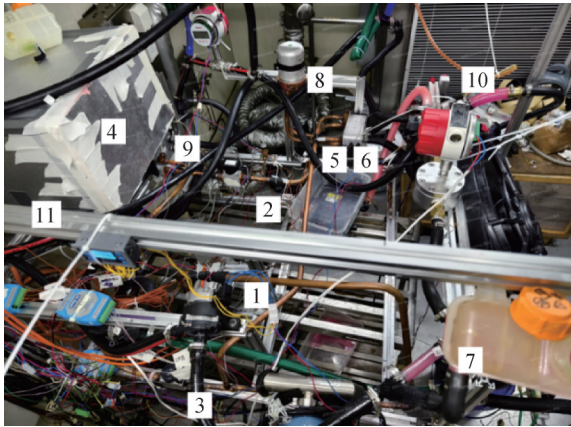
## 3 热气旁通型热泵循环仿真模型的实验验证

### 3.1 实验台架

通过对比实验测试性能与仿真计算性能来验证热气旁通型热泵循环仿真控制策略的准确性。根据实验台架获得的出风温度、换热量及吸排气压力等数值, 对仿真模型进行校核和验证。

实验台架如图4所示。实验样机为 R290 热气旁通型热泵, 由 1 台变频压缩机、1 个主路节流阀、1 个排气节流阀、1 个热气旁通阀、1 个储液罐、1 个微通道

换热器、2个板式换热器和2个水泵组成,规格如表1所示。



1压缩机; 2主路节流阀; 3热气旁通阀; 4风机1; 5冷凝器第一段; 6冷凝器过冷段; 7水泵1; 8储液罐; 9蒸发器; 10水泵2; 11风机2。

图4 热气旁通型热泵循环的实验台架

Fig.4 Experimental bench for hot gas bypass heat pump cycle

表1 实验样机规格表

Tab.1 Specifications of the prototype

部件	参数	数值
变频压缩机	排量/(mL/r)	33
主路节流阀	孔径/mm	2.1
排气节流阀	孔径/mm	10
热气旁通阀	孔径/mm	4.5
微通道换热器	重量/g	1 069
	容积/L	0.7
板式换热器 (作为冷凝器)	质量/kg	1.6
	单位换热面积/mm <sup>2</sup>	31 700
板式换热器 (作为蒸发器)	质量/kg	0.4
	单位换热面积/mm <sup>2</sup>	31 700
风机	容积/L	0.5
水泵	排量/(mL/r)	3

测试工况为低温制热,环境温度选取-25℃和-20℃。热气旁通型热泵循环的控制参数如表2所示。

### 3.2 部件模型的精度验证

利用实验数据分别对压缩机模型、电子膨胀阀模型、换热器模型、风机模型和水泵模型进行拟合或标定。根据对应实验工况下的实验与仿真结果进行对比,验证模型的准确性。

#### 3.2.1 压缩机模型的精度验证

压缩机模型中的回归系数根据实验数据拟合得

表2 控制参数表

Tab.2 Table of control parameters

部件	参数
压缩机	转速 10 000 r/min
热气旁通阀	维持吸气压力 0.65 MPa
主路节流阀	维持吸气过热度 5℃
排气节流阀	维持全开
水泵	维持排气压力 2.5 MPa
风机	开启后线性增大至 300 m <sup>3</sup> /h

到。选取工况为压缩机转速 1 000~12 000 r/min、压比 2~15,测试数据总数为 43 组。回归系数如表 3 所示。

表3 压缩机半经验模型的回归系数

Tab.3 Regression coefficients of the semi-empirical models for compressor

关键参数	回归系数	数值
压缩机流量	$a_0$	50.763 073
	$a_1$	18.043 390
	$a_2$	-6.268 660
	$a_3$	54.088 415
	$a_4$	0.0056 38
压缩机功率	$a_5$	-0.001 668
	$b_0$	0.428 286
	$b_1$	-0.000 731
	$b_2$	0.000 182
	$b_3$	723.188 836

压缩机流量的测试值与计算值的最大误差为 9.11%,平均误差为 2.82%;压缩机功率的测试值与计算值的最大误差为 18.90%,平均误差为 9.71%。

#### 3.2.2 电子膨胀阀模型的精度验证与标定

电子膨胀阀模型中的回归系数根据实验数据拟合得到。选取工况为环境温度 25℃,阀进口压力为 1 MPa,出口压力为大气压,并分别针对主路节流阀、排气节流阀、热气旁通阀对比空气流量的测试值与计算值。其中主路节流阀测试数据 30 组、排气节流阀测试数据 15 组、热气旁通阀测试数据 15 组。回归系数如表 4 所示。

主路节流阀空气流量的测试值与计算值的最大误差为 5.15%,平均误差为 2.46%;排气节流阀空气流量的测试值与计算值的最大误差为 6.73%,平均误差为 4.12%;热气旁通阀空气流量的测试值与计算值的最大误差为 14.12%,平均误差为 9.41%。

表4 电子膨胀阀半经验模型的回归系数

Tab.4 Regression coefficients of the semi-empirical models for EEVs

分类	回归系数		
	$c_0$	$c_1$	$c_2$
主路节流阀	-22.730 7	579.259 3	-242.045 0
排气节流阀	-6.4651	127.5590	19.3719
热气旁通阀	5.763 2	-32.898 0	229.652 1

主路节流阀、排气节流阀、热气旁通阀的压降修正系数需要根据实验数据进行标定。选取典型的低温工况(环境温度 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),测试初始化阶段所用时长及各点压力。当仿真时长大于测试时长时,增大压降修正系数,反之减小压降修正系数。标定后,系统完成初始化阶段时间点的仿真值与测试值之间的误差为2.51%,如图5所示。

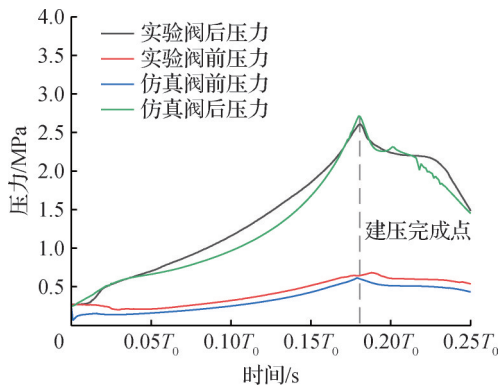


图5 电子膨胀阀压降标定结果

Fig.5 Calibration result diagram of pressure drop for 2for electronic expansion valve

### 3.2.3 换热器模型的标定

微通道换热器模型中,空气侧和水侧的对流传热修正系数 $\zeta_{\text{air}}$ 、 $\zeta_{\text{water}}$ 根据实验数据标定得到。选取典型低温工况(环境温度 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),测试水侧和空气侧的换热量。当换热量的仿真值大于测试值时,减小对流传热修正系数,反之增大对流传热修正系数。标定后,换热量的仿真值与测试值的最大误差为2.87%,平均误差为1.26%。

板式换热器模型中,制冷剂侧和水侧的对流传热修正系数 $\zeta_{\text{ref}}$ 、 $\zeta_{\text{water}}$ 根据实验数据标定得到。选取典型低温工况(环境温度 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),测试制冷剂侧与水侧的换热量、出口温度。当换热量的仿真值大于测试值时,减小对流传热修正系数,反之增大对流传热修正系数。标定后,仿真模型进出口参数的仿真值与测试值的最大误差为1.69%,平均误差为0.99%。

### 3.2.4 风机和水泵模型的标定

风机模型中,空气体积流量关于风机转速的函数关系 $g$ 根据实验数据标定得到。选取典型的低温工况(环境温度 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),测试风机的空气体积流量。在风机稳定出风后,空气体积流量的仿真值大于测试值时,减小 $g$ 中转速的系数,反之增大转速的系数。标定后,仿真模型稳定后出风体积流量的仿真值与测试值的平均误差为6.67%,最大误差为8.33%,如图6所示。

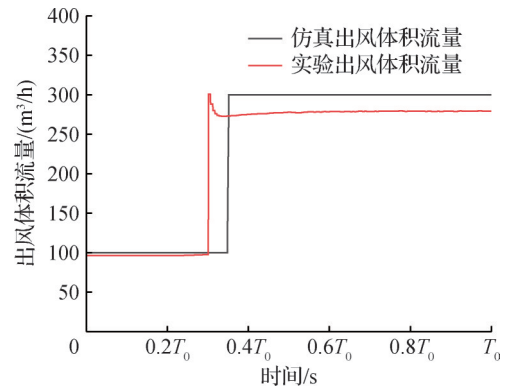


图6 风机风量标定结果

Fig.6 Calibration result diagram of blower air volume

水泵模型中,水泵排量的修正系数 $\zeta_{\text{pump}}$ 根据实验数据标定得到。选取典型的低温工况(环境温度 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),测试水泵的流量。在水泵稳定后,水泵流量的仿真值大于测试值时,减小水泵排量的修正系数,反之增大水泵排量的修正系数。标定后,仿真模型稳定后水泵流量的仿真值与测试值的平均误差为4.22%,最大误差为8.76%,如图7所示。

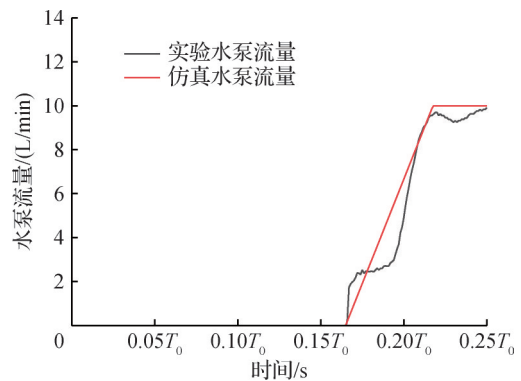


图7 水泵流量标定结果

Fig.7 Calibration result diagram of pump flow

热气旁通型热泵循环仿真模型中,各部件模型的计算误差均能满足工程应用的要求,可以在该仿真模型的基础上进行后续的计算验证。

### 3.3 热气旁通型热泵循环实验与仿真结果对比

#### 3.3.1 出风温度和换热量对比

实验与仿真的出风温度结果对比如图8(a)所示。在-20℃低温制热启动的工况下,虽然实验出风温度在启动过程中始终大于仿真出风温度,但出风温度图像的变化趋势相同。出风温度到达推荐值的时间点的计算值与测试值的误差为9.43%。

实验与仿真的换热量结果对比如图8(b)所示。可以看出,虽然实验的风机开启时长更早,但最终在换热量稳定时实验与仿真差值很小。稳定时仿真计算的换热量与实验测试的换热量的平均误差为8.42%,最大误差为9.79%。

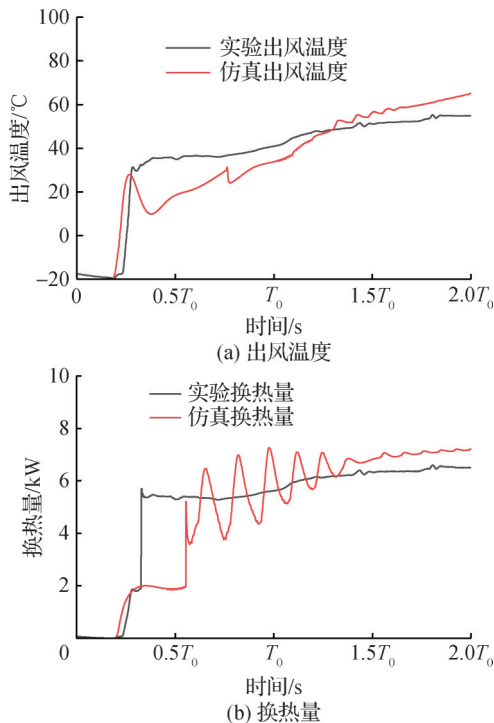


图8 实验与仿真的出风温度及换热量对比

Fig.8 Comparison of air outlet temperature and heat exchange between experiment and simulation

#### 3.3.2 吸排气压力对比

实验与仿真的吸气压力结果对比如图9(a)所示。在-20℃低温制热启动工况下,初始化阶段的吸气压力曲线接近,制冷剂建压时长的仿真值与测试值的误差为4.71%,指定低压到达指定值时长的仿真值与测试值的误差为9.17%。

实验与仿真的排气压力结果对比如图9(b)所示。在-20℃低温制热启动工况下,初始化阶段排气压力曲线基本重合,制冷剂建压时长的仿真值与测试值的误差为0.05%,指定高压到达指定值时长的仿真值与测试值的误差为3.60%。

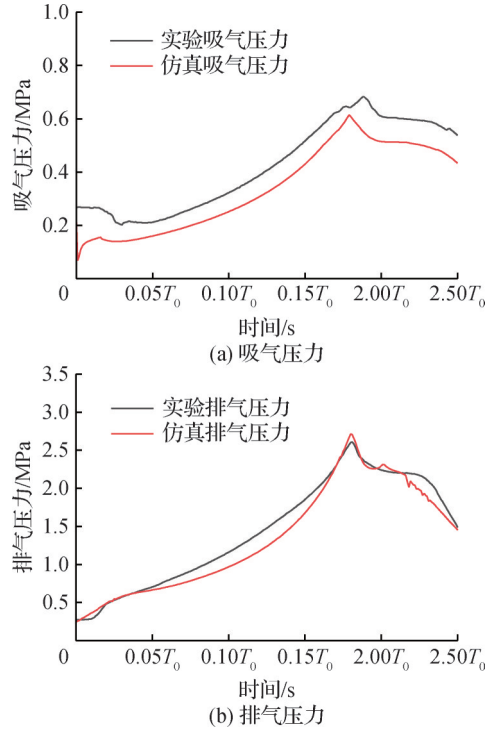


图9 实验与仿真的吸排气压力对比

Fig.9 Comparison of suction pressure and discharge pressure between experiment and simulation

## 4 优化前的热气旁通型与逆卡诺型热泵循环控制策略的结果对比

在-25℃的低温工况下,热气旁通型与逆卡诺型热泵循环采取相同的压缩机、电子膨胀阀开度、风机、水泵控制策略,对比其仿真结果的状态参数图像以及低温制热启动速度。

### 4.1 出风温度和换热量对比

在该低温工况下,热气旁通型与逆卡诺型热泵循环的出风温度结果对比如图10(a)所示。可以看出,逆卡诺型热泵循环出风温度迅速上升,但升至某一值后保持稳定;热气旁通型热泵循环出风温度上升较缓慢,但在波动后可以持续上升。分析原因是:在低温制热启动初期风机以小风量运行时,逆卡诺型热泵循环的风机出风温度更快达到指定值使风机风量开大,但在风量开大之后,循环制热量不足,出风温度始终无法到达制热启动完成的推荐值;而热气旁通型热泵循环制热量充足,出风温度不断上升。

热气旁通型与逆卡诺型热泵循环的换热量对比如图10(b)所示。可以看出,逆卡诺型热泵循环换热量迅速上升,但升至某一值后保持稳定;热气旁通型热泵循环出风温度上升较缓慢,但在波动后可以持续上升。分析原因同上,低温工况下逆卡诺型热泵

循环制热量小于热气旁通型热泵循环。热气旁通型热泵循环制热量相比逆卡诺型热泵循环提升20%。

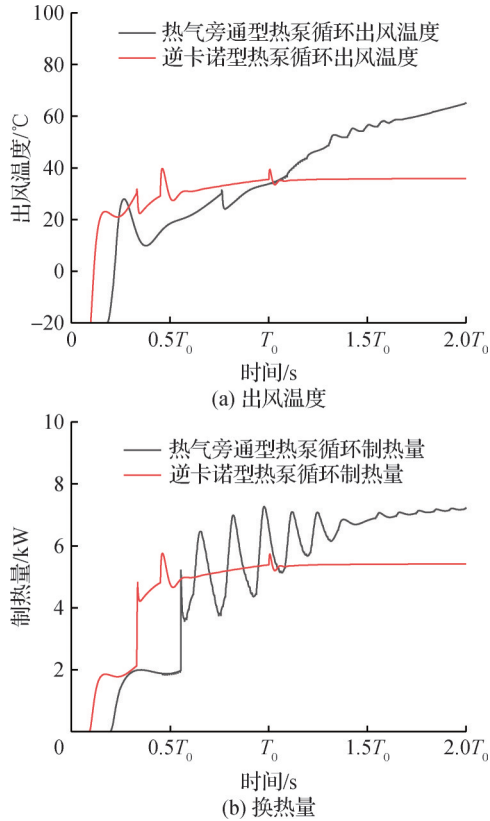


图10 热气旁通型与逆卡诺型热泵循环的出风温度及换热量对比

Fig.10 Comparison of air outlet temperature and heat exchange between hot gas bypass cycle and heat pump cycle

## 4.2 吸排气压力对比

热气旁通型与逆卡诺型热泵循环的吸气压力对比如图11(a)所示。可以看出,逆卡诺型热泵循环在低温热启动时吸气压力始终很低;而热气旁通型热泵循环由于可以通过控制热气旁通量的变化调节吸气压力,使得吸气压力最后可以回升至设定值。

热气旁通型与逆卡诺型热泵循环的排气压力对比如图11(b)所示。可以看出,逆卡诺型热泵循环排气压力上升速度更快,制冷剂建压时长明显优于热气旁通型热泵循环。但在冷却液回路水泵开启后,逆卡诺型热泵循环的压缩机排气压力迅速下降,并无法回升至较高的水平,导致冷却液回路温度较低,换热性能下降。热气旁通型热泵循环制冷剂建压比逆卡诺型热泵循环制冷剂建压用时增加141%。

## 5 热气旁通型热泵循环控制策略的优化

从优化前热气旁通型热泵循环的实验及仿真结果可以看出,对制热启动速度的优化可以从初始化

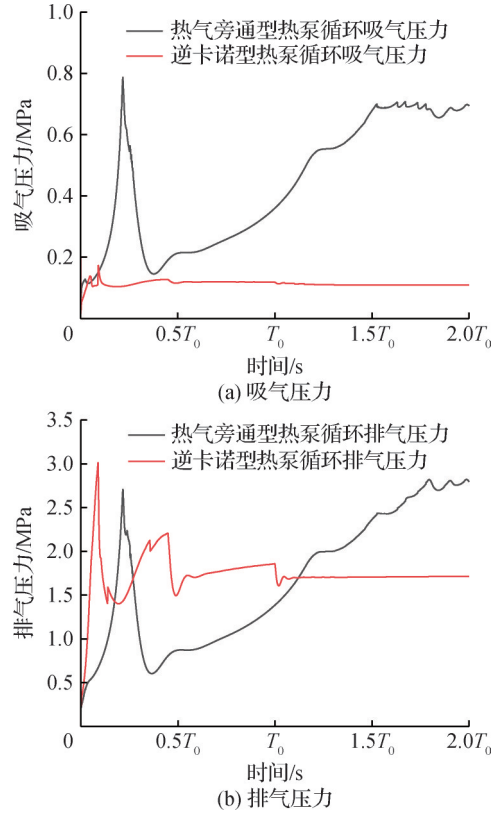


图11 热气旁通型热泵循环与热泵循环的吸排气压力对比

Fig.11 Comparison of suction pressure and discharge pressure between hot gas bypass cycle and heat pump cycle

阶段和制热阶段2个方面进行。优化措施应使得初始化阶段的制冷剂建压速度加快,且在制热阶段水泵开启后系统高压降低速度减缓。特斯拉提出了在压缩机出口处增设排气节流阀提升系统高压的上升速度。本文将在此基础上研究排气节流阀开度变化对系统吸排气压力的影响规律,并提出排气节流阀开度的优化控制策略。

排气节流阀位于压缩机出口处,对出口气体有节流作用,可以提升排气压力,使初始化阶段更快。该过程中排气节流阀的开度越小,系统排气压力的上升速度越快,但此时排气节流阀的压差也越大,因此在该阶段排气节流阀的开度大小应使系统排气压力的上升速度较快的同时排气节流阀的压差较小。

基于上述分析的排气节流阀对初始化阶段速率的影响,由启动阶段风侧热流量的积分值和出风温度曲线作为评估指标,必定存在某一排气节流阀的开度,可以使换热量积分值达到最大,则排气节流阀在初始化阶段以此为初始开度。

在制热阶段,此过程中系统高压达到指定数值,水泵开始启动,随着水泵流量的增大,系统高压迅速下降。此时排气节流阀的开度越小,系统高压下降的速度越慢;但在最终水泵流量稳定时,排气节流阀

的开度越小,水泵流量越大。因此,排气节流阀开度应在系统高压快速降低时保持较小开度,以阻碍高压的降低,并在系统高压上升时开度逐渐增大,直至全开。

基于上述分析的排气节流阀对制热阶段速度的影响,在初始化阶段采取最佳节流阀开度的前提下,由启动阶段风侧热流量的积分值和出风温度曲线作为评估指标,找出制热阶段的最佳开度,而由于制热阶段又可以分为系统排气压力降低阶段和上升阶段,在不同阶段下又可以有不同的开度组合,但肯定存在一种组合使换热量积分值最大,此即为制热阶段的排气节流阀最佳开度。

在使用水泵闭环控制高压的过程中,需要调整水泵转速调节的频率。当调节频率过高时,如每秒调节,会导致系统高压在调节过程中持续波动,且在实际过程中无法实现;当调节频率过低时,则系统响应过慢,会导致高压偏离设定值过大。因此需要找到合适的调节频率来调节水泵转速。

## 6 优化前后的热气旁通型热泵循环控制策略结果对比

### 6.1 出风温度和换热量对比

优化前后的低温制热启动出风温度结果对比如图 12(a)所示。可以看出,优化后系统的出风温度上升速度及幅度始终快于优化前系统。出风温度不仅优先达到推荐值,使风机风量开大,并且在风量加大后,出风温度波动幅度更小,温度上升速率更快。优化后系统风机启动时长缩短 46%,低温制热启动时长缩短 36%。

优化前后的换热量结果对比如图 12(b)所示。可以看出,换热量的变化趋势很好地反映了出风温度的变化趋势。同样是优化后的系统能够更快地达到更高的换热量,低温换热性能更高。在出风温度上升过程中,换热量最大提升 32%,在换热量稳定阶段提升 7%。

### 6.2 吸排气压力对比

优化前后的吸气压力对比如图 13(a)所示。可以看出,优化后的系统更快进入制热阶段,并且在水泵开启后优化后系统的吸气压力始终高于优化前系统,更高的吸气压力更有利于低温制热启动。

优化前后的低温制热启动排气压力对比如图 13(b)所示。可以看出,由于排气节流阀的存在,优化后系统的初始化阶段明显快于优化前系统,排气压力更快到达指定值,使水泵开启。并且在制热阶段,

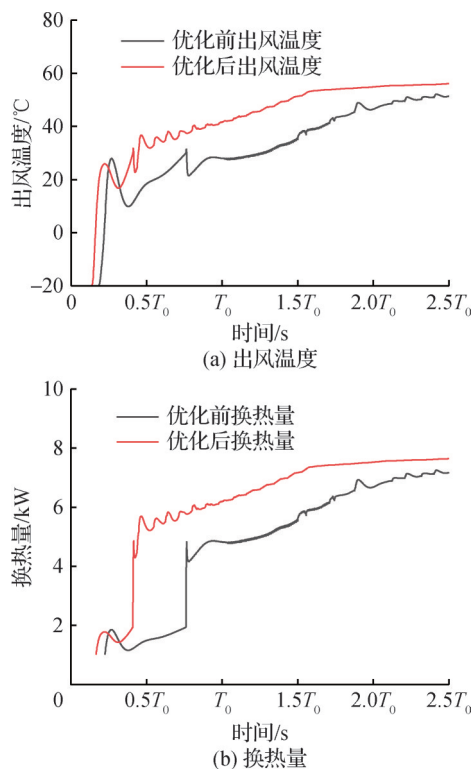


图 12 优化前后出风温度和换热量对比  
Fig.12 Comparisons of air outlet temperature and heat exchange before and after optimization

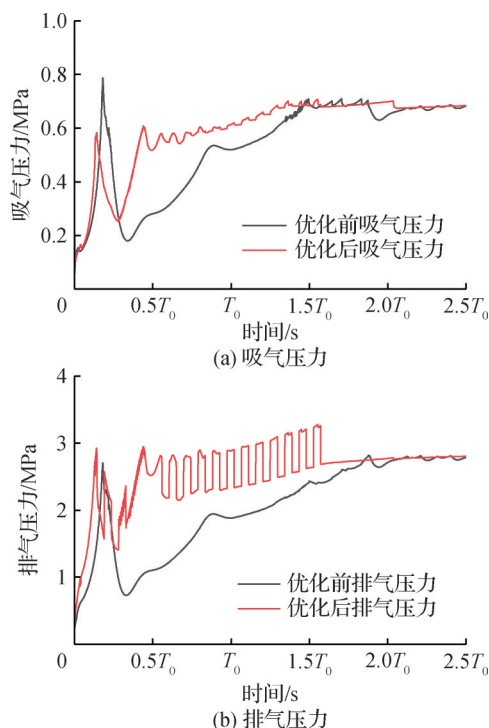


图 13 优化前后吸排气压力对比  
Fig.13 Comparisons of suction pressure and discharge pressure before and after optimization

优化后系统的排气压力降幅更小,回升速度更快,始终高于优化前的系统,可以使冷却液回路的温度始

终保持在较高的水平,利于和风机出风的换热。优化后系统初始化阶段时长缩短29%。

## 7 结论

本文建立了热气旁通型热泵循环仿真模型,并通过与逆卡诺型热泵循环的对比,明确汽车空调系统低温制热启动过程可以采用热气旁通型热泵循环提升制热启动速率以及提高制热量。在此基础上,对热气旁通型热泵循环的制热启动控制策略进行优化,通过仿真和实验得出以下结论:

1)热气旁通型热泵循环的制热启动可以划分为初始化阶段和制热阶段。为了提升制热启动速率,在初始化阶段需要缩短制冷剂建压时长,在制热阶段需要降低系统高压的下降速度。

2)通过仿真确定了排气节流阀开度变化对吸排气压力变化速率的影响规律。当排气节流阀开度减小时,吸排气压力上升速率变快;当排气节流阀开度增大时,吸排气压力下降速率变慢。以换热器水侧换热量积分值作为指标,在初始化阶段,确定了高制热能力的开度推荐值;在制热阶段,确定了高制热能力的开度变化值。

3)优化前的热气旁通型热泵循环控制策略仿真结果相比于逆卡诺型热泵循环,制热量提升20%,且吸气压力可以维持在指定值。

4)相比优化前的热气旁通型热泵循环控制策略仿真结果,优化后的初始化阶段时长缩短29%,风机启动时长缩短46%,低温制热启动时长缩短36%;在出风温度上升过程中,换热量最大提升32%,在换热量稳定阶段提升7%。

5)高压气体旁通对安全性的影响:对于非集成系统,增加旁通管路会增加额外的泄漏接口,增加泄漏风险,对R290这种易燃制冷剂是不利的。近年来推广的集成热管理系统,可通过集成冷媒流道至流道板来避免增加接口数量,降低了泄漏和燃爆风险。

### 参考文献

- [1] Kim K Y, Kim S C, Kim M S. Experimental studies on the heating performance of the PTC heater and heat pump combined system in fuel cells and electric vehicles [J]. International Journal of Automotive Technology, 2012, 13(6): 971-977.
- [2] 杨忠诚, 苏林, 于荣, 等. 电动汽车热泵系统低温工况的制热性能实验研究[J]. 制冷学报, 2021, 42(1): 53-59. (Yang Zhongcheng, Su Lin, Yu Rong, et al. Experimental research on heat pump heating performance at low temperature for electric vehicles [J]. Journal of Refrigeration, 2021, 42(1): 53-59.)
- [3] Zheng Huifan, Tian Guoji, Zhao Yahui, et al. Experimental study of R290 replacement R134a in cold storage air conditioning system [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2022, 36: 102203.
- [4] 刘明康, 苏林, 方奕栋, 等. 电动汽车补气增焓型热泵系统低温制热性能研究[J]. 流体机械, 2021, 49(10): 7-14. (Liu Mingkan, Su Lin, Fang Yidong, et al. Research on heating performance of electric vehicle vapor injection heat pump air-conditioning system at low temperature [J]. Fluid Machinery, 2021, 49(10): 7-14.)
- [5] Hosoz M, Direk M. Performance evaluation of an integrated automotive air conditioning and heat pump system [J]. Energy Conversion and Management, 2006, 47(5): 545-559.
- [6] Tesla Inc. Optimal source electric vehicle heat pump with extreme temperature heating capability and efficient thermal preconditioning: US16124285 [P]. 2019-03-07.
- [7] 李萍, 谷波, 缪梦华. 废热回收型纯电动汽车热泵系统试验研究[J]. 上海交通大学学报, 2019, 53(4): 468-472. (Li Ping, Gu Bo, Miao Menghua. Experimental research on waste-heat recovery heat pump system in electric vehicles [J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2019, 53(4): 468-472.)
- [8] 陈恩林, 江斌, 刘向农, 等. 热气旁通制冷系统的数值模型建立与分析[J]. 低温与超导, 2017, 45(4): 72-77. (Chen Enlin, Jiang Bin, Liu Xiangnong, et al. Establishment and analysis of numerical model of hot gas bypass refrigeration system [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2017, 45(4): 72-77.)
- [9] 毕笑维, 刘向农, 冯小桃, 等. 热气旁通制冷系统除霜特性的仿真研究[J]. 低温与超导, 2021, 49(5): 91-96. (Bi Xiaowei, Liu Xiangnong, Feng Xiaotao, et al. Simulation research on defrosting characteristics of hot gas bypass refrigeration system [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2021, 49(5): 91-96.)
- [10] 黄朝宗, 刘向农, 陈恩林. 热泵型电动汽车空调系统设计和实验研究[J]. 低温与超导, 2016, 44(8): 55-61. (Huang Chaozong, Liu Xiangnong, Chen Enlin. Design and experiment research of heat pump air conditioning system for electric vehicle [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2016, 44(8): 55-61.)
- [11] 许兵兵, 金甜甜, 岳小鹤. 热气旁通技术在纯电动客车热泵低温制热中的应用[J]. 制冷与空调(北京), 2018, 18(5): 73-76. (Xu Bingbing, Jin Tiantian, Yue Xiaohu. Application of hot gas bypass to heat pump heating at low temperature for electric bus [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2018, 18(5): 73-76.)
- [12] 王健, 夏嵩勇, 许俊波, 等. 热气旁通量对极低温条件

- 下热泵系统性能的影响[J]. 汽车与新动力, 2025, 8(1): 18-20.(Wang Jian, Xia Songyong, Xu Junbo, et al. Influence of hot gas bypass flux on performance of heat pump system at extremely low temperature[J]. Automobile and New Powertrain, 2025, 8(1): 18-20.)
- [13] 吴国强, 马国远, 许树学. R290变频热泵空调器性能的实验研究[J]. 北京工业大学学报, 2023, 49(3): 379-385. (Wu Guoqiang, Ma Guoyuan, Xu Shuxue. Experimental study on the performance of inverter air conditioner using R290[J]. Journal of Beijing University of Technology, 2023, 49(3): 379-385.)
- [14] 孙浩然, 任滔, 丁国良, 等. 一种产品数据交互式的变频压缩机理论模型[J]. 制冷学报, 2015, 36(3): 73-78. (Sun Haoran, Ren Tao, Ding Guoliang, et al. A product-data interactive theoretical model of variable-speed compressor [J]. Journal of Refrigeration, 2015, 36(3): 73-78.)
- [15] Park C, Cho H, Lee Y, et al. Mass flow characteristics and empirical modeling of R22 and R410A flowing through electronic expansion valves [J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(8): 1401-1407.
- [16] Wile D D. The measurement of expansion valve capacity [J]. Refrigeration Engineering, 1935, 8: 108-112.
- [17] 陆东铭. 翅片管式热交换器的 $\varepsilon$ -NTU法换热量计算公式以及在空调机开发中的应用[J]. 家电科技, 2018(9): 77-79. (Lu Dongming. Calculation formulas for heat exchange capacity of fin-tube heat exchanger by  $\varepsilon$ -NTU method and their application in air conditioner development [J]. Journal of Appliance Science & Technology, 2018(9): 77-79.)

#### 通信作者简介

张辉,男,博士,广东美芝制冷设备有限公司,13776666237, E-mail: hui1.zhang@midea.com。研究方向:制冷压缩机、汽车热管理系统与集成。

#### About the corresponding author

Zhang Hui, male, Ph. D., Guangdong Meizhi Compressor Co., Ltd., 86-13776666237, E-mail: hui1.zhang@midea.com. Research fields: refrigeration compressors, automotive thermal management system and integration.