• 2025 中国汽车热系统学术年会优秀论文(选登) •

乘员舱侧蒸发-气冷双用型CO_2微通道换热器传热与压降特性研究*

魏嘉祺　武卫东　黄逸宸　陈浪　冯杰

(上海理工大学能源与动力工程学院,上海 200093)

【摘要】为研究乘员舱侧蒸发-气冷双用型微通道换热器在不同工况下的运行特性,基于Dymola平台构建了该换热器的一维仿真模型并验证了其可靠性,分析了在热泵(HP)模式下不同制冷剂和空气的入口参数对微通道换热器换热及压降性能的影响,结果表明,适当增大制冷剂入口压力和换热器进风风量均能在增加换热量的同时减小制冷剂侧的压降:制冷剂入口压力每升高0.5 MPa,换热量平均增加2.6%,制冷剂侧压降平均降低9.5%;空气侧进风风量的增大及进风温度的降低均能在增加换热量的同时减小压降,但两者也均会降低出风温度。

关键词:汽车空调　蒸发-气冷双用型换热器　CO_2热泵系统　传热性能　压降

中图分类号:U463　　**文献标志码:**A　　**DOI:** 10.20104/j.cnki.1674-6546.20250153

Numerical Study of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of an Evaporator-Gas-Cooler Cooling Dual-Purpose CO_2 Microchannel Heat Exchanger at the Passenger Compartment Side

Wei Jiaqi, Wu Weidong, Huang Yichen, Chen Lang, Feng Jie

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093)

【**Abstract**】This study developed and validated a one-dimensional simulation model on the Dymola platform to analyze the performance of a dual-mode evaporative-gas-cooled microchannel heat exchanger under various operating conditions. The effects of various refrigerant and air inlet parameters on the heat transfer and pressure drop characteristics of the microchannel heat exchanger in Heat Pump (HP) mode are analyzed. The simulation results show that in HP mode, a moderate increase in refrigerant inlet pressure and heat exchanger inlet airflow volume can both enhance the heat exchange amount while reducing the pressure drop on the refrigerant side. For each 0.5 MPa increase in refrigerant inlet pressure, the heat exchange amount increases by 2.6%, averaging a 9.5% reduction in the pressure drop on the refrigerant side. Increasing the air inlet volume on the air side and decreasing the air inlet temperature both reduce the pressure drop while increasing the heat transfer, but simultaneously decreasing the outlet air temperature.

Key words: Automotive air conditioning, Evaporator-gas-cooler dual-purpose heat exchanger, CO_2 heat pump system, Heat transfer performance, Pressure drop

【引用格式】魏嘉祺, 武卫东, 黄逸宸, 等. 乘员舱侧蒸发-气冷双用型CO_2微通道换热器传热与压降特性研究[J]. 汽车工程师, 2026(2): 9-14+20.

WEI J Q, WU W D, HUANG Y C, et al. Numerical Study of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of an Evaporator-Gas-Cooler Cooling Dual-Purpose CO_2 Microchannel Heat Exchanger at the Passenger Compartment Side[J]. Automotive Engineer, 2026(2): 9-14+20.

*基金项目:上海市优秀学科带头人计划项目(21XD1433400)。

1 前言

在新能源汽车中，除传统的制冷与制热功能外，热泵空调系统还承担三电系统热管理等功能。然而，目前其主流制冷剂工质HFC-134a会造成温室效应，存在环保性欠佳的问题[1]，欧盟、日本和美国正在对其进行逐步淘汰[2]。中国的双碳政策也在持续推进，因此亟需寻找一种更加环保的车用制冷剂工质。

绿色天然工质CO_2的臭氧消耗潜能值（Ozone Depletion Potential，ODP）为0、全球变暖潜能值（Global Warming Potential，GWP）为1，被视为HFC-134a的有力替代品[3]。同时，CO_2制冷剂具有高密度、高潜热、高比热、高热导率和低黏度等优良的热物理性质，在寒冷气候下可有效提高系统的制热效率[4]。

针对CO_2热泵空调在低温工况下的制热性能表现，学者们展开了大量研究。Wang等[3]的试验结果证明，在相同工况下，CO_2系统热泵模式的性能明显优于R134a系统。Wang等[5]的研究表明，汽车CO_2热泵系统的微通道气体冷却器深度的增加会增大换热面积，可大幅提高换热性能，为避免换热面积的增加引发压降过大的问题，存在气冷器最优换热面积与深度。Lei等[6]的试验研究结果表明，质量流量的增加和入口压力的降低有利于超临界CO_2在圆形水平和垂直微通道中的冷却换热强化，而壁面热流密度对换热系数的影响较小，且水平流动传热显著优于向下流动。Chen等[7]通过试验对比得到：在-20~0 ℃环境温度下，准双级压缩CO_2热泵系统的制热量相比基本CO_2热泵系统提高了50%~132%，性能系数（Coefficient of Performance，COP）提升了18.9%~61.9%。Wang等[8]在制热模式下，通过阀件串联2个换热器，将原本的蒸发器变为蒸发-气冷双用型换热器，大幅度增加了换热面积，相比传统CO_2系统制热量平均提高33.7%，COP平均提高35%。本课题组先前的研究[9]通过改进循环回路，提出了一种车用跨临界CO_2二次节流系统，利用节流阀调节进入双用型换热器的制冷剂入口状态，进一步提升了系统的性能，在相同送风温度下，相较于一次节流系统可实现更低的压比和系统㶲损失，以及更高的COP。

综上，现阶段的研究工况较少涵盖极端环境温度，且针对双用型换热器的研究仍较为匮乏，特别是对车用跨临界CO_2二次节流热泵空调系统[10]中的蒸发-气冷双用型微通道换热器在低温制热模式下的换热及压降特性方面的研究不足，本文借助Dymola仿真平台，以微通道换热器的换热量、压降、换热系数和出风温度为评价指标，研究极端工况下不同制冷剂和空气的入口参数对微通道换热器性能的影响。

2 单级压缩二次节流CO_2热泵空调系统

本文所研究的蒸发-气冷双用型换热器基于车用跨临界CO_2二次节流热泵空调系统，原理如图1所示，其主要部件包括压缩机、乘员舱侧双用型换热器（Indoor Dual-purpose Heat Exchanger，IDHE）、热泵芯体、电子膨胀阀（Electronic Expansion Valve，EXV）、室外换热器（Outdoor Heat Exchanger，OEX）以及电池冷却器（Chiller）。此外，还有自动截止阀（Automatic Shut-off Valve，ASV）、风机、气分回热器（Accumulator，ACCU）等辅助部件。

本文系统有多种运行模式，包括热泵（Heat Pump，HP）制热模式、空调（Air Conditioning，AC）制冷模式、电池冷却（Chiller）模式等，以满足不同工况与环境的需求。本文主要分别针对HP和AC模式下的IDHE展开研究。在HP模式下：气态制冷剂离开压缩机后进入热泵芯体被冷却，随后进入EXV1进行第1次节流；当制冷剂压力降低到一定程度后进入IDHE继续被冷却，随后进入EXV2进行第2次节流；之后，制冷剂经过ACCU进入OEX后被室外侧空气加热，蒸发为过热蒸气；最后，过热的制冷剂气体经过ACCU回到压缩机吸气口，完成一次循环。在热泵系统中，制冷剂经过2次节流，故该系统又称为二次节流系统。

在AC模式下：气态制冷剂离开压缩机进入OEX后被室外空气冷却，随后进入ACCU与进入压缩机前的制冷剂换热；制冷剂经过EXV2进行节流降压后，进入IGC被空气逐渐加热为过热蒸气，与HP模式不同的是，此时热泵芯体不参与循环；制冷剂蒸气离开IGC后进入ACCU进行回热，最后回到压缩机，完成一次循环。由图1可知，IDHE在HP和AC模式下的作用不同，在AC模式下作蒸发器用，为乘员舱直接提供冷量，在HP模式下作气冷器用，空气先流经IDHE被加热后经过热泵芯体被二次加热，最终为乘员舱提供热量。

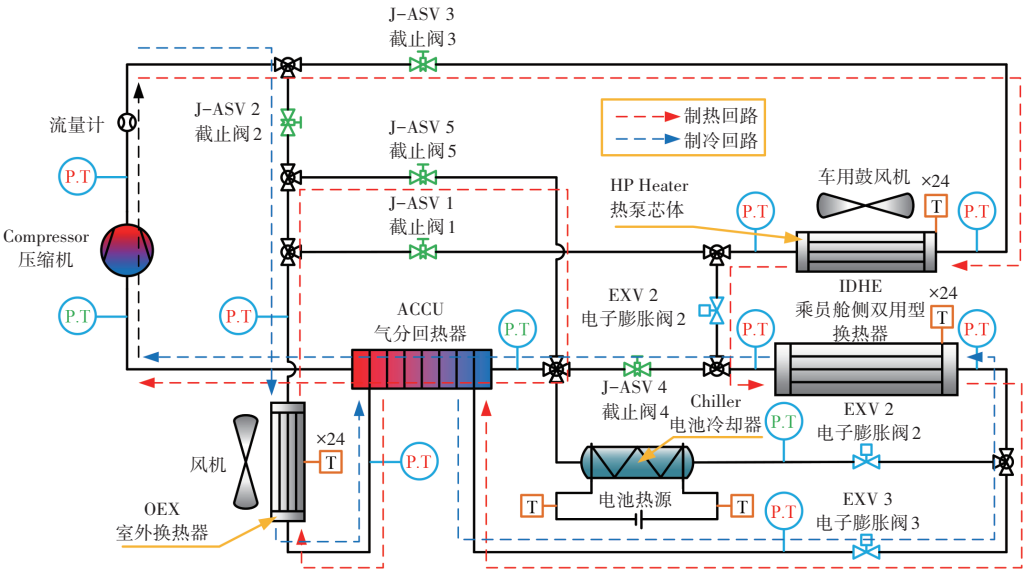


图1　车用跨临界CO_2二次节流热泵空调系统构成

3　仿真模型构建

为实现不同工况下的仿真，首先根据所使用的换热器类型，在Dymola模型库[11]中选择匹配的模型，为其设定尺寸参数与对应计算公式。

3.1　模型构建

本文的研究对象乘员舱侧蒸发-气冷双用型换热器如图2所示，具体尺寸如表1所示。

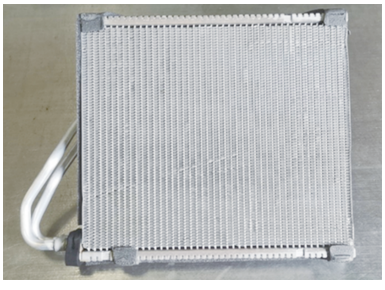


图2　蒸发-气冷双用型换热器实物

表1　IDHE及其扁管翅片尺寸参数

参数	取值	参数	取值
高度×宽度×深度/mm×mm×mm	210×250×26	扁管材料壁厚/mm	0.45
流层数	2	扁管厚度/mm	1.75
单个流层的流程数	3	翅片厚度/mm	0.28
每个流程内的扁管数	15-15-14	翅片间距/mm	1.35
集管的壁厚/mm	1.78	百叶窗间距/mm	1.15
扁管内通道数	9	百叶窗长度/mm	3.5
扁管宽度/mm	12.5	百叶窗夹角/(°)	30
通道内径/mm	0.7		

为分析IDHE中制冷剂和空气的传热与流动特性，将其分为若干个微元，根据每个微元入口状态，基于能量守恒方程求得制冷剂和湿空气出口的状态参数。为简化模型计算过程，基于换热器的实际运行过程，对模型进行如下简化和假设：

a. 系统处于稳态。

b. 截面气流是一维的。

c. 某一截面的制冷剂流动是一维的。

d. 忽略空气和制冷剂的重力作用。

e. 忽略对环境的热损失。

f. 每段微元内空气侧和制冷剂侧换热系数均匀。

3.2　控制方程

对于任意微元，满足如下能量方程：

$$Q_r=Q_a \tag{1}$$

式中：$Q_r=m_r(h_{r1}-h_{r2})$为制冷剂释放的热量，$Q_a=c_p m_a(T_{a2}-T_{a1})$为湿空气吸收的热量，$m_r$、$m_a$分别为制冷剂与湿空气的质量流量，$c_p$为湿空气的比热容，$h_{r1}$、$h_{r2}$分别为换热器制冷剂进、出口焓值，$T_{a1}$、$T_{a2}$分别为换热器湿空气进、出口温度。

换热器各微元的传热方程为：

$$Q_r=K_r A_i \Delta T_m \tag{2}$$

式中：K_r为总传热系数，A_i为换热器各微元的换热面积，ΔT_m为对数平均温差。

其中，ΔT_m和K_r的计算方式分别为：

$$\Delta T_m=\frac{(T_{r1}-T_{a2})-(T_{r2}-T_{a1})}{\ln\dfrac{T_{r1}-T_{a2}}{T_{r2}-T_{a1}}} \tag{3}$$

$$\frac{1}{K_r}=\frac{1}{\alpha_r}+\frac{A_r}{2\lambda_t}\ln\frac{A_r}{A_a}+\frac{1}{\alpha_a}\frac{A_r}{A_a} \tag{4}$$

式中：T_{r1}、T_{r2}分别为换热器制冷剂进、出口温度，α_r、α_a分别为制冷剂侧和湿空气侧换热系数，λ_t为管壁导热系数，A_r、A_a分别为制冷剂侧和湿空气侧换热面积。

微元段的长度L_i为：

$$L_i = \frac{A_r}{\pi d_r} = \frac{m_r(h_{r1}-h_{r2})}{\pi d_r K_r \Delta T_m} \tag{5}$$

制冷剂和湿空气的定性温度分别为：

$$\bar{T}_r = \frac{T_{r1}+T_{r2}}{2} \tag{6}$$

$$\bar{T}_a = \frac{T_{a1}+T_{a2}}{2} \tag{7}$$

式中：d_r为制冷剂侧管道内径。

3.3 空气侧传热与压降关联式

本文采用百叶窗翅片IDHE，空气侧的传热关联式采用Chang[12]总结的传热因子公式，空气侧压降采用Kim[13]总结的关联式。

3.4 制冷剂侧传热与压降关联式

CO_2在气冷器内只存在降温，并不发生相变，因此属于单相冷却。冷却过程的对流传热系数和流体阻力系数分别采用Gnielinski[14]及Churchill[15]的关联式计算。

3.5 算法设计

IDHE作为气冷器的模型的输入参数包括结构参数和入口参数。输出参数包括出口制冷剂状态参数、换热量、出风温度等。具体计算流程如下：

a. 输入IDHE的结构参数及制冷剂和空气的进口状态参数。

b. 设定制冷剂出口温度的上、下限，并将该上、下限的算术平均值作为迭代初值，采用二分法进行计算。

c. 假设IDHE的出风温度。

d. 计算IDHE的总管长，对比计算得到的管长与IDHE的实际管长，若两者的相对误差在收敛精度内，则转向步骤e，否则改变IDHE的出风温度，重新执行步骤c。

e. 输出计算结果，结束。

3.6 仿真模型精度验证

本文基于车用跨临界CO_2二次节流热泵试验台的前期试验数据[10]，在HP模式下，分别针对不同运行工况下的IDHE进行精度验证，仿真工况如表2所示。

图3所示为HP模式下IDHE的试验与仿真对比结果。由图3可知，IDHE的换热量、出风温度和制冷剂侧进出口温度、压力等参数的误差基本在5%以内。上述结果验证了Dymola仿真模型的准确性。

表2 HP模式仿真工况

工况序号	换热器进风温度/℃	换热器进风风量/$m^3\cdot h^{-1}$	换热器入口制冷剂温度/℃	换热器入口制冷剂压力/MPa	质量流量/$kg\cdot h^{-1}$
1	−20	200	23.88	6.236	40.86
2	−20	220	26.01	6.569	42.75
3	−20	250	28.23	6.922	42.24
4	−20	290	28.54	6.969	45.14
5	−20	350	21.27	5.865	52.51
6	−15	290	30.33	7.266	38.01
7	−10	220	31.47	7.648	36.24
8	−10	290	40.23	7.968	61.80
9	0	250	23.43	6.175	28.73
10	0	250	30.39	7.178	35.32

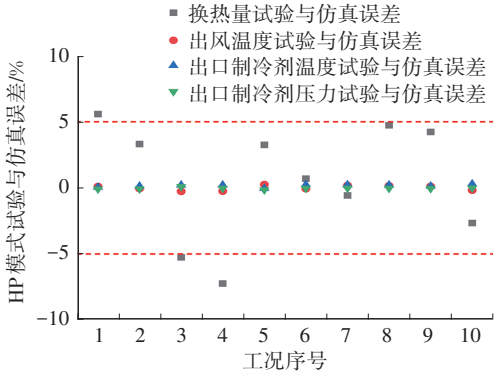


图3 IDHE的试验与仿真对比结果

3.7 模拟方案及工况

为研究IDHE在不同运行模式及运行参数下的传热与压降ΔP性能，基于前文通过Dymola仿真平台所搭建的换热器模型，通过改变换热器入口参数，探究其在HP模式下的传热与压降变化规律。不同模式下换热器的仿真参数变化范围如表3所示。

表3 IDHE仿真参数变化范围

参数	变化范围
制冷剂入口压力/MPa	7.0,7.5,8.0,8.5,9.0
制冷剂质量流量/$kg\cdot h^{-1}$	30,45,60,75,90
换热器进风风量/$m^3\cdot h^{-1}$	230,260,290,320,350
换热器进风温度/℃	−10,−15,−20,−25,−30

4 结果与讨论

不同IDHE进风温度下，IDHE的α_r、ΔP、换热量

与出风温度随制冷剂入口压力$P_{r,in}$的变化情况如4所示。由图4可知,随着$P_{r,in}$增大,α_r、ΔP减小,换热量增大,出风温度逐渐升高。相同进风温度下,$P_{r,in}$每上升0.5 MPa,α_r平均减小8.7%,换热量平均增加2.6%,ΔP平均降低9.5%,出风温度平均升高4.7%。这是因为$P_{r,in}$升高使流体黏度增大,基于Gnielinski[14]及Churchill[15]的关联式,此时雷诺数(Re)与努塞尔数(Nu)随之减小,从而使得α_r减小。而$P_{r,in}$的增大使制冷剂出口压力与出口温度升高,在制冷剂入口温度相同的情况下,IDHE内的制冷剂进出口平均温度上升。此时IDHE内外换热温差增大,换热效果增强,因此,换热量随$P_{r,in}$的上升而增大。由空气侧换热量的计算公式可知,在IDHE进风风量、进风温度相同的情况下,IDHE进出口的空气温差随换热量的增大而逐渐增大,出风温度随之上升。同时,随着$P_{r,in}$增大,CO_2的密度增大;而在m_r相同的情况下,体积流量减小时,制冷剂流速降低,流体流动过程中产生的摩擦阻力减小,从而减小了ΔP。综上,适当增大$P_{r,in}$可有效提升换热性能并减小ΔP,同时应避免过高的$P_{r,in}$造成的换热器使用寿命缩短、制造成本提高及高压侧压力过高引发的系统功耗上升的问题。

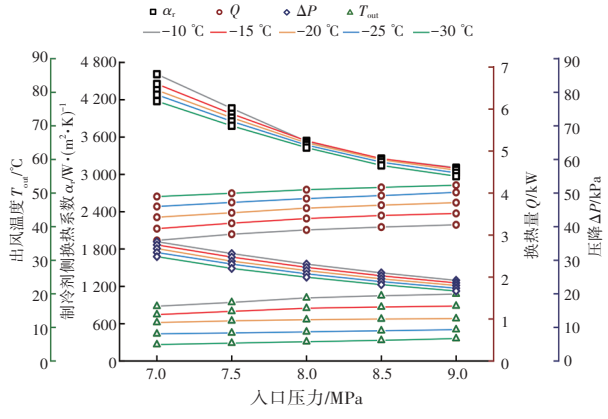


图4 不同IDHE进风温度下各评价指标随制冷剂入口压力的变化情况

在不同IDHE进风温度下,α_r、ΔP、换热量与出风温度随m_r的变化情况如图5所示。由图5可知,随着m_r的增大,α_r、ΔP增大,IDHE的换热量增大,出风温度升高。相同进风温度下,m_r每增大15 kg/h,α_r平均增大37.4%,ΔP平均提高82.0%,换热量平均增加24.0%,出风温度平均升高25.2%。m_r增加使流速增大,不仅使沿通道壁的摩擦阻力和局部阻力增大,导致制冷剂侧ΔP剧烈增大,也使流动边界层变薄,制冷剂的扰动能力更强,导致更强的对流流动,使Re增大。与前文同理可得,此时α_r增大。同时,虽然m_r增大使制冷剂出口温度升高、制冷剂出口焓值增大,引起进出口焓差减小,但焓差减小的幅度小于m_r的增幅。因此,随着m_r增大,换热量增大。此时进出风温度差增大,即IDHE的出风温度随m_r的增大而升高。综上,增大m_r虽能显著提升换热性能,但同样伴随着制冷剂侧ΔP显著提高。因此,可小幅增加m_r(在低于60 kg/h范围内),在保持制冷剂侧ΔP增幅较小的范围内提升换热性能。

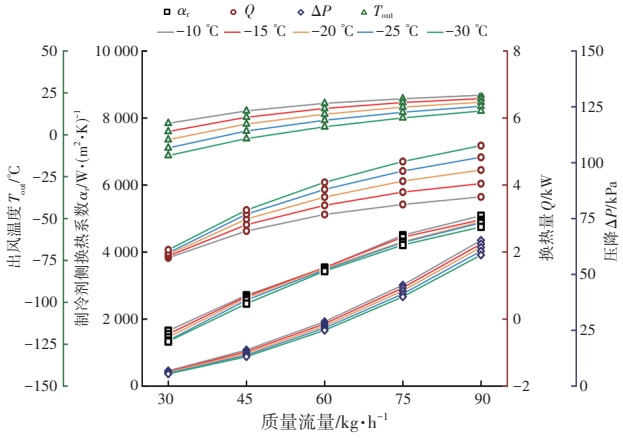


图5 不同IDHE进风温度下各评价指标随制冷剂质量流量的变化情况

在不同IDHE进风温度下,IDHE的α_a、出风温度、ΔP与换热量随进风风量的变化情况如图6所示。由图6可知,随着进风风量增大,α_a增大、出风温度降低、IDHE换热量增大、ΔP减小。相同进风温度下,进风风量每增大30 m^3/h,α_a平均增大5.3%,换热量平均增加3.4%,出风温度平均降低27.9%,ΔP平均降低2.2%。这是因为增大风量后IDHE的入口风速增大,使空气侧Re增大,由空气侧的传热关联式可知,此时α_a增大。而IDHE内空气流速的提高导致空气升温时间不足,因此,出风温度逐渐降低。空气平均温度的降低使空气密度增大,虽然此时进出风温差减小,但其减小的幅度低于进风风量和密度的增幅,因此换热量增大。同时,由于进风风量上升使α_a增大,换热性能提高,因此使IDHE出口制冷剂温度降低,此时制冷剂动力黏度随之降低,因而Re随之增大,进一步使得ΔP减小。综上,增大进风风量可在有效提升换热性能的同时减小ΔP,但其引发的出风温度下降会降低乘员舱内的舒适度。考虑到冬季空调的出风温度不宜低于18 ℃,因此当环境温度较高(高于−15 ℃)时,可通过增加进风风量(低于300 m^3/h的范围内)的方式增强换热,当环境温度较低时,则不宜通过增加进风风量的方式增

强换热。

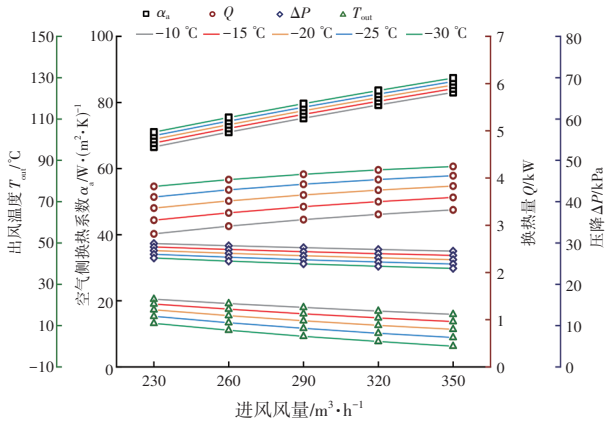


图6　不同IDHE进风温度下各评价指标随进风风量的变化情况

由图4~图6可知，当其他入口条件不变时，进风温度每降低5 ℃，α_r减小1.3%~2.3%，α_a平均增大1.4%，而换热量升高了6.6%~7.1%，进出风温差增大4.5%~6.0%，ΔP降低3.5%~3.9%。这是因为进风温度的降低使换热温差变大，制冷剂出口温度减小，因此气态制冷剂的密度增大，当m_r不发生改变时，制冷剂流速降低，此时α_r减小。而进风温度降低使空气的平均温度降低，黏度减小，从而使空气侧Re增大。由空气侧的传热关联式可知，在上述条件共同作用下，α_a随进风温度的降低而增大。同时，制冷剂出口温度降低也使出口焓减小，此时IDHE的进出口焓差随之增大。在m_r相同的情况下，换热量随进风温度的降低而增大。而换热量的增大引起了进出风温差增大，但增幅小于进风温度下降的幅度，所以呈现为出风温度随进风温度的降低而降低的趋势。制冷剂温度下降与$P_{r,in}$的上升均会导致CO_2的黏度降低、Re增大，故此时ΔP减小。

5　结束语

为提升所提出的车用跨临界CO_2二次节流热泵系统中的乘员舱侧蒸发-气冷双用型IDHE在热泵模式下的性能，本文基于Dymola仿真平台搭建了与该热泵系统中的乘员舱侧换热器相匹配的仿真模型并进行了验证，研究了IDHE在涵盖极端运行条件的不同环境温度下，入口参数对其传热与压降性能的影响规律和对应的最佳调节策略。得到主要结论如下：

a. 在HP模式下，IDHE制冷剂入口压力的升高可有效提升换热量并减小ΔP，$P_{r,in}$每升高0.5 MPa，换热量平均增加2.6%，而ΔP平均降低9.5%，但同时对压缩机及IDHE的承压能力提出了更高的要求；而IDHE内m_r的增加可有效增加换热量，使沿通道壁的摩擦阻力和局部阻力增大，但也会造成ΔP急剧增大，m_r每增大15 kg/h，换热量平均增加24.0%，ΔP平均提高82.0%；IDHE空气侧进风风量的增大以及进风温度的降低均能在增加换热量的同时减小ΔP，但也会降低出风温度。

b. 在满足合适的乘员舱舒适度的情况下，为使IDHE具有更高的换热量及较低的ΔP，在HP模式下，在系统压力承受范围内应适当提高IDHE制冷剂入口压力；考虑到乘员舱的环境舒适度，当环境温度高于-15 ℃时可通过增加进风风量（不超过300 m^3/h）增强换热。

参　考　文　献

[1] SHERIN J S, CHIDAMBARAM R K. Electric Vehicle Air Conditioning System and Its Optimization for Extended Range—A Review[J]. World Electric Vehicle Journal, 2022, 13(11).

[2] XIANG X Y, ZHAO X C, JIANG P N, et al. Scenario Analysis of Hydrofluorocarbons Emission Reduction in China's Mobile Air-Conditioning Sector[J]. Advances in Climate Change Research, 2022, 13(4): 578-586.

[3] WANG Y B, DONG J Q, JIA S W, et al. Experimental Comparison of R744 and R134a Heat Pump Systems for Electric Vehicle Application[J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 121: 10-22.

[4] DONG J Q, WANG Y B, JIA S W, et al. Experimental Study of R744 Heat Pump System for Electric Vehicle Application [J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 183.

[5] WANG D, WANG Y, YU B, et al. Numerical Study on Heat Transfer Performance of Micro-Channel Gas Coolers for Automobile CO_2 Heat Pump Systems[J]. International Journal of Refrigeration, 2019, 106: 639-649.

[6] LEI Y C, XU B, CHEN Z Q. Experimental Investigation on Cooling Heat Transfer and Buoyancy Effect of Supercritical Carbon Dioxide in Horizontal and Vertical Micro-Channels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2021, 181.

[7] CHEN Y Y, ZOU H M, DONG J Q, et al. Experimental Investigation on the Heating Performance of a CO_2 Heat Pump System with Intermediate Cooling for Electric Vehicles[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 182.

[8] WANG Y F, WANG D D, YU B B, et al. Experimental and Numerical Investigation of a CO_2 Heat Pump System for Electrical Vehicle with Series Gas Cooler Configuration[J].

（下转第20页）

样条曲线拟合方法对路径进行了平滑处理。静态变道、静态超车和动态超车工况下的仿真验证结果表明，相较于传统人工势场法，优化后的人工势场法不仅能够缩短规划路径的实际距离，且提高了行驶的安全性和路径的平顺性，更加符合实际驾驶习惯。

参 考 文 献

[1] 温素芳，郭光耀．基于改进人工势场法的移动机器人路径规划[J]．计算机工程与设计，2015，36(10)：2818-2822.
WEN S F, GUO G G. Mobile Robot Path Planning Based on Improved Artificial Potential Field Method[J]. Computer Engineering and Design, 2015, 36(10): 2818-2822.

[2] 杜艺生，孙宁，宋莹．人工势场法在移动机器人路径规划中的改进[J]．计算机系统应用，2023，32(9)：177-182.
DU Y S, SUN N, SONG Y. Improvement of Artificial Potential Field Method in Mobile Robot Path Planning[J]. Computer Systems Applications, 2023, 32(9): 177-182.

[3] 张鹏彬，曾钰培．改进人工势场法的移动机器人路径规划[J]．机器人技术与应用，2018(3)：27-29.
ZHANG P B, ZENG Y P. Path Planning for Mobile Robot Based on Improved Artificial Potential Field Method[J]. Robot Technique and Application, 2018(3): 27-29.

[4] 谌海云，陈华胄，刘强．基于改进人工势场法的多无人机三维编队路径规划[J]．系统仿真学报，2020，32(3)：414-420.
CHEN H Y, CHEN H Z, LIU Q. Multi-UAV 3D Formation Path Planning Based on Improved Artificial Potential Field Method[J]. Journal of System Simulation, 2020, 32(3): 414-420.

[5] 邵毅帆，梅松，石志刚，等．基于改进人工势场法的农用机器人路径规划技术研究[J]．中国农机化学报，2023，44(8)：206-213.
SHAO Y F, MEI S, SHI Z G, et al. Research on Path Planning Technology for Agricultural Robots Based on Improved Artificial Potential Field Method[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2023, 44(8): 206-213.

[6] HUANG T P, HUANG D Q, QIN N, et al. Path Planning and Control of a Quadrotor UAV Based on an Improved APF Using Parallel Search[J]. International Journal of Aerospace Engineering, 2021, 2021(1).

[7] YAN P, YAN Z, ZHENG H X, et al. Real Time Robot Path Planning Method Based on Improved Artificial Potential Field Method[C]// 2018 37th Chinese Control Conference (CCC). Wuhan, China: IEEE, 2018: 4814-4820.

[8] DUAN Y J, YANG C B, ZHU J H, et al. Active Obstacle Avoidance Method of Autonomous Vehicle Based on Improved Artificial Potential Field[J]. International Journal of Advanced Robotic Systems, 2022, 19(4).

[9] FENG S, QIAN Y B, WANG Y. Collision Avoidance Method of Autonomous Vehicle Based on Improved Artificial Potential Field Algorithm[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2021, 235(14): 3416-3430.

[10] 赵炳巍，贾峰，曹岩，等．基于模拟退火算法的人工势场法路径规划研究[J]．计算机工程与科学，2022，44(4)：746-752.
ZHAO B W, JIA F, CAO Y, et al. Research on Path Planning of Artificial Potential Field Method Based on Simulated Annealing Algorithm[J]. Computer Engineering & Science, 2022, 44(4): 746-752.

（责任编辑　斛　畔）

修改稿收到日期为2025年10月26日。

（上接第14页）

International Journal of Refrigeration, 2019, 100: 156-166.

[9] WANG F X, WU W D, HUANG Y C, et al. Experimental Study on Optimal Heating Cycle Characteristics of CO_2 Secondary Throttling Heat Pump System for Electric Vehicles[J]. Energy Conversion and Management, 2023, 295.

[10] WANG F X, WU W D, WANG R J, et al. Experimental Study and Exergy Analysis of Electric Vehicle Single-Stage Compression Secondary Throttling CO_2 Air-Source Heat Pump System in Cold Climate[J]. International Journal of Refrigeration, 2024, 164: 75-85.

[11] FRITZSON P, ENGELSON V. MODELICA-A Unified Object-Oriented Language for System Modeling and Simulation[J]. Lecture Notes in Computer Science, 2017, 1445: 67-90.

[12] CHANG Y J, WANG C C. A Generalized Heat Transfer Correlation for Iouver Fin Geometry[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 1997, 40(3): 533-544.

[13] KIM M, PETTERSEN J, BULLARD C W. Fundamental Process and System Design Issues in CO_2 Vapor Compression Systems[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2004, 30(2): 119-174.

[14] GNIELINSKI V. New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flows[J]. International Journal of Chemical Engineering, 1976, 16(2): 359-368.

[15] CHURCHILL S W. Friction-Factor Equation Spans all Fluid-Flow Regimes[J]. Chemical Engineering, 1977, 84(24): 91-92.

（责任编辑　弦　歌）

修改稿收到日期为2025年6月20日。