

蒸汽喷射器引射系数及引射混合过程的动量效率分析

孙泽洋

(中国电能成套设备有限公司 北京 100080)

摘要: 蒸汽喷射器因其简单可靠、费用低廉,应用越来越广泛。本文基于热力学方法,设计出一套适用于蒸汽喷射器的理论计算模型,从理想及实际蒸汽喷射引射压缩过程对蒸汽喷射器进行详细的热力学解析,提出一套蒸汽喷射器的计算方法,对引射系数以及引射混合过程的动量效率进行着重分析。

关键词: 蒸汽喷射器 引射系数 动量效率

Analysis of Injection Coefficient of Steam Ejector and Momentum Efficiency of Injection Mixing Process

Sun Zeyang

(China Power Complete Equipment Co.,Ltd Beijing 100080)

Abstract Steam ejector is widely used because of its simplicity, reliability and low cost. Based on the thermodynamic method, this paper designs a set of theoretical calculation model suitable for the steam ejector, makes a detailed thermodynamic analysis of the steam ejector from the ideal and actual steam ejection compression process, and puts forward a set of calculation method of the steam ejector, focusing on the analysis of the ejection coefficient and the momentum efficiency of the ejection mixing process.

Keywords Steam ejector Injection coefficient Momentum efficiency

中图分类号: TB497

文献标识码: B

文章编号: 2095-2465(2021)06-0047-06

DOI: 10.19919/j.issn.2095-2465.2021.06.012

喷射器最主要的性质是提高流体压力而不直接消耗机械能,利用喷射器作为增压设备比利用机械设备更为简易有效、运转费用也更加低廉^[1],同时,喷射器的生产也并不烦琐,甚至不要求特意的生产厂商就能生产出不同用途的喷射器。除上述所述的自身结构相对简单的好处外,喷射器还具有与其他设备系统连接起来也相对简单等优点。因为它的这些优点,目前在全世界的动力、石油化工、冶金、供热、制冷以及农业等范围内,得到越来越多的关注。例如:在海水淡化系统中作为热泵,提升造水比达到节能效果。本章基于热力学的方法,从热力学的角度,阐明蒸汽喷射器的实际引射压缩过程。

作者简介: 孙泽洋 (1990 ~), 男, 硕士, 工程师, 从事董事办公室工作。

通讯作者: 孙泽洋, E-mail: zeyangsun@126.com。

(收稿日期: 2021-04-30)

1 蒸汽喷射器模型

图1显示了蒸汽喷射器的基本结构示意图,主要由喷嘴、混合室和扩压器构成。压力较高的工作蒸汽经(拉伐尔)喷嘴,减压膨胀由 p_0 降至 p_1 ,速度由 c_0 增加至 c_1 ,引射压力为 p_2 的引射蒸汽。工作蒸汽和引射蒸汽在混合室内进行动量和能量的交换,形成单一均匀的混合蒸汽a。混合蒸汽流经扩压器,速度减小而压力增加到 p_4 ,从而升高引射蒸汽的压力和温度。

计算模型采用如下假设条件^[2]:

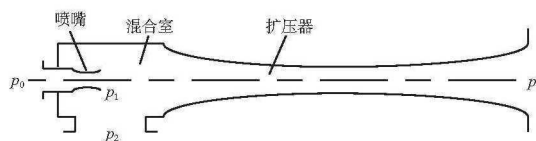


图1 蒸汽喷射器结构示意图

- 1) 流动是一维的。
- 2) 所有流动过程均与外界绝热。
- 3) 工作蒸汽通过喷嘴后，出口压力 p_1 比引射蒸汽压力 p_2 略小，计算时取 $p_1 \sim p_2$ 。
- 4) 引入水蒸气工业计算程序 IAPWS97^[3]，充分考虑水蒸气在流动过程中物性的变化，避免了气体动力函数法无法全面考虑水蒸气的实际物性影响问题。
- 5) 喷嘴、混合室、扩散器的壁面摩擦，边界层分离等损失与喷嘴、混合室、扩压室的效率有关。

2 理想蒸汽喷射引射压缩过程

为了清晰地揭示蒸汽喷射引射压缩器工作过程，首先讨论理想蒸汽喷射引射压缩过程，它由 1) 工作蒸汽定熵膨胀 $1 \rightarrow 2$ ，压力从 p_m 降低至 p_s ；2) 高速工作蒸汽 2 以动量守恒方式等压引射蒸汽 3，充分混合为 a 点；3) 混合气体定熵压缩 $a \rightarrow 4$ 构成，压力从 p_s 升至 p_d ，如图 2 所示。

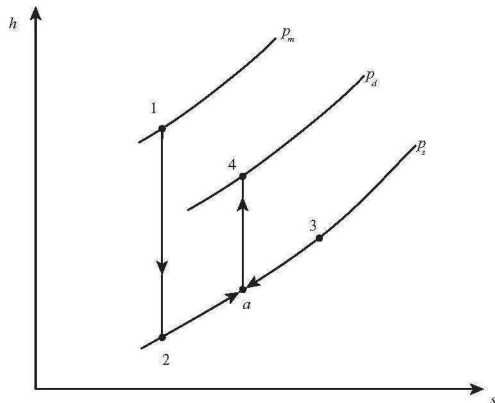


图 2 理想蒸汽喷射引射压缩过程

为简单起见，这里假设工作蒸汽、被引射蒸汽的初始速度以及混合蒸汽压缩终了速度均为 0，并忽略重力势能。对于工作蒸汽经过喷嘴等熵膨胀过程 $1 \rightarrow 2$ ，其能量平衡方程见式 (1)、式 (2)：

$$h_1 = h_2 + \frac{c_2^2}{2} \quad (1)$$

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)} \quad (2)$$

定义被引射蒸汽流量与工作蒸汽流量之比为引射系数 μ ^[4]，则蒸汽喷射器引射混合过程的动量守恒方程见式 (3)：

$$c_2 = (1 + \mu)c_a \quad (3)$$

混合过程的能量平衡方程见式 (4)：

$$h_2 + \frac{c_2^2}{2} + \mu h_3 = (1 + \mu)(h_a + \frac{c_a^2}{2}) \quad (4)$$

由式 (4) 推导出式 (5)：

$$h_a = \frac{1}{(1 + \mu)}(h_2 + \mu h_3) + \mu \frac{c_a^2}{2} \quad (5)$$

有了混合点 a 的焓值 h_a 和压力值 p_s ，就可以确定混合气体熵 s_a 等热力学参数。混合气体 a 定熵压缩过程 $a \rightarrow 4$ 的终点焓见式 (6)：

$$\begin{aligned} h_4 &= h_a + \frac{c_a^2}{2} \\ &= \frac{1}{(1 + \mu)}(h_2 + \frac{c_2^2}{2} + \mu h_3) \\ &= \frac{1}{(1 + \mu)}(h_1 + \mu h_3) \end{aligned} \quad (6)$$

有了压缩终点 4 的焓 h_4 和熵 s_a ，即可确定 4 点的压力 p_d 、温度等其他热力参数，因此可以得到理想蒸汽喷射引射压缩过程的压比：

$$\sigma = \frac{p_d}{p_s} \quad (7)$$

压比 σ 是蒸汽喷射器的重要参数之一，决定了被引射蒸汽是否可以达到所需要的压力，以实现蒸汽喷射器的功能。

$$\begin{aligned} h_4 - h_a &= \frac{c_a^2}{2} = \frac{1}{(1 + \mu)^2} \frac{c_2^2}{2} \\ &= \frac{(h_1 - h_2)}{(1 + \mu)^2} \end{aligned} \quad (8)$$

或者，

$$\frac{h_4 - h_a}{h_1 - h_2} = \frac{1}{(1 + \mu)^2} \quad (9)$$

众所周知，引射系数 μ 越高，蒸汽消耗量（能耗）越低，因此，追求更高的引射系数 μ 是设计蒸汽喷射器的重要目标。然而，由式 (8) 和 (9)，结合图 2 和图 3，不难理解：

1) 引射系数 μ 为 0 时，工作蒸汽可以从定熵膨胀终点 2，可逆地回到初始点 1。

2) 引射压缩过程的焓升 $(h_4 - h_a)$ （与压比 $\sigma = p_d/p_s$ 对应）随引射系数 μ 增大而迅速减小。

3) 如果将定熵膨胀过程的焓降与定熵压缩过程的焓升视为有用功，由式 (9)，理想蒸汽喷射引射压缩过程的效率 η 见式 (10)：

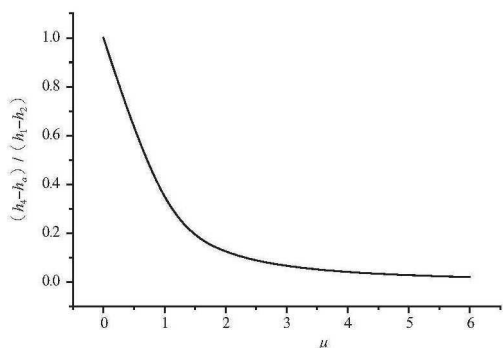


图3 压缩焓升与膨胀焓降之比随引射系数的变化

$$\eta = \frac{(1+\mu)(h_4-h_3)}{h_1-h_2} = \frac{1}{(1+\mu)} \quad (10)$$

随着引射系数 μ 的愈来愈高，效率 η 会随着愈来愈低。引射系数 μ 为 1，理想蒸汽喷射引射压缩过程效率 η 仅仅只有 50%。由此可见，蒸汽喷射器的效率特别低。

造成理想蒸汽喷射引射压缩过程的效率 η 低于 100% 的原因在于混合过程存在流体的动能损失，即引射混合过程中流体宏观动能是不守恒的，可用引射混合过程的动能传递效率 η_k （混合前后的流体动能之比的倒数）进行描述。对于理想蒸汽喷射引射压缩过程，混合过程的动能传递效率 η_k 见式（11）：

$$\eta_k = \frac{\frac{1}{2}(1+\mu)c_a^2}{\frac{1}{2}c_2^2} = \frac{1}{1+\mu} \quad (11)$$

对比式（10），不难理解，理想蒸汽喷射引射压缩过程的效率 η 等于混合过程的动能传递效率。事实上，理想蒸汽喷射引射过程中只有引射混合过程存在损失，其他两个过程是可逆过程，因此，这一结果是显而易见的。

由于实际蒸汽喷射器中的混合过程存在动量损失，其动能传递效率将明显低于式（11）的数值。另外，工作蒸汽膨胀过程、混合蒸汽扩压（压缩）过程也存在摩擦、激波等引起不可逆损失。因此，实际蒸汽喷射引射压缩过程的效率将明显低于式（10）的数值，系统引射系数和出口蒸汽压力将随之降低。

3 实际蒸汽喷射引射压缩过程的热力学解析

实际蒸汽喷射引射压缩过程焓熵图如图 4 所示。

对于引射混合过程，可以假设动量传递效率为 η_m ，如果工作蒸汽流速与被引射蒸汽流速一致，则被引射蒸汽动量能够得以利用，此时的引射混合过程的动量平衡方程见式（12）、式（13）：

$$\eta_m(c_2 + \mu c_3) = (1 + \mu)c_a \quad (12)$$

或者，

$$c_a = \eta_m \frac{c_2 + \mu c_3}{1 + \mu} \quad (13)$$

相应的动能传递效率见式（14）：

$$\eta_k = \frac{(1 + \mu)c_a^2}{c_2^2 + \mu c_3^2} \quad (14)$$

将式（13）代入式（14），得式（15）：

$$\eta_k = \eta_m^2 \frac{(c_2 + \mu c_3)^2}{(1 + \mu)(c_2^2 + \mu c_3^2)} \quad (15)$$

由于，

$$\frac{(c_2 + \mu c_3)^2}{(1 + \mu)(c_2^2 + \mu c_3^2)} - 1 = -\frac{\mu(c_2 - c_3)^2}{(1 + \mu)(c_2^2 + \mu c_3^2)} < 0 \quad (16)$$

又由于动量传递效率 $\eta_m < 100\%$ ，因此，从式（15）不难看出，引射混合过程的动能传递效率 η_k 将明显低于动量传递效率 η_m 。

如果被引射蒸汽流速为 c_3 为 0 或可以忽略不计，则上式蜕变为式（17）：

$$\eta_k = \eta_m^2 \frac{1}{1 + \mu} \quad (17)$$

这说明，被引射蒸汽的初始速度对于提高动能传递效率 η_k 有益，因此蒸汽喷射器设计时，应尽可能让工作蒸汽和被引射蒸汽速度矢量的方向相同。

若引射混合过程的动量传递效率 η_m 为 100%，则上式即为式（11）。

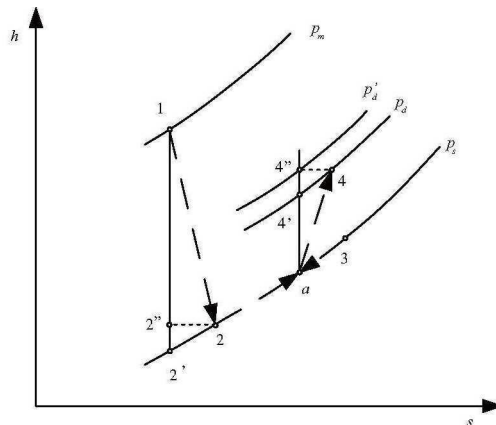


图4 实际蒸汽喷射引射压缩过程

工作蒸汽膨胀过程 1 → 2 与混合蒸汽减速扩压过程 a → 4 均存在摩擦等不可逆损失。针对实际热力学过程 (图 4), 二者具体形式见式 (18)、式 (19):

$$\eta_i^{1 \rightarrow 2} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2} \quad (18)$$

$$\eta_i^{a \rightarrow 4} = \frac{h_a - h_4}{h_a - h_4} \quad (19)$$

显然, 实际蒸汽喷射引射压缩过程的效率见式 (20):

$$\eta = \eta_i^{1 \rightarrow 2} \eta_k \eta_i^{a \rightarrow 4} \quad (20)$$

实际工作蒸汽膨胀过程 1 → 2 的能量平衡方程式见式 (21):

$$h_1 = h_2 + \frac{1}{2} c_2^2 \quad (21)$$

因此,

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)} \quad (22)$$

蒸汽喷射器引射混合过程的能量平衡方程式见式 (23):

$$h_2 + \frac{1}{2} c_2^2 + \mu(h_3 + \frac{1}{2} c_3^2) = (1 + \mu)(h_a + \frac{1}{2} c_a^2) \quad (23)$$

将式 (13) 代入式 (23), 得:

$$h_a = \frac{1}{(1 + \mu)} [h_2 + \frac{1}{2} c_2^2 + \mu(h_3 + \frac{1}{2} c_3^2)] - \frac{1}{2} \eta_m^2 \frac{(c_2 + \mu c_3)^2}{1 + \mu} \quad (24)$$

对于上述工作蒸汽膨胀过程、引射混合过程的动能传递以及混合蒸汽减速扩压过程的效率都是需通过实验来获得经验数据。其中, 蒸汽膨胀过程和混合蒸汽压缩 (扩压) 过程互为逆过程, 无论从理论与实践角度, 二者差距不会很大, 根据一些文献给出的参考数据表明, 后者的损失略大于前者。而研究者们对于引射混合过程的动量效率的认识还不能够达成一致, 需要我们对影响动量效率的因素进行必要的计算分析。

从式 (15) 不难看出被引射蒸汽初始速度具有提高引射混合过程的动能传递效率 η_k 的作用, 不难想象, 工作蒸汽初始速度以及混合蒸汽出口速度 (终了速度) 也必然会对蒸汽喷射引射压缩过程效率产生一定影响。

在汽轮机原理中, 学者引入滞止焓的概念用于分析余速的影响。对于一定流速的流体, 其初始流速为 c , 则其滞止焓见式 (25):

$$h^* = h + \frac{1}{2} c^2 \quad (25)$$

显然, 在蒸汽喷射引射压缩过程中, 要考虑工作

蒸汽的初始速度和混合蒸汽出口速度的影响, 需用滞止焓带入上述各计算公式中。由于流体速度也是可以测量的物理参数, 因此, 蒸汽喷射器的效率原则上是可以分段的参数测量并进行计算的。

由于许多实际蒸汽喷射器的工作蒸汽膨胀往往进入了湿蒸汽区, 仅测量温度和压力不足以计算蒸汽焓, 这时如果测量了蒸汽流速, 就可以根据能量平衡方程计算出蒸汽焓, 对于核算蒸汽喷射器效率具有重要意义。

另外, 蒸汽动能相对于蒸汽焓值要小很多, 因此一般工程计算分析中, 往往忽略蒸汽速度的影响。如果用滞止焓带入计算, 需考虑余速动能对效率计算基准的影响。

4 喷射器的主要性能指标

1) 压缩比。喷射器的压缩比是指扩压器出口混合流体的压力与引射流体的压力之比见式 (26):

$$C_r = \frac{p_d}{p_s} \quad (26)$$

2) 膨胀比。喷射器的膨胀比是指工作流体的压力与引射流体的压力之比见式 (27):

$$E_r = \frac{p_m}{p_s} \quad (27)$$

喷射器压缩比和膨胀比不仅是设计喷射器外形和尺寸的主要理论根据, 而且权衡喷射器性能的主要数据。喷射器根据压缩比和膨胀比的数据分成以下类别:

(1) 大膨胀比和小压缩比喷射器。这种类型喷射器的压缩比 E_r 通常都小于 1.2。对于此种类型喷射器, 工作流体和引射流体的压缩特性并不能够显现, 通常认为是不可压缩流体, 研究者们通常称其作喷射泵。

(2) 大膨胀比和中等压缩比喷射器。这种类型喷射器的压缩比 E_r 通常都在 1.2 ~ 2.5 之间, 对于此种类型喷射器, 研究者们通常称作蒸汽压缩喷射器。

(3) 大膨胀比和大压缩比喷射器。这种类型喷射器的压缩比 E_r 通常都 2.5 以上, 对于此种类型喷射器, 主要是用来抽吸真空, 研究者们一般称作蒸汽引射器。

3) 引射系数。引射系数作为评价喷射器性能最重要的参数, 表明了喷射器的工作能力, 上文已经定义

了被引射流体流量与工作蒸汽流量之比为引射系数 μ 见式 (28), 即:

$$\mu = \frac{m_m}{m_s} \quad (28)$$

4) 喷射器效率。喷射器效率作为评价其性能的主要的参数, 用来评价喷射器完善性的指标。其物理意义是喷射器增加的流体对外做功能力与在喷射器内流体损失的有用能之比。上文已经提出理想蒸汽喷射引射压缩过程喷射器效率以及实际蒸汽喷射引射压缩过程喷射器效率的求解方法。

5 蒸汽喷射器计算及分析

5.1 引射系数的计算与分析

正如上文所述, 引射系数作为衡量喷射器性能最重要的参数, 表现了一个喷射器的工作能力。而实际运行中所获得的引射系数数值的高低直接表明了蒸汽喷射器设计的优秀与否。压缩比与膨胀比对于引射系数的影响分析如下。

图 5 显示了不同压缩比下, 引射系数的变化计算结果, 结果表明, 跟着压缩比的逐步提高, 引射系数迅速地变小, 为了获取更大的引射系数, 应该尽可能降低其压缩比。

图 6 显示了不同膨胀比下, 引射系数的变化计算结果, 可以看出, 与压缩比相同, 随着膨胀比的不断提高, 引射系数的值也迅速地减小, 同样可以看出, 为了获取更大的引射系数, 应该尽可能降低其膨胀比。

综上所述, 降低蒸汽喷射器的压缩比以及膨胀比可以达到更高的引射系数, 对比图 5 和图 6, 可以得到, 蒸汽喷射器压缩比对喷射系数的影响明显大于蒸汽喷射器膨胀比对喷射系数的影响。

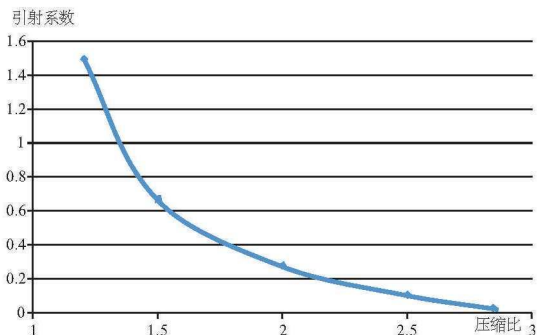


图 5 压缩比对引射系数的影响 ($p_m=0.55\text{MPa}$ 、 $p_s=0.014\text{MPa}$)

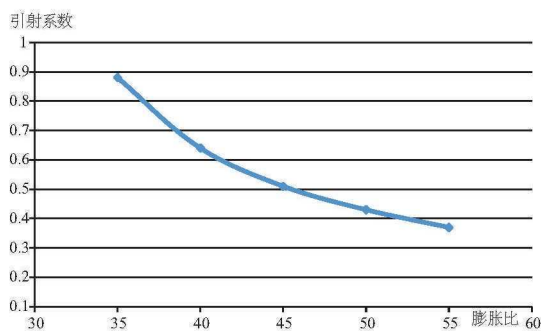


图 6 膨胀比对引射系数的影响 ($p_m=0.55\text{MPa}$ 、 $p_s=0.021\text{MPa}$)

5.2 动量效率的计算与分析

上文所述, 工作蒸汽膨胀过程、引射混合过程的动能传递以及混合蒸汽减速扩压(压缩)过程的效率都是需通过实验获得的经验数据。然而根据一些文献给出的参考数据表明, 对于工作蒸汽膨胀过程以及混合蒸汽减速扩压(压缩)过程的效率, 研究者们的认识相对比较统一, 例如: 曼迪和巴基斯特在其文章中指出, 喷嘴效率为 0.9, 扩压器效率为 0.8; 埃姆斯在其文章中也曾指出喷嘴效率为 0.85, 扩压器效率也为 0.85; 而 Arnold 和 Huntley 则认为喷嘴效率在 0.9 ~ 0.95 之间, 扩压器效率为 0.8 左右^[5]。根据研究, 大多数研究者倾向于喷嘴效率在 0.85 ~ 0.95 之间, 而扩压器效率则在 0.8 ~ 0.85 之间, 由此可知, 混合蒸汽减速扩压(压缩)过程的效率略大于工作蒸汽膨胀过程效率。

然而, 研究者们对于引射混合过程的动量效率的认识还不能够达成一致, 例如: 曼迪和巴基斯特指出喷射器引射混合过程的动量效率为 0.6 ~ 0.8 之间; 而 Eames 则在其一篇关于小型喷射器的文章中指出引射混合过程的动量效率为 0.95。研究者们对于动量效率的看法不一致, 需要我们对它进行必要的计算分析。此节根据本文所提及的蒸汽引射压缩过程热力学解析方法, 分析压缩比与膨胀比对于引射混合过程动量效率的影响。

图 7 显示了不同压缩比下, 引射混合过程动量效率的变动计算结果, 结果表明, 跟着压缩比的不断升高, 动量效率值也迅速地升高, 从中我们得到, 为了获得较大的动量效率, 应该尽可能地提高蒸汽喷射器的压缩比。

图 8 给出了不同膨胀比情况下, 蒸汽喷射器引射混合过程动量效率的变化计算结果, 结果表明, 与压缩比相同, 随着膨胀比的不断提高, 动量效率的值也迅速地提高, 同样可以看出, 为了获得较大的动量效率, 应该尽可能地提高蒸汽喷射器的膨胀比。

5.3 引射系数对动量效率的影响分析

上文分析计算了不同压缩比与膨胀比对于引射系数的影响以及不同压缩比与膨胀比对引射混合过程动量效率的影响。而对于引射系数与动量效率之间同样存在着联系，此节根据本文所提及的蒸汽引射压缩过程热力学解析方法，分析引射系数对于混合过程动量效率影响。

图9给出了不同蒸汽喷射器引射系数情况下，蒸汽喷射器引射混合过程动量效率的变化计算结果，可以得到，随着引射系数的不断升高，引射混合过程动量效率值迅速地升高，可以看出，为了获得较大的引

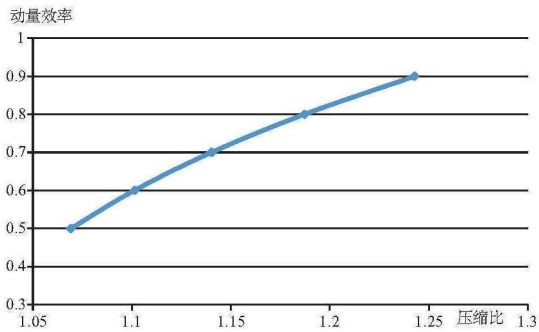


图7 压缩比对动量效率的影响 ($p_m=0.55\text{MPa}$ 、 $p_s=0.014\text{MPa}$)

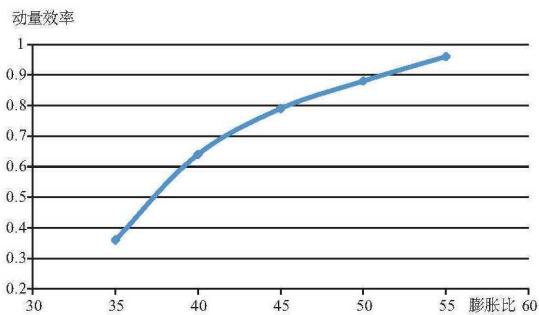


图8 膨胀比对动量效率的影响 ($p_m=0.55\text{MPa}$ 、 $p_d=0.165\text{MPa}$)

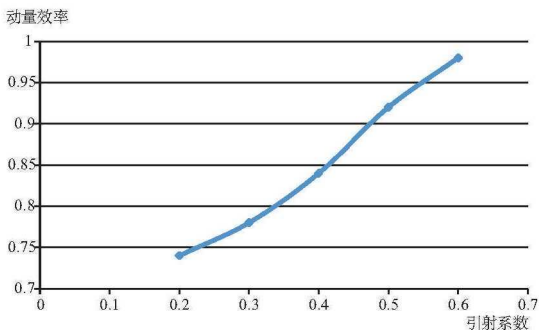


图9 引射系数对动量效率的影响 ($p_m=0.55\text{MPa}$ 、 $p_s=0.014\text{MPa}$ 、 $p_d=0.021\text{MPa}$)

射混合过程动量效率，应该尽可能地提高蒸汽喷射器的引射系数。

6 结束语

根据热力学，介绍蒸汽喷射器的结构、原理，提出蒸汽喷射器的理论计算分析模型，继而从理想蒸汽喷射引射压缩过程和实际蒸汽喷射引射压缩过程两方面进行了热力学解析，明晰蒸汽喷射器的喷射引射压缩的热力学过程，对蒸汽喷射器的喷射引射压缩热力学过程提出新见解。同时，还提出影响蒸汽喷射器的主要性能指标，即压缩比、膨胀比、引射系数以及喷射器效率，继而计算分析了压缩比和膨胀比对引射系数的影响、压缩比和膨胀比对蒸汽喷射器引射混合过程动量效率的影响，以及引射系数对蒸汽喷射器引射混合过程动量效率的影响，为蒸汽喷射器热力学参数的合理选择提供了一定的理论依据。分析的结论显示，压缩比对于引射系数的作用较大，跟着压缩比的不断升高，引射系数迅速地变小；膨胀比的提高，引射系数也不断变小。而对于蒸汽喷射器引射混合过程动量效率来说，随着压缩比的提高，蒸汽喷射器引射混合过程动量效率的值迅速地提高，膨胀比的提高，蒸汽喷射器引射混合过程动量效率的值也迅速地提高。而引射系数与蒸汽喷射器引射混合过程动量效率之间也存在一定联系，即：随着蒸汽喷射器引射系数的不断提高，引射混合过程动量效率值迅速提高。

参考文献

- [1] 季建刚,黎立新,倪海,等.蒸汽喷射器的特性计算与分析[J].现代化工,2007,27(1):477-480.
- [2] 艾育华.喷嘴与蒸汽喷射器研究[D].北京:华北电力大学,2001.
- [3] The International Association for the Properties of Water and Steam. Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for Thermodynamic Properties of Water and Steam.1999.
- [4] 张德翔,段永涛.水蒸气喷射泵设计中有关引射系数计算的若干问题探讨[J].机械工程学报,2004,40(7):51-54.
- [5] H.G.Arnold, W.R.Huntley. Steam ejector as an industrial heat pump[J]. ASHRAE Semiannual Meeting, 1982, 1:24-28.