

叶尖泄漏流和引射效应对跨声速串列 转子失速机制的影响

韩乐^{1,3}, 袁巍^{1,2,3}, 宋西镇^{1,2,3}, 宋明哲¹, 王延荣^{1,3}

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

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 100191;

3. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 为探究跨声速串列转子的失速机制, 利用数值模拟的手段对不同间隙情况的某跨声速串列转子的叶尖流场进行分析。研究发现: 前排二次泄漏区会对失速产生重要影响; 叶尖泄漏流和引射效应是前排二次泄漏区流场结构的决定因素, 而间隙大小直接影响着两者的强弱。当前排大间隙时, 叶尖泄漏流强, 是前排二次泄漏区流场的主导因素, 这时失速首先发生在前排; 当前排间隙减小时, 引射效应增强, 并逐渐成为主导因素, 这时前排二次泄漏区的堵塞情况得到改善, 失速区域转移到后排。改变前排间隙对该跨声速转子的性能有更显著的影响, 当前排为最先失速排时, 改变后排间隙对串列转子性能没有显著影响。

关键词: 串列转子; 失速机制; 叶尖流场; 叶尖泄漏流; 引射效应; 主导因素

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Effect of tip leakage flow and ejection on stall mechanism of transonic tandem rotors

HAN Le^{1,3}, YUAN Wei^{1,2,3}, SONG Xizhen^{1,2,3},

SONG Mingzhe¹, WANG Yanrong^{1,3}

(1. School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. 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;

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

Abstract: In order to investigate the stall mechanism of transonic tandem rotor, the transonic tandem rotor tip flow field in different tip clearance was studied. The results show that the flow field of zone two has a great effect on stall and it is determined by the tip leakage flow and ejection. Furthermore, the tip leakage flow and ejection are determined by the tip clearance. When the forward blade tip clearance is large, the tip leakage flow is

收稿日期: 2015-09-10

基金项目: 北京航空航天大学科研基金(YWF-15-GJSYS-013)

作者简介: 韩乐(1989—), 男, 硕士生, 主要从事叶轮机械气动热力学研究。

通讯作者: 袁巍(1974—), 男, 副教授, 博士, 主要从事叶轮机械气动力学等方面研究。

引用格式: 韩乐, 袁巍, 宋西镇, 等. 叶尖泄漏流和引射效应对跨声速串列转子失速机制的影响[J]. 航空动力学报, 2017, 32(6): 1470-1480. HAN Le, YUAN Wei, SONG Xizhen, et al. Effect of tip leakage flow and ejection on stall mechanism of transonic tandem rotors[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(6): 1470-1480.

much stronger and becomes the leading factor of zone two. Thus, forward blade becomes the stall position. When the forward blade tip clearance is reduced, ejection grows stronger and becomes the leading factor of zone two. This leads that the stagnation area of the tip leakage flow in zone two reduces and after blade becomes the stall position. The forward blade tip clearance has more effect on stall than the after blade tip clearance. What's more, after blade tip clearance has little effect on the tandem rotor when forward blade is the stall position.

Key words: tandem rotor; stall mechanism; tip flow field; tip leakage flow; ejection; leading factor

串列叶栅的思想最早来源于开缝式机翼,早在20世纪初,Betz提出用开缝式机翼取代传统机翼,使总的气流偏转通过几个部分来实现,从而有效地推迟了机翼表面的附面层流动分离^[1].后来随着喷气时代的到来,对发动机推质比的要求不断提高,对压气机级压比也有了越来越高的要求.这时研究人员看中了串列叶栅(也就是开缝式机翼)抑制附面层流动分离的特点,将其应用到压气机上.

国外关于串列叶栅的系统研究开始于20世纪50年代,Spraglin^[2]最早对串列叶栅进行了理论计算,他采用保角变换法计算了串列叶栅的二元不可压理想流动的情况.最初的研究表明:应用串列叶栅技术可以使压比明显提升,但是损失增大严重.不过研究人员没有放弃这种设计形式,经过几十年的发展,现阶段串列叶栅技术在静子上已经获得了成功的应用:作为轴流压气机末级静子,如阿杜斯特,J85,AL-31F等发动机;作为风扇末级静子,如CFM56,阿杜尔,JT8D,JT15D等发动机^[3].

为了进一步提高压气机的做功能力,在20世纪70年代,开始有研究人员将串列叶栅技术应用于转子叶片.1974年,Brent和Clemmons^[4]通过实验比较了单叶片转子与串列转子的性能,其设计的串列转子轮毂比为0.8,叶尖切线速度为231 m/s.结果表明串列转子技术是很有前景的:串列转子的最高效率可达91.8%,压比为1.31.之后串列转子的研究进程大体可分为两个方向:应用于亚声速工况的串列转子和应用于跨声速工况的串列转子.

亚声速工况下的串列转子研究进展相对顺利,Bammert等^[5-7]于1979~1981年连续发表论文,介绍其对串列转子的研究成果.他们在进口轮毂比为0.64,叶尖切线速度为189 m/s的5级压气机中间3级采用串列转子技术,在11000 r/min转速下增压比达到2.5,最高绝热效率达88%,但是失速裕度只有不到5%.21世纪初,Mcglum-

phy等^[8-9]针对串列转子在核心机的应用进行了大量的二维和三维的数值研究,通过在核心机末级采用串列转子并与造型相似的单排转子对比,对其性能进行评估.结果表明:相较于单排转子,串列转子有更高的效率、更宽的工作范围和更大的裕度,在其文献中提到的串列转子裕度可达19%.总而言之,目前亚声速工况下的串列转子设计已经取得了长足的进步.

跨声速工况下的串列转子研究则一直面临着裕度不足的问题,Urasek和Janetzke^[10]在1972年发表的论文中,给出的跨声速串列转子裕度为10%.Hasegawa等^[11]在2003年采用串列转子技术设计的单级风扇压比高达2.2,效率达80%,参考设计点的失速裕度同样是10%左右.同年,Sakai等^[12]在文章中给出了效率为85%,裕度为10%的跨声速串列转子.国内方面,赵斌、刘宝杰^[13]在2012年的文章中提到了总压比为2.25,效率高达92%的串列转子,但是失速裕度仅为7.2%.到目前为止,跨声速串列转子的低裕度问题依然困扰着广大设计者们.

在关注串列转子性能的同时,研究人员针对串列转子的结构特点也展开了广泛研究.Mcglumphy^[14]在这方面做了大量细致的研究,他在文章中指出串列转子前排叶片的流场结构与单排转子相似,但是后排的流场结构严重依赖前排叶片的流场结构.Sumeet和Bhaskar^[15]以及国内赵斌、刘宝杰^[16]通过数值模拟的方法发现,当轴向搭接量一定时,总压损失随着周向偏距的缩小而提高,此外串列转子在较大的周向偏距和较小的轴向搭接量时有较好的性能表现.

上述研究虽然对串列转子的结构特点进行了深入的剖析,但是并没有针对串列转子的失速机制展开研究.目前跨声速串列转子设计中的主要问题是裕度不足,而失速机制与裕度息息相关.因此为了攻克跨声速串列转子低裕度的问题,针对串

列转子的失速机制展开研究是目前的当务之急。

以往的研究揭示:叶尖泄漏流是导致高负荷单级转子失速的关键因素. 钱煜平等^[17]在文章中也指出:后排转子叶尖泄漏流与前排尾迹在后排通道中的掺混对串列转子近失速工况的性能有至关重要的影响. 因此可以预见,叶尖泄漏流对串列转子的失速机制很可能起着重要作用. 此外,由于串列转子前后排的互相影响,叶尖的流场结构必然会有别于单排转子,这就很可能导致其失速机制产生相应的变化. Hoeger 等^[18]在文章中指出:前后排叶片的轴向搭接区形成的喷嘴结构会对周

围气流有加速作用,进而对前后排堵塞产生影响. 因此喷嘴结构所带来的引射效应很可能同样是影响失速的关键因素之一.

针对上述问题,本文的研究思路是:选取某应用于跨声速风扇级的串列转子作为本文的研究对象,通过改变前后排转子的间隙大小研究不同强度的叶尖泄漏流和引射效应对串列转子失速机制的影响.

1 研究对象及数值方法

本文的研究对象是某针对跨声速工况设计的串列转子,设计指标如表 1 所示.

表 1 串列转子设计参数
Table 1 Design parameters of tandem rotor

总温/ K	总压/ Pa	设计流量/ (kg/s)	总体负荷 系数	绝热 效率	前排叶片负荷 所占比例/%	轴向搭接量/ %	前后排叶片周向 相对位置/%	前后排设计 间隙/mm
288.15	101325	115	0.57	0.88	50~60	0	85	0.5

数值模拟采用 Numeca 软件包的 Euranus 求解器,结合一方程 Spalart-Allmaras (SA) 湍流模型求解绝对坐标系下的三维时均 Navier-Stokes 方程,空间离散采用中心差分格式,4 阶 Runge-Kutta 法迭代求解,多重网格加速收敛. 进口给定总温总压及进口气流角,出口给定叶根处静压值,通过求解简单径向平衡方程获得出口静压展向分布.

转子流道空间离散网格应用 IGG/Autogrid 5 模块生成,壁面第 1 层网格高度为 3×10^{-6} m, 网格拓扑为 O4H 型结构化网格,设计间隙下,间隙沿径向布置 17 个网格节点,另外在不同间隙下调整沿径向节点数,保证间隙处和整体网格质量,总网格数约为 110 万.

2 计算结果

2.1 总体性能

分别计算前排为设计间隙(δ_d)时改变后排间隙(δ_2)和后排为设计间隙时改变前排间隙(δ_1)的情况,如图 1~图 4 所示不同间隙条件下的特性曲线. 从图中可以很直观地看到,前排间隙的变化对串列转子性能有着更大的影响. 从零间隙开始随着前排间隙的增加压比和效率开始下降,并且下降幅度有随着前排间隙增加有增大的趋势,压比、效率特性曲线随前排间隙增加向左移,整体流量裕度在变大;后排间隙的变化对串列转子的压比效率特性没有显著影响,随着后排间隙的增大后排有效加功面积变小,增压比略有下降,但后排间隙的变化对整体效率特性影响不大.

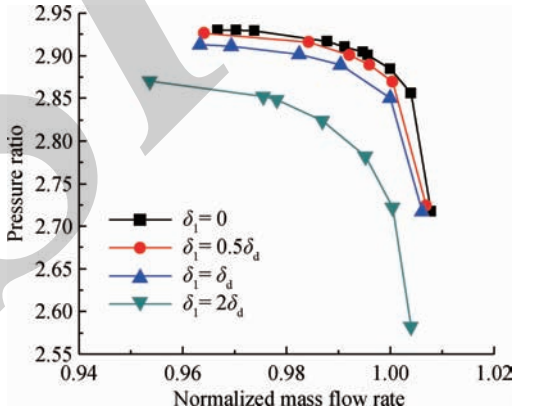


图 1 后排为设计间隙时改变前排间隙的压比特性
Fig. 1 Pressure ratio performance of tandem rotor at different forward blade tip clearances with designed after blade tip clearance

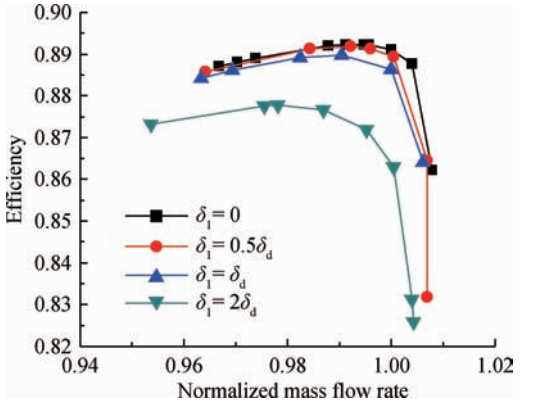


图 2 后排为设计间隙时改变前排间隙的效率特性
Fig. 2 Efficiency performance of tandem rotor at different forward blade tip clearances with designed after blade tip clearance

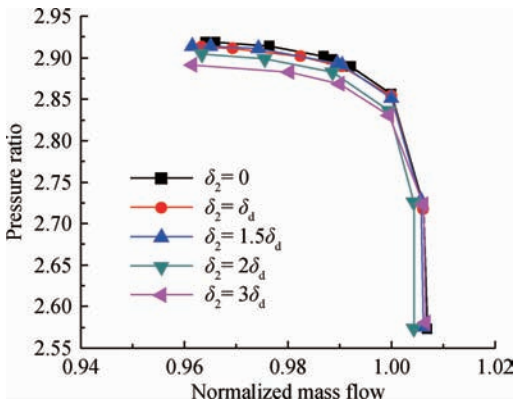


图 3 前排为设计间隙时改变后排间隙的压比特性
Fig. 3 Pressure ratio performance of tandem rotor at different after blade tip clearances with designed forward blade tip clearance

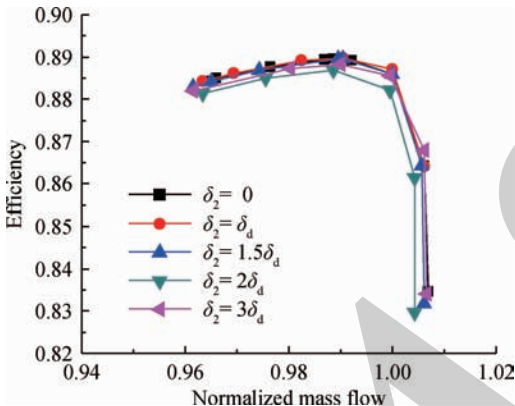


图 4 前排为设计间隙时改变后排间隙的效率特性
Fig. 4 Efficiency performance of tandem rotor at different after blade tip clearance with designed forward blade tip clearance

图 5 给出了裕度(S_m)随间隙的变化曲线,其中选取流量为 $(114.5 \pm 0.05) \text{ kg/s}$ 的点作为设计点. 裕度的定义公式如下:

$$S_m = \left(\frac{\pi_s/q_{m,s}}{\pi_d/q_{m,d}} - 1 \right) \times 100\% \quad (1)$$

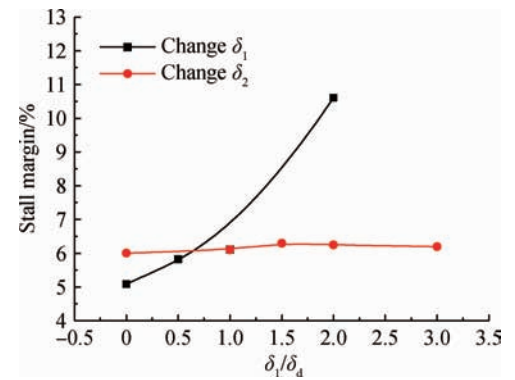


图 5 裕度随间隙变化曲线
Fig. 5 Stall margin at different tip clearances

其中 π 代表压比, q_m 代表质量流量, 下标 s 代表近失速点, 下标 d 代表设计点.

从整体上看, 当前排间隙大于后排间隙时, 会有相对更大的裕度. 虽然增压比随前排间隙增加下降严重, 但是流量裕度提升得更加明显, 因此随着前排间隙的增加, 裕度增加. 此外可以看到前排间隙对裕度的影响更大, 后排间隙的大小对裕度则没有明显影响.

2.2 串列转子的叶尖流场结构

串列转子的叶尖流场结构是叶尖泄漏流和引射区共同作用的结果. 串列转子由于有轴向搭接区的存在会在前排通道内形成一个引射区, 将前排通道内流体抽吸到后排通道中. 不同的间隙下, 叶尖泄漏流强度和引射效应的强度并不相同, 叶尖泄漏流的强度随间隙的增大而变强, 而叶尖的引射效应则随间隙的增大而减弱. 但是不同的间隙下串列转子的叶尖泄漏流基本保持着相同的结构, 下面以前后排设计间隙的情况为例对叶尖泄漏流的结构和引射效应的强度进行分析.

2.2.1 叶尖泄漏流结构

串列转子的叶尖泄漏流结构表现出区别于单排转子的特点, 但是同时也能找到两者的共通之处. 因此对比单排转子将串列转子的叶尖泄漏流按流动形式分为 3 类: 主泄漏流、二次泄漏流和普通泄漏流. 把流场按泄漏流的发生位置对应分为 3 个区域: 主泄漏区、二次泄漏区和普通泄漏区, 二次泄漏区又对应分为前排二次泄漏区和后排二次泄漏区.

各个区域的主要位置如图 6 所示(本文章的流场图中黑色实线为相对马赫数为 1 的等值线). 主泄漏区①: 通道激波与叶片压力面交接的位置和相邻通道激波与叶片吸力面交接的位置之间的区域; 二次泄漏区②, ③: 位于主泄漏区①之后, 一直到后排叶片逆压力梯度的拐点附近(图 6 中圈出的位置); 普通泄漏区④: 二次泄漏区之后一直到后排叶片尾缘.

以前后排均设计间隙为例, 并结合图 7~图 9, 对串列转子泄漏流结构进行分析.

定义无量纲螺旋度 H_n 衡量涡强度的大小

$$\xi = \nabla \times \mathbf{V} \quad (2)$$

$$H_n = \frac{\xi \cdot \mathbf{w}}{|\xi| |\mathbf{w}|} \quad (3)$$

其中 $\mathbf{V}$ 和 $\mathbf{w}$ 分别代表绝对速度矢量和相对速度矢量, ξ 代表绝对涡量矢量.

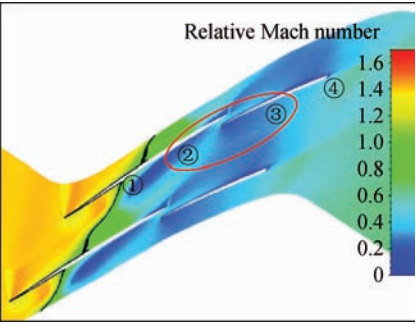


图 6 叶尖处相对马赫数分布

Fig. 6 Distribution of relative Mach number near tip

1) 主泄漏区①:主泄漏区的泄漏流周向跨过单个叶片.如图 10 所示,叶片通道内靠近压力面一侧的流体在经过激波后静压提升,而在相邻通道吸力面一侧的流体还没经过激波,这时叶片两侧的流体形成巨大的压差,流体在该压差的作用下形成叶尖泄漏流,泄漏流向下游运动直接流出通道或者进入普通泄漏区④.图 9 中黑色圆圈标注的位置即为泄漏流发生的区域,可以看到,这

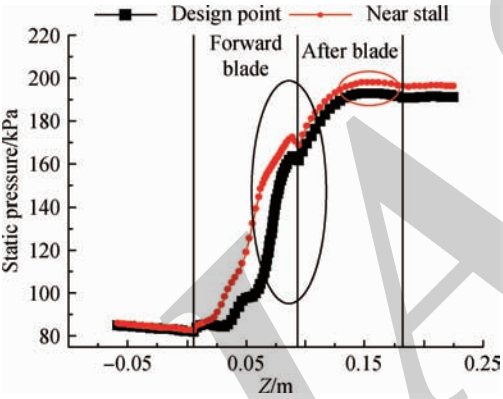


图 7 叶尖处周向平均的静压沿轴向分布

Fig. 7 Axial distribution of circumferential averaged static pressure near tip

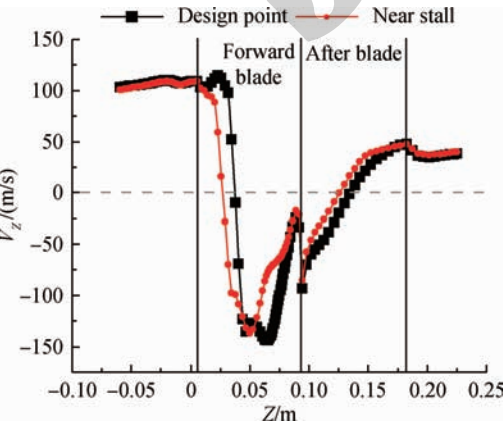


图 8 叶尖处周向平均的轴向速度分布

Fig. 8 Distribution of circumferential averaged axial velocity near tip

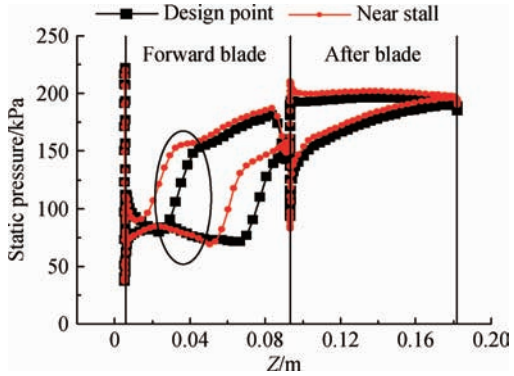


图 9 叶尖处叶片表面静压分布

Fig. 9 Distribution of static pressure on blade surface near tip

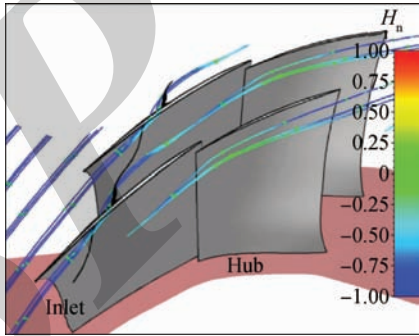


图 10 主泄漏区

Fig. 10 Tip leakage flow in zone one

一区域是叶片吸力面压力面间压差最大的区域,因此形成的泄漏流强度也最强.

2) 二次泄漏区②,③:二次泄漏流在叶尖的运动过程中会周向跨过多个叶片.二次泄漏区对流场有着重要的影响,如图 8 所示,在二次泄漏区对应的位置轴向速度是负的,说明在图 7 中黑色圆圈所示的高逆压梯度的作用下二次泄漏流在叶尖通道内做周向运动并向上游传播.这一部分的叶尖泄漏流来自叶片通道内靠近吸力面一侧的流体,二次泄漏区可具体可分为前排二次泄漏区和后排二次泄漏区.

前排二次泄漏区②:如图 11 所示,流体沿前排叶片吸力面向通道下游运动,遇到前排叶片尾缘的叶尖堵塞,进而发生较大的偏折,向相邻叶排的前排叶片压力面运动然后跨过间隙形成叶尖泄漏流,之后在高逆压力梯度的作用下在间隙内向做周向运动并向上游偏转直至遇到激波,最后因此在激波的作用下泄漏流向下游发生折转流出通道(图 11 红色圆圈中).

后排二次泄漏区③:如图 12 所示,流体在遇到前排叶片尾缘的叶尖堵塞后,运动轨迹同样向

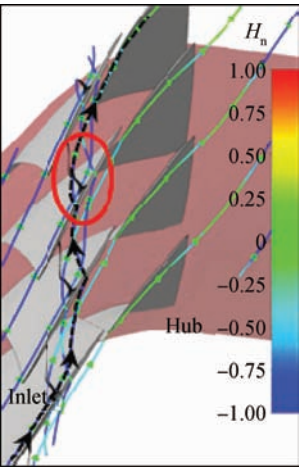


图 11 前排二次泄漏区

Fig. 11 Tip leakage flow in zone two

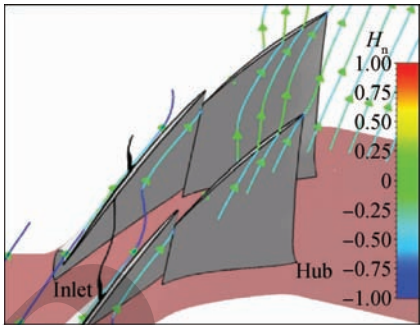


图 13 普通泄漏区

Fig. 13 Tip leakage flow in zone four

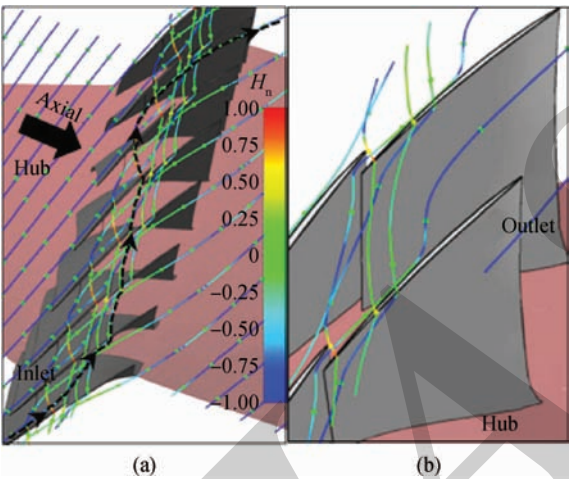


图 12 后排二次泄漏区

Fig. 12 Tip leakage flow in zone three

相邻叶排压力面发生偏折,但是由于没有前排二次泄漏区②内的泄漏流偏折大,因此这一部分流体打到相邻叶排的后排叶片压力面上(即③区对应的区域),然后跨过间隙形成泄漏流.③区泄漏流在逆压力梯度作用下,在叶尖做周向运动的同时向上游偏转,一部分跨过轴向搭接区进入②区成为前排二次泄漏流(图 12(a));另外一部分则在轴向搭接区的引射作用下向下游偏折流出通道或进入普通泄漏区④(图 12(b)).

二次泄漏区不仅对流场结构有着重要的影响,而且还体现出了串联转子区别于单排转子的独特特点:轴向搭接区的引射作用与叶尖泄漏流的相互影响,包括②区和③区的整个二次泄漏区在压气机失速过程中扮演着重要角色.

3) 普通泄漏区④:普通泄漏区指的是在后排叶片尾缘逆压力梯度较低的区域(图 7 中红色圆

圈对应的区域),发生在此区域的泄漏流在叶尖做周向运动的同时可以顺利地流出通道.如图 13 所示,流体沿后排叶片表面运动时,在后排尾迹的堵塞下向相邻叶片偏折形成普通泄漏流,在间隙通道内流动的过程中向下游偏折,逐渐流出通道.

2.2.2 轴向搭接区的引射效应

如图 14 所示:前后排均为设计间隙时,在前排二次泄漏区内存在一个明显的低速区.从图 15 可以看出,该低速区是前排二次泄漏流与主流掺混形成的结果.对比图 14 中设计点和近失速点的叶尖相对马赫数可以发现,在设计点时前排叶片通道内低速区的堵塞情况反而比近失速点严重,这是不同于单排叶片的特点.

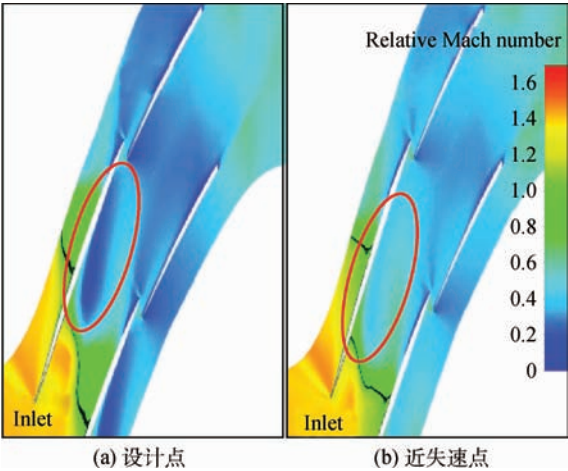


图 14 叶尖处的相对马赫数对比

Fig. 14 Comparison of relative Mach number near tip

串联转子的叶尖流场之所以会表现出看似反常的特点,是由其特殊结构决定的:前后排叶片的轴向搭接区会在前排叶片通道内形成引射效应,引射效应对前排通道内的流体产生抽吸作用,而引射效应的主要影响区域就集中在前排二次泄漏区.后文的分析中将会看到:近失速点的引射效应

要强于设计点,这就造成了近失速点前排二次泄漏区的堵塞情况反而比设计点有所缓解的现象(图 14). 这里给出引射效应的模型,如图 16 所示,流体经过激波后静压突然升高使得 $p_1 > p_2$ (从图 9 中也可以看到,激波后前排压力面的静压 p_1 要高于后排吸力面前缘静压 p_2),在泄漏流较弱的情况下引射区内的流体以较高的速度流过轴向搭接区,这样就对前排的分离区及尾迹内的流体起到一定的引射作用;在近失速点激波更强位置更加靠前,激波引起的附面层分离区也随之向前移动,这样一方面引射效应随着激波的增强而变强,另一方面随着前排分离区及尾迹向引射区的靠近使得引射效果更加明显.

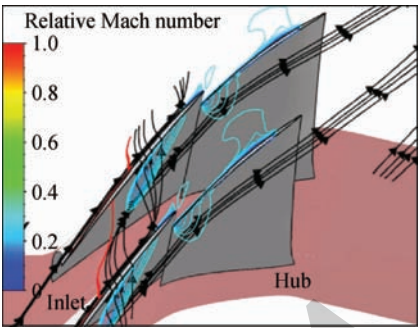


图 15 前排叶尖流场

Fig. 15 Flow filed of forward blade near tip

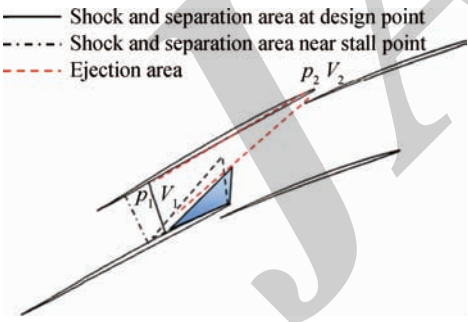


图 16 引射效应示意图

Fig. 16 Schematic of ejection

由于 p_1 与 p_2 间的压差只表示引射驱动力的大小,并不能直接衡量引射强度. 参考文献[19-22]发现,在衡量引射器的性能时有两个重要参数:体积引射系数和引射效率,其中体积引射系数与引射强度成正相关的关系,定义式为总体积流量除以被引射体体积流量;引射效率是表示引射过程中的损失的参数. 由于这里只关注引射强度的大小,因此只关心引射系数的情况. 但是在串列转子流场中无法准确地区分被引射流体与引射流体,因此对体积引射系数公式做适当变换,给出虚

拟流量引射系数 n 来衡量引射强度大小. 引射系数的定义为

$$n = \frac{V_2}{V_1} \tag{4}$$

式中 V_1 为在某一 S_1 截面上,单通道内流过流体的面流量; V_2 为与同一 S_1 截面上,轴向搭接区内流过流体的面流量.

公式的意义是在某一截面上,流过轴向搭接区的面流量占单通道内总流量的比例,比例越大说明引射强度越大.

2.3 不同间隙下串列转子的失速机制

下面分析在不同间隙下叶尖泄漏流和引射效应对失速机制的影响,在分析之前,先给出在 98% 叶高截面处引射系数 n 以及轴向搭接区流通能力 V_z 随前排间隙的变化情况,如图 17、图 18 所示,可以看出叶尖处的引射效应随着前排叶尖

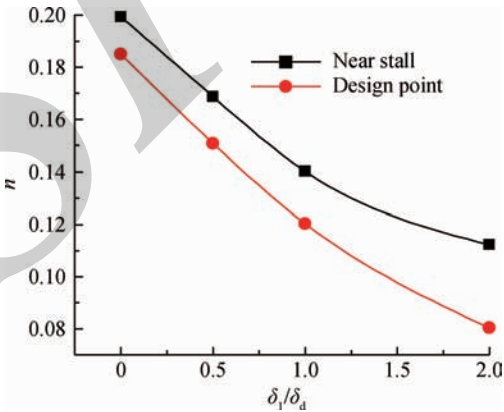


图 17 98%叶高截面处引射系数随间隙的变化

Fig. 17 Ejection coefficient varying with tip clearance on 98% span section

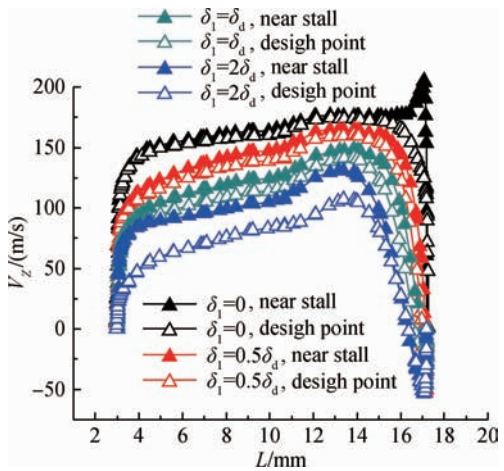


图 18 98%叶高截面轴向搭接区内的轴向速度分布

Fig. 18 Distribution of axial velocity in lap area on 98% span section

间隙的增加而减弱,并且近失速点的引射效应要强于设计点,这也印证了上文关于引射效应的说法。

2.3.1 引射效主导前排二次泄漏区流场

当前排零间隙或间隙非常小时,前排没有叶尖泄漏流或者叶尖泄漏流很弱,引射效应较强,这时引射效应主导二次泄漏区的流场结构。如图 19 和图 20 所示,在引射效应的影响下,前排二次泄漏区内的堵塞情况明显改善,尤其是在近失速点随着引射强度的进一步提高,前排二次泄漏区内的低速团几乎消失不见,使前排的流通能力增强。结合图 17 和图 18 可以清楚地看到:近失速时引射强度大于设计点的引射强度。

此外,虽然从图 19 看在近失速点后排通道内流体的相对马赫数比设计点高,但是观察图 20,

后排的轴向流通能力并无明显的变化。结合图 21 可以知道,在近失速点后排叶尖通道内的流体的周向运动程度更剧烈,这说明后排的堵塞情况并没有得到实际的缓解,反而是周向运动的加剧导致了相对马赫数的提升。图中 W_t 为切向速度, W 为相对速度。

此时通道的主要堵塞形式是前排尾迹和后排的叶尖泄漏流堵塞后排叶片通道。如图 22 所示,前排激波导致的附面层分离在前排叶片的尾缘形成尾迹,此外叶片表面潜流沿表面运动到叶尖区域使尾迹进一步加强。如图 19 所示,前排尾迹在后排通道内形成了大面积的低速区。

从图 23 的流线上看,设计点时部分叶尖泄漏流可以从后排叶片通道中部流过,但是在近失速点时只能沿着通道内压力面一侧的狭小区域内

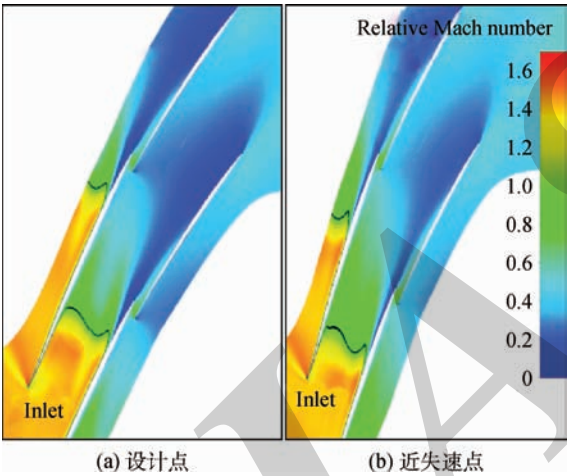


图 19 小间隙下叶尖处的相对马赫数对比
Fig. 19 Comparison of relative Mach number near tip with small clearance condition

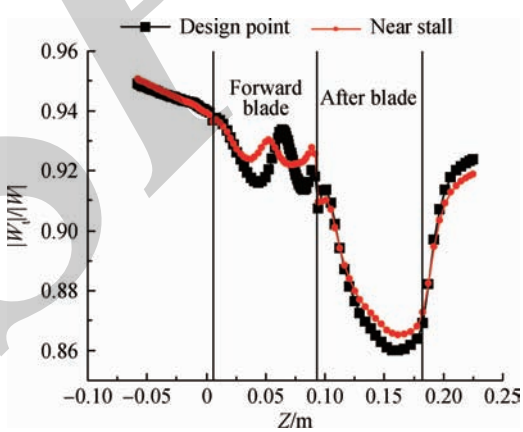


图 21 小间隙下叶尖处无量纲相对切向速度沿轴向分布
Fig. 21 Axial distribution of non-dimensional relative tangential velocity near tip with small clearance condition

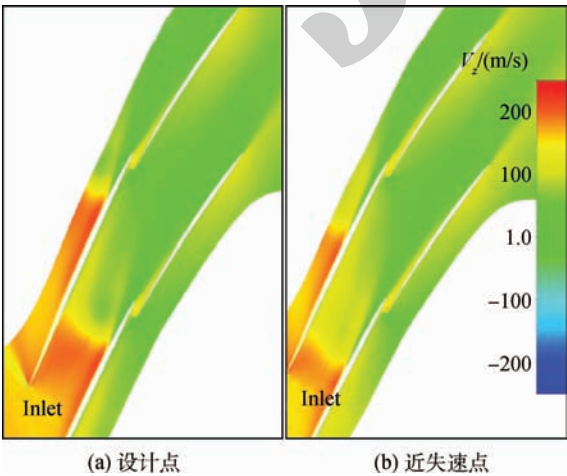


图 20 叶尖处轴向速度分布
Fig. 20 Distribution of axial velocity near tip

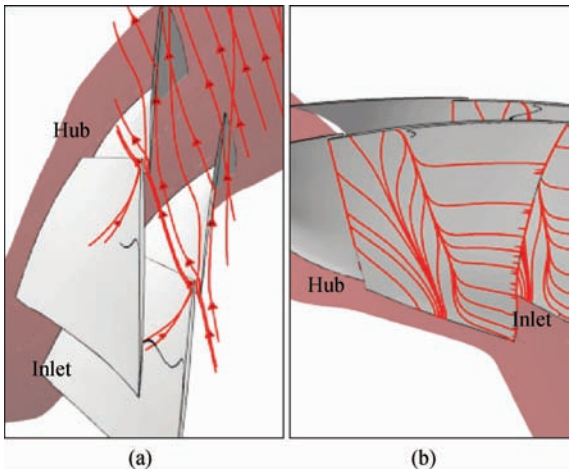


图 22 前排叶片的尾迹流线及表面潜流
Fig. 22 Trail streamlines and underflow of forward blade

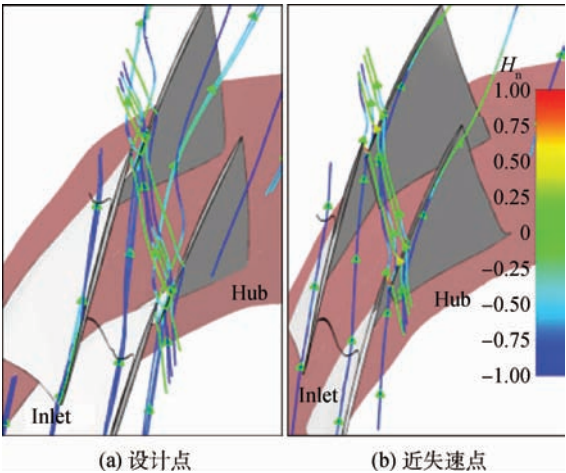


图 23 叶尖泄漏流流线

Fig. 23 Streamlines of tip leakage flow

流过. 因此可以预见, 失速时前排通道中由于有引射效应的影响, 使得本应堵塞严重的前排二次泄漏区保持着良好的流通性; 而后排叶尖的流动情况并没有得到实际的改善, ③区的泄漏流在前排尾迹的影响下在后排间隙通道内做剧烈的周向运动, 进而堵塞叶尖通道.

综上所述, 由于引射区的作用, 在近失速点前排二次泄漏区的堵塞情况反而有所缓解, 后排的堵塞情况并没得到有效的改善, 这时后排叶尖通道成为主要的堵塞区. 因此在引射效应主导二次泄漏区流场结构时, 失速首先发生在后排.

2.3.2 叶尖泄漏流主导前排二次泄漏区流场

当前排间隙较大时(设计间隙或 2 倍设计间隙), 叶尖泄漏流的影响明显加强, 前排叶尖流场受引射效应和叶尖泄漏流的共同作用, 引射强度随着间隙的增大减弱, 叶尖泄漏流随间隙的增大强度更大. 从图 24 中可以看到: 近失速时, 小间隙情况下, 一方面由于引射效应较强, 另一方面由于叶尖泄漏流较弱, 保证了前排通道有着良好的流通能力; 而在大间隙情况下, 引射效应明显变弱并且泄漏流强度增大, 前排的流通能力显著下降. 由图 17 知, 由 0.25 倍设计间隙到 2 倍设计间隙, 引射系数下降了近 50%. 由图 25 知: 与小间隙情况对比, 大间隙情况下②区叶尖泄漏流的强度明显增强, 这里正是原本引射区的作用区域. 以上现象说明: 此消彼长的情况下, 叶尖泄漏流已经成为主导二次泄漏区流场的主要因素, 引射区的结构在叶尖泄漏流的作用下遭到了破坏.

观察引射区和叶尖泄漏流分别主导前排二次泄漏区流场两种情况下的叶尖流线(图 26)可以

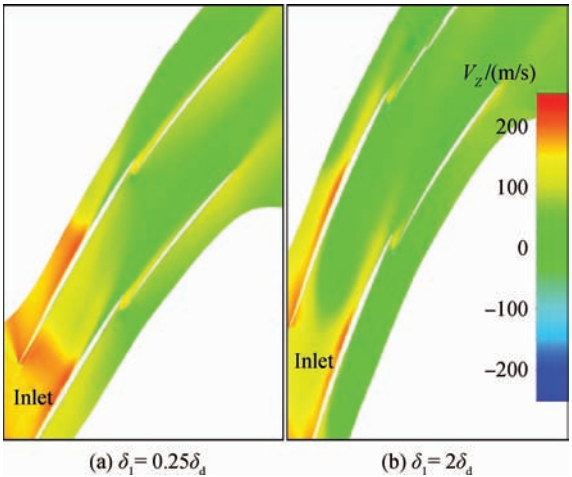


图 24 近失速点叶尖处轴向速度对比

Fig. 24 Comparison of axial velocity near tip at near stall

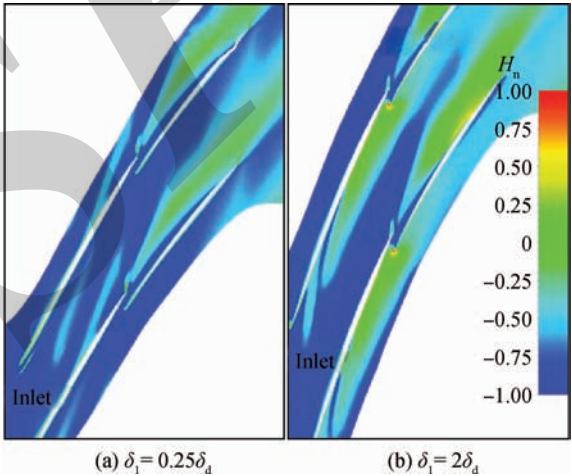


图 25 近失速点叶尖处涡强度对比

Fig. 25 Comparison of vortex strength near tip at near stall

发现: 小间隙时, 流体通过引射区后在后排叶尖通道内做周向运动堵塞后排叶尖通道(图 26(a)); 大间隙时, 一方面流体在前排间隙内做剧烈的周向运动堵塞前排叶尖通道(图 26(b)), 另一方面正如前文所介绍(图 12), 原本堵塞后排叶尖通道的泄漏流顺着间隙向上游转移到了前排加剧了前排的堵塞, 此时流体可以较顺利地从前排叶尖通道中流过. 以上情况说明随着叶尖泄漏流成为前排二次泄漏区流场的主导因素, 串列转子的失速机制发生了改变, 最先失速排由后排变到了前排.

此外在设计点和近失速点下, 流体在叶尖的周向运动趋势(图 27)也证明: 在大间隙情况下随着接近失速点, 泄漏流在前排叶尖通道内的周向运动趋势迅速加剧. 结合图 26(b)可以预见, 随着

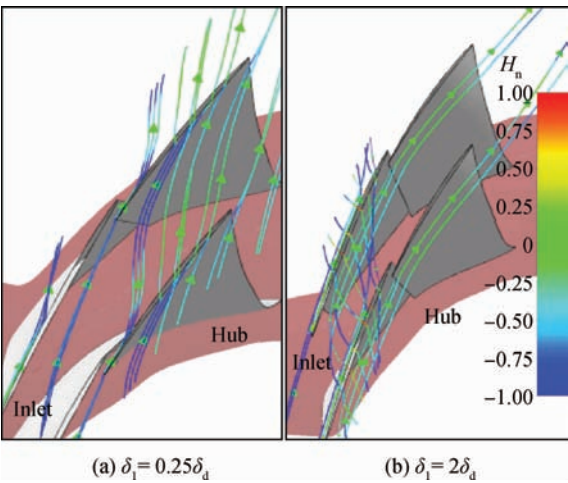


图 26 近失速点叶尖泄漏流对比
Fig. 26 Comparison of tip leakage flow at near stall

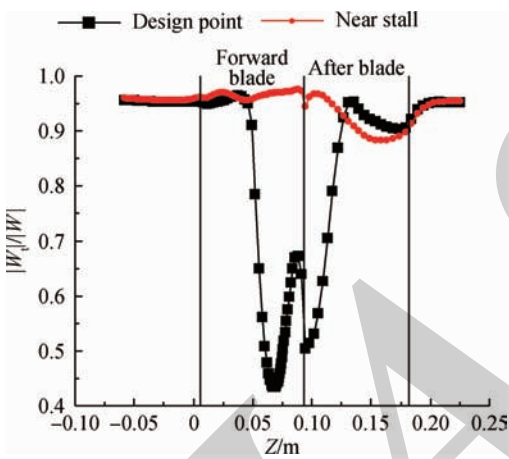


图 27 2 倍设计间隙下叶尖处无量纲相对切向速度沿轴向分布
Fig. 27 Axial distribution of non-dimensional relative tangential velocity near tip with double of design clearance

流量进一步减小,叶尖泄漏流将会在前排间隙内做剧烈的周向运动进而堵塞前排叶尖通道。

综上所述,大间隙情况下叶尖泄漏流成为前排二次泄漏区流场的主导因素,近失速时大量的叶尖泄露流在前排间隙内做剧烈的周向运动,加上引射效应的减弱,使得大量流体堆积在②区内堵塞前排通道。因此当叶尖泄漏流主导二次泄漏区流场结构时,失速最先发生在前排。

2.3.3 前后排间隙影响

对跨声速串列转子而言,激波是减速扩压的主要方式,根据前面的分析知:激波的影响区域在前排;引射效应和叶尖泄漏流的主要作用区域也在前排,所以前排间隙的改变会显著影响串列转子的性能。

从图 3、图 4 看,前排为设计间隙时,改变后排间隙串列转子的性能基本没有变化,一方面,这是因为此时最先失速排已经转移到前排,所以改变串列转子后排间隙对其性能影响不大;另一方面是因为后排一直处在正预旋工作状态下,所以后排减速扩压能力十分有限。说明后排间隙的大小不是影响串列转子叶尖流场以及失速机制的主要因素。

3 结 论

本文利用数值模拟的方法,研究了不同间隙下叶尖泄漏流和引射效应对串列转子性能和失速机制的影响,主要得出如下结论:

1) 对比单排转子,串列转子的叶尖泄漏流也可以分为 3 个区域:主泄漏区、二次泄漏区和普通泄漏区,二次泄漏区对失速有着关键影响;串列转子与单排转子的区别主要集中在二次泄漏区,串列转子的二次泄漏区横跨前后两排转子,其中一部分泄漏流周向跨过多个叶片后在前排激波作用下向下游偏折或者与主泄漏区泄漏流掺混向下游偏折,另一部分在前后排轴向搭接区的引射作用下与前排尾迹和泄漏流掺混向下游偏折。

2) 由于串列转子的特殊结构,在前排二次泄漏区内有引射效应的存在,叶尖引射效应随着前排间隙的增加逐渐减弱,随着接近失速点逐渐加强。串列转子的失速机制是前排二次泄漏区内的引射效应和叶尖泄漏流相互作用的结果,当叶尖泄漏流起主导作用时前排是最先失速排;当引射效应逐渐成为主导因素时,前排二次泄漏区流场情况得到明显改善,这时失速区域由前排转移到了后排。

3) 对跨声速串列转子而言,前排间隙对性能有着至关重要的影响。当前排是最先失速排时,改变前排间隙大小对串列转子稳定工作范围和性能有较大影响,此时改变后排间隙对串列转子的裕度和性能几乎没有影响。

参考文献:

[1] 吴国钊. 串列叶栅理论[M]. 北京:国防工业出版社,1996.
[2] SPRAGLIN W E. Flow through cascades in tandem[J]. Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics, 1955, 8(3):280-292.
[3] 周正贵,吴国钊,郭秉衡,等. WZ8A 轴流压气机静子叶栅性能特点[J]. 航空学报,1993,14(10):532-535.
ZHOU Zhenggui, WU Guochuan, GUO Bingheng, et al. The performance of WZ8A-axial compressor stator cascade [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1993, 14 (10):532-535. (in Chinese)
[4] BRENT J A, CLEMMONS D R. Single-stage experimental

evaluation of tandem-airfoil rotor and stator blading for compressors[R]. NASA CR-134713,1974.

[5] BAMMERT K,STAUDE R. Optimization for rotor blades of tandem design for axial flow compressors[R]. ASME Paper 79-GT-125,1979.

[6] BAMMERT K,BEELTE H. Investigations of an axial flow compressor with tandem cascades[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1980, 102 (4): 971-977.

[7] BAMMERT K,STAUDE R. New features in the design of axial-flow compressors with tandem blades[R]. ASME Paper 81-GT-113,1981.

[8] MCGLUMPHY J,NG W F,WELLBORN S R,et al. Numerical investigation of tandem airfoils for subsonic axial-flow compressor blades[J]. Journal of Turbomachinery, 2007, 131(2):30-45.

[9] MCGLUMPHY J,NG W F,WELLBORN S R,et al. 3D numerical Investigation of tandem airfoils for a core compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 132 (3):281-291.

[10] URASEK D C,JANETZKE D C. Performance of tandem-bladed transonic compressor rotor with tip speed of 1375 feet per second[R]. NASA TM X-2484,1972.

[11] HASEGAWA H,MATSUOKA A,SUGA S. Development of highly loaded fan with tandem cascade[R]. AIAA-2003-1065,2003.

[12] SAKAI Y,MATSUOKA A,SUGA S,et al. Design and test of transonic compressor rotor with tandem cascade[R]. International Gas Turbine Congress,IGTC TS-108,2003.

[13] 赵斌,刘宝杰. 前、后排叶片相对位置对串列转子性能的影响[J]. 推进技术,2012,33(1):26-36.

ZHAO Bin,LIU Baojie. Effects of relative geometry position of forward and aft blades on performance of tandem rotor[J]. Journal of Propulsion Technology,2012,33(1): 26-36. (in Chinese)

[14] MCGLUMPHY J. Numerical investigation of subsonic axial-flow tandem airfoils for a core compressor rotor[D]. Blacksburg,US: Virginia Polytechnic Institute and State University,2008.

[15] SUMEET T,BHASKAR R. Gap optimization for tandem blades in axial flow compressor/fan using computational tools[R]. AIAA-2007-5024,2007.

[16] 赵斌,刘宝杰. 跨声串列转子及前后排叶片匹配特性分析[J]. 航空学报,2011,32(6):978-987.

ZHAO Bin,LIU Baojie. Analysis of transonic tandem rotor and matching characteristic of forward and aft blades[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica,2011,32(6):978-987. (in Chinese)

[17] 钱煜平,李秋实,陆亚钧. 叶尖泄漏流/尾迹掺混对串列转子非设计点性能影响[J]. 航空动力学报,2013,28(6): 1350-1356.

QIAN Yuping,LI Qiushi,LU Yajun. Effect of tip leakage flow and wake interactions on off-design point performance of tandem rotor[J]. Journal of Aerospace Power,2013,28 (6):1350-1356. (in Chinese)

[18] HOEGER M,BAIER R D,FISCHER,S,et al. High turning compressor tandem cascade for high subsonic flows: Part 1 aerodynamic design[R]. AIAA-2011-560,2011.

[19] 唐敬麟,张禄虎. 空气引射器的设计[J]. 硫磷设计与粉体工程,1993(3):24-28.

[20] 赵静野,孙厚钧,高军. 引射器基本工作原理及其应用[J]. 北京建筑工程学院学报,2001,17(3):12-15.

ZHAO Jingye,SUN Houjun,GAO Jun. Basic principles and applications of ejector[J]. Journal of Beijing Institute of Civil Engineering and Architecture,2001,17(3):12-15. (in Chinese)

[21] 唐建峰,史明亘,刘杨,等. 结构参数对气体引射器性能的影响研究[J]. 流体机械,2012,40(12):121-124.

TANG Jianfeng,SHI Minggen,LIU Yang,et al. Research on the impact of structural parameters on the air ejector performance[J]. Fluid Machinery,2012,40(12):121-124. (in Chinese)

[22] 索科洛夫,津格尔. 喷射器[M]. 黄秋云,译. 北京:科学出版社,1977.

(编辑:陈 越)