

不同结构的冷却管脉冲射流流动响应特性

蔡可信, 毛军逵, 徐启明, 毕 帅, 王 磊, 周 洁

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 探究了结构参数对脉冲射流经冷却管内流动响应规律。在脉冲频率为 1 Hz, 雷诺数为 5 000, 脉冲射流占空比为 50% 的气动参数下, 对冷却管管径、射流孔孔径、孔间距的变化对脉冲射流流动响应特性带来的影响依次分析, 对结构参数对脉冲射流在冷却管内流动响应特性产生影响的内在机制进行综合阐述。针对上述结构参数拟合出冷却管射流质量系数随冷却管管径、射流孔孔径、孔间距变化的经验关系式, 为优化阵列脉冲射流的冷却管结构设计提供数据基础。研究发现, 冷却管射流速度的响应时间、迟滞时间均随着冷却管管径、射流孔孔间距和孔径的增加而减小。随着冷却管管径增大, 射流孔孔径减少, 孔间距减少, 冷却管内射流速度系数增大, 冷却管内压力增大, 流容减少。

关 键 词: 冷却管; 脉冲射流; 容腔效应; 射流孔; 经验关系式

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Pulse jet flow response characteristics of cooling pipe with different structures

CAI Kexin, MAO Junkui, XU Qiming, BI Shuai,

WANG Lei, ZHOU Jie

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The flow response law of pulse jet through cooling pipe with structural parameters was explored. Under the aerodynamic parameters of pulse frequency of 1 Hz, Reynolds number of 5 000 and pulse jet duty ratio of 50%, the influences of cooling pipe diameter, jet hole diameter, hole spacing on the pulse jet flow response characteristics were analyzed successively and the internal mechanism of the influence of structural parameters on the flow response characteristics of pulse jet in the cooling pipe was comprehensively described. In view of the structural parameters, empirical formulae of the cooling pipe jet quality coefficients with cooling pipe diameter, jet hole diameter, hole spacing were fitted to optimize the array of pulse jet cooling pipe chamber, providing a reference for structure design. It was found that the response time and hysteresis time of cooling pipe jet velocity decreased with the increase of cooling pipe diameter, hole spacing and jet hole diameter. With the increase of cooling pipe diameter, the decrease of jet hole diameter and hole spacing, the pressure in the cooling pipe and the jet velocity coefficient

收稿日期: 2020-09-04

基金项目: 航空科学基金(201928052002)

作者简介: 蔡可信(1993—), 男, 硕士, 研究领域为发动机传热传质。E-mail: cxx18021820067@163.com

通信作者: 毛军逵(1976—), 男, 教授, 博士, 研究领域为航空宇航推进理论与工程。E-mail: mjkdpe@nuaa.edu.cn

引用格式: 蔡可信, 毛军逵, 徐启明, 等. 不同结构的冷却管脉冲射流流动响应特性[J]. 航空动力学报, 2022, 37(3): 523-533. CAI Kexin, MAO Junkui, XU Qiming, et al. Pulse jet flow response characteristics of cooling pipe with different structures[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(3): 523-533.

increased, and the flow capacity decreased.

Key words: cooling pipe; pulse jet; capacitive cavity effect; jet hole; empirical formula

在发动机结构设计中,通常为了避免发动机在装配状态和工作状态下转子叶片和机匣产生直接接触,在叶片叶尖与机匣之间会保留一定的间隙。减小叶尖间隙不仅可以降低燃油消耗率,延长空中飞行时间,而且可以扩展压气机喘振边界^[1]。但是叶尖间隙是不可能无限制地减小的,对于发动机来说,叶尖间隙是不可避免的。因此控制叶尖间隙大小对发动机高效、安全而可靠的工作至关重要^[2]。目前,叶尖间隙主动控制在发动机中广泛应用^[3-5]。基于热变形控制方法的射流冲击是发动机主动控制叶尖间隙的主要方法。射流冲击是从风扇或者压气机抽取的冷气从冷却管中冲击孔流出并冲击冷却机匣表面,从而改变机匣温度,进而改变热变形造成的径向位移^[6]。射流冲击是一个复杂的流动换热过程,涉及多种影响因素,如:冲击方式、冷却管的结构、冲击高度等。

长期以来,国内外研究者对射流冲击的冲击方式已经展开深入探究^[7-8]。先前研究者开展的探究方向多以稳态射流冲击为主,脉冲射流的相关研究相对较少。因此,脉冲射流作为非稳态射流冲击的新形式出现在研究者的视野中。与稳态射流冲击相比,脉冲射流更为复杂,不仅增加了射流湍流强度破坏了流动边界层,而且加剧射流与周围流体的掺混,降低射流核心区速度,因而具有强化换热的潜力。因此,国内外研究者针对脉冲射流的流动响应特性展开研究。脉冲射流流动响应特性涉及多种影响因素,如雷诺数、脉冲频率、脉冲信号振幅、脉冲信号形式、冲击间距等。Habib等^[9-10]采用实验方法研究了不同雷诺数和脉冲频率下水平管内空气流动换热的特性。研究结果表明:与稳态流动相比,不同的雷诺数大小对脉冲频率的影响不同,即当雷诺数较小时,脉冲频率对换热效果的影响较弱;随着雷诺数的增加,脉冲频率的影响会逐渐增加。周静伟等^[11]通过实验方法对比了相同质量流量下正弦、三角形和矩形 3 种脉冲信号对射流冲击换热的影响。从结果中可以看出有阶跃变化的矩形射流对传热强化影响最大,一定脉冲频率下可以增加平均传热系数 30%,而对于信号变化缓和的正弦和三角形波,对换热效果的影响不大。Xu 等^[12-13]通过数值模拟分析冲击

雷诺数、冲击间距等因素对脉冲射流通过二维单孔、双孔圆管的换热特性的影响,数值结果证明了脉冲射流改变了流动形态,消除了静止驻点的形成,从而提高了冲击壁面上的平均传热系数。胡玉生^[14]通过数值模拟方法研究了脉冲信号幅值对换热效果的影响,当脉冲频率一定时,换热强化比随着脉冲信号振幅增大先是逐渐下降然后逐渐增大。当脉冲信号振幅较低时,会弱化换热,并且振幅的影响不是很明显,而当振幅较大时,振幅对换热的影响十分显著,并且随着振幅的增大,换热效果逐渐提升。

然而,在上述脉冲射流换热的研究中都忽视了脉冲射流冲击到靶板之间的管路对脉冲射流的影响。脉冲射流进入冷却管内,冷却管对气流进行存储和重新分配,导致脉冲射流的脉冲信号振幅会有滞后和偏差,从而影响换热能力^[15-17]。唐婵等^[18]采用实验和数值模拟相结合的方法研究了受限空间对脉冲射流流动响应特性的影响。与开放空间的脉冲射流相比,受限空间的脉冲射流提高了脉冲射流趋近靶面的速度,从而增强了对流换热。张洪等^[19]利用数值模拟方法研究了腔体结构对脉冲射流速度的影响,研究发现:在特定的腔体结构下,脉冲射流速度达到最大。郑军等^[20]通过实验发现改变腔体长度会影响脉冲射流流动响应特性,换热效果随着腔体长度的增加而增加。

目前的脉冲射流冲击文献大多数以研究单一结构的多孔直管为主,缺乏容腔效应对脉冲射流特性影响的分析。在实际发动机中,气流往往经过冷却管后再通过射流孔形成冲击射流。鉴于此,本文采用控制变量的实验方法研究了不同结构的冷却管对脉冲射流流动响应特性的影响,为进一步研究冷却管的容腔效应对脉冲射流流动响应特性的影响提供基础。

1 实验方案

1.1 实验模型

如图 1 所示,本文采用简化后的圆形冷却管,冷气从冷却管进口端流入内部管腔,从冷却管下端的射流孔喷出形成脉冲射流,相关参数如下: L 为冷却管总长, D 为冷却管内径, d 为射流孔内径, S/d 为孔间距(其中 S 为相邻两个射流孔中心

之间的轴向距离), h 为管壁厚度。

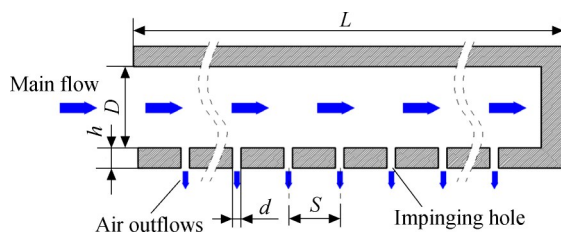


图1 圆形冷却管示意图

Fig.1 Schematic diagram of circular cooling pipe

1.2 实验系统

本文采用的实验系统如图2所示,压气机提供的压缩气流经过稳压腔稳定后进入脉冲电磁阀。脉冲电磁阀由控制系统驱动,其通过控制系统调节电磁阀两端的电压占空比,从而射流孔得到周期性变化的脉冲射流。形成的脉冲射流通过瞬态质量流量计后进入冷却管。采用按照模型加工的全尺寸圆形冷却管在流动实验台上进行实验。冷却管安装在既能固定实验件又方便调节高度的坐标支架上。

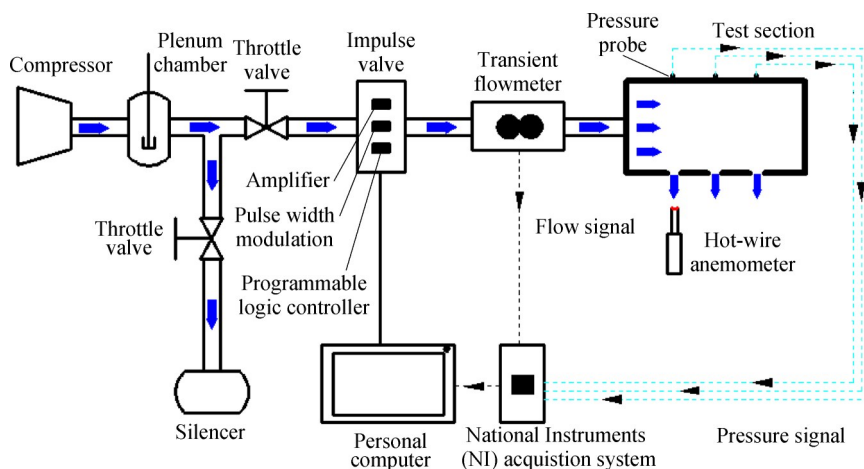


图2 脉冲射流实验系统示意图

Fig.2 Schematic diagram of pluse jet experimental system

1.3 实验测点

本实验研究共设置了6个静压测点,依次命名为P0、P1、P10、P20、P30、P40,具体如图3所示。P0测点测量的是冷却管进口端上壁面处的静压值 p_0 。P1测点测量的是第1个射流孔中心线对应冷却管上内壁面处的压力值 p_1 。 p_{10} 、 p_{20} 、 p_{30} 、 p_{40} 分别为测量的第10、20、30、40个射流孔中心线对应冷却管上内壁面处的压力值。采用压力探针测量静压,压力探针与冷却管内壁面齐平安装,用National Instruments(NI)采集系统记录静压的变化。

本实验一共设置5个速度测点,分别命名为U1、U10、U20、U30、U40,依次测量第1、10、20、30、40个射流孔处的出流速度。采用热线风速仪测量,把热线探针布置在自由射流的射流核心区,即将热线探针布置在射流孔中心线下游 $2d$ (射流孔内径)处,从而避免了相邻射流孔脉冲射流之间的干涉。

1.4 进口速度脉冲信号测试

为了验证实验所需要的脉冲射流是否满足实验要求,同时探究射流速度随时间的变化规律,实

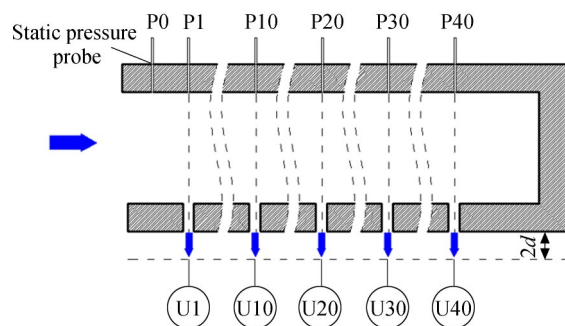


图3 实验测点布置示意图

Fig.3 Schematic diagram of experimental measuring point arrangement

验采用热线风速仪测量冷却管第1个射流孔出口中心位置的流速,使用的相关的参数分别为脉冲射流雷诺数 $Re=5000$,脉冲射流占空比 $K=50\%$,脉冲频率 $f=1\text{ Hz}$ 。从图4中可以看出,无脉冲时,连续射流相对稳定,冷却管U1测点对应的射流速度在 18 m/s 左右波动。而对于脉冲射流,冷却管U1测点对应的射流速度峰值为无脉冲时射流速度的2倍。在电磁阀闭合 15 ms 后,

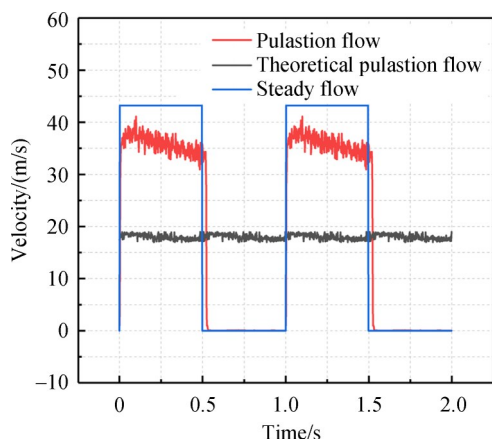


图4 射流孔出口射流速度随时间变化规律

Fig.4 Variation law of jet velocity at outlet of jet hole with time

因为冷却管的容腔效应,冷却管内气流由于惯性力继续通过射流孔流出,所以冷却管U1测点对应的射流速度不为0,约为0.1 m/s。由此,本文的实验装置能够产生满足实验需求的脉冲射流。

1.5 实验工况及公式定义

为了进一步研究不同结构参数下的冷却管脉冲射流流动响应特性及出流特性变化规律,实验在 $f=1$ Hz, $Re=5\,000$, $K=50\%$ 的气动参数的工况下,改变 D 、 d 、 S/d 开展实验,具体实验工况见表1。

表1 实验工况

Table 1 Experiment conditions

结构参数	数值
冷却管内径 D /mm	20, 30, 40
射流孔内径 d /mm	1.0, 1.3, 1.6
孔间距 S/d	6, 8, 10

脉冲射流雷诺数 Re 是指冷却管进口截面处雷诺数。

$$Re = \frac{u_{\text{avg}} D}{\nu} \quad (1)$$

式中 u_{avg} 为冷却管进口平均速度, ν 为空气运动黏度。

流容 C_m 是指在单位时间内,流体质量变化与引起质量变化的压力的比值。

$$C_m = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T m dt}{\Delta p / T} = \frac{\dot{m} - \sum_{i=1}^n \rho u_i A}{\Delta p} = \frac{\dot{m} - \frac{n}{5} \left(\sum_{i=1, 10, 20, 30, 40} \rho u_i A \right)}{p_{\text{max}} - p_{\text{min}}} \quad (2)$$

式中相关参数如下: T 为脉冲周期, Δp 为冷却管沿程静压差, $\dot{m}$ 为冷却管进口气流质量流量, ρ 为空气密度, A 为射流孔面积, n 为射流孔的数目, p_{max} 、 p_{min} 分别为冷却管沿程静压的最大值和最小值, i 为射流孔的序数, u_i 为第 i 个射流孔的射流速度, m 为流体质量, t 为时间。

为了评价冷却管脉冲射流流动响应特性,引入以下几个响应参数^[21-22]。

1) 响应时间 t_r :在射流孔截面处,电磁阀从闭合状态到开通状态,气流达到稳定状态时,射流孔射流速度达到值班周期稳定值的 $\pm 2\%$ 范围,这一过程所占一个脉冲周期的相对时间。

2) 迟滞时间 t_d :在射流孔截面处,电磁阀从开通状态到闭合状态,气流达到稳定状态时,射流孔射流速度达到闭合周期稳定值 $\pm 2\%$ 范围,这一过程所占一个脉冲周期的相对时间。

3) 射流速度系数 δ :单个周期内,实际射流速度 v_a /理想射流速度 v_t 。

$$\delta = \frac{v_a}{v_t} = \frac{v_a \rho n d^2}{Re \mu D} \quad (3)$$

其中 μ 为空气动力黏度。

射流质量系数 $\tilde{m}$:单个周期内,实际射流质量 m_a 与理论射流质量 m_t 之比。

$$\tilde{m} = \frac{m_a}{m_t} = \frac{\int_0^{1/f} \rho u_a A}{\int_0^{1/f} \rho u_t A} = \frac{\int_0^{1/f} u_a}{\int_0^{1/f} u_t} = \frac{\int_0^{1/f} u_a}{\int_0^{1/f} \frac{f n d^2}{Re \mu D} u_a} = \frac{f n d^2}{Re \mu D} \quad (4)$$

1.6 误差分析

实验测试中,所有实验数据的重复度约为2%。如表2所示,质量流量 $\dot{m}$ 由瞬态质量流量计测得,其精度为0.8%,静压 p 由压力传感器(NI采集系统)测得,其精度为1.0%,速度 u 由热线风速仪测得,其精度为0.5%,冷却管管径 D 和冷却管截面积 A 的测量精度为1.0%,由误差传递函数,可得 Re 的误差为1.28%、 C_m 的误差为4.14%和 $\tilde{m}$

表2 实验测量仪器的精度

Table 2 Uncertainty of experimental measuring instrument

名称	测量范围	精度/%
瞬态质量流量计	0~180 m ³ /h	0.8
NI采集系统	0~0.3 MPa	1.0

的误差为3.16%。

2 实验结果与分析

2.1 响应特性分析

本文先对典型结构冷却管进行响应特性分析,典型结构冷却管具体尺寸如表3所示。

表3 典型结构冷却管具体尺寸

Table 3 Specific dimensions of typical cooling pipes

结构参数	数值
冷却管内径 D/mm	20
射流孔内径 d/mm	1.3
孔间距 S/d	6

图5给出了一个脉冲周期内, $Re=5\,000$, $f=1\text{ Hz}$ 时,典型结构冷却管U1测点处射流速度的变化规律。由图5可知,冷却管的响应时间为 $0.05T$,迟滞时间为 $0.06T$,射流速度系数为 0.862 。

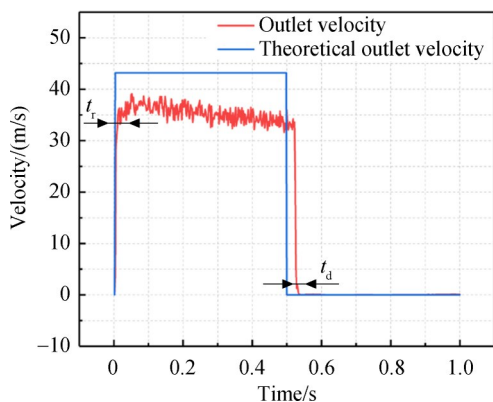


图5 典型结构冷却管U1测点处射流速度的变化规律

Fig.5 Variation law of jet velocity at measuring point U1 of typical cooling pipe

图6为一个脉冲周期内, $Re=5\,000$, $f=1\text{ Hz}$ 时,典型结构冷却管P1测点处脉冲射流压力和稳定射流压力的变化规律。从图6中可以看出,脉冲射流进入冷却管腔以后,先压缩冷却管进口附近的气体,使得P1测点的压力瞬间增大到峰值。随着气流继续向管内流动,冷却管内的瞬时压力值随着时间的增加而稍微降低。稳定射流时,P1测点处压力在 $107\,900\text{ Pa}$ 左右波动。

2.2 响应特性影响因素分析

2.2.1 冷却管内径 D

如图7所示,在一个脉冲周期内, $Re=5\,000$, $f=1\text{ Hz}$ 时, D 越大,其在U1测点对应的射流孔处

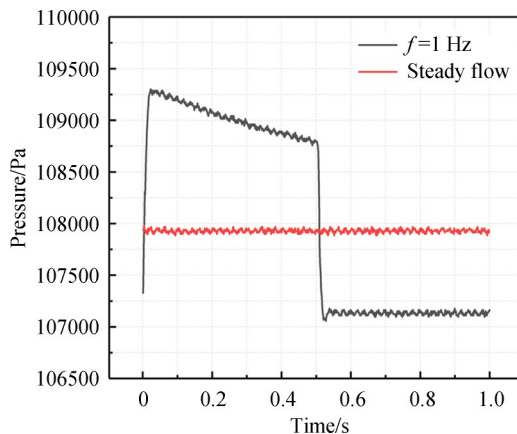


图6 典型结构冷却管P1测点处射流压力的变化规律

Fig.6 Variation law of jet pressure at measuring point P1 of typical cooling pipe

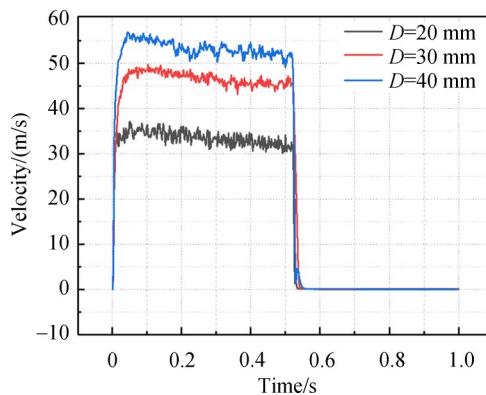


图7 不同 D 的冷却管射流速度变化规律(U1测点处)

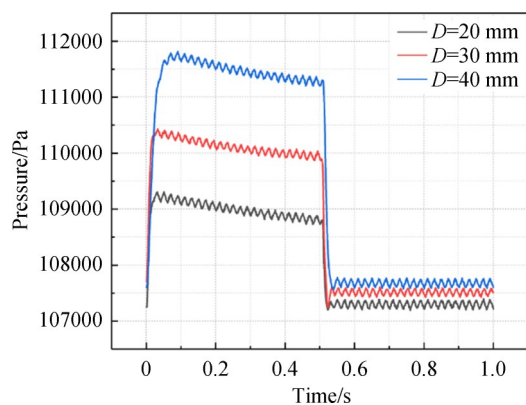
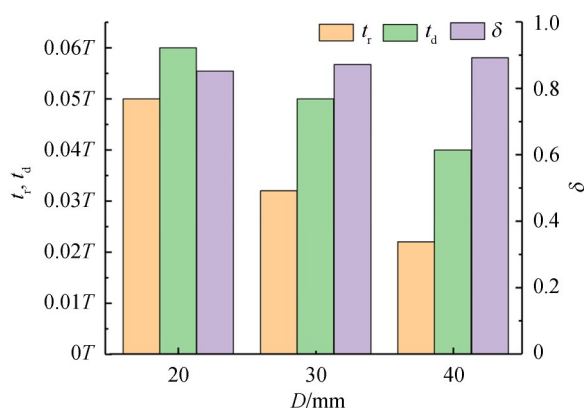
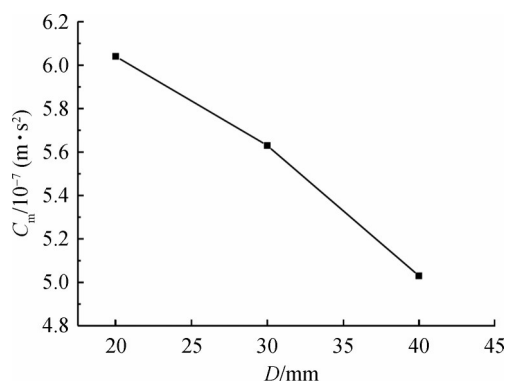
Fig.7 Variation law of jet velocity of cooling pipe with different D (measuring point U1)

的射流速度越高;相比 D 为 20 mm 的冷却管, D 为 40 mm 的冷却管在U1测点处的平均射流速度从 17.39 m/s 增加到 27.65 m/s ,增长率为 58.9% 。

由图8可知,在一个脉冲周期内, $Re=5\,000$, $f=1\text{ Hz}$ 时,随着 D 增加,其在P1测点处的压力也增加;相比 D 为 20 mm 的冷却管, D 为 40 mm 的冷却管在P1测点处的平均压力从 $108\,156\text{ Pa}$ 增加到 $109\,579\text{ Pa}$ 。

从图9中可以发现:在一个脉冲周期内, $Re=5\,000$, $f=1\text{ Hz}$ 时,随着 D 的增加,冷却管的射流速度系数 δ 逐渐增加,而冷却管射流速度的响应时间 t_r 和迟滞时间 t_d 逐渐减小。相比 D 为 20 mm 的冷却管, D 为 40 mm 的冷却管的 t_r 从 $0.05T$ 减少到 $0.02T$,减少率为 60% ; t_d 从 $0.06T$ 减少到 $0.04T$,减少率为 33% ; δ 从 0.862 增加到 0.889 ,增加率为 3.13% 。

如图10所示,在一个脉冲周期内, $Re=$

图 8 不同 D 的冷却管内射流压力变化规律(P1 测点处)Fig.8 Variation law of jet pressure in cooling pipe with different D (measuring point P1)图 9 不同 D 的冷却管流动响应特性分布(U1 测点处)Fig.9 Flow response characteristics distribution of cooling pipe with different D (measuring point U1)图 10 不同 D 的冷却管 C_m 变化Fig.10 Change of C_m of cooling pipe with different D

5 000, $f=1$ Hz 时,冷却管流容随着 D 的增加而减少。 D 为 40 mm 的冷却管与 D 为 20 mm 的冷却管相比,其 C_m 从 $6.04 \times 10^{-7} \text{ m} \cdot \text{s}^2$ 减小到 $5.03 \times 10^{-7} \text{ m} \cdot \text{s}^2$,减小率为 17%。

通过上述实验证明,在 Re 不变的前提下, D 增加,而流量不变,根据连续性方程可知进口速度

减少。速度减少使冷却管内受到的沿程阻力减小,即降低了压力波在冷却管内的流通困难程度,冷却管射流速度响应和迟滞的时间所占脉冲周期的比例逐渐减小。

从图 10 的实验结果可以看出,随着冷却管内径 D 增加,冷却管内流容 C_m 逐渐减小,即冷却管容纳流体质量的能力逐渐减弱。从图 8 可以看出,随着冷却管内径 D 增加,冷却管内压力和压强逐渐增大,而射流孔出口压力保持不变,从而使气体在射流孔的进出口压差和射流速度增加。流体力学的相关原理证明冷却管射流孔内外侧压差决定了射流孔的射流流量,导致冷却管射流速度系数随着 D 的增加而增加。

2.2.2 射流孔内径 d

如图 11 所示,可以看到在一个脉冲周期内,雷诺数 Re 为 5 000,脉冲频率 f 为 1 Hz 时,不同 d 的冷却管在 U1 测点处射流速度变化规律。 d 越小,其在 U1 测点对应射流孔处的射流速度越大。 d 为 1.0 mm 的冷却管与 d 为 1.6 mm 的冷却管相比,在 U1 测点处的平均射流速度从 13.22 m/s 增加到 19.64 m/s,增长率为 48.57%。

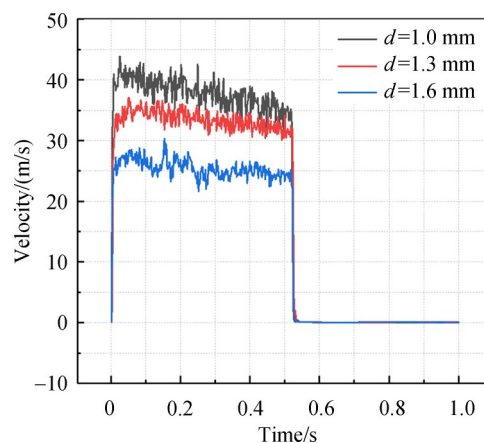
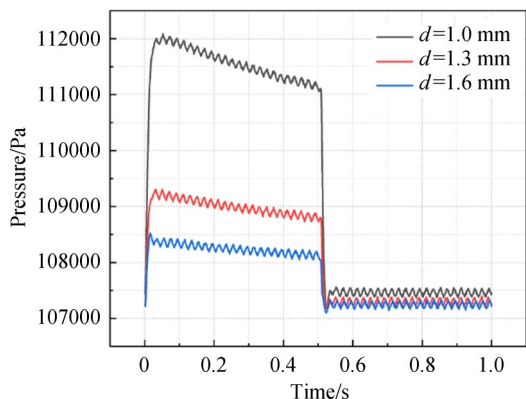
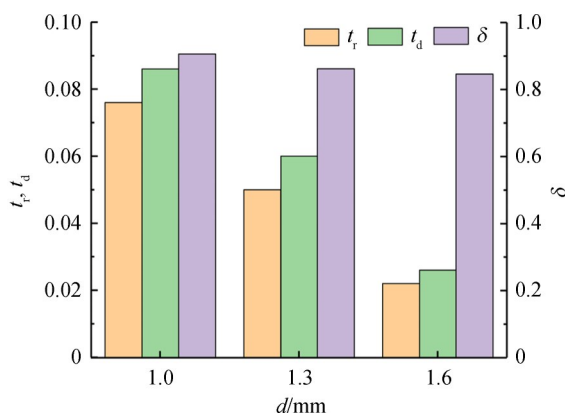
图 11 不同 d 的冷却管射流速度变化规律(U1 测点处)Fig.11 Variation law of jet velocity of cooling pipe with different d (measuring point U1)

图 12 为一个脉冲周期内, $Re=5$ 000, $f=1$ Hz 时,不同 d 的冷却管在 P1 测点处射流压力变化规律。由图 12 可知,随着 d 减小,其在 P1 测点处的压力增大。在一个脉冲周期内,相比 d 为 1.6 mm 的冷却管, d 为 1.0 mm 的冷却管的在 P1 测点处的平均压力从 107 748 Pa 增加到 109 528 Pa。

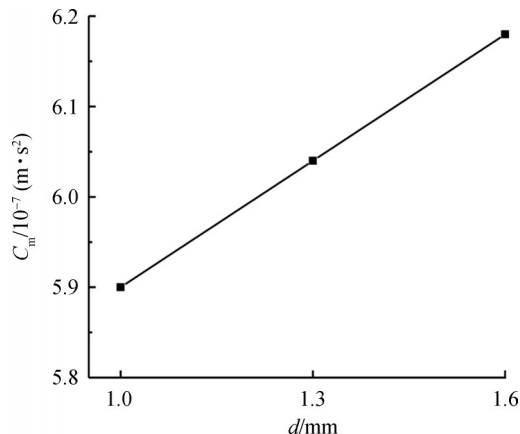
从图 13 可以看到,一个脉冲周期内, Re 为 5 000, $f=1$ Hz 时,不同 d 的冷却管的流动响应特性分布。随着 d 的增加,冷却管射流速度的响应

图12 不同 d 的冷却管内射流压力变化规律(P1测点处)Fig12 Variation law of jet pressure in cooling pipe with different d (measuring point P1)图13 不同 d 的冷却管流动响应特性分布(U1测点处)Fig 13 Flow response characteristics distribution of cooling pipe with different d (measuring point U1)

时间和迟滞时间所占脉冲周期,冷却管的射流速度系数 δ 都逐渐减小。 d 为1.6 mm的冷却管与 d 为1.0 mm的冷却管相比,迟滞时间 t_d 从0.086 T 增加到0.026 T ,减小率为69.77%;响应时间 t_r 从0.076 T 减小到0.022 T ,减小率为71.05%;射流速度系数 δ 从0.906减小到0.846,减小率为6.62%。

图14所示为一个脉冲周期内, $Re=5\,000$, $f=1\text{ Hz}$ 时,不同 d 的冷却管内流容变化规律。随着 d 的减小,冷却管流容 C_m 减小,即冷却管容纳流体质量的能力逐渐减弱。相比 d 为1.0 mm的冷却管, d 为1.6 mm的冷却管的 C_m 从 $5.91 \times 10^{-7} \text{ m} \cdot \text{s}^2$ 增加到 $6.17 \times 10^{-7} \text{ m} \cdot \text{s}^2$,增加率为4.2%。

综上所述,在相同的进口条件下,射流面积和冷却管流容随着 d 的减小而减小,致使射流速度随 d 的减小而增加。同时,由于射流孔射流速度的增加与射流孔内径的减小,使得小孔处射流沿程阻力增加,即压力波在射流孔内的流通困难程度增大。因此,这一动态传播过程导致冷却管射

图14 不同 d 的冷却管 C_m 变化Fig14 Change of C_m of cooling pipe with different d

流速度的响应时间 t_r 和迟滞时间 t_d 随着射流孔内径 d 的减小逐渐增加。此外,流体力学的相关原理证明冷却管射流孔内外侧压差决定了射流孔的射流流量。如图12所示,随着 d 减小,射流孔内侧压力增加,而出口压力保持不变,从而使得射流孔的进出口压差增加,进而使得射流速度增加。射流速度的增加使脉冲射流的射流核心区向射流孔壁面扩展,从而使得壁面附面层厚度变薄,有效流通面积增大^[23],进而使得对应的射流速度系数增加。

2.2.3 孔间距 S/d

图15为一个脉冲周期内, $Re=5\,000$, $f=1\text{ Hz}$ 时,不同 S/d 的冷却管在U1测点对应射流孔处射流速度变化规律。如图15所示,随着冷却管的 S/d 减少,U1测点对应射流孔处的射流速度逐渐增大。在一个脉冲周期内, S/d 为6的冷却管与 S/d 为10的冷却管相比,在U1测点处的平均射流速度从15.13 m/s增加到17.4 m/s,增长率为14.94%。

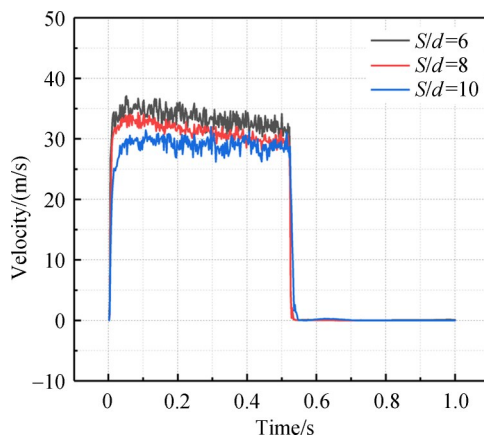
图15 不同 S/d 的冷却管射流速度变化规律(U1测点处)Fig15 Variation law of jet velocity of cooling pipe with different S/d (measuring point U1)

图 16 为一个脉冲周期内, $Re=5\,000$, $f=1\text{ Hz}$ 时, 不同 S/d 的冷却管在 P1 测点处射流压力变化规律。从图 16 中可以发现, 随着冷却管的 S/d 减小, 其在 P1 测点处的压力增大。相比 S/d 为 10 的冷却管, S/d 为 6 的冷却管的在 P1 测点处的平均压力从 107 671 Pa 增加到 108 156 Pa。

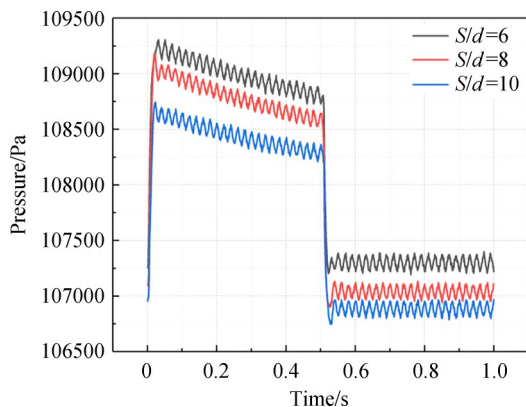


图 16 不同 S/d 的冷却管内射流压力变化规律
(P1 测点处)

Fig16 Variation law of jet pressure in cooling pipe with different S/d (measuring point P1)

图 17 为一个脉冲周期内, $Re=5\,000$, $f=1\text{ Hz}$ 时, 不同 S/d 的冷却管的流动响应特性分布。从图 17 中可以发现, 随着冷却管 S/d 的增加, 冷却管射流速度的响应时间 t_r 和迟滞时间 t_d 所占整个脉冲周期的比例和冷却管的射流速度系数 δ 都逐渐减小。相比 S/d 为 6 的冷却管, S/d 为 10 的冷却管的 t_r 从 $0.05T$ 减小到 $0.03T$, 减小率为 40%; t_d 从 $0.06T$ 减小到 $0.026T$, 减小率为 56.7%; δ 从 0.862 减小到 0.817, 减小率为 5.22%。

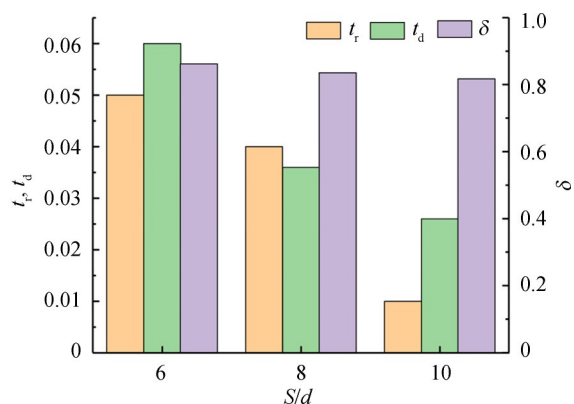


图 17 不同 S/d 的冷却管流动响应特性分布(U1 测点处)

Fig 17 Flow response characteristics distribution of cooling pipe with different S/d
(measuring point U1)

图 18 为一个脉冲周期内, $Re=5\,000$, $f=1\text{ Hz}$ 时, 不同 S/d 的冷却管内流容 C_m 变化规律。从图 18 可以看出, 在一个脉冲周期内, S/d 的增加使冷却管流容增加, 即冷却管容纳流体质量的能力逐渐增强。相比 S/d 为 6 的冷却管, S/d 为 10 的冷却管的 C_m 从 $6.04 \times 10^{-7} \text{ m} \cdot \text{s}^2$ 增加到 $6.39 \times 10^{-7} \text{ m} \cdot \text{s}^2$, 增长率为 5.79%。

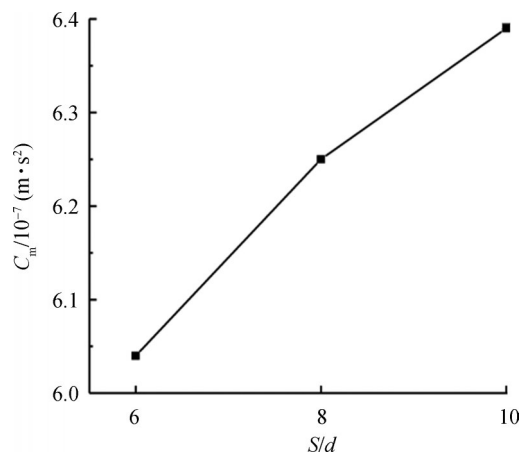


图 18 不同 S/d 的冷却管 C_m 变化

Fig 18 Change of C_m of cooling pipe with different S/d

较小的 S/d 能够增加相邻射流孔之间的射流掺混程度和涡旋相互作用, 使射流孔前气流的收缩相互干扰, 即增加射流阻力^[21-22]。这证明了随着 S/d 的逐渐减小, 冷却管射流速度的响应时间 t_r 和迟滞时间 t_d 逐渐增加。

从图 16 可以看出, 射流孔管腔内侧压力随着 S/d 的减小而逐渐增加, 而射流孔出口压力不变, 从而使得射流孔的进出口压差增加, 射流流量增加, 进而使得射流速度系数增加。

2.3 冷却管射流质量系数拟合公式

为了方便工程上参考使用, 本文根据实验数据拟合出射流质量系数 $\tilde{m}$ 的经验关系式。

因为脉冲频率 f 是时间相关的量纲, 单位是 Hz。从工程实用的角度考虑, 引入一个和脉冲频率有关的无量纲参数——斯特劳哈尔数 St , 可以拟合得到冷却管射流质量系数的公式。上述 St 的物理意义是: 非定常运动惯性力/惯性力。 St 的计算关系式为

$$St = \frac{fD}{u} \quad (5)$$

根据实验数据和式(5), 将脉冲频率转化为相应的 St , 同时, 在上述实验数据和多个学者的探究经验基础上^[24-25], 本文将不同结构的冷却管的射流

质量系数 $\tilde{m}$ 拟合为 $\tilde{m} = a\theta^b + c$ 的形式。

根据实验数据和经验关系式,本文拟合出了不同结构参数的冷却管射流质量系数 $\tilde{m}$ 随 D 、 d 及 S/d 变化的经验关系式(6),具体如下:

$$\tilde{m} = 0.45M^{0.22}\left(\frac{S}{d}\right)^{-0.13}\left(\frac{h}{d}\right)^{0.03}Re^{0.07}St^{0.02} + 0.29 \quad (6)$$

式中 M 为冷却管进出口面积比, h 为冷却管壁厚。

图19为7种不同结构参数的冷却管射流质量系数实验结果 $\tilde{m}_r$ 与经验关系式计算结果 $\tilde{m}_c$ 对比图。经过验证,在此经验关系式的基础上,实验点的射流质量系数可更好地拟合,且上述经验关系式的最大计算误差小于3.9%。

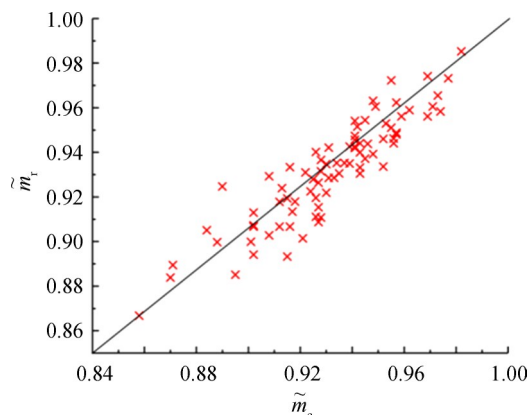


图19 射流质量系数实验结果与经验关系式(6)计算结果对比图

Fig19 Experimental results of jet mass coefficient compared with those calculated by empirical formula (6)

从式(6)中可以发现式中 h/d 的指数为0.03,已知本文冷却管壁厚 h 为2,则 $(h/d)^{0.03}$ 计算值范围为1.007~1.021,变化较小。因此相对来说, h/d 的影响因素相对较小,若不考虑 h/d 的影响,将经验关系式重新拟合,可得到式(7):

$$\tilde{m} = 0.45M^{0.22}\left(\frac{S}{d}\right)^{-0.13}Re^{0.07}St^{0.02} + 0.29 \quad (7)$$

将式(6)和式(7)进行对比可知,式(7)中冷却管进出口面积比 M ,孔间距 S/d ,雷诺数 Re ,斯特劳哈尔数 St 的指数项和常数项保持不变,仅有指数式前面的系数变化,从而可以将 S/d 简化为一个常数。因此,参考图20,式(7)的最大计算误差为3.72%,相比式(6),提高了精度,这是因为变量数目减少,拟合公式更简单,更易保证精确度。

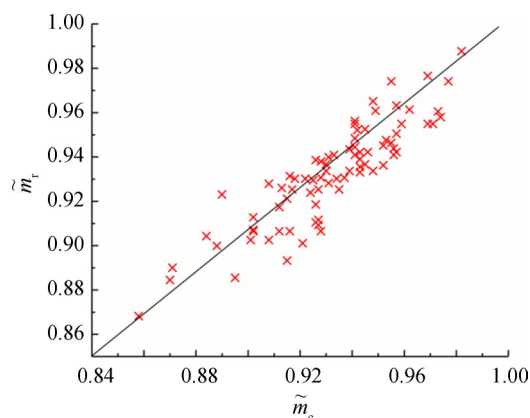


图20 射流质量系数实验结果与经验关系式(7)计算结果对比图

Fig20 Experimental results of jet mass coefficient compared with those calculated by empirical formula (7)

通过冷却管第1个射流孔的实验数值拟合得出上述射流质量系数经验关系式(式(6)和式(7))。根据冷却管射流特性沿程分布的实验结果,引入射流质量系数的修正系数 $B=0.05\%$,从而得出每个射流孔的射流质量系数的经验关系式为

$$\tilde{m} = (0.995 + Bi) \cdot \left[0.45M^{0.22}\left(\frac{S}{d}\right)^{-0.13}Re^{0.07}St^{0.02} + 0.29 \right] \quad (8)$$

其中 i 是射流孔的序数。

3 结 论

本文针对不同结构的冷却管脉冲射流流动响应特性进行实验研究,结果表明:

1) 在冷却管进口雷诺数为5 000,脉冲频率为1 Hz的气动参数下,冷却管射流速度的响应时间、迟滞时间均随着 D 、 S/d 和 d 的增加而减小。

2) 在冷却管进口雷诺数为5 000,脉冲频率为1 Hz的气动参数下,冷却管射流速度系数随着 D 的增加而增加,而随着 d 、 S/d 的增加而减小。

3) D 、 d 、 S/d 可以影响冷却管内压力和流容,冷却管内压力随着 D 的增加而增加,而随着 d 、 S/d 的增加而减少。而压力越大流容越小, D 从20 mm增加到40 mm,流容 C_m 减少了17%; d 从1.0 mm增加到1.3 mm,流容 C_m 增加了4.2%; S/d 从6增加到8,流容 C_m 增加了5.79%。

4) 本文根据实验结果拟合了不同结构参数的冷却管射流质量系数 $\tilde{m}$ 随 D 、 d 及 S/d 变化的经验关系式,供工程上参考使用。

参考文献:

- [1] 胡英俊,梁宏涛,张晓哲.先进航空发动机与第四代战斗机[J].航空兵器,2002(3):45-46.
HU Yingjun, LIANG Hongtao, ZHANG Xiaozhe. Advanced aero-engine with 4th generation fighter aircraft[J]. Aviation Weapon, 2002(3):45-46. (in Chinese)
- [2] LATTIME S B, STEINETZ B M. High-pressure-turbine clearance control systems: current practices and future directions[J]. Journal of Propulsion and Power, 2012, 20(2):302-311.
- [3] 曾军,王鹏飞.民用航空发动机涡轮叶尖间隙主动控制技术[J].航空科学技术,2012(2):1-6.
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)
- [4] 乔剑.涡轮叶尖间隙主动控制机匣内部流动与换热特性研究[D].南京:南京航空航天大学,2010.
QIAO Jian. Study on flow and heat transfer characteristics of turbine tip clearance with active control in casing[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010. (in Chinese)
- [5] 张井山,毛军逵,李毅,等.高压涡轮主动间隙控制机匣内部换热特性实验[J].航空动力学报,2014,29(2):298-304.
ZHANG Jingshan, MAO Junkui, LI Yi, et al. Experiment on heat transfer characteristics inside the casing of high pressure turbine with active clearance control[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(2):298-304. (in Chinese)
- [6] 王宝官,陈伟.涡轮叶尖间隙控制方法与树脂分析技术研究[D].南京:南京航空航天大学,2003.
WANG Baoguan, CHEN Wei. Research on turbine tip clearance control method and resin analysis technology[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2003. (in Chinese)
- [7] 王磊,张靖周,杨卫华.密集型阵列冲击射流换热特性实验[J].航空动力学报,2009,24(6):1264-1269.
WANG Lei, ZHANG Jingzhou, YANG Weihua. Experimental research on heat transfer characteristics of denser jet array impingement[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(6):1264-1269. (in Chinese)
- [8] 单文娟,毛军逵,李毅,等.斜向冲击强化换热特性试验[J].航空动力学报,2013,28(3):701-708.
SHAN Wenjuan, MAO Junkui, LI Yi, et al. Experiment on heat transfer characteristics with inclined impingement[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(3):701-708. (in Chinese)
- [9] HABIB M, SAID S A M, AI-FARAYEDHI A A. Heat transfer characteristics of pulsated turbulent pipe flow[J]. Heat and Mass Transfer, 1999, 34(5):413-421.
- [10] HABIB M, ATTYA A M, SAID S A M, et al. Heat transfer characteristics and nusselt number correlation of turbulent pulsating pipe air flows[J]. Heat and Mass Transfer, 2004, 40(4):307-318.
- [11] 周静伟,杨兴贤,耿丽萍,等.非稳态冲击射流强化传热试验研究[J].机械工程学报,2010,46(6):144-148.
ZHOU Jingwei, YANG Xingxian, GENG Liping, et al. Experimental investigation on heat transfer augmentation with unsteady impinging jet[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(6):144-148. (in Chinese)
- [12] XU P, YU B, QIU S X, et al. Turbulent impinging jet heat transfer enhancement due to intermittent pulsation[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2010, 49(7):1247-1252.
- [13] XU P, QIU S X, YU M Z, et al. A study on the heat and mass transfer properties of multiple pulsating impinging jets[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2012, 39(3):378-382.
- [14] 胡玉生.流体脉动强化对流换热的数值模拟[D].重庆:重庆大学,2005.
HU Yusheng. Numerical simulation of heat transfer enhancement with pulsating flow[D]. Chongqing: Chongqing University, 2005. (in Chinese)
- [15] 巩岁平,樊嘉峰,徐芳,等.两种动态压力测量装置试验对比研究[J].燃气涡轮试验与研究,2017,30(6):37-42.
GONG Suiping, FAN Jiafeng, XU Fang, et al. Experimental comparison research on two measuring device of dynamic pressure[J]. Gas Turbine Experiment, 2017, 30(6):37-42. (in Chinese)
- [16] 王峻峰,葛晓陵,吴东棣.分支流理论研究进展[J].力学进展,1998,28(3):392-401.
WANG Junye, GE Xiaoling, WU Dongli. Research progress of bifurcation flow theory[J]. Journal of hydrodynamic, 1998, 28(3):392-401. (in Chinese)
- [17] 丁水汀,车巍巍,刘传凯.空气系统双腔模型的动态特性分析[J].北京航空航天大学学报,2016,42(4):654-661.
DING Shuiting, CHE Weiwei, LIU Chuankai. Analysis of dynamic characteristics of air system with double cavity model[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2016, 42(4):654-661. (in Chinese)
- [18] 唐婵,张靖周,谭晓茗,等.带集气腔的脉冲射流冲击换热实验和数值研究[J].航空动力学报,2019,34(6):1334-1343.
TANG Chan, ZHANG Jingzhou, TAN Xiaoming, et al. Experimental and numerical study on pulsed jet impingement heat transfer with an additional collection chamber[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(6):1334-1343. (in Chinese)
- [19] 张洪,祝锡晶,赵韡,等.基于Fluent自振脉冲射流腔体结构参数的数值优化[J].中北大学学报(自然科学版),2017,38(5):556-560,573.
ZHANG Hong, ZHU Xijing, ZHAO Wei, et al. Numerical optimization of the structure parameters of the self-vibration pulse jet cavity based on fluent[J]. Journal of North University of China (Natural Science Edition), 2017, 38(5):556-560, 573. (in Chinese)
- [20] 郑军,曾丹苓,王萍,等.利用流体脉动强化换热的试验研究[J].热科学与技术,2003,2(3):245-249.
ZHENG Jun, ZENG Danling, WANG Ping, et al. Experimental study on strengthening heat transfer by fluid pulsation

- [J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2003, 2(3): 245-249. (in Chinese)
- [21] NGUEPNANG M A, BOER M, KIM T. Stagnation heat transfer on a concave surface cooled by unconfined slot jet[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2016, 30(3): 1-9.
- [22] SOGHE R D, FACCHINI B, MICIO M, et al. Heat transfer and pressure drop analysis of a turbine casing impingement cooling system[R]. Copenhagen, Denmark: ASME Turbo Expo Turbine Technical Conference and Exposition, 2012.
- [23] 张效伟, 朱惠人, 张霞, 等. 小尺度孔的流量系数试验[J]. 航空动力学报, 2010, 25(11): 87-93.
ZHANG Xiaowei, ZHU Hui ren, ZHANG Xian, et al. Experiment of discharge coefficients for small scale cylindrical holes [J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(11): 87-93. (in Chinese)
- [24] 陈涛. 涡轮叶尖间隙主动控制典型构件流动与换热特性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.
CHEN Tiao. Research on flow and heat transfer characteristics in typical structure of turbine tip active clearance control system[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2012. (in Chinese)
- [25] 高文君, 刘振侠, 朱鹏飞, 等. 航空发动机静止盘腔瞬态特性数值与实验研究[J]. 推进技术, 2019, 40(3): 496-503.
GAO Wenjun, LIU Zhenxia, ZHU Pengfei, et al. Numerical and experimental investigation of transient response of static disc cavity in aero-engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2019, 40(3): 496-503. (in Chinese)

(编辑: 张 雪、秦理曼)