

旋流和风阻温升下压气机级间篦齿封严空气网络计算模型

孙 科, 刘高文, 孔晓治, 雷 昭
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 以压气机级间篦齿封严结构为研究对象,将封严系统简化为典型元件组成的空气网络,建立相应的元件流动特性计算模型。篦齿封严泄漏特性计算模型中没有考虑旋流和风阻温升影响的问题。特别采用一维流基本方程组进行描述旋转盘腔内的旋流,转子壁面摩擦应用经验关系式计算,方程组采用龙格-库塔法求解。旋转盘腔一维工程计算获得其旋流速度和风阻温升分布。根据旋流速度的大小,采用面积修正法对篦齿封严的泄漏特性计算方法进行了修正,并通过考虑流体物性随沿程温度变化来考虑风阻温升的影响。考虑旋流与温升的泄漏流量计算结果与数值计算结果最大相差 1.4%,而不考虑旋流及风阻温升时最小偏差为 9.9%,最大偏差为 20.1%。一维工程计算结果与实验结果进行了对比,两者吻合良好,相对偏差不超过 7%。计算中采用实测的篦齿间隙,该间隙通过在旋转篦齿实验中测量转子的转动变形与受热膨胀,以及机匣的热变形而获得。

关 键 词: 级间; 篦齿封严; 空气网络计算模型; 旋流; 风阻温升

中图分类号: V231 **文献标志码:** A

Network model for calculation of labyrinth seal in compressor stator well with swirl flow and windage heating

SUN Ke, LIU Gaowen, KONG Xiaozhi, LEI Zhao

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The labyrinth seal in a compressor stator well was simplified to one-dimensional network model consisting of typical elements. Then the computational models for these elements were built. The present model for the leakage calculation of labyrinth seal didn't consider swirl flow and windage heating impacts. One-dimensional basic equations were used to describe the swirl flow in rotating disc cavity. And empirical correlations were used to calculate the rotor wall friction. Runge-Kutta method was employed to solve these equations about circumferential velocity and windage heating of the rotating flow. An area correction method with swirl flow was adopted, and windage heating made the change of air-flow properties. The relative deviation of leakage flow rate result of one-dimensional network and CFD was less than 1.4% with swirl flow and windage heating. Without swirl flow and windage heating, the relative deviation was more than 9.9% and less than 20.1%. Compared with the experimental results, the one-dimensional network calculation results agreed

收稿日期:2016-11-30
基金项目:国家自然科学基金(51476133)
作者简介:孙科(1993—),男,硕士生,研究领域为发动机空气系统。
通讯作者:刘高文(1974—),男,副教授,博士,研究领域为发动机空气系统和旋转盘腔中的流动传热。E-mail:gwliu@nwpu.edu.cn
引用格式:孙科,刘高文,孔晓治,等.旋流和风阻温升下压气机级间篦齿封严空气网络计算模型[J].航空动力学报,2018,33(6):1354-1362. SUN Ke,LIU Gaowen,KONG Xiaozhi,et al. Network model for calculation of labyrinth seal in compressor stator well with swirl flow and windage heating[J]. Journal of Aerospace Power,2018,33(6):1354-1362.

well with each other, the relative deviation was no more than 7%. one-dimensional network calculation took the practical working tip clearance of the labyrinth seal. In rotating labyrinth seal experiment, the practical clearance was obtained by measuring the radial displacement of rotor caused by rotation and thermal deformation as well as the radial displacement of casing caused by thermal deformation.

Key words: stator well; labyrinth seal; network model; swirl flow; windage heating

国内外学者将空气网络法广泛应用于发动机空气系统计算中。1982 年,英国 Rolls-Royce 公司采用空气网络法对斯贝 MK202 发动机空气系统进行了详细计算,并介绍了计算方法^[1]。文献[2]介绍了内流系统的网络算法。文献[3-6]将空气网络模型应用于航空发动机空气系统中。文献[7]应用空气网络法研究预旋空气系统。文献[8]提出了直齿直通式篦齿封严计算模型。吕亚国等^[9]设计了一种航空发动机空气系统通用分析软件,并对某航空发动机内流空气系统进行了计算分析,获得了空气系统内空气压力和温度分布以及各支路的流量分配。文献[10]将空气网络模型应用于燃气轮机涡轮冷却空气系统。文献[11]提出了内燃机一维流动计算方法。篦齿封严目前广泛应用于航空发动机中,其可靠的非接触式封严结构是发动机空气系统的重要组成部分。使用篦齿封严,可以控制转静件之间的泄漏流量。在篦齿封严的泄漏特性方面已有大量的实验和数值计算研究,文献[12-15]用数值模拟和实验方法研究了不同结构参数和气动参数对带蜂窝的篦齿封严泄漏的影响。文献[16-17]针对航空发动机压气机级间封严结构,对带有进出口旋转盘腔的篦齿进行数值模拟,研究压比和流动雷诺数对篦齿泄漏、出口旋流和风阻温升的影响,并研究进出口旋转盘腔的影响。

国内外对篦齿封严的流动特性已有大量的研究,但主要采用数值计算或实验方法,采用空气网络法对篦齿的研究较少。本文针对压气机级间封严结构,建立空气网络模型,进行一维工程计算。对没有考虑转动影响的篦齿封严泄漏特性现有计算方法,进行了旋流修正,考虑了风阻温升的影响,并将一维工程计算结果与实验结果进行了对比。

1 空气网络与工程计算方法

1.1 级间封严空气网络模型

图 1 为典型的压气机级间篦齿封严结构。压气机转子叶片对主通道气流做功,使气流从低压

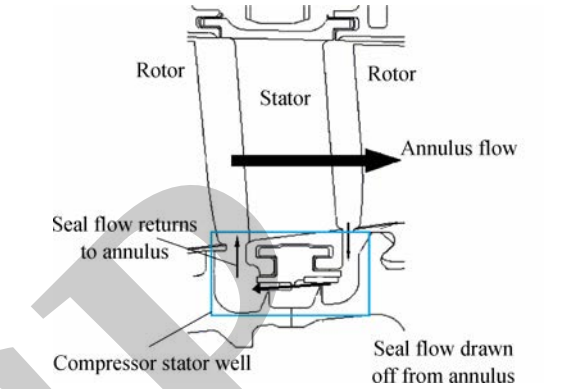


图 1 压气机级间篦齿封严结构
Fig. 1 Structure of labyrinth seal in compressor stator well

区流向高压区。流过静子叶片,气流动能转化为压力功,压力升高。这样静子叶片尾缘压力高于叶片前缘,因静子叶片根部与压气机鼓筒间存在间隙,气流从间隙处(从右向左)流回主通道。泄漏流造成了有用功的浪费,并且作为二次流,对压气机的性能也有较大的影响,必须了解其泄漏特性,并采用适当的封严结构控制泄漏量。

对压气机级间篦齿封严结构进行适当简化,可得到如图 2 所示的压气机级间篦齿封严简化模型,虚线表示转动壁面,实线表示静止壁面。图 3 给出了确定篦齿几何形状的几个主要参数:齿顶间隙 c 、齿顶宽 t 、齿高 H 、齿间距 B 、齿的倾斜角 α

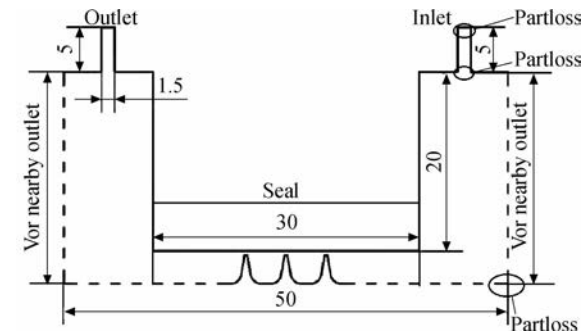


图 2 级间篦齿封严简化模型(单位:mm)

Fig. 2 Simplified model of labyrinth seal in stator well
(unit:mm)

及齿顶半径 R^* 。

本文针对级间封严结构建立了空气网络模型,如图 4 所示。该空气网络结构固定,1 个分支,1 个网络入口,1 个网络出口,9 个元件。各个元件类型如图 4 所示。该空气网络中包括 3 类元件,即:局部损失元件(partloss)、旋转盘腔元件(VOR)和篦齿封严元件(seal)。

在下文中把如图 4 所示的简化模型称为空气网络模型,针对该模型的计算称为一维工程计算。

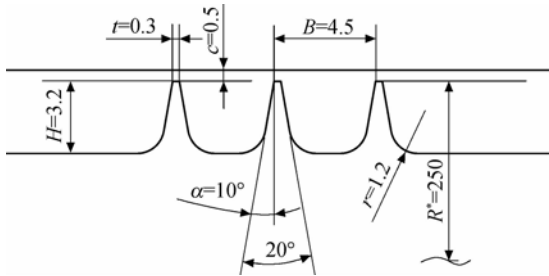


图 3 篦齿主要几何尺寸(单位:mm)
Fig. 3 Main dimensions of labyrinth (unit:mm)

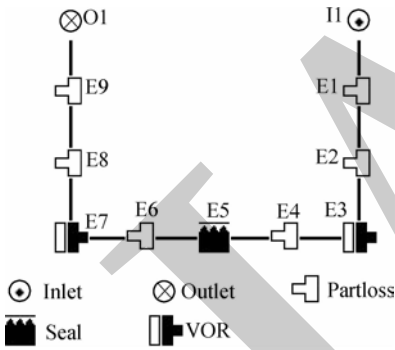


图 4 空气网络模型
Fig. 4 Network model

1.2 元件工程计算方法

1.2.1 局部损失元件

局部损失元件是空气网络中的一个重要元件。由于流通面积的改变而引起的突扩和突缩损失,以及流体拐弯产生的压力损失都属于局部损失。其计算方法为

$$p_1^* - p_2^* = \frac{1}{2} \zeta \rho v^2 \tag{1}$$

其中 p_1^* 为进口总压, p_2^* 为出口总压, ρ 为气流密度, v 为气流速度, ζ 为局部损失系数。

式(1)中的局部损失系数 ζ 由下式给出:

对突缩损失元件

$$\begin{aligned} \zeta = & -0.41468X^3 + 0.07014X^2 - \\ & 0.25946X + 0.5 \quad X \in (0, 0.8] \end{aligned} \tag{2a}$$

$$\begin{aligned} \zeta = & 3.64593X^2 - 7.1875X + 3.54167 \\ X \in & (0.8, 1) \end{aligned} \tag{2b}$$

其中 X 为面积比相关系数, $X = \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^{0.5}$, A_1 为入口面积, A_2 为出口面积。

对突扩损失元件

$$\zeta = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \tag{3}$$

拐弯损失等其他局部损失元件可直接给定局部损失系数。

1.2.2 旋转盘腔元件

在旋转盘腔中,气体主要作旋流,由于离心升压作用使气流压力沿径向有较大变化,可采用下式进行计算:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left[1 + \frac{\beta^2 \omega^2 (r_2^2 - r_1^2)}{2c_p T_1}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{4}$$

其中 p_2 为出口静压; p_1 为入口静压; β 为旋转比; ω 为转速; r_2 为出口半径; r_1 为入口半径; γ 为比热比; c_p 为比定压热容; T_1 为入口温度。

旋转比 β 定义为气流周向速度与对应转盘半径处的线速度之比,此处 β 取为盘腔入口和出口的平均值,由旋转盘腔旋流工程计算方法得到,而旋转盘腔的旋流工程计算中需要已知流量,那么通过整个空气网络的一维计算和旋转盘腔的旋流工程计算相互多次迭代计算求解。

1.2.3 篦齿封严元件

考虑齿数、齿顶间隙、齿间距的影响,基本思想是把 Martin 公式^[16] 计算结果作为理想流量,然后引入修正,包括:齿数、齿顶间隙、齿间距的修正等。Martin 公式为

$$\dot{m}_{id} = A p_1^* \frac{1}{\sqrt{R_g T_1^*}} \sqrt{\frac{1 - (p_2/p_1^*)^2}{N - \ln(p_2/p_1^*)}} \tag{5}$$

其中 $\dot{m}_{id}$ 为理想流量; A 为几何流通面积; T_1^* 为入口总温; N 为齿数; R_g 为气体常数。

理想流量 $\dot{m}_{id}$ 与实际流量 $\dot{m}$ 的关系如下式:

$$\dot{m} = F \dot{m}_{id} \left(\frac{B}{10c}\right)^{-0.089} \tag{6}$$

式中的 F 为系数,其值从文献[18]中查找得到。

旋转篦齿中的旋流及风阻温升对泄漏流量的计算影响较大,需要进行适当的修正。旋流修正如图 5 所示,图 5 为齿顶处的径向视图,图中 V 为气流总速度,可分解为轴向速度 V_x 和周向速度 V_ϕ 。几何流通面积为与速度 V_x 垂直的线段 ab ,实际流通面积为与速度 V 垂直的线段 $a'b$ 。

实际流通面积 $a'b$ 与几何流通面积 ab 之间有 $\cos\theta$ 的三角函数关系。

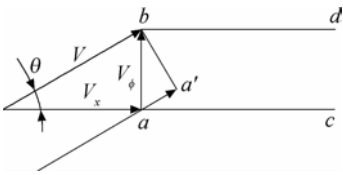


图 5 旋流面积修正
Fig. 5 Area correction of swirl

因此给出旋流修正的理想流量计算方法

$$\dot{m}_{id} = A \cos \theta p_1^* \frac{1}{\sqrt{R_g T_1^*}} \sqrt{\frac{1 - (p_2/p_1^*)^2}{N - \ln(p_2/p_1^*)}} \quad (7)$$

其中气流角度 θ 由周向速度与轴向速度的比值给出,气流的周向速度通过旋转盘腔旋流工程计算得到,气流的轴向速度可由泄漏流量得到。

风阻温升对压气机级间篦齿封严泄漏特性的影响修正通过在空气网络各元件中考虑气物流性参数随沿程温度变化来实现。因转子做功引起的风阻温升由旋转盘腔旋流工程计算得到。

1.3 旋转盘腔中的旋流工程计算方法

前文已介绍各种元件的计算方法,因旋转盘腔中需要以旋转比为输入参数。特此针对旋转盘腔和旋转轴腔,一维可压流基本方程组描述旋转盘腔和旋转轴腔内的流动和风阻温升过程,给定入口条件、壁面坐标,用龙格-库塔法求解常微分方程组,得到气流各参数的沿程分布。

如图 6 所示,为一般情况的旋转盘腔或旋转轴腔示意图, P_1P_4 组成壁面 1, P_2P_3 组成壁面 2, m 为子午面流向。 P_1P_4 以 ω_1 的角速度旋转, P_2P_3 以 ω_2 的角速度旋转。

连续方程

$$\frac{d\rho}{dm} + \frac{\rho}{m} \cdot \frac{dV_m}{dm} + \frac{\rho}{\delta} \cdot \frac{d\delta}{dm} + \frac{\rho}{r} \cdot \frac{dr}{dm} = 0 \quad (8)$$

子午线流向动量方程

$$\frac{dV_m}{dm} - \frac{V_\phi^2}{r} \cdot \frac{1}{\rho V_m} \cdot \frac{dr}{dm} + \frac{1}{\rho V_m} \cdot \frac{dp}{dm} + \frac{1}{\rho V_m \delta} \cdot \left(\tau_{wm1} \frac{ds_1}{dm} + \tau_{wm2} \frac{ds_2}{dm} \right) = 0 \quad (9)$$

周向动量方程

$$\frac{dV_\phi}{dm} + \frac{V_\phi}{r} \cdot \frac{dr}{dm} - \frac{1}{\rho V_m \delta} \left(\tau_{w\phi1} \frac{ds_1}{dm} + \tau_{w\phi2} \frac{ds_2}{dm} \right) = 0 \quad (10)$$

能量方程

$$\frac{dT^*}{dm} - \frac{1}{\rho V_m \delta c_p} \left(\tau_{w\phi1} r \omega_1 \frac{ds_1}{dm} + \tau_{w\phi2} r \omega_2 \frac{ds_2}{dm} \right) = 0 \quad (11)$$

状态方程

$$\frac{dp}{dm} - \rho R_g \frac{dT^*}{dm} + \frac{\rho R_g}{c_p} \left(V_m \frac{dV_m}{dm} + V_\phi \frac{dV_\phi}{dm} \right) - R_g T \frac{d\rho}{dm} = 0 \quad (12)$$

式中 V_m 、 V_ϕ 为子午面速度和周向速度; ds_1 为壁 1 弧长, ds_2 为壁 2 弧长; dm 为子午面弧长, δ 为通道宽度; τ_{wm1} 、 τ_{wm2} 为壁面子午线方向剪切力; $\tau_{w\phi1}$ 、 $\tau_{w\phi2}$ 为壁面周向剪切力。

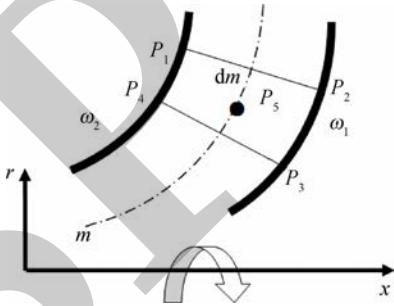


图 6 旋转腔示意图
Fig. 6 Stator-rotor cavity

求解式(8)~式(12)的方程组,即可得到沿流线方向上各截面参数值。方程组中的壁面剪切力由以下的经验公式给出:

$$\frac{\tau_{w\phi}}{0.5 \rho V_{\phi r}^2} = A_0 Re_{\phi r}^{-0.2} \quad (13)$$

$$\frac{\tau_{wm}}{0.5 \rho V_m^2} = B_0 Re_m^{-0.25} \quad (14)$$

式中 A_0 和 B_0 为经验系数,其值根据文献[19]得到。 $V_{\phi r}$ 为周向相对速度, $V_{\phi r} = V_\phi - r\omega$ 。

2 工程计算结果对比

2.1 工程计算与数值计算结果的对比

将级间篦齿封严空气网络模型的一维工程计算与大量的数值计算结果^[16-17]进行对比。图 7 为旋流和风阻温升作用下流量($\dot{m}$)随压比(π)的变化,其中 CFD 表示数值计算结果,1-D model with swirl and windage heating 表示考虑旋流及风阻温升影响的一维工程计算结果,1-D model without swirl and windage heating 表示未考虑旋流及风阻温升影响的一维工程计算结果,1-D model with swirl and without windage heating 表示考虑旋流但不考虑风阻温升影响的一维工程计算结

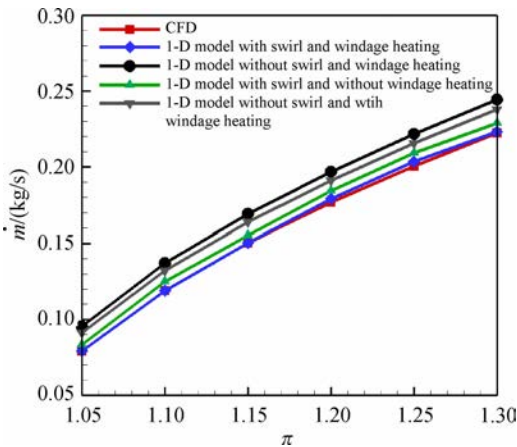


图 7 旋流及风阻温升作用下压比随流量的变化
Fig. 7 Variation of pressure ratio with mass flow rate under the conditions of swirl land windage heating

果,1-D model without swirl and with windage-heating 表示不考虑旋流但考虑风阻温升影响的工程计算结果。以相对偏差衡量工程计算结果与实验或数值计算结果的偏差,定义是工程计算结果与实验结果或数值计算结果差值的绝对值与实验值或数值计算值之比。考虑旋流及风阻温升的计算结果符合良好,压比为 1.25 时相对偏差最大为 1.4%。而未考虑旋流及风阻温升的工程计算结果与数值计算结果相比,偏差最小为 9.9%,最大达到 20.1%。考虑旋流但不考虑风阻温升的结果中,偏差最小为 2.9%,最大为 5.2%。不考虑旋流但考虑风阻温升的结果中,偏差最小为 7.0%,最大为 15.4%。

如图 8 为流量随雷诺数的变化,1-D model 表示工程计算结果,将两者进行了对比。3 个压比下的结果对比相对偏差都较小,偏差最大点在

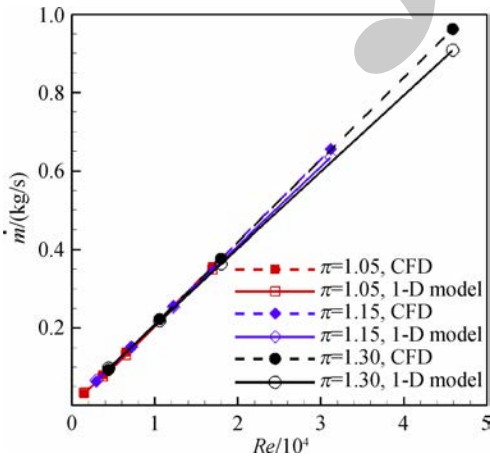


图 8 流量随雷诺数的变化
Fig. 8 Variation of mass flow rate with the Reynolds number

雷诺数为 1514,压比为 1.05 的工况,相对偏差为 6.95%。

空气网络模型及一维工程算法的适用范围为:雷诺数为 1500~50 000,进出口压比为 1.05~1.60,转速为 0~16 000 r/min,齿顶半径为 200~300 mm,齿顶间隙为 0.1~1.5 mm,齿数为 1~5,齿高为 1.6~4.8 mm,齿顶宽度为 0.2~0.5 mm。空气网络模型将级间封严结构简化为由元件组成的计算模型,与数值计算相比,单元划分比较粗糙,元件进出口参数通过经验公式计算,计算工作量小,从而计算速度快,并且经过大量的数值计算及实验数据验证后,有较强的实用性。

2.2 工程计算与实验结果的对比

压气机级间篦齿封严流动特性的实验研究在篦齿封严高速旋转实验台上进行,如图 9 所示。该实验台采用悬臂结构,方便转盘的拆装,并能够完全收集通过轴端的篦齿泄漏流量。旋转台采用高速电动机驱动和油润滑冷却。篦齿转盘直径为 500 mm,结构尺寸如图 2 和图 3 所示。在实验台下游采用孔板流量计组测量了质量流量,在图 10 所示的截面①~截面④测量了气流温度和压力,在截面⑤、截面⑥测量旋流速度和气流压力,由此得到篦齿封严的泄漏流量、风阻温升和旋转比。其中风阻温升的定义为级间封严系统出口与入口的总温之差。该实验台和测量方法的详细描述可参见文献[20]。

本实验对篦齿封严在旋转状态下的齿顶间隙进行了测量。旋转篦齿实验中,转盘因转动、受热

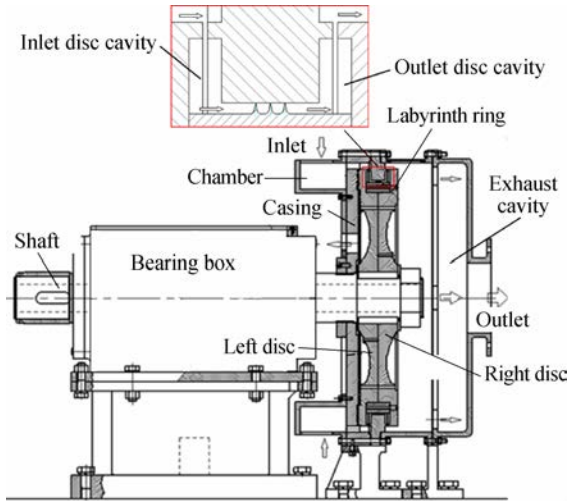


图 9 篦齿封严高速旋转实验台
Fig. 9 High rotating speed experiment rig of labyrinth seal

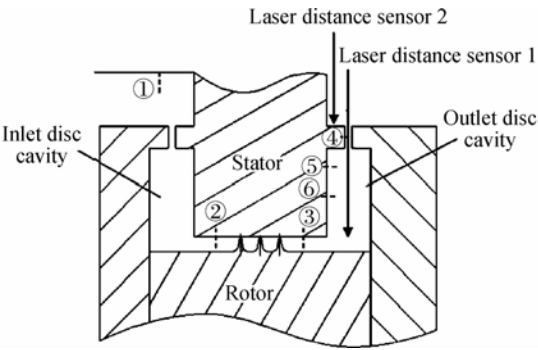


图 10 位移测量原理

Fig. 10 Measurement principle of displacement

膨胀变形,机匣受热膨胀,齿顶间隙随转速动态变化。首先在静态时采用塞规测量篦齿的安装间隙,而后在旋转状态下,通过图 10 中的 1 号激光位移传感器动态测量篦齿盘径向伸长量,并通过 2 号激光位移传感器测量外机匣的变形量,由此得到实验转动过程中篦齿的工作间隙。本文的封严系统空气网络模型工程计算中的齿顶间隙取为实验中测得的工作间隙。并对 5 个实验件的一系列压比和转速工况进行了一维工程计算。5 个实验件的几何参数列表如表 1 所示。

表 1 实验件几何参数

Table 1 Geometry parameters of experiment pieces

序号	齿数	安装间隙/mm	齿顶回转半径/mm
1	2	0.995	248.85
2	3	0.988	248.85
3	4	1.019	248.85
4	3	1.191	248.65
5	3	1.233	248.45

2.2.1 基本实验件结果

针对齿顶间隙为 0.5 mm,齿顶半径为 250 mm,齿型为直通齿,齿数为 3,编号为 1 的基本实验件进行实验。每组实验中给定系统进出口压比,转速从 0 r/min 增加到 8 100 r/min,实验中调节进出口阀门,保证压比为定值。共进行了 5 个压比下的 5 组实验。工程计算采用测量得到的篦齿封严工作间隙、进出口压力、温度,所得到的结果与实验结果进行了对比。

图 11 是压比为 1.1,转速为 1 500 r/min 时的沿程压力分布,对流路沿程各个点的编号进行定义,元件 E1 的出口即元件 2 的入口定义为 1,依此类推,元件 E8 的出口即元件 E9 的入口定为 8,

图中横坐标即为沿程的各点编号。图中 exp 表示实验测量值,1-D model 表示工程计算结果。篦齿元件前后的压差大,造成了主要的压力损失。图 12 是压比为 1.1,转速为 8 100 r/min 时的沿程总温(T^*)分布。入口盘腔、出口盘腔及篦齿元件处的风阻温升较大。

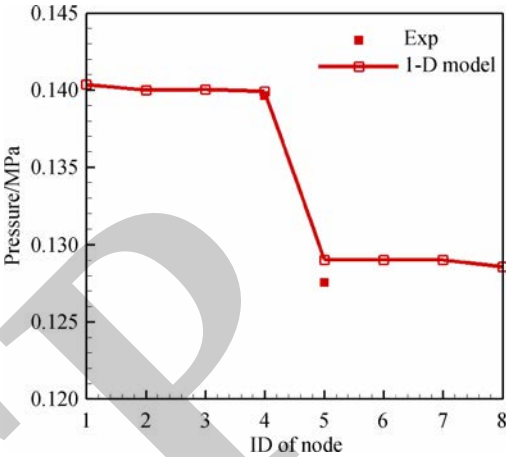


图 11 沿程压力分布($\pi=1.1, n=1\,500\text{ r/min}$)

Fig. 11 Pressure distribution along the way
($\pi=1.1, n=1\,500\text{ r/min}$)

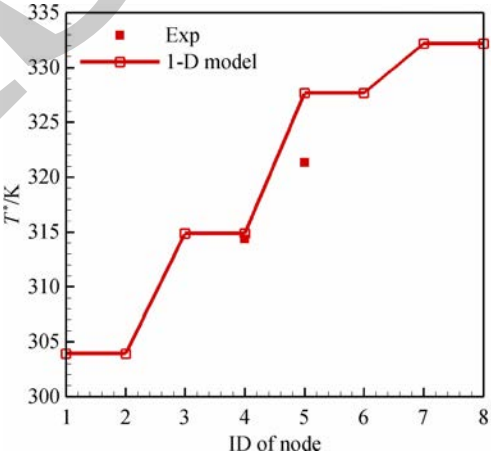


图 12 沿程总温分布($\pi=1.1, n=8\,100\text{ r/min}$)

Fig. 12 Total temperature distribution along the way
($\pi=1.1, n=8\,100\text{ r/min}$)

图 13 为压比在 1.10~1.30 下一维工程计算流量值与实验结果的对比。可以看到通过篦齿封严的泄漏流量随转速的增大明显减小,随压比的增大显著增大。一维工程计算结果与实验结果存在一定的差异,这是因为一方面实验条件下存在复杂的三维效应,空气网络法作为一维计算方法不能完全代替实验;另一方面,实验测量本身存在偏差。一维工程计算结果与实验结果的对比整体符合良好,大部分工况的相对偏差在 5% 以内。

压比为 1.20,转速为7500 r/min 的这个工况泄漏流量偏差最大,为 6.65%。

图 14 为压比为 1.1 时风阻温升值(ΔT)随转速增大的变化情况,风阻温升随转速的增大而增大。一维工程计算所得的风阻温升值比实验结果大 3~4 K。这是因为一维工程计算中将壁面视为绝热,而实验中壁面存在换热。

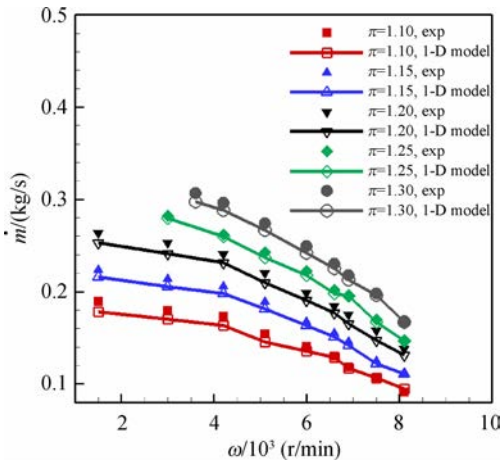


图 13 1 号实验件流量的对比

Fig. 13 Comparison of mass flow rate of No. 1 experiment piece

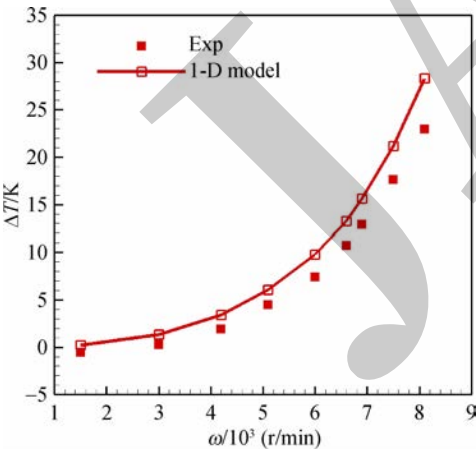


图 14 1 号实验件风阻温升的对比($\pi=1.1$)

Fig. 14 Comparison of windage heating of No. 1 experiment piece ($\pi=1.1$)

图 15 为压比为 1.2 时级间篦齿封严系统出口处的旋转比随转速增大的变化情况。可以看到旋转比的一维工程随转速的增大而增大,最高可达到 0.3。旋转比的一维工程计算结果比实验结果偏大。

2.2.2 齿数不同及安装间隙不同的实验件结果

对第 1、2、3 号实验件(见表 1)进行一维工程

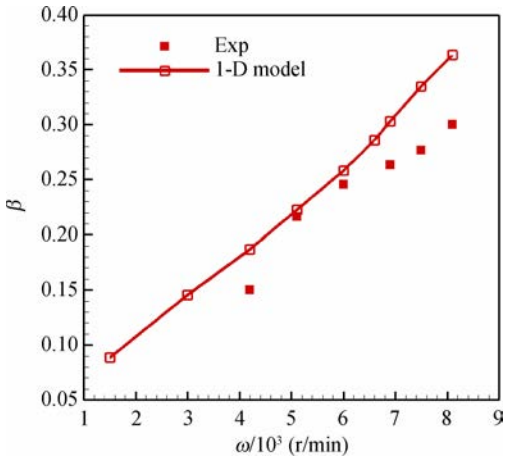


图 15 1 号实验件旋转比的对比($\pi=1.2$)

Fig. 15 Comparison of swirl ratio of No. 1 experiment piece ($\pi=1.2$)

计算,得到的流量结果与实验结果进行对比,结果如图 16~图 17 所示。由于不同实验件实验时,相同转速下的工作间隙并不相同,所以图中并不能表达流量随齿数单因素的变化规律,但是可以对比一维工程计算结果与实验结果的相对偏差。如图 16 为压比为 1.1 时,第 1、2、3 号 3 个实验件在 3000、6000、7500 r/min 转速下的流量对比,2 号实验件在 3000 r/min 的工况偏差最大,为 5.43%。如图 17 为压比为 1.3 时,3 个实验件的实验在 4200、6000、7500 r/min 转速下的对比,最大偏差为 2.97%。

对第 2、4、5 号实验件进行一维工程计算,所得到的流量与实验结果进行了对比。图 18 为压比为 1.1 时,第 2、4、5 号 3 个实验件在 3000、6000、6900 r/min 转速下的流量对比,2 号实验件在 3000 r/min 的工况偏差最大为 5.43%。如图 19 为压比

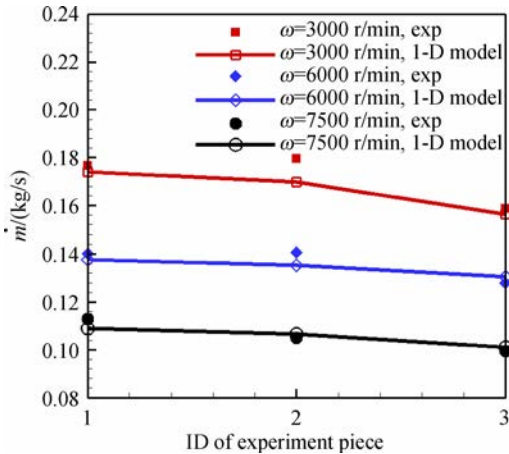


图 16 齿数不同流量对比($\pi=1.1$)

Fig. 16 Comparison of mass flow rate among models with different fin numbers ($\pi=1.1$)

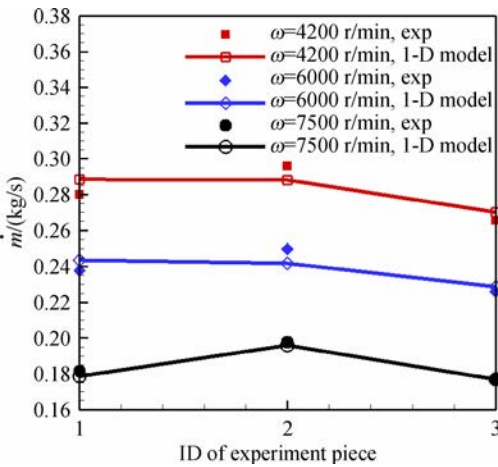


图 17 齿数不同流量的对比($\pi=1.3$)
Fig. 17 Comparison of mass flow rate among models with different fin numbers ($\pi=1.3$)

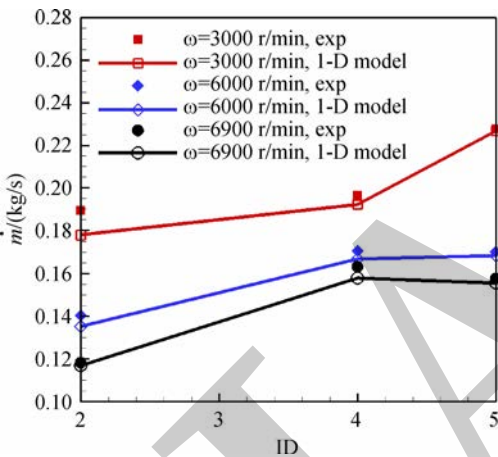


图 18 安装间隙不同时的流量对比($\pi=1.1$)
Fig. 18 Comparison of mass flow rate among models with different assembled clearances ($\pi=1.1$)

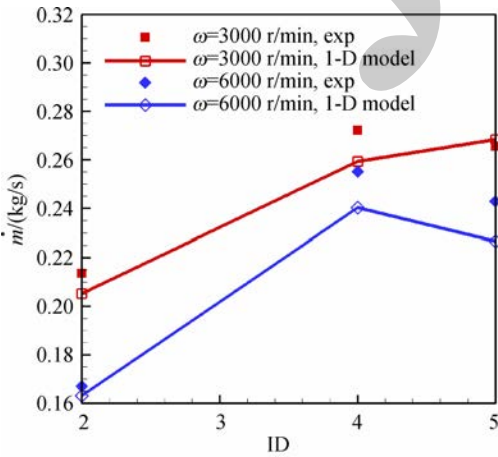


图 19 安装间隙不同时的流量对比($\pi=1.15$)
Fig. 19 Comparison of mass flow rate among models with different assembled clearances ($\pi=1.15$)

为 1.15 时,3 个实验件实验在 3 000、6 000 r/min 转速下的流量对比,5 号实验件 6 000 r/min 工况下偏差最大,为 6.72%。

3 结 论

针对压气机级间篦齿封严结构,采用空气网络法对其进行研究。建立空气网络模型,考虑旋流和风阻温升的影响,建立相应的工程计算方法。主要结论如下:

- 1) 采用包括进出口旋转盘腔和篦齿元件的空气网络模型计算压气机级间篦齿封严的泄漏特性,用工程算法计算旋转盘腔中的旋流和风阻温升特性,可以更准确、更全面地反映压气机级间封严的流动特性。
- 2) 篦齿封严泄漏特性工程计算改进方法中,采用流通面积修正的方法来考虑旋流的影响,通过物性参数随气流温度的变化来考虑风阻温升的影响。
- 3) 基于空气网络模型的一维工程计算结果与实验结果符合良好,结果偏差小。泄漏流量的相对偏差小于 7%。

参考文献:

[1] 吴大观. 斯贝 MK202 发动机技术设计:EGD-6[M]. 西安: 国营红旗机械厂,1982.

[2] 吴丁毅. 内流系统的网络算法[J]. 航空学报,1996,17(6):16-20.

WU Dingyi. Network technique of internal system[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica,1996,17(6):16-20. (in Chinese)

[3] MULLER Y. Secondary air system model for integrated thermomechanical analysis of a jet engine[R]. ASME Paper 2008-GT-50078,2008.

[4] 侯升平,陶智,韩树军. 非稳态流体网络方法在发动机空气冷却系统中的应用[J]. 航空动力学报,2009,24(3):494-498.

HOU Shengping, TAO Zhi, HAN Shujun, et al. Application of unsteady fluid network to air cooling system in engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(3): 494-498. (in Chinese)

[5] 郭晓杰. 航空发动机空气系统与热分析耦合方法研究[D]. 上海:上海交通大学,2014.

GUO Xiaojie. Coupling computational approach of secondary air system and heat transfer in aero-engine[D]. Shanghai:Shanghai Jiao Tong University,2014. (in Chinese)

[6] 胡肖肖,李育隆,吴宏,等. 基于蒙特卡罗法的航空发动机稳态空气系统网络计算[J]. 航空发动机,2014,40(6):28-32.

HU Xiaoxiao, LI Yulong, WU Hong, et al. Aeroengine

- steady air system calculation based on Monte Carlo method [J]. *Aeroengine*, 2014, 40(6): 28-32. (in Chinese)
- [7] BENRA F K, DOHMEN H J, SCHNEIDER O. Application of an enhanced 1D network model to calculate the flow properties of a pre-swirl secondary air system[R]. ASME Paper 2008-GT-500442, 2008.
- [8] 吴宏, 李澎, 陶智. 直齿直通式篦齿封严计算模型[J]. *航空动力学报*, 2012, 27(10): 2180-2187.
- WU Hong, LI Peng, TAO Zhi. Rectangular tooth straight through labyrinth seal analytical model[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2012, 27(10): 2180-2187. (in Chinese)
- [9] 吕亚国, 刘振侠, 黄生勤. 航空发动机内流空气系统通用分析软件设计[J]. *计算机仿真*, 2009, 26(7): 99-103.
- LÜ Yaguo, LIU Zhenxia, HUANG Shengqin. General analysis software design of aeroengine internal air system [J]. *Computer Simulation*, 2009, 26(7): 99-103. (in Chinese)
- [10] 潘耘峰. 燃气透平冷却空气系统流体网络法研究[D]. 北京: 中国科学院, 2011.
- PAN Yunfeng. Investigation on fluid network method for the analysis of turbine air cooling system[D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2011. (in Chinese)
- [11] 陆霄露. 内燃机一维流动计算方法研究及性能仿真软件设计[D]. 上海: 上海交通大学, 2014.
- LU Xiaolu. Computational study on one-dimensional fluid flow and desing of performance simulation software for internal combustion engine [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2014. (in Chinese)
- [12] 纪国剑, 吉洪湖, 黄云霞, 等. 直通篦齿蜂窝封严结构的风阻特性试验[J]. *航空动力学报*, 2011, 26(12): 2655-2660.
- JI Guojian, JI Honghu, HUANG Yunxia, et al. Experiment investigation of windage heating on straight-through labyrinth seals with honeycomb bush[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2011, 26(12): 2655-2660. (in Chinese)
- [13] CHOUGULE H H, RAMERTH D. Low leakage designs for rotor teeth and honeycomb lands in labyrinth seals [R]. ASME Paper 2008-GT-51024, 2008.
- [14] WEINBERGER T, DULLENKOPF K, BAUERH J. Influence of honeycomb facings on the temperature distribution of labyrinth seals [R]. ASME Paper 2010-GT-22069, 2010.
- [15] SOEMARWOTO B I, KOK J C, COCK K M J D, et al. Performance evaluation of gas turbion labyrinth seals using computational fluid dynamics[R]. ASME Paper 2007-GT-27905, 2007.
- [16] 刘高文, 陈凯, 刚铁, 等. 压比和雷诺数对压气机级间篦齿封严流动特性的影响[J]. *航空动力学报*, 2015, 30(7): 1554-1560.
- LIU Gaowen, CHEN Kai, GANG Tie, et al. Influences of pressure ratio and Reynolds number on flow characteristics of labyrinth seal in compressor stator well[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2015, 30(7): 1554-1560. (in Chinese)
- [17] 刘高文, 孔晓治, 陈凯, 等. 转动和旋流对压气机级间封严影响的数值研究[J]. *推进技术*, 2014, 35(12): 1687-1693.
- LIU Gaowen, KONG Xiaozhi, CHEN Kai, et al. Numerical study for effects of rotation and swirl on lab sealing in a compressor stator well[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2014, 35(12): 1687-1693. (in Chinese)
- [18] ZIMMERMANN H, WOLFF K H. Air system correlations: Part 1 labyrinth seals[R]. ASME Paper 98-GT-208, 1998.
- [19] HASSER F, JACK J, MCGREENHAN W. Windage rise and flowpath ingestion in turbine rim cavities[R]. ASME Paper 87-GT-164, 1987.
- [20] KONG Xiaozhi, LIU Gaowen, LIU Yuxin, et al. Investigation on the leakage flow, windage heating and swirl development of rotating labyrinth seal in a compressor stator [R]. ASME Paper 2016-GT-56740, 2016.

(编辑: 陈 越)