

质子交换膜燃料电池引射器的设计及特性

许思传¹, 韩文艳¹, 王 桂¹, 倪淮生²

(1. 同济大学 汽车学院, 上海 201804; 2. 上海燃料电池动力系统有限公司, 上海 201804)

摘要: 提出了以文丘里管引射器为循环装置的供应系统. 以索科洛夫的引射器设计方法为基础, 针对某高压质子交换膜燃料电池 (PEMFC) 系统对引射器进行结构设计及特性研究, 并对其进行了试验验证. 结果表明: 增大引射器出口压力和引射流体压力可使引射系数得到提高; 工作流体压力对引射器性能的影响随引射器出口所处工况的变化而变化.

关键词: 质子交换膜燃料电池 (PEMFC); 引射器; 结构设计; 引射特性

中图分类号: TM911.4

文献标志码: A

Hydrogen-recirculating Ejector for Proton Exchange Membrane Fuel Cell System: Design and Performance

XU Sichuan¹, HAN Wenyan¹, WANG Gui¹, NI Huaisheng²

(1. College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Vehicle Fuel Cell System, Shanghai FCV Powertrain Co. Ltd., Shanghai 201804, China)

Abstract: A novel design of fuel delivery system (FDS) with Venturi ejector is presented. Based on the designing experience and Соколов's theoretical method, an ejector for a high-pressure proton exchange membrane fuel cell (PEMFC) system is designed in detail. Analysis of its potential performance has been made across a wide range of operating conditions, both the calculation and test validation are completed well. The results show to increase the ejector outlet pressure and the ejector fluid pressure can improve the ejecting factor; while the effect of working fluid pressure on ejector performance changes with the ejector exit conditions.

Key words: proton exchange membrane fuel cell (PEMFC); ejector; structural design; ejecting performance

质子交换膜燃料电池 (PEMFC) 由于其特殊的电解质而具有低温快速启动、结构紧凑以及可以在

任何方位、任何角度运行等特点, 使其非常适宜用作汽车等可移动设施的动力源^[1]. 但 PEMFC 汽车作为一种新型汽车要想得到产业化还有许多问题需要解决, 其氢气供应系统便是问题之一. 氢气循环泵的使用虽然可以有效改善氢循环, 但需消耗额外的电能维持其运转. 相比而言, 引射器无移动部件, 具有结构简单、运行可靠、无污染等优点, 而且能够避免产生寄生功率. 因此, 近年来逐渐进入各个国家学者和研究人员的视野. 1995 年, 加拿大学者 Merritt 等^[2]首次提出将引射器应用在燃料电池系统中, 随后国外学者 Kim 等^[3]、He 等^[4]对 PEMFC 用引射器的设计和性能做了相应的研究. 在国内, 上海交通大学的张颖颖等^[5]将引射器与燃料电池系统模型集成, 在 Matlab/Simulink 里实现了完整的阳极循环回收系统的仿真. 王洪卫等^[6]将引射器和离心风机集成应用于燃料电池阳极燃料循环系统以提高氢气利用率. 同时, 西安交通大学和清华大学的一些学者也对引射器在燃料电池系统中的应用进行了仿真和使用性能的研究.

尽管关于引射器在燃料系统中的应用研究工作已陆续展开, 但国内外关于高压大功率燃料电池系统的引射器设计及其使用特性的研究却很少见, 因此本文提出以文丘里管引射器为循环装置的供应系统, 并针对一个 80 kW 的高压 PEMFC 系统, 使用 Matlab 对其引射器进行了详细的结构设计及特性研究, 并做了相应的试验验证.

1 PEMFC 引射器工作原理

对于 PEMFC 来说, 保持电堆内部水平衡对其输出性能、耐久性和使用寿命至关重要^[7]. 为了保证燃料电池的正常、稳定运行, 又能将燃料电池中生成水排放到电池外部, 通常采用氢气循环的方法, 把电

池内部生成的水带出电池后经过气-水分离装置将液态水分出,再将氢气循环回到电池重复使用,以提高氢气利用率。

传统的氢气循环泵虽然可以有效解决氢循环和水平衡问题,但在提高电池的电流密度和系统效率的同时会消耗额外的电能,尤其在电堆输出功率低的时候,氢气循环泵消耗的功率所占功率输出的比重也增大^[8]。而引射器是靠高速喷射工作流体造成的压差将被喷射气体不断吸出的原理进行工作(见图1),它不额外消耗系统的功率,因此,合理的引射器设计能有效改善燃料电池性能。

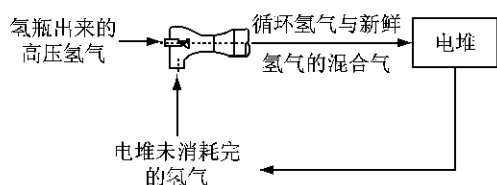


图1 引射器工作原理示意图

Fig.1 Schematic diagram of ejector working principle

2 PEMFC 引射器的设计

本文采用目前应用比较广泛的索科洛夫引射器设计方法^[9],根据能量守恒、质量守恒和动量守恒定理,结合经验公式,对一高压 PEMFC 系统所用引射器进行结构设计。

当引射器安装在 PEMFC 系统中时,其入口端是经过减压的氢气,出口端需要能够满足电堆入口处的要求,而引射端与电堆出口端相连接,它的设计工况点参数如表1。计算中,假设引射器三个端口的流体绝热指数 k 和气体常数 R 相同,分别为: $k=1.4$, $R=4\,121\text{ J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$ 。

表1 设计工况点参数

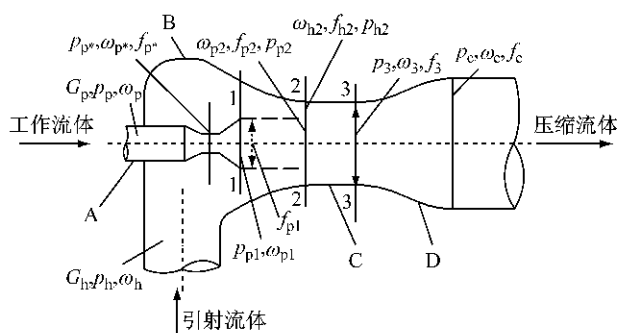
Tab.1 Parameters of design points

参数	引射器入口端	引射器引射端	引射器出口端
压力/kPa	$p_p=500$	$p_h=203$	$p_c=228$
温度/℃	$T_p=20$	$T_h=80$	$T_c=80$
质量流量/($\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$)	$G_p=0.887$	$G_h=uG_p$	

2.1 最大引射系数计算

引射系数 u 是引射器设计中的一个关键技术指标,它定义为被引射气体的质量流量和引射气体的质量流量之比,引射系数的值越大,表明引射能力越强,因此,首先对设计工况的引射系数进行计算分析。图2为带圆柱形混合室的引射器参数分布图,图中 G 为流体的质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; ω 为流体的速度,

$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; p 为流体的静压力, Pa; f 为流体所占的面积, m^2 ; 下标 p, h, c 分别代表工作流体、引射流体和压缩流体; 下标 p^* 代表喷嘴临界截面处工作流体; 下标 1, 2, 3 分别代表 1-1, 2-2, 3-3 截面; 1-1 截面为与喷嘴出口平面相重合的截面; 2-2 截面为混合室入口截面; 3-3 截面为混合室出口截面。在喷嘴中,气体的压力从 p_p 降到 $p_{p1}=p_h$, 而速度从 ω_p 增加到 ω_{p1} 。在喷嘴出口截面 f_{p1} 上气体的速度 ω_{p1} 大于喷嘴的临界截面 f_{p^*} 上气体具有的临界速度 a_{p^*} 。工作气体以速度 ω_{p1} 从喷嘴出来进入接受室,再把以压力 p_h 进入接受室的气体从接受室中吸走。



A-工作喷嘴; B-接受室; C-混合室; D-扩散室

图2 引射器主要参数分布

Fig.2 Major parameters distribution in the ejector

圆柱形混合室的两个端截面(入口和出口截面)上的速度分布如图3所示。

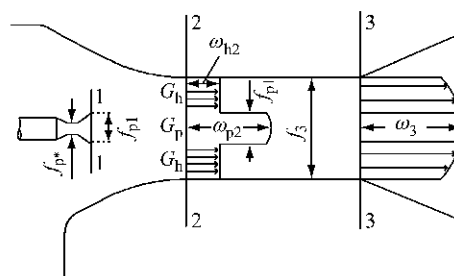


图3 混合室端截面速度分布

Fig.3 Velocity distribution on the end sections of mixing chamber

在混合室入口界面上,速度场很不均匀。可以假设在入口界面上流体由两股共轴流体所组成:质量流量为 G_p 和较大平均速度为 ω_{p2} 的中心流体;质量流量为 G_h 和很小速度 ω_{h2} 的周围流体。

对截面 2-2 和 3-3 之间混合室的圆柱部分建立动量方程,为了简化推导,假设工作和引射流体进入混合室之前,在和工作喷嘴出口平面相重合的 1-1 截面与圆柱形混合室入口截面 2-2 之间不相混合,因此,可把动量方程式写成

$$\varphi_2 (G_p \omega_{p2} + G_h \omega_{h2}) - (G_p + G_h) \omega_3 = (p_3 - p_{12}) f_{12} + (p_3 - p_{h2}) f_{h2} \quad (1)$$

式中: φ_2 为混合室的速度系数. 因为工作和引射流体在输入管道中的初速度 ω_p 和 ω_h 与它们在混合室中的速度相比非常小, 所以可把 ω_p 和 ω_h 忽略不计. 同理, 忽略在扩散器出口处压缩流体速度 ω_c .

在圆柱形混合室中

$$f_{p2} + f_{h2} = f_3 \quad (2)$$

由质量守恒可知

$$G_c = G_p + G_h = G_p(1 + u) \quad (3)$$

将式(2)和(3)代入式(1)中, 引入折算等熵速度 λ 与热力学参数, 采用气体动力学函数相对压力 $\Pi(\lambda)$ 、相对密度 $\varepsilon(\lambda)$ 和折算质量速度 $q(\lambda) = f^* / f$ 等函数对其进行换算, 最后得到引射系数

$$u = \frac{K_1 \frac{a_p^*}{a_c^*} \lambda_{ph} - K_3 \lambda_{c3}}{K_4 \lambda_{c3} - K_2 \frac{a_h^*}{a_c^*} \lambda_{h2}} \quad (4)$$

其中,

$$\begin{aligned} K_1 &= \varphi_1 \varphi_2 \varphi_3, \quad K_2 = \varphi_2 \varphi_3 \varphi_4 \\ K_3 &= 1 + \varphi_3 \frac{a_p^*}{a_c^*} \frac{p_c}{p_p} \frac{(\Pi_{c3} - p_h)}{k_p \Pi_p^* \lambda_{c3} q_{ph}} \\ K_4 &= 1 + \varphi_3 \frac{a_h^*}{a_c^*} \frac{p_c}{p_h} \frac{(\Pi_{c3} - \Pi_{c2})}{k_h \Pi_h^* \lambda_{c3} q_{h2}} \end{aligned}$$

式中: $K_1(K_2)$ 为工作(引射)流体的速度系数; φ_1 为工作喷嘴的速度系数; φ_3 为扩散器的速度系数; φ_4 为混合室入口段的速度系数; a_p^* 为工作流体的临界速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; a_h^* 为引射流体的临界速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; a_c^* 为压缩流体的临界速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; $\lambda_{p2} = \lambda_{ph}$ 为 2-2 截面工作流体的折算等熵速度; λ_{h2} 为 2-2 截面引射流体的折算等熵速度; λ_{c3} 为 3-3 截面压缩流体的折算等熵速度.

取 $\varphi_1 = 0.95$, $\varphi_2 = 0.975$, $\varphi_3 = 0.9$, $\varphi_4 = 0.925$ 迭代计算, 结果当 $\lambda_{c3} = 0.7$ 时, 引射器具有最大的引射系数, 这意味着在外界参数相同的情况下, 引射器在所有背压范围内能达到的最大引射系数为 1.321 8.

2.2 主要截面积计算

$$a^* = \sqrt{2 \frac{k}{k+1}} \sqrt{RT_0} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1}} \sqrt{p_0 v_0} \quad (5)$$

$$\Pi^* = \frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k+1}} \quad (6)$$

$$\varepsilon^* = \frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k+1}} \quad (7)$$

$$G_p = f_p^* \rho_p^* a_p^* \quad (8)$$

式中: v 为气体的比容, $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$; ρ 为气体密度,

$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; 下标 0 代表滞止状态; 上标 * 为临界值. 因此, $f_p^* = G_p a_p^* / (k_p \Pi_p^* p_p) = 2.070 8 \times 10^{-6} \text{m}^2$, $d_p^* = 1.624 2 \text{mm}$.

由连续性方程可得喷嘴的出口处面积

$$\begin{aligned} f_{p1} &= \frac{a_p^* \rho_p^* \rho_p}{\omega_{p1} \rho_p \rho_{p1}} f_p^* = \frac{\varepsilon_{p1}}{\lambda_{p1} \varepsilon_{p1}} f_p^* = \\ &= \frac{1}{q_{p1}} f_p^* = 2.139 1 \times 10^{-6} \text{m}^2 \end{aligned}$$

则其直径 $d_{p1} = 1.650 8 \text{mm}$.

混合室出口截面面积 f_3 则由下式计算:

$$f_3 = \frac{p_p(1+u)\sqrt{\theta}}{p_c q_{c3}} f_p^* = 1.247 6 \times 10^{-5} \text{m}^2$$

式中: $\theta = T_h / T_p = a_h^{*2} / a_p^{*2}$. 直径 $d_3 = 3.986 6 \text{mm}$.

2.3 轴向尺寸计算

当引射器的各个横截面积确定后, 需要进一步确定其轴向尺寸, 包括喷嘴收缩段长度 l_1 , 喉口直段长度 l_i , 喷嘴扩张段长度 l_2 , 混合室收缩段长度 l_c , 直段长度 l_K 及扩压段长度 l_s , 图 4 为引射器的轴向尺寸示意图.

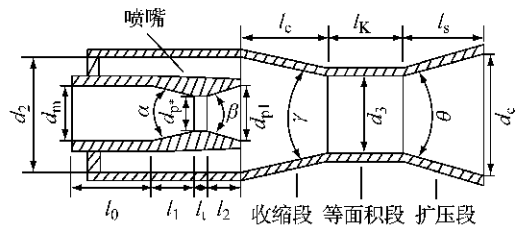


图4 引射器轴向尺寸示意图

Fig.4 Schematic diagram of axial dimensions for the ejector

对喷嘴的结构参数, 稳定段需要有足够的长度 l_0 才能保证来流均匀, 理论上 l_0 应是喉部直径的 10 倍左右. 收缩段的性能取决于收缩段进口面积和出口面积的比值及收缩段曲线形状. 喷嘴的设计采用经典的文丘里喷嘴设计方法^[10], 收缩段为圆锥形, 取锥角为 22° , 喉部平直段的长度 l_i 取为 d_i , 扩散段的扩散角为 $7^\circ \sim 15^\circ$, 这里选为 8° .

当工作流体射出喷嘴时, 卷吸一部分引射流体, 使得流束扩张并伴随着轴向速度的降低进入到引射器. 图 5 中 l_{c1} 段为引射器的自由流束. 截面 e 为过渡截面. 索科洛夫把流束分为两段: 起始段和基本段. 喷嘴的出口截面和流束的过渡截面之间的一段流束叫做起始段, 过渡截面以后的一段流束叫做基本段.

在设计引射器时, 要保证自由流束的截面与混合室入口截面相等. 为了确定工作喷嘴的位置, 必须计算自由流束的两个尺寸: 自由流束的长度 l_{c1} 和在离喷嘴出口截面的距离为 l_{c1} 处的自由流束的直径

d_4 (见图5)。

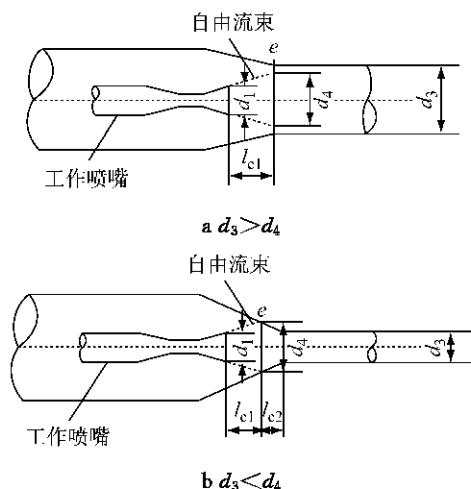


图5 喷嘴出口自由流束

Fig.5 Free fluid at nozzle hole exit

自由流束的长度 l_d 由下面近似公式求得:

当引射比 $n \leq 0.5$ 时, 即当自由流束不超出起始段时

$$l_d = (\sqrt{0.083 + 0.76n} - 0.29) \frac{d_1}{2b}$$

当 $n \geq 0.5$ 时, 即当自由流束不只是包含起始段, 而且还包含基本段时

$$l_d = \frac{0.37 + n}{4.4b} d_1$$

其中, b 是试验常数, 对于弹性介质取 $0.07 \sim 0.09$ 。当 $n < 0.2$ 时, 建议 b 取较小值; 当引射比较大时, 建议 b 取较大值。

在离喷嘴出口截面为 l_d 距离处, 自由流束直径 d_4 由以下公式求得:

$$(1) \ n \leq 0.5 \text{ 时}, d_4 = 3.4 d_1 \sqrt{0.083 + 0.76n}$$

$$(2) \ n \geq 0.5 \text{ 时}, d_4 = 1.55 d_1 (1 + n)$$

如果混合室的直径 $d_3 > d_4$ (见图5a), 喷嘴出口截面离圆柱形混合室入口截面的距离应该取 $l_c = l_{c1}$ 。若将喷嘴移离混合室, 即取 $l_c > l_{c1}$ 时, 引射器的性能会严重恶化。因为自由流束长度的增加, 有可能造成自由流束入口段的直径大于圆柱形混合室的直径。在这种情况下, 自由流束带入到混合室中的流体比引射器能通过的要少, 此时一部分流体从混合室倒流到吸入室, 在混合室入口段将产生倒流及与其相关的附加损失。

如果混合室的直径 $d_3 < d_4$ (见图5b), 则工作喷嘴的出口截面离圆柱形混合室入口截面的距离应该取为

$$l_c = l_{c1} + l_{c2} \quad (9)$$

在混合室入口段长度 l_{c2} 区域, 截面直径从 d_4 变到 d_3 , 长度 l_{c2} 由下式确定:

$$l_{c2} = \frac{d_4 - d_3}{2 \tan \gamma}$$

式中: $\gamma = 45^\circ$ 。混合室入口段采用锥形, 因为锥形入口具有较高的速度系数, 可以提高引射器的效率。

混合室中间段的主要用途是使得混合流体进入扩散器之前均衡混合流体的速度场, 使其以均衡的速度进入扩散器, 动能转换成势能的过程可以以最小的损失进行, 混合室中间段要有一定的长度才能保证混合流体速度场的均衡, 通常取 $6 \sim 10$ 倍混合室直径

$$l_K = (6 \sim 10) d_3$$

扩散器的情况和喷嘴正好相反, 流体在扩散段中减速扩压。一般扩散室的锥角 $\theta = 8^\circ \sim 10^\circ$, 在扩散室出口直径给定的情况下, 根据经验公式求得扩散室的长度

$$l_s = (6 \sim 7) (d_c - d_3)$$

式中: d_c 是扩散器的出口截面直径。

扩散器的出口截面面积按以下公式确定:

$$f_c = \frac{G_p (1 + n)}{\rho_c 2 \omega_c} \quad (10)$$

根据以上计算进行尺寸设计, 最终完成的引射器如图6所示。

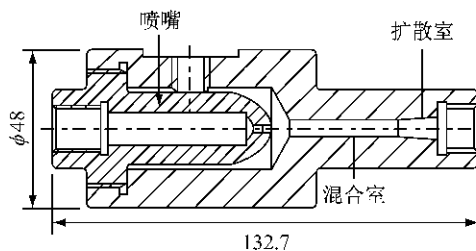


图6 引射器装配图(单位:mm)

Fig.6 Ejector assembly drawing(unit: mm)

3 引射器的特性分析

引射器的设计工况是固定的, 而其实际应用往往是变工况运行状态, 因此研究其在全负荷范围内的使用性能就显得极为重要。下面对该引射器的关键性能参数 u 进行分析, 因为引射器在燃料电池系统的应用中 u 与引射端的质量流量密切相关。

3.1 出口压力对引射器性能的影响

该引射器安装在高压燃料电池系统的阳极, 而燃料电池堆的阳极压力与阴极压力是直接相关的, 阴极端压力越高空压机就需要消耗越多的能量,

因此阳极端的压力与电堆的功率输出相关。一般情况下,电堆的输出功率越大电堆内部的气体压力越高,对于阳极而言,电堆阳极侧气体压力也随电堆输出功率的增大而增大,因而燃料电池系统中的引射器出口端压力也是随电堆输出功率变化而变化。

对引射器出口压力 p_c 对引射器性能的影响进行计算分析,取工作流体压力 $p_p=500$ kPa,引射流体压力 p_h 分别为 180, 240 和 300 kPa 这三个工况进行计算,结果见图 7。

从图中可以看出,每种入口压力和引射流体压力都存在一个出口端临界压力 p_{cr} ,当 $p_c > p_{cr}$ 时,引射系数 u 将随着 p_c 的增大而减小,继续提高 p_c 甚至可能导致 u 为负值(即部分工作流体会从吸收室进入引射流体的通路上),然而,当 $p_c < p_{cr}$ 时, u 为最大值且保持不变,这个时候引射器达到给定工作流体和引射流体初始参数下的最大生产力,并且, p_{cr} 随着引射流体压力的增加而增加。

p_{cr} 的存在,主要是因为引射器内部流体的速度达到了临界值。此时,即使引射器出口压力继续降低($p_c < p_{cr}$),在引射器的混合室内会出现壅塞现象,使工作流体和引射流体的质量流量不会随着引射器出口压力的变化而继续变化,因此引射系数维持在最大值^[11]。

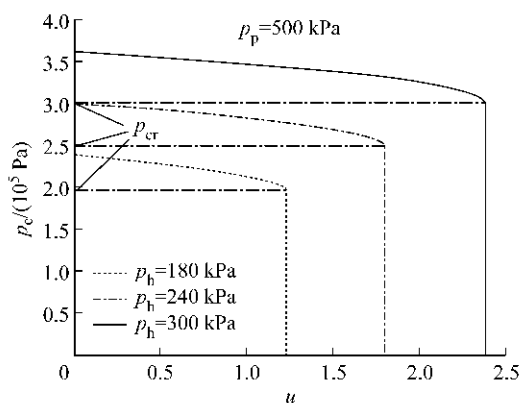


图7 出口压力对引射器性能的影响

Fig.7 Effect of outlet pressure on ejector performance

3.2 工作流体压力对引射器性能的影响

取 $p_h=203$ kPa, p_p 分别为 300, 375, 425 和 500 kPa 四个工况,计算分析工作流体压力对引射器性能的影响,结果见图 8。

下面以 $p_p=425$ kPa 曲线上的四个点 A, B, C, D 为例阐述工作流体压力对引射器的性能影响。其中 A, B 两点都是出口压力小于临界出口压力的情况,点 C 表示引射器出口压力为临界压力的情况,而

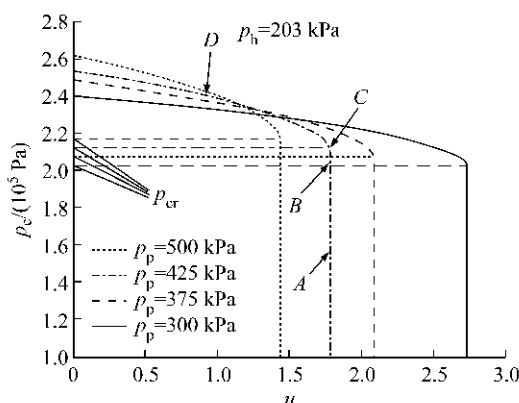


图8 工作流体压力对引射器性能的影响

Fig.8 Effect of working fluid pressure on ejector performance

点 D 为引射器出口压力大于临界出口压力,且引射系数非负值的情况。

从图 8 中可以看出,当引射器处于工作点 B 时,在出口压力不变的情况下,如果工作流体压力升高,特性曲线将向 $p_p=500$ kPa 曲线的方向移动, B 点的出口压力在新工作流体压力下稳定运行状态的范围内,因此,随着工作流体压力升高,引射系数将降低,但仍处于可以稳定运行的范围内。当工作流体压力降低时,由图中的趋势可以看出,对应的特性曲线倾斜段不停地往下方移动,而直线段往右侧移动,此时会出现三种情况。首先,压力降低的幅度小(如小于 $p_p=375$ kPa 曲线对应的工作流体压力值), B 点的出口压力处于新工作流体压力下的稳定运行范围内(小于 $p_p=375$ kPa 曲线对应的临界出口压力),则引射系数会增加,且引射器可以稳定运行;当工作流体压力进一步降低时(如曲线 $p_p=300$ kPa 对应的工作流体压力值), B 点的出口压力会大于新工作流体压力下的临界出口压力($p_p=300$ kPa 曲线的临界压力值),此时引射系数仍然增加,但 B 点的出口压力却处于新工作流体压力下的非稳定运行范围内;如果工作流体的压力再进一步降低时,由于特性曲线倾斜段不停地往下方移动,直线段不停地往右侧移动,则 B 点的出口压力将远远大于新工作流体的临界出口压力,此时引射系数将急剧下降,甚至有可能成为负值(出现回流)。工作点 A 的情况与 B 点相同,只是 A 点的引射系数可以增加的范围比 B 点的大。

工作点 C 处于临界点,此时引射器处于稳定运行工况,当工作流体的压力增加时,引射系数的变化同 B 点一样,运行稳定但引射系数降低,由于 C 点处于临界点,当工作流体的压力减小时,引射器处于不

稳定运行范围, C 点的出口压力将很快远远高于新工作流体压力所对应的临界出口压力, 引射系数将经历一个先增大后迅速下降最后出现回流的情况。

D 点的出口压力高于 $p_p=425$ kPa 曲线临界压力, 引射器处于非稳定运行工况, 当工作流体的压力增加时, 如 $p_p=500$ kPa 曲线所对应的工作流体压力, 引射器仍处于非稳定运行工况, 引射系数将增大, 当工作流体的压力增大到一定值时, D 点对应的流体出口压力将达到新工作流体压力对应的临界出口压力, 此时引射器稳定运行, 且引射系数达到最大值, 继续增大新工作流体压力将使得对应出口压力下的引射器仍稳定运行但引射系数下降。当工作流体的压力减小时, 引射器处于不稳定运行范围, 引射系数迅速下降。

由以上分析可以看到, 工作流体的压力对引射系数的影响不能简单地归纳为增大或减小, 而是取决于引射器出口压力的值, 引射器出口所处的工况不同时, 引射系数随工作流体压力变化的规律是不同的。

3.3 引射流体压力对引射器性能的影响

从图 7 可以看到, 引射系数与临界出口压力都随引射流体压力的升高而增加。这是因为, 引射流体压力升高, 一方面引射流体与喷嘴出口处工作流体间的压差增大, 使引射流进入吸收室的推动力增加, 引射系数增大; 另一方面, 由于混合流体能量的增加, 使其克服出口压力的能力增强, 因此, 临界出口压力有所提高。

在燃料电池系统中, 引射端与电堆的阳极出口端相连, 即引射流体的压力是随电堆输出功率变化而变化, 因而, 提高引射流体压力不能作为提高引射系数的主要途径。

4 引射器使用特性试验验证

在完成引射器的设计后, 搭建了一个模拟测试系统对其使用性能进行了试验验证。

4.1 试验台架的搭建

在所搭建的引射器性能试验台架(见图 9)中, 引射器的出入口及引射端的压力都可调节, 这样便于分别测试各参数对引射器使用性能的影响。

4.2 试验结果分析

在对试验数据进行管路压力损失、测量误差等进行修正后, 所得试验数据如图 10 所示。

图 10a 为工作流体压力为 500 kPa, 引射流体压

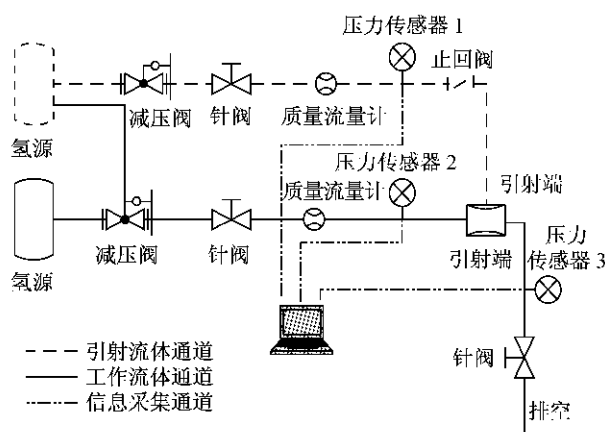


图 9 引射器性能测试试验台架

Fig. 9 Schematic diagram of ejector performance test-bed

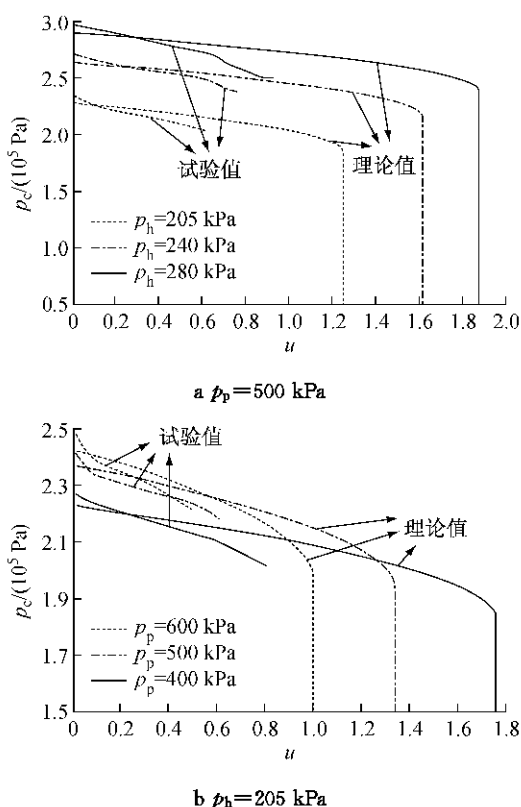


图 10 试验与计算结果的对比

Fig. 10 Comparison between calculation and test

力分别为 205, 240, 280 kPa 时试验值与理论值的对比。结果显示, 引射端压力对引射器使用特性的影响符合第 3.1 节中的分析, 引射流体压力升高会使引射器的使用性能得以提升。

图 10b 给出了工作流体压力分别为 400, 500, 600 kPa, 引射端入口压力(205 kPa)保持不变的情况下, 工作流体压力对引射器使用性能的影响。由试验数据中亦可观察到, 工作流体对引射器使用性能的影响比较复杂, 主要取决于引射器出口压力值, 所

处工况不同时,引射系数随工作流体压力变化的规律是不同的。

5 结论

(1) 通过详细的理论介绍为文丘里管引射器的设计提供了参考。

(2) 引射流体压力升高可使引射器的使用性能得以提升。

(3) 引射系数随工作流体压力变化的规律随着引射器出口所处工况的变化而变化。

(4) 由于模拟测试台架与实际 PEMFC 运行的结构布置及工况有差别,并且存在传感器精度、理论假设等误差,使得计算结果仍然存在偏差,但对引射器使用性能的研究具有很好的理论指导意义。

参考文献:

- [1] 任庚坡. 质子交换膜燃料电池性能仿真与水管理的实验研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2008.
REN Gengpo. PEMFC performance simulation and watermanagement experimental research [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2008.
- [2] Merritt R D, Gorbett B N. Electrochemical fuel cell system with a regulated vacuum ejector for recirculation of the fluid fuel stream; United States. Utility, 5441821[P]. 1995-08-15.
- [3] Kim M, Sohn Y-J, Cho C-W, et al. Customized design for the ejector to recirculate a humidified hydrogen fuel in a submarine PEMFC[J]. Journal of Power Sources, 2008, 176: 529.
- [4] He Jinglin, Choe S Y, Hong C O. Analysis and control of a hybrid fuel delivery system for a polymer electrolyte membrane fuel cell[J]. Journal of Power Sources, 2008, 185: 973.
- [5] 张颖颖, 曹广益, 朱新坚. 喷射器在燃料电池阳极循环回收系统中的应用[J]. 电源技术, 2006, 30(2): 121.
ZHANG Yingying, CAO Guangyi, ZHU Xinjian. Study of ejector application in fuel cell anode recirculation system[J]. Chinese Journal of Power Sources, 2006, 30(2): 121.
- [6] 王洪卫, 王伟国. 质子交换膜燃料电池阳极燃料循环方法[J]. 电源技术, 2007, 31(7): 559.
WANG Hongwei, WANG Weiguo. PEMFC anode fuel recirculation method[J]. Chinese Journal of Power Sources, 2007, 31(7): 559.
- [7] Yousfi-Steiner N, Mocotéguya Ph, Candusso D, et al. A review on PEM voltage degradation associated with water management: impacts, influent factors and characterization [J]. Journal of Power Sources, 2008, 183(1): 260.
- [8] Rodatz P, Tsukada A, Mladek M, et al. Efficiency improvements by pulsed hydrogen supply in PEM fuel cell systems[C]// 15th Triennial World Congress. Barcelona: [s. n.], 2002: 1509.
- [9] 索科洛夫 Е Я, 津格尔 Н М. 喷射器[M]. 黄秋云, 译. 北京: 科学出版社, 1977: 17-78.
Соколов Е Я, Бродянский Н М. Ejector[M]. Translated by Huang Qiuyun. Beijing: Science Press, 1977: 17-78.
- [10] 孙淮清, 王建中. 流量测量节流装置设计手册[M]. 2版. 北京: 化学工业出版社, 2005.
SUN Huaqing, WANG Jianzhong. Flow measurement throttling device design handbook [M]. 2nd ed. Beijing: Chemical Industry Press, 2005.
- [11] Chou S K, Yang P R, Yap C. Maximum mass flow ratio due to secondary flower choking in an ejector refrigeration system [J]. International Journal Refrigeration, 2001, 24: 486.