

文章编号:1000-8055(2012)10-2180-08

直齿直通式篦齿封严计算模型

吴 宏, 李 澎, 陶 智

(北京航空航天大学 能源与动力学院

航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 基于流体网络法,集成大量的计算流体力学数值模拟数据,完成对直齿直通式篦齿封严的计算模型的开发,并采用商业软件 Flowmaster GT 版对其进行验证,结果表明:该模型对于直齿直通式篦齿封严的模拟准确度较高,对于包含超声速壅塞流动下的各种流动状态具有较广的适用性,只需基本的几何特征参数并定义进出口边界条件即可进行模拟,计算收敛性好,而且对于非直齿式的直通式封严结构也具有一定的适用性,因此可以作为二次空气系统一维数值仿真的标准化模型使用。

关 键 词: 篦齿封严; 壅塞流动; 流量系数; 动能传递因子; 二次空气系统

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Rectangular tooth straight through labyrinth seal analytical model

WU Hong, LI Peng, TAO Zhi

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100191, China)

Abstract: The main destination was to develop the analytical model of rectangular tooth straight through labyrinth seal based on fluid network method. Plenty of computational fluid dynamics simulation data was integrated, and the model was verified by commercial software Flowmaster GT version. The results show that the analytical model developed has high precision, and can be used under complicated conditions including super-sonic flow. Only geometric features and boundary conditions are required for modeling, convergence performs well, and straight through seals with different shapes can be modeled as well. Thus, it can be used as a standard model in secondary air system simulation widely.

Key words: labyrinth seal; choked flow; flow coefficient, carry-over factor;
secondary air system

符号表

S	篦齿齿距(mm)	N	篦齿齿数
C	封严间隙(mm)	W	齿顶宽度(mm)
D	轴径(mm)	p_1^*	入口总压(Pa)
A	过流面积 $A = \pi DC / 10^6$ (m ²)	p_2^*	出口总压(Pa)
$\dot{m}$	质量流量(kg/s)	p_1	入口静压(Pa)

收稿日期: 2011-12-29

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20121015.1020.201210.2180_015.html

基金项目: 国家自然科学基金(51176004)

作者简介: 吴宏(1971—),男,福建浦城人,副教授,博士,主要从事航空发动机热端部件冷却研究。

p_2	出口静压(Pa)	κ	比热比
T_1^*	入口总温(K)	R	气体常数
T_2^*	出口总温(K)	ρ_1	入口密度(kg/m ³)
T_1	入口静温(K)	ρ_2	出口密度(kg/m ³)
T_2	出口静温(K)	Ma_1	入口马赫数
R_1	入口旋转半径(m)	Ma_2	出口马赫数
R_2	出口旋转半径(m)	γ	动能传递因子
μ	动力黏度(Pa·S)	χ	动能传递分数
Re	雷诺数, $Re = \frac{\dot{m} \cdot (2C \times 0.001)}{\mu \cdot A}$	ω	旋转角速度(r/min)
α	平均流量系数	R_{crit}	临界压比
α_c	壅塞流量系数	R_{corr}	修正压比
ψ	膨胀系数	p_{sr}	涡旋压升(Pa)

篦齿封严作为二次空气系统中常用的密封结构,被广泛应用于各种类型的航空发动机,其封严特性的稳定也直接影响着发动机的整体性能。对于直通式篦齿封严,动能耗散是通过一系列并行排布的篦齿及篦齿间的小容腔来实现的,当气流通通过篦齿时,一部分压头转换为动能,以更高的流速进入下游篦齿间的小容腔,由于湍流及黏性的综合效应,这部分动能被逐渐耗散,最终达到目标密封效果。直通式篦齿封严由于便于制造和安装而被广泛应用。国内外对于篦齿封严的研究已经开展了较多的试验和数值仿真,徐再清等^[1]通过数值仿真得到直通式和交错式篦齿齿腔中的流场分布,并考察了压比、齿数、缝隙比等因素对密封效果的影响。赵海刚等人^[2]通过多种工况的计算分析,得到了雷诺数、齿顶宽、缝隙比对篦齿性能的影响规律。王鹏飞等人^[3]通过实验和数值仿真对比,发现篦齿流量系数随压比、相对封严间隙以及转速的变化规律。Ditmann M 等人^[4]通过实验考察了预旋效应对旋转部件流量系数的影响。Denecke J^[5]等探索了篦齿封严的无量纲分析方法。由于试验或仿真的条件有限,针对篦齿封严均未能提出一个较为直观的通用模型,实用性不够强。在国内外日益关注的二次空气系统仿真中,一个准确而直观的通用模型显得尤其重要。本文将结合已有经验及仿真数据,采用流体网络法^[6]对直齿直通式篦齿封严的数学模型进行开发,并通过 CFD 仿真将篦齿的特性数据封装到模型之中。单个篦齿的流量系数除了考虑几何特征的影响之外,还考虑了流动参数的影响^[7],其参数在本文中通过 CFD 模拟获取。动能传递因子由篦齿几何特

征与流动参数共同决定^[8]。除此之外,涡旋压升以及超声速状态下的壅塞流动均为该模型需要考虑的内容。开发完成之后的模型集成了大量的 CFD 模拟数据,适用于具有不同几何特征的直齿直通式篦齿封严,且具有良好的收敛性,采用燃气轮机领域通用的内流系统商业软件 Flowmaster GT 版对其进行验证,结果表明:对于绝大多数计算工况,该模型的计算结果都与 Flowmaster 模型吻合较好,而由于考虑了流动参数对动能传递因子的影响,该模型的计算结果更加准确可靠。尤其在概念设计阶段,设计人员只需基本的几何特征参数便可快速进行设计方案的甄选,相对于 CFD 计算而言,大大提高了工作效率并拓宽了设计思路。

1 篦齿封严模型

直齿直通式篦齿封严的几何结构如图 1 所示,本文所涉及的各参数的物理意义和单位如下所示,篦齿封严的过流通道为圆环形,圆环内径为轴径,外径为轴径与 2 倍的封严间隙之和,特征尺寸为 2 倍的封严间隙。

模型充分考察了直通式封严结构的涡旋效应、几何特征、流动状态对密封性能的影响。

1.1 涡旋压升

涡旋用来描述气体动能中切向部分的分量,由于这部分动能的存在,篦齿封严的密封效果会受到影响。不论气流的流动方向如何,涡旋造成的压升总是体现在旋转半径较小的一侧,并影响到进出口的压比。当进口半径 R_1 小于出口半径 R_2 时,进出口压比 p_1^*/p_2^* 受涡旋影响而增大,流量增加,密封性能减弱;反之,当进口半径 R_1 大于出

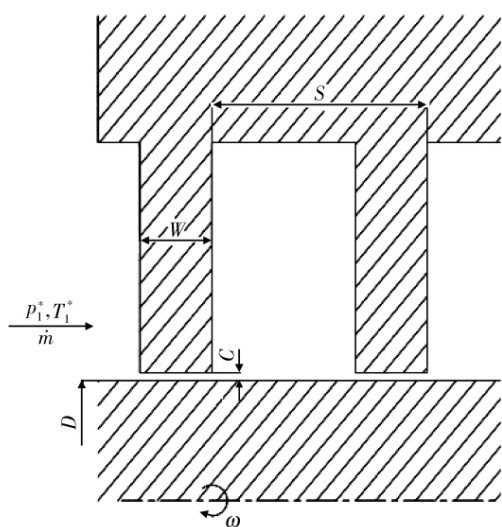


图 1 直通式迷宫封严结构示意图

Fig. 1 Sketch of straight through labyrinth seal

口半径 R_2 时,进出口压比 p_1^*/p_2^* 受涡旋影响而减小,流量降低,密封性能增强. 涡旋压升 p_{sr} 由转速 ω 以及进出口旋转半径共同决定. 计算公式如下所示^[9]:

$$p_{sr} = \frac{\bar{\rho}}{4} \left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{R_1 - R_2} \right)^2 (R_2^4 - R_1^4) - \frac{2\bar{\rho}}{3} \left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{R_1 - R_2} \right) \left[\left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{R_1 - R_2} \right) R_1 - \omega_1 \right] (R_2^3 - R_1^3) + \frac{\bar{\rho}}{2} \left[\left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{R_1 - R_2} \right) R_1 - \omega_2 \right]^2 (R_2^2 - R_1^2) \quad (1)$$

在公式(1)中, $\bar{\rho}$ 代表进出口的平均密度, ω_1 和 ω_2 分别代表进出口的旋转角速度. 对于迷宫封严来说, $\omega_1 = \omega_2 = \omega$, 因此公式(1)可简化为

$$p_{sr} = \frac{\bar{\rho}}{2} \omega^2 (R_2^2 - R_1^2) \quad (2)$$

1.2 控制方程

在亚声速流动状态下,直通式迷宫封严的数学模型如下所示^[10]:

$$\frac{\dot{m} \sqrt{RT_1^*}}{p_1^* A \alpha} = \phi \gamma \quad (3)$$

其中膨胀系数 ϕ 由迷宫齿数 N 及进出口总压共同决定,齿数 N 对迷宫封严特性的影响是通过该系数体现的^[11].

$$\phi = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^2}{N - \ln \left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)}} \quad (4)$$

在旋转状态下,涡旋压升的影响不可忽略,尤其是在高转速状态下. 当 $R_1 < R_2$ 时

$$\frac{\dot{m} \sqrt{RT_1^*}}{(p_1^* + p_{sr}) A \alpha} = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_2^*}{p_1^* + p_{sr}} \right)^2}{N - \ln \left(\frac{p_2^*}{p_1^* + p_{sr}} \right)}} \gamma \quad (5)$$

当 $R_1 \geq R_2$ 时

$$\frac{\dot{m} \sqrt{RT_1^*}}{p_1^* A \alpha} = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_2^* + p_{sr}}{p_1^*} \right)^2}{N - \ln \left(\frac{p_2^* + p_{sr}}{p_1^*} \right)}} \gamma \quad (6)$$

在直通式迷宫齿封严的模拟中,获取准确的平均流量系数 α 与动能传递因子 γ 尤其重要.

对于迷宫的换热,可以采用已有的经验公式进行换算,本文不再探讨.

1.2.1 平均流量系数

本文采用商业软件 SIMERICS 获取单个迷宫齿的流量系数,图 2 所示为简化后的 CFD 计算模型,通过自适应二叉树方法划分网格^[12]. 在不同出口流速下,通过改变间隙通道的长宽比 W/C ($0.1 \sim 35$),考察其对阻力特性的影响.

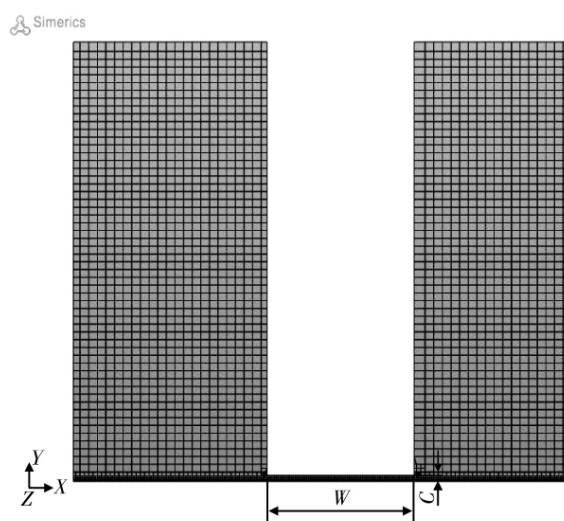


图 2 单个封严齿 CFD 计算模型

Fig. 2 CFD model of single sealing point

根据流量系数的定义

$$\alpha = \frac{\dot{m}}{A \sqrt{2 \Delta p \rho}} \quad (7)$$

其中 Δp 反映的是间隙进出口处的平均压差,通过在流体域中间隙进出口的中心位置添加探针来读取,如图 3 中标记位置所示,得到在不同流动雷诺数下单个封严齿的阻力特性. 最终得到不同工况下的流量系数如图 4 所示.

从计算结果中可以看到,在几何尺寸不变的情况下,随着流动雷诺数的提高,封严齿的流量系

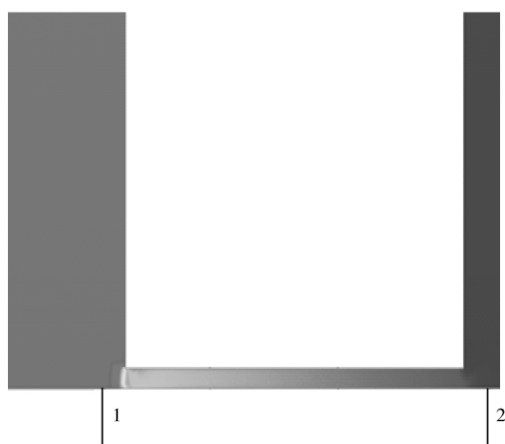


图 3 单个封严齿压力云图

Fig. 3 Pressure distribution schematic of single sealing point

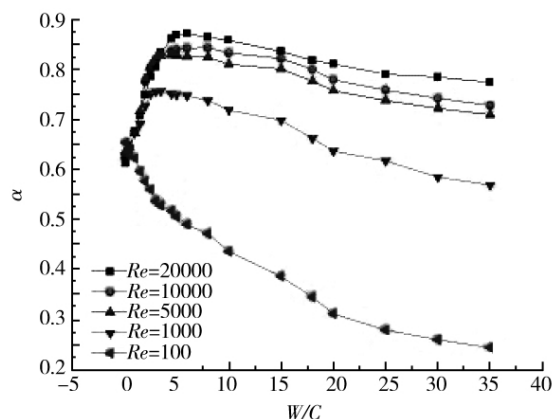


图 4 单个封严齿流量系数计算结果

Fig. 4 Flow coefficient results of single sealing point

数逐渐增大,当雷诺数大于 5 000 时,封严齿的阻力特性则主要由间隙通道的几何特征决定,随着间隙长宽比 W/C 的增大,流量系数先增大后减小.当雷诺数小于 5 000 时,封严齿的阻力特性除受 W/C 影响之外,受流动参数的影响也较大,最终得到的流量系数是由 W/C 和雷诺数共同决定的一组曲面.

1.2.2 动能传递因子

在文献[13]中,不考虑流动参数的情况下,动能传递因子与动能传递分数的关系如下:

$$\gamma = \sqrt{\frac{1}{1-\chi}} \quad (8)$$

动能传递分数 χ 完全由篦齿的几何特征决定.

$$\chi = \frac{N-1}{N} \frac{\frac{C}{S}}{\frac{C}{S} + 0.02} \quad (9)$$

而在文献[14]中,直齿齿腔动能传递因子除了考虑篦齿的几何特征外,还考虑了流动参数的影响.

$$\gamma = \left[1 - 6.5 \left(\frac{C}{S} \right) - 8.638 \left(\frac{C}{S} \right) \left(\frac{W}{S} \right) \right] \cdot (Re + R_0) \left[2.454 \left(\frac{C}{S} \right) + 2.268 \left(\frac{C}{S} \right) \left(\frac{W}{S} \right)^{1.673} \right] \quad (10)$$

其中

$$R_0 = \left[1 - 6.5 \left(\frac{C}{S} \right) - 8.638 \left(\frac{C}{S} \right) \left(\frac{W}{S} \right) \right] \cdot \left[\frac{-1}{2.454 \left(\frac{C}{S} \right) + 2.268 \left(\frac{C}{S} \right) \left(\frac{W}{S} \right)^{1.673}} \right] \quad (11)$$

该方法适用于 $0.0075 < C/S < 0.0375$, $0.0075 < W/S < 0.5$ 以及 $268 < Re < 30\,000$ 的计算工况,对于大多数实际直通式封严来说,具有较广的适用性.

1.3 壅塞流动

由公式(5)和公式(6)可知,随着进口压力的增大,泄漏流量也逐渐增大,需要注意的是,当进出口压比超过一定值,即临界压比 R_{crit} 以后,出口马赫数大于 1 而产生气阻,此时,篦齿封严的泄露流量并不会随着进口压力的提高而显著增加,即产生壅塞现象,泄露流量将由修正压比 R_{corr} 及 R_{crit} 共同决定.

$$\frac{\dot{m} \sqrt{RT_1^*}}{p_1^* A} = R_{corr}^{-1} \alpha_c \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} (R_{crit}^{-\frac{2}{\kappa}} - R_{crit}^{-\frac{(\kappa+1)}{\kappa}})} \quad (12)$$

而修正压比 R_{corr} 描述的是在壅塞流动状态下与正常流动等效的进出口压力比值,因此

$$\gamma \alpha \sqrt{\frac{1 - R_{corr}^{-2}}{N - 1 - \ln(R_{corr}^{-1})}} = R_{corr}^{-1} \alpha_c \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} (R_{crit}^{-\frac{2}{\kappa}} - R_{crit}^{-\frac{(\kappa+1)}{\kappa}})} \quad (13)$$

由膨胀系数 ϕ 的定义可知临界压比 R_{crit} 是由篦齿齿数 N 决定的,在临界状态下 $\phi' = 0$,由此可以确定在不同齿数 N 下对应的临界压比 R_{crit} . 如图 5 所示

当发生壅塞流动时,单个封严齿的流量系数也发生相应改变,采用第 1.2.1 节中的 CFD 模型,计算得到当 $Ma=1$ 时,流量系数 α_c 随间隙通道长宽比 W/C 的变化曲线如图 6 所示.

由此可见,当发生壅塞流动时,间隙通道长宽比对流动的影响要小于非壅塞流动状态.

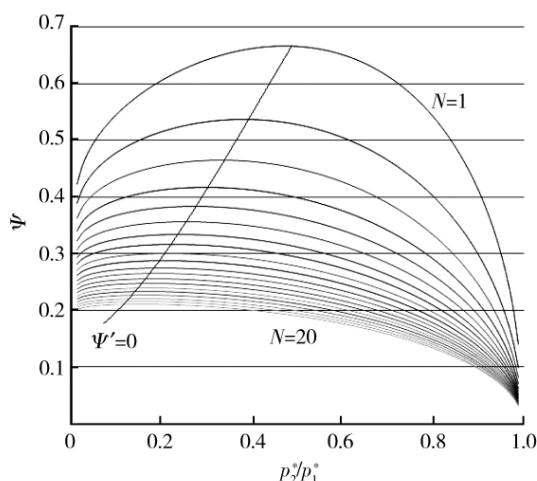


图 5 不同封严齿数及压比下的膨胀系数

Fig. 5 Expansion coefficients under different numbers of sealing points and pressure ratios

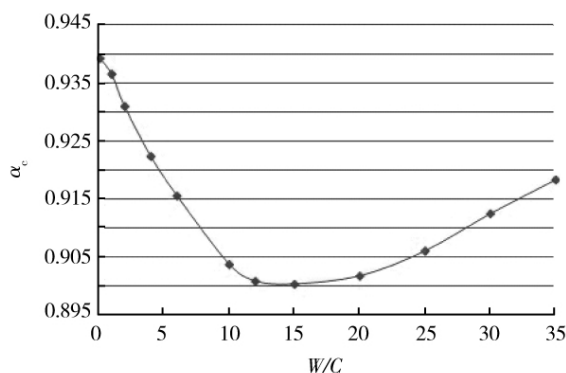


图 6 壅塞流动状态下单个封严齿流量系数

Fig. 6 Flow coefficient of single sealing point under choked flow condition

2 验证计算

2.1 全微分方程

根据全微分理论,可将元件质量流量描述为进出口总压的全微分关系式,如下所示:

$$\Delta \dot{m} = \frac{\partial \dot{m}}{\partial p_1^*} \Delta p_1^* + \frac{\partial \dot{m}}{\partial p_2^*} \Delta p_2^* \quad (14)$$

那么对于非壅塞流动状态下的直通式篦齿封严,当 $R_1 < R_2$ 时, $\frac{\partial \dot{m}}{\partial p_1^*}$ 与 $\frac{\partial \dot{m}}{\partial p_2^*}$ 分别为

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial p_1^*} = \frac{(p_1^* + 2p_{sr})\gamma^2 \alpha^2 A^2}{|\dot{m}| RT_1^* \left[N - \ln \left(\frac{p_2^*}{p_1^* + p_{sr}} \right) \right]} \quad (15)$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial p_2^*} = \frac{-p_2^* \gamma^2 \alpha^2 A^2}{|\dot{m}| RT_1^* \left[N - \ln \left(\frac{p_2^*}{p_1^* + p_{sr}} \right) \right]} \quad (16)$$

当 $R_1 > R_2$ 时, $\frac{\partial \dot{m}}{\partial p_1^*}$ 与 $\frac{\partial \dot{m}}{\partial p_2^*}$ 分别为

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial p_1^*} = \frac{p_1^* \gamma^2 \alpha^2 A^2}{|\dot{m}| RT_1^* \left[N - \ln \left(\frac{p_2^* + p_{sr}}{p_1^*} \right) \right]} \quad (17)$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial p_2^*} = \frac{-(p_2^* + 2p_{sr})\gamma^2 \alpha^2 A^2}{|\dot{m}| RT_1^* \left[N - \ln \left(\frac{p_2^* + p_{sr}}{p_1^*} \right) \right]} \quad (18)$$

而对于壅塞流动状态, $\frac{\partial \dot{m}}{\partial p_1^*}$ 与 $\frac{\partial \dot{m}}{\partial p_2^*}$ 分别为

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial p_1^*} = \frac{AR_{\text{corr}}^{-1} \alpha_c \sqrt{2\kappa (R_{\text{crit}}^{\kappa} - R_{\text{crit}}^{\kappa+1})}}{\sqrt{RT_1^* (\kappa - 1)}} \quad (19)$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial p_2^*} = 0 \quad (20)$$

此外,根据理想气体状态方程,进出口密度 ρ 由进出口静压 p 、静温 T 及气体常数 R 确定.

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (21)$$

基于以上方程组,采用流体网络法对其进行验证,结果表明该模型具有良好的收敛性,可以满足二次空气系统仿真的要求.

2.2 计算工况

作为燃气轮机二次空气系统分析领域的通用商业软件,Flowmaster 具有快速稳定的求解器,并内置了丰富的元件计算模型,如篦齿、旋转孔口等,这些模型大多都是基于国际上最新发布的论文成果为依据的.本文开发的模型采用 Flowmaster GT 版进行验证,Flowmaster 元件库中的直通式篦齿封严元件采用式(3)所示的通用计算模型,流量系数基于大量真实物理实验数据,动能传递分数 χ 完全由篦齿的几何特征决定^[15].

$$\chi = \frac{8.52}{\frac{S-W}{C} + 7.23} \quad (22)$$

为了充分考察篦齿几何特征、流动参数、进出口边界条件及旋转效应对密封性能的影响,计算了在不同进口压力(从 400 kPa 到 2 200 kPa),总温为 635.1 K,以及不同的篦齿几何尺寸(W 为 0.2~2.5 mm; C 为 0.1~0.4 mm; S 为 5~12 mm),以及不同的封严齿数(3~10)下的运行工况.出口总压给定为 3.9 bar (3.9×10^5 Pa),进口旋转半径 $R_1 = 0.08$ m,出口旋转半径 $R_2 = 0.1$ m,轴径 $D = 175$ mm,转速 $\omega = 5000$ r/min.流体工质采用理想干空气.

Flowmaster 验证模型如图 7 所示,直通式篦齿元件参数中,除几何参数外,流量系数及壅塞流量系数均采用 Flowmaster 标准函数库中的特性曲面进行定义,动能传递因子也通过 Flowmaster

内置经验函数获取. 局部损失元件流通面积及损失系数为定值, 用来检验模型的迭代收敛性.

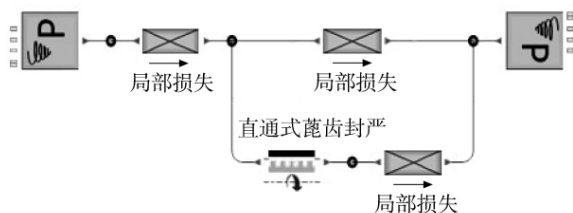


图 7 Flowmaster 验证模型

Fig. 7 Flowmaster model of verification

3 结果分析

在其他参数不变的情况下, 考察进口压力对篦齿流量的影响. 图 8 所示为不同的系统进口压力下篦齿流量计算结果.

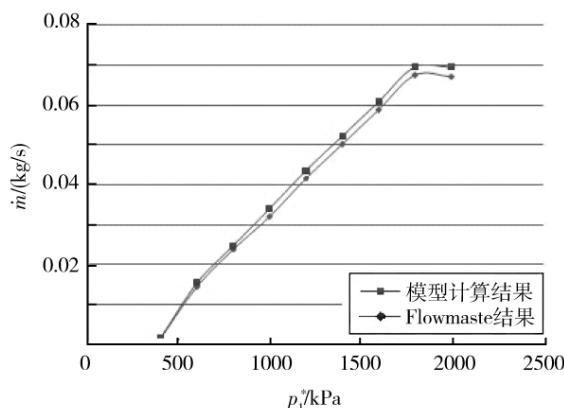


图 8 进口压力对流动的影响

Fig. 8 Effect of inlet pressure on flow

随着入口压力的提高, 直通式篦齿封严的流量也逐渐增加, 当进口压力增大到 2000 kPa 时, 进出口压比超过临界压比而产生“壅塞”现象, 此时泄露流量不但不会因为入口压力的提高而增加, 反而略微降低. 本文所创建的篦齿模型计算结果与 Flowmaster 验证结果最大偏差约为 6.8%.

图 9 显示的是在其他参数不变的情况下, 篦齿齿宽 W 对计算结果的影响, 篦齿齿宽除了影响间隙通道的流量系数外, 还会影响动能传递因子.

随着篦齿齿宽的不断加大, 泄漏流量先增加后减小, 这是综合考虑篦齿齿宽对流量系数和动能传递因子影响效应后得到的计算结果, 对于实际问题的研究具有较高的指导意义. 本文所创建的篦齿模型计算结果与 Flowmaster 验证结果最

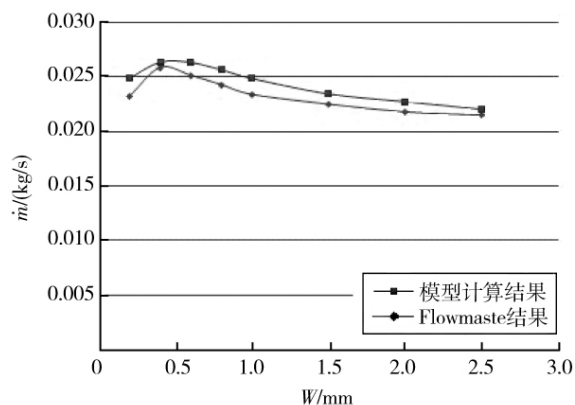


图 9 篦齿齿宽对流动的影响

Fig. 9 Effect of tooth width on flow

大偏差约为 5.7%.

图 10 显示的是封严间隙 C 对泄漏流量的影响, 封严间隙通过影响间隙流量系数与齿腔动能传递因子来影响封严性能.

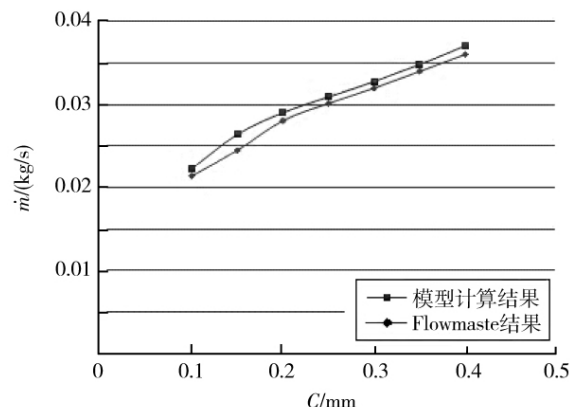


图 10 封严间隙对流动的影响

Fig. 10 Effect of clearance on flow

可见随着封严间隙的不断加大, 泄漏流量也不断增大, 这与我们通常对间隙流动的理解是一致的. 本文所创建的篦齿模型计算结果与 Flowmaster 验证结果最大偏差约为 6.3%.

图 11 显示的是封严齿距 S 对泄漏流量的影响, 封严齿距对间隙流量系数并无影响, 只是因为齿距的改变导致齿腔动能耗散效应的改变而引起动能传递因子发生改变.

随着封严齿距的不断加大, 齿腔内的动能耗散效应不断加强, 导致动能传递因子不断减小, 泄漏流量不断降低. 本文所创建的篦齿模型计算结果与 Flowmaster 验证结果最大偏差约为 4.7%.

图 12 显示的是封严齿数 N 对泄漏流量的影响, 从直通式篦齿封严的数学模型得知, 封严齿数

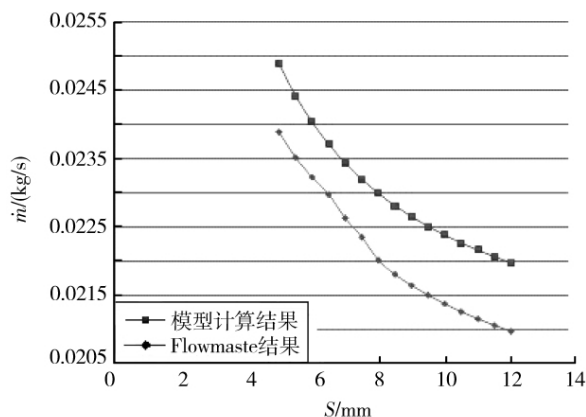


图 11 封严齿距对流动的影响

Fig. 11 Effect of pitch on flow

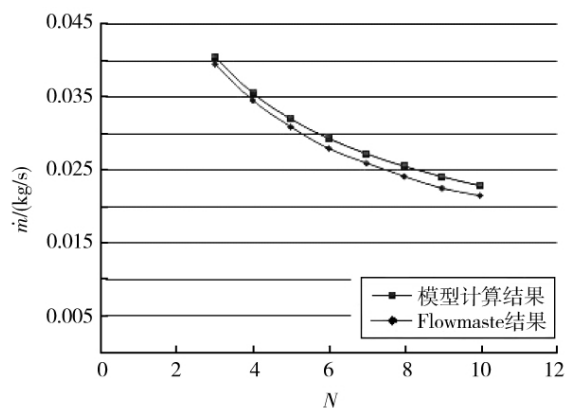


图 12 封严齿数对流动的影响

Fig. 12 Effect of tooth number on flow

影响膨胀系数 ψ , 进而影响到篦齿的封严性能。

随着齿数的增加, 篦齿膨胀系数逐渐减小, 导致泄漏流量也逐渐减小。本文所创建的篦齿模型计算结果与 Flowmaster 验证结果最大偏差约为 5.8%。

4 结 论

本文通过深入研究直齿直通式篦齿封严的流动特征提出该元件通用性更强的计算模型, 基于该计算模型, 研究人员只需提供直通式篦齿封严的几何特征参数即可模拟其流动特征, 不仅大大地提高了工作效率, 而且增强了该元件的易用性。对于描述单个封严齿阻力特性的流量系数以及用于描述从齿顶间隙流动到齿腔区域所产生的动能扩散效应的传递因子, 本文除了考虑几何特征的影响之外, 还充分考虑了流动参数的影响, 使得该模型对于各种复杂工况的计算结果更加准确可靠。对于超声速流动时产生的“壅塞”现象, 本文通

过修正进出口压比对其进行模拟。而由于旋转产生的“涡旋效应”, 也在该模型中得以体现。模型基于流体网络法的基本理论进行开发, 并采用一维内流系统商业仿真软件 Flowmaster 进行验证, 经验证对比可知:

1) 在相同的运行条件下, 该模型的计算结果与 Flowmaster 最大偏差不超过 7%, 偏差来源主要是因为描述齿腔动能扩散的传递因子的评价方式不同, Flowmaster 只考虑了几何特征对它的影响, 而本文模型还考虑了流动参数的影响, 因此结果可信度更高。

2) 对于单个封严齿的流量系数, 本文模型通过大量的 CFD 仿真来获取, 积累的数据具有很好的传承性, 能够节省日后实际应用时所需的工作量。

3) 经大量验证工况表明该模型具有很好的收敛性, 在相同的收敛标准下, 该模型的收敛速度甚至优于 Flowmaster。

4) 该模型易用性强, 方便使用, 大大提高了工作效率。

参考文献:

- [1] 徐再清, 朱惠人, 白江涛. 航空发动机篦齿封严特性数值分析[J]. 机械设计与制造, 2008, 2(6): 31-33.
XU Zaiqing, ZHU Hui ren, BAI Jiangtao. Numerical analysis of labyrinth seal in aircraft engines[J]. Machinery Design & Manufacture, 2008, 2(6): 31-33. (in Chinese)
- [2] 赵海刚, 刘振侠. 航空发动机篦齿封严特性数值模拟[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2010, 23(1): 26-30.
ZHAO Haigang, LIU Zhenxia. Numerical analysis for the performance of straight labyrinth seal of aircraft engine [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2010, 23(1): 26-30. (in Chinese)
- [3] 王鹏飞, 郭文, 刘玉芳. 直通式篦齿封严特性的数值分析和试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2009, 22(1): 32-36.
WANG Pengfei, GUO Wen, LIU Yufang. Numerical analysis and experimental investigation of straight-through labyrinth sealing characteristic[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2009, 22(1): 32-36. (in Chinese)
- [4] Ditmann M, Geis T, Schramm V. Discharge coefficients of a preswirl system in secondary air systems[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(1): 119-124.
- [5] Denecke J, Farber J, Dullenkopf K. Dimensional analysis and scaling of rotating seals[R]. GT 2005-68676, 2005.
- [6] 陶智, 徐国强, 丁水汀. 航空发动机传热学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2005.
- [7] Alexiou A, Mathioudakis K. Secondary air system component modeling for engine performance simulation[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2009, 131

- (5):031202, 1-031202, 9.
- [8] Gamal A J M, Vance J M. Labyrinth seal leakage tests: tooth profile, tooth thickness, and eccentricity effects[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130(1):012510, 1-012510, 11.
- [9] Miller D S. Internal flow systems[M]. 2nd ed. Cranfield: British Hydromechanics Research Group Limited, 1996.
- [10] Suryanarayanan S, Morrison G L. Analysis of flow parameters influencing carry-over coefficient of labyrinth seals[R]. GT 2009-59245, 2009.
- [11] Matin H M. Labyrinth packings[M]. London: Engineering, ASME, 1980.
- [12] Ding H, Visser F C, Jiang Y. Demonstration and validation of a 3D CFD simulation tool predicting pump performance and cavitation for industrial applications[R]. FEDSM 2009-78256, 2009.
- [13] Hodkinson B. Estimation of the leakage through a labyrinth gland[C]//Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. London, Britain: ASME, 1939; 141: 283-288.
- [14] Suryanarayanan S, Gerald L, Morrison G L. Effect of tooth height, tooth width and shaft diameter on carry-over coefficient of labyrinth seals[R]. GT 2009-59246, 2009.
- [15] Egli A. The leakage steam through labyrinth seals[J]. Transaction of ASME, 1935, 57: 115-122.