

文章编号: 1671-8097(2019)01-0021-08

DOI:10.13738/j.issn.1671-8097.118014

基于三维数值模拟的蒸汽喷射器结构优化

董景明, 俞梦琪, 夏毓辛, 高嘉铭, 徐敏义, 马鸿斌

(大连海事大学 轮机工程学院, 辽宁 大连 116024)

摘要: 蒸汽喷射器可以有效利用余热资源,是一种节能环保的流体机械。采用计算流体力学(CFD)软件对蒸汽喷射器进行三维数值模拟,研究了喷嘴出口马赫数、混合室长度、等截面混合段长度和扩压室长度对喷射器引射比和临界压力的影响。模拟结果表明:混合室长度存在一个最佳值,且最佳混合室长度与喷嘴出口马赫数有关;等截面混合段长度和扩压室长度对引射比的影响不大,但是会影响喷射器的临界压力。研究结果对于蒸汽喷射器的设计和结构优化有一定的意义。

关键词: 蒸汽喷射器;数值模拟;结构优化;马赫数;混合室

中图分类号: TB617 **文献标识码:** A

0 引 言

能源是支持人类生存与发展的基础,但是随着全球人口迅速增长,世界工业化进程加速,人们日益增长的物质需求和有限的自然资源之间的矛盾愈演愈烈。同时,化石燃料的过度使用也引发了一系列环境问题。能源的消耗和环境的污染已成为制约经济发展的重要因素之一,提高能源利用效率和改善能源结构成为当今世界的热点问题。

蒸汽喷射器是一种应用广泛的流体机械,其优势在于不需要消耗额外的机械能就可以有效提高流体的压力,但是较低的工作性能制约了喷射器的发展。而对喷射器进行结构优化可以较好的提高喷射器的工作性能,强化喷射器在不同系统中的作用。喷射器理论研究主要以 Keenan 和 Newman^[1]、Eames 等^[2]、Huang 等^[3]的等压混合理论为基础,但是单纯的理论研究很难提出一套系统的喷射器结构优化意见。而通过实验的方式对喷射器结构进行优化,则需要耗费大量的时间、金钱和人力。计算流体力学(CFD)有着投资少、周期短、操作简单和结果直观等优点,被广泛应用在喷射器设计和结构优化上。喷嘴结构对喷射器的工作性能有着很大的影响。李海军等^[4]分析了工作参数及喷射器结构对喷射器内部的流场及出

口激波的形成影响,得出了喷射器设计的优化方案。Zhu 等^[5]模拟研究了喷嘴位置和尺寸对于喷射器性能的影响,研究发现喷嘴位置(NXP)存在一个最佳值。沈胜强等^[6-7]提出在喷嘴内插入喷针来调节喷射器工作参数的方案,建立了可调式喷射器性能计算模型,计算结果表明可调式喷嘴能拓宽喷射器的有效工作范围。Ruangtrakoon 等^[8]设计了 8 个不同的喷嘴,分别针对工作流体压力、质量流量和喷嘴出口马赫数展开研究。模拟结果说明激波位置和喷嘴膨胀角对喷射器的性能有很大的影响。Fu 等^[9]主要研究了喷嘴出口面积和喷嘴扩张段长度对喷射器性能的影响,并发现喷嘴出口面积和喷嘴扩张段长度都存在着最佳值。此外,喷射器混合室的尺寸也对喷射器的性能有着重要的影响。Wu 等^[10]模拟计算了混合室长度和收缩角度对喷射器引射比的影响,发现混合室长度和收缩角度都存在一个最佳的范围。杨启容等^[11]对太阳能喷射式制冷系统中的喷射器进行三维数值模拟,发现流线型结构的喷射器能减弱混合过程中的回流现象,提高喷射器的工作性能。Ji 等^[12]研究了喷射器混合室收缩角度的影响,角度为 0.0°、0.5°、1.0°、2.0°、3.5°和 4.5°,模拟结果表明角度为 1.0°时喷射器的性能最好。Sumeru 等^[13]认为等截面混合段的直径

收稿日期: 2018-07-17; 修回日期: 2018-09-28.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51409034); 中央高校基本科研业务费资助项目(3132016337); 辽宁省自然科学基金资助项目(2014025013).

作者简介: 董景明,男,1983 年生,博士,副教授,主要研究方向为船舶节能技术. E-mail: dmudjm@dlnu.edu.cn

对喷射器工作性能有一定的影响,当引射压力增加后,等截面混合段的直径应该减少。Chen 和 Chong^[14]则主要研究了等截面积混合段的长度和直径之间的比值对喷射器性能的影响,模拟结果表明该比值存在一个最佳值,且该值随着工作流体压力的增加而减少。

对于喷射器结构优化的研究虽然有很多,但是大多数都只单独讨论喷嘴形状或混合室结构,缺乏对喷射器整体结构优化的考虑。本文采用三维数值模拟的方法,对喷射器结构进行系统的分析和优化。

1 CFD 模型和数值求解方法

本文中 CFD 计算的喷射器结构如图 1 所示。蒸汽喷射器的结构主要可以分为四个部分:喷嘴、混合室、等截面积混合段和扩压室。工作流体经入拉法尔喷嘴后,迅速膨胀为超音速流体,将压力能转化为动能,在喷嘴出口形成一个低压区。因此引射流体会因压力差而被卷吸进入混合室。两股流体在混合室中充分混合并交换能量,然后进入扩压室。在扩压室中,混合流体的动能转化为压力能,最终克服喷射器的出口背压并排出。

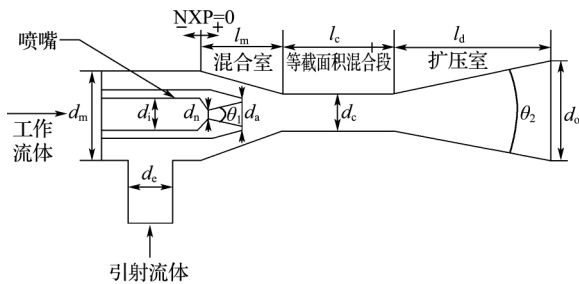


图 1 喷射器的结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of steam ejector

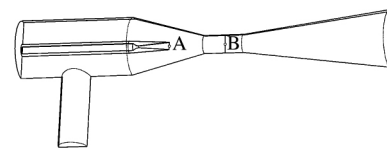
本文研究不同的混合室长度比($\gamma_m = l_m d_n^{-1}$),等截面混合段长度比($\gamma_c = l_c d_n^{-1}$)和扩压室长度比($\gamma_d = l_d d_n^{-1}$)对于喷射器性能的影响。在此基础上,本文还设计了不同马赫数(Ma)的喷嘴,研究混合室结构的最佳值。喷射器的结构参数如表 1 所示。

本文采用 ICEM 17.0 作为网格生成器。图 2(a)和图 2(b)分别是用于 CFD 计算的喷射器物理模型和三维结构化网格。如图 2(a)所示,在喷嘴出口(点 A)和混合室(点 B)设置检测点,进行网格无关性的检测。表 2 和 3 分别表示点 A

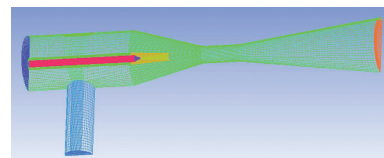
表 1 喷射器的结构参数

Tab. 1 Geometrical parameter of the steam ejector

喷嘴进口直径 d_i/mm	喷嘴扩张角 $\theta_1/(^\circ)$	喷嘴喉部直径 d_n/mm	喷嘴出口直径 d_a/mm
10.0	10	2.5	10.0
喷射器引射口直径 d_e/mm	混合室进口直径 d_m/mm	等截面积混合段直径 d_c/mm	混合室长度 l_m/mm
40.0	80.0	25.0	20.0,40.0,60.0, 80.0,100.0,120.0, 140.0,160.0
等截面积混合段长度 l_c/mm	扩压室长度 l_d/mm	扩压室角度 $\theta_2/(^\circ)$	
10.0,25.0,40.0,55.0, 70.0,85.0,100.0, 115.0,130.0,145.0	25.0,50.0,75.0,100.0, 125.0,150.0,175.0, 200.0,225.0,250.0	4,6,8,10, 12,14,16	



(a) 物理模型



(b) 网格

图 2 CFD 物理模型和网格

Fig. 2 Computational model and grid

表 2 网格无关性检验(点 A)

Tab. 2 Grid independence test and verification results (point A)

网格数/个	速度/($m \cdot s^{-1}$)	误差/%	压力/Pa	误差/%
121 038	1 053.536		679.413	
265 092	1 050.894	0.251	713.639	5.037
429 845	1 049.673	0.117	732.693	2.667
680 344	1 049.044	0.059	739.982	0.836
947 228	1 048.780	0.025	744.013	0.545

表 3 网格无关性检验(点 B)

Tab. 3 Grid independence test and verification results (point B)

网格数/个	速度/($m \cdot s^{-1}$)	误差/%	压力/Pa	误差/%
121 038	1 051.606		705.197	
265 092	1 049.358	0.214	717.145	1.694
429 845	1 048.153	0.115	722.586	0.758
680 344	1 047.748	0.039	724.836	0.311
947 228	1 047.391	0.034	727.027	0.302

和点 B 处的速度和压力随着网格数量变化而产生的误差,其中网格数量从 121 038 个增加至 947 228 个。从表 1 可以看出,随着网格数量的增加,速度和压力的误差越来越小,当网格数量从 429 845 个增加到 680 344 个时,点 A 和点 B 处产生的速度和压力的误差可以忽略不计,因此网格数采用 429 845 个进行模拟计算。

本文采用 FLUENT 17.0 作为喷射器模型的求解器,利用压力基求解器来离散非线性的控制方程。采用水蒸汽作为喷射器的工质,并设置水蒸汽为可压缩的理想气体,其物性参数来自 FLUENT 自带的 NIST 数据库。流场迭代求解方法选择 SIMPLE,离散方式选择二阶迎风方程。为了更好的解决高马赫数下的超音速流动问题,湍流模型选择 $k-\epsilon$ Realizable 模型,利用标准壁面函数法来处理流动中的边界问题。边界条件的设置:工作流体和引射流体的进入面都设置为压力进口,而喷射器的出口面则设置为压力出口。其他壁面边界条件选择无滑移绝热壁面。计算结果要求所有残差值小于 10^{-3} 。

为了简化数值计算过程,假设:

- 1) 工作流体和引射流体在进入喷射器时都是干饱和蒸汽;
- 2) 水蒸气为可压缩的理想气体;
- 3) 工作流体和引射流体的混合过程为等压混合;
- 4) 喷射器内壁面为光滑绝热的;
- 5) 喷射器内部流动最终达到稳态。

根据假设,该模型的控制方程为

连续方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

质量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}[u_i(\rho E + p)] = \nabla \cdot \left(\alpha_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \nabla \cdot [u_j(\tau_{ij})] \quad (3)$$

$$\text{式(1)~(3)中: } \tau_{ij} = \mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}。$$

2 结果与讨论

喷射器的工作性能主要考虑两个指标:引射比和临界压力。引射比指的是引射流体质量流量

和工作流体质量流量的比值,是衡量喷射器性能高低的重要指标之一。引射比 ω 定义为

$$\omega = \frac{\text{引射流体质量流量}}{\text{工作流体质量流量}} = \frac{q_{m_e}}{q_{m_g}} \quad (4)$$

喷射器的临界压力是决定喷射器能否稳定工作的重要参数,图 3 是一个典型的喷射器工作性能图,根据喷射器工作特性的不同,可以将喷射器的性能曲线分成三个部分:临界工作区、亚临界工作区和回流区。出口压力对喷射器的性能有非常大的影响。如图 3 所示,当喷射器出口压力低于点 1 时,喷射器的工作非常稳定,其引射比与出口压力的大小无关;当出口压力大于点 1 而小于点 2 时,喷射器的引射比呈线性下降趋势;而当出口压力大于点 2 时,喷射器将失去引射能力并发生回流现象。点 1 所对应的压力被称为该喷射器的临界压力,点 2 所对应的压力为该喷射器的回流压力。因此,为了保证喷射器的稳定工作,临界压力要尽可能大,混合出口压力一般要控制在临界压力之下。

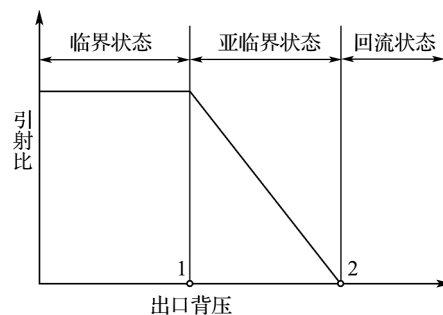


图 3 喷射器的工作性能曲线

Fig. 3 Performance characteristic of an ejector

本文主要研究了不同结构的喷嘴和混合室对于喷射器的引射比和临界压力的影响,一共设计了 136 个不同结构的喷射器。模拟计算的工况为:工作流体的温度(t_g)为 $120\text{ }^\circ\text{C}$,引射流体的温度(t_e)为 $10\text{ }^\circ\text{C}$,通过改变喷射器的出口压力来调节喷射器的工作性能,从而得到相应的临界压力。

2.1 混合室长度对喷射器性能的影响

混合室长度与喷嘴喉部直径之比($\gamma_m = l_m d_n^{-1}$)对喷射器性能有很大的影响,混合室长度为 $20.0\sim 160.0\text{ mm}$,以 20.0 mm 为间隔。喷嘴出口马赫数(Ma)可以通过式(5)进行计算,设计马赫数等于 $3.0, 3.5, 4.0, 4.5$ 和 5.0 ,对应的喷嘴出口直径与喷嘴喉部直径之比($\gamma_a = d_a d_n^{-1}$)分别为 $2.25, 2.97, 3.90, 5.08$ 和 6.54 ,喷嘴扩张角

θ_1 不变。该部分的等截面积混合段长度 $l_c = 55$ mm, 扩压室长度 $l_d = 200$ mm, 扩压室角度 $\theta_2 = 16^\circ$ 。模拟结果如图 4(a) 所示, 随着混合室长度比的增加, 喷射器的引射比逐渐增加, 最终达到一个最大值。这个使得喷射器引射比达到最大值的长度比被称为最佳混合室长度比。当混合室长度比超过最佳值后, 喷射器性能开始急剧下降, 甚至停止工作。同理, 从图 4(b) 中也可以看出, 喷射器存在一个使得临界压力最高的混合室长度。这是因为在混合室中, 工作流体和引射流体需要充分混合, 需要一定的混合长度, 但是过长的混合室会增加流动阻力。流体从大直径管道流进小直径管道时, 管道的减缩会产生局部的能量损失, 收缩管的局部能量损失系数 ξ_2 可以根据式(6)进行计算。当进出口面积比恒定时, 混合室长度越大则收缩角越小, 局部能量损失系数 ξ_2 就越大。从图 5 中也可以看出, 随着混合室长度的增加, 加之存在一定的局部损失, 在混合室会产生一段涡流, 而且随着长度的增加, 这个涡流会越来越大, 最终使得喷射器停止工作。

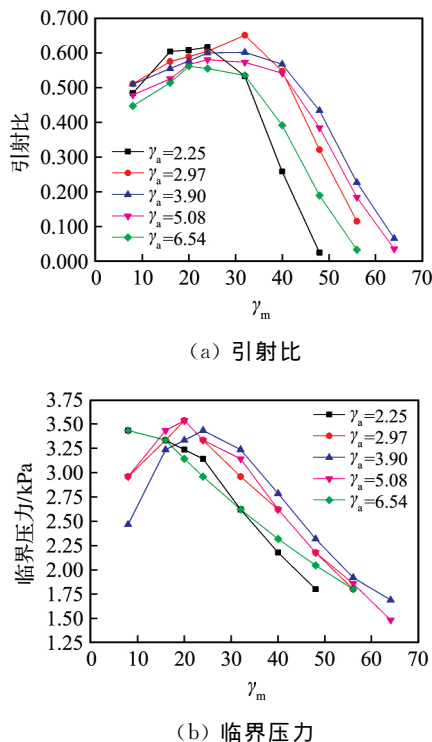


图 4 混合室长度对喷射器性能的影响

Fig. 4 Variation of performance with the length of mixing chamber

$$\left(\frac{d_a}{d_n}\right)^2 = \sqrt{\frac{1}{Ma^2} \left[\frac{2 + (k-1)Ma^2}{k+1} \right]^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (5)$$

$$\xi_2 = \frac{\lambda}{8 \sin \theta/2} \left[1 - \left(\frac{d_c}{d_m} \right)^4 \right] \quad (6)$$

式中: λ 为沿程损失系数, θ 为混合室收缩角。

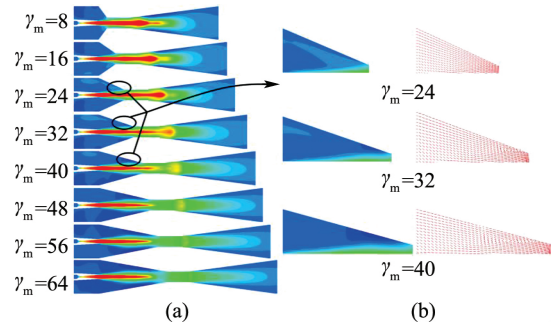


图 5 不同混合室长度下的喷射器内部流动速度分布云图, $\gamma_a = 3.90$

Fig. 5 Velocity contours at different length of the mixing chamber, $\gamma_a = 3.90$

当喷嘴出口直径与喷嘴喉部直径之比 $\gamma_a = 3.90, 5.08, 6.54$ 时, 喷嘴出口马赫数分别等于 4.0、4.5 和 5.0, 此时喷射器的引射比随着马赫数的增加而减小, 最佳混合室长度比分别为 32、24 和 20, 即最佳长度比随着马赫数的增加而减少。这是因为喷嘴马赫数越大, 一方面工作流体经过喷嘴后与引射流体的压差就越大, 其卷吸引射流体的能力就越强, 两股流体能更加迅速、充分的混合, 因此所需要的混合室长度就会变短一点。另一方面, 马赫数增加时喷嘴出口的速度则会增加, 工作流体的膨胀体积会变大, 则气体之间的相互作用所产生的摩擦损失就会变大, 就更容易在混合室过热产生涡流。

当喷嘴出口直径与喉部直径之比 $\gamma_a = 2.25, 2.97$ 时, 喷嘴出口截面的设计马赫数等于 3.0 和 3.5。此时喷射器处于比较特殊的工况, $\gamma_a = 2.97$ 的喷射器的最大引射比要大于 $\gamma_a = 2.25$ 的喷射器, 即设计马赫数越高, 喷射器的引射比越高, 这与 $\gamma_a = 3.90, 5.08, 6.54$ 时的结论不符。这个现象的原因从图 6 中可以得知: 当 $\gamma_a = 2.25, 2.97, 3.90, 5.08$ 和 6.54 时, 喷嘴出口截面的马赫数分别等于 3.0、3.5、4.0、4.5 和 5.0, 这是符合气体动力学定律的。但是 $\gamma_a = 2.25, 2.97$ 的喷射器的工作流体在流过喷嘴出口以后, 由于流动截面陡然增大, 工作流体会继续膨胀, 马赫数进一步增加, 最终马赫数分别高达 6.5 和 5.8。图 7 为不同喷嘴的速度分布云图, 从图 7 中也可以看出, 随着喷嘴出口直径的减少, 喷嘴出口流体从过膨胀

逐渐转变为欠膨胀。即当 $\gamma_a = 2.25$ 时, 喷嘴出口直径太小导致高速流体没有充分膨胀, 喷嘴出口压力仍高于混合室压力。因此高速流体仍会继续膨胀直到压力与混合室取得平衡。因此 $\gamma_a = 2.25$ 的喷射器的马赫数要大于 $\gamma_a = 2.97$ 的喷射器的马赫数, 而 $\gamma_a = 2.25$ 的喷射器的最大引射比要小于 $\gamma_a = 2.97$ 的喷射器, 最佳长度比也小于 $\gamma_a = 2.97$ 的喷射器, 即马赫数越高, 喷射器的引射比越小, 喷射器的最佳混合室长度比也越小。这仍然是符合之前得到的规律的。

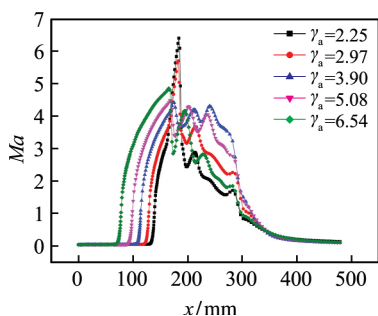


图 6 不同喷嘴的马赫数分布, $\gamma_m = 24$

Fig. 6 Mach number along the ejector axis at various nozzle, $\gamma_m = 24$

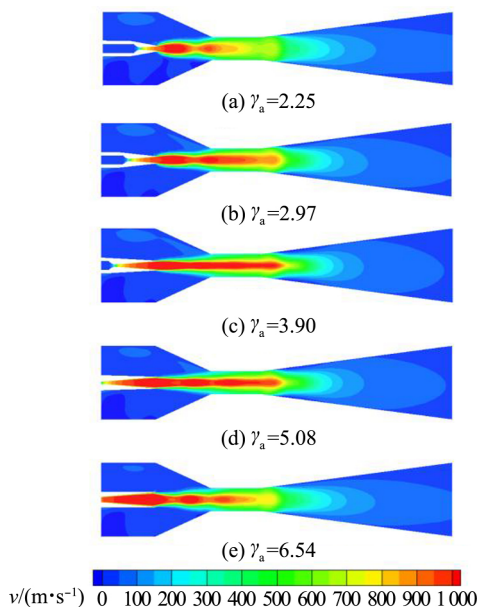


图 7 不同喷嘴的速度云图, $\gamma_m = 24$

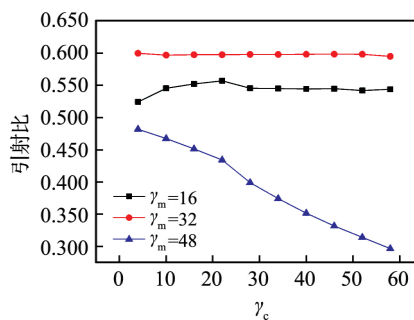
Fig. 7 Velocity contours at different nozzle, $\gamma_m = 24$

2.2 等截面混合段长度对喷射器性能的影响

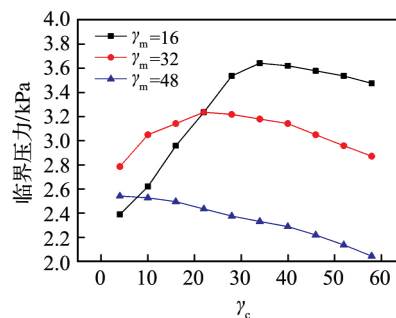
工作流体和引射流体在混合室中相互混合后, 需要经过一段截面不变的通道, 使混合流体进入扩压室之前的流动速度更加均匀。为了研究

混合室等截面混合段长度比 ($\gamma_c = l_c d_n^{-1}$) 对于喷射器性能的影响, 设计了三组不同的喷射器, 各组混合室长度比 γ_m 分别为 16、32、48, 等截面混合段长度 l_c 为 10.0~145.0 mm, 并以 15.0 mm 为间隔。喷嘴的设计 Ma 为 4, 扩压室长度 $l_d = 200.0$ mm, 扩压室角度 $\theta_2 = 16^\circ$ 。该条件下喷射器的最佳混合室长度比为 32。

当 $\gamma_m = 16, 32$ 时, 如图 8(a) 所示, 当 γ_c 增加时, 喷射器的引射比基本保持不变。但是喷射器的临界压力则受到较大的影响, 如 8(b) 所示, 随着 γ_c 的增加, 喷射器的临界压力先增加并达到一个最高值, 当长度比继续增加时, 临界压力会开始缓慢的下降。当混合室长度比取到最佳值, 即 $\gamma_m = 32$ 时, 喷射器的引射比为 0.597, 不随 γ_c 的增加而变化, 而当 $\gamma_c = 22$ 时, 临界压力会取到最高值, 为 3 236 Pa。当混合室长度比小于最佳值, 即 $\gamma_m = 16$ 时, 喷射器的引射比为 0.556, 当 $\gamma_c = 34$ 时临界压力达到最高值 3 642 Pa。从分析中可以得到: $\gamma_m = 16$ 的喷射器的引射比虽然比 $\gamma_m = 32$ 的喷射器小 6.87%, 但是通过增加等截面混合段的长度可以得到更高的临界压力, 其最高临界压力要比 $\gamma_m = 32$ 的喷射器高 12.50%。这是因



(a) 引射比



(b) 临界压力

图 8 等截面混合段长度对喷射器性能的影响

Fig. 8 Variation of performance with the length of constant-area mixing section

为该组喷射器的混合室长度并没有超过最佳值, 增加等截面段长度可以促使工作流体和引射流体进一步充分混合, 混合流体在进入扩压室时的流动速度更加均匀, 提高了扩压室的压力恢复能力。但是当等截面混合段的长度已经可以满足充分混合的要求时, 进一步增加长度会增加流动的阻力和局部损失, 从而降低扩压室的压力恢复能力。

当 $\gamma_m = 48$ 时, 等截面混合段长度比对喷射器的引射比和临界压力都有较大的影响。如图 8 所示, 随着等截面混合段长度比的增加, 喷射器的引射比和临界压力都不断下降。这是因为该组喷射器的混合室长度比已经超过了最佳值, 工作流体和引射流体在混合室中已经过度混合, 过长的混合室长度造成了不必要的局部损失。此时继续增加等截面段的长度, 会增加流动阻力, 最终降低了扩压室的压力恢复能力。

为了进一步解释等截面混合段长度比对喷射器内部流动特性的影响, 不同等截面混合段长度比条件下的喷射器速度云图如图 9 所示。从云图 9 中可以看出, 喷嘴出口会形成一段明显的钻石状激波链, 当混合室长度比为 16 和 32 时, 激波链的长度先增加后减少, 与临界压力的变化趋势一致, 这在一定程度上也证明了激波链长度对于临界压力有直接的影响。当混合室长度小于最佳值, 即 $\gamma_m = 16$ 时, 等截面混合段长度比等于 34 时, 激波链长度最长, 此时对应的临界压力也达到最高值。当混合室长度等于最佳值, 即 $\gamma_m = 32$ 时, 当等截面混合段长度比等于 22 时激波链长

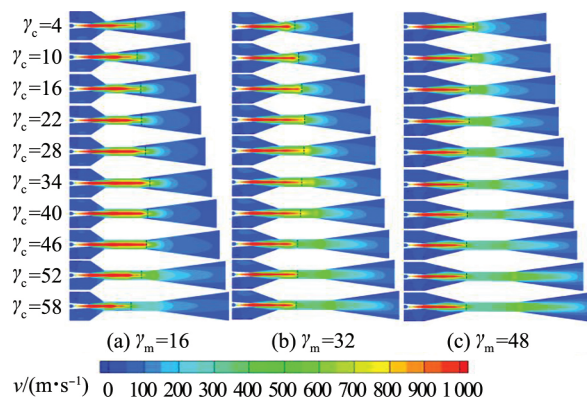


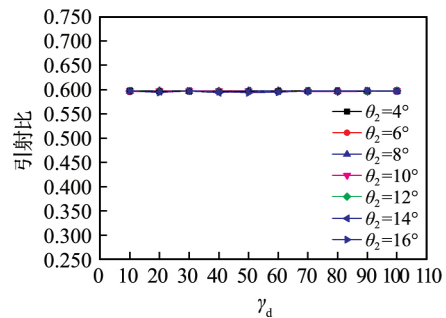
图 9 不同等截面混合段长度的喷射器速度分布

Fig. 9 Velocity contours at different length of constant-area mixing section

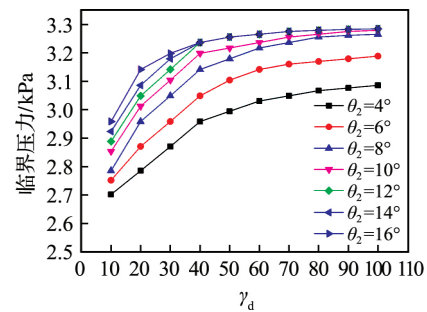
度最长, 此时对应的临界压力同样取到最高值。而当混合室长度大于最佳值, 即 $\gamma_m = 48$ 时, 激波链非常短, 而且激波链长度随着等截面混合段长度比的增加而变短, 同时临界压力也随着等截面段长度比的增加而减少。

2.3 扩压室长度和角度对于喷射器性能的影响

混合流体进入扩压室后, 因为流体截面的增大, 会使混合流体的动能转化为压力能, 从而克服出口压力并顺利流出, 因此扩压室的尺寸结构对于喷射器的临界压力有较大的影响。根据本文的模拟研究, 选择设计马赫数 $Ma = 4$ 的喷射器, 该喷射器的混合室收缩段长度比和等截面段长度比都采用最佳的值, 分别为 $\gamma_m = 32$ 和 $\gamma_c = 22$ 。为了研究扩压室尺寸对于喷射器性能的影响, 本文选择了扩压室角度 θ_2 和扩压室长度比 ($\gamma_d = l_d d_n^{-1}$) 作为研究的对象, 设计了 7 组不同的喷射器。每组各有 10 个喷射器, 其扩压室长度 l_d 不同, l_d 的从 25~250 mm, 间隔为 25 mm。而各组喷射器之间的扩压室角度 θ_2 不同, θ_2 为 $4^\circ \sim 16^\circ$, 间隔为 2° 。模拟的结果如图 10 所示。



(a) 引射比



(b) 临界压力

图 10 扩压室长度和角度对喷射器性能的影响

Fig. 10 Variation of performance with the length and angle of diffuser

从图 10(a) 可以发现, 扩压室的尺寸结构对于喷射器的引射比并没有影响。但是根据图

10(b), 扩压室尺寸结构对于喷射器的临界压力有很大的影响。当扩压室角度 θ_2 保持不变的时候, 随着扩压室长度比 γ_d 的增加, 喷射器的临界压力也会不断增加, 但是增加的幅度会随着长度比 γ_d 的增加而减少。当 $\theta_2=8^\circ$ 时, $\gamma_d=10$ 的喷射器临界压力为 2 785 Pa, 而 $\gamma_d=40$ 的喷射器临界压力为 3 142 Pa, 提升了 12.82%。但是 $\gamma_d=70$ 的喷射器的临界压力为 3 236 Pa, 较 $\gamma_d=40$ 的喷射器仅仅提升了 2.99%。同时, 扩压室角度 θ_2 对喷射器的临界压力也有很大的影响。当 $\theta_2=4^\circ, 6^\circ, 8^\circ$ 时, 喷射器的临界压力很明显的随着角度的增加而增加。但是当角度超过 8° 以后, 临界压力的增加就很小了, 而当角度超过 12° 以后, 临界压力几乎不再变化。因此扩压室的尺寸有一个合理的范围。

图 11 表示扩压室出口直径比 ($\gamma_o = d_o d_n^{-1}$) 与临界压力之间的关系。从图 11 可以看出, 扩压室角度和长度主要是通过改变扩压室出口直径的大小, 从而影响了临界压力的大小。扩压室出口直径与喷射器的临界压力有着明显的对应关系, 增加 γ_o 可以有效提高临界压力。但是随着 γ_o 的增加, 该变化趋势会越来越小, 当 $\gamma_o > 25$ 时, 临界压力几乎不再变化。从图 11 中还可以看出, 当 $\theta_2=4^\circ$ 和 $\theta_2=6^\circ$ 时, 相同扩压室出口直径所对应的临界压力较低, 因此 θ_2 不能小于 8° 。当 $\theta_2=12^\circ$ 时, 扩压室出口直径所对应的临界压力最高, 当 $\theta_2 > 12^\circ$ 时, 相同扩压室出口直径对应的临界压力会有所下降。

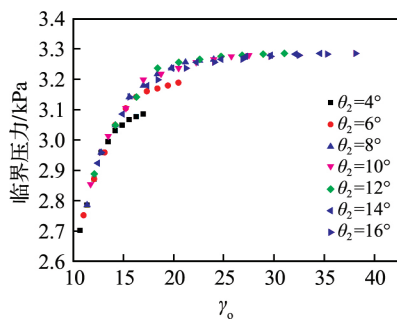


图 11 扩压室出口直径比与临界压力的关系

Fig. 11 Variation of critical pressure with the diameter of diffuser

3 结 论

1) 混合室长度存在一个最佳值, 喷嘴的马赫数越高, 混合室的最佳长度越小。

2) 等截面混合段长度的选择与混合室长度有关, 当混合室长度小于最佳值时, 喷射器的引射比虽然下降了 6.87%, 但是可以通过增加等截面混合段长度使得喷射器的临界压力提高 12.5%。当混合室长度大于最佳值的时候, 增加等截面混合段长度会降低喷射器的引射比和临界压力。

3) 扩压室的角度和长度会改变扩压室出口直径大小, 从而影响喷射器的临界压力, 最佳扩压室角度为 12° , 最佳扩压室出口直径比为 25。

参考文献 (References):

- [1] KEEAN J H, NEWMANN E P. An investigation of ejector design by analysis and experiment [J]. *ASME Journal of Applied Mechanics*, 1950, **72**(2):299-309.
- [2] EAMES I W, APHORN RATANA S, HAIDER H. A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator [J]. *International Journal of Refrigeration*, 1995, **18**(6):378-386.
- [3] HUANG B J, CHANG J M, WANG C P, et al. A 1-D analysis of ejector performance [J]. *International Journal of Refrigeration*, 1999, **22**(5):354-364.
- [4] 李海军, 沈胜强, 张 博. 蒸汽喷射器内二维流场的数值模拟研究 [J]. *热科学与技术*, 2004, **3**(4):353-357.
LI Hai-jun, SHEN Sheng-qiang, ZHANG Bo. Study of flow field in steam ejector with 2-D numerical simulation [J]. *Journal of Thermal Science and Technology*, 1999, **22**(5):353-357. (in Chinese)
- [5] ZHU Y H, CAI W J, WEN C Y. Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, **29**(5):898-905
- [6] 沈胜强, 张 琨. 新型可调式喷射器性能的计算与分析 [J]. *热科学与技术*, 2007, **6**(3):230-234.
SHEN Sheng-qiang, ZHANG Kun. Study and calculation of performance of adjustable ejector [J]. *Journal of Thermal Science and Technology*, 2007, **6**(3):230-234. (in Chinese)
- [7] 沈胜强, 宋 煜, 张 琨, 等. 喷嘴可调式蒸汽喷射器的性能计算 [J]. *热科学与技术*, 2010, **9**(1):64-69.
SHEN Sheng-qiang, SONG Yu, ZHANG Kun, et al. Performance calculation of adjustable nozzle

- steam ejector [J]. *Journal of Thermal Science and Technology*, 2010, **9**(1):64-69. (in Chinese)
- [8] RUANGTRAKOON N, THONGTIP T, APHORN-RATANA S. CFD simulation on the effect of primary nozzle geometries for a steam ejector in refrigeration cycle [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2012, **63**:133-145.
- [9] FU W N, LI Y X, LIU Z L. Numerical study for the influences of primary nozzle on steam ejector performance [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, **106**(5):1148-1156.
- [10] WU H Q, LIU Z L, HAN B. Numerical investigation of the influences of mixing chamber geometries on steam ejector performance [J]. *Desalination*, 2014, **353**:15-20.
- [11] 杨启容, 刘娜, 吴荣华. 太阳能喷射式制冷系统喷射器性能的三维数值模拟 [J]. *热科学与技术*, 2015, **14**(4):326-330.
- YANG Qi-rong, LIU Na, WU Rong-hua. Numerical simulation of ejector in solar refrigeration system [J]. *Journal of Thermal Science and Technology*, 2015, **14**(4):326-330. (in Chinese)
- [12] JI M K, UTOMO T, WOO J, *et al.* CFD investigation on the flow structure inside thermo vapor compressor [J]. *Energy*, 2010, **35**(6):2694-2702.
- [13] SUMERU K, SULAIMON S, NASUTION H, *et al.* Numerical and experimental study of an ejector as an expansion device in split-type air conditioner for energy savings [J]. *Energy and Buildings*, 2014, **79**:98-105.
- [14] CHEN W X, CHONG D T. The numerical analysis of the effect of geometrical factors on natural gas ejector performance [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, **59**(1):21-29.

Structure optimization of steam ejector based on three-dimensional numerical simulation

DONG Jing-ming, YU Meng-qi, XIA Yu-xin, GAO Jia-ming, XU Min-yi, MA Hong-bin
(Marine Engineering College, Dalian Maritime University, Dalian 116024, China)

Abstract: Steam ejector can effectively utilize the waste heat resources, which is an energy-saving and environment-friendly fluid machine. Computational fluid dynamics (CFD) is employed to investigate the optimization of geometry parameters for design of high performance steam ejector. The effects of the Mach number at nozzle exit, the length of mixing chamber, the length of constant-area section and the length of diffuser on the performance of the ejector are studied by three-dimensional numerical simulation. The simulation results show that there is an optimal length of mixing chamber. The optimal length of mixing chamber is related to the Mach number at the nozzle exit. The length of constant-area section and the length of diffuser have little effect on the entrainment ratio. But it plays an important role in the critical pressure. The results are provided a good solution for the structure optimization of steam ejector.

Key words: steam ejector; numerical simulation; structure optimization; mach number; mixing chamber

[责任编辑: 郭万慧]