

自适应流通机匣处理改善压气机性能的机理^{*}

张皓光, 楚武利, 吴艳辉, 苏中亮

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

摘 要: 为了探索自适应流通机匣处理形式影响跨声压气机性能及流场的流动机理, 文中采用非定常数值模拟方法研究了自适应流通机匣处理对 NASA 轴流 Rotor37 气动性能的影响。数值计算结果表明: 自适应流通机匣处理能有效地延迟失速并在大部分流量范围内略微提高压气机的效率。通过详细的流场分析表明, 该机匣处理能有效地增大叶顶区的气流进气角度, 抑制了间隙泄漏涡在叶顶通道内的发展, 同时阻止泄漏涡核在通过激波后破碎, 提高了转子顶部通道的流通能力, 进而减少叶顶区的流动损失。

关键词: 自适应流通; 机匣处理; 轴流压气机; 失速; 流动分布

中图分类号: V231.3 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2010) 03-0301-08

Flow mechanism of improving compressor performance through self recirculation casing treatment

ZHANG Hao-guang CHU Wu-li, WU Yan-hui, SU Zhong-liang

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract Self recirculation casing treatment is known as an effective method to improve axial compressor performance and flow field. It is implemented by combining injection and bleed on the compressor shroud and has the characteristic of injecting or bleeding quantity self adjusting with the compressor work point varying. Effect of self recirculation casing treatment on the performance and flow field of NASA axial Rotor37 is performed with unsteady numerical method to explore the mechanism of self recirculation casing treatment affecting the performance and flow field of transonic compressor. The numerical results show that self recirculation casing treatment not only can suspend the stall effectively but also improve the compressor efficiency appreciably in the range of flow rate studied. The detailed analysis of the flow field at the blade tip shows that the magnitudes of flow inlet angle is increased and the development of tip leakage vortex is restrained with self recirculation casing treatment, which can prevent the breakdown of the clearance leakage vortex and improve effectively the current ability of blade tip passage. As the result, the loss of rotor tip area is receded.

Key words Self recirculation; Casing treatment; Axial Compressor; Stall; Flow distribution

1 引 言

压气机端壁区的损失占全部损失的三分之一以上, 而且端壁区也成为诱发压气机失速及喘振的主要区域^[1], 推迟压气机失速及喘振的发生, 扩大压气机的稳定工作范围始终是航空发动机领域的重要研究课题。作为扩稳技术之一的机匣处理, 以结构简单, 扩稳效果显著而广泛应用于实际发动机中, 如 WP-13 及苏 27 飞机发动机等, 其压气机均采用了不同类型

的机匣处理结构。传统机匣处理结构主要分为槽式和缝式机匣处理两种, 对于槽式机匣处理而言, 是在机匣上沿压气机的周向开数条直槽, 可基本不降低压气机的原有效率而获得一定 (一般在 10% 以内) 的失速裕度改进量^[2]。针对缝式机匣处理而言, 在亚声速跨声速压气机上应用, 均能够获得 20% 左右的失速裕度改进量, 但也伴随着较大的效率损失^[3]。

为了提升压气机两项主要性能指标 - 失速裕度和效率, 国外研究者于 21 世纪初提出了一种新的机

* 收稿日期: 2009-05-04 修订日期: 2009-08-17。

基金项目: 中国博士后科学基金 (20090451395); 航空科技创新基金 (08B53004)。

作者简介: 张皓光 (1981-), 男, 博士, 研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: zhang_haogu@sina.com

匣处理结构-自适应流通机匣处理^[4],即在机匣上结合喷气与引气的方式来延迟压气机的失速,其特点是自适应流通的喷气或吹气量将随压气机的工况自我调整。这样的改进不但简化了结构,而且能充分利用压气机出口下游的高压气体提供喷气量,并获得不低于通过单独喷气方式得到的失速裕度改进量。相关研究指出该新式机匣处理既能扩宽压气机稳定工作范围,又能使压气机效率得以提高。目前在国内外公开文献中关于这方面的研究极少,虽然文献[4-5]中率先研究了该新式机匣处理对压气机性能及稳定性的影响,但文献[4]中定常数值研究了自适应流通机匣处理方法提高压气机性能的机理,但没涉及非定常效应的研究。文献[5]中主要侧重于该新式机匣处理对压气机总性能的实验研究,关于其对压气机内部流场影响的研究甚少。在国内公开发表的文献中没有发现通过自适应流通方式改善跨声压气机性能的研究。由此可见,目前关于该新式机匣处理的研究,在研究内容和机理认识上,还缺乏一定的广度及深度。

要研究自适应循环方式对压气机内部的流动产生什么样的影响,特别是对叶尖区流动的影响,在试验中需要对叶尖区的非定常流场,特别对在跨声压气机内部存在的激波与叶片吸力面附面层及间隙泄漏涡相互作用产生的非定常流动现象,从当前的实验方法来看,很难进行详细的测量。然而非定常数值模拟可以得到压气机内部详细的气动参数数据。文献[4]定常数值模拟研究中的喷气与引气装置并没连通。本文中在转子机匣上均匀分布连通的自适应流通装置,装置的几何构造均与文献[4-5]中的不同。利用CFD软件非定常数值研究自适应流通机匣处理对NASA轴流Rotor37性能及流场的影响,揭示了其改善跨声压气机性能的机理。

2 压气机转子及自适应流通装置构造

本文的研究载体为NASA Rotor37,其是一种高压比跨声速轴流压气机转子,其性能及结构参数如表1所示。

端壁自适应流通机匣处理由喷气装置、引气装置、桥道三部分构成。研究方案是经过优化的,数值计算前主要着重于喷气装置、引气装置与机匣交接面的轴向宽度,喷气、引气装置的外形的参数选择及结构外形等因素。借鉴于文献[5]中的喷引气结构,自行设计了喷气和引气结构,本文中的喷气结构几乎都是曲线收敛型的,而文献[5]中喷气结构大部分是直

线外形,直到靠近机匣部位时才再次变成曲线收敛型。本文中的引气装置是收缩型(目的是提高喷气装置出口处的流速,喷气装置内的流动为亚声速状态),文献中的是扩张型的。喷气装置位于转子前缘上游约46%轴向弦长处的机匣面上,引气装置位于转子尾缘下游约164%轴向弦长处的机匣面上,桥道的下端面到机匣面的平均距离约为60%转子平均叶高,高度约为10%平均叶高。其中喷气/引气位置的选择主要是考虑喷气流的大小及效果,桥道过长使得桥道内流动损失增大,过短则不能起到很好的整流作用,都会影响喷气流的大小及效果。

Table 1 Design parameter of rotor 37

	Parameter
Blade number	36
Rotating speed/(r/min)	17 188 7
Tip clearance /mm	0 356
Hub-tip ratio	0 7
Solidity at topspan	1 288
Total pressure ratio	2 106
Isentropic efficiency	0 889
Mass flow rate/(kg/s)	20 19

表2给出端壁自适应流通装置部分几何参数,图1给出端壁自适应流通装置的三维图。其中C为轴向宽度与叶尖轴向弦长之比。在数值研究中,曾数值模拟过不同结构的喷引气装置,最后选择扩稳效果最好的装置作为首要研究对象,因此未在文中介绍其它形式的装置结构。

Table 2 Basic geometry parameters of self recirculation configuration

	C	Circumferential width/rad
Injecting part	0 204	0 087
Bridge	2 808	0 087
Bleeding part	0 404	0 087

3 数值计算方法

数值计算中使用NUMECA软件包的Euranus求解器。采用Jameson的有限体积差分格式并结合Spalart-Allmaras湍流模型对三维雷诺时均Navier-Stokes方程进行求解,采用显式四阶Runge-Kutta法时间推进以获得定常解,为提高计算效率,采用多重

网格法、局部时间步长和残差光滑等加速收敛措施。非定常计算采用隐式双时间方法, 计算中转子通过一个栅距的周期设定 50 个物理时间步长, 每一物理时间步下的虚拟时间步为 30。为了节省计算时间, 以定常计算结果为非定常计算的初场。目前关于 Rotor37 数值计算中的湍流模型大多为 Spalart-Allmaras 模型, 并且获得的性能与实验值吻合良好^[6-7]。所以在本文数值模拟中, 仍采用 S-A 湍流模型。

转子通道内使用 O 型贴体网格, 进出口延伸段使用 H 型网格, 叶片前后缘处网格加密。自适应流通装置用 H 型网格, 自适应流通装置与机匣的网格交接面采用非完全匹配连接处理。图 2 给出该压气机通道及自适应流通装置的计算网格图。把整个计算域分成两个部分, 进口和喷气装置、出口和引气装置及桥道均设为静止域, 转子通道设为转动域, 转动域与静止域的交接面采取混合平面法进行数据的传递, 非定常计算时使用 Domain Scaling 处理方法。为了准确模拟叶尖间隙区的流动, 在间隙区沿径向均匀分布 17 个节点, 并对转子顶部间隙区采用了“蝶型网格”, 获得正交性良好的网格。离开叶片表面的第一个网格点平均 y^+ 约为 3。在机匣上沿圆周方向均匀布置了 36 个自适应流通装置, 以便能进行单通道计算, 计算网格数目约为 100 万。

计算中, 轮毂、机匣以及叶片等固壁上给定绝热无滑移边界条件, 转子上游延伸段进口边界条件取总压为 101.325 kPa 进口总温为 288.2 K, 进口气流方向为轴向。转子下游延伸段出口边界条件设为平均静压, 通过不断调整出口延伸段背压获得特性线。当压气机出口背压调整到一定程度时, 经过一定迭代步数后各物理量不收敛时, 认为进入失速工况。

4 数值模拟结果分析

数值计算在 17 188.7 r/min 转速下进行。引入

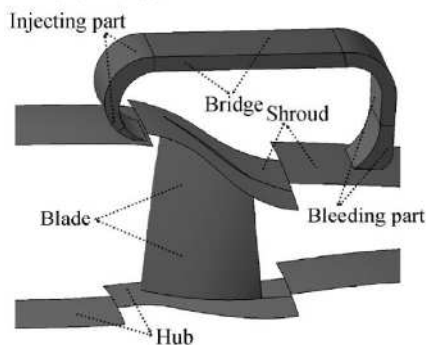


Fig. 1 Configuration of rotor with end wall self recirculation

稳定裕度改进量 $m>$

$$m>= \left| \left(\frac{\pi_{cs}^*}{\pi_{bs}^*} \right) / \left(\frac{M_{cs}}{M_{bs}} \right) - 1 \right| \times 100\%$$

式中 π 和 M 分别为总压比、进口流量, 下标 c h s 分别为带自适应流通装置、实壁机匣、近稳定边界点。

4.1 总性能比较

图 3 是该压气机在转速 17 188.7 r/min 下的特性图, Baseline/Exp 为实壁试验值、Baseline/Cal 为实壁计算值、Self recirculation /Cal 为带自适应流通机匣处理的计算值, M_{ass} M_{ass_chock} 分别为其它工况、堵塞工况时的流量。为了节省计算时间, 仅对图 3 中实壁机匣时的最小流量工况点、机匣处理时的第五个工况点 (从小流量时算起) 取非定常时均值, 其它工况点取定常计算值。在图 3 中可看到, 在实体壁情况下, 计算得到的总压比在分布及量值上都与试验的符合良好, 而计算获得峰值绝热效率比试验值偏低了 2% 左右, 但分布趋势符合较好。这些差别与文献 [6-7] 中给出的计算结果基本一致。在接近失速点处, 实壁计算的流量与试验值有所差别, 计算值比试验值略低。总的来讲, 实体壁机匣时, 数值计算与实验结果吻合较好。从图 3 可看到带自适应流通装置后失速边界朝左边移动, 压气机的稳定工作范围得到扩宽, 稳定裕度改进量 m 约为 7.6%, 此时自适应流通的喷气流量约为 0.270 3 kg/s (可在数据后处理软件中通过积分算出)。从图 3(b) 还可看到, 带自适应流通装置后对应工况点的计算效率比实壁计算时的略高, 特别是在中低流量范围下, 效率增加值比高流量时的大, 在此流量范围内效率的最大差值约 1.0%。

4.2 压气机叶尖的耦合流动分析

压气机间隙泄漏流动的产生与叶顶处的载荷有着直接的联系。文献 [8] 提到叶顶间隙泄漏运动主要是由叶片顶部压力面与吸力面之间的静压差驱动产生, 压差越大, 叶尖泄漏速度越大, 叶尖泄漏运动与

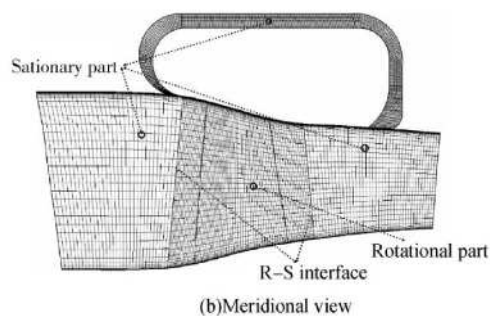
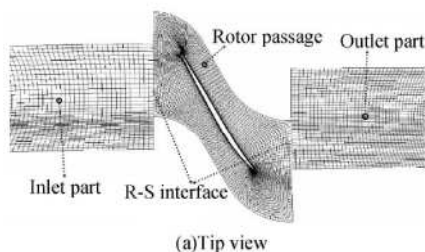


Fig. 2 Grid for blade passage and self recirculation configuration

叶片通道主流相互作用产生间隙泄漏涡, 间隙泄漏涡涡核的损失与泄漏速度成正比。图 4 为叶片约 99% 叶高处的静压分布图, 两种机匣的压气机的进口流量近似相等, 此时实体壁机匣近失速状态。从图中可看到沿叶顶弦长方向, 叶片前半部分的压差变化不大, 而叶片后半部分的压差是逐渐减少的。自适应流通机匣处理后, 叶片中前部 (图 4 中 A 区域) 的静压差比实体壁机匣的小, 这将能削弱产生叶尖泄漏运动的驱动力, 进而降低通道激波与叶顶泄漏涡相互作用的强度, 必然能减少叶顶通道内的流动损失。

图 5 为气流进气角 (β_1)、出气角 (β_2)、进口轴向速度 (W_z) 沿叶高的分布图 (沿圆周方向进行周向平均、时均值), R/R_t 为任一点半径与叶尖半径之比。为了使结果具有可比性, 图 5 中两种机匣结构的压气机流量近似相等, 实体壁机匣近失速工况。为方便比较两图中各曲线, 仅列出靠近叶尖范围的曲线分布。在图 5(a)、(b) 中均可看到, 在大部分叶尖区内相同叶高时实体壁机匣的进气角、出气角都没带自适应流通装置时的大, 这就意味着实体壁机匣时的攻角是最大的, 气流易在叶背发生分离, 造成大的堵塞。从图 5(a)、(c) 中还可看到, 喷气影响进口流场的范围约为 93% ~ 100% 叶高之间, 随着叶高的增加, 喷气改善叶顶流动状况的效果是先增强后减少, 在约 99% 叶高时效果是最好的。相同叶高处, 叶尖处的气流进口轴向速度均比实体壁机匣时的大, 且变化趋势与进口气流角的一致, 这意味着喷射流的主体方向应为轴向, 径向和周向速度分量较少。在叶尖区, 由于顶部喷气的存在, 给端壁区的低能气团提供能量, 使靠近叶尖前缘的附面层流体获得大的动量值, 这势必改变叶顶区的流动分布, 如果何种控制失速的方法能使叶片前缘处的气流方向更加靠近轴向或增加气流轴向速度, 将能更有效地扩大压气机的稳定工作范围。

图 6 为约 99% 叶高处 S_1 流面上的相对马赫数分布图, 两机匣的工况与图 4 中的一致, 此时实体壁机匣近失速状态。图中 Low 标注代表低马赫数范围。从

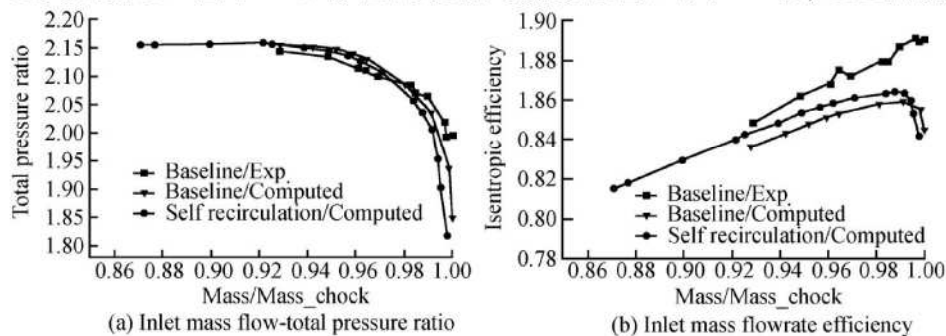


Fig. 3 Rotor performance lines

图中可观察到, 实体壁机匣时靠近叶片压力面前缘区域, 有低相对马赫数区域存在, 该区域位于通道激波与间隙泄漏涡相互作用面之后, 由于间隙泄漏流与激波发生强烈干涉, 在激波后形成大面积低速区, 造成大量低能气团占据进口处部分叶片通道的局面, 进而形成大的堵塞区域, 使气流不能顺畅地流出叶片通道, 如果转子出口背压继续增大, 将加剧堵塞程度, 最终触发压气机的失速。可以从图中明显地看到, 带自适应流通装置后, 激波后靠近叶片压力面前缘处的低相对马赫数区域面积大为缩小, 有效地减弱了叶顶进口通道的堵塞状态。这使压气机能在更高的出口背压下运转, 提高了压气机的稳定裕度。

图 7 给出了近 99% 叶高处 S_1 流面上的相对速度矢量图, 压气机流量都近似相等, 实体壁机匣近失速状态。在图 7(a) 中可看到在叶片通道内圆形标注处的低速气流 (间隙泄漏流与通道激波相互作用产生) 在逆压梯度的作用下, 始终有一种倒转流向叶片压力面前缘的趋向, 此时叶片通道内的流通能力不强, 堵塞情况较明显。如果压气机背压继续增大, 该处的低速流体不再能克服逆压梯度的作用, 将倒流至叶片压力面进口处, 使气流从叶片进口处溢出, 阻碍上游气体进入叶片通道, 触发压气机的失速。自适应流通机匣处理后, 抑制上述区域中倒流现象的产生, 使叶顶通道内的气流能顺利地流出叶片通道。

图 8 给出子午流面上相对总压分布云图及相对速度矢量图 (时均周向平均)。压气机流量都近似相等, 此时实体壁机匣近失速状态。从图 8(a) 中可看, 实体壁机匣时在转子叶顶区域存在低相对总压区 (位于图中长方形标注区内), 这表明该处的总压损失很大。从图中比较也可看到带自适应流通机匣处理后, 前缘处的间隙倒流的开始位置比实体壁机匣时的更加靠后, 实体壁时在间隙区第 2 组速度矢量就开始倒流, 而喷气后间隙倒流开始位置移到第 5 组速度矢量。与此同时也可看到, 间隙处的倒流强度明显得到了抑制, 这必然能降低间隙倒流造成的流动损失。

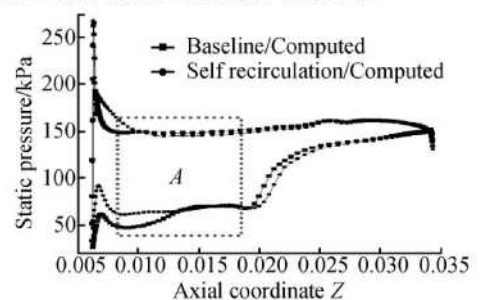


Fig. 4 Static pressure distribution of rotor

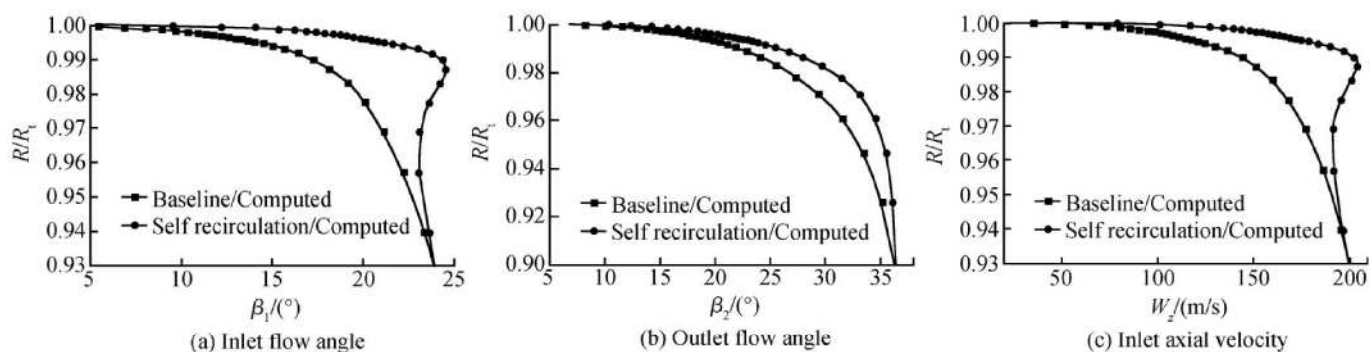


Fig. 5 Inlet flow, outlet flow angle and inlet axial velocity distribution

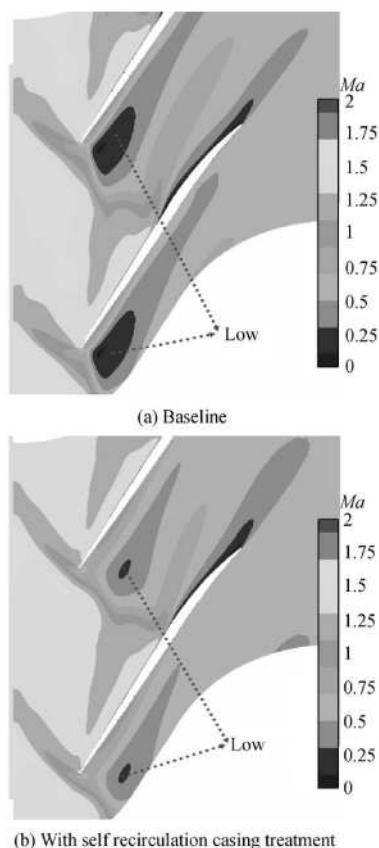


Fig. 6 Relative Mach number at the 99% span

叶片上游的喷气确实给端壁区域的低能气团增加了能量,使间隙区的低能量气流在强逆压梯度的作用下仍推迟了倒流的开始位置,有效地改善了叶片通道顶部区域的流动,抑制端壁附面层的低能流体堵塞状况。抑制间隙倒流的效果与叶片和自适应流通装置的相对位置有关。从图 7(b)中动静交接面前的气流速度矢量方向可知喷射气流的方向几乎是沿着进口段的流向,即几乎沿着进口段的机匣线方向喷入转子叶顶通道。所以只有当喷气装置对向叶片时,抑制间隙倒流的效果才是最显著的。

图 9 为间隙泄漏流线、叶片通道内若干个近似垂直叶表的截面上总压损失系数分布图,压气机流量都

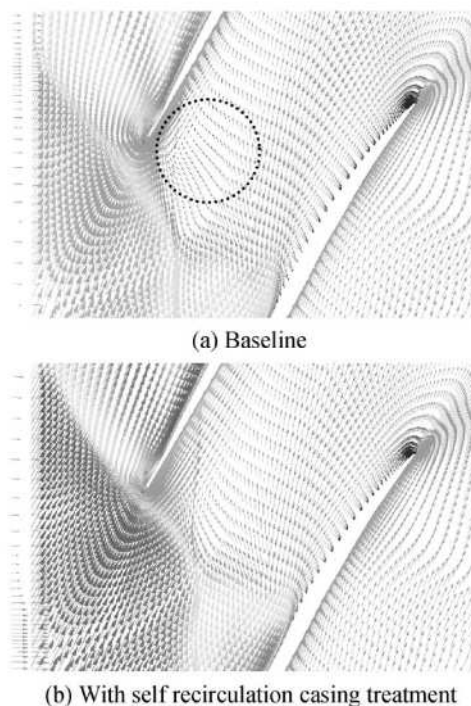


Fig. 7 Relative velocity vector at the 99% span

近似相等,实壁机匣近失速状态。这里总压损失系数

定义为: $C_p = \frac{p_{inlet} - p_t}{p_{inlet}}$, p_{inlet} 为进口截面的平均相对

总压, $p_t (= p_s + \frac{1}{2} \rho w^2)$ 为叶片通道内任一点的气流相对总压。从图中可观察到,两种机匣时,沿着叶片弦长方向,泄漏涡核中心的位置都逐渐远离吸力面向压力面推移。实壁机匣间隙前缘处的泄漏流线带自适应流通装置的比较更加靠近相邻叶片的压力面,尤其在叶片通道后部若干个截面上更加靠近压力面。从总压损失系数的分布范围也可看出,实壁机匣时在叶顶通道内 3~9 截面有高总压损失区存在,其中 7、8、9 三个截面上的高损失区在径向和周向分布的面积比其它几个截面上的大得多,值得注意的是 8、9 截面刚好位于激波后,并且 8 截面上的高总压损失范围是最大的。自适应流通机匣处理后,叶顶间隙

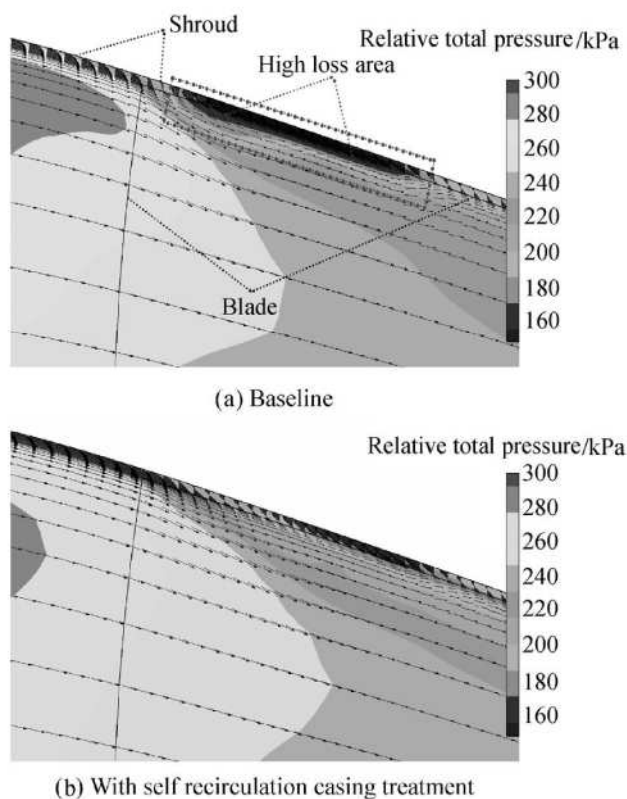


Fig. 8 Relative total pressure and relative velocity vector of part meridional plane

泄漏涡核中心的损失系数在数值上较小, 2~6五个截面上几乎不出现高损失涡核中心, 同时在7~9截面上的高总压损失范围明显减少。喷射流给叶顶通道激波与间隙泄漏流相互作用形成的低相对总压气团提供能量, 有效地抑制叶顶通道低能气团的堆积, 改善了通道激波后的流场。

图10为转子叶顶间隙处的泄漏流线分布图, 压气机流量都近似相等, 此时实壁机匣近失速状态。 T 为转过1个栅距的周期, w_{xyz} 为相对速度。从图中可看到, 随着时间的推进, 间隙泄漏流线形状是变化的, 数值模拟很好地捕获了非定常流动现象。实壁机匣时, 图中圆形范围代表低速流体区。叶顶区的泄漏流体与通道主流通过动量交换以获取能量使之能流出叶片通道且保持集中涡核形态, 但间隙泄漏流与通道激波相互作用后, 在激波后出现低动量流体区, 尽管该低速流体与通道主流有动量交换, 但在激波后强逆压梯度的作用下不足以使之流出叶片通道且维持泄漏涡核的集中状态, 泄漏涡核发生破碎, 造成高的堵塞, 最终将触发压气机失速。

结合图10(a) $4T/4$ 时刻的泄漏流线和图9(a)中通道内总压损失的分布, 可推测此时泄漏涡核已破碎, 在 $4T/4$ 时刻, 泄漏流流线沿周向进一步扭曲及扩散, 涡核半径增大, 使得泄漏流线与相邻叶片压力面

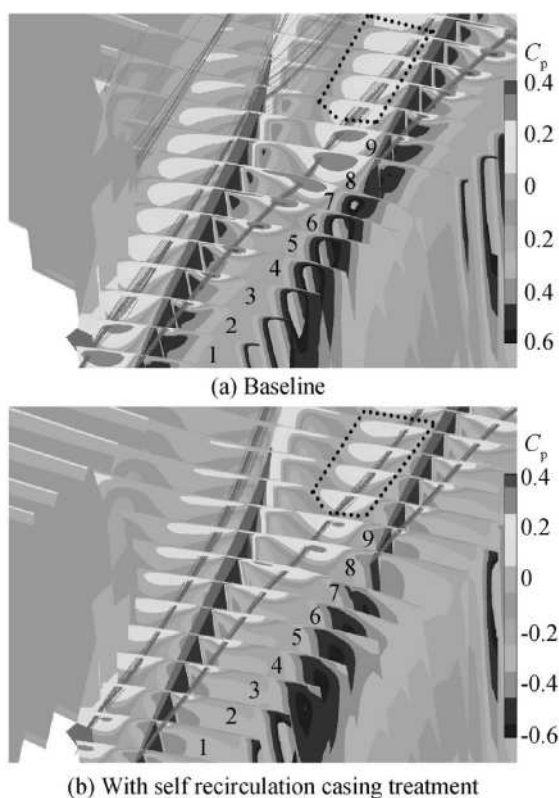


Fig. 9 Total pressure loss coefficient in the rotor passage

的碰撞位置向前缘处推移, 一部分破碎的泄漏涡流线在通过相邻叶片间隙前缘处时受到静压差的驱动又重新加速, 最终汇入相邻叶片通道的间隙泄漏涡中。而在其它三个时刻, 前缘处横越相邻叶片压力面的泄漏流线明显减少。泄漏涡破碎形式应为螺旋 (Spiral) 型破碎及气泡 (Bubble) 型破碎型共存。

图10(b)中 $2T/4$ $3T/4$ 两时刻的泄漏流线都保持较为集中的形态, 与其它两个时刻比较, 只有少量的间隙泄漏流线横越相邻叶片间隙。在喷射流的作用下, 抑制了间隙泄漏涡在通道内的发展甚至可能破坏其涡的形态, 同时防止泄漏涡核在通过激波后的破碎现象发生, 使得泄漏流中低能流体区的范围明显减小, 有效地改善叶顶区域的流场, 推迟了压气机失速的发生。

5 结 论

采用非定常数值方法研究自适应流通机匣处理对跨声轴流压气机性能的影响。数值结果表明自适应流通机匣处理不仅能提高压气机的稳定裕度, 也使压气机等熵效率略微提高。通过叶顶区域的流场分析得到的主要结论如下:

(1) 在 17 188.7 r/min 转速下, 带自适应流通机匣处理后 Rotor37 的稳定工作范围得到增大。自适

应流通的喷气流量约为 0.2703 kg/s (约为实体壁机匣时近失速流量的 1.47%), 获得的失速裕度改进量约为 7.6% 。

(2) 带自适应流通机匣处理后, 抑制了间隙倒流的发展, 并有效地增大叶顶区的气流进气角、出气角及进口轴向速度。同时还抑制叶背附面层的分离, 极

大改善了叶片通道顶部区域的流动状况。

(3) 在喷射流的作用下, 抑制了间隙泄漏涡在叶顶通道内的发展, 同时阻止泄漏涡核在通过激波后破碎, 使得叶顶通道内无大面积的回流循环区域存在, 提高了转子顶部通道的流通能力, 进而减少叶顶区的流动损失。

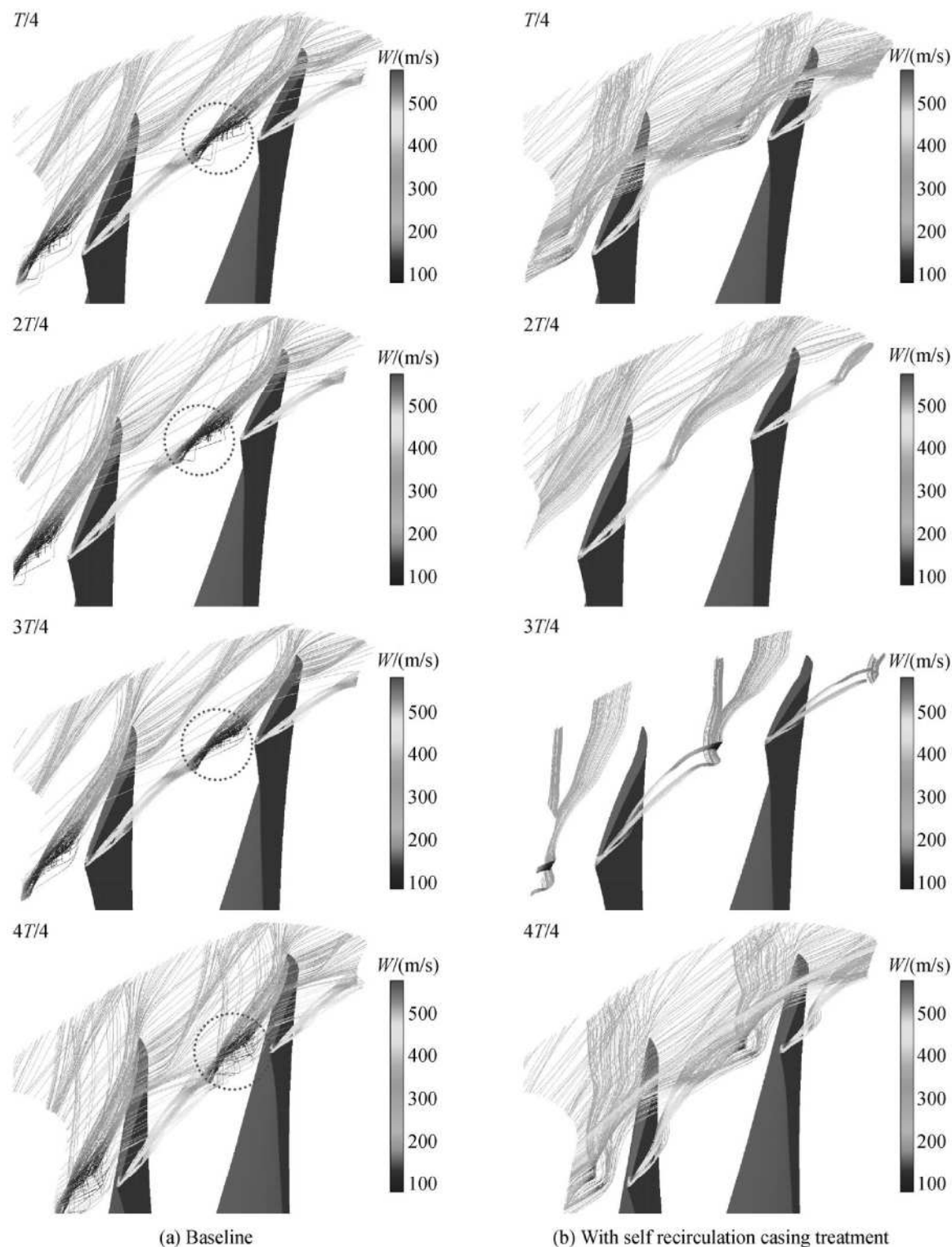


Fig. 10 Unsteady Tip leakage stream lines

参考文献:

- [1] Denton J D. Loss mechanism in turbomachinery[J]. *J. of Turbomachinery*. 1993 115: 621~ 656
- [2] 楚武利, 张皓光, 吴艳辉, 等. 槽式处理机匣开槽数目对扩稳效果影响的实验与数值研究[J]. *推进技术*, 2008 29(5): 598~ 603 (CHU Wu-li ZHANG Hao-guang WU Yan-hui et al Effect of grooved number of grooved casing treatment on stall margin[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2008 29(5).)
- [3] Pundhir D S, Shama P B. Effect of casing treatment on aerodynamic performance of a contra-rotating axial compressor stage[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1990 240(1): 46~ 55
- [4] Hathaway Michael D. Self-recirculating casing treatment

concept for enhanced compressor performance[R]. *ASME 2002-GT-30368*

- [5] Strazisar Anthony J, Bright Michelle M. Compressor stall control through endwall recirculation[R]. *ASME 2004-GT-54295*
- [6] Hoffman W H, Ballman J. Some aspects of tip vortex behavior in a transonic turbocompressor[R]. *ISABE Paper 2003-1223*
- [7] Hoffman W H, Ballman J. Flow mechanisms in a transonic turbocompressor at conditions near stall[R]. *ISABE Paper 2005-1139*
- [8] Wilke I, Kau H P. A numerical investigation of the influence of casing treatments on the tip leakage flow in AHPC front stage[R]. *ASME 2002-GT-30642*

(编辑: 梅 瑛)

(上接第 300 页)

4 结 论

本文基于气动阻尼的振动阻力意义, 从叶片表面气动力中分解出了气动阻尼力, 并定义了模态气动阻尼比, 在此基础上采用数值方法计算并对比了跨声速叶片和亚声速叶片的低阶的模态气动阻尼比, 得出结论如下:

(1) 跨声速叶片和亚声速叶片的模态气动阻尼比在低阶模态具有相同特性。

(2) 在线性范围内 (最大振动位移小于弦长 1%), 模态气动阻尼比与振动幅值无关; 模态振型对模态气动阻尼比的影响很大, 可以说是密切相关。

(3) 气流经过压缩波 (激波和弱压缩波) 后, 气动力绝对值增大, 使得模态气动阻尼比发生突变, 具体如何变化要看气动力的方向和振型。在不发生颤振的前提下, 模态气动阻尼比均为正值, 就是说气动阻尼力对叶片振动起到了抑制作用, 在强迫响应分析中, 可以将模态气动阻尼比与结构阻尼比叠加, 计算叶片上的动应力。

参考文献:

- [1] Kiel Robert E, Chiang H D. Recent advancements in

turbomachinery forced response analyses[R]. *AAA 92-0012*

- [2] Gottfried Dana A, Sanford Fleeter. Aerodynamic damping prediction for turbomachine blade rows using a three-dimensional time marching simulation[R]. *AAA 99-2810*
- [3] Stuart Moffatt, Li He. Blade forced response prediction for industrial gas turbines. Part IV: methodologies[R]. *ASME 2003-GT-38640*
- [4] Srivastava R, Bakhle M A, Keith Jr T G. Numerical simulation of aerodynamic damping for flutter analysis of turbomachinery bladed rows[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2003 19(2): 260~ 267.
- [5] Eric Seinturier, Jean-Pierre Lombard, Michel Dumas. Forced response prediction methodology for the design of HP compressors bladed Disks[R]. *ASME 2004-GT-53372*
- [6] 刘子强, 崔尔杰. 锤头体弹性振动跨音速气动阻尼系数的确定[J]. *宇航学报*, 2002 23(6): 1~ 7.
- [7] 强元荣. 经典力学[M]. 北京: 科学出版社, 2003
- [8] 王其政. 结构耦合动力学[M]. 北京: 宇航出版社, 1999

(编辑: 梅 瑛)