

文章编号:1000-8055(2022)06-1295-11

doi:10.13224/j.cnki.jasp.20210022

湍流参数对含管式减涡器盘腔流动特性影响

白 阳¹, 罗 翔^{1,2}, 何 建²

(1. 北京航空航天大学 航空发动机研究院, 北京 102206;

2. 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 102206)

摘 要: 通过计算卷吸流量对传统湍流参数定义进行修正, 并验证了修正后的湍流参数对气流流动的控制情况。结果表明: 修正后的湍流参数在不同的管氏减涡器进出口位置和入口预旋下均对盘腔内的气流流场和总压系数取得了很好的控制效果。气流总压系数和实际旋流系数均同时受修正湍流参数和入口旋流系数控制。此外, 随同转速下的湍流参数增加, 气流保持其径向内流状态的能力增强, 需要管氏减涡器抑制其周向旋转的区域减少, 使得总压系数最小的最优管氏减涡器长度减短。

关 键 词: 管式减涡器; 湍流参数; 流场结构; 总压系数; 入口预旋

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Influence of turbulence parameters on flow characteristics of cavity with tubed vortex reducer

BAI Yang¹, LUO Xiang^{1,2}, HE Jian²

(1. Research Institute of Aero-Engine, Beihang University, Beijing 102206, China;

2. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics, School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 102206, China)

Abstract: This parameter was modified by calculating the entrainment flow rate. The result showed that the modified turbulence parameter had great control effect on flow state and total pressure coefficient. Both the total pressure coefficient and the effective swirl fraction relied on the modified turbulence parameter and the inlet pre-swirl fraction. In addition, the ability of air to maintain radial internal flow state was enhanced with the increase of modified turbulence parameter. Therefore, the area requiring suppress circumferential rotation decreased, which shortened the optimal length of the tubed vortex reducer with the minimum total pressure coefficient.

Key words: tubed vortex reducer; turbulence parameter; flow state; total pressure coefficient; inlet pre swirl

收稿日期: 2021-01-16

基金项目: 国家重大专项(2017-III-0011-0037)

作者简介: 白阳(1996—), 男, 博士生, 主要从事旋转盘腔流动及换热方面的研究。

引用格式: 白阳, 罗翔, 何建. 湍流参数对含管式减涡器盘腔流动特性影响[J]. 航空动力学报, 2022, 37(6): 1295-1305. BAI Yang, LUO Xiang, HE Jian. Influence of turbulence parameters on flow characteristics of cavity with tubed vortex reducer[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(6): 1295-1305.

符号表

C_p	静压系数, $C_p = \Delta p / \frac{1}{2} \rho \omega^2 R_b^2$	$V_{r,in}/(m/s)$	鼓筒孔入口径向速度
C_p^*	总压系数, $C_p^* = \Delta p^* / \frac{1}{2} \rho \omega^2 R_b^2$	$V_{\theta,eff}/(m/s)$	盘腔入口旋流速度
C_w	流量系数, $C_w = \dot{m} / \mu R_b$	$\omega/(rad/s)$	盘腔转速
Re_ω	旋转雷诺数, $Re_\omega = \omega R_b^2 / \nu$	$\Delta p^*/Pa$	进出口总压差
λ_t	传统湍流参数, $\lambda_t = C_w / Re_\omega^{0.8}$	$\Delta p/Pa$	进出口静压差
λ_t^*	修正湍流参数, $\lambda_t^* = C_w / Re_\omega^{1.0}$	$\rho/(kg/m^3)$	密度
C_{in}	入口旋流系数, $C_{in} = V_{\theta,in} / \omega R_b$	R_b/mm	盘腔半径
α	预旋矢量比, $\alpha = V_{r,in} / V_{\theta,in}$	r/mm	当地盘腔半径
β	旋流比, $\beta = V_\theta / \omega r$	$\mu/(Pa \cdot s)$	动力黏度
C_{eff}	实际旋流系数, $C_{eff} = V_{\theta,eff} / \omega R_b$	$\nu/(m^2/s)$	运动黏度
$V_{\theta,in}/(m/s)$	鼓筒孔入口旋流速度		

航空发动机空气系统承担着为涡轮等高温部件提供冷却气、封严气的重要作用。气流在经由高压压气机盘腔时,其径向内流流动受径向哥氏力和离心力的阻碍,导致了气流静压下降。此外,由于速度梯度过大,特别是在靠近气流轴向通道的内壁面处的速度变化十分剧烈,产生了明显的黏性耗散,使得气流发生了总压损失。造成涡轮功损失并影响冷却效率。因此,明确这一阶段的流动特征,进行针对性的减涡器设计以减少损失成为了国内外学者的研究焦点。

压气机盘腔中的引气属于典型的径向内流旋转系,Hide^[1]、Barcilon^[2]、Bennetts等^[3-4]及Owen等^[5]将这一流动划分为源区、埃克曼层、汇区及核区等区域。后续的研究者^[6-8]的流场显示实验和数值模拟结果均很好地吻合了这一源-汇流动结构。

Firouzian等^[9]和Farthing等^[10]根据上述源-汇流动模型,通过对压力梯度和周向速度分布情况的积分,给出了静压系数分布公式,静压系数 C_p 与源区半径和湍流参数 λ_t 相关。而源区半径则与入口旋流系数 C_{in} 相关,但由于源区盘面处存在径向出流,发生了与入口气流的掺混,使用有效旋流系数 C_{eff} 替代 C_{in} 可以更为准确地计算盘腔内的流动情况^[10]。

随后湍流参数 λ_t 被广泛应用于径向入流旋转空腔的研究工作中,不仅是盘腔内流线结构和压力分布的控制参数^[11],也对盘面内温度和流动换热有着重要的控制作用^[11-12]。但值得注意的是,上述湍流参数 λ_t 是在自由盘条件下,结合实验数据推导出的。当盘腔结构发生改变,其控制效果将

受到显著影响^[13]。赵熙^[14]即对湍流参数进行修正,提高了湍流参数对其所研究盘腔结构的控制效果。

管式减涡器是目前实际应用最为广泛的减涡结构,对其研究主要集中在几何结构的改善^[15-19]、压力损失的位置和原因^[20-21]以及转速和流量^[22]的影响上。

而减涡器的添加,明显改变了径向内流旋转空腔的流动结构,基于自由盘所得出的 λ_t 不再适用于这一流动状态,这就对简化减涡器相关实验工况并在后续得出描述带有管式减涡器的径向内流盘腔中的压力损失的数学模型造成了困难。此外, C_{in} 和 C_{eff} 也是控制盘腔内流动的重要工况参数,明确其影响因素对于针对性地设计适合航空发动机大范围工况的管式减涡器结构有着重要意义。

综上所述,本文对传统的湍流参数定义进行修正,并对其在不同减涡管出入口位置和气流入口旋流系数 C_{in} 的情况下的控制效果进行验证,使其适用于带有管式减涡器的径向内流盘腔。此外,还探究了总压系数 C_p^* 随工况和结构参数的变化情况。

1 计算模型

对航空发动机空气系统径向引气段的流体域进行简化并建立三维模型。如图1所示,以发动机轴向为 z 轴,径向距离为 ρ ,方位角为 θ ,减涡管中轴线和 z 轴交点为极点建立圆柱坐标系,沿周向方位角均匀布置20个鼓筒孔及减涡管。根据

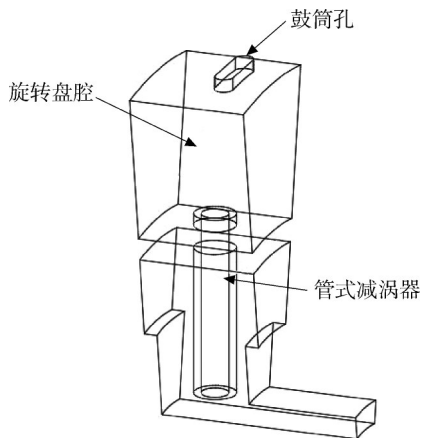


图1 物理模型三维示意图
Fig.1 Three-dimensional schematic diagram of physical model

结构特点,以 ρ - z 截面为对称面,周期性截取盘腔1/20进行建模。计算模型主要由鼓筒孔、旋转盘腔及减涡管3部分组成。

如图2所示,模型采用长圆型鼓筒孔,长边长度 $L=24\text{ mm}$,圆弧半径 $R_n=8\text{ mm}$,旋转盘腔外半径 $R_b=216\text{ mm}$ 。减涡管入口半径 R_1 分别为155、165、175、185、195 mm及205 mm,出口半径 R_2 分别为75、85、95、105、115 mm及125 mm。其他的, R_0 为鼓筒孔入口半径, S_1 为中高半径的盘腔间隙, D_1 、 D_2 分别为减涡管外径和内径, S_2 为低半径的盘腔间隙, R_a 为盘腔内径, R_3 为盘腔出口外径。对主要结构参数以 R_b 为基准进行无量纲

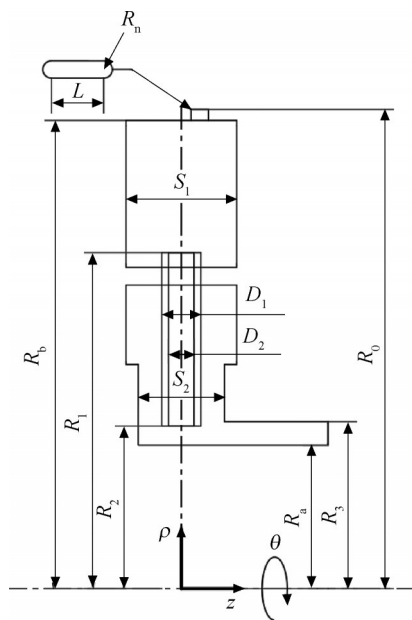


图2 模型 ρ - z 截面及其主要尺寸
Fig.2 ρ - z cross section and main dimension of model

化,如 $R'_a=R_a/R_b$ 。主要无量纲尺寸如表1中所示。

表1 模型主要无量纲尺寸

Table 1 Main non-dimensional size of physical model			
几何参数	数值	几何参数	数值
R'_0	1.023	R'_3	0.356
D'_1	0.083	R'_a	0.306
D'_2	0.054	S'_1	0.236

2 数值计算方法

2.1 计算网格

非结构网格形状适应性好,划分效率高,易于控制网格大小和节点密度。近期相关研究中^[15,23]即采用了非结构网格进行数值计算。因此,本文使用非结构化网格进行网格划分,并在近壁面处使用棱柱网格进行加密。

为兼顾计算精度和效率,通过调节网格尺寸及局部加密等方式,使网格数在14万~120万之间变化,以进出口总压系数 C_p^* 及卷吸流量系数 C_w 为判定依据,进行网格无关验证。如图3中所示, C_p^* 及 C_w 均在网格数达到68万以上时趋于稳定。因此,选用68万网格方案进行网格划分。在此网格划分方案下,近壁面一层边界层网格高度为0.01 mm,增长因子1.1,共设置8层边界层, $y^+>10$,且仅在个别工况下在存在减涡管的区域的盘腔壁面处有极少数网格的 y^+ 处于10~20之间,符合 shear stress transport(SST)湍流模型采用的混合壁面函数的要求。对减涡管,鼓筒孔等流动情况变化剧烈的位置进行局部网格加密,确

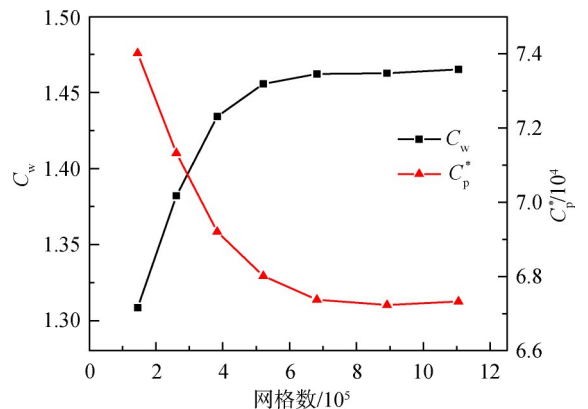


图3 网格数对 C_p^* 和 C_w 的影响
Fig.3 Influence of the number of meshes on C_p^* and C_w

保网格质量。

2.2 边界条件及计算工况

如图4所示,计算模型整体为旋转域,旋转盘及轴向引气通道均为绝热无滑移壁面,计算工质为理想气体。总压系数计算中鼓筒孔处为流量入口,轴向引气通道出口为静压出口;卷吸流量计算则将进出口位置反置,使气流在黏性和离心力的作用下,从低半径处吸入气体并从高半径鼓筒孔处流出,鼓筒孔为开放出口边界,轴向引气通道出口为压力入口边界,具体数值如表2中所示,旋转雷诺数 Re_ω 的范围为 $3.15 \times 10^5 \sim 4.404 \times 10^6$,其中工况1用于计算总压系数,工况2用于计算卷吸流量系数。总压系数与卷吸流量分别在进出口设置总压和流量监测点,当迭代100步内任意两步压力之差不大于0.05%且残差小于 10^{-6} 时认定计算收敛。

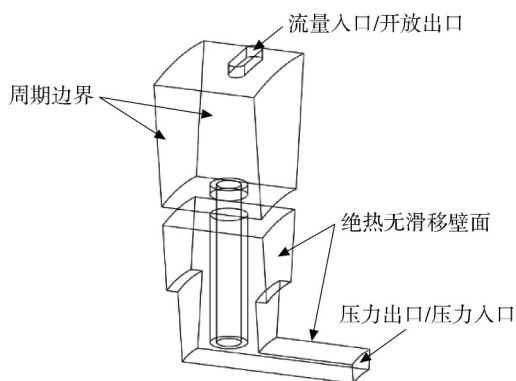


图4 主要边界条件

Fig.4 Boundary condition

表2 工况设置 ($T=293\text{ K}$)

Table 2 Working condition setting ($T=293\text{ K}$)

工况	入口	出口
1	$\dot{m}=0.018\sim 0.821\text{ kg/s}$	$p=1.01 \times 10^5\text{ Pa}$
2	$p=1.01 \times 10^5\text{ Pa}$	$p=1.01 \times 10^5\text{ Pa}$

湍流模型的选取上,SST流模型相较于标准 $k-\omega$ 湍流模型具有更高的精度和可信度,且采用了混合壁面函数,避免近壁面处所需要的网格过密的问题,兼顾了准确性和计算效率。在减涡器相关的数值研究中^[8,15,24]得到了广泛应用。选取杜禧^[25]实验中的总压损失数据并开展不同湍流模型下的总压损失数值计算,计算结果与实验结果对比如图5中所示。由于建模过程中对实验件结构进行了部分简化,且实验中壁面更为粗糙,摩擦造成的损失较为明显,所以数值计算结果的总压

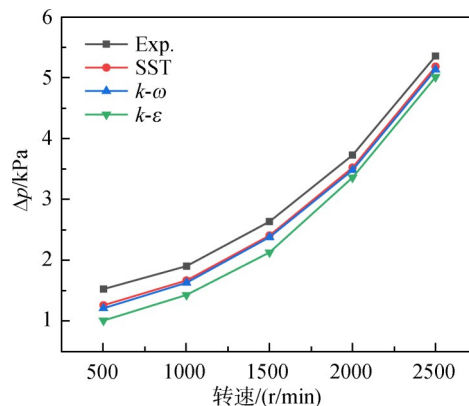


图5 各湍流模型下 Δp 数值计算和实验结果的对比

Fig.5 Comparisons between numerical results under various turbulence models and experimental results of Δp

损失普遍低于实验结果。而SST模型取得了更为接近实验数据的计算结果,且随着转速的上升,计算结果有逐渐靠近实验数据的趋势。因此,最终选用SST模型开展数值计算。

此外,还在上述流量入口的基础上,分别添加了径向内流速度与周向旋转速度之比为1:4、1:3、1:2的旋转矢量,为气流增加预旋速度。探究在入口预旋影响下, λ_i^* 对于盘腔内流动状态的控制情况。

3 计算结果与分析

3.1 湍流参数修正

分别计算减涡管出入口位于不同位置时,带有减涡管的盘腔在进出口压强相等,由于离心力及黏性作用造成的卷吸流量。所得结果如图6中所示,卷吸流量系数 C_w 与旋转雷诺数 Re_ω 呈单调递增关系,且接近线性变化。

对 C_w 和 Re_ω 以如下公式拟合:

$$C_w = A Re_\omega^B \quad (1)$$

拟合结果如表3中所示,可以看到,拟合的 R^2 均为1或0.999,取得了很好的拟合效果。且所需主要参数 B 均在1附近波动。

对上述各减涡管出入口位置下所得的拟合参数 B 取算术平均值,约为1.009。对这一数值进行简化,将带有减涡管的径向入流旋转盘腔中的湍流参数的 Re_ω 的指数修正为1,即

$$\lambda_i^* = \frac{C_w}{Re_\omega^{1.0}} \quad (2)$$

在传统湍流参数定义下,航空发动机空气系统径向引气段的 λ_i 一般在0.1~0.4之间,相关研

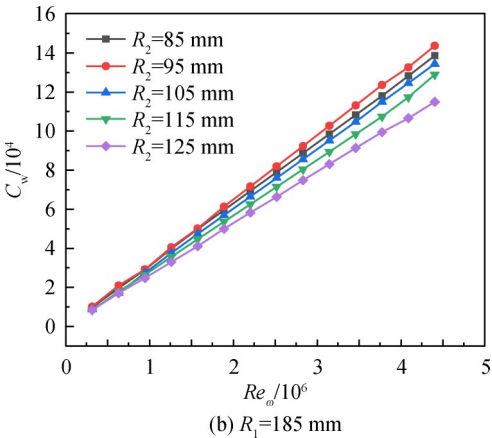
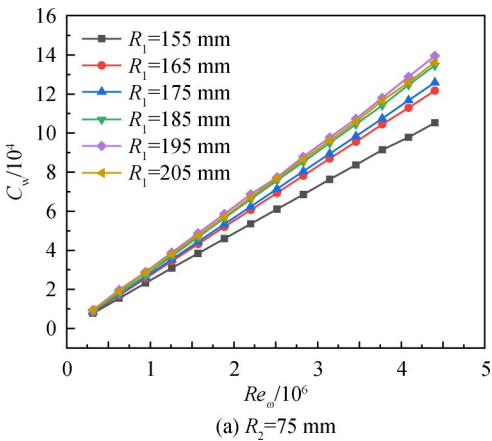


图 6 卷吸流量 C_w 随 Re_ω 变化情况
Fig.6 Variation of entrainment flow C_w with Re_ω

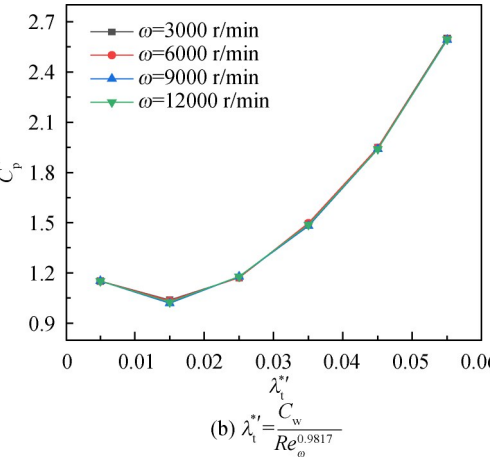
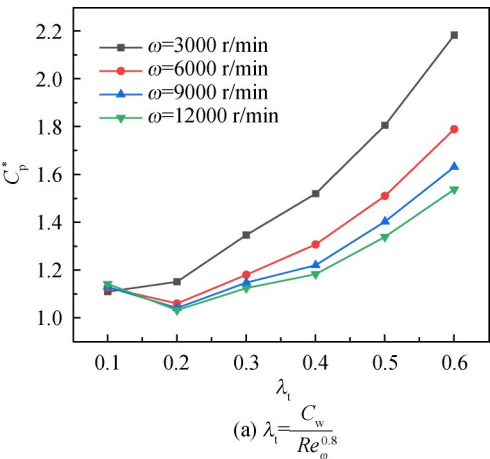
表 3 拟合情况 Table 3 Fitting situation		
参数	拟合公式	R^2
R_1/mm ($R_2=75\text{ mm}$)	155 $C_w=0.0315Re_\omega^{0.9825}$	0.999
	165 $C_w=0.0246Re_\omega^{1.0079}$	1.000
	175 $C_w=0.0241Re_\omega^{1.0112}$	1.000
	185 $C_w=0.0202Re_\omega^{1.0269}$	1.000
	195 $C_w=0.0286Re_\omega^{1.0059}$	0.999
	205 $C_w=0.0288Re_\omega^{1.0042}$	1.000
R_2/mm ($R_1=185\text{ mm}$)	125 $C_w=0.0257Re_\omega^{1.0029}$	0.999
	115 $C_w=0.0261Re_\omega^{1.0055}$	1.000
	105 $C_w=0.0248Re_\omega^{1.0410}$	1.000
	95 $C_w=0.0230Re_\omega^{1.0226}$	0.999
	85 $C_w=0.0351Re_\omega^{0.9916}$	0.999

究中所取的工况范围在 0.1~0.8 之间,但由于本阶段研究中对湍流参数进行了修正,因此对湍流参数进行表 4 中的换算,保证在同样转速下,与原始湍流参数定义下的工况具有相同的流量量级。

表 4 湍流参数 λ_t 和 λ_t^* 数值 Table 4 Numerical values of turbulence parameters λ_t and λ_t^*		
湍流参数定义	湍流参数数值	对应流量范围/(kg/s)
$\lambda_t = \frac{C_w}{Re_\omega^{0.8}}$	0.1~0.8	0.024~0.577
$\lambda_t^* = \frac{C_w}{Re_\omega^{1.0}}$	0.005~0.055	0.018~0.821

3.2 控制效果

以 $R_1=155\text{ mm}$, $R_2=75\text{ mm}$ 的减涡管结构为例。图 7 中分别给出了在 3 000、6 000、9 000、12 000 r/min 转速下的总压系数 C_p^* 随三种不同定义下的湍流参数的变化情况,这三种湍流参数定义中旋转雷诺数 Re_ω 的指数 B 分别为 0.8、



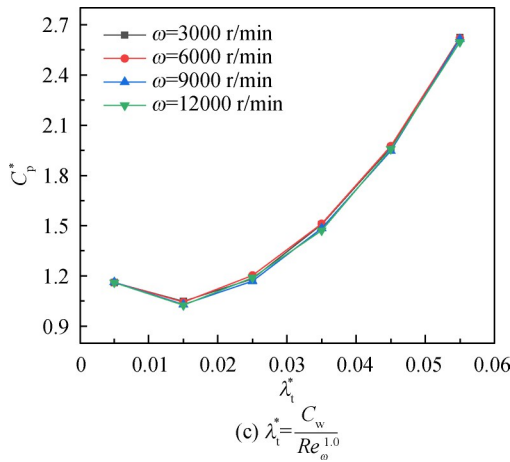


图 7 C_p^* 随 λ_t 、 λ_t^* 和 λ_t^* 变化情况

Fig.7 C_p^* varies with λ_t , λ_t^* and λ_t^*

0.981 7 和 1, 分别为传统湍流参数 λ_t , 通过卷吸流量修正的湍流参数 λ_t^* 以及经过简化的修正湍流参数 λ_t^* 。

可以看到, C_p^* 随湍流参数的变化趋势基本一致。但在传统湍流参数定义下, 同湍流参数不同转速的 C_p^* 差异较大。这表明, 由于减涡管的添加, 明显改变了径向内流盘腔中的流动结构, λ_t 对盘腔流动状态的控制效果较差。而 C_p^* 在相同的 λ_t^* 时具有高度的一致性, 基本没有因转速的变化而出现差异。如表 5 中所示, 其中 $\overline{C_p^*}$ 为同湍流参数时各转速下的 C_p^* 均值, 相较于准确的 λ_t^* , λ_t^* 由

表 5 λ_t^* 和 λ_t^* 控制效果对比
Table 5 Control effect of λ_t^* and λ_t^*

参数		$\delta/\%$	
		λ_t^*	λ_t^*
R_1/mm ($R_2=75\text{ mm}$)	155	0.2~2.6	0.06~1.1
	165	0.06~2.5	0.02~0.9
	175	0.07~3.2	0.03~1.6
	185	0.3~3.8	0.02~0.6
	195	0.08~2.7	0.04~1.3
R_2/mm ($R_1=185\text{ mm}$)	205	0.6~3.9	0.03~0.8
	125	0.2~2.6	0.03~0.7
	115	0.3~3.6	0.02~1.6
	105	0.09~3.9	0.01~0.8
	95	0.6~3.4	0.02~1.6
	85	0.4~3.1	0.02~1.1

于进行了简化, 其误差水平有所提高, 但均控制在较低范围内, 且相较于 λ_t 有较大提升。其中误差定义 δ 为

$$\delta = \frac{C_p^* - \overline{C_p^*}}{\overline{C_p^*}} \times 100\% \tag{3}$$

图 8 中为 $\rho-\theta$ 截面的流场, 在 λ_t^* 相同时, 不同旋转雷诺数下的流场结构高度类似, λ_t^* 对流场情

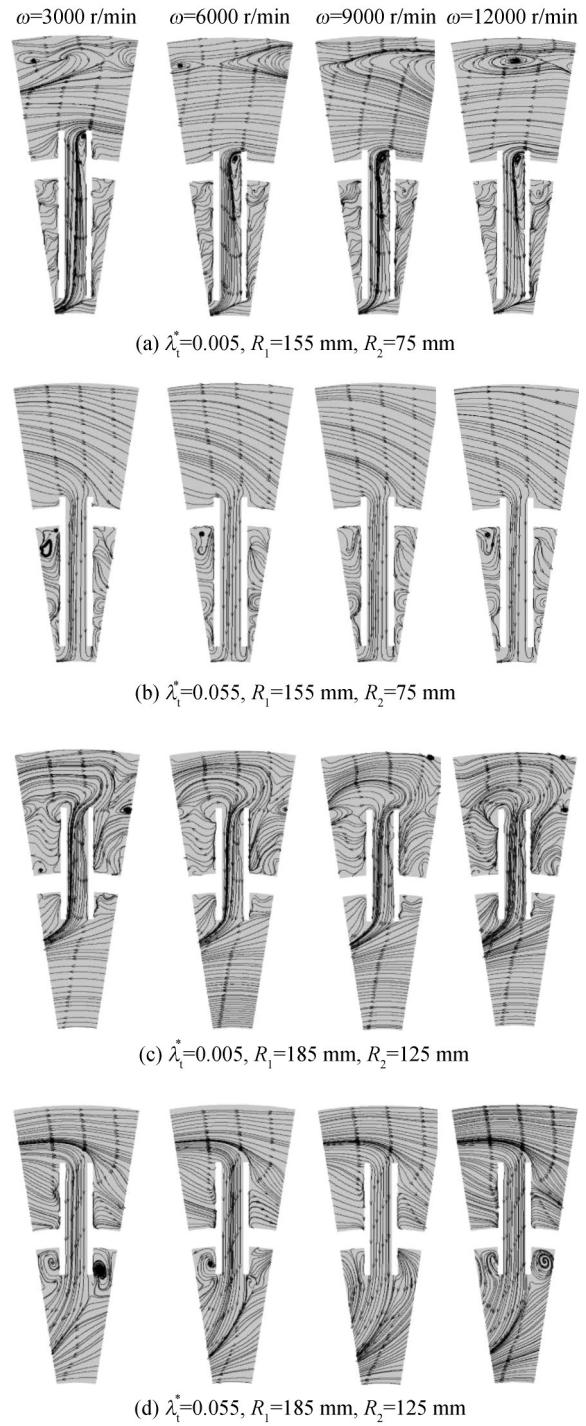


图 8 λ_t^* 对流场的控制情况

Fig.8 Control of λ_t^* on flow field

况同样起到了很好的控制作用。此外,随着 λ_t^* 升高,盘腔实际旋流系数 C_{eff} 降低,导致未进入减涡管的高半径处旋流比等于1的位置逐渐下移。同时离开减涡管后的低半径区域中,惯性效应的影响更为明显,气流保持其径向内流状态的能力更强。

3.3 总压系数变化情况

如图9所示, C_p^* 随 R_1 的上升先减少后增加。而 $\lambda_t^*=0.005$ 时使得 C_p^* 最低的最优入口位置 R_1 相较于其他更低,为185 mm;在其他 λ_t^* 下,最优 R_1 为165 mm。

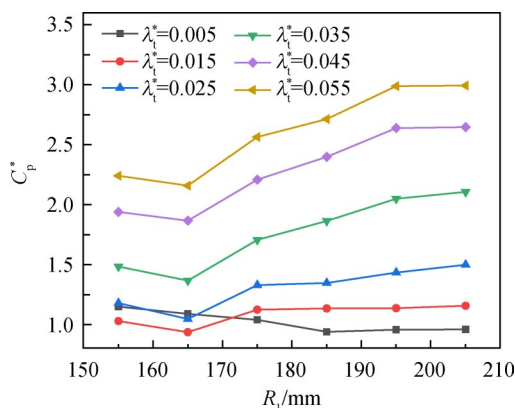


图9 各 λ_t^* 下 C_p^* 随 R_1 变化情况

Fig.9 C_p^* varies with R_1 in each λ_t^*

由于在入口处未增加气流预旋,气流旋流速度在流经鼓筒孔时低于当地盘腔转速,鼓筒孔对气流做功。如图10所示,在各转速下, C_{eff} 随 λ_t^* 的增加呈递减变化。这表明由于 λ_t^* 的增加,在同转速下的 C_w 增加,鼓筒孔对单位质量的气流的做功能力减弱。导致气流周向速度在角动量守恒作用下,旋流比 β 等于1的位置降低。相关研究表明^[20],在固定工况下,使得 C_p^* 最小的减涡管最优

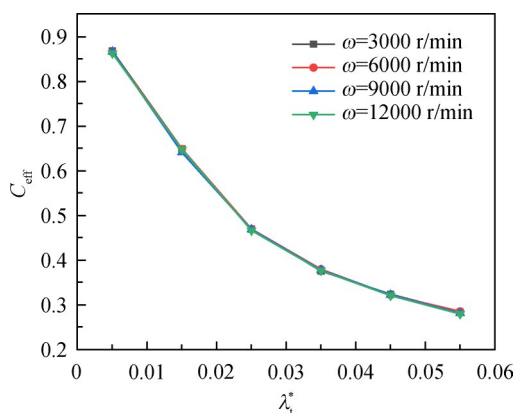


图10 C_{eff} 随 λ_t^* 变化情况

Fig.10 C_{eff} varies with λ_t^*

入口位置位于 β 等于1处,且这一位置的半径随 C_{eff} 的增加单调递增。因此,减涡管最优入口半径随 λ_t^* 的增加而降低。

图11中给出了各湍流参数 λ_t^* 下不同转速总压系数 C_p^* 的平均值随减涡管出口位置 R_2 的变化情况。在所有 λ_t^* 下, C_p^* 的平均值随 R_2 均先减小后增加,且随着 λ_t^* 的上升,使得 C_p^* 最低的半径位置逐渐上移。

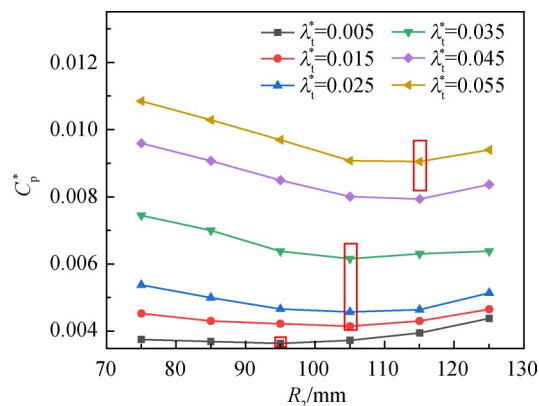


图11 各 λ_t^* 下 C_p^* 随 R_2 变化情况

Fig.11 C_p^* varies with R_2 in each λ_t^*

这是由于 λ_t^* 的增加,在同转速下的 C_w 增加,在气流离开减涡管后,其受惯性效应的影响更为显著,相较于周向旋转,更容易保持其径向内流的状态,因此需要减涡管对其周向旋转进行限制的越少。

结合以上 C_p^* 随 R_1 和 R_2 变化的情况可以看出,随 λ_t^* 的增加, C_p^* 在绝大多数工况下逐渐升高。但同时气流在流动过程中保持其径向流动的能力越强,需要减涡管限制其周向速度的距离逐渐缩短,出现了最优 R_1 下降,最优 R_2 上升的情况。

3.4 入口预旋的影响

3.4.1 实际旋流系数

如图12所示,在 λ_t^* 和预旋矢量比相同时,不同转速的实际旋流系数 C_{eff} 也几乎一致。且 C_{eff} 随 λ_t^* 的增加呈现先减小后增加的变化趋势。

这是由于 λ_t^* 的增大在 Re_ω 不变时意味着流量系数 C_w 的增加,即气流在通过相同的流通面积时径向通流速度增加,在相同的矢量比下,周向旋转速度增加。因此在相同预旋比下, C_{in} 随 λ_t^* 的增加单调递增。而在 λ_t^* 相同时,盘腔转速增加的同时,气流流量系数 C_w 同时增加,使得气流的周向旋转速度增加,与盘腔转速的增加幅度相同,使得

λ_t^* 相同时的 C_{in} 也几乎一致。

如图 13 中所示, C_{eff} 不能由 C_{in} 单独控制, C_{eff} 是由入口预旋情况和鼓筒孔对气流的做功共同影响。反应在工况参数上, 是由 C_{in} 和无预旋下的 C_{eff} 共同控制, 并呈现出随 λ_t^* 先减小后增加的趋势, 且无预旋下的 C_{eff} 可由 λ_t^* 唯一确定。

选取图 14 中框线内的 4 组工况, 具体工况如表 6 中所示, 其流场情况如图 15 中所示。这些具有接近 C_{eff} 的工况的流场在未进入减涡管前同样

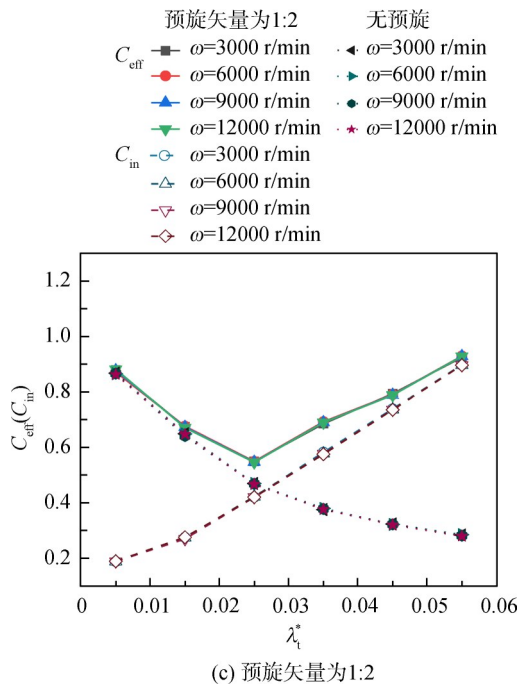
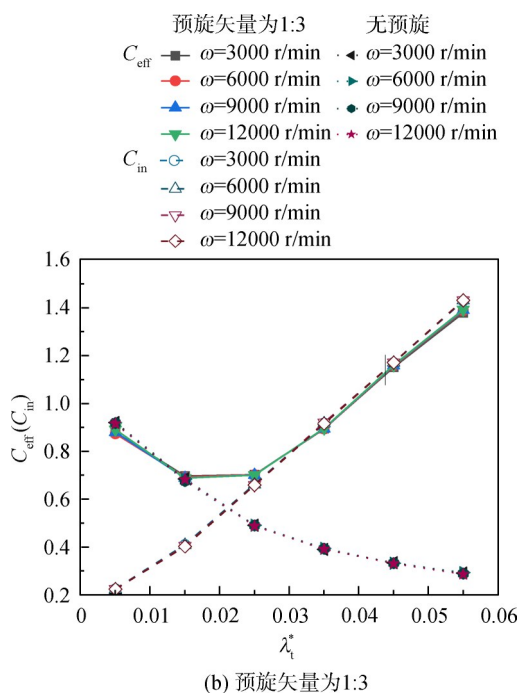
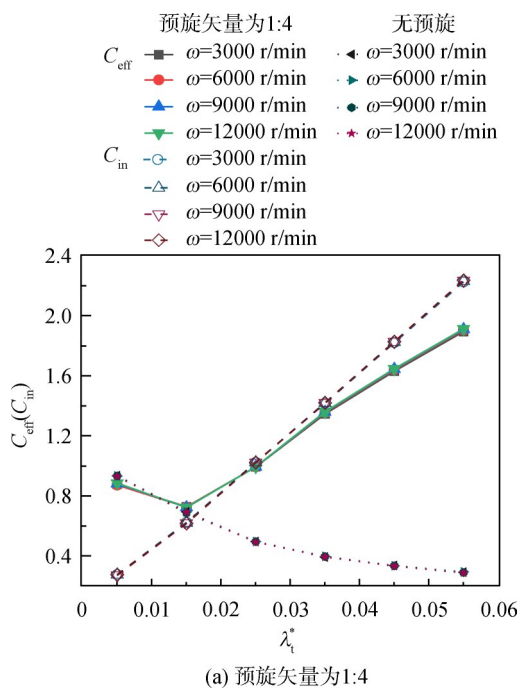


图 12 C_{eff} 和 C_{in} 随 λ_t^* 变化情况

Fig.12 C_{eff} and C_{in} vary with λ_t^*

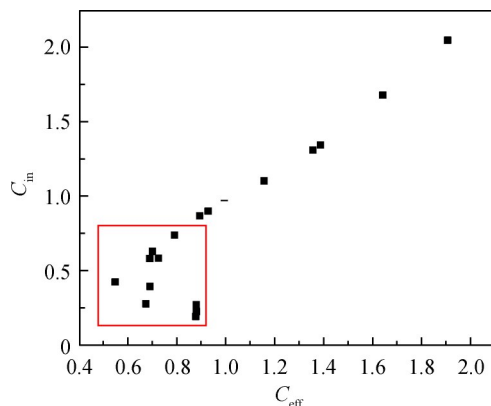


图 13 C_{eff} 和 C_{in} 的相关性

Fig.13 Correlation between C_{eff} and C_{in}

类似, 旋流比为 1 的位置十分接近。这为设计在更多工况下具有最优减阻效果的减涡管入口位置提供了便利。但值得注意的是, 在流出减涡管后的低半径区域内, 由于流量系数的不同, 流场存在差异。因此, 减涡管出口位置的设计需要增加对湍流参数 λ_t^* 的考虑。

3.4.2 压力系数

如图 16 所示, 在添加预旋矢量的工况下, 当 λ_t^* 相同时, 相同预旋矢量比下的 C_p^* 几乎一致。由文中第 3.4.1 节对旋流系数的计算可知, 在 λ_t^* 相同时, 同样的预旋矢量比会导致相同的 C_{in} 和 C_{eff} 。这也表明在添加预旋的情况下, 当 C_{in} 和 λ_t^* 相同时, 盘腔内的总压系数 C_p^* 相同。此外, 随着减涡

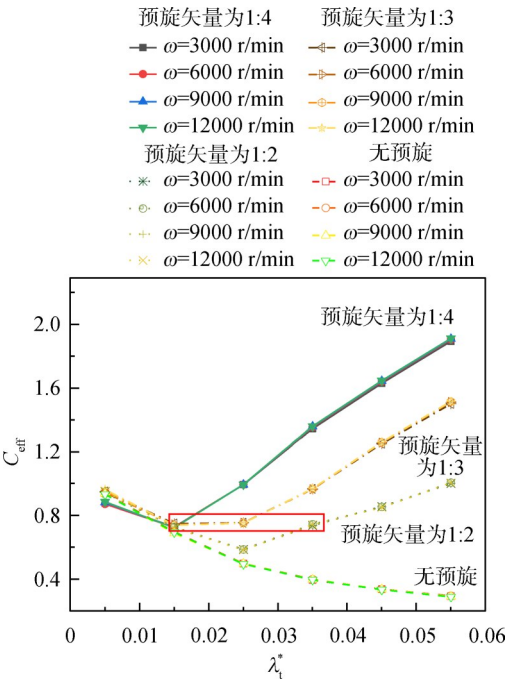


图 14 C_{eff} 随 λ_1^* 变化情况
Fig.14 C_{eff} varies with λ_1^*

表 6 C_{eff} 相似的工况

Table 6 Operating conditions in similar C_{eff}

工况	转速/(r/min)	预旋矢量	λ_1^*
1	3 000	1 : 4	0.015
2	6 000	1 : 3	0.025
3	9 000	1 : 2	0.035
4	12 000	1 : 3	0.015

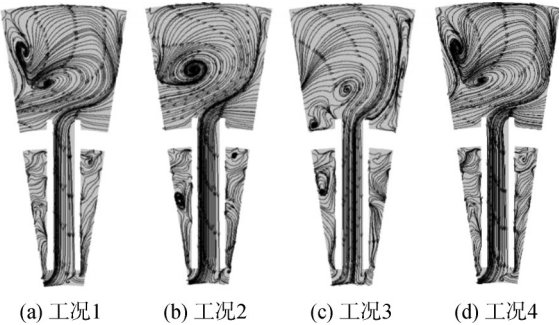


图 15 C_{eff} 相似工况下的流场情况
Fig.15 Flow field with similar C_{eff}

管入口位置的提高,由于入口预旋造成的 C_p^* 的上升幅度有所降低。在同样的湍流参数 λ_1^* 下,入口预旋速度的增加会导致总压损失的增加。特别是在高 λ_1^* 且减涡管入口位置较低时,差距十分明显。气流入口的旋转速度会显著影响盘腔内的总压系数 C_p^* 。

图 17 中给出了所有计算工况下,总压系数 C_p^* 和 C_{eff} 的相关情况。由框线中的数据可知, C_p^* 和 C_{eff} 之间并不单调,即 C_{eff} 不能单独控制 C_p^* 。因此总压系数 C_p^* 由且只由 λ_1^* 和入口旋流系数 C_{in} 共同控制。

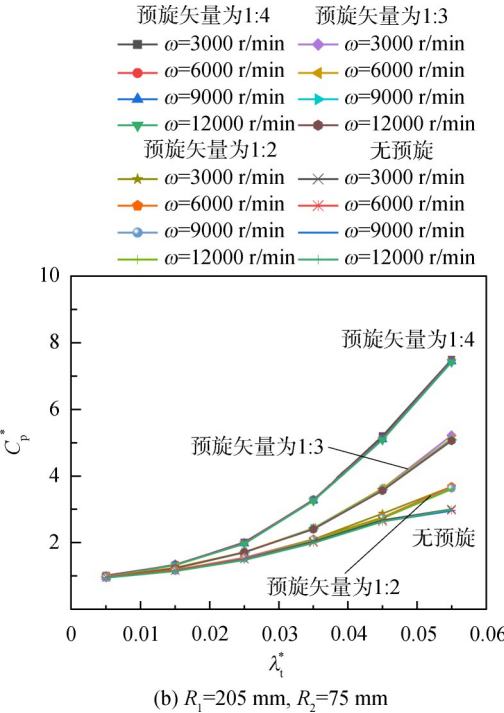
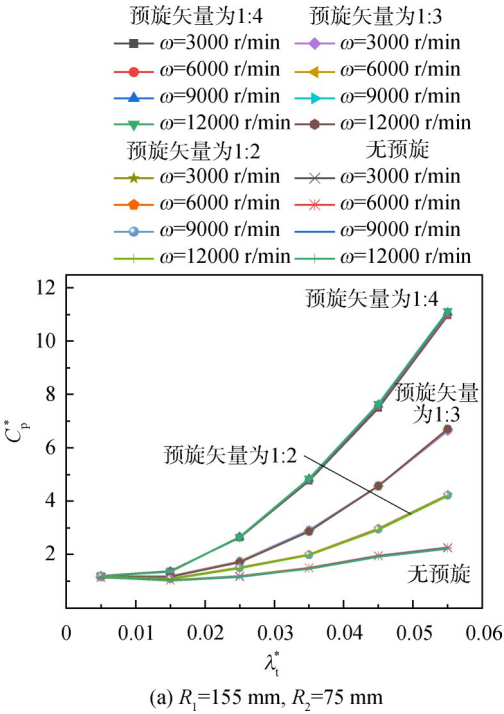
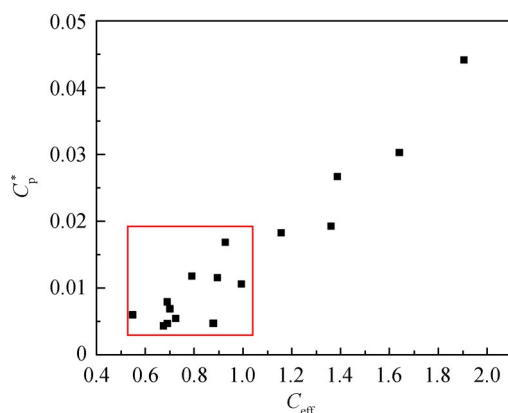


图 16 不同入口预旋下 C_p^* 随 λ_1^* 变化情况
Fig.16 C_p^* varies with λ_1^* in different prewhirls

图 17 C_p^* 和 C_{eff} 的相关性Fig.17 Correlation between C_p^* and C_{eff}

4 结 论

本文将带有管式减涡器的盘腔置于进出口压力相同的环境中,计算其卷吸流量,以此修正传统湍流参数,并将修正后的湍流参数在不同减涡管进出口位置和入口旋流系数下进行了验证。所得主要结论如下:

1) 修正后的湍流参数对带有减涡管的盘腔内的流场情况和总压系数取得了很好的控制效果。

2) 随 λ_t^* 的增加, C_p^* 在绝大多数工况下逐渐升高。同时气流在流动过程中保持其径向内流的能力越强,需要减涡管限制其周向速度的距离逐渐缩短,使得 C_p^* 最小的最优 R_1 下降, R_2 上升。

3) 在增加入口预旋的情况下, C_{eff} 和 C_p^* 由 λ_t^* 和 C_{in} 两个工况参数共同控制。

4) λ_t^* 不同,具有相同 C_{eff} 的工况下,鼓筒孔至减涡管入口区域的流场高度类似,但在离开减涡管后的区域则存在差异。

参考文献:

- [1] HIDE R. On source-sink flows in a rotating fluid[J]. Journal of Fluid Mechanics Digital Archive, 1968, 32(4):737-749.
- [2] BARCILON V. Some inertial modifications of the linear viscous theory of steady rotating fluid flows[J]. Physics of Fluids, 1970, 13(3):537-544.
- [3] BENNETTS D A, HOCKING L M. On nonlinear ekman and stewartson layers in a rotating fluid[J]. Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 1973, 333(1595):469-489.
- [4] BENNETTS D A, JACKSON W D N. Source - sink flows in a rotating annulus: a combined laboratory and numerical study[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1974, 66(4):689-705.
- [5] OWEN J M, PINCOMBE J R, ROGERS R H. Source-sink flow inside a rotating cylindrical cavity[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1985, 155:233-265.
- [6] FIROUZIAN M, OWEN J M, PINCOMBE J R, et al. Flow and heat transfer in a rotating cavity with a radial inflow of fluid: Part 1 the flow structure[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1985, 6(4):228-234.
- [7] 于霄, 罗翔, 徐国强, 等. 用 PIV 技术测量径向进气旋转盘腔内的流动[J]. 航空动力学报, 2009, 24(11):2483-2488
YU Xiao, LUO Xiang, XU Guoqiang, et al. Particle image velocimetry (PIV) measurements of the flow in a rotating cavity with a radial inflow[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(11):2483-2488. (in Chinese)
- [8] 冯安. 径向入流旋转盘腔减涡器减阻特性研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2015.
FENG An, Investigation on varied vortex reducers in reducing the pressure drop in a rotating cavity with radial inflow [D]. Beijing: Beihang University, 2015. (in Chinese)
- [9] FIROUZIAN M, OWEN J M, PINCOMBE J R, et al. Flow and heat transfer in a rotating cylindrical cavity with a radial inflow of fluid: Part 2 velocity, pressure and heat transfer measurements[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1986, 7(1):21-27.
- [10] FARTHING P R, OWEN J M. De-swirled radial inflow in a rotating cavity[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1991, 12(1):63-70.
- [11] MIRZAEI I, GAN X, WILSON M, et al. Heat transfer in a rotating cavity with a peripheral inflow and outflow of cooling air[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(4):818-823.
- [12] JAAFAR A A, MOTALLEBI F, WILSON M, et al. Flow and heat transfer in a rotating cavity with a stationary stepped casing[R]. ASME Paper GT2000-281, 2000.
- [13] 蔡旭. 复杂进口条件下旋转盘腔流动和换热研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2014.
CAI Xu, Study on fluid flow and heat transfer in rotating cavities with complex inlet conditions[D]. Beijing: Beihang University, 2014. (in Chinese)
- [14] 赵熙. 复杂涡轮盘腔内流动与换热研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2012.
ZHAO Xi. Study on fluid flow and heat transfer in rotor-stator turbine disc cavities with complex boundary conditions [D]. Beijing: Beihang University, 2012. (in Chinese)
- [15] 赵秋月, 姜德仓, 郭文, 等. 旋转盘腔去旋系统数值模拟[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2014, 27(5):43-48.
ZHAO Qiuyue, LOU Decang, GUO Wen, et al. Numerical simulation for the de-swirled system in rotating cavity[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2014, 27(5):43-48. (in Chinese)
- [16] LIANG Z R, LUO X, FENG Y, et al. Experimental investigation of pressure losses in a co-rotating cavity with radial inflow employing tubed vortex reducers with varied nozzles[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2015, 66:304-315.
- [17] LUO X, FENG A, QUAN Y, et al. Experimental analysis of varied vortex reducers in reducing the pressure drop in a ro-

- tating cavity with radial inflow[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2016, 77:159-166.
- [18] SIBILLI T, CHO G, KHOLI F, et al. Numerical analysis of industrial gas turbine secondary air systems employing vortex reducers[R]. *ASME Paper GT2018-76313*, 2018.
- [19] PEITSCH D, STEIN M, HEIN S, et al. Numerical investigation of vortex reducer flows in the high pressure compressor of modern aeroengines[R]. *ASME Paper GT2002-30674*, 2002.
- [20] 白阳, 罗翔, 何健, 等. 导流板式减涡器总压损失特性数值模拟[J]. *航空动力学报*, 2019, 34(10):2120-2130.
BAI Yang, LUO Xiang, HE Jian, et al. Numerical study of total pressure loss on vortex-reducer with bafflers[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2019, 34(10):2120-2130. (in Chinese)
- [21] 蔡超凡. 径向内流减涡器减阻特性数值模拟研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2018.
CAI Chaofan. Investigation on numerical simulation of pressure loss characteristics of radial inflow vortex reducer[D]. Beijing: Beihang University, 2018. (in Chinese)
- [22] ANDRÉ G, WIELAND U, ERWIN K, et al. Experimental analysis of varied vortex reducer configurations for the internal air system of jet engine gas turbines[R]. *ASME Paper GT2008-50738*, 2008.
- [23] 田冉冉, 毛军逵, 范俊, 等. 反旋进气混合式减涡结构流动特性数值计算[J]. *航空动力学报*, 2019, 34(8):1677-1687.
TIAN Ranran, MAO Junkui, FAN Jun, et al. Numerical calculation of flow characteristics of hybrid vortex reduce structure combining de-swirl inlet[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2019, 34(8):1677-1687. (in Chinese)
- [24] KUMAR B G V, CHEW J W, HILLS N J. Rotating flow and heat transfer in cylindrical cavities with radial inflow[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines & Power*, 2013, 135(3):2047-2060.
- [25] 杜禧. 径向内流减涡器减阻特性实验研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2018.
DU Xi. Investigation on pressure drop of centripetal air-bleed system employing tubed vortex reducers[D]. Beijing: Beihang University, 2018. (in Chinese)

(编辑: 张 雪)