

文章编号:0253-4339(2023)01-0122-07
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2023.01.122

两相 CO₂ 喷射器混合室直径优化与模拟分析

龙俊安¹ 宋霞¹ 施骏业^{1,2} 陈江平^{1,2}

(1 上海交通大学制冷与低温工程研究所 上海 200240; 2 上海高效冷却系统工程技术研究中心 上海 200240)

摘 要 混合室直径对两相喷射器的性能影响显著。结合湍流射流理论,本文提出两相喷射器混合室直径的射流分析设计方法:当混合射流的流量增至喷射器的目标总流量时,射流外边界的直径即为最优混合室直径。根据该方法优化某型号 CO₂ 喷射器的混合室直径,引射比为 0.5 时的最优直径为 2.4 mm。利用数值模拟研究混合室直径对 CO₂ 喷射器性能的影响,结果表明:在相同条件下,混合室最优直径为 2.2 mm。当混合室直径为 2.4 mm 时,喷射器压升为 0.9 MPa,相比优化前提高了 57.9%。结合射流理论,拟合了无量纲最优混合室直径的关联式。当引射比为 0.4~0.8 时,无量纲最优直径为 1.7~2.1。关联式的预测结果与 CFD 模拟结果相差-6%~10%,可用于工程上预估最优混合室直径。

关键词 喷射器;混合室;两相流;射流;优化

中图分类号:TB61⁺1;TB657.5

文献标识码:A

Optimization and Analysis of Mixer Diameter of Two-phase CO₂ Ejectors

Long Jun'an¹ Song Xia¹ Shi Junye^{1,2} Chen Jiangping^{1,2}

(1. Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China; 2. Shanghai High Efficient Cooling System Research Center, Shanghai, 200240, China)

Abstract Mixer diameter significantly influences the performance of two-phase ejectors. This study proposes a design method for the mixer diameter of two-phase ejectors based on the turbulent jet mixing mechanism. When the mass flow rate of the mixed jet increases to the target total mass flow rate of the ejector, the diameter of the jet's external boundary should be the optimal mixer diameter. The mixer diameter of a CO₂ ejector is optimized based on this method. The optimal diameter is 2.4 mm when the entrainment ratio is 0.5. The performance of the two-phase CO₂ ejector is investigated for varying mixer diameters via numerical simulation. The results show that the optimal diameter is 2.2 mm under the same condition. When the mixer diameter is 2.4 mm, the pressure lift is 0.9 MPa, which is 57.9% higher than the baseline performance. Based on the turbulent jet theory, this study also proposes a correlation for the dimensionless optimal mixer diameter. The dimensionless optimal mixer diameter ranges from 1.7 to 2.1 when the entrainment ratio is 0.4~0.8. The correlation exhibits a -6%~10% deviation from the CFD simulation results and can be used to predict the optimal diameter.

Keywords ejector; mixer; two-phase flow; jet; optimization

在“双碳”政策的推动下,自然工质 CO₂ 作为制冷剂的推广应用具有重要意义。但跨临界 CO₂ 制冷系统节流损失较大,在高温环境下系统效率偏低,成为限制跨临界 CO₂ 系统推广应用的重要原因。回收节流过程的膨胀功是减少节流损失、提高系统效率的重要方法之一^[1]。喷射器可利用高压流体节流时产生的膨胀能量,提高压缩机吸气压力,减少压缩机功耗,提高循环的性能系数(coefficient of performance, COP)。S. Elbel 等^[2]研制了 CO₂ 喷射器样件,实现了 14.5% 的膨胀功回收效率,使系统制冷量和 COP 分别提高 8% 和 7%。M. Nakagawa 等^[3]的实验结果

表明两相喷射器可将 CO₂ 制冷系统的 COP 提高 26%。K. Banasiak 等^[4]将并联多喷射器模组用于 CO₂ 商用冷冻系统,综合能效提高了 9.8%。Zhu Yinhai 等^[5]实验表明喷射器可使跨临界 CO₂ 制冷系统的 COP 提高 6.2%。张振宇等^[6]将喷射器用于 CO₂ 汽车空调系统,相同制冷量下 COP 提升 13.9%。喷射式制冷循环能效提高的关键在于喷射器的结构设计。其中,混合室直径是影响喷射器性能的关键结构参数。M. Nakagawa 等^[7]实验研究表明,较大的混合室直径适用于制冷量较大的工况,但直径过大时性能显著降低。K. Banasiak 等^[8-9]建立了喷射器

一维流动模型,得到不同混合室直径下的喷射器特性曲线。此外,他们采用计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)模拟,发现混合室直径过小或过大均会增加内部流动的不可逆损失,导致喷射器性能下降。

最优混合室尺寸通常根据实验或 CFD 模拟确定。魏晋等^[10]通过实验确定了使跨临界 CO₂ 热泵制热系数最高的混合室尺寸。陈洪杰等^[11]从热力学关系式出发,拟合了常见工质喷射器的最优升压比,由此确定最佳混合室出口压力,但该方法适用范围十分有限。陈亮等^[12]建立了两相喷射器的一维模型并计算了射流混合过程的速度和浓度分布,但未明确提出混合室尺寸的设计方法。Li Yafei 等^[13]应用 CFD 模拟确定 CO₂ 喷射器的最优混合室直径,喷射系数提升了 29.55%。M. Palacz 等^[14]使用遗传算法结合 CFD 优化 CO₂ 喷射器的混合室尺寸,多工况下综合性能提高了 2%。但上述有关研究均未完全揭示其内在机理,结论的普适性受限。

基于湍流伴随射流发展规律,本文提出两相喷射器混合室直径的射流分析设计方法,根据该方法优化某型号 CO₂ 喷射器的混合室直径,利用数值模拟分析混合室直径对喷射器性能的影响机制,提出用于预估最优直径的经验公式。

1 基于射流发展的混合室直径设计

1.1 两相喷射器设计约束及目标

图 1 所示为喷射式制冷系统原理。压缩机排出的高温高压制冷剂经气冷器或冷凝器冷却后,进入喷射器的喷嘴节流,变为两相制冷剂。节流过程中主流膨胀加速。高速主流卷吸来自蒸发器的引射流,并将

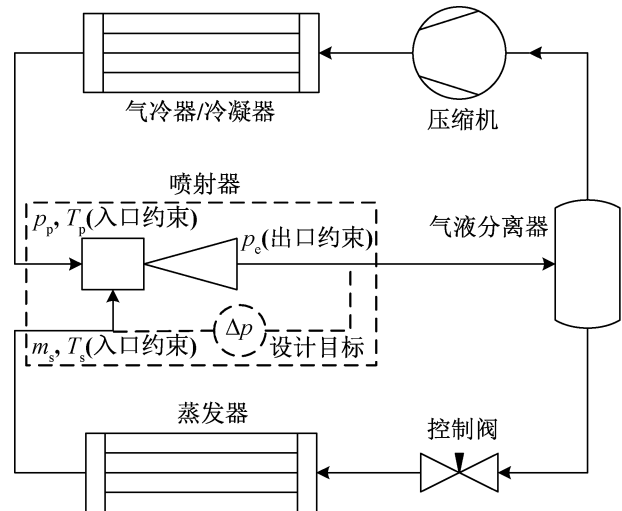


图 1 喷射式制冷系统原理

Fig.1 Principle of ejector refrigeration cycle

动能传递给引射流,最后混合流体减速升压,实现膨胀功回收。两相制冷剂经过分离,气体回到压缩机,液体进入蒸发器,完成循环。

由于引射流来自蒸发器,对于喷射器的设计,系统的目标制冷量决定了喷射器的目标引射流量。因此,本文讨论的喷射器混合室直径设计以给定引射比为前提,设计过程中的其它约束条件也标于图 1 中。当引射比确定时,优化目标是使喷射器的压升最大。引射比定义为引射流量与主动流量之比:

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \tag{1}$$

压升定义为喷射器出口压力与引射压力之差:

$$\Delta p = p_e - p_s \tag{2}$$

1.2 混合室直径设计的射流分析法

图 2 所示为喷射器内部射流发展示意图。喷射器由喷嘴、引射腔、混合室、扩压室构成。根据湍流射流理论^[15],圆形伴随射流的发展将经历如下过程:射流由喷嘴喷出时,在喷嘴出口截面上速度分布是均匀的。喷出后,由于主射流与伴随射流存在速度差,两股射流进行动量交换,发生掺混。随着射流的发展,主射流的核心区半径逐渐减小直至消失,与此同时,射流外边界逐渐向径向延伸。

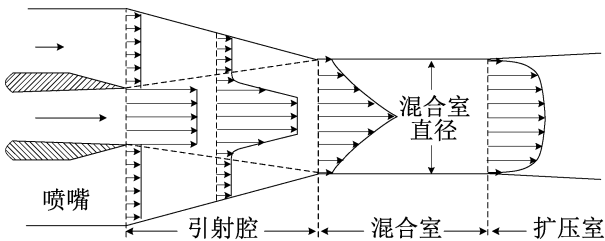


图 2 喷射器内部射流发展

Fig.2 Jet mixing process in ejector

图 3 所示为大空间中湍流伴随射流的发展过程。其中, $x = 0$ 为喷嘴出口。结合喷射器的结构特点和需求特性,本文提出喷射器混合室直径设计的射流分析方法:当射流外边界内混合流体的质量流量增长至喷射器的目标流量时,射流外边界的直径即为最优混合室直径,用公式表示为:

$$\begin{cases} \dot{m}_{\text{jet}}|_{x=x_{\text{tar}}} = \dot{m}_p + \dot{m}_s \\ D_{\text{mix}} = D_{\text{ex}}|_{x=x_{\text{tar}}} \end{cases} \tag{3}$$

要得到射流边界内质量流量的变化并确定目标流量对应的目标截面,需要准确知道各横截面上速度、密度分布。利用 CFD 模型分析射流参数并设计某型号 CO₂ 喷射器的混合室直径,步骤为:1) 去除喷射器的混合室和扩压室,仅模拟主流经喷嘴节流射入

大空间后的射流流场,如图 3 所示;2)取喷嘴出口不同截面,分析射流外边界和射流流量在射流行进过程中的变化。当混合射流的流量达到主流量与目标引射流量之和时,该截面即为目标截面(如图 3 中的截面 2),该截面上射流外径即为最优混合室直径。

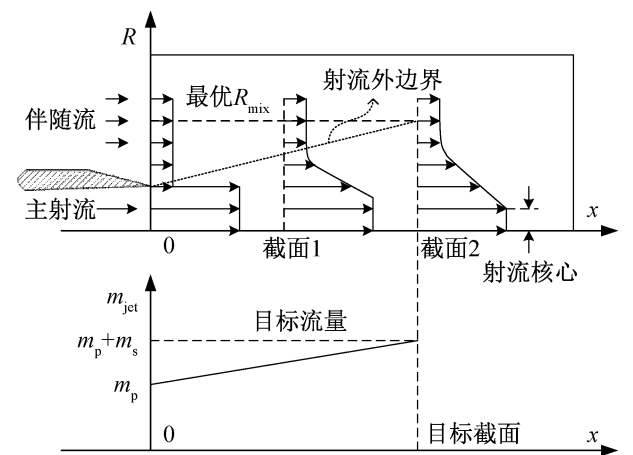


图 3 大空间内湍流伴随射流发展
Fig.3 Jet mixing in large space

2 两相 CO₂ 喷射器的数值模型

2.1 控制方程

采用两相混合流的均相平衡模型模拟喷射器内部流动,该模型假设气液两相具有相同的压力、温度和速度,且两相时刻处于热力平衡状态。稳态流动的质量和动量方程分别为:

$$\nabla \cdot (\rho_m \mathbf{u}_m) = 0 \tag{4}$$

$$\nabla \cdot (\rho_m \mathbf{u}_m \mathbf{u}_m) = - \nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau}_m \tag{5}$$

能量方程采用静焓作为独立变量^[16],便于处理两相区的物性:

$$\nabla \cdot (\rho_m \mathbf{u}_m h_m) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla h_m) + \nabla p \cdot \mathbf{u}_m + \boldsymbol{\tau}_m : \nabla \mathbf{u}_m \tag{6}$$

模拟时需要考虑可压缩效应,即采用真实气体物性,制冷剂的主要物性(如密度)根据压力和焓值查表确定:

$$\rho_m = f(p, h_m) \tag{7}$$

两相 CO₂ 喷射器涉及内部超声速流动,分析流动马赫数(Ma)变化时需要定义两相流的声速。本文采用 C. E. Brennen^[17]基于均相假设提出的两相 CO₂ 声速关联式:

$$\frac{1}{\rho_m c^2} = \frac{\alpha}{p} + \frac{2.1\alpha(1-\alpha)p_{cr}^{0.566}}{p^{1.566}} \tag{8}$$

湍流模型对湍流射流混合过程的计算影响较大。对于射流问题,选取 SST *k-ω* 模型。采用 ANSYS Fluent 作为求解器,焓方程式(6)通过用户自定义标量

(user defined scalar,UDS)功能求解。

2.2 模型验证

本文 CFD 模型利用张振宇等^[6]的 CO₂ 喷射器实测数据进行验证,实验设备和测试方法此处不再赘述。表 1 所示为根据实测数据设置的边界条件,边界条件的类型即为图 1 中的约束条件。

表 1 测试数据和仿真边界条件
Tab.1 Test data and boundary conditions

工况	边界条件				
	p_p/MPa	T_p/K	$m_s/(\text{kg/s})$	T_s/K	p_c/MPa
1	9.69	315.1	0.011 6	288.8	4.88
2	9.11	309.8	0.014 6	288.0	4.32
3	8.87	309.6	0.012 8	290.6	4.45
4	8.66	309.5	0.012 6	286.1	4.62

模型根据表 1 的边界条件求解主流流量 m_p 和引射压力 p_s ,压升由式(2)得出。表 2 所示为上述工况下模型的计算结果与实测值的对比及误差,其中, E_m 和 $E_{\Delta p}$ 分别为主流流量和压升的相对误差,4 个工况下两者均在 ±9% 以内,模型精度较高。对喷射器混合室优化设计的案例分析根据工况 1 进行。

表 2 模拟值与实测值的对比
Tab.2 Comparison between simulated and measured values

参数	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4
$m_{p, \text{test}}/(\text{kg/s})$	0.032 5	0.033 8	0.031 7	0.029 7
$m_{p, \text{CFD}}/(\text{kg/s})$	0.035 0	0.036 9	0.034 4	0.032 2
$\Delta p_{\text{test}}/\text{MPa}$	0.45	0.44	0.40	0.35
$\Delta p_{\text{CFD}}/\text{MPa}$	0.43	0.43	0.37	0.32
$E_m/\%$	7.65	9.06	8.64	8.25
$E_{\Delta p}/\%$	-4.23	0.69	-6.80	-8.70

3 案例计算结果与分析

3.1 大空间伴随射流分析

在大空间伴随射流的算例中,需要定义主流和伴随流的出、入口边界条件。其中,主流(喷嘴)入口边界条件按工况 1 取定,伴随流为速度入口,大空间的压力(即喷嘴背压)取为引射压力。表 3 所示为大空间射流算例中的各结构参数。

计算收敛后,分别取距喷嘴出口 2~7 mm 的截面,分析射流外边界和混合射流的流量。其中,射流外边界的识别判据为:当射流速度从核心沿径向衰减

表 3 大空间射流算例的几何尺寸

Tab.3 Dimensions in large-space jet mixing case

结构参数	数值
喷嘴喉部直径/mm	1.00
喷嘴长度/mm	8
喷嘴出口直径/mm	1.14
大空间长度/mm	32
大空间宽度/mm	10

99%时,认为是射流外边界^[15]。圆形混合射流的流量计算式为:

$$\dot{m}_{jet} = \int_0^{R_{ex}} 2\pi \rho_m(r) u_m(r) r dr \tag{9}$$

图 4 所示为喷嘴出口不同截面上的射流外径和射流流量。随着射流行进距离增加,射流边界外径与射流流量均逐渐增长,且增长率近似为线性。由图 4 (a)可知,当伴随流的入口速度取不同值时,相同截面上射流外径存在差异。这是因为伴随射流速度越大,意味着两股射流的速度差越小,相同截面上的射流边界层越薄,射流外边界越接近核心区,射流外径

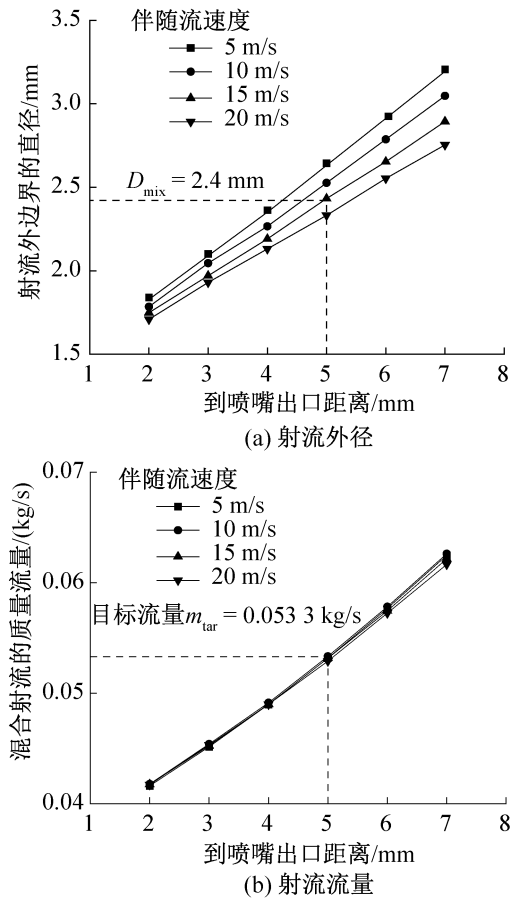


图 4 大空间射流不同截面上的射流外径和射流流量
Fig.4 Jet external boundary diameter and mass flow rate on different cross-sections in large-space jet case

越小。由图 4(b)可知,伴随流速度对射流边界内的流量影响较小。由式(9)可知,混合射流流量取决于速度分布和积分上限(射流外径),射流核心区流速较大,对流量的贡献较大,边界区的贡献很小,所以当伴随流的速度较小时,射流流量的发展规律差异较小。在本文讨论的工况下,主流量为 0.035 5 kg/s,目标引射流量取为 0.017 8 kg/s,则引射比为 0.5,目标总流量为 0.053 3 kg/s,由图 4(b)可知,此时射流行进距离为 5 mm,故 $x=5$ mm 的截面即为目标截面。若伴随流的速度取为 15 m/s,则该截面上射流外径为 2.4 mm(伴随流速度的选取在 3.2 节中讨论)。因此,本文所提方法得到的最优混合室直径为 2.4 mm。

3.2 混合室直径对喷射器性能的影响

在引射比为 0.5 且其它条件相同的情况下,混合室直径取 1.8~3.2 mm 时喷射器的压升如图 5 所示。由 CFD 模拟结果可知,直径取 2.2 mm 时压升最大,达到 0.97 MPa,相比优化前(3.2 mm)的 0.57 MPa 可提高 70.2%。

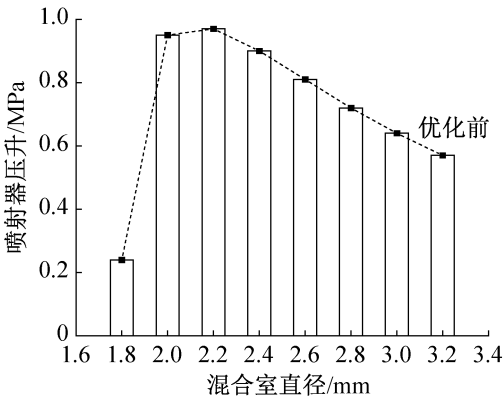
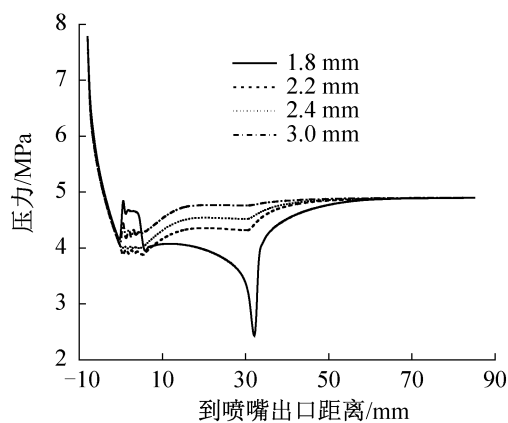


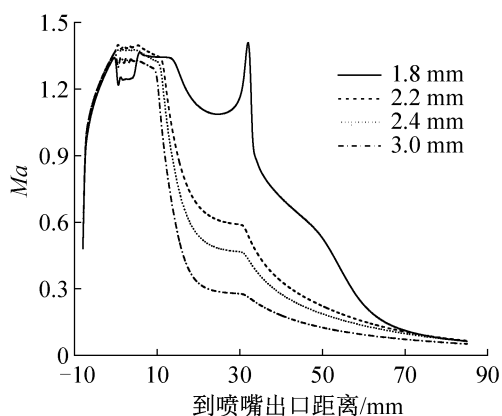
图 5 不同混合室直径下喷射器的压升
Fig.5 Ejector pressure-rise with varying mixer diameter

图 6 所示为不同混合室直径下喷射器中轴线上压力和马赫数分布。由图 6 可知,当混合室直径过小时(如 1.8 mm),混合室出口($x=31$ mm)处 Ma 仍大于 1,混合流进入扩压室时先加速膨胀后发生激波,压力先降低后迅速回升, Ma 先升高后迅速下降。这是因为减小混合室直径,相当于使混合射流的通道变窄,相同流量下流速必须增加,若混合射流在混合室出口处仍为超声速,进入扩压室后会继续膨胀加速,但出口压力过高,超声速混合流只能通过激波恢复其压力。激波带来强烈的不可逆损失,若要维持相同的引射流量和出口压力,引射压力必须提高,相当于将引射流“压”入混合室内。因此,该情况下喷射器的升压性能急剧降低。当混合室直径在最优值附近时(如 2.2~2.4 mm),混合室

和扩压室内不出现激波,压力平稳升高、 Ma 平稳降低。若混合室直径过大(如 3.0 mm),混合射流动能耗散增加,表现为 Ma 衰减过快,导致喷射器压降低。



(a) 压力分布



(b) 马赫数分布

图 6 不同混合室直径下喷射器轴线上压力和马赫数分布

Fig.6 Pressure and Ma along the ejector central axis with varying mixer diameter

根据射流分析方法预测的最优混合室直径为 2.4 mm。若以最优直径 2.2 mm 为准,则该方法的预测误差为 0.2 mm,该工况下相对误差为 9.1%。误差的可能原因主要在于有无壁面的约束。在真实的喷射器内部,主流与引射流的混合过程有混合室和引射腔的壁面作为约束,喷射器的引射腔相当于一个收缩喷嘴(如图 2),引射流在靠近混合室入口时会继续加速,速度通常在 10~20 m/s 之间,本文在大空间射流算例中取平均值 15 m/s。该均匀化的处理使大空间内射流发展与实际喷射器内射流发展规律存在一定的误差,最终导致预测结果存在偏差。

图 7 所示为引射比为 0.4~0.8 时,压升随混合室直径的变化。随着引射比提高,最优混合室直径增大,原因是主流量固定时,引射比提高意味着引

射流量增大,总流量增大,混合室的通流面积也需要随之增加。同时,引射比提高,最优压升降低,这是因为主动流体具有的能量是一定的,引射比提高,该部分能量需要用于压缩更多的引射流体,因此压升降低。

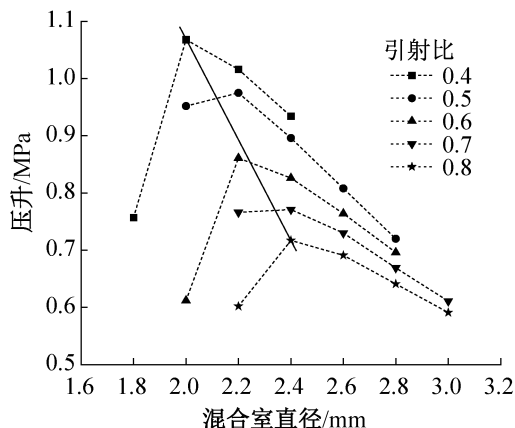


图 7 不同引射比下压升随混合室直径的变化

Fig.7 Pressure-rise change with varying mixer diameter under different entrainment ratio

3.3 最优混合室直径拟合

由图 4 所示的射流速度发展规律可知,射流外径和射流流量增长近似呈线性。实际上,湍流射流的这种规律具有一定的普遍性。大量实验表明^[15],对于圆形湍流射流,其几何特征满足:

$$D_{\text{ex}}(x) = D_{\text{p,o}} + C_D x \quad (10)$$

利用射流动量守恒和速度分布特性^[15]可得:

$$\dot{m}_{\text{jet}}(x) = \dot{m}_{\text{p}} + C_m \frac{\dot{m}_{\text{p}}}{D_{\text{p,o}}} x \quad (11)$$

C_D 和 C_m 分别为射流截面直径和射流流量的增长率,两者为无量纲经验系数,与喷口的结构、射流的湍流强度有关,一般通过实验或 CFD 模拟确定。由本文案例拟合得到 $C_D = 0.208$, $C_m = 0.128$ 。由式(3),当射流流量增长至目标值时,射流外径即为最优混合室直径,将式(1)和式(3)带入式(10)和式(11),整理可得最优混合室直径的经验公式:

$$D_{\text{mix}}^0 = \frac{D_{\text{mix}}}{D_{\text{p,o}}} = 1 + \frac{C_D}{C_m} \omega \quad (12)$$

式中: D_{mix}^0 为无量纲混合室直径。图 8 所示为引射比为 0.4~0.8 时,由式(12)得到的无量纲最优混合室直径与 CFD 模拟预测值的对比。对于本文讨论的案例,若以 CFD 模拟结果为准,则由式(12)预测的最优直径偏差在 -6%~10% 之间。当给定主喷嘴的参数和引射比后,式(12)可用于工程设计时预估最优混合室直径。

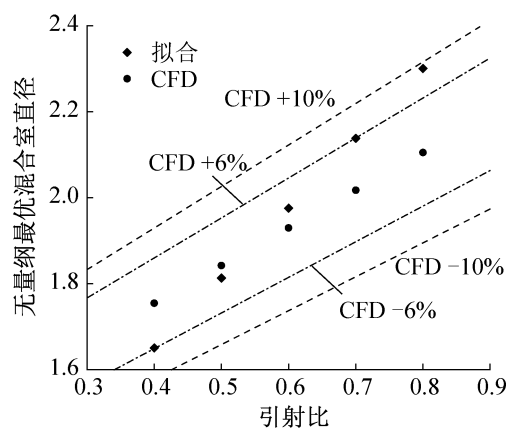


图 8 D^0_{mix} 的拟合值与 CFD 模拟值对比

Fig.8 Comparison between the fitting value and CFD simulation results of the D^0_{mix}

4 结论

本文将湍流射流理论应用于两相喷射器混合室直径的优化设计,提出了射流分析方法,根据该方法优化某型号 CO₂ 喷射器的混合室直径。利用经实验数据验证的 CFD 模型分析混合室直径对喷射器性能的影响,得到了不同引射比下的最优直径,并结合射流理论拟合了最优直径的经验公式,得到结论如下:

1) 当射流外边界内混合流体的质量流量增至喷射器的主流量与目标引射流量之和时,射流外边界的直径即为最优混合室直径。

2) 引射比为 0.4~0.8 时,无量纲最优混合室直径为 1.7~2.1。在引射比为 0.5 时,根据射流分析方法优化某型号 CO₂ 喷射器,最优混合室直径为 2.4 mm。对比不同混合室直径的喷射器性能,结果表明,相同条件下最优直径为 2.2 mm,该方法的相对误差为 9.1%。2.4 mm 直径下喷射器压升为 0.9 MPa,相比优化前的 0.57 MPa 提高了 57.9%。

3) 结合射流理论拟合了无量纲最优混合室直径,关联式的预测结果与 CFD 结果相比,偏差在 -6%~10% 以内,可用于工程设计时预估最优直径。

符号说明

- ω —— 引射比
- p —— 压力,MPa
- m —— 流量,kg/s
- T —— 温度,K
- x —— 轴向坐标,mm
- ρ —— 密度,kg/m³
- u —— 速度矢量,m/s
- τ —— 应力张量,N/m²

- h —— 比焓,kJ/kg
- Γ —— 焓扩散系数,kg/(m·s)
- c —— 声速,m/s
- α —— 气相体积分数
- C —— 经验系数
- D —— 直径,mm
- E —— 相对误差
- R —— 半径,mm

下标

- e —— 喷射器出口
- s —— 引射流
- p —— 主射流
- o —— 主/引射喷嘴出口
- m —— 气液相混合物
- jet —— 射流
- tar —— 目标值
- mix —— 混合室
- ex —— 射流外边界
- cr —— 临界值

参考文献

[1] YU Binbin, YANG Jingye, WANG Dandong, et al. An updated review of recent advances on modified technologies in transcritical CO₂ refrigeration cycle[J]. Energy, 2019, 189: 116147.

[2] ELBEL S, HRNJAK P. Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation[J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(3): 411-422.

[3] NAKAGAWA M, MARASIGAN A R, MATSUKAWA T, et al. Experimental investigation on the effect of mixing length on the performance of two-phase ejector for CO₂ refrigeration cycle with and without heat exchanger[J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(7): 1604-1613.

[4] BANASIAK K, HAFNER A, KRIEZI E E, et al. Development and performance mapping of a multi-ejector expansion work recovery pack for R744 vapour compression units [J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 57: 265-276.

[5] ZHU Yin Hai, LI Conghui, ZHANG Fuzhen, et al. Comprehensive experimental study on a transcritical CO₂ ejector-expansion refrigeration system[J]. Energy Conversion and Management, 2017, 151: 98-106.

[6] 张振宇, 王丹东, 陈江平, 等. 带喷射器的 CO₂ 汽车空调系统性能研究[J]. 制冷技术, 2020, 40(5): 33-40. (ZHANG Zhenyu, WANG Dandong, CHEN Jiangping, et al. Experimental investigation on CO₂ automotive air-condi-

- tioning system with ejector[J]. *Chinese Journal of Refrigeration Technology*, 2020, 40(5): 33–40.)
- [7] NAKAGAWA M, MARASIGAN A R, MATSUKAWA T. Experimental analysis of two-phase ejector system with varying mixing cross-sectional area using natural refrigerant CO₂[J]. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 2010, 18(4): 297–307.
- [8] BANASIAK K, HAFNER A. 1D Computational model of a two-phase R744 ejector for expansion work recovery[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2011, 50(11): 2235–2247.
- [9] BANASIAK K, PALACZ M, HAFNER A, et al. A CFD-based investigation of the energy performance of two-phase R744 ejectors to recover the expansion work in refrigeration systems: An irreversibility analysis[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2014, 40: 328–337.
- [10] 魏晋, 唐黎明, 亓海明, 等. 混合室直径对带喷射器的跨临界 CO₂ 热泵性能影响[J]. *化工学报*, 2016, 67(5): 1719–1724. (WEI Jin, TANG Liming, QI Haiming, et al. Effect of mixing chamber diameter on performance of transcritical CO₂ heat pump system with ejector [J]. *CIESC Journal*, 2016, 67(5): 1719–1724.)
- [11] 陈洪杰, 卢苇, 庄光亮. 基于实际气体的圆柱形混合室喷射器设计及优化方法[J]. *化工学报*, 2015, 66(10): 3881–3887. (CHEN Hongjie, LU Wei, ZHUANG Guangliang. Method for design and optimization of cylindrical mixing chamber ejector based on real gas properties[J]. *CIESC Journal*, 2015, 66(10): 3881–3887.)
- [12] 陈亮, 刘敬辉, 陈江平, 等. 两相流喷射器流动模型研究[J]. *制冷学报*, 2010, 31(2): 26–31. (CHEN Liang, LIU Jinghui, CHEN Jiangping, et al. Model investigation of jet flow inside two-phase ejector[J]. *Journal of Refrigeration*, 2010, 31(2): 26–31.)
- [13] LI Yafei, DENG Jianqiang. Numerical investigation on the performance of transcritical CO₂ two-phase ejector with a novel non-equilibrium CFD model [J]. *Energy*, 2022, 238: 121995.
- [14] PALACZ M, SMOLKA J, KUS W, et al. CFD-based shape optimisation of a CO₂ two-phase ejector mixing section[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 95: 62–69.
- [15] 谢象春. 湍流射流理论与计算[M]. 北京: 科学出版社, 1975. (XIE Xiangchun. *Turbulent jet theory and calculation*[M]. Beijing: Science Press, 1975.)
- [16] SMOLKA J, BULINSKI Z, FIC A, et al. A computational model of a transcritical R744 ejector based on a homogeneous real fluid approach[J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2013, 37(3): 1208–1224.
- [17] BRENNEN C E. *Fundamentals of multiphase flow*[M]. New York: Cambridge University Press, 2005.

通信作者简介

陈江平,男,博士,教授,上海交通大学制冷与低温工程研究所,(021) 34206775, E-mail: jpchen_sjtu@163.com。研究方向:制冷与低温工程、车用空调技术。

About the corresponding author

Chen Jiangping, male, Ph. D., professor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, +86 21-34206775, E-mail: jpchen_sjtu@163.com. Research fields: refrigeration and cryogenics, automotive air conditioning technology.