

基于正交试验的蒸汽喷射器喷嘴结构优化

秦汉时^{1,2,3} 方凯跃⁴ 高洪辉^{1,2,3} 操正清⁴ 杨雪龙^{4*}

(1. 湖北经济学院碳排放权交易省部共建协同创新中心 武汉 430205; 2. 湖北经济学院低碳经济学院 武汉 430205;
3. 武汉大学动力与机械学院 武汉 430072; 4. 中国计量大学计量测试工程学院 杭州 310018)

Optimization of Steam Ejector Nozzle Structure Based on Orthogonal Test

QIN Hanshi^{1,2,3}, FANG Kaiyue⁴, GAO Honghui^{1,2,3}, CAO Zhengqing⁴, YANG Xuelong^{4*}

(1. Collaborative Innovation Center for Emissions Trading System Co-constructed by the Province and Ministry, Hubei University of Economics, Wuhan 430205, China; 2. School of Low Carbon Economics, Hubei University of Economics, Wuhan 430205, China;
3. School of Power and Mechanical Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, China; 4. College of Metrology and Measurement Engineering, China Jiliang University, Hangzhou 310018, China)

Abstract Computational fluid dynamics (CFD) techniques combined with orthogonal test methods were used to optimize the structural parameters of steam ejector nozzles to improve efficiency. With the objective of simultaneously optimizing the shape curve of the nozzle shrinkage section, the throat length, and the angle of the diffusion section, and taking the entrainment rate (ER) and critical back pressure (CBP) as the performance indexes, the $L_9(3^3)$ orthogonal table was established to develop nine sets of test protocols with 77 cases. A wet steam model was used to calculate the phase change phenomena during steam flow. The importance of three parameters was determined through range analysis, and the overall flow field and nozzle flow field were analyzed. The results show that the main factor affecting the working steam flow rate, entrainment rate, and critical back pressure of the steam ejector is the shape curve of the nozzle contraction section; quadratic curves, shorter throat lengths, and larger diffusion section angles contribute to lower nozzle resistance and higher working steam flow rates; the wet steam model takes into account the condensation phenomenon of the ejector and provides a more realistic calculation of the flow inside the ejector.

Keywords Ejector, Wet steam, Nozzle, Orthogonal test, Optimize, Computational fluid dynamics

摘要 采用计算流体动力学(CFD)技术结合正交试验方法对蒸汽喷射器喷嘴的结构参数进行优化以提高效率。以同时优化喷嘴收缩段形状曲线、喉管长径比以及扩散段角度为目标,将喷射系数(ER)和临界背压(CBP)作为性能指标,建立 $L_9(3^3)$ 正交表,制定9组试验方案,共77个案例。采用湿蒸汽模型计算蒸汽流动过程中的相变现象。通过极差分析得出了三个参数的重要性顺序并对整体以及喷嘴处的流场进行分析。结果表明:影响蒸汽喷射器工作蒸汽流量、喷射系数和临界背压的主要因素为喷嘴收缩段形状曲线;影响被吸蒸汽流量主要因素为扩散段角度和喷嘴收缩段形状曲线;二次曲线、较小的喉管长径比和较大的扩张段角度有利于降低喷嘴阻力,提高工作蒸汽流量;湿蒸汽模型考虑了喷射器的冷凝现象,对喷射器内部流动的计算更为真实。

关键词 喷射器 湿蒸汽 喷嘴 正交实验 优化 计算流体动力学

中图分类号: TK172

文献标识码: A

doi: 10.13922/j.cnki.cjvst.202309009

蒸汽喷射器制冷系统可有效利用低品位热能,如太阳能、地热能、工业废热等,具有结构简单、可靠性高、运营成本低等优势^[1]。然而,由于该系统性

能系数较低,阻碍了其推广应用^[2]。

蒸汽喷射器作为系统的核心器件之一,提升其效率可提高整个系统的性能^[3]。喷嘴作为喷射器关

键结构之一,其几何形状对喷射器的性能有较大影响。多年来,学者们已经开展了许多工作来研究喷嘴几何形状对喷射器性能的影响^[4-6]。Yang 等^[5]采用计算流体动力学(CFD)技术研究了锥形、椭圆形、方形、矩形和十字形等五种不同喷嘴形状对蒸汽喷射器性能的影响。Wang 等^[6]研究了喷嘴内表面粗糙度对喷射系数(ER)的影响,认为应最大限度地抛光喷嘴以提高喷射系数。这些研究也表明 CFD 技术是用于喷射器流动分析和性能预测的可靠和有效的工具^[7-8]。在进行 CFD 计算时,研究人员常将蒸汽假设为理想气体而没有考虑相变^[8],事实上,超音速蒸汽通过喷嘴扩散段时,将自发冷凝,湿蒸汽模型能够更准确地捕捉内部流动现象^[9]。在开展结构优化时,仅把喷射系数(ER)作为性能指标,而未考虑另一重要指标:临界背压值(CBP)。前者定义为

二次流与一次流的质量流量比,后者表示喷射器最大工作能力下的最终压力。

针对上述问题,本文采用 CFD 技术结合湿蒸汽模型,以临界背压和喷射系数为指标,建立三因素三水平正交表,对蒸汽喷射器喷嘴进行结构优化。

1 数值模拟

1.1 几何模型和运行参数

蒸汽喷射器主要由喷嘴、混合室、喉部和扩散段等四个部分组成(图 1),其中喷嘴由收缩段、喉管和扩散段组成。蒸汽喷射器的主要几何特征列于表 1。工作条件为一次流体饱和温度为 130℃,二次流体饱和温度为 10℃,背压 p_b 为 3~5.6 kPa。模拟中采用的几何结构和操作条件取自 Sriveeraku 等^[10]的实验研究。

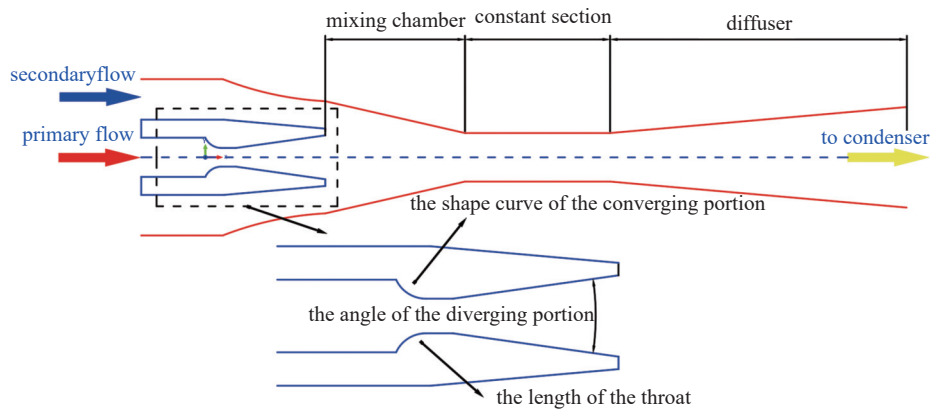


图1 蒸汽喷射器结构图

Fig. 1 Steam ejector structure diagram

表 1 蒸汽喷射器的主要几何参数

Tab. 1 Main geometrical parameters of the steam ejector

几何形状	数值
喷嘴喉部直径	2 mm
喷嘴出口直径	8 mm
喷嘴出口位置	35 mm
混合室入口直径	24 mm
喉管直径	19 mm
喉管长度	95 mm
扩散器长度	180 mm
混合室长度	130 mm
喷嘴出口厚度	1 mm

1.2 计算域与网格生成

采用轴对称假设,使用软件 ANSYS ICEM 创建

模型计算域和网格。网格在混合层、边界层和结构过渡区域等可能出现高压/速度梯度处进行加密,见图 2。

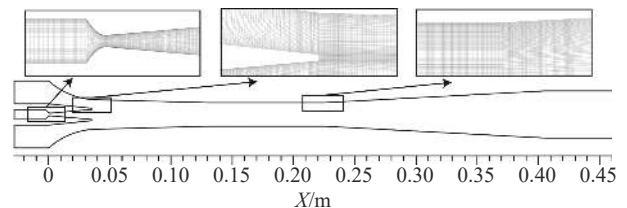


图2 喷射器计算域与网格细节

Fig. 2 Computational domain and mesh details

划分了三种网格,分别具有 153,447、192,375 和 394,300 个单元,且所有壁面的第一个近壁节点都设置在 $y^+ < 1$ 的区域,以满足网格无关性验证。综

合考虑计算精度和速度后, 最终选择中等密度 (192,375 个网格) 的网格进行后续研究。

1.3 计算设置

蒸汽喷射器内部的流动被认为是稳定和可压缩的, 控制方程采用 Reynolds 平均 Navier-Stokes 方程、连续性方程和能量方程。将工作流体和被吸流体进口以及出口设为压力边界。由于两股流体的混合速度较快, 壁面采用绝热边界。空间离散格式采用二阶迎风格式。

依据文献 [11-12], 相较于其他湍流模型, SST $k-\omega$ 模型对 ER 值以及 CBP 的预测效果最好, 更贴近实验数据。故本文采用 SST $k-\omega$ 模型来模拟蒸汽喷射器内部流动。

1.4 湿蒸汽模型

湿蒸汽是两相的混合物, 主相是由水蒸气组成的气相(用下标 v 表示), 次相是由冷凝水滴组成的液相(用下标 l 表示)。湿蒸汽模型假设: (1) 液相与气相之间的速度滑移忽略不计; (2) 液滴之间的相互作用可忽略; (3) 凝聚相的质量分数 β 小于 0.2; (4) 由于液滴尺寸通常非常小(约 $0.1 \sim 100 \mu\text{m}$ 从大), 因此假设冷凝液相的体积可以忽略不计。由上述假设可知, 混合密度 ρ 与蒸汽密度 ρ_v 的关系式为:

$$\rho = \frac{\rho_v}{(1-\beta)} \quad (1)$$

此外, 混合物的温度和压力将等于气相的温度和压力。混合物流动受可压缩 Navier-Stokes 方程控制, 其向量形式为:

$$\frac{\partial W}{\partial Q} \frac{\partial}{\partial t} \int_V Q dV + \oint [F - G] \cdot dA = \int_V H dV \quad (2)$$

为了模拟湿蒸汽, 还需要两个额外的输运方程。第一个输运方程控制冷凝液相的质量分数 β :

$$\frac{\partial \rho \beta}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \beta) = \Gamma \quad (3)$$

其中, Γ 是由于冷凝和蒸发而产生的质量速率(千克每秒每单位体积)。第二个传输方程模拟单位体积水滴数量的变化:

$$\frac{\partial \rho \eta}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \eta) = \rho I \quad (4)$$

其中 I 是成核率(每秒单位体积内新液滴的数量)。单位体积内的液滴数量, 可由下式确立:

$$\eta = \frac{\beta}{(1-\beta)V_d(\rho_l/\rho_v)} \quad (5)$$

其中, 液体密度为 ρ_l , 平均液滴体积定义为:

$$V_d = \frac{4}{3}\pi r_d^3 \quad (6)$$

其中为 r_d 为液滴半径。

1.5 收敛性判别准则

当满足以下收敛条件时认为计算是收敛的且结束计算: (1) 各项残差项小于 10^{-5} 且稳定; (2) 喷射器入口和出口质量流量稳定, 且进出口质量流量差值小于 0.1%; (3) 喷射器喉部入口处的最大速度值达到稳定。

1.6 计算验证

图 3 显示喷射系数 ER 随背压 p_b 变化情况, 计算结果(初始模型)与实验值较为相符, 其中 ER 和 CBP (图 3 中曲线转折点对应的 p_b 值)的误差分别为 11.3% 和 8%, 从而验证了计算方案的准确性。

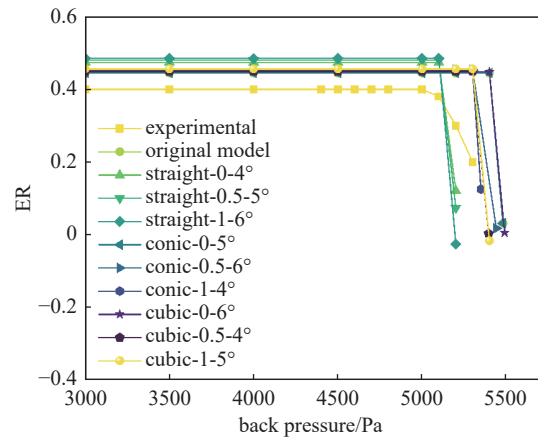


图3 同喷嘴结构喷射器的计算数据与实验结果对比

Fig. 3 Comparison of calculation data and experimental results for ejectors with different nozzle structures

2 正交试验设计与结果分析

将喷嘴收缩段形状曲线、喉管长径比和扩散段角度等 3 因素设为优化对象, 每个因素选取 3 个水平(见表 2), 其中喷嘴收缩段形状的曲线计算式见表 3, 所选取的因素水平均为喷嘴设计时常见的尺寸范围和设计公式。所设计的 $L_9(3^3)$ 正交试验方案见表 4。

表 2 正交试验因素表

Tab. 2 Orthogonal experimental factors

	形状曲线 (A)	喉管长径比 (B)	扩张段角度 (C)
水平 1	直线	0	4°
水平 2	二次曲线	0.5	5°
水平 3	三次曲线	1	6°

表 3 曲线公式

Tab. 3 The curve equation

曲线公式	
二次曲线	$y = \frac{145}{578}x^2 - \frac{29}{17}x + 3.9$
三次曲线	$y = -\frac{725}{9826}x^3 + \frac{435}{578}x^2 - \frac{87}{34}x + 3.9$

表 4 正交试验方案表

Tab. 4 Orthogonal experiment scheme

实验号	A	B	C
1	1	1	1
2	1	2	2
3	1	3	3
4	2	1	2
5	2	2	3
6	2	3	1
7	3	1	3
8	3	2	1
9	3	3	2

表 5 给出 9 种结构组合计算所得 ER 和 CBP 值, 工作蒸汽和被吸蒸汽流量, 以及不同结构下的案例数量。喷嘴结构的变化产生不同的流动阻力, 因此工作蒸汽流量随之变化。组合 3 的工作蒸汽流量最小, 而组合 4 最大。整体而言, 锥形收缩段的工作流体流量要明显小于曲线型收缩段。工作蒸汽流量及其在出口的流动状态产生不同的抽吸能力和克服背压的能力, 进而影响 ER 和 CBP 值。组合 3 的被吸蒸汽流量和 ER 值最大, 而组合 6 被吸蒸汽流量最小, 组合 4 的 ER 值最小。组合 4、5 和组合

表 5 仿真结果表

Tab. 5 Simulation results

	$m_p(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	$m_s(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	ER	CBP	案例数量
1	0.00124890	0.00059237	0.474	5100	9
2	0.00124006	0.00059525	0.480	5100	8
3	0.00123091	0.00059720	0.485	5100	8
4	0.00132469	0.00058930	0.445	5400	8
5	0.00130727	0.00059209	0.453	5400	9
6	0.00129683	0.00058521	0.451	5300	9
7	0.00132186	0.00059214	0.448	5400	8
8	0.00130415	0.00058531	0.449	5300	9
9	0.00129436	0.00059049	0.456	5300	9

7 的 CBP 值最大。组合 1~3 的被吸流体流量和 ER 值较其它组合大, 但工作流体流量较小, 导致 CBP 值也较小。

表 6 至表 9 分别给出以工作流体流量、被吸流体流量、ER 和 CBP 作为分析对象时的显著性分析结果。表 6、表 8 表明影响蒸汽喷射器工作蒸汽流量和喷射系数的因素根据 R 值判断重要性均为: A(喷嘴收缩段形状曲线)>B(喉管长径比)>C(扩散段角度)。表 9 表明影响喷射器临界背压的因素依据 R 值为: A(喷嘴收缩段形状曲线)>B(喉管长径比)=C(扩散段角度)。表 6 中 k 值表明二次曲线、较小的

表 6 m_p 分析表

Tab. 6 Analysis of the mass flow rate of primary steam

	A	B	C
k_1	0.001239957	0.001298483	0.001283293
k_2	0.001309597	0.001283827	0.001286370
k_3	0.001306790	0.001274033	0.001286680
R	0.000069640	0.000024450	0.000003387

表 7 m_s 分析表

Tab. 7 Analysis of the mass flow rate of secondary steam

	A	B	C
k_1	0.00059494	0.00059127	0.00058763
k_2	0.00058887	0.00059088	0.00059168
k_3	0.00058931	0.00059097	0.00059381
R	0.00000607	0.00000039	0.00000618

表 8 ER 分析表

Tab. 8 Analysis of entrainment rates

	A	B	C
k_1	0.480	0.456	0.458
k_2	0.450	0.461	0.460
k_3	0.451	0.464	0.462
R	0.030	0.008	0.004

表 9 CBP 分析表

Tab. 9 Analysis of critical back pressure

	A	B	C
k_1	5100	5300	5233
k_2	5367	5267	5267
k_3	5333	5233	5300
R	267	67	67

喉管长径比和较大的扩张段角度有利于降低喷嘴阻力,提高工作蒸汽流量。表7表明以被吸蒸汽流量为分析对象,依据 R 值判断结构重要性为: C (扩散段角度) $>A$ (喷嘴收缩段形状曲线) $>B$ (喉管长径比),其中 C (扩散段角度)和 A (喷嘴收缩段形状曲线)数值相当。因此,喷嘴收缩段形状曲线为主要考虑因素。改变收缩部分的形状曲线导致非平衡凝结的强度发生变化,从而导致流动能量损失的变化^[13]。在实际设计和应用中,应优先考虑喷嘴收缩段形状曲线,对喷射器性能的影响因素进行多因素分析。

3 不同结构参数对流动细节的影响

各个喷射器以及喷嘴内部沿中心线流动方向的马赫数变化情况如图4和图5所示。各个模拟结果均显示了流动中的两种激波序列,即发生在混合区域的第一激波序列与发生在喉管后端以及扩散段的第二激波序列。

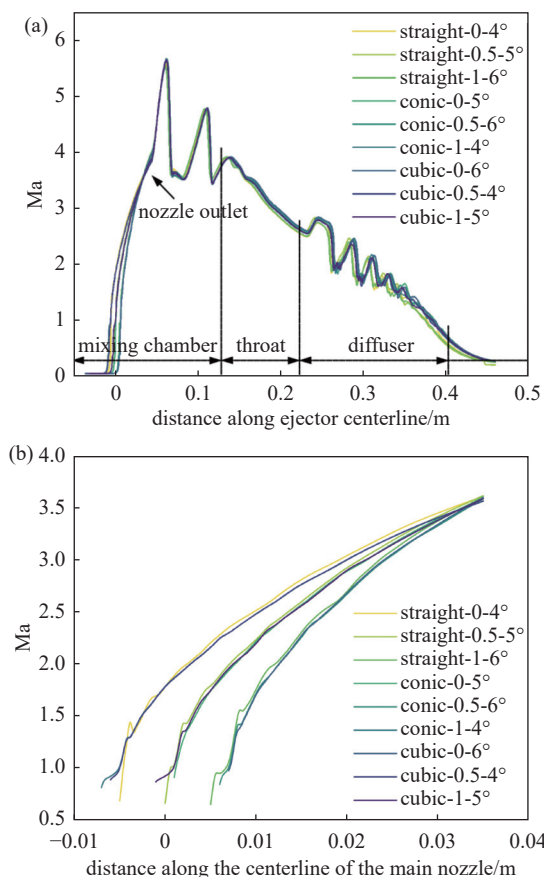


图4 $p_b=3.0$ kPa 时喷射器及喷嘴内沿中心线马赫数变化。(a) 总体马赫数, (b) 主喷嘴处马赫数

Fig. 4 Mach number along the centerline of the ejector and its nozzle at $p_b=3.0$ kPa. (a) Overall Mach number, (b) main nozzle Mach number

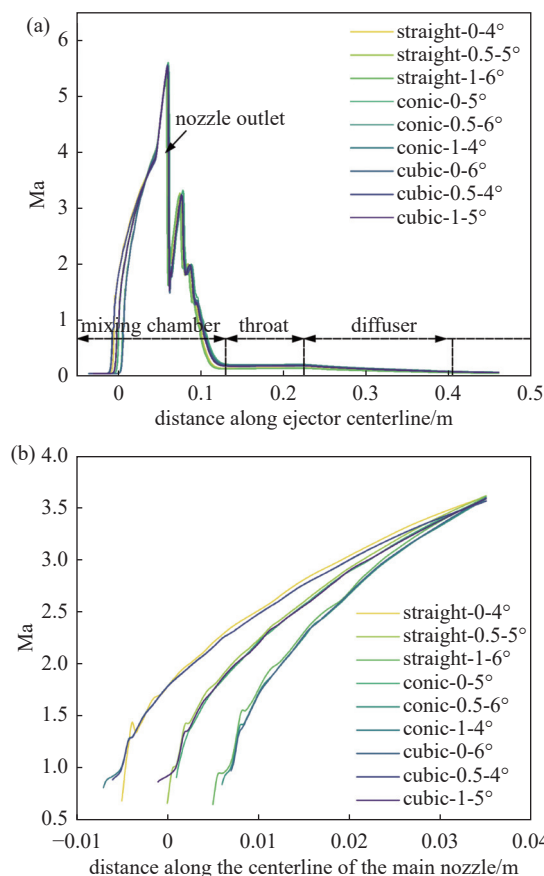


图5 $p_b=5.6$ kPa 时喷射器及喷嘴内沿中心线马赫数变化。(a) 总体马赫数, (b) 主喷嘴处马赫数

Fig. 5 Mach number along the centerline of the ejector and its nozzle at $p_b=5.6$ kPa. (a) Overall Mach number, (b) main nozzle Mach number

当 $p_b=3.0$ kPa 时,各个喷射器模型对于第一激波序列以及第二激波序列的模拟结果较为一致。由一次流与二次流混合而成的混合流进入混合室时,马赫数的三个波峰的数值以及形状十分接近,即使在喉管部位,马赫数的波动也不显著。固定喷嘴出口位置以及喷嘴出口直径,喷嘴位置的改变会对模拟结果造成一定影响^[14],由于改变了喷射器喷嘴喉管长径比以及扩散段的角度,各个结构进入混合室时的马赫数差距较大。对于喷嘴处,各个模型马赫数分布呈现出相似性,由于结构变化,喷嘴入口数数值有所不同,马赫数在距离混合室约 0.034 m 处发生重合。

当 $p_b=5.6$ kPa 时,背压的增加迫使第二激波序列向喉部上游移动,最终与第一激波序列合并。第一激波序列的扰动会影响一次流体与二次流体的混合,从而降低夹带流体的速度以及 ER 值。由于扩散段内不存在激波序列,马赫数变化较为平稳。

各个模型的马赫数变化趋势基本相同。同样, 由于结构的变化, 混合室入口马赫数差距较大, 但激波序列的位置以及数值变化较小。背压为 5.6 kPa 时的喷嘴马赫数变化情况与背压为 3.0 kPa 时的模拟结果较为一致。

图 6 展示了各个喷射器喷嘴内的液体质量分数分布情况。不同结构喷嘴内的分布情况有所不同, 虽然都在喉管之后出现冷凝现象, 但起始位置不同, 发展速度不同。直线收缩段结构在喉管入口就开始出现冷凝, 而曲线收缩段在喉管出口处才出现, 表明曲线收缩段能够延缓冷凝现象的出现。液体质量分数迅速增加, 冷凝液滴弥漫整个扩散段除近壁区之外的空间。与理想气体模型相比, 湿蒸汽模型考虑了冷凝效应, 更为真实。

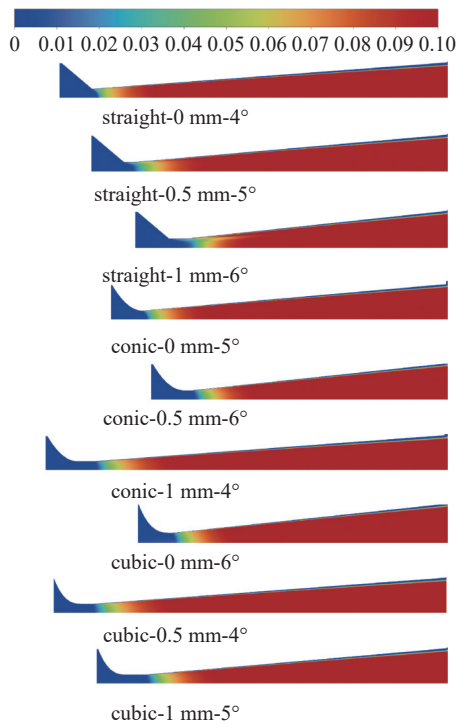


图6 喷嘴内液体质量分数图

Fig. 6 Main nozzle mass fraction diagram

图 7 为 9 种模型在两种背压下的马赫数分布图。图 7 表明随着背压的增大, 喷射器内高速流动区域明显缩短, 最大马赫数值也有所降低。图 7(b) 可见由于第一和第二激波链发生了高度融合, 流场内仅见一个激波链。当喷嘴阻力较小时, 工作流体流量较大, 携带的能量也越多, 能够克服更大的背压, 因此流场内的高速区域向下游延伸的更远, 如各图中第 4、5 和第 7 个结构, 与表 5 中的计算数据相对应。

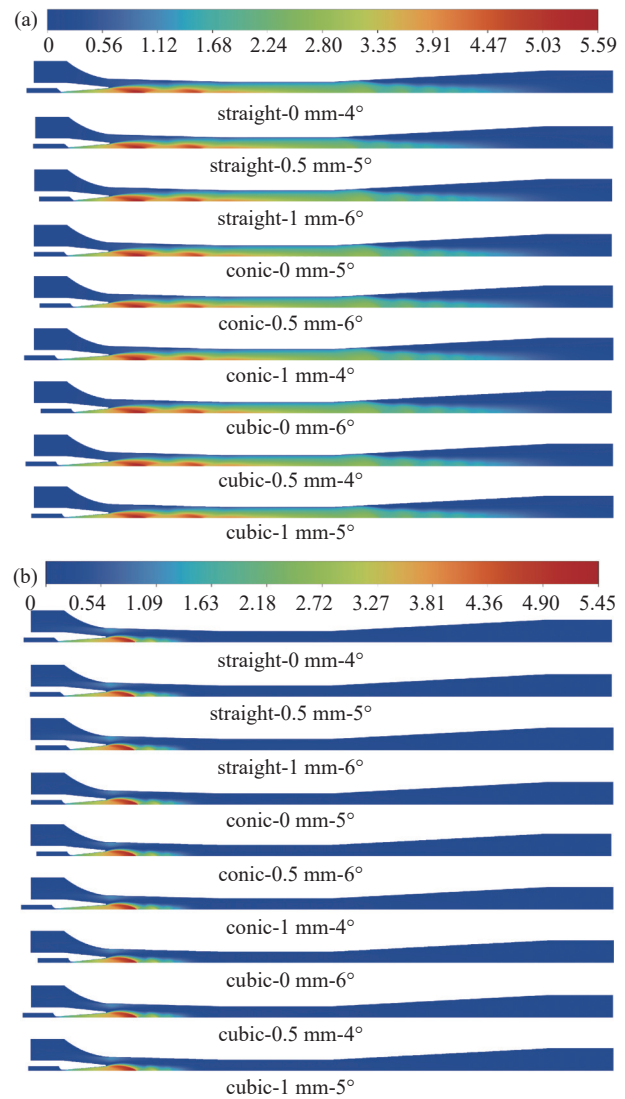


图7 马赫数分布图。(a)背压为 3.0 kPa, (b)背压为 5.6 kPa
Fig. 7 Mach number distribution. (a) $p_b=3.0$ kPa, (b) $p_b=5.6$ kPa

4 结论

(1) 影响蒸汽喷射器工作蒸汽流量、喷射系数和临界背压的主要因素为喷嘴收缩段形状曲线。影响被吸蒸汽流量主要因素为扩散段角度和喷嘴收缩段形状曲线;

(2) 喷射系数和临界背压难以兼顾, 喷射系数最大的组合是“收缩段锥形-喉管长径比 1-扩张段角度 6°”; 临界背压最大的组合是“收缩段二次曲线-喉管长径比 0-扩张段角度 5°”、“收缩段二次曲线-喉管长径比 0.5-扩张段角度 6°”以及“收缩段三次曲线-喉管长径比 0-扩张段角度 6°”。

(3) 二次曲线、较小的喉管长径比和较大的扩张段角度有利于降低喷嘴阻力, 提高工作蒸汽流量;

(4) 湿蒸汽模型考虑了喷射器的冷凝现象, 对喷射器内部流动的计算更为真实。

参 考 文 献

- [1] Besagni G, Mereu R, Inzoli F. Ejector refrigeration: A comprehensive review[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, 53: 373–407
- [2] He S, Li Y, Wang R Z. Progress of mathematical modeling on ejectors[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2009, 13(8): 1760–1780
- [3] Chunnanond K, Aphornratana S. Ejectors: applications in refrigeration technology[J]. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2004, 8(2): 129–155
- [4] Ruangtrakoon N, Thongtip T, Aphornratana S, et al. CFD simulation on the effect of primary nozzle geometries for a steam ejector in refrigeration cycle[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2013, 63: 133–145
- [5] Yang X, Long X, Yao X. Numerical investigation on the mixing process in a steam ejector with different nozzle structures[J]. *International journal of thermal sciences*, 2012, 56: 95–106
- [6] Wang L, Yan J, Wang C, et al. Numerical study on optimization of ejector primary nozzle geometries[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2017, 76: 219–229
- [7] Yu Wenyan, Wang Haibo, Tian Rui. Effect of Mixing Chamber Geometry on Steam Ejector Performance[J]. *Chinese Journal Vac-Science and Technology*, 2018, 38(6): 455–458 (于文艳, 王海博, 田瑞. 混合室轴向结构参数对蒸气喷射器性能的影响 [J]. *真空科学与技术学报*, 2018, 38(6): 455–458(in Chinese))
- [8] Besagni G, Inzoli F. Computational fluid-dynamics modeling of supersonic ejectors: Screening of turbulence modeling approaches[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 117: 122–144
- [9] Wang X, Dong J, Zhang G, et al. The primary pseudo-shock pattern of steam ejector and its influence on pumping efficiency based on CFD approach[J]. *Energy*, 2019, 167: 224–234
- [10] Sriveerakul T, Aphornratana S, Chunnanond K. Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2007, 46(8): 812–822
- [11] Xiao J, Wu Q, Chen L, et al. Assessment of different CFD modeling and solving approaches for a supersonic steam ejector simulation[J]. *Atmosphere*, 2022, 13(1): 144
- [12] Mazzelli F, Little A B, Garimella S, et al. Computational and experimental analysis of super-sonic air ejector: Turbulence modeling and assessment of 3D effects[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2015, 56: 305–316
- [13] Zhang G, Dykas S, Yang S, et al. Optimization of the primary nozzle based on a modified condensation model in a steam ejector[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 171: 115090
- [14] Yan J, Li S, Liu Z. Numerical investigation on optimization of ejector primary nozzle geometries with fixed/varied nozzle exit position[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 175: 11542