基于 CFD 的喷射器结构优化及喷射式热泵系统性能研究

王 衡[1], 冯 荣[1,2], 曹岗林[1,2], 侯 刚[3], 雷荣功[1], 王治国[1], 郎少华[1]
(1.陕西理工大学 机械工程学院, 陕西 汉中 723001; 2.陕西省工业自动化重点实验室, 陕西 汉中 723001;
3.陕西理工大学 电气工程学院, 陕西 汉中 723001)

摘 要: 为了探究结构参数对喷射器内流动特性的影响,评估不同工况下喷射式热泵系统的性能,文章构建了喷射器三维模型和喷射式热泵系统数学模型,研究了喷射器喉部直径(D_t)和喉嘴距(NXP)等几何参数对喷射器性能的影响,并分析了不同工况(蒸发温度 T_e、冷凝温度 T_c、发生温度 T_g)对系统性能及喷射器特性的影响规律。研究发现,增大 D_t 可显著提升喷射器压升比,但会导致引射系数降低,压升比随 NXP 增大而下降,引射系数在 NXP 为 7 mm 时达到峰值。当 T_c 为 40 ℃, T_g 为 70 ℃时,随着 T_e 从 0 ℃上升到 15 ℃,系统制冷系数(COP)从 0.94 增加到 2.64,喷射器的压升比从 1.61 减少到 1.31,引射系数则从 0.51 增加到 0.89。其中,D_t 和 NXP 的优化可显著改善压升比和引射效率,而 T_e, T_g, T_c 的合理匹配则对系统性能起决定性作用。

关键词: 热泵; 喷射器; R290; CFD; 数值模拟
中图分类号: TU83 **文献标志码**: A **文章编号**: 1671-5292(2025)12-1598-11

0 引言

随着低碳减排意识的增强, 利用工业生产过程中低温废热的需求日益凸显。热泵作为一种高效的热能转换装置,利用电力或低品位热源驱动,实现热能品位提升, 在能源梯级利用和节能减排方面展现出显著优势。肖彪[1]构建一种空气源热泵系统的能量回收装置,CO_2 减排率提高 30%左右,但在效率提升与高温化方面仍面临挑战[2]。

喷射式热泵作为一种可替代传统压缩机的制冷/热设备,广泛应用于工业、商业建筑的制冷与供暖[3]。孙锐[4]通过 TRNSYS 建立仿真平台,采用粒子群算法优化空气源热泵系统后, 系统制冷能效(Coefficient of Performance,COP)可提高 9.0%。Lu Y[5]研究表明,与基本的蒸汽压缩热泵循环相比, 喷射制冷循环中喷射器的压升比提高了 14.3%~21.6%,系统 COP 提高了 26.1%。Zhu Y[6]采用计算流体动力学 (Computational Fluid Dynamics,CFD)方法对喷嘴出口位置和混合段收敛角度进行研究,结果表明,喷射器的性能对混合段收敛角度较为敏感,通过改变混合段收敛角度,引射系数的变化率可以达到 26.6%。Wang M[7]设计了一种带有闪蒸罐的双源喷射式热泵系统,该系统使用环保制冷剂 R1234yf,与常规循环相比,该系统COP、制热量和节能率分别提高了 24.93%, 24.92%和 38.84%。

近年来, 零臭氧消耗潜值 (Ozone Depletion Potential,ODP) 和低全球变暖潜能(Global Warming Potential,GWP) 的氢氟烯烃和烃类天然工质已经成为发展趋势。Dahmani A[8]比较了制冷工质 R134a,R152a,R290,R600a,其中,以 R600a, R290,R170 为代表的制冷剂,因其环境友好性和经济性等优势而到广泛关注 [9],R290 为制冷工质的喷射制冷系统性能最高。Song J[10]研究了 R744 和 R290 作为 R1234yf 替代品的可行性, 结果显示,R290 热泵系统比 R1234yf 热泵系统制冷量提高了 12%,COP 减少了 13%。

综上所述, 尽管喷射式热泵能够利用低品位热源驱动系统循环, 具有高效、节能和环保等优势,然而在实际运行过程中,其性能却受到运行工况变化和喷射器几何结构参数等多重因素的制约,难以充分发挥其最佳性能。因此,本文以 R290 为工质构建一套喷射式热泵系统, 在特定工况下

收稿日期: 2025-04-08。
基金项目: 陕西省教育厅产业化培育项目(24JC023);陕西省自然科学基金项目(2025JC-YBQN-575);
重庆教委科学技术研究计划项目(KJQN202303805)。
通信作者: 冯 荣(1987-),男,博士,副教授,研究方向为分布式能源系统和新型热泵技术。E-mail:18992660048@126.com

对所建立的喷射器三维模型进行仿真分析，通过模拟实验,研究、分析了在不同工况下引射比、压升比及系统 COP 的变化规律。最后,根据研究结果总结出喷射器结构参数的影响以及系统性能变化规律。

1　喷射式热泵系统模型

1.1　系统结构及工作原理

喷射式热泵系统如图 1 所示。

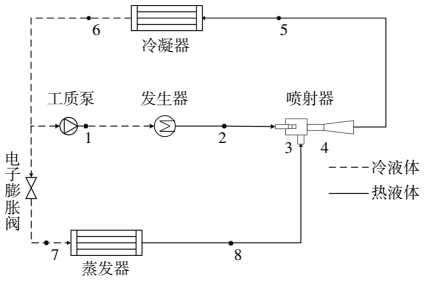


图 1　喷射式热泵系统

Fig.1 Injector heat pump system

由图 1 可见,该系统由发生器、冷凝器、蒸发器、喷射器、电子膨胀阀、工质泵等部件组成。

系统的压焓图见图 2。

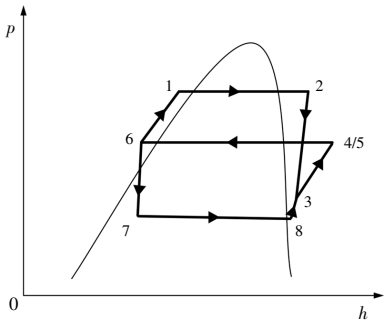


图 2　喷射式热泵系统理论循环 *p–h* 图

Fig.2 Theoretical cycle *p–h* diagram for jet heat pump system

系统循环的工作流程：液态工质在发生器内获得能量发生相变(1–2);从发生器出来的饱和蒸汽作为工作流体与引射流体在预混段接触,在混合段完全混合,经由扩压段流出(3–4);从喷射器流出的混合流体进入冷凝器释放热量 (5–6);随后一部分经由工质泵加压、升能流入发生器换热,再作为一次流体进入喷射器,剩余工质则由电子膨胀阀节流后进入蒸发器吸收热量 (7–8),之后作为引射流体进入喷射器进行混合[11]。

1.2　喷射器模型

1.2.1　喷射器几何模型设计

本文在陕西省汉中市气候条件下，研究喷射式热泵的性能。该城市属于温带季风气候,夏季环境温度可达 36 ℃,冬季气温较低,寒冷干燥,室外温度通常为 0~15 ℃,最低气温在 0 ℃以下。根据以上气候特性确定系统蒸发温度；在满足用户需求以及室内舒适度的前提下,根据《建筑节能设计标准》的规定,确定系统冷凝温度;根据汉中地区冬、夏季日辐照度设定发生温度;通过制冷工质的特性参数确定运行工况，工质的特性参数如表 1 所示。在整个喷射器的设计流程中,需依次计算喷嘴、混合段以及扩压段的关键尺寸参数,根据喷射式热泵系统循环变工况确定其进、出口参数范围,如表 2 所示。

表 1　天然制冷工质 R290 的特性参数

Table 1 Characteristic parameters of the natural refrigeration medium R290

工质	化学名称	化学式	摩尔质量 g/mol	沸点 ℃	临界温度/℃	临界压力/MPa	ODP	GWP
R290	丙烷	C_3H_8	44.1	–42.1	96.7	4.25	0	3

表 2　喷射器设计工况参数范围

Table 2 Range of injector design condition parameters

位置	质量流量/kg·h^{-1}	温度/℃	压力/MPa
工作流入口	3.24~10.32	65~85	2.34~3.43
引射流入口	3.24~8.65	0~15	0.47~0.75
喷射器出口	4.16~12.84	5~35	0.55~1.21

现阶段实践中,主要使用经典热力学法[12]设计两相流喷射器,其结构设计框架如图 3 所示。

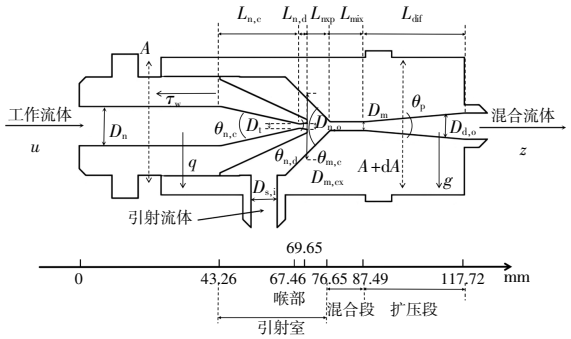


图 3　喷射器结构设计示意图

Fig.3 Schematic design of injector structure

①喷射器喷嘴设计

本文采用均相流模型(Homogeneous Equilibrium Model,HEM)进行计算,模型假设如下[13]:

1)以一维稳态均相流处理混合后工质两相流动问题,认为在同一截面处温度、压力相同;

2)汽、液相流动速度相同,即无速度滑移;

3)汽、液相分布均匀,且汽、液相内的组分达

到热力学平衡状态下的分离效果。

由截面汽、液等速度、等温和等压假设可知:

$$u_g=u_l=u \tag{1}$$

$$T_g=T_l=T \tag{2}$$

$$P_g=P_l=P \tag{3}$$

式中:u_g 为制冷剂出口速度,m/s;u_l 为饱和液体速度,m/s;u 为制冷剂速度,m/s;T_g 为制冷剂出口温度,℃;T_l 为饱和液体温度,℃;T 为制冷剂温度,℃;P_g 为制冷剂出口压力,MPa;P_l 为饱和液体压力,MPa;P 为制冷剂压力,MPa。

两相流质量、动量和能量守恒方程分别为

$$\frac{\partial}{\partial z}A u\rho=0 \tag{4}$$

$$\frac{\partial}{\partial z}A\rho u^2+A\frac{\partial P}{\partial z}=-\Gamma_w\tau_w \tag{5}$$

$$\frac{\partial}{\partial z}\left[A\rho u\left(h+\frac{u^2}{2}\right)\right]=\Gamma_h q_w+A\rho u g_z \tag{6}$$

式中:A 为流通截面积,m^2;Γ_w,Γ_h 分别为流道湿周面积、散热面积,m^2;q_w 为流道壁面散热热流密度,W/m^2;τ_w 为壁面对流体的剪切应力,kg/(m·s^2);g_z 为重力,N。

根据均相流假设,汽液两相流的物性参数比容、比焓和比熵的表达式分别为

$$v=x/\rho_g+(1-x)/\rho_l \tag{7}$$

$$h=xh_g+(1-x)h_l \tag{8}$$

$$s=xs_g+(1-x)s_l \tag{9}$$

式中:v 为制冷剂比容,m^3/kg;x 为制冷剂干度;ρ_g 为饱和气体密度,kg/m^3;ρ_l 为饱和液体密度,kg/m^3;h_g 为饱和气体比焓,kJ/kg;h_l 为饱和液体比焓,kJ/kg;s_g 为饱和气体比熵,kJ/kg;s_l 为饱和液体比熵,kJ/kg。

以 P,x 和 u 为变量,结合物性参数计算式(7)~(9)对式(4)~(6)进行整理可得:

$$\begin{pmatrix} xv_g'+(1-x)v' & -\dfrac{v}{u} & (v_g-v_l) \\ 1 & \dfrac{u}{v_m} & 0 \\ xh_g'+(1-x)h_l' & u & (h_g-h_l) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dfrac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}z} \\ \dfrac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}z} \\ \dfrac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}z} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dfrac{v}{A}\dfrac{\mathrm{d}A}{\mathrm{d}z} \\ -\dfrac{\Gamma_w}{A}\tau_w+\dfrac{g_z}{v} \\ g_z \end{pmatrix} \tag{10}$$

HEM 基于一个重要假设,即将制冷剂视作单一的等效流体。在此假设下,制冷剂沿着饱和线分布时,无论是处于气态还是液态,其物性参数中的比容以及比焓仅取决于压力这一变量,压力的偏导数分别为

$$v_g'=\left(\frac{\partial v_g}{\partial P}\right)_{sat},v_l'=\left(\frac{\partial v_l}{\partial P}\right)_{sat},h_g'=\left(\frac{\partial h_g}{\partial P}\right)_{sat},$$

$$h_l'=\left(\frac{\partial h_l}{\partial P}\right)_{sat} \tag{11}$$

由 Bouré J A[13]两相流音速研究结果可知,达到壅塞的充分必要条件是式(10)左边的系数矩阵行列式为零,即:

$$\begin{vmatrix} xv_g'+(1-x)v' & -\dfrac{v}{u} & (v_g-v_l) \\ 1 & \dfrac{u}{v_m} & 0 \\ xh_g'+(1-x)h_l' & u & (h_g-h_l) \end{vmatrix}=0 \tag{12}$$

由式(12)可以进一步计算得到两相流音速的表达式为

$$u_c=\sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial\rho}\right)_s}=\sqrt{\frac{v^2(h_g-h_l)}{(v_g-v_l)\left[xh_g'+(1-x)h_l-v\right]-\left[xv_g'+(1-x)v_l'\right](h_g-h_l)}} \tag{13}$$

当流体流动至喷嘴喉部位置时,其流速达音速,此时按照流体力学定义,马赫数(Ma)取值为1,即:

$$Ma=\frac{u_t}{u_c}=1 \tag{14}$$

式中:u_t 为流体在喉部的速度,m/s;u_c 为声速,取340 m/s。

喷射器喉部面积和直径计算式为

$$A_t=\frac{q_{mp}}{\rho_t u_t} \tag{15}$$

$$D_t=\sqrt{\frac{4A_t}{\pi}} \tag{16}$$

式中:q_{mp} 为引射流体的质量流量,kg/h;ρ_t 为制冷剂在喷嘴喉部的密度,kg/m^3。

在此设计工况下,喷射器喷嘴膨胀比大、背压低,导致喷嘴出口处的流体达到超音速状态,Ma 超过1,因此喷嘴选型确定为缩放结构,其出口面积和直径计算式为

$$A_o=\frac{q_{mp}}{\rho_{n,o}u_{n,o}} \tag{17}$$

$$D_{n,o}=\sqrt{\frac{4A_{n,o}}{\pi}} \tag{18}$$

式中:$u_{n,o}$ 为流体在喷嘴出口的速度,m/s。

在常规设计中，喷嘴的收缩段角度 $\theta_{n,c}$ 普遍取值为 20°~30°,渐扩段扩展角度 $\theta_{n,d}$ 通常取值为 6°~10°。基于上述关键角度取值以及喉部直径、进、出口直径等前置参数,可进一步推算出喷嘴的长度为

$$L_{n,c}=\frac{D_{n,i}-D_t}{2\tan\frac{\theta_{n,c}}{2}} \tag{19}$$

$$L_{n,d}=\frac{D_{n,o}-D_t}{2\tan\frac{\theta_{n,d}}{2}} \tag{20}$$

L_{nxp} 为喷嘴出口与混合段等面积段入口的轴向距离，可依据喷嘴出口所处位置的混合段收缩段直径 $D_{m,cx}$、混合段等面积段直径 D_m 以及混合段入口收缩段角度 $\theta_{m,c}$ 确定。

$$L_{nxp}=\frac{D_{m,cx}-D_m}{2\tan\frac{\theta_{m,c}}{2}} \tag{21}$$

②喷射器混合段设计

根据质量守恒、动量守恒以及能量守恒进一步推导计算,混合段的面积和直径分别为

$$A_m=\frac{q_{mp}+q_{ms}}{\rho_m u_m} \tag{22}$$

$$D_m=\sqrt{\frac{4A_m}{\pi}} \tag{23}$$

式中:q_{ms} 为工作流体的质量流量,kg/h。

在常规设计方案中，混合段的长度通常为其直径的 6~10 倍,这样既能保障流体间充分融合,又能最大程度降低能量损耗，维持系统稳定与高效运行[13]。

$$L_{mix}=6\sim10D_m \tag{24}$$

③喷射器扩压段设计

在混合段中，两相流体蕴含的动能逐步转化为压力能。借助循环热力学计算方法,确定喷射器出口处流体的物性参数，进而计算扩压段出口面积为

$$A_{d,o}=\frac{q_{mp}+q_{ms}}{\rho_{d,o}u_{d,o}} \tag{25}$$

扩压段出口直径常选择稍大于喷嘴直径及引射流体入口直径的英制管内径，扩压段长度则依据经验公式确定。扩压段的扩展角一般设定为 8°~10°,并结合几何关系式进行推算。

$$L_{dif}=\frac{D_{d,o}-D_m}{2\tan\frac{\theta_d}{2}} \tag{26}$$

式中:D_m 为混合段直径,mm;$D_{d,o}$ 为扩压段出口直径,mm;θ_p 为扩压段扩展角,°。

根据以上流程计算,喷射器尺寸如表 3 所示。

表 3　喷射器几何结构参数

Table 3 Injector geometry parameters　　mm

参数	数值
工作流入口直径 D_n	12
引射流入口直径 $D_{s,i}$	8
喷射器出口直径 $D_{d,o}$	8
喷射器喉部直径 D_t	1.2~1.8
喷嘴出口距离 L_{nxp}	5~12
混合段直径 D_m	2.71
混合段长度 L_{mix}	10.84

1.2.2　喷射器数值模型建立

本文利用 CFD 软件建立喷射器三维模型,模拟不同几何结构参数下的喷射器内部流动特性,分析速度场、压力场和温度场在整个喷射器内部的演变规律以及它们之间的相互作用，展示不同因素对喷射器的引射性能和整体工作效率的影响。模拟工况如表 4 所示。

表 4　模拟输入工况参数

Table 4 Analog input working condition parameters

参数	数值
工作流压力 $P_{i,1}$/MPa	2.5 868
引射流压力 $P_{i,2}$/MPa	0.5 511
工作流温度 T_1/℃	70
引射流温度 T_2/℃	5

1.2.3　网格划分

本文使用 Fluent 软件对所建立的三维喷射器模型进行网格划分,如图 4 所示。

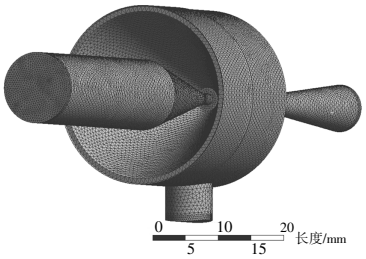


图 4　喷射器三维模型

Fig.4 Three-dimensional model of the injector

选用非结构化的四面体网格单元,对进、出口等关键位置进行加密处理,以便更精确地检测。

1.2.4　网格无关性及模型验证

本文共生成 5 种数量的网格,分别为 626 800,

756 780,827 907,920 621,1 059 956,通过模拟计算,比较了不同网格数量对计算结果的影响。喷射器入口流量和引射系数随网格数量的变化如图5所示。

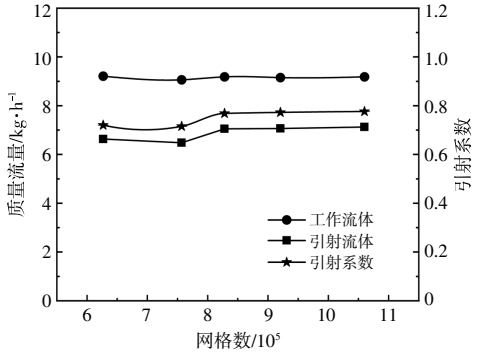


图5 网格无关性验证

Fig.5 Verification of grid-independence

由图5可见:当网格数量小于920 621时,网格数量对入口流量的影响较大;当网格数量大于920 621时,喷射器入口流量和引射系数的变化率均小于1%。因此,本文中喷射器模型的网格数确定为920 621,相关网格尺寸为0.75 mm。

为验证模型准确性,本文与现有文献中的喷射器几何结构模型在不同工况下进行对比,所对应的初始参数如表5所示。

表5 不同案例下的初始参数

Table 5 Initial parameters for different cases

案例	$P_{i,1}$ kPa	$P_{i,2}$ kPa	P_{out} kPa	$T_{i,1}$ K	$T_{i,2}$ K	Q_{mp} kg/h	q_{ms} kg/h
案例1	800	10	25	448.56	323.96	526	324
案例2	1 600	10	30	747.15	319.15	46 186	46 476
案例3	1 600	10	30	493.15	323.15	24 480	21 528

不同模型在不同工况下计算结果见表6。

表6 不同模型在不同工况下计算结果对比

Table 6 Comparison of calculation results mm

案例	模型	D_t	$D_{n,o}$	D_m	$D_{d,o}$
案例1	Haaland[16]	9.7	30	75	154
	Yapici[15]	12.4	34.9	99.6	148
	本文	11.8	26	92.6	198
案例2	Navid[14]	60	350	620	1 320
	Yapici[15]	85.6	274	918	1 426
	本文	95.7	223.4	886	1 901
案例3	Navid[14]	64		630	
	Yapici[15]	61	195	645	994
	本文	62	151	625	1 348

由表6的计算结果可知,本文的数值模型与现有文献的计算偏差小于15%,进一步验证了本文数值模型的可靠性,并为后续研究提供了坚实的基础。

1.3 热泵系统热力学模型

为简化计算,该喷射器及系统模型基于以下假设[17,18]:

①喷射器内部流体处于稳定流动状态;

②喷射器内壁面视为绝热壁面;

③喷射器混合段内的混合过程视为等压过程;

④工作流体在进入喷嘴前所具有的动能、引射流体在引射室入口瞬间所携带的动能以及混合流体在抵达扩压段出口位置处动能均忽略不计,忽略重力对喷射器的影响;

⑤整个系统在稳定状态下运行;

⑥忽略制冷剂在流动过程中由系统管路以及换热设备产生的压力损失;

⑦发生器出来的制冷剂为饱和蒸汽;

⑧忽略部件和连接管道中的压力损失;

⑨忽略系统与环境之间的热损失。

压升比η是衡量喷射器性能的关键参数,含义为喷射器借助回收的工作流体膨胀功实现引射流体压力提升,数学表达式为

$$\eta=\frac{P_{out}}{P_s} \tag{27}$$

式中:P_{out}为喷射器出口压力,MPa;P_s为引射流体进口压力,MPa。

引射系数μ也是衡量喷射器性能的重要指标,直观地反映了喷射器吸纳、引射流体质量流量的能力,数学表达式为

$$\mu=\frac{q_{ms}}{q_{mp}} \tag{28}$$

液态工质在发生器中吸收热量,发生相变,转化为饱和蒸汽。依据热力学基本原理,采用流体流量与蒸发潜热相乘的方法,量化发生器在这一相变过程中所传递的热量数值。

$$Q_g=q_{mp}(h_2-h_1) \tag{29}$$

式中:h_2,h_1分别为发生器出口、进口工作流体比焓,kJ/kg。

蒸发器是引射流体相变换热的关键设备。在

其高效运作过程中，引射流体在蒸发器内部充分吸收热量,由液态转变为气态,从而实现了热量的高效传递。蒸发器制冷量的计算式为

$$Q_e=q_{ms}(h_8-h_7) \tag{30}$$

式中:h_8,h_7 分别为蒸发器出口、进口引射流体比焓,kJ/kg。

工质泵中能量平衡方程为

$$W_{pump}=q_{mp}(h_1-h_6) \tag{31}$$

式中:h_6 为冷凝器出口混合流体比焓,kJ/kg。

剩余流体通过电子膨胀阀时发生等熵膨胀,节流后压力降低的流体进入蒸发器内完成制冷。

$$h_6=h_7 \tag{32}$$

由于发生器吸收的热量 Q_g 与工质泵消耗的机械能品位不同，可通过计算发生器热机效率的方法将发生器热量 Q_g 转换为机械功 W。

$$W=(1-T_a/T_g)Q_g \tag{33}$$

式中:T_a 为环境温度，取 20 ℃;T_g 为系统发生温度,取 70 ℃。

用 COP 评价系统性能。系统 COP 的计算式为

$$C_{OP}=\frac{Q_e}{W+W_{pump}} \tag{34}$$

2　结果与分析

2.1　内部流动特性

2.1.1　内部压力场

喷射器内部整体压力分布情况如图 6,7 所示。

由图 6,7 可见,在喷嘴的膨胀作用下,工作流体在靠近喷嘴喉部位置时压力开始降低，在流经喷嘴扩散段时开始膨胀,同时流体内部的压力能逐步转化为动能,到达喷嘴出口处时形成负压,此时压力为-3.67 MPa。由于喷嘴出口压力低于引射流体压力,导致此处流体处于过膨胀状态,在喷嘴出口附近迅速产生膨胀波。第一道膨胀波会在喷嘴扩散段内发生反射，之后在扩散段壁面反弹形成压缩波，工作流体与引射流体的混合层也会反射形成一道道压缩波,届时多道压缩波不断叠加,最终引发流体的激波现象。随着流体反复经历膨胀与压缩,压缩波携带的能量也逐步耗散,流体压力能在引射室降至最低,为-6.40 MPa,激波现象呈现出逐渐减弱的态势。工作流体和引射流体在混合段内充分融合之后涌入扩压段。在扩压段内,流体的动能逐渐转化为压力能，压力也随之提升至 0.93 MPa。

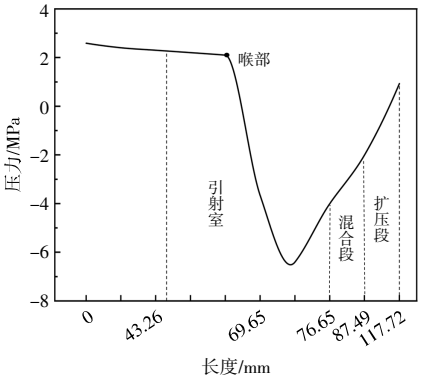


图 7　压力随位置变化

Fig.7 Pressure variation with position

2.1.2　内部温度场

压升比为 1.43 时喷射器内部温度场的分布情况如图 8,9 所示。

由图 8,9 可见，流体温度与压力变化呈正比例关系。工作流体温度在靠近喷嘴喉部时开始下

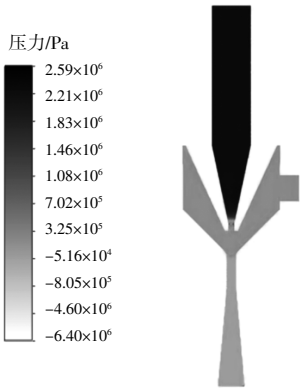


图 6　压力场云图

Fig.6 Pressure field cloud diagram

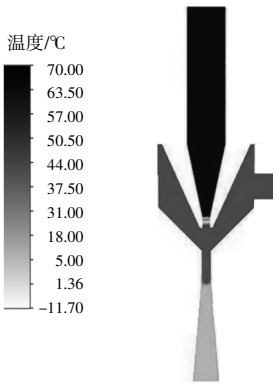


图 8　温度场云图

Fig.8 Temperature field cloud

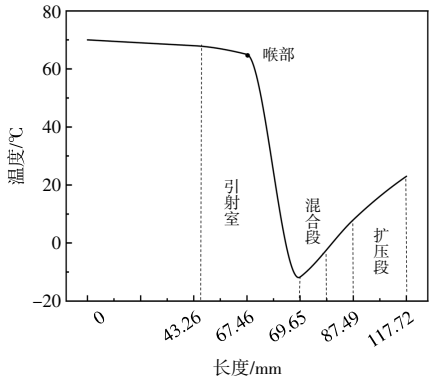


图 9 温度随位置变化

Fig.9 Temperature variation with position

降,随着流体进入喷嘴扩散段并膨胀,温度逐渐降低,直至喷嘴出口处,达到-11.7 ℃。随着流体的进一步运动,压缩波能量逐渐消耗,工作流体与引射流体在引射室内开始预混合,温度波动幅度减小,直至混合段入口处,温度趋于一致。由于混合段内压力变化相对较小, 混合后的流体温度未发生明显改变。最终,混合流体进入喷射器扩压段发生膨胀,动能减小,温度随着压力的升高进一步上升至 23 ℃。

2.1.3 内部速度场

喷射器内部速度分布情况如所图 10,11 所示。

依据能量守恒定律, 喷射器内部流体动能与压力能的变化趋势相反。由图 10,11 可见,工作流体在喷嘴扩压段内的压力能迅速向动能转化,流体速度也随之攀升至超声速,并在喷嘴出口处达到最大值,为 1.86×10^3 m/s。到达喷嘴出口处的流体处于过膨胀状态,同时,由于引射流对膨胀波存在反射作用,在引射室内形成了一系列的压缩波。

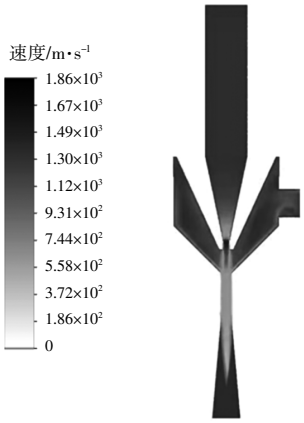


图 10 速度场云图

Fig.10 Velocity field cloud map

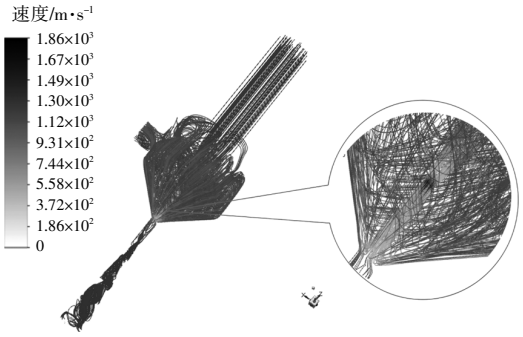


图 11 速度流线图

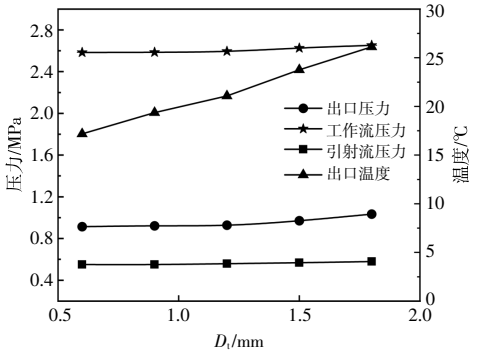
Fig.11 Velocity flow diagram

流体持续运动时,压缩波的反射角逐渐增大,能量随之耗散,导致激波现象减弱。工作流体与引射流体混合后,混合段内流体动能降低,充分混合后进入扩压段,此时动能转化为压力能,喷射器出口流体压力升高,速度减小。

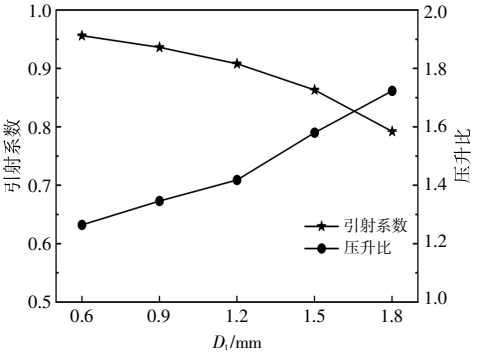
2.2 喷射器几何结构影响特性

2.2.1 喷射器喉部直径对喷射器性能影响

D_t 对喷射器性能的影响如图 12 所示。



(a)喷射器进、出口压力与温度随 D_t 的变化



(b)引射系数与压升比随 D_t 的变化

图 12 D_t 对喷射器性能的影响

Fig.12 The effect of injectors performance with D_t

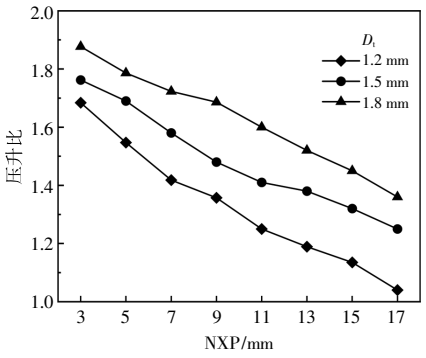
喷嘴能够将高压低速的制冷剂流体转变到低压高速,从而在引射室内形成负压区域,以此引射喷射器的引射流体。由图 12(a)可见,D_t 的增大导

致喷射器出口温度显著上升。这是由于当 D_t 较大时,喷嘴的膨胀效果减弱,导致制冷剂流体在喷嘴出口的温度升高,最终致使喷射器出口温度升高。与此同时,蒸发器出口的制冷剂流体温度也随之攀升,进而造成喷射器内流体温度整体上升。当 D_t 从 0.6 mm 增加到 1.8 mm 时,喷射器出口温度从 17.18 ℃升至 26.12 ℃。此外,喷射器出口压力和引射流体压力同样会随 D_t 的增大而升高。随着 D_t 的增加,喷射器出口压力由 0.913 MPa 逐步提升至 1.034 MPa,同时,引射流体压力也从 0.551 MPa 小幅上升至 0.579 MPa。这是因为较大的 D_t 会减小喷射器的膨胀作用,导致出口的温度和压力升高。这也意味着压缩机吸气压力随之上升,相应地,压缩机的吸气比容随之减小,进而促使循环流量显著增大,最终导致喷射器工作流体在入口处的压力上升。从图 12(a)中喷射器进、出口的压力变化趋势可以看出,随着 D_t 的增大,喷射器工作流压力从 2.584 MPa 升至 2.652 MPa。喷射器的升压能力取决于工作流体入口焓值,工作流体流量的增加导致了喷射器工作流体比焓增大,进而提高压升比。另外,从图 12(b)还能看出,喷射器的引射系数呈现出与压升比相反的变化趋势:当 D_t 从 0.6 mm 增加到 1.8 mm 时,喷射器压升比从 1.26 提升至 1.72,引射系数从 0.956 降至 0.792。这是由于工作流体流量增大,导致喷射器引射系数降低。

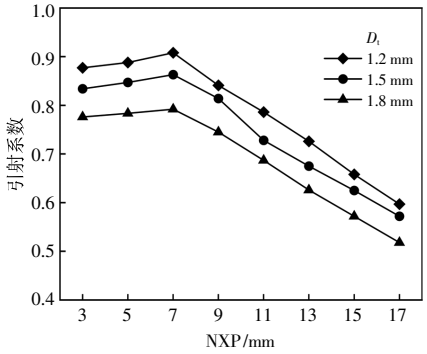
2.2.2　喷嘴出口位置对喷射器性能影响

NXP 对喷射器性能的影响如图 13 所示。

由图 13 可见,随着 NXP 的增大,压升比持续下降。当 D_t 为 1.2 mm 时,随着 NXP 从 3 mm 增至 17 mm,压升比从 1.68 显著减小到 1.04。主要原因是随着 NXP 增大,引射流体的有效流动面积减少,工作流对引射流体的引射能力降低,引射流体的压力增加。引射系数随 NXP 先升后降。当NXP 从3 mm 增加到 7 mm 时,引射系数从0.877增加到 0.908;然而,当 NXP 继续增大至 17 mm 时,引射系数却急剧下降至 0.597。这是由于在 NXP 较小的情况下,引射流体在进入混合段之前的有效面积相对较小,而随着 NXP 的进一步增大,引射室中的引射流体流动面积会进一步增加。由于本文采用的喷嘴结构为缩放型,混合段入口处,工作流体的膨胀面积增大反而对引射流体的流动过程造成了一定的阻碍。



(a)压升比随 NXP 的变化



(b)引射系数随 NXP 的变化

图 13　NXP 对喷射器性能的影响

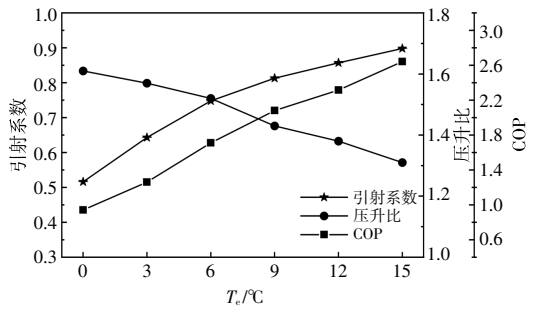
Fig.13 The effect of injectors performance with NXP

2.3　不同工况下系统性能分析

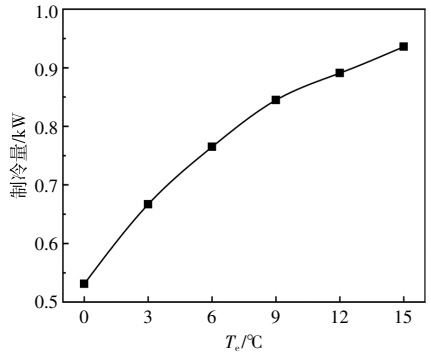
2.3.1　蒸发器温度的影响

喷射器性能和系统 COP 随蒸发温度 T_e 的变化情况如图 14 所示(T_c 为 40 ℃,T_g 为 70 ℃)。

由图 14 可见,当 T_e 从 0 ℃升高到 15 ℃时,系统的制冷量从 0.53 kW 增加到 0.93 kW,COP 从 0.94 增加到 2.64,喷射器压升比从 1.61 减小到 1.31,喷射器引射系数由 0.51 上升至 0.89。在 T_c 保持不变的条件下,随着 T_e 的升高,喷射器引射流体压力相应增加,导致喷射器压升比逐渐减小,进而增加系统循环流量,有效提升系统 COP。



(a)喷射器性能和系统 COP 随 T_e 的变化



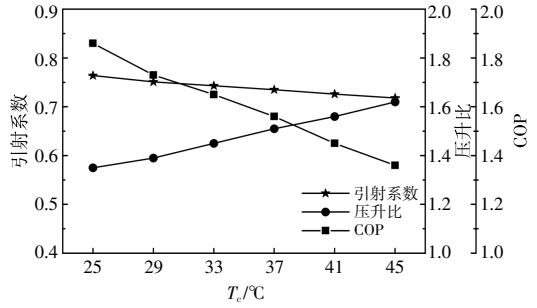
(b)制冷量随 T_e 的变化

图 14 T_e 对系统性能的影响

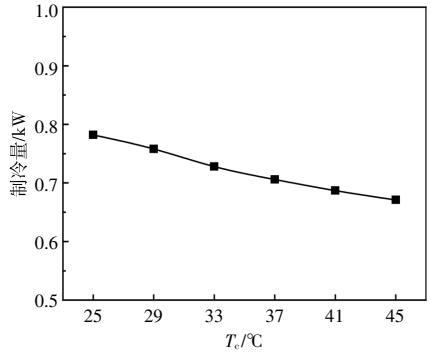
Fig.14 The effect of system performance with T_e

2.3.2 冷凝器温度的影响

喷射器性能和系统 COP 随 T_c 的变化情况如图 15 所示(T_e 为 5 ℃,T_g 为 70 ℃)。



(a)喷射器性能和系统 COP 随 T_c 的变化



(b)制冷量随 T_c 的变化

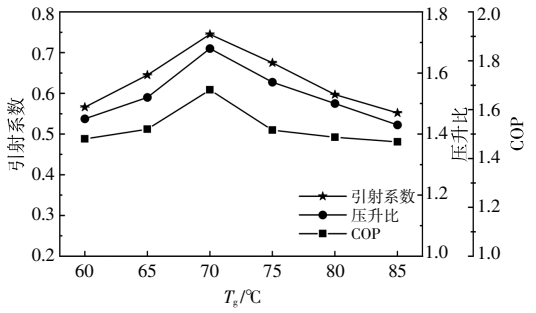
图 15 T_c 对系统性能的影响

Fig.15 The effect of system performance with T_c

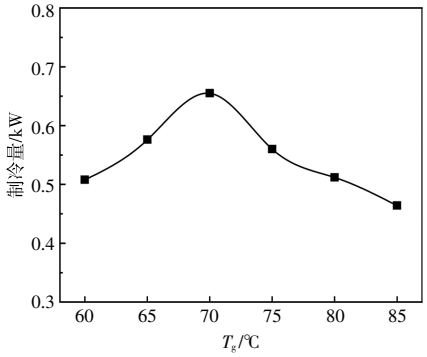
由图 15 可见,当 T_c 从 25 ℃升高到 45 ℃时,系统制冷量从 0.78 kW 减小到 0.67 kW,COP 从 1.86 减小到 1.36,喷射器压升比从 1.35 增加到 1.62,引射系数从 0.76 减小到 0.71。这是由于当 T_c 升高时,冷凝压力增加的同时系统功耗也随之增加,进而导致系统 COP 减小。此外,喷射器喷嘴的膨胀作用增大,导致工作流体在入口处动能增加,喷射器升压能力提高;另一方面,引射流体流量减小也导致引射系数减小。

2.3.3 发生器温度的影响

喷射器性能和系统 COP 随 T_g 的变化情况如图 16 所示(T_c 为 40 ℃,T_e 为 5 ℃)。



(a)喷射器性能和系统 COP 随 T_g 的变化



(b)制冷量随 T_g 的变化

图 16 T_g 对系统性能的影响

Fig.16 The effect of system performance with T_g

由图 16 可见,当 T_g 从 60 ℃升高到 70 ℃时,喷射器引射系数从 0.56 增加到 0.74,喷射器压升比从 1.45 增加到 1.68,系统的制冷量从 0.50 kW 增加到 0.65 kW,COP 从 1.48 增加到 1.68。而当 T_g 继续升高到 75 ℃时,引射系数从 0.74 减小到 0.55,压升比从 1.68 减小到 1.43,系统的制冷量从 0.65 kW 减小到 0.46 kW,COP 从 1.68 减小到 1.46。由此可见,喷射器性能和系统 COP 随 T_g 升高呈先上升后降低的趋势,在 T_g 为 70 ℃时达到最大值。这是因为,随着 T_g 的升高,发生器内制冷剂的蒸发量增加,进入喷射器的工作流体流量增大,引射系数随之增加;但当 T_g 过高时,会导致喷射器内部制冷剂的流动状态恶化(超声速流动等不稳定现象),增加系统的能耗,降低喷射器性能,进而导致系统 COP 下降。

3 结论

基于 CFD 方法对建立的喷射器三维模型进行仿真分析,并对所建立的热力学系统进一步仿

真探究,在不同工况下,得到喷射器特性和热泵系统性能研究结果。

①喷射器特性：喷射器内部流动呈现典型的膨胀-激波-混合-扩压特征。当 D_t 从 0.6 mm 增加至 1.8 mm 时会减弱膨胀效应，导致出口温度、压力及工作流体入口压力同步上升,压升比提高,但引射系数降低。NXP 的影响则呈现非线性特征：当 NXP 从 3 mm 增至 7 mm 时，引射系数达到峰值 0.908;继续增大至 17 mm 时,因引射流体有效面积缩减，压升比骤降至 1.04，引射系数衰减至 0.597。

②热泵系统性能：研究揭示了 T_e,T_c 和 T_g 对喷射制冷系统的协同影响机制。当 T_e 从 0 ℃升至 15 ℃(T_c=40 ℃,T_g=70 ℃)时,系统 COP 显著提升,制冷量增加 53%,μ 提高 74%,但 η 降低 19%。当 T_c 从 25 ℃升高到 45 ℃时导致 COP 下降 27%,压升比提升 20%。T_g 的影响呈非线性特征:在 70 ℃时性能最优(COP=1.68,μ=0.74),超过该值后因流动失稳导致性能恶化。

参考文献：

[1] 肖彪,常华伟,赵树男,等.一种基于空气源热泵的数据中心能量回收系统研究 [J]. 可再生能源,2022,40(4):475-480.

[2] 王如竹,王丽伟,蔡军,等.工业余热热泵及余热网络化利用的研究现状与发展趋势[J].制冷学报,2017,38(2):1-10.

[3] El Zohbi B, Bukharin N, Assoum H H, et al. Investigation of the effects of the jet nozzle geometry and location on the performance of supersonic fluid ejectors[J].Energy Reports,2022,8:228-233.

[4] 孙锐,崔红社,刘龙,等.基于粒子群算法的空气源热泵供暖系统运行优化研究 [J]. 可再生能源,2022,40(11):1465-1472.

[5] Lu Y,Yu M,Yu J.Performance analysis of dual ejector-expansion air source heat pump cycle with three-stage evaporation for cold region application [J].Applied Thermal Engineering,2023,226:120259.

[6] Zhu Y,Cai W,Wen C,et al.Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors [J].Applied Thermal Engineering,2009,29:898-905.

[7] Wang M,Cheng Y,Yu J.Analysis of a dual-temperature air source heat pump cycle with an ejector[J].Applied Thermal Engineering,2021,193:116994.

[8] Dahmani A,Aidoun Z,Galanis N.Optimum design of ejector refrigeration systems with environmentally benign fluids [J].International Journal of Thermal Sciences,2011,50(8):1562-1572.

[9] 秦延斌,张华,邱金友,等.碳氢制冷剂 R290 最新研究进展[J].制冷技术,2015,35(6):45-51.

[10] Song J,Kim J,Eom S,et al.Study on the refrigerant interchangeability under extreme operating conditions of R1234yf heat pump systems for electric vehicles [J]. Applied Thermal Engineering,2024,245:122789.

[11] 李江峰,李帅旗,宋文吉,等.电动汽车 CO_2 热泵空调系统优化及制冷性能分析 [J]. 可再生能源,2024,42(5):612-619.

[12] Zou L,Liu Y,Yu M,et al.A modified dual-ejector enhanced dual-evaporator transcritical CO_2 refrigeration cycle:4E (Energy,Exergy,economic and Environmental) assessment [J].Energy Conversion and Management,2024,303:118181.

[13] Bouré J A,Fritte A A,Giot M M,et al.Highlights of two-phase critical flow:on the links between maximum flow rates,sonic velocities,propagation and transfer phenomena in single and two-phase flows [J]. International Journal of Multiphase Flow,1976,3(1):1-22.

[14] Sharifi N,Boroomand M.An investigation of thermo-compressor design by analysis and experiment:Part 1. Validation of the numerical method [J].Energy Conversion and Management,2013,69:217-227.

[15] Yapıcı R,Ersoy H K.Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model [J].Energy Conversion and Management,2005,46(18-19):3117-3135.

[16] Haaland S E.Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow[J].Journal of Fluids Engineering,1983,105(1):89-90.

[17] Xu R,Liu F.Dynamic modeling and co-optimization of configuration and operation for a solar-assisted ejector heat pump with energy storages[J].Energy,2025,320:135094.

[18] 王子彪,杨勃,熊伟,等.结合制冷的新型吸收式热变换器热力分析[J].可再生能源,2015,33(9):1368-1375.

CFD-based optimization of ejector structure and performance study of ejector heat pump system

Wang Heng[1], Feng Rong[1,2], Cao Ganglin[1,2], Hou Gang[3], Lei Ronggong[1], Wang Zhiguo[1], Lang Shaohua[1]
(1.School of Mechanical Engineering, Shaanxi University of Science and Technology, Hanzhong 723001, China; 2.Shaanxi Key Laboratory of Industrial Automation, Hanzhong 723001, China; 3.School of Electrical Engineering, Shaanxi University of Science and Technology, Hanzhong 723001, China)

Abstract: In order to investigate the influence of structural parameters on the flow characteristics in the ejector and to evaluate the performance of the ejector heat pump system under different working conditions, this study constructed a three-dimensional model of the ejector and a mathematical model of the ejector heat pump system, investigated the influence of geometrical parameters, such as the ejector throat diameter (D_t) and the throat-orifice position (Nozzle Exit Position, NXP), on the performance of the ejector and analyzed the influence of the different working conditions (The effects of different operating conditions (evaporating temperature T_e, condensing temperature T_c, and generating temperature T_g) on the system performance and injector characteristics were analyzed. It is found that increasing D_t can significantly improve the pressure rise ratio of the injector, but it will lead to the reduction of the elicitation coefficient, and the pressure rise ratio decreases with the increase of NXP, and the elicitation coefficient reaches the peak value at NXP=7 mm. When T_c is 40 ℃ and T_g is 70 ℃, the system cooling coefficient (Coefficient of Performance (COP)) increases from 0.94 to 2.64 as T_e increases from 0 ℃ to 15 ℃, the pressure rise ratio of the injector decreases from 1.61 to 1.31, and the priming coefficient increases from 0.51 to 0.89. Among them, the optimization of D_t and NXP can significantly improve the pressure-to-lift ratio and the elicitation efficiency, while the reasonable matching of T_e, T_g and T_c plays a decisive role in the system performance.

Keywords: heat pump; injector; R290; CFD; numerical simulation