

叶尖间隙控制系统供气部件特性及模拟方法

王海^{1,2}, 毛军逵^{2,3}, 刘方圆², 陆海鹰¹, 柴军生¹

(1. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所, 沈阳 110015;

2. 南京航空航天大学 能源与动力学院 江苏省航空动力系统重点实验室, 南京 210016;

3. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 针对低压涡轮叶尖间隙控制系统中典型供气管路, 即圆形截面 90° 弯曲冷却管, 开展其工作特性和模拟方法研究. 通过 1:1 单管模型试验结合三维数值模拟方法, 研究了冷却管上冲击孔的出流特性, 分析了进气参数、冲击孔排布对冷却管内气体流动及流量分配的影响规律. 在此基础上, 提出了基于冲击孔进口有效总压概念的冷却管一维网络流动计算模型, 建立了低压涡轮叶尖间隙系统中典型供气管路的一维网络流动计算方法, 并应用于某型发动机组件流量特性试验设计中. 研究中发现, 随着远离进口位置, 冷却管冲击孔出流流量和冲击孔流量系数逐步增加; 随着进口雷诺数的增加, 冷却管内冲击孔出流流量均有所增加, 而冲击孔流量系数基本保持不变. 试验数据和计算结果对比表明, 所建立的一维网络流动计算模型可以准确模拟出冷却管的出流特性, 计算结果同组件流量特性试验数据之间最大相对误差为 4.5%, 在叶尖间隙控制系统这类系统复杂流路的流动问题分析中具有良好的应用效果.

关 键 词: 叶尖间隙控制; 冷却管; 流动特性; 冲击孔; 一维网络流动计算模型

中图分类号: V231

文献标志码: A

Simulation and characteristics of the coolant feeding tubes in tip clearance control system

WANG Hai^{1,2}, MAO Jun-kui^{2,3}, LIU Fang-yuan²,
LU Hai-ying¹, CHAI Jun-sheng¹

(1. Shenyang Engine Research Institute, Aero Engine (Group) Corporation of
China, Shenyang 110015, China;

2. Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System, College of Energy and Power
Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

3. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: Typical coolant feeding tubes of low pressure turbine tip clearance control system were numerically and experimentally investigated with three-dimensional calculations and full size experimental section, i. e. 90° curved round-section coolant feeding tubes. The outflow characteristic of impingement holes on coolant feeding tubes was studied, and the inlet parameters, arrangement of impingement holes were changed to examine the rules of inner flow and flow rate distribution of coolant feeding tubes. The effective inlet total pressure of impingement holes was defined, then one-dimensional flow net calculation model was established according to this new assumption. Finally the assemblies of coolant feeding tubes

收稿日期: 2016-03-26

作者简介: 王海(1986—), 男, 工程师, 硕士, 主要研究方向为发动机内流传热.

引用格式: 王海, 毛军逵, 刘方圆, 等. 叶尖间隙控制系统供气部件特性及模拟方法[J]. 航空动力学报, 2017, 32(4): 932-941. WANG Hai, MAO Junkui, LIU Fangyuan, et al. Simulation and characteristics of the coolant feeding tubes in tip clearance control system[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(4): 932-941.

of low pressure turbine tip clearance control system were studied by this one-dimensional flow net model and experiments. It was found that with the increase of central angle, the outflow rate and the discharge coefficient increased. The outflow rate through the coolant feeding tube increased with the increasing of inlet Reynolds number, however the discharge coefficients of the impingement hole remained consistent. The comparison between numerical results and experimental data indicates that reasonable flow characteristics of the coolant feeding tubes can be obtained by the one-dimensional flow net model. The maximum relative error between calculation results and experiment data is 4.5%. All the results show that the one-dimensional flow net model has a reasonable accuracy and good application in the complex fluid nets like the tip clearance control system.

Key words: tip clearance control; coolant feeding tubes; flow characteristics; impingement holes; one-dimensional flow net model

目前,各类先进的大涵道比民用涡扇发动机都应用了低压涡轮叶尖间隙控制技术.其通过对机匣的合理冷却,使机匣与涡轮转子在瞬态历程中变形协调,将间隙控制在合理范围,以提高发动机效率,降低耗油率和全寿命费用.研究表明,涡轮 $1/3$ 以上的损失由叶尖泄漏流引起^[1],低压涡轮叶尖间隙与叶高之比每减小 0.01 ,会使涡轮效率提高 $0.8\%\sim 1.2\%$,耗油率降低约 2% ^[2].如何高效地控制涡轮叶尖间隙,尽可能减少泄漏损失,提高发动机工作性能已经成为了当今高性能涡轮风扇发动机设计中的一个研究热点^[3-5].

最典型的涡扇发动机低压涡轮叶尖间隙控制系统是在机匣外安装冷却管,通过射流冲击来控制机匣温度,进而通过对机匣变形的控制来实现叶尖间隙的调节,这类间隙控制系统已在许多已发表文献中成功应用^[6-8],显然这种冷却供气管路的流动特性直接影响了机匣表面的换热特性.如 Andreini 等^[9]采用试验与数值模拟相结合的方法,研究了低压涡轮主动间隙控制系统中机匣横流对多排冷却管冲击机匣换热特性的影响,试验研究发现机匣表面传热系数对冷却管的供气压力更加敏感,而机匣表面绝热效率受机匣横流影响更大.姜远刚等^[10]通过试验研究了低压涡轮主动间隙控制系统中冷却管气流冲击机匣的换热特性,研究中发现由于冷却管冲击孔周向出流流量不均匀,造成机匣表面局部努塞尔数随着对应圆心角的增加而逐步变大. LIU Fangyuan 等^[11]在针对方形冷却管开展的研究中,发现当冲击雷诺数较小时,带倾角非规则阵列冲击滞止区局部传热系数与常规单排孔冲击冷却效果相当.当冲击雷诺数较大时,非规则阵列冲击的传热系数明显提升.

为了进一步掌握冷却管的流动特性,国内外

的学者们对冷却管内部空气流动以及阵列冲击孔的出流特性开展了相应的研究.如 Da Soghe 等^[12]通过 CFD 数值模拟研究了圆形冷却空气管,研究表明流量系数可以表示为主流和小孔出流流量比的函数关系式,并据此推导出小孔出流均匀的设计判定准则. Da Soghe 等^[13]在文献^[12]的基础上,基于小孔流量分配规律,修正了对应的小孔冲击换热准则,并开发了冲击靶面沿流向(一维)传热系数预估程序.但是上述工作均基于数值模拟研究,同时由于冲击孔数目众多,使得三维 CFD 计算实施难度高,计算量大.陈涛^[14]分别应用三维 CFD 模拟和试验研究的方法,分析了方形冷却管上冲击孔的出流特性及周向流量分配.研究结果表明冲击孔出流面积同冷却管进口截面积之比是影响冷却管出流特性的主要因素.

从流动本质上看,间隙控制系统中冷却管结构可以简化为一端进气、一端封闭,气体从管内周向分布的冲击孔流出的分支流结构.目前国内外学者对分支流结构开展了较多的相关研究.在数值计算方面,吴玮等^[15]利用 Fluent 软件,将三维的多分支管道简化为二维模型,以水为工质,对多分支管道的流动特性进行了数值研究,结果表明冲击孔出口流量沿主管道流动方向逐渐增加,当孔间距增大以后,流量增大的幅度减小. WANG Junyue^[16]也同样以水为工质对这种分支流动进行了数值研究,研究结果表明分支管道的长径比、进出口面积之比以及管道的摩擦因数都会对小孔出流量的分布和管道内压力分布有所影响.在试验研究方面, Acrivos^[17]对孔间距比大于等于 12 的多孔管进行了试验研究,结果显示开孔对摩擦因数的影响并不明显,和不开孔的光滑管相同.廖

振强^[18]以水为工质,对其流过多分支管的流动特性进行了试验研究,试验结果表明分支流量在主管道进口段最小,沿管道轴向逐渐增大;各分支管道出口壁面的静压和主管道进口的壁面静压之间存在着抛物线关系.唐朝春等^[19]同样以水为工质对多孔配水管的出流流量变化进行了试验研究,试验结果表明小孔出口流量系数不是保持不变的,而是沿程逐渐增大的变量,因此各小孔出流流量沿程逐渐增大.但是上述研究大多是以水为工质,并且通道上开孔的数目较少,同间隙控制系统中单根冷却管多达上百个冲击孔的结构在形式上存在较大的差异.

事实上,发动机实际工作中,机匣表面的温度及对应的变形在周向上分布并非均匀.如 GE 的 Howard 等^[20]针对 CF6-50C 发动机开展的整机试车中,发现稳态和过渡态下高压涡轮机匣沿周向温度及不圆度分布存在差异,不圆度幅度大约为 0.25 mm.而间隙控制系统中冷却管上众多冲击孔的独特出流特性,可能会进一步加剧或削弱这种温度的周向不均匀程度.因此准确获得冷却管上冲击孔出流分配规律,对于间隙控制系统精确调节机匣温度,进而控制机匣变形和叶尖间隙,具有重要的科学研究意义和工程应用价值.

本文针对低压涡轮间隙控制系统中圆形截面的冷却管,综合应用数值模拟和试验研究,研究阵列冲击孔的出流特性,重点讨论进气参数、冲击孔排布对冷却管内气体流动及质量流量(下文简称流量)分配的影响规律.在此基础上,进行典型供气管的一维网络流动计算方法研究,以期对低压涡轮间隙控制系统设计提供基础数据和分析工具支撑.

1 试验研究

1.1 试验研究模型

目前民用航空涡轮风扇发动机上采用的典型叶尖间隙控制系统如图 1 所示.

该叶尖间隙控制系统是在机匣表面安装多排冷却管(为 90°弯曲管,一端供气,一端封闭).冷却气通过管中不同排列的冲击孔冲击到机匣表面,起到强化机匣表面冲击对流换热的作用,从而达到通过改变机匣的热变形来控制叶尖间隙的目的.本文即选取 3 根冷却管作为典型构件来研究冷却管内部的流动特性.

为了获得冷却管上不同位置的冲击孔的流量系数,在试验中必须要获得每一个冲击孔的实际

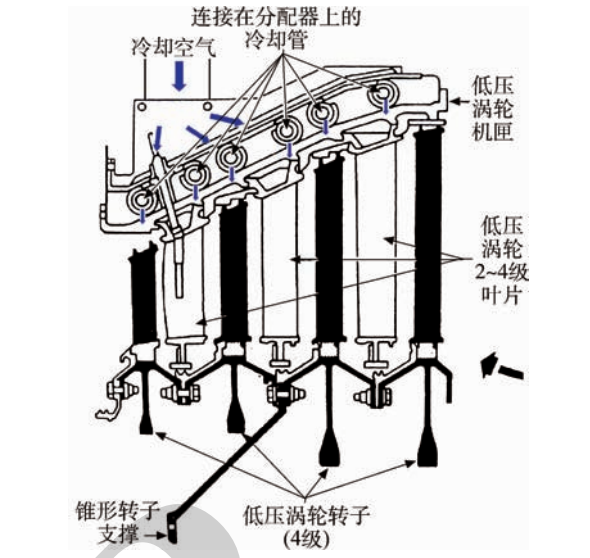


图 1 某型发动机叶尖间隙控制系统图
Fig.1 Tip clearance control system of an engine

流量.现有方案中冲击孔的直径一般在 0.6~1.2 mm 之间,其对应的冷却空气出流量比较小,造成直接测量的难度很大.考虑到试验结果在工程设计的应用方便程度,在试验方案的设计中,首先采用了局部平均的思想,即人为地将冷却管按冲击孔数平均分为 6 段(每 15°一段,选取分段范围时首先尽可能选择较小的角度进行分段,同时满足现有流量计的量程限制),假设冲击孔的出流量在每一段冷却管内基本保持不变,通过收集每段冷却管上多个冲击孔的出流气体,将出流流量平均到每个冲击孔上,进而计算出该段冷却管内多个冲击孔的平均出流流量和平均流量系数.

为了进一步获得冲击孔的流量系数,在冷却管的不同位置埋设总压测点,如图 2 所示,利用测量得到的总压和出口处的静压就能够获得冲击孔的平均流量系数.

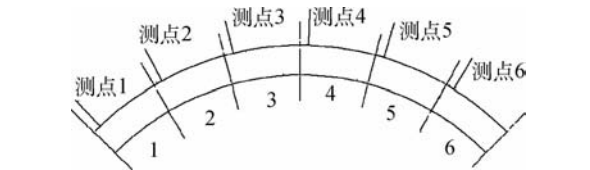


图 2 流量收集和压力测量的示意图
Fig.2 Schematic of flow rate collection and pressure measurement

1.2 试验系统和试验段

试验中气流由体积流量为 5 m³/min 的活塞式压机(最大供气压力为 0.8 MPa)提供.气流进入供气管道后,通过干燥装置分离出空气中的水分,保证压缩空气的干度.干燥后的气流进入进气管道,气流

量由阀门控制,通过阀门的气流进入进气段,经稳压装置稳压整流后进入进气腔,然后流入试验段。

不同位置冲击孔的出流气体被收集后,最终经过流量计后流出。试验中涡街流量计测量得到的是试验工况条件下通过流量计的气流的体积流量。为了能够得到通过流量计的气流实际质量流量,在流量计前设置了压力及温度测点。

为了分段收集冷却管的冲击孔出流流量,在冷却管外部设计了集气腔,通过每一段集气腔顶部的流量汇总管将空气导向流量计,如图 3 所示。考虑到要得到每一段冷却管上冲击孔的平均流量系数,根据流量系数的定义,需要得到冷却管内的总压、静压和集气腔的静压。试验中通过由压力探针、压力传感器及数据采集卡组成的压力采集系统进行多通道数据采集,其中冷却管内总压探针测试位置如图 2 所示。

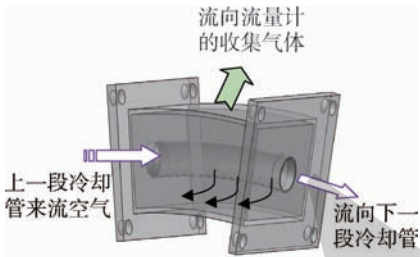


图 3 试验段结构示意图
Fig. 3 Schematic of experimental section

1.3 试验方法及试验工况

1.3.1 进口雷诺数定义

考虑到试验中冲击孔个数、排布方式、孔径等变化参数非常多,冷却管的气动参数边界采用了冷却管进口雷诺数 Re 来表征,具体定义如下:

$$Re = \dot{m}_1 D_1 / (\mu A_1) \tag{1}$$

式中 $\dot{m}_1$ 为冷却管进口的质量流量, D_1 为冷却管的当量直径, μ 为空气动力黏度, A_1 为冷却管进口截面积。

1.3.2 流量系数定义

冷却气流经冲击孔时,由于存在进口损失、摩擦损失、出口突扩损失,导致实际通过冲击孔气流量 $\dot{m}_{re}$ 比相同流动情况下理论流量 $\dot{m}_{th}$ 小,由此引出流量系数的定义:

$$C_d = \dot{m}_{re} / \dot{m}_{th} \tag{2}$$

由于影响实际流量的因素很多,因此实际流量由试验确定,理论流量是假设冷却气从次流总压到主流静压是等熵膨胀的条件下计算得到的。

$$C_d = \frac{\dot{m}_{re}}{\dot{m}_{th}} = \frac{p_t \left(\frac{p_m}{p_t} \right)^{\frac{(\kappa-1)}{2\kappa}} \sqrt{\left[\left(\frac{p_t}{p_m} \right)^{\frac{(\kappa-1)}{\kappa}} - 1 \right] \left[\frac{2\kappa}{(\kappa-1)RT_t} \right] \frac{\pi}{4} d^2}}{\pi d^2} \tag{3}$$

式中分母为考虑了流体的可压缩性时的理论流量,其中 p_m 为集气腔内的静压, p_t 为冲击孔前的总压(试验中取为每一个 15° 的进口总压), T_t 为冷却管路内相应于总压位置的总温, d 为冲击孔的直径, κ 为等熵指数。

在试验中改变进口雷诺数(25 000~67 000)、冲击孔直径 d 为 1.1 mm 和 1.5 mm、冲击孔间距(间距比 $P/d=2\sim6.1$) 等参数,分析这些参数变化对冷却管上冲击孔出流特性的影响。需要说明的是,针对不同冷却管进行的试验中,由于进气状态不可能完全一致,因此进口雷诺数存在一定的差异。

由于试验中改变了冷却管上冲击孔的孔径和冲击孔的排布方式,为了便于后续试验结果的分析,将试验中的冷却管进行了编号,具体如表 1 所示。

表 1 冷却管参数表

Table 1 Parameters of coolant feeding tube		
编号	d/mm	P/d
1	1.5	2.8
2	1.5	4.4
3	1.1, 1.5	2, 4.4

其中 1 号和 2 号冷却管中,每个冷却管上仅有 1 排冲击孔($d=1.5\text{ mm}$),但是冲击孔间距不同,2 号冷却管上的冲击孔数目相对较少。3 号冷却管是比较特殊的一种结构,在该冷却管上存在着两排冲击孔,其中一排直径 $d_2=1.1\text{ mm}$,另一排直径 $d_1=1.5\text{ mm}$,它们对应的间距比分别为 2 和 4.4。冷却管结构如图 4 所示。

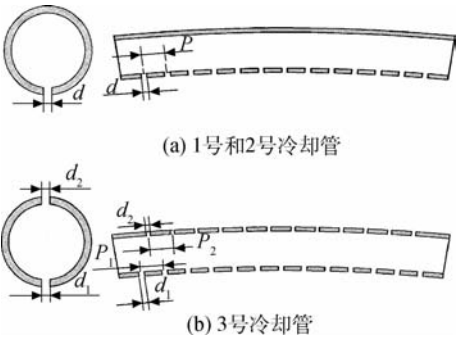


图 4 冷却管结构示意图

Fig. 4 Schematic of the coolant feeding tubes

2 一维网络流动计算方法

2.1 一维网络流动相关公式

冷却管呈弧形且较细长,管身密布冲击孔,气流同时存在沿管身流动损失和冲击孔流动损失.因为管中心线圆弧的半径一般较大,如果不考虑由于冷却管转弯造成的流动损失,管内主流方向与冲击孔内冲击射流方向基本呈垂直关系,因此在一维网络流动建模中,本文提出使用“冲击孔进口有效总压(p_i)”来代表可用于驱动冲击射流的压力,与冲击孔进口所在的管截面当地总压相区别.

对于冷却管沿程流动,采用等摩擦管流的处理方法,该方法符合冷却管路本体结构较长的特点,通过迭代求解如下方程,可获得各段冷却管的出口流动参数.

$$\dot{m} = \rho VA = \frac{p_1}{RT_1} \left(\lambda_1 \sqrt{\frac{2}{\kappa+1} \kappa RT_{t1}} \right) A \quad (4)$$

$$p_{cr} = p_1 Ma_1 \left/ \left[\left(\kappa + 1 \right) / 2 \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_1^2 \right) \right]^{1/2} \right. \quad (5)$$

$$\xi_{\max} = \frac{\kappa + 1}{2\kappa} \left(\frac{1}{\lambda_1^2} - 1 - \ln \frac{1}{\lambda_1^2} \right) \quad (6)$$

$$p_2 = p_{cr} \frac{1}{Ma_2} \left[\frac{\kappa + 1}{2 \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_2^2 \right)} \right]^{1/2} \quad (7)$$

式(4)~式(7)中 $\dot{m}$ 表示流量, ρ 为密度, V 为速度, A 表示面积, λ 为沿程损失系数, Ma 为气体运动速度对应的马赫数, ξ 是损失系数, 下标 cr 表示临界, max 表示最大值, 1 表示进口, 2 表示出口.

对于冲击孔,采用如下模型进行求解,其中损失系数考虑了孔口倒圆半径和长径比等因素的影响.因为冲击孔射流方向与冷却管内主流的方向垂直,所以 p_{t1} 近似等于冲击孔入口所在冷却管截面的当地静压.

$$p_2 = p_{t1} \left/ \left[1 + \xi \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{RT_2} \left(\lambda_2 \sqrt{\frac{2}{\kappa+1} \kappa RT_{t2}} \right)^2 \right] \right. \quad (8)$$

$$\dot{m} = \rho VA = \frac{p_2}{RT_2} \left(\lambda_2 \sqrt{\frac{2}{\kappa+1} \kappa RT_{t2}} \right) A \quad (9)$$

$$T_2 = T_{t2} \tau(\lambda_2) \quad (10)$$

2.2 一维网络流动建模

以 3 号冷却管为对象,将冷却管划分为多个等长的分段,各分段之间设置虚拟节点,分段上的冲击孔单元连接到虚拟节点上,形成如图 5 所示的一维网络.图中“Part”代表冷却管的分段单元,“A”和“B”代表冷却管上的两排冲击孔,当冲击孔排数增加或减少时,则相应地增加冲击孔单元.这样就可以同时考虑气流沿冷却管流动时产生的损失和冲击孔流动损失.

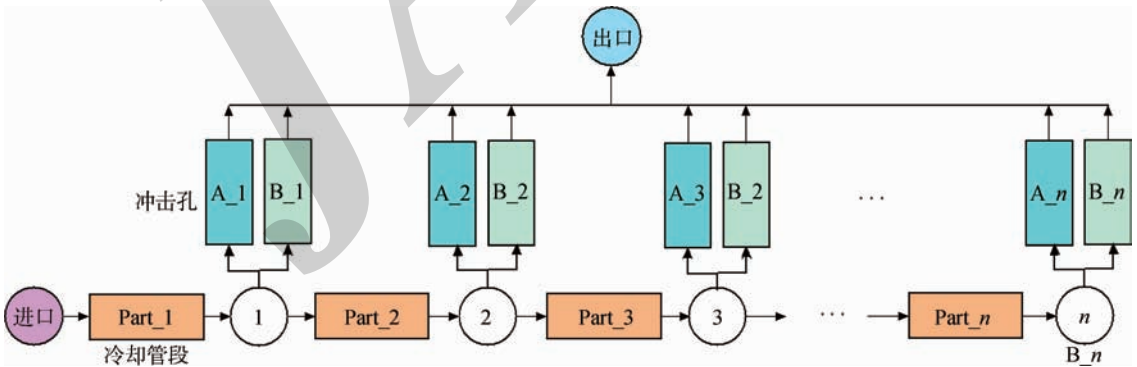


图 5 一维网络流动(3 号冷却管)

Fig. 5 One-dimensional flow net (No. 3 coolant feeding tube)

理论上一维网络流动计算时冷却管可以分成任意多个分段,因此以典型结构冷却管为模型,研究管分段为 1~18 段时计算流量的差异.分别比较了相邻分段数网络计算流量的相对差和各分段数网络计算流量与 6 分段网络计算流量相对差,由图 6 可见当分段数大于 6 时,相邻分段数网络

计算流量相对差已小于 1%,分段数在 4~18 段的网络计算流量与 6 分段网络相对差在 $\pm 2.5\%$ 范围内.工程应用中为兼顾计算精度与效率,可取分段数为 4~9 段.工程上实际应用的间隙控制系统中冷却管路部件一维网络可由多个单管网络并联建立.

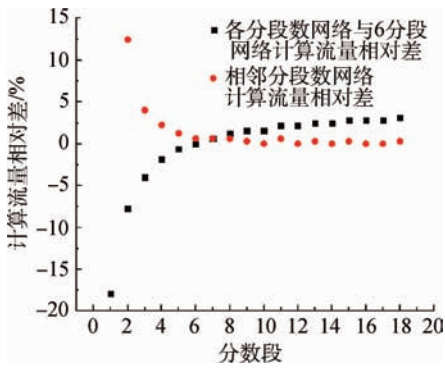


图 6 不同分段数网络计算流量对比图

Fig. 6 Comparison of calculated flow rate with different segment numbers

3 结果与分析

3.1 典型冷却管出流特性试验结果分析

图 7 给出了不同进口雷诺数工况下,1 号冷却管上冲击孔的沿程出流特性. 试验中将测量得到的流量除以该 15°间隔范围内的冲击孔数目,就得到了该间隔范围内单个冲击孔的平均出流流量,如图 7 中纵坐标所示. 图 7 中横坐标为不同周向位置(用圆心角 α 表示)和 90°的比值,表征了不同的相对周向位置.

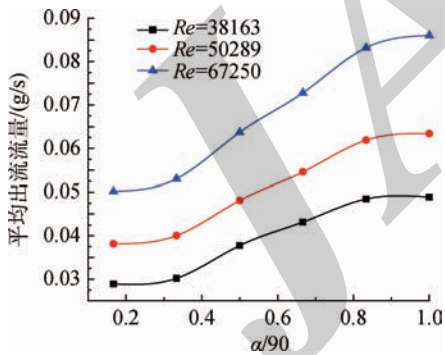


图 7 冲击孔平均出流流量(1 号冷却管)

Fig. 7 Average outflow rate of impingement hole (No. 1 coolant feeding tube)

从图 7 中可以清晰地发现,90°弯曲的冷却管在周向不同位置上,冲击孔的出流流量存在着明显的差异:从进口位置起(即 $\alpha/90=0$),冲击孔的出流流量不断增加. 如 $Re=38163$ 时,在靠近进口位置的 15°范围内(即圆心角处于 0°~15°之间),每个冲击孔的平均流量为 0.028g/s 左右,而在靠近封闭的冷却管尾部的 15°范围内(即圆心角为 75°~90°),每个冲击孔的平均流量达到了 0.049 g/s,相比靠近进口位置的 15°区域,单个冲

击孔的平均流量增加了近 75%.

试验中冷却管为一端进气,一端封闭,并且冷却管的横截面积相对较小,气体在冷却管内的运动速度较大,特别是在冷却管的进口附近. 因此在冷却管进口位置附近,管内气体的静压相对较低. 随着气体不断从冲击孔流出,冷却管内运动的气体流量在逐步减小,越靠近冷却管的封闭端,冷却管内气体流动的速度越低,综合作用下越远离冷却管的进口,即越靠近冷却管的封闭端,冷却管内气体的静压越大.

由流体力学的基本知识可知,冲击孔的出流流量决定于冲击孔两侧的压力差,因此在靠近冷却管进口位置(圆心角较小)附近冷却管内静压相对较小,导致此区域内冲击孔的出流相对较小,而在远离进口的位置(圆心角较大)附近由于冷却管内气体静压相对较大,致使此区域内冲击孔的出流流量变大.

从图 7 中还可以发现,随着冷却管进口雷诺数的增加,不同圆周位置上的冲击孔出流流量均在增加. 这是由于冷却管进口雷诺数的增加,也就意味着冷却管内气体的流量变大. 同时冷却管一端进气,一端封闭,空气从进口进入冷却管后均是从冲击孔流出. 上述两个因素作用下,必然会使得冲击孔的出流流量随着冷却管进口雷诺数的增加而不断变大.

在获得了每 15°中冲击孔的平均出流流量后,利用试验中测量得到的每一段进口总压(具体位置为图 2 所示),结合前文中流量系数的定义和处理方式,得到了每 15°区域内冲击孔的平均流量系数. 具体如图 8 所示.

从图 8 中可以发现,正如同图 7 中所示,随着远离冷却管的进口端,冲击孔的出流流量逐渐变

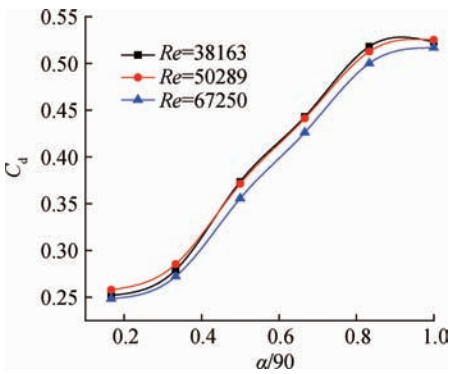


图 8 冲击孔的平均流量系数(1 号冷却管)

Fig. 8 Average discharge coefficient of impingement hole (No. 1 coolant feeding tube)

大,对应的流量系数也在逐步增加.如平均流量系数从进口位置附近的 0.25 左右,增加到冷却管封闭端附近的 0.53 左右,增加幅度达到了 112%.

同时比较图 7 和图 8,可以看到相比管进口雷诺数对冲击孔出流流量的影响,冷却管进口雷诺数对冲击孔的流量系数影响相对较弱.图 8 中曲线展示,在不同冷却管进口雷诺数的条件下,冲击孔的流量系数基本保持不变.

这是由于冲击孔的流量系数是一个无量纲的参数,综合体现了孔上下游的压力差、来流速度、孔几何参数等参数对实际流量和理论流量比值的影响效果.试验中,冲击孔的几何尺寸保持不变,同时尽管冷却管的进口雷诺数发生了变化,其导致冷却管内的气体压力及运动速度变化幅度并非特别大,因此对冲击孔的平均流量系数影响相对较弱.

图 9 给出了 2 号冷却管的冲击孔分段出流特性.从图 9 中可以发现同前文中试验相似的规律:随着冲击孔的位置远离冷却管的进口(即冲击孔位置所对应的圆心角逐步变大),通过冲击孔的出流流量在逐步增加.随着冷却管进口雷诺数的增加,不同位置的冲击孔出流流量均在增加.

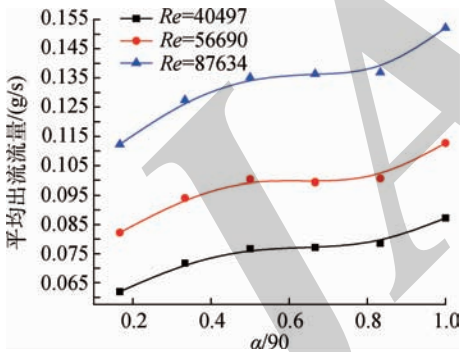


图 9 冲击孔平均出流流量(2 号冷却管)
Fig. 9 Average outflow rate of impingement hole (No. 2 coolant feeding tube)

相比 1 号冷却管、2 号冷却管的冲击孔直径保持不变(均为 1.5 mm),但是冲击孔间距比较大,因此冲击孔数目较少.冷却管内上游出流所导致的冷却管内压力变化相对减小,因此图 9 中显示冲击孔沿周向分布不均匀程度也相对减弱.如 $Re=40497$ 时,2 号冷却管上周向存在的出流流量最大差异为 32%,而 1 号冷却管在相类似进口雷诺数下该数值约为 75%.

图 10 进一步给出了 3 号冷却管的冲击孔分段出流特性.从图中可以看到冲击孔平均出流流量的变化规律同前文是类似的.

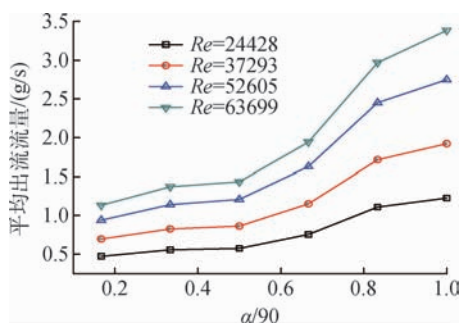


图 10 冲击孔平均出流流量(3 号冷却管)
Fig. 10 Average outflow rate of impingement hole (No. 3 coolant feeding tube)

细致分析 3 号冷却管同 1~2 号冷却管冲击孔结构差异,可知此时 3 号冷却管的冲击孔出流面积更大,因此上游冲击孔的出流作用导致冷却管内部压力变化,对下游出流的影响将更为突出.因此可以从图 10 中发现沿程的流量增加幅度更加突出.

3.2 典型冷却管内部流动及出流特性模拟结果分析

在试验研究的基础上,本文进一步利用三维 CFD 模拟和一维网络流动计算方法,针对 3 号冷却管的内部流动和冲击孔出流特性开展了数值研究.

三维 CFD 数值模拟中,首先使用 Gambit 对计算域划分网格,在冲击孔等区域进行了网格局部加密处理.冷却管进口设定为压力进口条件,集气腔出口设定为压力出口边界条件,具体的压力数值来自于试验实测值.湍流模型选择 *realizable k-ε* 模型,压力和速度采用 SIMPLEC (semi-implicit method for pressure linked equations consistent) 方法求解,离散格式为 2 阶迎风格式,收敛判据为残差小于 1×10^{-5} .

图 11 分别显示了计算域中气流速度和静压分布.从图中可以看到,在冷却管进口附近冷却管内气流速度较大,之后沿流向逐渐降低,在冷却管末端气流几乎达到滞止状态;相对应地在冷却管进口附近气流静压较小,之后沿流向逐渐增大,在冷却管盲端达到最大值.

冲击孔入口与冷却管内主流流动方向平行,冲击孔进口有效总压与当地气流静压相近,导致冲击孔进出口压力差随圆心角度增大而增大,必然导致冲击孔平均出流流量随圆心角度增大而增大.

图 12 给出了 3 号冷却管,进口雷诺数为 63699 的工况下,冲击孔平均出流流量的三维 CFD 数值模拟、一维网络流动计算结果以及试验结果的对比情况.

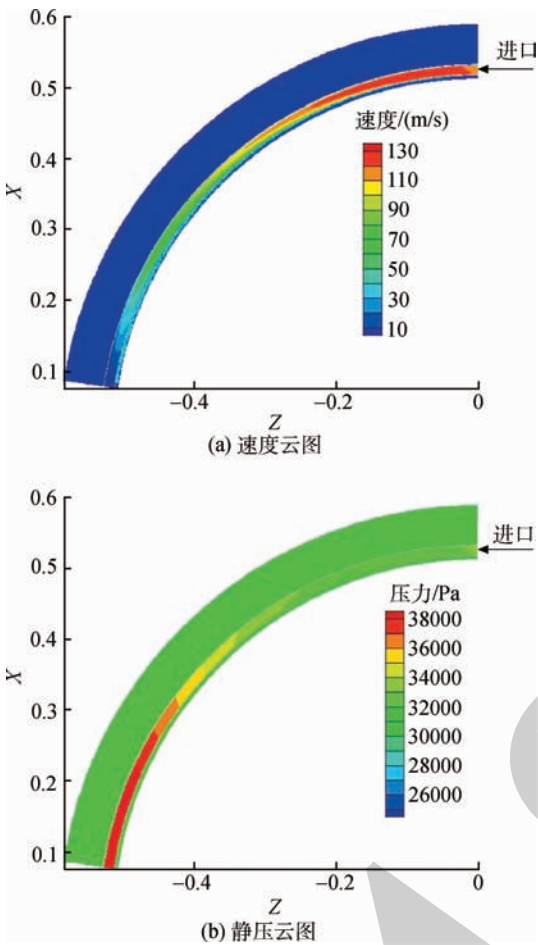


图 11 冷却管内部流动和出流特性模拟结果
(3 号冷却管)

Fig. 11 Numerical simulation results of inner flow and outflow characteristics of coolant feeding tube
(No. 3 coolant feeding tube)

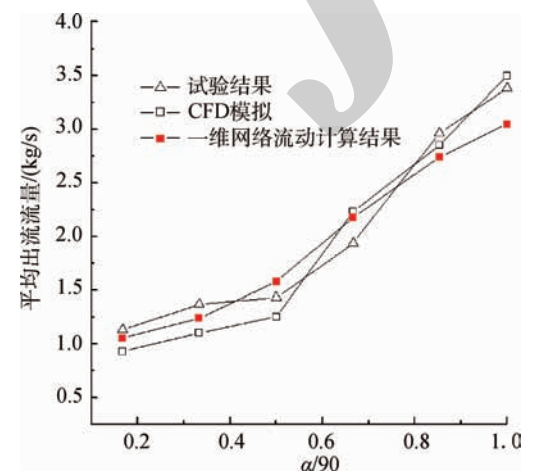


图 12 模拟仿真和试验结果的对比(3 号冷却管)

Fig. 12 Comparison between numerical and experimental results (No. 3 coolant feeding tube)

从图 12 中可以清晰地发现,无论是冷却管上冲击孔出流沿程分配规律,还是具体的出流流量数值,本文建立的三维 CFD 模型和一维网络流动模型均能准确地进行模拟仿真,体现出良好的计算精度.但是一维网络流动计算所需时间远远小于三维 CFD 模拟.

3.3 间隙控制系统的部件流量特性

在单个冷却管机理研究的基础上,将本文建立的一维网络流动模型应用于某间隙控制系统的部件流量特性试验中.该间隙控制系统包括了 6 个冷却管,每根管上设置了不同孔径、排布方式的冲击孔.

部件流量特性试验使用地面压缩气源供气,气流出口保持为大气环境,试验时调整进口总压 p_{t1} ,控制进口总压与出口静压之比 p_{t1}/p_{s2} 在 1~3 范围内变化.测量通过管路的气流流量 $\dot{m}$ 、管路进口截面气流的总温 T_{t1} 、总压 p_{t1} 以及试验室当地大气压 p_{s2} .具体的流量特性试验装置示意图见图 13.

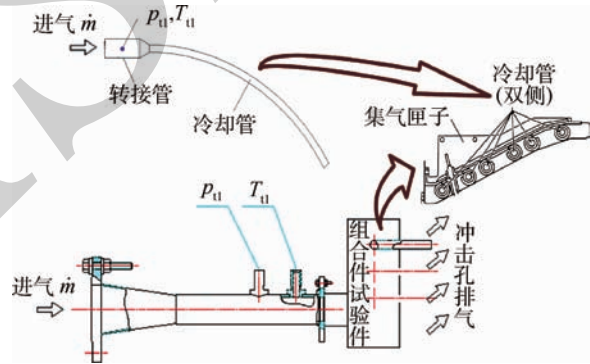


图 13 间隙控制系统零组件流量特性
试验装置示意图

Fig. 13 Schematic of flow characteristic of experimental device of the tip clearance control system

图 14 分别给出了冷却管单管和整体组合件换算流量 $\frac{\dot{m} \sqrt{T_{t1}}}{p_{t1}}$ 与压比 $\frac{p_{t1}}{p_{s2}}$ 关系曲线.图中数据表明,无论是单个冷却管还是冷却管的整体组合件,一维网络流动计算得到的流量特性曲线与试验结果吻合较好,计算结果同组件流量特性试验数据之间最大相对误差为 4.5%,体现出良好的计算精度和适用性.

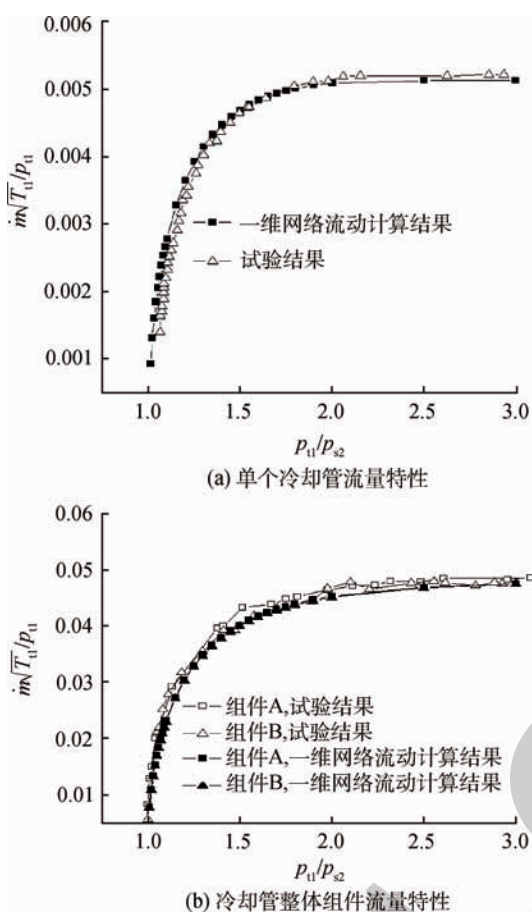


图14 间隙控制系统零组件流量特性试验和计算对比

Fig. 14 Comparison of flow characteristic between experiment and numerical simulation in tip clearance control system

4 结 论

本文综合应用数值模拟和试验研究的方法,对叶尖间隙控制系统中典型供气管路,即圆形截面 90° 弯曲冷却管,开展其工作特性和模拟方法研究。依据本文的研究数据及结果,可以得出以下结论:

1)随着冲击孔的位置远离冷却管的进口(即冲击孔位置所对应的圆心角逐步变大),通过冲击孔的气体流量在逐步增加。冲击孔开孔面积增加,冷却管周向流量分配不均匀现象更加突出。

2)随着冷却管进口雷诺数的增加,不同位置的冲击孔出流流量均在增加。但是冲击孔流量系数基本保持不变。

3)本文提出的分段流量测量、冲击孔局部平均的方法,可以较精确地获得冷却管周向出流分配规律。

4)本文建立了的带冲击孔的冷却管一维网络

流动计算模型,提出了合理的一维管分段模化方式,冷却管组合件网络可由单管网络并联构成,管分段数的合理范围为 $4\sim 9$ 段。

5)试验和计算的对比结果表明,一维网络流动计算方法具有较高精度,可在工程应用当中快速求解叶尖间隙控制系统复杂供气流路的流动问题,能够兼顾计算精度与效率,具有很好的工程应用价值。

参考文献:

- [1] 顾伟,乔剑,陈潇,等.民用航空涡轮发动机涡轮叶尖间隙控制技术综述[J].燃气轮机技术,2003,26(1):1-4.
GU Wei, QIAO Jian, CHEN Xiao, et al. A review of turbine clearance control system for civil turbofan engine [J]. Gas Turbine Technology, 2003, 26(1): 1-4. (in Chinese)
- [2] Beitler R S, Saunders A A, Wanger R P. Fuel conservation through active control of rotor clearance[R]. AIAA 80-1087, 1980.
- [3] Fasching W A, Stricklin R. Summary report for CF6 jet engine diagnostics program[R]. NASA-CR-165582, 1982.
- [4] 曾军,王鹏飞.民用航空发动机涡轮叶尖间隙主动控制技术分析[J].航空科学技术,2012(2):1-2.
ZENG Jun, WANG Pengfei. Analysis on turbine active clearance control technology of civil aircraft engine [J]. Aeronautical Science and Technology, 2012(2): 1-6. (in Chinese)
- [5] 张清华.发动机叶尖间隙技术[J].国际航空,1987(2):37-38.
ZHANG Qinghua. Technology of turbine tip clearance [J]. International Aviation, 1987(2): 37-38. (in Chinese)
- [6] Justak J F, Doux C. Self-acting clearance control for turbine blade outer air seals [R]. ASME Paper GT2009-59683, 2009.
- [7] Halila E, Lenahan D, Thomas T. High pressure turbine test hardware [J]. NASA CR-167955, 1982.
- [8] Beck B, Fasching W. CF6 jet engine performance improvement: low pressure turbine active clearance control [J]. NASA CR-165557, 1982.
- [9] Andreini A, Da Soghe R, Facchini B, et al. Experimental and numerical analysis of multiple impingement jet arrays for an active clearance control system [J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(3): 287-299.
- [10] 姜远刚,毛军逵,李毅,等.间隙主动控制系统中冷却空气管换热特性实验研究[J].推进技术,2014,35(3):366-371.
JIANG Yuangang, MAO Junkui, LI Yi, et al. Experimental studies on heat transfer characteristics in air cooling pipe of turbine tip clearance control system [J]. Journal of Propulsion Technology, 2014, 35(3): 366-371. (in Chinese)
- [11] LIU Fangyuan, MAO Junkui. Experimental investigations about heat transfer characteristics of irregular impingement jet arrays in typical active clearance control system [R]. AIAA-2015-2406, 2015.
- [12] Da Soghe R, Andreini A. Numerical characterization of aerodynamic losses of jet arrays for gas turbine applica-

tions[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2012,134(5):110-115.

[13] Da Soghe R,Facchini B,Micio M,et al. Aerothermal analysis of a turbine casing impingement cooling system[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2012, 2012: 103583. 1-103583. 10.

[14] 陈涛. 涡轮叶尖间隙主动控制典型构件流动和换热特性研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2012.

[15] 吴玮,严忠民. 多分支管道若干流动特性研究[J]. 河海大学学报:自然科学版,2004,32(3):272-275.
WU Wei,YAN Zhongmin. Investigation on flow characteristics in manifolds[J]. Journal of Hohai University:Natural Sciences,2004,32(3):272-275. (in Chinese)

[16] WANG Junyue. Theory of flow distribution in manifolds [J]. Chemical Engineering Journal, 2011, 168 (3): 1331-1345.

[17] Acrivos A,Bacock B D,Pigford R L. Flow distributions in manifolds[J]. Chemical Engineering Science,1959,10(1/2):112-114.

[18] 廖振强. 多分支管道若干流动现象和特性的探讨[J]. 气动试验与测量控制,1996,10(3):31-40.
LIAO Zhenqiang. Investigation of several phenomena and properties of the flows in mainfolds[J]. Aerodynamic Experiment and Measurement and Control,1996,10(3):31-40. (in Chinese)

[19] 唐朝春,孙亮,冯巍,等. 多孔配水管孔口出流量变化试验研究[J]. 南方冶金学院学报,2004,25(2):54-67.
TANG Chaochun,SUN Liang,FENG Wei,et al. Experimental study on change of orifice discharge for porous pipes[J]. Journal of Southern Institute of Metallurgy, 2004,25(2):54-67. (in Chinese)

[20] Howard W D,Fasching W A. CF6 jet engine diagnostics program high pressure turbine roundness/clearance investigation[R]. NASA CR-165581,1982.

(编辑:陈 越)