

# 多齿轮缘封严特性的实验

罗翔, 康文武, 全永凯, 杜发荣, 徐国强

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

**摘 要:** 使用气体体积分数法得到了多齿轮缘封严的封严效率分布, 获得封严效率随无量纲封严流量变化规律, 最终拟合得出实验工况下的最小封严流量计算关联式(实验中主流雷诺数为  $1.42 \times 10^5 \sim 3.20 \times 10^5$ , 旋转雷诺数为  $5.27 \times 10^5 \sim 1.36 \times 10^6$ )。通过对二氧化碳体积分数的测量结果表明: 在盘腔内部高半径处封严效率较低, 而低半径处封严效率一直处于较高的水平; 封严效率随封严流量的变化与 Owen 封严效率方程有较好符合度, 说明可以用封严效率方程对多齿轮缘封严进行预测, 实验结果进一步扩展了其应用范围。

**关键词:** 多齿轮缘封严; 燃气入侵; 封严效率; 体积分数法; 最小封严流量

**中图分类号:** V231.3

**文献标志码:** A

## Experiment on multi-tooth rim sealing

LUO Xiang, KANG Wen-wu, QUAN Yong-kai,

DU Fa-rong, XU Guo-qiang

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine

Aero-thermodynamics, School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

**Abstract:** The gas volume fraction method was used to achieve the distribution of the sealing effectiveness of multi-tooth rim sealing, and the sealing effectiveness varied with the non-dimensional sealing flow rate, and finally the correlation of the minimum sealing flow rate was obtained (mainstream Reynold number from  $1.42 \times 10^5$  to  $3.20 \times 10^5$ , rotating Reynold number from  $5.27 \times 10^5$  to  $1.36 \times 10^6$ ). The measurement results of carbon dioxide volume fraction showed that the sealing effectiveness was low at high radius but high at low radius. The changes in the sealing effectiveness with the sealing flow rate agreed well with Owen's sealing effectiveness equations, so the sealing characteristic could be predicted, and the experimental results expanded its application scope.

**Key words:** multi-tooth rim sealing; gas ingestion; sealing effectiveness; volume fraction method; minimum sealing flow rate

燃气入侵是指主流燃气通过轮缘进入盘腔内部的现象。为了防止燃气入侵的发生, 往往要向涡轮盘腔通入冷气, 冷气通常来自于发动机压气机引气。然而, 冷气过多或者过少都会带来不利的影响。冷气过多, 则会从轮缘封严进入主流中, 影响

主流燃气, 从而影响发动机性能; 冷气过少, 则会发生燃气入侵现象, 造成涡轮盘过热, 影响其寿命。因而, 有必要研究刚好不会发生燃气入侵时的封严流量(为体积流量), 即最小封严流量。研究燃气入侵时封严效率分布, 确定发动机的最小封严

**收稿日期:** 2015-04-21

**作者简介:** 罗翔(1973—), 男, 教授, 博士, 研究领域为航空发动机旋转部件的流动与换热。

**引用格式:** 罗翔, 康文武, 全永凯, 等. 多齿轮缘封严特性的实验[J]. 航空动力学报, 2017, 32(1): 8-13. LUO Xiang, KANG Wenwu, QUAN Yongkai, et al. Experiment on multi-tooth rim sealing[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(1): 8-13.

流量,对于防止燃气入侵的发生以及兼顾发动机性能,都具有重要的意义。

燃气入侵由于入侵机理的不同通常分为旋转诱导入侵、外环诱导入侵以及联合诱导入侵。早期的研究多以旋转诱导入侵为主, Bayley 和 Owen<sup>[1]</sup>首先通过对一个具有简单轴向间隙的转静盘腔系统进行实验研究,发现盘腔宽径比对最小封严流量没有影响,同时得到了用于阻止燃气入侵的最小封严流量的线性公式。Phadke 和 Owen<sup>[2]</sup>研究了具有不同径向距离的几个封严结构,同样得到了最小封严流量和旋转雷诺数之间的线性关系。Chew 等<sup>[3-4]</sup>用半经验方法得到了不同封严形式下最小封严流量的计算式。但是以上的研究都没有考虑主流压力的不对称性(通常会产生外环诱导入侵)。

最早由 Campbell, Abe 等<sup>[5-6]</sup>提出主流周向压力不对称产生对盘腔的燃气入侵,并进行了实验验证。而后,研究外环压力的不对称性成为了研究的主流。Phadke 等<sup>[7-8]</sup>利用设置在主流通道内的非均匀蜂巢网格产生的外环非对称压力的情况下,研究了燃气入侵的现象。结果表明最小封严流量与外环压力差的大小密切相关,并得出了相应的经验关系式。Chew 等<sup>[9]</sup>显示对于没有动叶的转静系统,在不同的周向压力情况下,测量的封严效率依赖于导流叶片尾迹的静压分布。Bohn 等<sup>[10-12]</sup>验证了简单封严结构的封严效率会随动叶的存在而降低,并提出了新的近似决定最小封严流量的方法,只要得到主流和封严环的结构,就可以估算出最小封严流量。Owen<sup>[13-16]</sup>建立了基于无黏动量方程的孔板理论来预测燃气入侵时的封严效率。其中,孔板理论模型是指将轮缘封严简化成没有厚度的环,在燃气入侵的过程中,流入盘腔和流出盘腔的气体通过各自流管流经环的不同的部分。用该模型得到了封严流量和封严效率的关系式(封严效率方程),并预测了最小的封严流量。然而,国内外对于发动机中多采用的多齿轮缘封严结构特性的研究相对较少,也没有最小封严流量关联式作为参考,因此有必要研究多齿轮缘的封严特性,进而为发动机封严结构设计提供参考。

本文采用示踪粒子体积分数的方法研究了5个主流雷诺数:  $1.42 \times 10^5$ ,  $1.89 \times 10^5$ ,  $2.36 \times 10^5$ ,  $2.83 \times 10^5$ ,  $3.20 \times 10^5$ , 6个旋转雷诺数:  $5.27 \times 10^5$ ,  $6.33 \times 10^5$ ,  $7.91 \times 10^5$ ,  $8.97 \times 10^5$ ,  $10.5 \times 10^5$ ,  $1.36 \times 10^6$  时多齿轮缘封严效率的分布,以及封严效率随封严流量的变化,最后得到了

实验工况下的最小封严流量。

## 1 实验装置和测试方法

实验在北京航空航天大学实验台上进行,图1表示了实验台的结构示意图。其中,封严冷气(图中蓝色箭头)采用中心进气方式,主流(图中红色箭头)由外环通道进入。

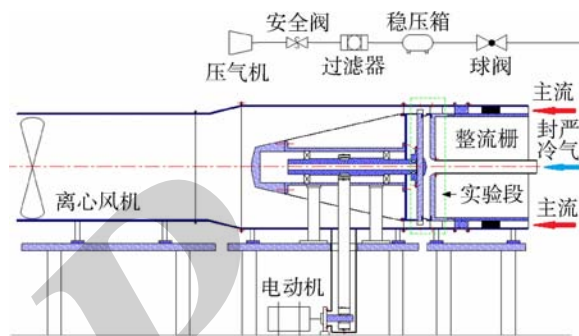


图1 实验台结构图

Fig. 1 Overall layout of the experimental system

### 1.1 实验装置整体参数

在图1中,主流由一个离心风机提供,最大流量为  $38200 \text{ m}^3/\text{h}$ ,压力范围为  $2300 \sim 3530 \text{ Pa}$ ,转速为  $2300 \text{ r/min}$ 。该离心风机由功率为  $55 \text{ kW}$  的直流电动机带动,并通过数字直流控制柜调节流量和压力。主流流速通过在实验段前段,整流栅后布置总压、静压测点获得,并在实验前使用热线风速仪对测量总静压差法获得的速度进行标定,使得此方法获得的速度值相对误差为  $2\%$  以内。

封严气体由一个  $75 \text{ kW}$  的压气机提供,该压气机可提供的最大压力为  $861.26 \text{ kPa}$ (表压),最大流量为  $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ 。空气经压气机压缩后,储存在储气罐中;当空气用量很大时,压气机可连续工作;压缩空气由管道输送至实验室内的稳压箱内进行稳压,以减小空气流动时的波动对实验的影响。通过玻璃转子流量计测量得到封严冷气的体积流量,通过水银温度计测量环境温度,最后得到封严流量。

实验台转盘设计转速为  $3000 \text{ r/min}$ ,主流通道高为  $20 \text{ mm}$ ,转子半径  $b$  为  $267 \text{ mm}$ ,实验台下部安装有一台交流电动机,用于平衡和控制转盘的转速,传动方式为带传动。转盘上方安装59个动叶片,静盘上方安装32个导叶叶片,以模拟真实情况下燃气入侵现象,叶片是由真实发动机放小数倍得到。

### 1.2 测试部分结构

图2是在现有实验台尺寸条件下,以发动机

常采用的多齿封严为根据设计的封严结构. 实验段盘腔分为3个部分:腔1、腔2、腔3,而封严环处具有多个封严齿,故本文称该结构为多齿轮缘封严. 封严结构中最小的封严间隙是2 mm,封严间隙比  $G_c=0.0075$  ( $G_c=s_c/b$ ,  $s_c$  是径向的最小封严间隙),转盘和静盘之间的间隙比  $G=0.0851$  ( $G=s/b$ ,其中  $s$  是转子和静子之间的轴向距离).

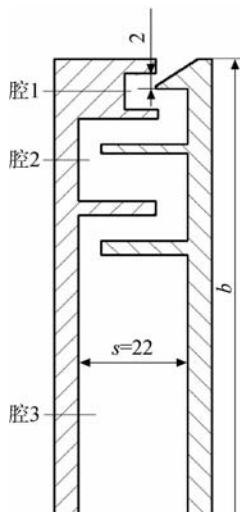


图2 封严结构(单位:mm)

Fig. 2 Sealing structure (unit:mm)

## 2 实验方案

### 2.1 测点布置

实验中涡轮静叶会导致主流通道的周向不均匀压力差. 为分析周向压力非均匀性影响,在静叶尾缘下游位置,距离静叶4 mm处沿周向均匀布置7个静压测点,如图3所示. 静压测点刚好覆盖一个叶片通道,并通过软管连接到多通道采集箱中,使用压力传感器(ROSEMOUNT3051S)进行测量.

在外机匣和静盘壁面上布置了一系列测点来获得相关实验数据. 在静盘壁面  $r/b=0.79\sim 0.97$  处布置10个体积分数测点( $r$ 为测点所在位置到中心轴的距离),在外机匣上导叶上游位置10,15 mm处布置压力测点,测点分布如图4所示. 其中P代表静压测点,AP代表总压测点,C代表示踪粒子二氧化碳体积分数测点,图中C/P表示该测点既可以测量压力又可测量体积分数.

### 2.2 测试方法

本文对封严效率的测量采用气体体积分数的方法. 实验中气体体积分数法是将二氧化碳气体

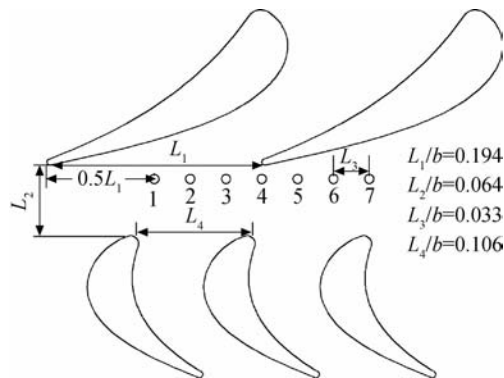


图3 导叶尾缘静压测点布置

Fig. 3 Arrangement of static pressure measuring points on trailing edge of guide vane

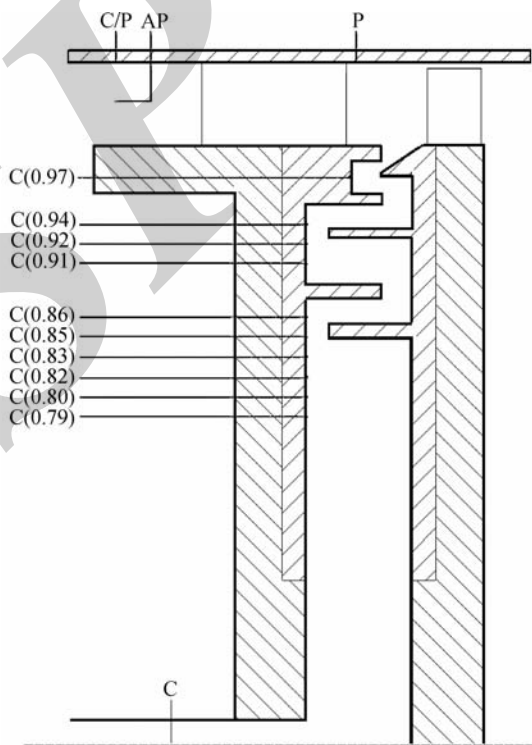


图4 壁面体积分数测点

Fig. 4 Measuring volume fraction points on the wall

与封严流共同通入到气罐中,得到混合均匀的封严流,分析其在盘腔内部的体积分数分布,用  $\varphi$  表示测点处的二氧化碳体积分数,  $\varphi_\infty$  代表主流二氧化碳体积分数,  $\varphi_0$  为射流入口二氧化碳体积分数. 当  $r/b=0.97$  处的封严效率为99%时,认为此时的封严流量为最小封严流量.

得到封严流阻止外部气体进入盘腔的封严效率  $\epsilon$  为

$$\epsilon = \frac{\varphi - \varphi_\infty}{\varphi_0 - \varphi_\infty} \quad (1)$$

实验采用 GXH-3010E 红外线分析仪来测量

气体体积分数. 转盘转速测量使用的是漫射型红外光电传感器,并由 YK-23 型智能转速表显示转速.

2.3 实验过程

实验开始之前,使用压力校准仪对测试通道进行气密性检查. 实验过程中,在封严冷气中通入 1% 的二氧化碳作为示踪气体,主流气体来源于环境大气,并时时测量其二氧化碳体积分数. 取旋转雷诺数  $Re_\phi = 5.27 \times 10^5$  ( $Re_\phi = \Omega b^2 / \nu$ , 其中  $\nu$  为空气的运动黏度,  $\Omega$  为转子转速), 主流雷诺数为  $Re_w = 2.36 \times 10^5$  ( $Re_w = Ub / \nu$ , 其中  $U$  是主流通道内主流速度)进行重复性实验,测得在该工况下,两次实验最小封严流量变化在 3% 以内.

3 结果和分析

3.1 封严效率分布

图 5 所示为在无量纲封严流量  $C_w = 1764$ ,  $1470$  ( $C_w = q_v / \nu b$ ,  $q_v$  是封严流量)两种情况下,测得  $Re_\phi = 5.27 \times 10^5$  和  $Re_w = 1.42 \times 10^5$  时,封严效率沿静盘壁面的分布情况. 从图 5 可以看出,随着  $C_w$  的增加,腔 1、腔 2、腔 3 中封严效率整体提高. 当燃气入侵发生时,静盘壁面的封严效率随着半径的增大而减小,相同腔内封严效率变化不大,而不同腔内封严效率变化较大,特别是腔 2、腔 3 与腔 1 之间. 由于腔 1 靠近主流,最先与主流发生掺混,导致封严效率低,而腔 2、腔 3 离主流较远,只有少量主流进入到腔 2、腔 3 中发生掺混,因而封严效率比腔 1 的封严效率高.

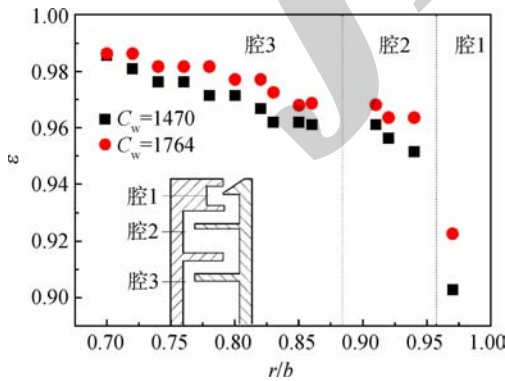


图 5 封严效率随半径的变化规律

Fig. 5 Variation of sealing effectiveness with radius

3.2 封严效率随封严流量的变化

为了分析腔 1、腔 2、腔 3 中封严效率随封严流量的变化,选取静盘上处于 3 个不同腔中 3 点  $r/b = 0.97, 0.94, 0.86$  处的封严效率来指代 3 个

腔内封严效率,以获得 3 个腔内的封严效率与  $C_w$  的关系. 图 6 所示为 3 个测点的封严效率随  $C_w$  ( $C_w = 1500 \sim 5200$ ) 的变化情况.

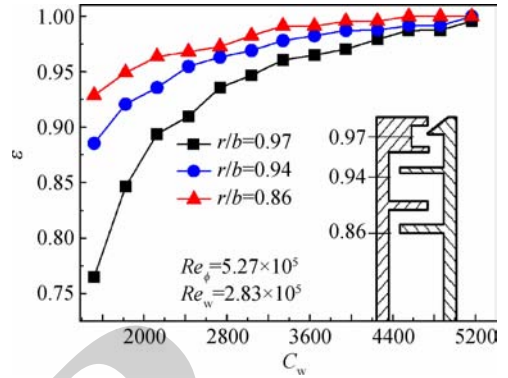


图 6 封严效率随  $C_w$  的变化

Fig. 6 Variation of sealing effectiveness with the  $C_w$

从图 6 中可以看出,随着  $C_w$  的增加,封严效率提高,特别是在  $r/b = 0.97$  处封严效率增加明显. 从图 6 中可知,腔 2、腔 3 内的封严效率在低  $C_w$  的时,已处于较高的水平,因而在  $r/b = 0.94, 0.86$  处封严效率随  $C_w$  变化不大,但也随着封严流量的增加而提高.

Phadke 等<sup>[8]</sup> 根据入侵机理的不同将燃气入侵主要分为旋转诱导入侵(RI)、外环诱导入侵(EI)、联合诱导入侵(CI)3 种类型. 根据 Owen 的理论,主流速度较小时,旋转诱导入侵起主导作用;主流速度很大时,外环诱导入侵起主导作用;而当旋转诱导入侵与外环诱导入侵作用相当时,则处于联合诱导入侵. Phadke 等对燃气入侵现象采用孔板模型进行了理论预测,其结果对于静盘单齿与静盘双齿都进行了很好的预测,但对于静盘与动盘多齿则没有进行预测. 因此,选取主流雷诺数最大的工况 ( $Re_w = 3.20 \times 10^5$ ) 进行实验结果与理论结果的对比,以考查孔板模型是否适用与多齿封严.

为了判断该工况是否处于外环诱导入侵,假定实验工况是旋转诱导入侵占主导. 利用文献[1]中旋转诱导燃气入侵的 Baylay-Owen 公式计算该工况下的  $C_{w,min,ri}$

$$C_{w,min,ri} = 0.61 G_c Re_\phi = 2411 \leq \frac{1}{2} C_{w,min} \quad (2)$$

式中最小封严流量  $C_{w,min} = 4856$ .

Owen 等<sup>[15]</sup> 提出当最小封严流量达到处于旋转诱导燃气情况下所需值 2 倍以上时,可认为此时发生的入侵主要是外环诱导燃气入侵,因此本

文认为此时的入侵方式主要是外环诱导入侵. 将实验得到的  $C_{w, \min}$  转化为无量纲流量参数  $\Phi_{\min, ei} = 0.206(\Phi_{\min, ei} = C_{w, \min} / (2\pi G_c Re_\phi))$ , 并试取  $\Gamma_c$  ( $\Gamma_c$  表示了由于封严导致的流动损失) 代入外环诱导封严效率方程(3)中<sup>[15, 17]</sup>得到图7.

$$\frac{\Phi_o}{\Phi_{\min, ei}} = \frac{\epsilon}{[1 + \Gamma_c^{-2/3} (1 - \epsilon)^{2/3}]^{3/2}} \quad (3)$$

从图7中可以看出, 当  $\Gamma_c = 0.763$  时理论曲线和实验值有较好的符合度, 说明理论推导的封严效率方程对于多齿轮缘封严依然适用, 且无量纲流量参数  $\Phi$  和  $\Gamma_c$  与封严结构有关.

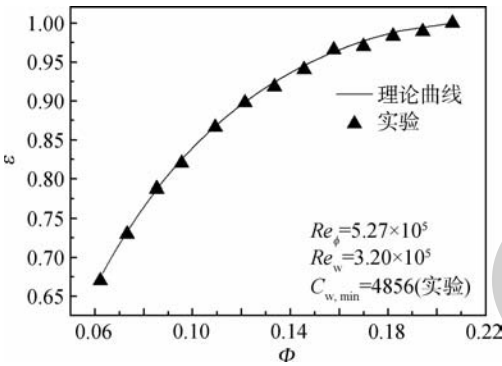


图7 理论计算的封严效率和实验的对比

Fig. 7 Comparison of sealing effectiveness between theoretical and experimental results

### 3.3 最小封严流量规律的总结

如图8所示, 在不同主流雷诺数和旋转雷诺数条件下, 随着旋转雷诺数或主流雷诺数的增大, 最小封严流量( $C_{w, \min}$ )增加. 主要的原因是旋转速度变化会改变盘腔内部的压力, 主流速度变化会改变盘腔外部压力: 一方面旋转速度增加会使盘腔内部压力降低; 另一方面主流速度增加会使静

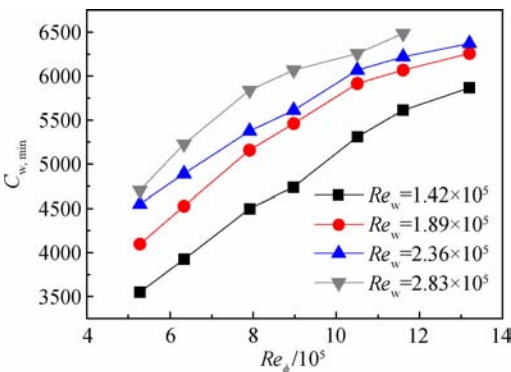


图8 实验得到的最小封严流量

Fig. 8 Experimental results of minimum sealing flow rate

叶尾迹后压力非均匀性变大. 因此, 旋转速度和主流速度的增加都会引起更大燃气入侵.

从图8中可知, 在封严结构确定的情况下, 最小封严流量的确定主要取决于旋转雷诺数  $Re_\phi$  和主流雷诺数  $Re_w$ . 主流通道内压力的非均匀性是影响最小封严流量的原因之一<sup>[18]</sup>.

定义导叶通道下游压力不均性参数  $\Delta C_p$  为式(4)

$$\Delta C_p = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{0.5 \rho \Omega^2 b^2} \quad (4)$$

其中  $p_{\max}$  和  $p_{\min}$  是导叶下游处静压的最大值和最小值.

图9所示为  $Re_\phi = 5.27 \times 10^5$  时实验测得尾迹处静压  $p$  的无量纲化后的分布图, 其中  $\Delta C_p$  对应曲线由式(4)计算所得. 由图9可知, 随着主流雷诺数的增大, 导叶下游处静压降低, 同时压力不均匀程度变大. 可见, 主流通道内压力非均匀性与主流雷诺数的大小密切相关.

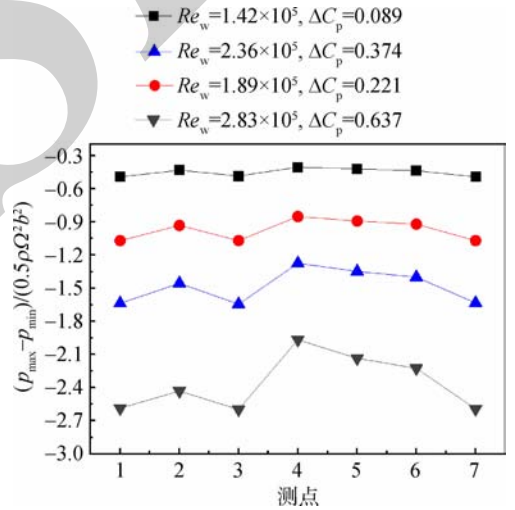


图9 导叶下游静压分布

Fig. 9 Distribution of static pressure over guid vane

为了进一步分析旋转速度和主流速度对最小封严流量  $C_{w, \min}$  的影响, 将图9中  $C_{w, \min}$  进行关联式拟合, 得到关联式(5)

$$\frac{C_{w, \min} + 2.21 G_c \Delta C_p^{0.2} Re_\phi}{G_c Re_w^{0.5}} = 0.0045 Re_\phi + 938 \quad (5)$$

如图10所示, 在实验工况下关联式拟合的结果与实验有较好的符合度. 因而, 可由关联式(5)求得封严效率方程(3)中的  $\Phi_{\min, ei}$ , 获得封严效率方程解析式.

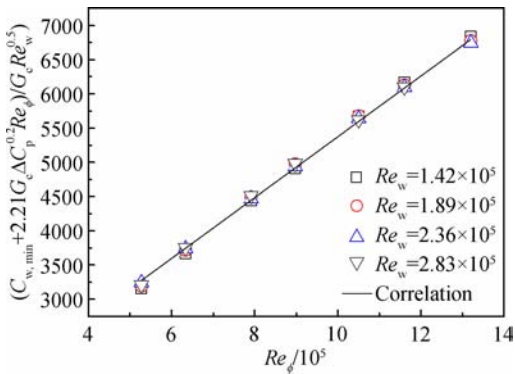


图 10 拟合公式与实验结果对比

Fig. 10 Comparison between the correlation equation and experimental results

4 结 论

本文使用示踪粒子体积分数法对多齿轮缘封严结构的燃气入侵现象进行了研究,得到结论如下:

- 1) 由多齿轮缘封严结构的封严分布可以看出,腔 1 的封严效率较低,而腔 2、腔 3 一直处于较高的水平,多齿封严的存在使腔 2、腔 3 封严效率得到了显著提高。
- 2) 由多齿轮缘封严的实验结果与理论计算对比表明,Owen 的封严效率方程对多齿轮缘封严的预测仍然适用,实验结果扩展了其应用范围。
- 3) 将不同主流雷诺数和旋转雷诺数的最小封严流量进行关联式拟合,得到了最小封严流量的关联式(5)。

参考文献:

[ 1 ] Bayley F J, Owen J M. The fluid dynamics of a shrouded disc system with a radial outflow of coolant[J]. Journal of Engineering for Power, 1970, 92(2): 335-341.

[ 2 ] Phadke U P, Owen J M. An investigation of ingress for an “air cooled” shrouded rotating disk system with radial clearance seals[J]. Journal of Engineering Power, 1983, 105(1): 178-182.

[ 3 ] Chew J W. A theoretical study of ingress for shrouded rotating disc systems with radial outflow[R]. ASME Paper 1989-GT-187, 1989.

[ 4 ] Chew J W, Dadkhah S, Turner A B. Rim sealing of rotor-stator wheel spaces in the absence of external flow[R]. ASME Paper 1991-GT-33, 1991.

[ 5 ] Campbell D A. Gas turbine disc sealing system design[R]. AGARD 1978-CP-237, 1978.

[ 6 ] Abe T, Kikuchi J, Takeuchi H. An investigation of turbine disc cooling[R]. CIMAC Congress Paper 1979-GT-30, 1979.

[ 7 ] Phadke U P, Owen J M. Aerodynamic aspects of the sealing of gas-turbine rotor-stator system; Part 2 the performance of simple seals in a quasi-axisymmetric external flow[J]. International Journal Heat Fluid Flow, 1988, 9(2): 106-112.

[ 8 ] Phadke U P, Owen J M. Aerodynamic aspects of the sealing of gas-turbine rotor-stator system; Part 3 the effect of non-axisymmetric external flow on seal performance[J]. International Journal Heat Fluid Flow, 1988, 9(2): 113-117.

[ 9 ] Chew J W, Green T, Turner A B. Rim sealing of rotor-stator wheel spaces in the presence of external flow[R]. ASME Paper 1994-GT-126, 1994.

[ 10 ] Bohn D, Rudzinski B, Sürken N, et al. Experimental and numerical investigation of the influence of rotor blades on hot gas ingestion into the upstream cavity of an axial turbine stage[R]. ASME Paper 2000-GT-284, 2000.

[ 11 ] Bohn D E, Decker A, Hongwei M, et al. Influence of sealing air mass flow on the velocity distribution in and inside the rim seal of the upstream cavity of a 1.5 stage turbine [R]. ASME Paper 2003-GT-38459, 2003.

[ 12 ] Bohn D, Wolff M. Improved formulation to determine minimum sealing flow for different sealing configurations[R]. ASME Paper 2003-GT-38465, 2003.

[ 13 ] Owen J M. Prediction of ingestion through turbine rim seals; Part I rotationally induced ingress[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(3): 031005. 1-031005. 9.

[ 14 ] Owen J M. Prediction of ingestion through turbine rim seals; Part II externally induced and combined ingress[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(3): 031006. 1-031006. 9.

[ 15 ] Owen J M, Zhou K, Pountney O, et al. Theoretical prediction of ingress through turbine rim seals; Part I externally induced ingress[J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(3): 031012. 1-031012. 8.

[ 16 ] Zhou K, Wood S N, Owen J M, et al. Statistical and theoretical models of ingestion through turbine rim seals[R]. ASME Paper 2011-GT-45139, 2011.

[ 17 ] Sangan C M, Pountney O J, Scobie J A et al. Experimental measurements of ingestion through turbine rim seals; Part 3 single and double seals[J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(2): 051011. 1-051011. 11.

[ 18 ] Hamabe K, Ishida K. Rim seal experiments and analysis of a rotor-stator system with non-axisymmetric main flow [R]. ASME Paper 92-GT-160, 1992.

(编辑:陈 越)