

导流板式减涡器总压损失特性数值模拟

白 阳¹, 罗 翔^{1,2}, 何 健¹, 曹 楠¹, 蔡超凡¹

(1. 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 100191;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 通过数值模拟的方法研究了不同形状的导流板式减涡器对总压损失特性的影响。结果表明,总压的损失主要由气体在减涡器中对导流板做功引起的平缓下降以及由于切向速度过大在转折处引起的迅速下降两部分组成。当导流板较长时,损失主要由气流对导流板做功导致,导流板较短时损失则主要由转折处突降导致。因此,应在起到限制切向速度以降低转折处的突降的同时,尽可能减少气流对导流板的做功。系统总压损失随导流板数量的增多和出口位置的提高呈现先减少后增大的趋势,导流板形状也会对总压损失造成影响。

关 键 词: 旋转盘腔; 径向入流; 减涡器; 导流板; 总压损失

中图分类号: V231.1 **文献标志码:** A

Numerical simulation of total pressure loss on vortex-reducer with bafflers

BAI Yang¹, LUO Xiang^{1,2}, HE Jian¹, CAO Nan¹, CAI Chaofan¹

(1. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine
Aero-thermodynamics, School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: The effect of different vortex reducers with bafflers on the characteristics of total pressure loss was studied by numerical simulation. Results showed that the total pressure loss was composed of the slow decrease in the bafflers because of work and the sharp decrease of velocity at the turning point due to the excessive tangential velocity. The loss was mainly caused by the former with long bafflers and by the latter with short bafflers. It was significant to reduce the work done by flow to bafflers, while limiting the tangential velocity. The total pressure loss of the system decreased and then increased with the increase of the number of bafflers and the outlet position. The shape and length of the bafflers also affected the total pressure loss.

Key words: rotating cavity; radial inflow; vortex-reducer; bafflers; total pressure loss

航空发动机中的冷却气体通常是从压气机的适当位置抽取高压气体,经由一系列引气和冷却结构,完成转静子轮缘段和轴承的封严以及涡轮的冷却功能^[1]。在经由压气机盘腔径向内流时,

收稿日期:2019-03-10

作者简介:白阳(1996—),男,硕士生,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 simulation of total pressure loss on vortex-reducer with bafflers[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(10): 2120-2130.

气体由于切向速度过大形成了源-汇流动结构^[2],在腔内形成复杂的涡系结构,使流动阻力变大,气流的总压损失增大。

在盘腔内增加减涡结构可以有效的降低这一损失。目前,常见的减涡结构有管式(图 1^[3])、去旋喷嘴式等。

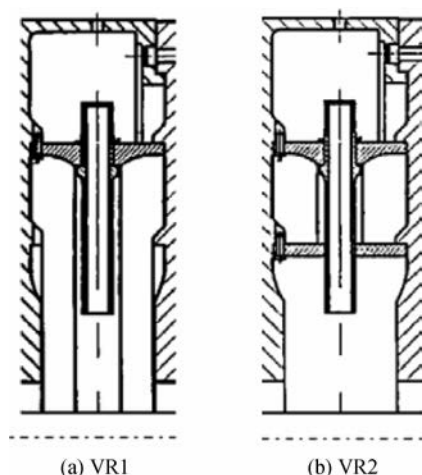


图 1 管式减涡器^[3]

Fig. 1 Tubed vortex-reducer^[3]

管式减涡器是在压气机盘腔中添加径向的导流管,使气流沿导管流动,抑制了自由涡的形成和切向速度的发展。去旋喷嘴式则是在盘腔中添加预旋喷嘴,其预旋方向与盘腔转动方向相反,以此抑制切向速度的发展和自由涡的形成。

Negulescu 等人^[4]对管式减涡器和安装去旋孔的盘腔结构进行了研究。结果表明,减涡管的设计更为简洁方便,但其质量较大且安装复杂;去旋孔式减涡器易于安装,但气流流动特性较为复杂,压差随流量呈现先下降后上升的曲线变化。Günther 等人^[3]采用数值模拟的方法研究了不同结构的管式减涡器,并得到如下结论:减涡管结构的使用破坏了主要导致损失的旋转核心,降低了压力损失。Peitseh 等人^[5]对设置了管式减涡器的旋转盘腔进行了数值模拟研究,结果表明,鼓筒孔进口的小腔产生第一次压力变化,第二次压力损失产生在减涡管入口处,第三次产生在减涡管出口的气流通道转折处。Friedl 等人^[6]在转静盘腔的转动盘上安装了去旋喷嘴,经由喷嘴进入时,吸收能量,降低气体的总温,改善了下游的冷却效果。

Chen 等人^[7]的实验表明,在小流量高转速等的发动机典型工况下,椭圆型的鼓筒孔相对于圆形鼓筒流动阻力更小,使气流损失减少,且减涡管的使用抑制了自由涡的形成,减少了流动阻力和

损失。Liang 等人^[8]对长短相间的减涡管排列进行了研究,发现其在具有减少压力损失的潜力的同时,还起到了减少质量和振动的作用。同时还发现长圆形的鼓筒孔有利于改善流动条件。Luo 等人^[9]设计并安装了三种不同减涡器结构。实验表明,减涡器的性能取决于其几何结构、入口流量和腔体转速。Ning 等人^[10]研究了不同鼓筒孔形状对总压损失的影响,结果表明在给定工况下长圆形鼓筒孔优于圆形鼓筒孔。Thierry 等人^[11]讨论了各种结构的一维网络模型和 CFD 模型的数值计算结果和建立过程,结果表明,采用减涡器结构可以改善系统性能。

杨守辉等人^[12]得到了径向内流气体速度的切向分量,压损情况和盘腔换热受预旋角度的影响情况。赵秋月等人^[13]的研究表明:在导流管数量为 15 个时,减涡管的使用对减少径向内流中的压力损失有一定作用,存在一个最优管长使压力损失最小。夏子龙等人^[14]的研究表明,在旋转雷诺数为范围内,盘腔内的压力损失随旋转雷诺数的增加而降低并趋于平稳;去旋角为 $22^\circ \sim 90^\circ$ 之间时,去旋角度越小,盘腔内的压力损失越小。黄爱霞等人^[15]对反向预旋进气盘腔进行了研究。得到了气流切向速度在轴向上的分布和压力参数 C_p 随无量纲流量 C_w 的变化情况。张光宇等人^[16]对不同转速和喷嘴结构下的去旋系统开展了数值研究,获得了不同工况下径向内流流场结构以及压力损失的分布曲线。

还有部分学者通过在盘腔中添加导流板来抑制切向速度,降低压力损失。王远东等人^[17]采用实验的方法对导流板式减涡器的流动特性进行了研究,结果表明:在压比为 $1.08 \sim 1.06$,转速为 $1000 \sim 5000 \text{ r/min}$ 工况下,空气流量随进出口压比的增大而增加,随转速的增加而呈现线性下降的趋势;导流板数量为 4、6、12 个时,相比较于无导流板盘腔,导流能力增强,导流板数量越多,引气能力越强。Du 等人^[18]通过数值模拟方式对如图 2^[17]所示的不同曲率,进口角度的导流板式减涡器进行了研究,图中 r_2 、 r_3 则分别为入口段的内、外半径, β 则为导流板入口处的切线和当地圆切线的夹角。结果表明,入口角度和曲率均会对减损能力造成影响。Liu 等人^[19]对比了有无导流板的径向内流盘腔,证明了导流板有降低总压损失的作用。

通过对以往的研究文献的总结与梳理可以发现,目前国内对导流板的研究还很缺乏,且现有研

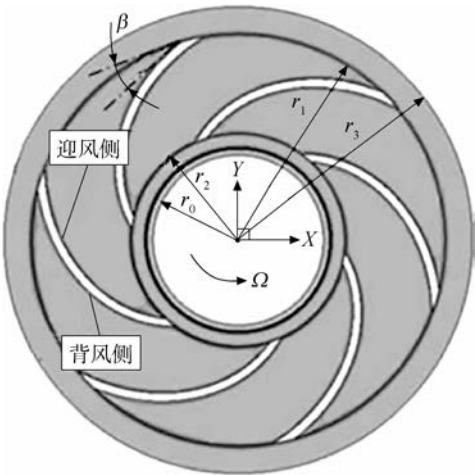


图 2 导流板式减涡器^[17]

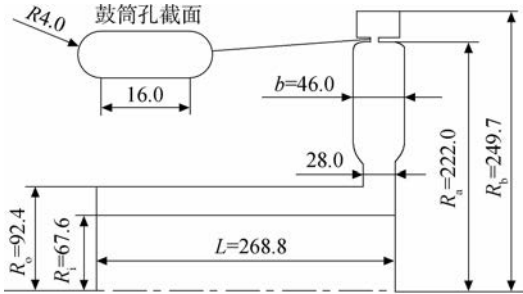
Fig. 2 Vortex-reducer with bafflers^[17]

究中的导流板主要为径向垂直结构,结构形式缺乏变化,Du 等人^[18]的研究中为导流板设计了不同的曲线和倾斜角度,但其进出口位置分别固定在盘腔的内外边缘,同时现有研究中对导流板数量变化的研究也不多,王远东等人对比了 4、6、12 导流板,并且在这个数量范围内,导流板越多,其减阻效果越强。基于以上考虑,本研究分别从结构、出口位置和数量变化 3 个角度入手,探究影响导流板减阻能力的因素,并对规律进行总结。

1 计算模型与计算方法

1.1 计算模型

本文计算的基本模型参考航空发动机压气机盘腔结构进行设计。对流体域部分进行建模,分为盘腔和集气腔两部分,由 20 个均匀分布的鼓筒孔相连。如图 3 所示,模型外径 $R_b=249.7\text{ mm}$,盘腔半径 $R_a=222.0\text{ mm}$,轴向通道外径 $R_o=$



(b) 盘腔尺寸

图 3 无减涡结构空腔模型(单位:mm)

Fig. 3 Model of cavity without vortex-reducer (unit:mm)

92.4 mm,通道内径 $R_i=67.6\text{ mm}$,盘腔宽度 $b=46.0\text{ mm}$,轴向长度 $L=268.8\text{ mm}$,在集气腔外缘设有宽度为 3 mm 的缝隙,作为气流入口,轴向通道末端为气流出口。在此基础上,如图 4 所示,在盘腔内部添加不同尺寸和位置的导流板,沿轴向充满盘腔,导流板形状及进出口位置如表 1 所示。

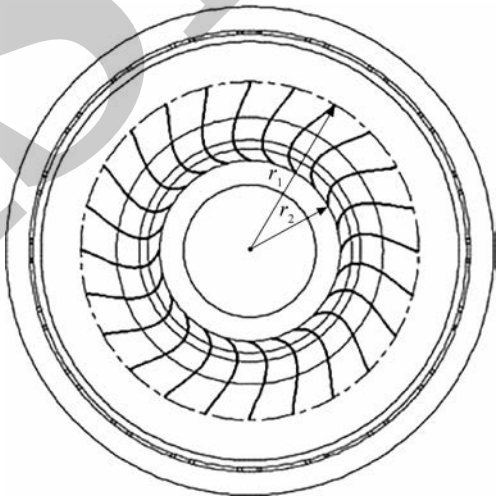
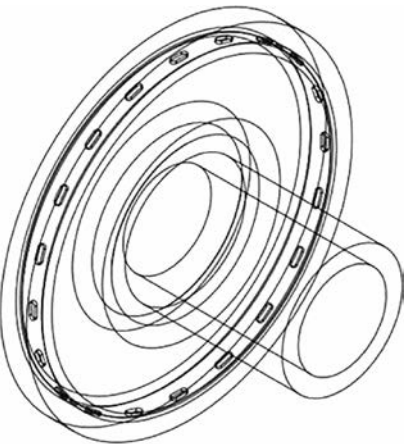


图 4 导流板模型

Fig. 4 Model of bafflers

1.2 计算网格

结构性网格具有生成速度快,质量好的优点,但一般仅适用于形状规则的模型,无法实现光滑的尺寸过度。对于本研究中弯曲的导流板结构而言,采用结构性网格不仅划分效率低,而且对于弯曲的导流板部分的适应性不如非结构网格,同时非结构网格可以较为容易的控制网格大小和节点密度,在相关的研究中,赵秋月等人^[13]即采用了非结构化网格进行计算。考虑到以上情况,本文采用了非结构化网格进行划分,以更好的适应弯曲的导流板结构,同时利用三棱柱网格对近壁面



(a) 盘腔模型

表 1 导流板形状

Table 1 Shape of bafflers

参数	导流板 a	导流板 b	导流板 c	导流板 d	导流板 e	导流板 f	导流板 g
形状							
导流板入口半径 r_1/mm	135	140	173	173	173	173	210
导流板出口半径 r_2/mm	67.6	92.4	67.6	67.6	92.4	92.4	92.4
数量	18	24	20	18	24	24	20

处网格进行加密处理,初始网格厚度为 0.02 mm,比例因子为 1.1,共布置 8 层,以更好地处理边界层内的问题,网格划分情况如图 5 所示。

对于添加导流板的盘腔,通过改变全局网格尺寸和近壁面加密处的网格尺寸,使网格数量在 400 万~650 万之间变化。如图 6 所示(图中 Δp^* 为总压差),当网格数达到 550 万处,进出口总压变化趋于稳定。为保证计算的时间成本,最终所确定的网格数量为 550 万。对无减涡盘腔进行类似的设置和计算,最终确定网格数为 230 万。

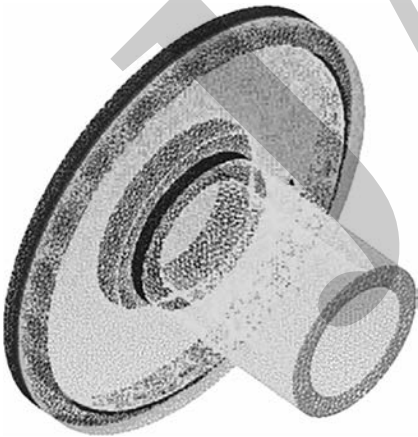


图 5 网格划分情况

Fig. 5 Mesh of disk cavity

1.3 边界条件设置

将盘腔划分为旋转和静止域,轴向通道末端出口到鼓筒孔处为旋转域,旋转速度 $\Omega=14\,000\text{ r/min}$,鼓筒孔到入口处为静止域,转静域交接面设置为 frozen rotor。壁面设置为无滑移绝热壁面,流体为可压缩理想气体。入口为压力边界条件,设置静压为 2000 kPa,同时给定切向和径向矢

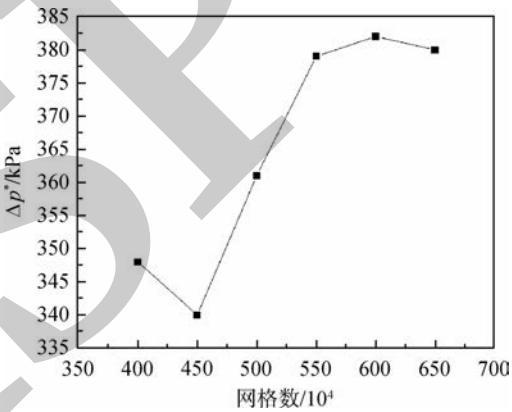


图 6 网格数对 Δp^* 的影响

Fig. 6 Effect of the number of meshes on Δp^*

量,比例为 26 : 104,通过这种方式,为气流添加 80 m/s 的预旋切向速度 V_φ ,同时给定静温 780.6 K。出口设置为流量边界条件,流量为 1.15 kg/s。能量方程的选项设置为“total energy”,即在求解能量方程时,考虑了由于流动速度较大导致的流体压缩性开始体现对流体密度所造成的影响。收敛条件设置为平均残差小于 10^{-5} 。湍流模型的选取上,Kumar 等人^[20]、冯安^[21]、吴丽军等人^[1]和赵秋月等人^[13]的计算中均选用 shear stress transport(SST)湍流模型,同时对冯野^[22]实验中的数据,分别计算了空腔情况下 SST、 $k-\epsilon$ 和 $k-\omega$ 湍流模型对与进出口总压差的影响,结果如图 7^[21]中所示,由于计算建模时对实验件进行了一定简化,同时实验中由于试验件表面的粗糙等因素其流阻有所增大,导致出现了一定的误差。其中 SST 模型与实验结果的误差最小,且随着转速的增加,误差逐渐缩小,最终选用了选用 SST 湍流模型。边界条件设置情况如图 8 所示。

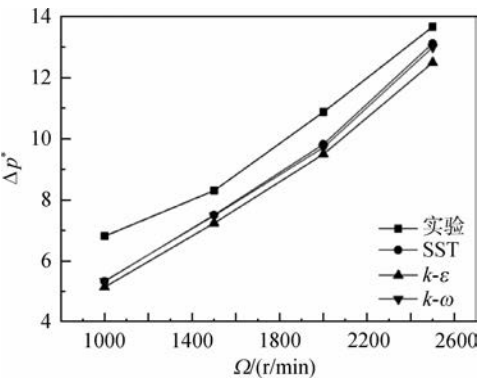


图 7 各湍流模型下压降数值计算和实验结果的对比^[21]
Fig. 7 Comparison between numerical and experimental results of Δp^* under various turbulence models^[21]

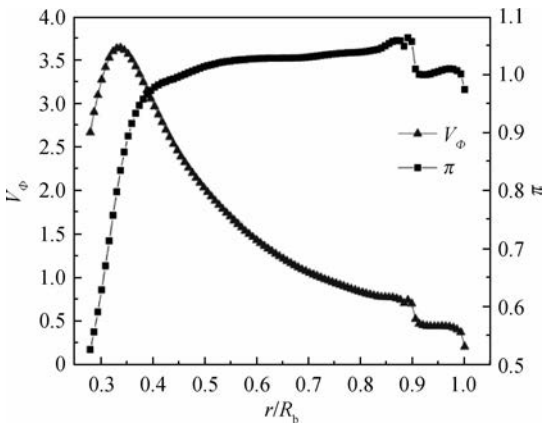


图 9 V_ϕ 、 π 的径向分布情况
Fig. 9 Radial distribution of V_ϕ , π

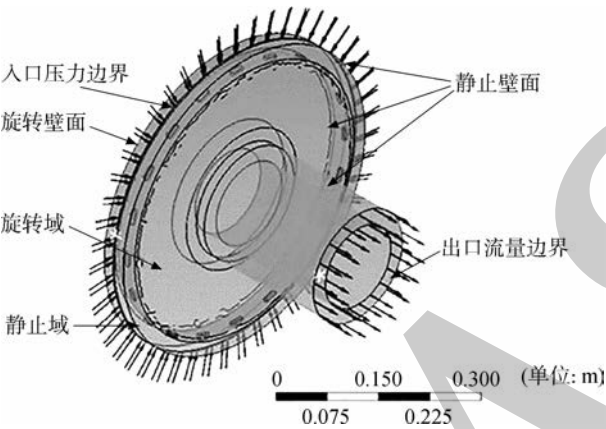


图 8 边界条件设置
Fig. 8 Boundary conditions

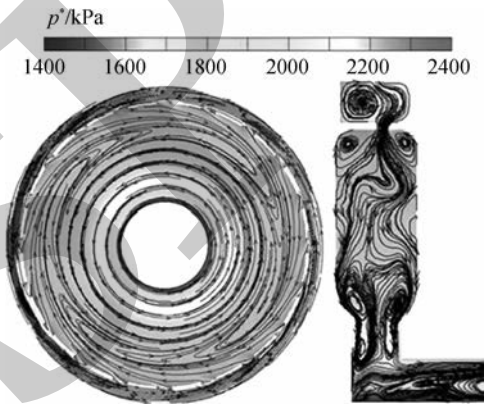


图 10 空腔流场及总压云图
Fig. 10 Flow field and contour of total pressure without bafflers

2 计算结果与分析

2.1 空腔模型

为对比导流板式减涡器的减阻效果,首先对图 3 所示的无减涡结构的空腔进行了计算。图 9 为无量纲切向速度 V_ϕ ($V_\phi = V_\varphi / \Omega r$) 和总压比 π ($\pi = p_{\text{local}}^* / p_{\text{in}}^*$),随无量纲半径 r/R_b 的变化情况。鼓筒孔处的总压(p^*)和流动速度增大是由于此处盘腔旋转速度高于气流预旋速度,鼓筒孔对气流做功所致。流体在从高半径向低半径流动时,由于角动量守恒和流通面积的逐渐减小,中、高半径位置处的气流的切向流动速度不断增大,并在转折处时达到最大。气流静压转变为动压,静压不断减小,但总压基本保持不变。如图 10 所示,总压损失主要集中在低半径的气流转折处,由于气流速度的快速降低所致。总压损失为 763.8 kPa。

2.2 导流板形状的影响

为探究给定工况下,可以达到最优减阻效果

的导流板形状并总结减阻规律,对表 1 中所示的 7 种导流板形状进行了数值计算。其计算结果如图 11~图 13 所示,总压变化情况见表 2 所示。

由图 9 中可知,空腔中总压损失主要发生在转折处,因此导流板 a 位于低半径转折处。相对于空腔,由于导流板对 V_φ 的限制,降低了转折处发生的总压突降。但总压损失仍然较为明显,主要集中在气流进入导流板之前,低半径位置处气流的切向速度已经得到充分发展,导流板的设置对于此处气流造成了明显的扰动和阻碍,使气流内流困难。同时导流板靠近流道转折处内气流出现了涡团,导致了一定程度的总压损失。

在设计导流板 b 中,将导流板的径向位置外移,但仍然在入口处出现了明显的总压损失,且由于出口不再靠近内壁面, V_φ 在离开导流板后会出现恢复,为避免 V_φ 在靠近内壁面时过大,导流板转折角度较大,在相邻导流板之间出现了回流涡团,阻碍了径向内流。

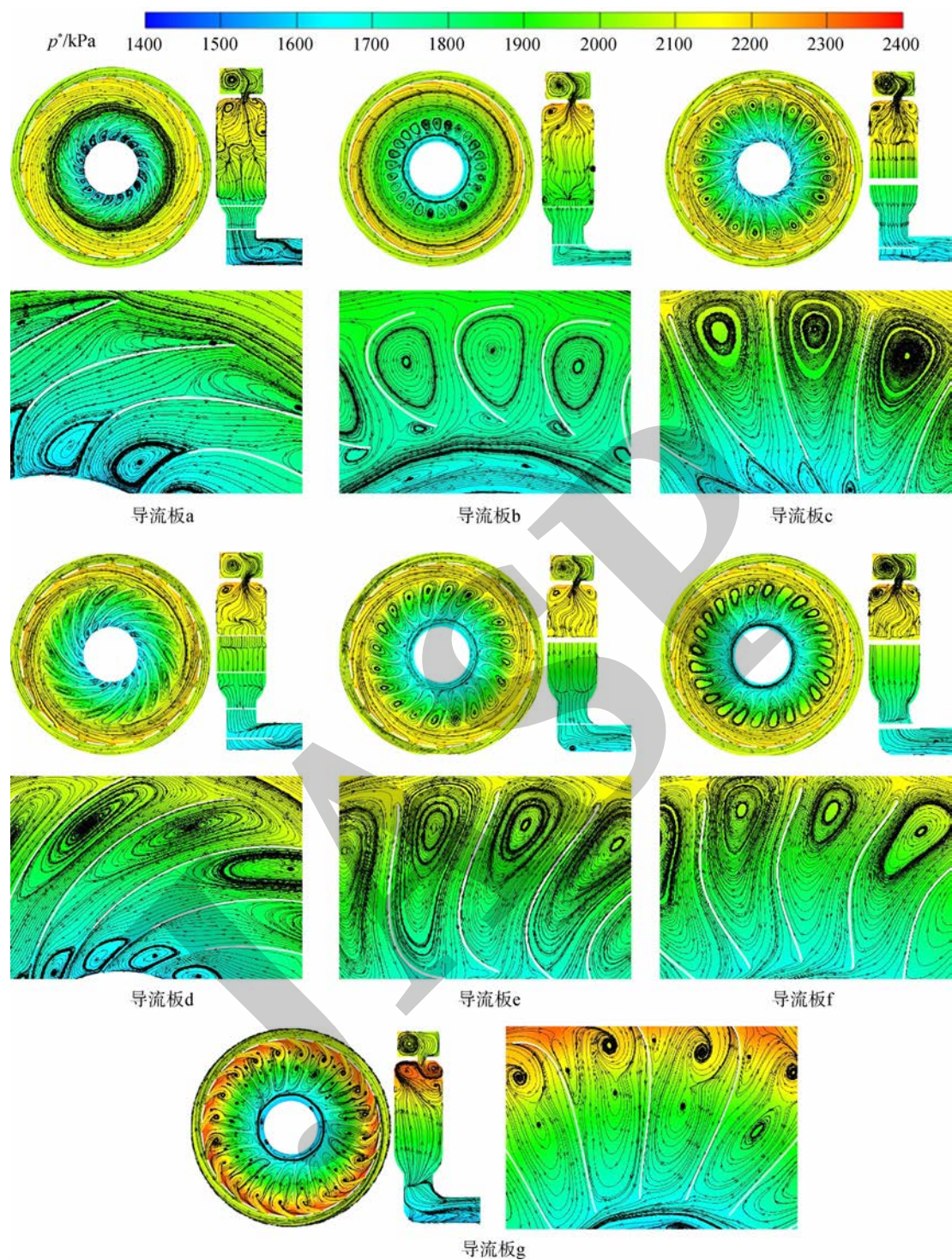


图 11 导流板流场及总压分布

Fig. 11 Flow field and contour of total pressure with varied bafflers

在导流板 c 中,入口位置 r_1 提高到 173 mm (即 $V_\phi=1$ 处),在进入导流板之前,总压未出现明显的下降,避免了导流板 a、b 中由于入口位置过低,导流板对气流造成干扰而形成涡团而造成的总压损失。但由于流道面积的快速收缩,气流与迎面面发生分离,在低半径处涡团结束,内流气流的流通面积突然扩张,使气流在此处未沿导流

板进行流动,无法充分抑制切向速度,总压在转折处仍出现了下降。

针对导流板 b、c 中的问题,在设计导流板 d 中,将导流板 b 进行了伸长,并保证流道面积变化均匀。但导致了入口处的导流板和气流之间存在一定夹角,在入口处出现了一定的回流涡,同时根部处出现了类似于导流板 a 中的涡团和总压降低。

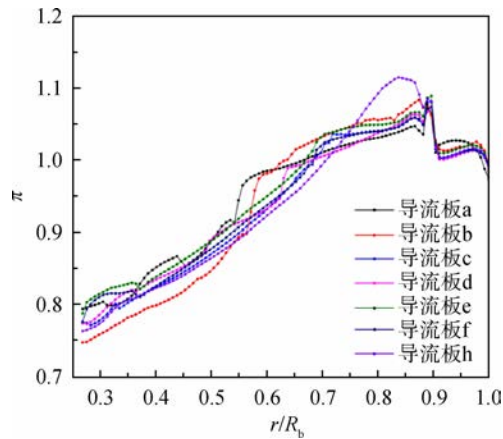


图 12 不同导流板 π 的径向分布

Fig. 12 Radial distribution of pressure ratio with varied bafflers

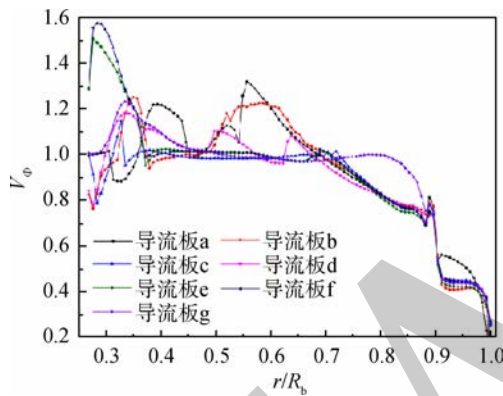


图 13 不同导流板 V_ϕ 的径向分布

Fig. 13 Radial distribution of V_ϕ with bafflers

表 2 不同导流板进出口总压变化

Table 2 Total pressure loss of cavity with varied bafflers

导流板	进口总压/kPa	出口总压/kPa	$\Delta p^*/\text{kPa}$
a	2 045.6	1 666.4	379.2
b	2 048.7	1 603.7	445.0
c	2 054.5	1 630.7	423.8
d	2 053.2	1 645.4	407.8
e	2 055.1	1 692.7	362.4
f	2 051.8	1 649.4	402.4
g	2 050.3	1 628.8	421.5

除进出口处的总压损失外,在导流板内部同样有总压的平缓降低,如图 14 和表 3 中所示,导流板两侧在相同半径位置处出现了静压差(Δp),迎风侧的气流压力高于背风侧,导流板受力方向与盘腔转动方向相同,导流板受到气流做功。因此,导流板应尽可能短以减少气流对导流板的做功

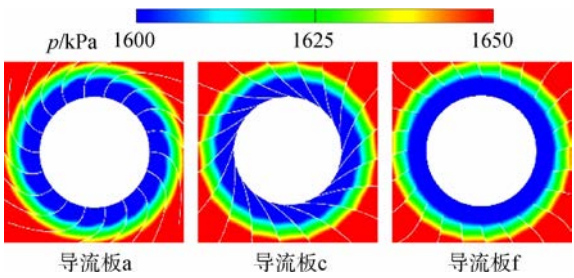


图 14 导流板两侧存在静压差

Fig. 14 Static pressure difference on two sides of bafflers

表 3 导流板两侧静压

Table 3 Static pressure on both sides of bafflers

导流板	迎风侧静压/kPa	背风侧静压/kPa	$\Delta p/\text{kPa}$
a	1 656.6	1 649.1	7.5
c	1 674.0	1 670.8	3.2
f	1 710.3	1 705.7	4.6

面积。

导流板 e、f、g 为减少气流对导流板的做功面积,均将出口位置 r_2 提升到了 92.4 mm 处。

设计导流板 e 中,入口处导流板指向盘腔轴心,出口处导流板向盘腔旋转的反方向偏折,使气流在该处的 $V_\phi < 1$,从而降低了气流达到轴向通道内壁面处时的切向速度,使得气流在该处的流速降低幅度有所减少,总压降低较少。由于入口位于 $V_\phi = 1$ 处,气流在进入导流板时未出现类似于导流板 a、b 中发生在入口处的流速和总压突降。导流板间流通面积变化较为均匀,气流在导流板内的流动较为通畅。但仍然在迎风侧处出现了回流涡团,在一定程度上阻碍了气流的径向流动。

设计导流板 f 中,出口处导流板指向旋转中心,使导流板间流通面积的变化更为平缓。但相比于导流板 e,由于导流板出口处 $V_\phi = 1$,在靠近轴向通道内壁面处时 V_ϕ 相对于导流板 e 更大,发生的速度突降较大,该处的总压损失更大。

设计导流板 g 中入口位置提升到 $r_2 = 210$ mm 处,可以看出存在一个总压较低的射流进入,并且发生了总压出现了第二次上升(第一次为鼓筒处)。这是由于气流在刚进入盘腔时, $V_\phi < 1$ 导流板对气流做功所致,并且为确保气流较为通畅的进入叶间通道,导流板入口向来流方向弯折。但由于导流板长度的增加,气流与导流板的接触面积增多,对导流板的做功量增加,最终系统损失有所上升。

气流流动速度在轴向通道内壁面附近的突降是导致无减涡盘腔中气流总压损失较大的重要因素。导流板的设置抑制了其切向速度的增大,避免了发生在转折处流速的突降,也使得整个流动过程中的总压损失降低。但是由于需要通过导流板降低气流的切向速度导致气流在径向内流过程中不断对导流板做功,气流总压在导流板中有所降低。入口位置较低的导流板中,由于气流在未进入导流板前其切向速度已经充分发展,导流板在该位置的设置对流动速度过快的气流造成了明显的干扰并形成了回流涡团,气流在进入导流板之间和导流板入口处即发生明显的速度和总压的突降。

在以上导流板形状中,导流板 e 取得了给定工况下的最佳减阻效果。其特点是:入口位置位于 $r_1=173\text{ mm}$ 的 $V_\phi=1$ 处;提高了出口位置以减少做功面积;出口向旋转腔转动的反方向弯折,减缓了气流离开导流板后的切向速度恢复;流道面积变化均匀。

2.3 导流板数量的影响

为探究导流板数量对减阻效果的具体影响,选取导流板 e,分别沿周向均匀布置了 12、16、20、24、28、32、36、48 导流板进行了研究。如图 15 所示,总压损失随导流板数目的增多呈现先降低后增大的趋势,并在 20 导流板时达到最小,即 353.7 kPa。图 16 中给出了 12、20、36 导流板时沿径向的变化情况。

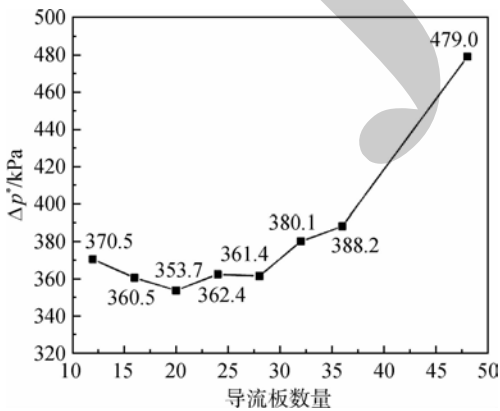


图 15 总压损失随导流板数量变化

Fig. 15 Total pressure loss varies with the number of bafflers

在导流板较少时,如图 17(a)所示的 12 的导流板,相邻导流板之间的间距较大,气流在其中形成较大的回流涡团,阻碍了气流的径向内

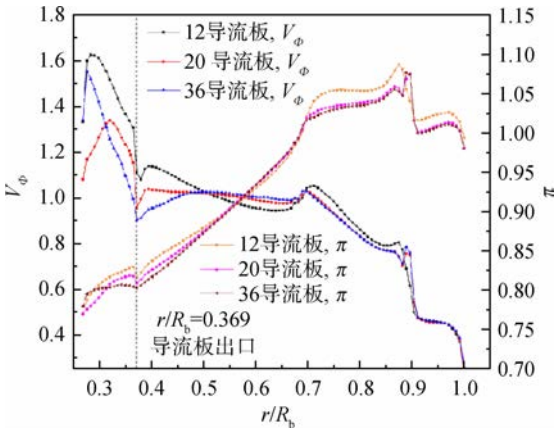


图 16 12、20、36 导流板 V_ϕ 、 π 沿径向分布

Fig. 16 Radial distribution of V_ϕ , π with 12, 20, 36 bafflers

流。同时,导流板未能起到限制气流切向速度发展的作用,气流在进入转折通道时,由于切向速度上升后在近壁面处速度突降较多,总压损失较大。

随导流板数目的增多,叶间间距逐渐减少,回流涡体积不断降低。同时导流板对切向速度的限制作用逐渐增强,如图 17(b)中所示的 20 导流板,气流在进入转折通道经历一段切向速度增加后仍保持一个较低的状态,在靠近内壁面处时流动速度突降幅度较小,总压损失较少。

导流板数量的进一步增加,减少了回流涡团的产生,但总压损失却处于一个逐渐升高的状态,如图 17(c)所示的 36 导流板,过多的导流板设置严重占用了流道面积,对气流的向内流动造成阻碍,在入口处发生类似于前文中短导流板入口的总压损失;导流板数量增多,则导流板和气流接触的总面积快速增加,导致气流对导流板做功量增大,并且流出导流板后切向速度恢复增加,总压损失增大。

如图 18 和图 19 所示,当出口位置 $r_2=67.6\text{ mm}$,即轴向通道内壁面处时,虽然避免在发生在转折处的突降,但由于导流板过长,气流对导流板的做功较大,导致最终系统损失较大。随出口位置不断提高,减少了了气流对导流板的做功损失。气流在离开导流板流动后,切向速度以继续增大,但若导流板出口位置过高,气流切向速度增大的空间过大,如 $r_2=130\text{ mm}$ 处时,气流在离开导流片后其速度恢复量增加,导致其在靠近转折处时切向速度 V_ϕ 过大,发生类似于无减涡结构盘腔中的流动速度和总压的大幅度突降,最终总压损失有所扩大。

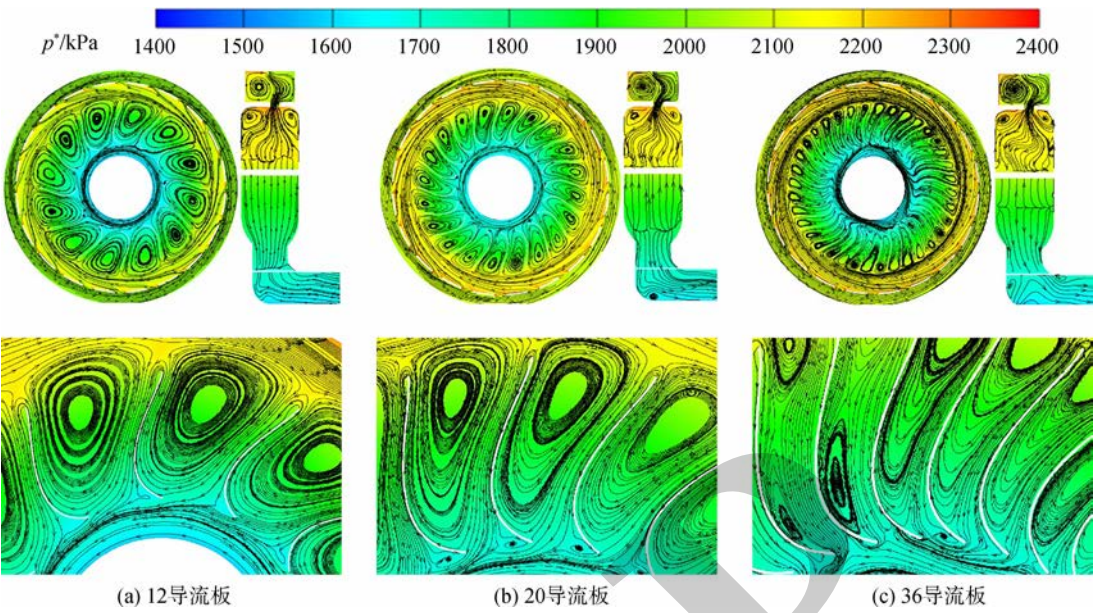


图 17 12、20、36 导流板流场及总压分布

Fig. 17 Flow field and contour of total pressure with 12,20,36 bafflers

最终,导流板 e 在 $r_2 = 110\text{ mm}$,导流板数量为 20 时,达到了最佳减阻效果,其计算结果如图 20 所示。

可见,系统总压损失主要由两个方面组成:即在导流板中流动时由于做功发生的持续性降低和由于速度过大在转折位置发生的突降。在入口位置和导流板形状一定的情况下,存在一个最优的出口位置。若出口低于该位置,则导流板过长,气流在其中的做功较大,总压在这里发生连续降低。当出口高于该位置时,气流在离开导流片后切向速度过度恢复,在转折处发生总压和流动速度的突降,这一部分的增大使最终的总压损失有所上升。

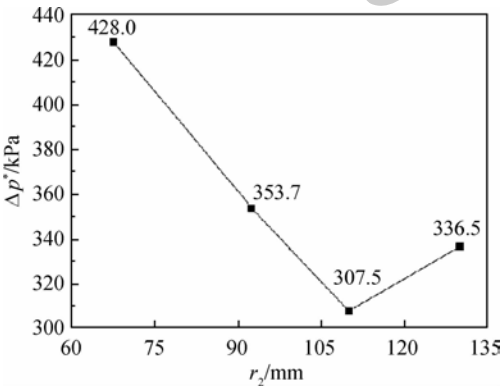


图 18 总压损失随出口位置变化

Fig. 18 Total pressure loss varies with outlet position

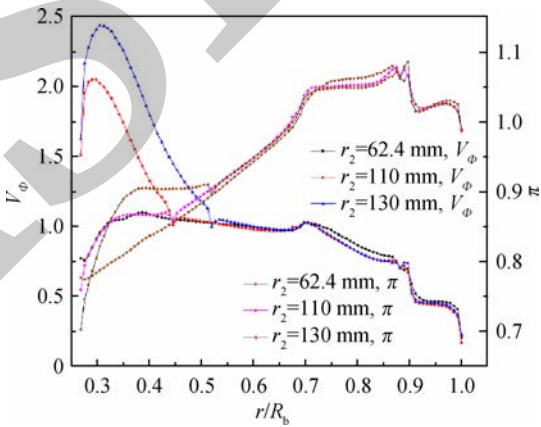


图 19 $r_2 = 67.6, 110, 130\text{ mm}$ 时 V_ϕ, π 沿径向分布

Fig. 19 Radial distribution of V_ϕ, π with $r_2 = 67.6, 110, 130\text{ mm}$

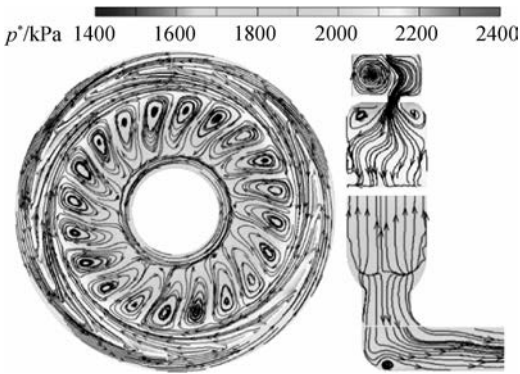


图 20 $r_2 = 110\text{ mm}$ 导流板流场及总压分布

Fig. 20 Flow field and contour of total pressure with $r_2 = 110\text{ mm}$

3 结 论

本文设计并计算了不同形状的导流板式减涡结构,探究其对气流径向内流过程中的影响和流动特性,并总结其规律。在给定工况下,主要结论如下:

1) 由于对导流板做功,气流在导流板中流动时总压会发生持续降低。

2) 导流板流道面积和出口方向均会对其减阻效果造成影响,给定工况下导流板 e 取得了最佳效果。

3) 总压损失随导流板数量的增多先减小后增大,其中导流板 e 在 20 个时取得了最佳减阻效果。

4) 总压损失随导流板出口位置的提高先减小后增大。给定工况下导流板 e 的 $r_2 = 110 \text{ mm}$ 下达到最佳。

5) 导流板入口位于 $V_\phi = 1$ 处时,可以避免入口处发生总压损失。

参考文献:

[1] 吴丽军,陈潇,邓双国,等. 减涡器流阻特性计算分析[J]. 燃气轮机技术,2014,27(3):37-43.
WU Lijun, CHEN Xiao, DENG Shuangguo, et al. Flow resistance characteristics of vortex reducer computation and analysis[J]. Gas Turbine Technology, 2014, 27(3):37-43. (in Chinese)

[2] HIDE R. On source-sink flows in a rotating fluid[J]. Journal of Fluid Mechanics Digital Archive, 1968, 32(4):737-749.

[3] GÜNTHER A, UFFRECHT W, KAISER E, 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.

[4] NEGULESCU D, PFITZNER M. Secondary air systems in aeroengines employing vortex reducers[R]. ASME Paper 2001-GT-0198, 2001.

[5] 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.

[6] FRIEDL W H, PEITSCH D, NEGULESCU D. Improvement of high pressure turbine air systems by de-swirl nozzles[R]. ASME Paper DETC2002/CIE-34449, 2002.

[7] CHEN X, FENG Y, WU L J. The experimental investigations of centripetal air bleed with tubed vortex reducer for secondary air system in gas turbine[R]. ASME Paper GT2014-26959, 2014.

[8] LIANG Z R, LUO X, FENG Y, et al. Experimental investi-

gation of pressure losses in aero-rotating cavity with radial inflow employing tubed vortex reducers with varied nozzles[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2015, 66: 304-315.

[9] LUO X, FENG A, QUAN Y K, et al. Experimental analysis of varied vortex reducers in reducing the pressure loss in a rotating cavity with radial inflow[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2016, 77:159-166.

[10] NING B, LUO X, FENG Y, et al. Study on total pressure losses characteristics of rotating cavity with radial inflow of different drum hole shape[J]. Advanced Materials Research, 2013, 663:483-489.

[11] 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.

[12] 杨守辉,王锁芳. 不同去旋角度进气共转盘腔内流动与换热研究[J]. 航空发动机, 2011, 37(6):17-20.
YANG Shouhui, WANG Suofang. Investigation on flow and heat transfer inside co-rotating disc cavity[J]. Aeroengine, 2011, 37(6):17-20. (in Chinese)

[13] 赵秋月,姜德仓,郭文. 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. Numerical simulation for the de-swirled system in rotating cavity[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2014, 27(5):43-48. (in Chinese)

[14] 夏子龙,王锁芳,陆海鹰. 径向去旋对转盘腔压力损失特性数值研究[C]//第二届中国航空科学技术大会论文集. 北京:中国航空学会, 2015:293-299.

[15] 黄爱霞,王锁芳. 反旋进气盘腔内流动与换热的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2008, 23(9):1684-1688.
HUANG Aixia, WANG Suofang. Numerical simulation of flow and heat transfer inside co-rotating disc cavity with de-swirled radial inflow[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(9):1684-1688. (in Chinese)

[16] 张光宇,王锁芳,夏子龙,等. 喷嘴结构对去旋系统减阻特性影响的数值研究[J]. 推进技术, 2018, 39(5):979-985.
ZHANG Guangyu, WANG Suofang, XIA Zilong, et al. Numerical investigation on effects of varied de-swirl nozzle configurations on drag reduction performance of de-swirl system[J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39(5):979-985. (in Chinese)

[17] 王远东,金峰,王志雄. 导流板式减涡器对共转盘腔流动特性影响的实验研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2016, 30(12):55-62.
WANG Yuandong, JIN Feng, WANG Zhixiong. Experimental research on the gas flow characteristics of the co-rotational disc cavity with bafflers[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2016, 30(12):55-62. (in Chinese)

[18] DU X, ZHU H, ZHANG Z. Numerical study on varied vortex reducer configurations for the flow path optimization in compressor cavities[R]. ASME Paper GT2011-45975, 2014.

[19] LIU G,DU Q,LIU J,et al. Numerical investigation of radial inflow in the impeller rear cavity with and without baffle[J]. Science China Technological Sciences,2016,59(3):456-467.

[20] KUMAR B G,CHEW J W,HILLS N J. Rotating flow and heat transfer in cylindrical cavities with radial inflow[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2013,135(3):032502. 1-032502. 12.

[21] 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: Beijing University of Aeronautics and Astronautics,2015. (in Chinese)

[22] 冯野. 高压压气机径向内流引气腔管式减阻特性研究[D]. 北京:北京航空航天大学,2013.

FENG Ye. Investigation on total pressure loss of high compressor centripetal air-bleed system employing tubed vortex reducers[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics,2013. (in Chinese)

(编辑:叶 青)