

文章编号: 1671-6612 (2023) 02-256-07

水蒸气喷射制冷系统中蒸汽喷射器性能研究

李东哲 周峰 马国远 赵雅倩 晏祥慧

(北京工业大学环境与生命学部 北京 100124)

【摘要】 利用自然工质的水蒸气喷射制冷系统可有效利用低品位余热制冷, 但系统性能受制于关键部件喷射器的性能, 而有关研究中采用的理想气体模型, 不能真实反映内部情况。通过建立蒸汽喷射器的湿蒸汽模型, 着重研究流体参数对蒸汽喷射器引射性能的影响, 并比较不同模型的差异。结果表明: 湿蒸汽模型的引射系数高于理想气体模型 6.92%; 蒸汽喷射器存在临界压力值, 超过临界值后, 随着流体出口压力升高, 引射系数下降; 随着入口压力升高, 引射系数先增加后减小, 存在最佳工作流体入口压力; 随着引射流体入口压力的增加, 引射系数增加; 引射系数随工作流体过热度的增加而增长, 但随引射流体过热度的增加无明显变化。

【关键词】 水蒸气喷射制冷; 湿蒸汽模型; 蒸汽喷射器; 引射系数; 临界压力
中图分类号 TB61/TB63+2 文献标识码 A

Performance Analysis of A Steam Ejector for A Steam Eject Refrigeration System

Li Dongzhe Zhou Feng Ma Guoyuan Zhao Yaqian Yan Xianghui

(Faculty of Environment and Life, Beijing University of Technology, Beijing, 100124)

【Abstract】 The steam jet refrigeration system charged with natural working fluid can utilize the low-grade waste heat effectively, but the system performance still depends on the steam ejector as the key component. The ideal gas model was adopted in most investigations, which cannot reflect the real working situation in the steam ejector. A new wet steam model for a steam ejector was built up in this paper. The effects on the entrainment ratio of the steam ejector from fluid parameters were analyzed and the two different models were compared. The results show that the entrainment ratio of the wet steam model is 6.92% higher than that of the ideal gas model. The critical pressure point exists in the ejector, and the entrainment ratio decreases with the increasing fluid outlet pressure beyond the critical pressure point. The entrainment ratio first increases and then decreases with the increasing inlet pressure, and there is an optimal steam inlet pressure point. When the primary steam inlet pressure increases the entrainment ratio increases. The entrainment ratio of the ejector increases with the increasing superheat level of the primary steam inlet, but changes little with the increasing superheat level of the ejected steam.

【Keywords】 steam jet refrigeration; wet steam model; steam ejector; entrainment ratio; critical pressure

0 引言

2019 年我国可利用的工业余热约为 6.5 亿吨标准煤^[1], 但目前利用率仅达到 30%^[2], 余热资源根据温度的高低可分为不同品级, 其中中高品位余热

可直接用于发电^[3], 且技术较为成熟, 而低品位余热有着体量大、利用难度高的特点, 在利用低品位余热制冷领域, 除了吸收式制冷系统外^[4], 水蒸气喷射制冷系统因其采用自然工质、结构简单可靠等

优势, 也得到越来越多的关注^[5,6]。结合蒸汽喷射制冷具体系统, 研究人员发现拥有较高发生温度及蒸发温度的系统具有较高的临界压力^[7], 并研究了系统性能与蒸发温度、冷凝温度的关系^[8]。喷射器作为系统关键部件, 其性能的理论模拟也是研究的重点之一。Neve^[9]是最早使用数值模拟研究喷射器的研究者之一, 对喷射器建立了二维对称模型。杨新宇等^[10]基于仿真流体软件, 模拟了喷射器的喉部面积比对其引射性能的影响, 通过改变结构参数得到一个最佳的喉部面积比值, 可以使喷射器的引射系数达到最大值。A Shah 等^[11]研究了混合段对引射系数的影响, 结果显示混合段的收缩角度对引射系数影响达到 26%。Fu Weina 等^[12]研究了喷嘴出口直径对引射系数的影响。杜景伟等^[13]分析了喉嘴比的大小对引射系数的影响, 提出并设计可以自主调节比例的喷射器。

但是上述模拟研究的理论模型是基于理想气体模型建立, 虽在一定程度上可以模拟分析蒸汽喷射器全局性能与局部流场特征, 但与喷射器实际工作情况仍存在一定差距, 特别是喷射器内部工作过程中水蒸气的凝结相变流动问题的描述^[14]。这一点在文献^[15]基于海水淡化系统对蒸汽喷射器的研究分析中也得到了验证。因此, 为了更真实地分析水蒸气喷射制冷系统中蒸汽喷射器的性能变化规律, 本文对两种不同理论模型在蒸汽喷射器性能模拟结果方面的差异进行比较, 并在模型验证的基础上, 研究分析不同工况运行参数与蒸汽喷射器性能指标的影响关系和变化规律, 为蒸汽喷射器的性能改进提供更准确的参考。

1 模型及无关性验证

1.1 喷射器几何模型

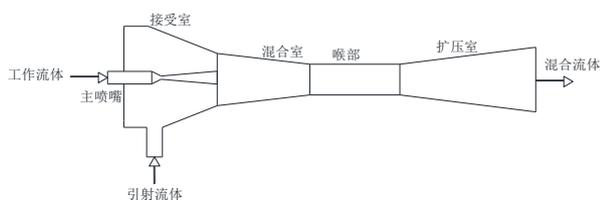


图 1 喷射器结构简图

Fig.1 Ejector structure diagram

图 1 为蒸汽喷射器结构图, 包括主喷嘴、接受室、混合室和扩压室。在喷射器正常工作时, 工作

流体进入主喷嘴, 在喷嘴中进行膨胀加速, 同时在出口产生低压环境, 这就可使引射流体卷吸入接受室, 而后两股流体开始逐渐混合, 最终形成速度与压力相同的混合流体, 并在扩压室前发生激波, 混合流体速度迅速下降压力升高, 而后混合流体在扩压室继续被压缩压力升高, 最终排出喷射器。表 1 为喷射器结构参数。

表 1 喷射器主要结构参数

Table 1 Ejector structure parameters

结构参数	尺寸/mm
主喷嘴喉部直径	2
主喷嘴入口直径	7.5
主喷嘴出口直径	10
混合室入口直径	24
混合室长度	95
喷射器喉部直径	19
喷射器喉部长度	95
扩压室出口直径	40
扩压室长度	140

1.2 数值计算模型

以表 1 喷射器结构尺寸为基础, 利用 ANSYS 软件进行建模计算。为了使模型计算节省时间, 将喷射器结构进行适当简化: 引射流体入口使用同轴环向入口设计, 虽然这与实际流动过程存在一定的差异, 但此时引射流体的速度非常小, 其影响基本上可忽略^[16]。喷射器选取二维轴对称模型, 并且将喷嘴出口处和近壁面区域适当加密网格数量。模拟过程采用二阶迎风格式进行离散, 选用标准 $k-\varepsilon$ 模型为湍流模型, 壁面选用绝热、无滑移、无渗透边界, 流体出入口采用 Pressure 边界条件。为了确保最终计算结果与网格数量无关, 模拟过程中不断增加网格数量, 当网格数从 118540 增加到 160603 时, 工作流体质量流量 m_p 和引射流体质量流量 m_s 在两种网格密度下的偏差都非常小, 即两种网格数对蒸汽喷射器整体性能预测的相对误差完全可以忽略, 如表 2 所示。综合考虑预测精度与计算时间之间的权衡, 最终采用网格数为 118540 的模型进行模拟研究。

表 2 网格密度对质量流量独立性检验

Table 2 Independence verification results of grid density on the mass flow rates

网格数	m_p (g·s ⁻¹)	Error (%)	m_s (g·s ⁻¹)	Error (%)
34636	5.411	—	2.291	—
61983	5.432	0.39	2.284	0.31
118540	5.418	0.13	2.305	0.61
160603	5.414	0.06	2.296	0.22

1.2.1 液相质量分数传递方程

湿蒸汽密度:

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

质量分数控制方程:

$$\frac{\partial(\rho\beta)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{u}\beta) = \Gamma \quad (2)$$

式中, Γ 为蒸发和凝结共同产生的质量生长率; u 为速度。

液滴数控制方程:

$$\frac{\partial(\rho\eta)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\eta\vec{u}) = \rho I \quad (3)$$

式中, η 为液滴数密度; I 为凝结率。

$$\eta = \frac{\beta}{(1 - \beta)V_d(\rho_l / \rho_v)} \quad (4)$$

式中, ρ_l 为液相密度, V_d 为液滴平均体积。

$$V_d = \frac{4}{3}\pi\bar{r}^3 \quad (5)$$

式中, \bar{r} 为液滴平均半径。

在经典成核理论中, Γ 与成核水滴的产生与消亡有关。因此, Γ 为:

$$\Gamma = \frac{4}{3}\pi\rho_l r_c^3 I + 4\pi\rho_l \eta \bar{r}^2 \frac{\partial \bar{r}}{\partial t} \quad (6)$$

式中, r_c 是开尔文液滴临界半径。

凝结过程涉及到两种机理, 分别为液体到蒸汽的潜热传递和从蒸汽到液体的质量传递, 因此关系式可写为:

$$\frac{\partial \bar{r}}{\partial t} = \frac{p}{\rho_l h_{lv} (2\pi RT)^{0.5}} \frac{\gamma + 1}{2\gamma} c_p (T_0 - T) \quad (7)$$

式中, T_0 为液滴温度, h_{lv} 为汽化潜热, γ 为绝热指数。

液滴成核率为:

$$I = \frac{q_c}{1 + \theta} \frac{\rho_v^2}{\rho_l} \left(\frac{2\sigma}{M_m^3 \pi} \right)^{0.5} e^{\frac{4\pi r_c^2 \sigma}{3K_b T_g}} \quad (8)$$

1.2.2 湿蒸汽状态方程

在湿蒸汽状态方程中, 参数之间的关系式可表达为:

$$P = \rho_v RT (1 + B\rho_v + C\rho_v^2) \quad (9)$$

式中, B 和 C 分别为二、三阶维里系数, 详见文献[17]。

2 模型比较与验证

基于上述湿蒸汽模型并对理想气体模型, 分析在两种模型的计算方式下, 蒸汽喷射器引射系数的变化规律, 并结合文献[18]实验数据, 对湿蒸汽模型进行了验证。

2.1 湿蒸汽模型与理想气体模型引射性能对比

蒸汽喷射器利用湿蒸汽模型进行模拟计算, 所得引射系数与理想气体模型趋势较为相似, 但由于前者存在蒸发凝结等相变现象, 因此所得数据与理想气体模型又有所差异。当工作流体入口压力 P_p 为 270kPa、混合流体出口压力 P_e 为 3363Pa 时, 改变引射流体入口压力 P_s (1002Pa、1073Pa、1148Pa、1228Pa), 图 2 为不同 P_s 下蒸汽喷射器的引射系数变化图。

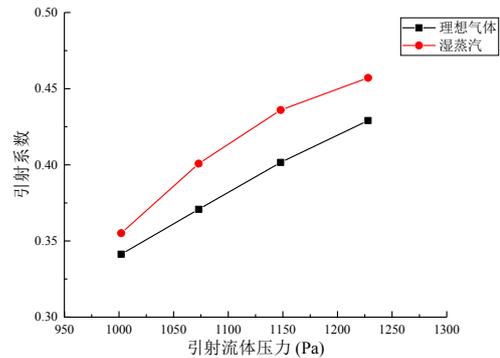


图 2 引射流体出口压力对引射系数的影响

Fig.2 Effect of induced fluid pressure on the entrainment ratio

可以看出, 在引射流体入口压力为 1002-1228Pa 之间, 喷射器应用湿蒸汽模型比理想气体模型的引射系数高 6.92%, 这也与文献[15]得出的结论相吻合, 进行了验证。究其原因主要是因为湿蒸汽模型在流动过程中产生了凝结相变现象, 对流体产生了加热的效果, 这就使得湿蒸汽模型相

比于理想气体模型流体温度变化小, 因此使喷射器有更稳定的内部流场, 卷吸能力增强。

2.2 模型验证

对上述蒸汽喷射器应用湿蒸汽模型进行可靠性验证, 选用 Sriveerakul 等人^[18]研究中的 3 种不同工况作为实验验证基础进行对比验证, 其中工作、引射流体温度保持稳定不变, 不断对 P_e 进行改变对比。由图 3 可知, 不同工况的喷射器引射系数模拟结果与实验结果基本保持一致, 三种工况误差分别为 8.77%、11.04%与 10.31%。因此, 可以判定所提出的蒸汽喷射器模型具有较好的准确性与可靠性。

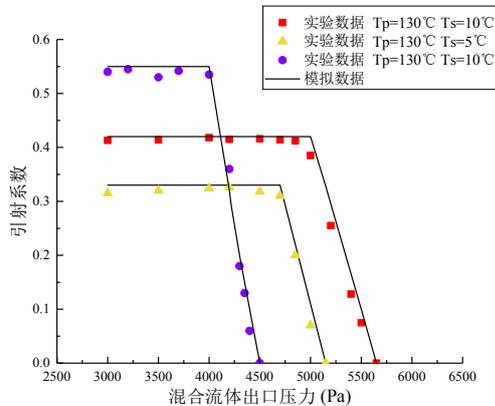


图 3 蒸汽喷射器引射系数实验结果与数值结果的对比

Fig.3 Comparison of the entrainment ratio ω between simulation and experimental results

3 结果与讨论

基于上述湿蒸汽模型, 研究了工作流体、引射流体与混合流体出入口压力与过热度对蒸汽喷射器引射性能的影响。

3.1 混合流体对喷射器性能的影响

通过改变蒸汽喷射器混合流体出口压力 P_e 来探究其对喷射器性能的影响时, 首先设定工作流体出口压力 $P_p=270\text{kPa}$, 引射流体出口压力 $P_s=1228\text{Pa}$, 改变混合流体出口压力 (3700Pa-6200Pa), 由表 3 可知, 当混合流体出口的压力 P_e 小于 5160Pa 时, 随着其压力的升高, 三种流体的质量流量几乎无变化, 我们将此工作区间称为稳定工作区, 由于喷射器引射系数是引射流体质量流量与工作流体质量流量之比, 因此喷射器在稳定工作区内运行时, 喷射器的引射系数与 P_e 无关; 当混合流体出口的压力 P_e 大于 5160Pa 时, 随着 P_e 的升

高, 工作流体质量流量依旧保持平稳, 但引射流体的质量流量迅速下降, 最终甚至出现负值, 因此喷射器引射系数逐渐降低, 此时工作区间称为不稳定工作区, 喷射器在此工作区内运行时, P_e 对喷射器的引射系数有明显影响。

表 3 喷射器性能随背压的变化情况

Table 3 Entrainment ratio as a function of the back

pressure				
背压 (Pa)	工作流体 流量 (g/s)	引射流体 流量 (g/s)	混合流体 流量 (g/s)	引射 系数
3700	5.235	2.262	7.498	0.432
4300	5.235	2.246	7.482	0.429
4828	5.235	2.262	7.498	0.432
4966	5.235	2.262	7.498	0.43
5160	5.235	2.262	7.498	0.432
5280	5.235	1.58	6.820	0.302
5332	5.235	1.140	6.375	0.217
5410	5.235	0.713	5.949	0.136
5500	5.235	0.309	5.544	0.059
5825	5.235	-0.986	4.249	-0.188
6200	5.235	-2.647	2.587	-0.505

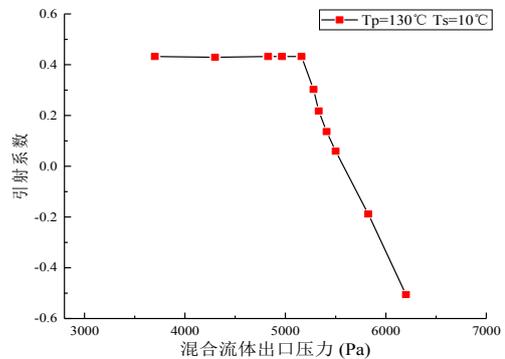


图 4 混合流体出口压力对引射系数的影响

Fig.4 Effect of mixed fluid pressure on the entrainment ratio

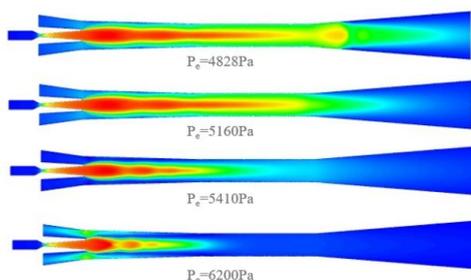


图 5 不同混合流体出口压力下的速度云图

Fig.5 Velocity clouds at different mixed fluid pressures

由图 4、5 可知，随着混合流体出口压力的增加，喷射器内流动的高速流体逐渐缩短。当混合流体出口压力小于 5160Pa 时，喷射器为双壅塞现象，其中在喷嘴出口处产生激波链钻石波，在扩压室入口附近产生正激波。并且图 6 可以看出，在此压力区间喷射器扩压室前压力场也相同。因此在此工作区间，随着混合流体出口压力的提升，蒸汽喷射器的引射系数基本保持在 0.43 左右稳定不变；当混合流体出口压力超过 5160Pa 时，随着混合流体出口压力增加，蒸汽喷射器内产生激波的位置逐渐向喷嘴移动，开始形成单激波现象，流体在蒸汽喷射器内部流动的速度明显降低，引射流体的质量流量迅速减少，导致引射系数急剧下降，当混合流体出口压力超过 5500Pa 时，引射流体质量流量开始出现负值，在此压力后蒸汽喷射器再无引射效果。

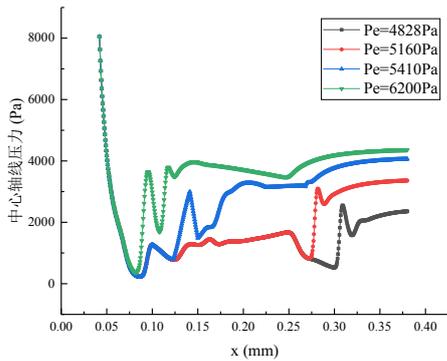


图 6 不同混合流体出口压力下的中心轴线压力图

Fig.6 Center axis pressure diagram at different mixed fluid pressures

3.2 工作流体参数对喷射器性能的影响

3.2.1 工作流体入口压力对喷射器性能的影响

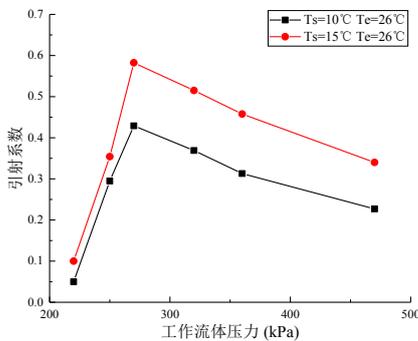


图 7 工作流体入口压力对引射系数的影响

Fig.7 The effect of working fluid pressure on the entrainment ratio

在工作流体入口压力对喷射器性能的影响时，

分两种工况进行模拟研究。工况一：引射流体压力 $P_s=1228\text{Pa}$ 、引射流体温度 $T_s=10^\circ\text{C}$ ，混合出口压力 $P_e=3363\text{Pa}$ 、混合出口温度 $T_e=26^\circ\text{C}$ （工况二： $P_s=1705\text{Pa}$ 、 $T_s=15^\circ\text{C}$ 、 $P_e=3363\text{Pa}$ 、 $T_e=26^\circ\text{C}$ ）不变时，分别改变工作流体入口的压力 P_p （220kPa、250kPa、270kPa、320kPa、360kPa、470kPa）进行数值模拟计算。

由图 7 可知，当 P_p 从 220kPa 增加到 470kPa 时，两种工况下喷射器的引射系数皆先增加后减小，且蒸汽喷射器引射压力越高，引射性能越好。当 P_p 低于 270kPa 时，引射系数会随着 P_p 的增加而快速提升；而当 P_p 高于 270kPa 时，随 P_p 的增加，引射系数会逐渐降低；当 P_p 等于 270kPa 时，蒸汽喷射器引射系数出现最大为 0.429（工况二为 0.582），由此可见，工作流体存在一个使其引射性能最佳的入口压力。

图 8 为不同工作压力下的蒸汽喷射器速度云图。其中当 P_p 为 270kPa、360kPa、470kPa 时，喷射器内为双壅塞现象，此时工作流体在主喷嘴处产生激波串钻石波，在混合室喉部或者扩压室附近产生正激波，且随着工作蒸汽压力的增加，工作蒸汽与引射蒸汽混合边界层也增大，工作蒸汽卷吸能力增强，另外超音速流动向扩压室移动，使得喷射器内流体整体速度变大。当 P_p 为 220kPa、250kPa 时，蒸汽喷射器混合室喉部或扩压室入口未产生正激波，仅在喷嘴出口产生激波串钻石波，这主要是因为工作流体压力过低，导致喷射器的卷吸能力较弱，在与引射流体混合时发生能量损失导致在扩压室前速度就已经降低为亚音速，无法克服喷射器背压流出扩压室，出现引射喷射器的性能急剧恶化的现象，严重会导致出现回流。

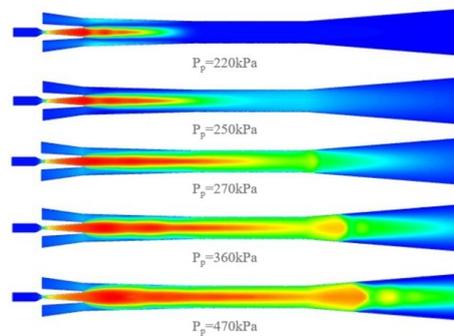


图 8 不同工作流体入口压力下的速度云图

Fig.8 Velocity clouds at different working fluid pressures

综合图 7 与图 8, 当 P_p 小于 270kPa 时, 工作流体只产生单激波, 而此时喷射器性能随着工作流体压力的减小而迅速减小; 当 P_p 大于 270kPa 时, 喷射器产生双激波现象, 此时引射系数随 P_p 的增加而逐渐减小, 这是因为随着 P_p 的增加, 虽然流体的质量流量也增加, 但是引射流体质量流量的增长幅度要小于工作流体, 因此引射系数有所下降。

3.2.2 工作流体入口过热度对喷射器性能的影响

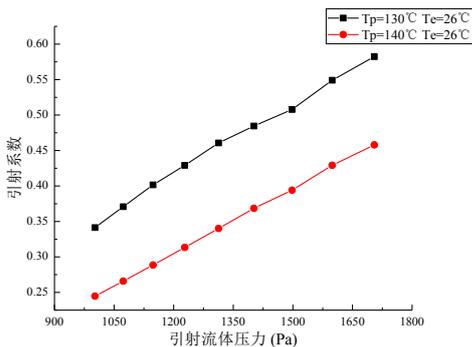


图 9 工作流体过热度对引射性能的影响

Fig.9 The effect of working fluid superheat on the entrainment ratio

通过改变工作流体的过热度来探究其对喷射器性能的影响, 首先设定工作流体压力 $P_p=270$ kPa、引射流体压力 $P_s=1228$ Pa、混合流体出口压力 $P_e=3363$ Pa, 工作流体的过热度分别为 0°C、10°C、20°C、30°C、40°C。其对引射性能的影响如图 9 所示。随着工作流体过热度的提高, 喷射器引射系数也逐渐增长, 当过热度达到 40°C 时, 引射系数提升 5.23%。这是由于液相水滴是在流经喷嘴后凝结产生, 随着工作流体过热度的增加, 使喷射器内部湿度降低, 进而对喷射器性能产生一定积极影响。

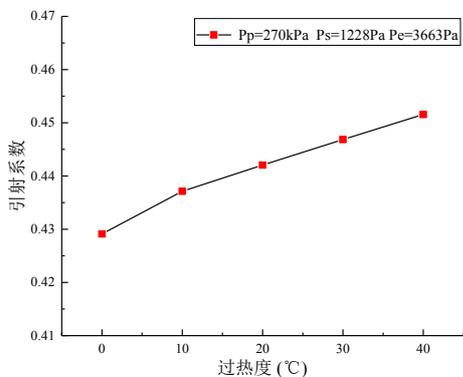


图 10 引射入口压力对引射系数的影响

Fig.10 Effect of induced fluid pressure on the entrainment ratio

3.3 引射流体对喷射器性能的影响

3.3.1 引射流体入口压力对喷射器性能的影响

在研究此部分时, 分两种工况进行模拟研究。工况一: 保持工作流体压力 $P_p=270$ kPa、工作流体温度 $T_p=130$ °C, 混合出口压力 $P_e=3363$ Pa、混合出口温度 $T_e=26$ °C (工况二: $P_p=360$ kPa、 $T_p=140$ °C、 $P_e=3363$ Pa、 $T_e=26$ °C) 不变时, 分别改变引射流体入口的压力 (1000Pa、1070Pa、1150Pa、1230Pa、1310Pa、1400Pa、1450Pa、1600Pa、1700Pa) 进行数值模拟计算。由图 10 可知, 当引射流体压力 P_s 从 1000Pa 增加到 1700Pa 时, 喷射器的引射系数增加了 41.3%, 这是因为随着 P_s 的增加, 流经主喷嘴后流体的动压会升高静压会减小, 与混合室之间的压力差不断扩大, 进而对引射流体的卷吸作用越明显, 使引射流体的质量流量增长, 最终会提升蒸汽喷射器的性能, 且在发生双激波的情况下, 工作流体入口压力越高, 蒸汽喷射器的引射系数越小, 这是因为工作流体入口压力的提升所引发的引射流体质量流量的增长要小于其本身质量流量的增加, 因此引射系数会有所下降。

图 11 为不同引射压力下的蒸汽喷射器速度云图。随着 P_s 的增加, 混合室喉部发生的正激波逐渐向扩压室移动, 且流体速度略有增加, 这就降低了流体流动过程中的能量损失, 进而增加了引射系数。

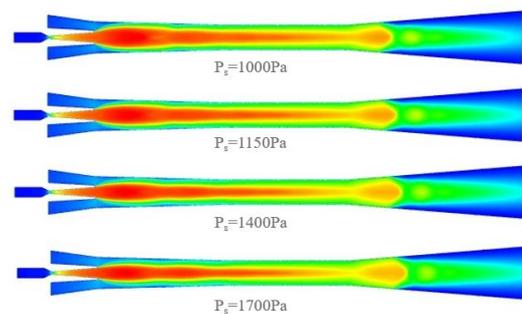


图 11 引射流体入口不同压力下的速度云图

Fig.11 Velocity clouds at different pressures at the inlet of the induced fluid

综合图 10 与图 11 可知当增加 P_s 时, 喷射器的引射系数也得到提升。随着 P_s 的增加, 其对引射流体的卷吸能力也得到增强, 并降低了能量损失, 提升了喷射器的引射系数。然而随着 P_s 的增加, 会导致喷射器的压缩比与膨胀比发生降低, 降低喷射器的实用性, 因此不能一味的追求提升引射

流体压力的方法来提升喷射性能。

3.3.2 引射流体入口过热度对喷射器性能的影响

通过改变引射流体的过热度来探究其对喷射器性能的影响,首先设定工作流体压力 $P_p=270\text{kPa}$ 、引射流体压力 $P_s=1228\text{Pa}$ 、背压 $P_e=3363\text{Pa}$,引射流体的过热度分别为 0°C 、 10°C 、 20°C 、 30°C 、 40°C 。图 12 所示为引射系数与引射流体过热度的关系图。随着引射流体过热度的增加,喷射器引射系数无明显变化,因此可知喷射器的性能与引射流体的过热度无关。

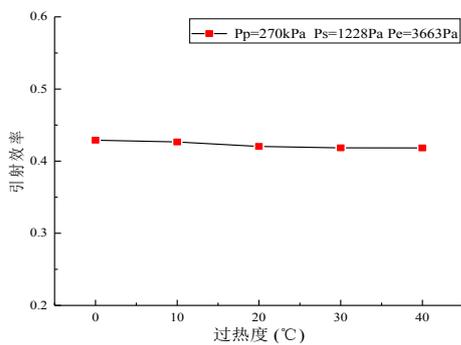


图 12 引射流体过热度对引射性能的影响

Fig.12 Influence of induced fluid superheat on the entrainment ratio

4 结论

针对水蒸气喷射制冷系统,本文对蒸汽喷射器建立了湿蒸汽模型,并对比理想气体模型,通过流体参数的改变,探究蒸汽喷射器性能的变化规律,得出以下结论:

(1) 湿蒸汽模型可以更好的表现蒸汽喷射器内部工作情况,与理想气体模型相比引射系数提升 6.92%。

(2) 混合流体出口存在临界压力值为 5160Pa ,在临界压力以下,随着混合流体出口压力增加,引射系数基本保持在 0.429 不变;超过临界压力,随着混合流体出口压力增加,引射系数急剧下降。

(3) 随着工作流体入口压力增加,引射系数先增加后减小,存在最佳入口压力值为 270kPa ,此时引射系数为 0.429;随着工作流体入口过热度的增加,喷射器的引射系数也得到提升,当过热度为 40°C 时,引射系数提升 5.23%。

(4) 随着引射流体入口压力的增加,引射系数提升 41.3%,但也会降低喷射器的压缩膨胀比;

随着引射流体入口过热度的增加,喷射器引射系数无明显变化,对喷射器性能无提升。

参考文献:

- [1] 中华人民共和国统计局.中国统计年鉴[M].北京:中国统计出版社,2021.
- [2] 路哲.我国工业余热回收利用技术现状分析[J].装备制造技术,2019,(12):204-206.
- [3] 林俊华.钢铁行业低品位余热资源分析[J].冶金与材料,2021,41(5):181-182.
- [4] 徐孟进.低品位余热驱动的溴化锂吸收式制冷耦合溶液除湿系统性能及其评价[D].株洲:湖南工业大学,2022.
- [5] M N Šarevski, V N Šarevski. Characteristics of R718 refrigeration/heat pump systems with two-phase ejectors[J]. International Journal of Refrigeration, 2016, 70(3):13-32.
- [6] 王晓冬,付强,易舒,等.蒸汽喷射制冷系统喷射器工作特性的实验研究[J].东北大学学报,2017,38(12):1744-1747.
- [7] 潘小凯.低温热源驱动的蒸汽喷射式制冷系统实验研究[D].徐州:中国矿业大学,2021.
- [8] 赵雅倩.面向低品位余热利用的水蒸气喷射制冷系统性能研究[D].北京:北京工业大学,2021.
- [9] Neve R S. Computational fluid dynamics analysis of diffuser performance in gas-powered jet pumps[J]. International Journal of Heat Fluid Flow, 1993,14(4):401-407.
- [10] 杨新宇,王金锋,谢晶.喉部面积比对喷射器性能的影响分析[J].低温与超导,2011,39(6):68-71.
- [11] Shah A, Chughtai I R, Inayat M H. Experimental and numerical investigation of the effect of mixing section length on direct-contact condensation in steam jet pump[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2014,72(2):430-439.
- [12] Fu Weina, Li Yanxia, Liu Zhongliang, et al. Numerical Study for the Influences of Primary Nozzle on Steam Ejector Performance [J].Applied Thermal Engineering. 2016,106:1148-1156.
- [13] 杜景伟.自调节喉嘴比喷射器的研制[D].济南:山东大学,2018.