

文章编号:1000-8055(2011)10-2330-09

轴流压气机转子近失速工况全通道 数值模拟

李清鹏, 吴艳辉, 楚武利, 张皓光

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 对某亚声速轴流压气机转子进行了全通道三维非定常数值模拟, 获得了该压气机近失速工况下的详细流动情况. 转子前缘均匀布置的十支静压数值探针监测结果表明, 转子圆周上出现两个静压扰动区域, 其中一个逐渐发展为突尖波. 流场分析表明, 叶顶通道中存在频繁的分流运动, 静压扰动区域中分离涡的强度较大. 分离涡诱发间隙流形成“前缘溢流”和“尾缘反流”. 静压扰动区域沿圆周方向传播是由分离涡在通道之间的传递引起的. 传播过程中, 分离涡强度的持续增大是突尖波形成的关键因素. 通道中较强的“尾缘反流”沿通道上行并绕过叶片形成“前缘溢流”的现象可作为突尖波形成的标志.

关 键 词: 全通道; 突尖波; 分离涡; 前缘溢流; 尾缘反流

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Full-annulus simulations on axial compressor rotor at near stall condition

LI Qing-peng, WU Yan-hui, CHU Wu-li, ZHANG Hao-guang

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Full-annulus unsteady simulations were performed on a subsonic axial compressor rotor, and the detailed flow parameters at near stall condition were achieved. Ten numerical static pressure probes arranged in front of the leading edge could detect two pressure disturbances, one of which was developed into a spike wave. According to analysis of the flow field, tip secondary vortexes exist in almost all passages near the blade tip and the most violent one appears in the disturbing areas. Tip secondary vortex could force tip clearance flow to form “leading edge spilling flow” and “trailing edge back flow”. The movement of the pressure disturbance along circumference was caused by the spreading of tip secondary vortex from one passage to the next. Continuous growth of tip secondary vortex in its spreading finally led to formation of spike wave. The phenomenon that the “trailing edge back flow” goes through the inlet and spills into the adjacent passage under the blade tip can be regarded as the symbol of spike emergence.

Key words: full-annulus; spike wave; tip secondary vortex;
leading edge spilling flow; trailing edge back flow

收稿日期:2010-11-02; 修订日期:2011-03-01

基金项目:国家自然科学基金(51076133); 航空科技创新基金(08B53004); 航空科学基金(2010ZB53016)

作者简介:李清鹏(1986—),男,山东枣庄人,硕士生,主要从事叶轮机械气动热力学研究.

多年的研究表明,压气机间隙流动是导致压气机旋转失速的主要原因之一。随着测试技术和数值模拟技术的发展,对于间隙流动的研究也越来越深入。Inoue 和 Furukawa 等^[1-3]通过一系列实验和数值模拟研究了转子中间隙泄漏流的行为和转子中的间隙涡破碎等现象,并就其对压气机性能的影响进行了详细的讨论。März 等^[4]通过对一低速轴流压气机的研究指出,由于经典泄漏涡、轴向反流和主流的相互作用,转子前缘平面附近有旋涡结构形成,旋涡的生成和运动是导致不稳定性出现的主要原因。Vo 等^[5]通过数值模拟研究小尺度突尖失速起始现象,指出突尖波形成有两个必要条件:第一,间隙泄漏流与主流作用面平行于叶片前缘;第二,叶片“尾缘反流”的出现。

针对某一高亚声速轴流压气机转子,吴艳辉等^[6-11]利用经过实验数据校核的 CFD(计算流体力学)程序对其间隙泄漏涡特性进行了详细分析。单通道定常计算结果表明近失速状态下经典泄漏涡在通道中发生破碎,旋涡破碎引起机匣附近低能流体范围扩张,形成较强的堵塞效应,导致来流不能顺利地流过通道压力面侧。单通道非定常计算结果显示破碎的泄漏涡、主流以及来自相邻叶片的间隙泄漏流相互作用形成了另外一个特征明显的旋涡(叶顶分离涡),叶顶分离涡会在叶顶截面上诱导出一个横跨叶栅通道的轴向反流($W_z < 0$)区域,该反流区域近似垂直于经典泄漏涡涡核。分离涡强度较大的某些时刻会在机匣壁上留下很弱的低压斑。

针对同一压气机转子,卢新根^[12]通过在转子进口距叶顶前缘 100% 轴向弦长处均布 8 支动态压力传感器,获取了压气机转子流动失稳过程中的壁面静压随时间的变化,发现该压气机转子进入旋转失速前出现的是突尖型的先兆波,即压气机流动失稳是由叶顶区局部通道的阻塞所致。为了进一步揭示叶顶区复杂的涡系结构与突尖型失速先兆之间的内在关系,本文采用并行 CFD 技术对同一压气机转子流动失稳过程中的流场进行了全通道非定常数值模拟,以期揭示突尖先兆波出现的流体动力学机理。

1 研究对象

本文研究对象为西北工业大学轴流压气机实验台的孤立转子,其详细的几何设计参数见文献[10]。该轴流压气机转子设计转速为 15 200 r/min,轮毂比为 0.6,叶片尖部直径为 298 mm,转

子叶片属于俄制 K70 系列,叶顶稠度为 0.961,叶片弦长为 30 mm,名义设计间隙为 0.3 mm(1.0% 叶顶弦长,0.52% 叶高)。在转子叶轮几何参数不变的情况下,通过改变机匣实验件内半径可以调整叶顶间隙,适于对叶顶间隙流动的实验研究。该实验台已完成了大量实验,积累了大量的实验数据,可以为数值计算提供校核,以保证数值模拟的有效性。

2 数值计算方法

数值模拟采用 NUMECA Fine/Turbo 模块,结合 Spalart-Allmaras 湍流模型求解相对坐标系下守恒形式的三维 Navier-Stokes 方程,进行全通道定常及非定常计算。为了较准确地模拟叶顶区域的流场,空间离散格式采用二阶迎风格式。定常计算采用四阶显式龙格-库塔时间推进以获得定常解。非定常计算采用隐式双时间步方法,在叶片转动一个栅距的时间内设定 20 个时间步,每一物理时间步下的虚拟时间步为 50。采用多重网格法、局部时间步长和残差光顺等加速收敛措施来提高计算精度。

由于本文全通道计算是文献[11]单通道非定常计算的延续,为了使计算结果具有可比性,单通道网格的拓扑结构和网格节点数与文献[11]相同。将单通道网格沿圆周方向复制 29 份,得到图 1 所示的全通道网格。网格节点总数约为 1 800 万,满足网格无依赖性条件。

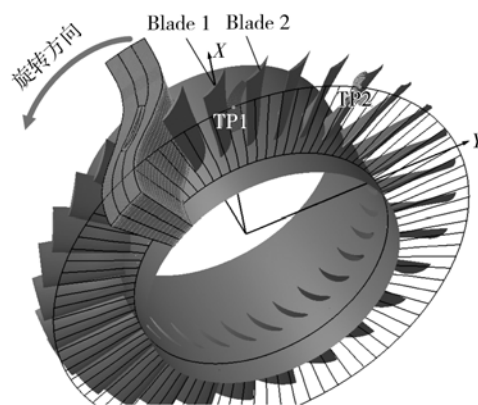


图 1 转子通道及网格剖分示意图

Fig. 1 Rotor passage and computational mesh topology

计算中先进行定常计算以逼近失速点,然后进行非定常计算。与文献[11]单通道计算相同,定常计算进口给定总温为 288 K、总压为 101 325 Pa,轴向进气,出口给定平均半径处静压,按径向平衡

方程计算出压力沿叶高的分布. 定常计算通过提高出口静压来逼近失速点, 非定常计算结果出口静压是随时间波动的, 如果仍按照定常计算的方法给定出口静压不易得到收敛解, 而给定出口流量则可以获得理想的计算结果. 以定常计算最后一个工况收敛解为初场, 出口背压给定流量进行非定常计算.

为方便后文计算结果分析, 对转子叶片和通道进行编号: 如图1所示, 从进口方向看, 转子旋转方向为逆时针, 坐标轴X轴恰好经过某一叶片的几何积叠线, 将该叶片命名为Blade 1, 顺时针(转子运动相反方向)相邻叶片为Blade 2, 以此类推, 命名转子上的其他叶片; Blade 1和Blade 2之间的通道为转子第一通道, 称为通道1, 并按照这样的原则对其他通道进行编号.

3 计算结果及分析

3.1 计算结果与实验对比分析

本文数值模拟是在叶顶间隙为0.5 mm、转速为53.5%设计转速的情况下进行的, 对数值模拟结果进行校核所采用的实验结果是在叶顶平均间隙为0.5 mm, 折合转速为53.5%设计转速的条件下得到的.

图2为单通道和全通道数值模拟压比特性线及实验压比特性线. 全通道非定常计算的两个工况点, 出口流量分别设定为2.75 kg/s和2.70 kg/s, 将计算结果压比时均值标于图中. 单通道与全通道定常模拟总性能基本相同, 特性线变化趋势也

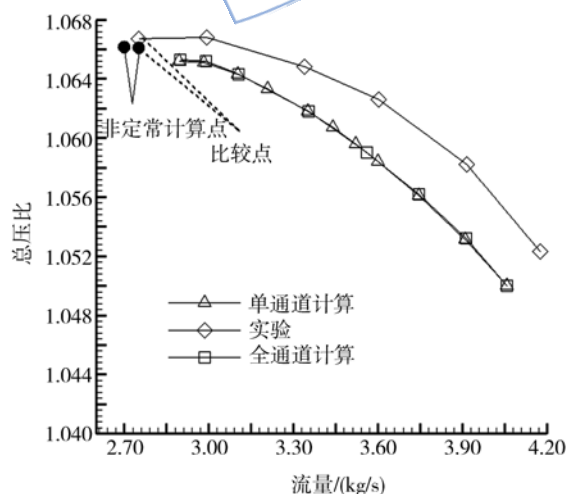


图2 数值模拟总性能与实验结果

Fig. 2 Comparison of predicted and experimental total performances of the compressor rotor

与实验曲线一致, 定常计算结果压比整体低于实验测得压比, 最大误差约为0.5%, 误差产生的原因包括几何模型误差、湍流模型的选择、网格的划分、离散格式等. 由于接近失速时定常计算不能得到收敛解, 定常计算最后一个工况点流量大于实验值. 非定常计算在近失速条件下可以获得周期性波动的收敛解, 并且能够更好地捕捉近失速流场的流动特征, 因此计算结果更加接近实验值.

将出口流量为2.75 kg/s条件下计算结果时均值作周向平均, 取转子前后100%弦长处绝对气流角及无量纲总压与相同流量下实验结果相比较, 如图3所示, 其中总压通过转子进口总压进行

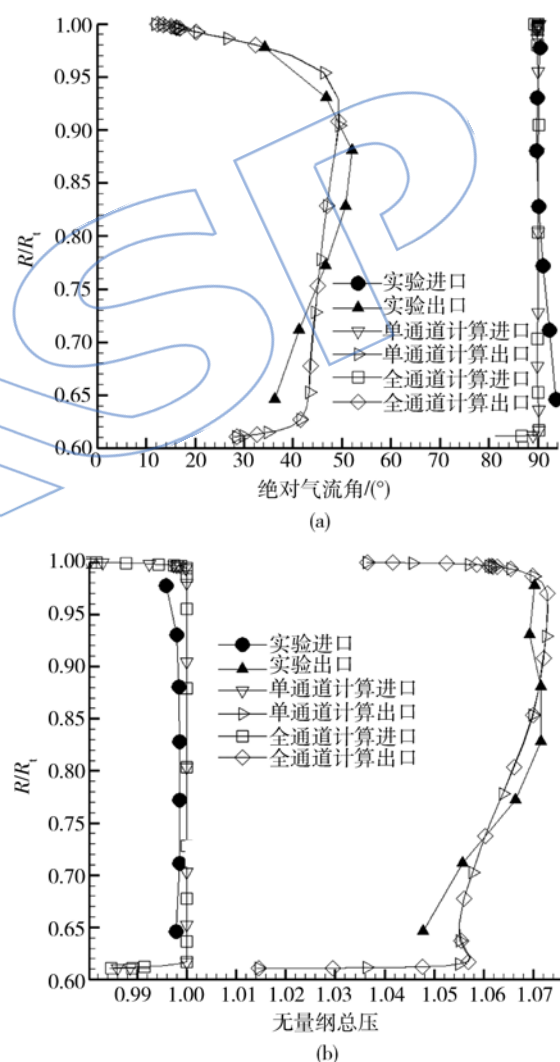


图3 数值模拟转子前后100%轴向弦长处绝对气流角及总压径向分布与实验结果的对比

Fig. 3 Radial distribution of absolute flow angle and dimensionless total pressure 100% forward and behind the rotor compared with experimental result

无量纲处理. 单通道与全通道计算结果转子前后绝对气流角和无量纲总压基本一致, 但数值模拟结果和实验有一定的误差. 数值模拟进口边界条件给定轴向进气, 而实验过程中, 由于转子前实验装置的影响, 不能保证转子进口严格的轴向进气, 尤其在轮毂附近影响更大. 数值模拟与实验结果之间的误差在合理的范围之内, 下文基于数值模拟结果的流场分析是合理的.

非定常计算出口流量为 2.75 kg/s 条件下, 计算得到周期性变化的收敛解, 总性能变化规律与文献[11]相似. 出口流量为 2.70 kg/s 条件下, 进出口流量收敛历史在图 4 中给出. 如图所示, 流量在经过大约 2 个转子周期的波动逐渐收敛于给定出口边界流量, 在接近 5 个转子周期时流量急剧下降, 计算发散. 分析表明, 出口流量为 2.70 kg/s 条件下数值模拟可以揭示失速先兆产生并逐渐演化为失速团的过程, 因此下文研究均是针对非定常计算出口流量为 2.70 kg/s 条件的计算结果进行的.

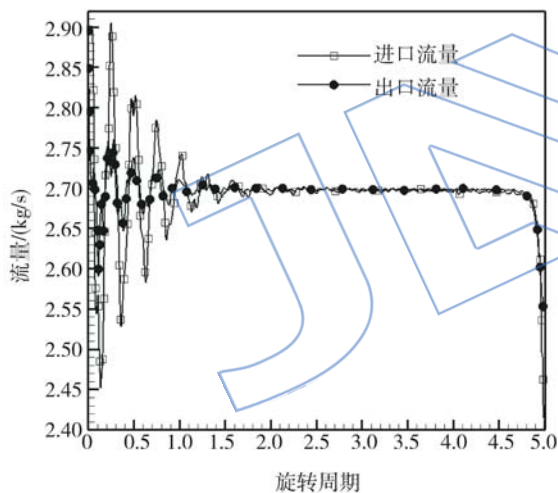


图 4 进、出口流量收敛历史

Fig. 4 Time history of inlet and outlet mass flow

3.2 转子前缘静压变化特性分析

为监测转子前缘机匣静压变化, 在与卢新根^[12]实验中相同轴向位置均匀设置了 10 个静压数值探针, 位置如图 1 所示. 与文献[12]不同的是, 数值探针的位置相对叶片是静止的, 所测得的压力信号是在相对坐标系下得到的. 因此, 数值探针监测结果可以反映相对坐标系下失速先兆和失速团的相关特性. 图 5 给出 10 个数值测点所得到的静压模拟结果.

数值探针监测结果表明, 转子旋转两周之后

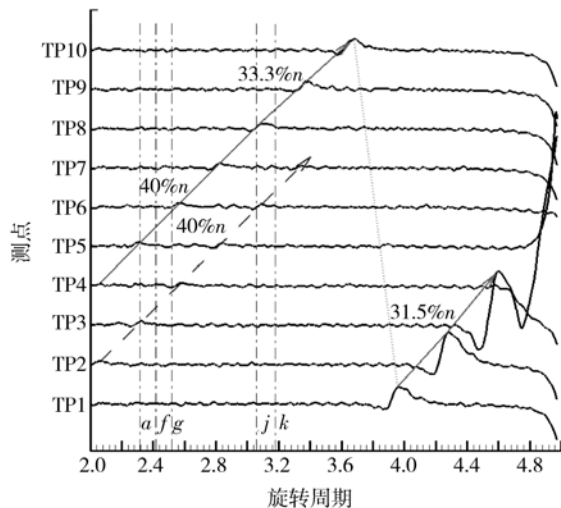


图 5 转子前缘机匣静压数值测点模拟数据

Fig. 5 Results of the numerical probes arranged before the rotor

出现两个较大的静压扰动, 其运动的轨迹在图 5 中分别用虚线和实线标明, 这说明在转子圆周上叶顶附近出现了两个静压相对较高的区域, 将对应流场区域分别称为区域 1 和区域 2. 在随后的一个转子周期中, 这两个静压扰动相对于转子沿着圆周方向传播的速度相同, 约为 $40\% n$ (n 为转子转数). 转子旋转周期 $T=3.0$ 之后, 虚线所代表的区域 1 扰动特征逐渐从图 5 中消失, 而实线所代表的区域 2 扰动继续发展. 在变化的过程中, 区域 2 相对于转子的传播速度发生变化, $T=3.0 \sim 3.5$ 之间, 其传播速度降至约 $33.3\% n$, 而 $T=4.0$ 之后传播速度继续下降至平均 $31.5\% n$. 随时间的推进, 数值探针所监测到的静压幅值也不断增大. 同时, 图 5 也反映出区域 2 静压波动范围周向变化的情况: 由于每个数值探针之间有三个通道的间隔, 如果静压波动的周向尺度小于三个通道, 那么, 某一探针和与其相邻的探针感受到的静压波动不会出现干涉, 而 $T=4.0$ 之后, 区域 2 静压波动对 TP1 的影响未完全消除时, TP2 已出现静压波动的迹象. 这表明, 区域 2 在传播的过程中, 周向影响范围逐渐扩展.

图 6 给出了图 4 中 $T=a$ 时刻叶顶熵、轴向反流分布以及转子前缘高静压区域. 图 6(a) 中左侧靠近 Blade 8 的高静压区域附近流场对应于上文讨论的区域 1, 右侧 Blade 14 附近的高静压区域则对应于区域 2. 从图中可以看出, 高静压区域出现的位置流场呈现出相似的特征. 以区域 1 为例, 高熵梯度位置越过 Blade 8 前缘, 说明间隙流

与主流作用面向前移动到转子前缘之前,通道7中有大范围的轴向反流区域,横跨叶片通道的反流区域表明此时通道中有分离涡存在,并且其位置靠近叶片压力面前缘.上述流场分布特征表明复杂的气流相互作用导致了转子前缘高静压区域的出现.

从图6中可以看出,此时转子叶顶流场呈现出很大的不均匀性,各通道的流动状况均不一致.

图6(b)表明几乎所有通道中都有分离涡的存在,但每个通道中分离涡处于不同的相位,且强度也各不相同,强度较大的分离涡位于静压扰动区域中.对数值探针监测结果进行频谱分析,结果如图7所示,在 $(2/5)f_{\text{bpf}}$ (叶片通过频率)频率始终存在较大的能量峰值,该频率为叶顶分离涡变化的频率,这也证明叶顶通道中存在频繁的分流运动.

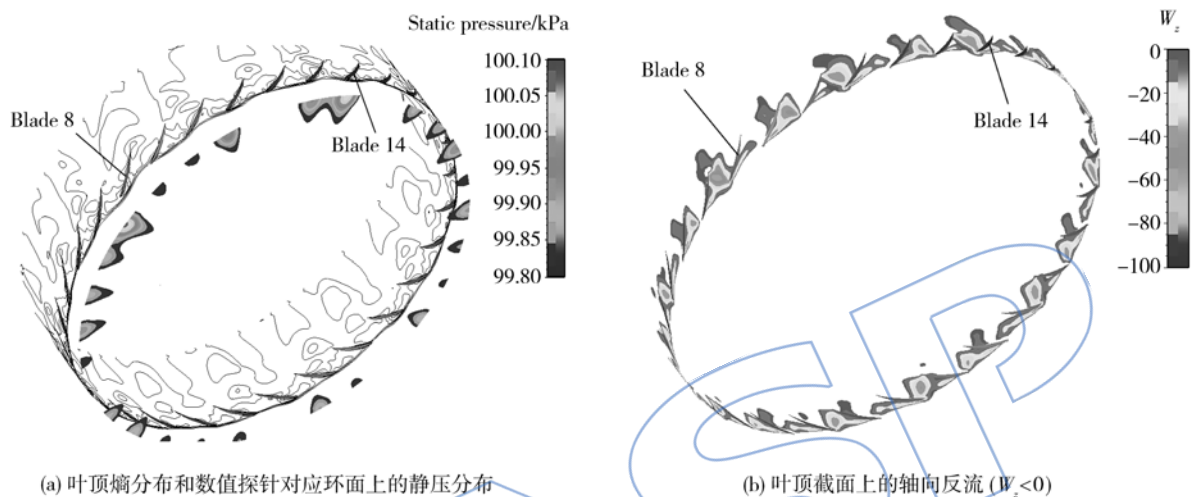


图6 $T=a$ 时刻叶顶附近的流场参数分布

Fig. 6 Flow field parameters near blade tip at the point $T=a$

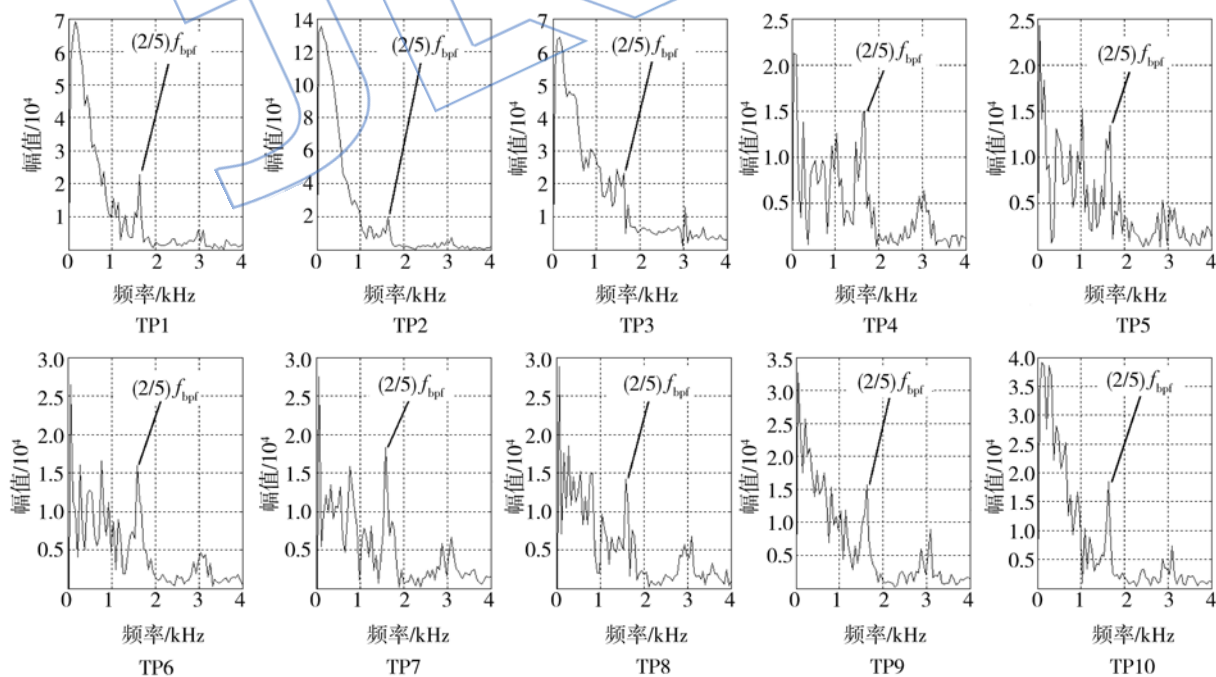


图7 数值探针静压信号频谱图

Fig. 7 Frequency spectrogram of the static pressure signals detected by the numerical probes

3.3 静压扰动周向传播机制

上文分析表明,区域 1 和区域 2 相对于转子传播,并且在传播的过程中发展变化,呈现出不同的特性.分析静压扰动区域在传播过程中的特性对于揭示突尖波的形成具有重要意义.图 4 中 $T=a \sim f$ 时间段内区域 1 较为稳定,便于分析静压扰动的传播机制.

图 8 给出了 $T=a \sim f$ 时间段 6 个具有代表性时刻与区域 1 传播相关流道中的叶顶流线和转子前缘静压分布图,图 8 左侧从上到下依次为对

应通道叶顶轴向反流及机匣壁面静压分布.该时间段流场体现了区域 1 从通道 7 向通道 8 传播一个栅距的完整过程.

$T=a$ 时刻,通道 7 中分离涡的螺旋运动在叶顶回转面上诱发出一个从 Blade 8 的前缘到 Blade 7 尾缘的反流区,由于距离机匣位置较近,分离涡的影响使得机匣壁面静压分布图上出现一个横跨叶片通道的低压区域.分离涡造成 Blade 8 叶片压力面堵塞,流过 Blade 7 的叶顶间隙泄漏流无法流向通道出口或通过 Blade 8 叶顶间隙流向下一

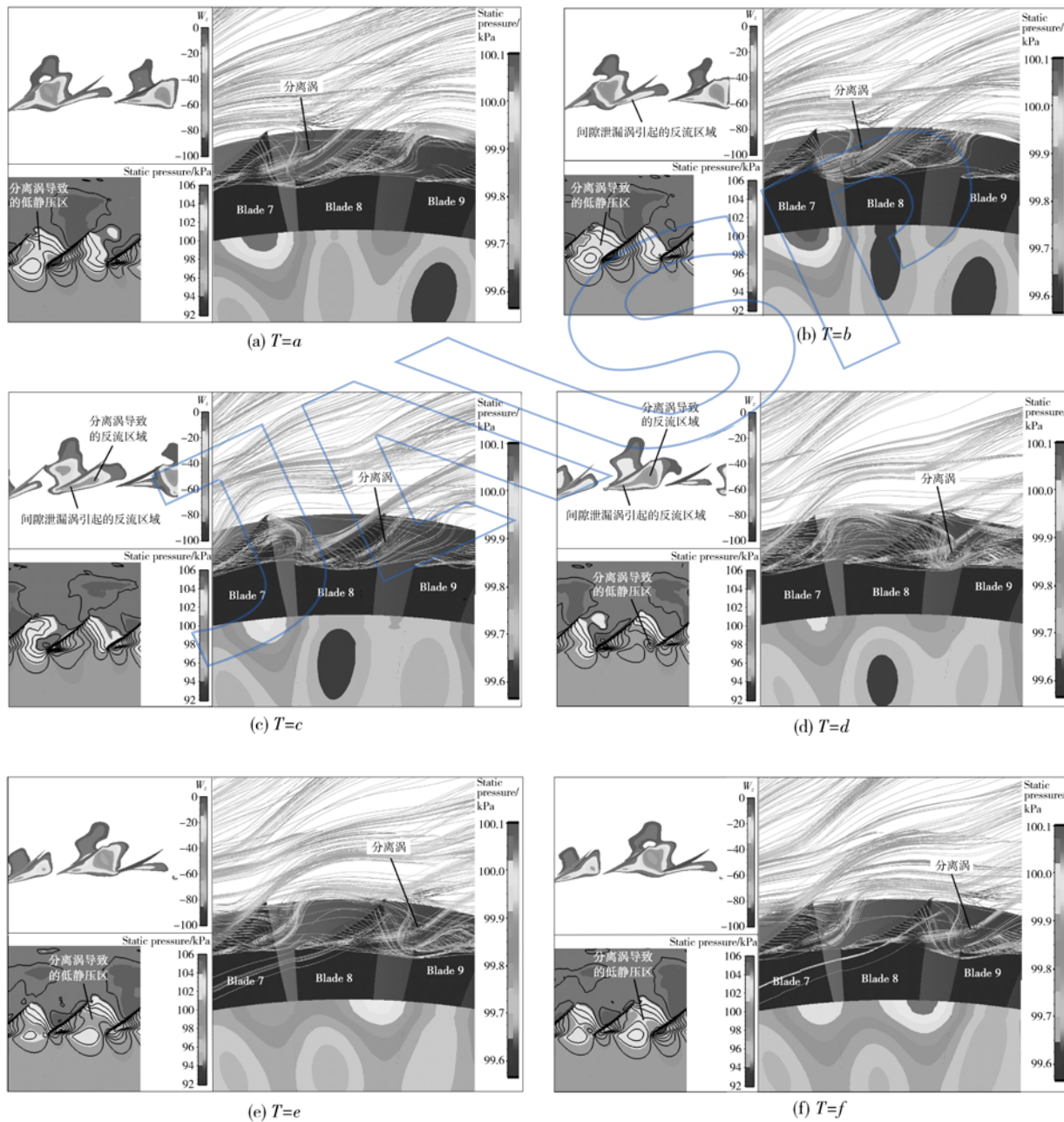


图 8 $T=a \sim f$ 时间段区域 1 流场参数分布

Fig. 8 Flow parameters of region 1 from $T=a$ to $T=f$

通道,被迫向通道前缘流动.部分间隙泄漏流已经流出通道入口,在 Blade 8 叶片前缘叶顶间隙以下位置流入通道 8,形成“前缘溢流”.旋涡的卷吸力使得少量来自通道 6 的间隙泄漏流进入通道 7 并向通道前缘流动,形成“尾缘反流”.强烈的反流与主流相互作用导致通道前缘高静压区域的产生.

$T=b\sim c$ 时间段,通道 7 中分离涡位置向尾缘方向移动.从叶顶回转面上轴向反流区的分布面积来看,它的强度开始减弱. $T=b$ 时刻,分离涡导致的机匣壁面低静压分布区域仍然存在,但是影响范围减小, $T=c$ 时刻该低静压区域消失.这表明,随着泄漏流的减弱,其对机匣壁面静压分布的影响逐渐减小. $T=b\sim c$ 时间段也是通道 8 中的分离涡产生的时期. $T=b$ 时刻叶顶回转面轴向反流分布图上通道 8 中仅存在由间隙泄漏流引起的狭长反流区域, $T=c$ 时刻分离涡导致的反流区域逐渐凸显出来,从流线上已能发现明显的分离涡特征.

$T=d$ 时刻,随着通道 7 中分离涡的进一步耗散,通道 7 中反流状况解除.在主流和分离涡阻塞区的影响下,通道 7 中间隙泄漏流在强烈的相互作用下冲击到 Blade 8 叶片顶部.冲击流的一部分越过 Blade 8 形成二次间隙泄漏流,这部分泄漏流流动方向基本与叶片垂直,与主流作用产生的损失更大.由于这部分间隙泄漏流的影响,通道 8 中分离涡强度迅速增大.叶顶环面上,分离涡诱发的轴向反流区域范围扩大,其位置近似与间隙泄漏流引起的狭长轴向反流区域垂直.由于分离涡的影响,机匣壁面静压强分布图上通道 8 对应位置出现一个低静压斑,并随分离涡的发展逐渐形成横跨叶片通道的低静压区.

随着通道 8 中分离涡沿着 Blade 9 的压力面向下游运动,叶顶回转面上轴向反流区以及机匣上横贯通道 8 的低压区也向下游移动. $T=e$ 时刻,分离涡卷吸作用使通道 7 中间隙泄漏流体形成“尾缘反流”. $T=f$ 时刻,由于剧烈的气流相互作用,叶片通道 8 前缘出现高静压区域,流场参数分布同 $T=a$ 时刻相似.

上述分析表明,分离涡对叶片通道压力面侧的阻塞导致了“前缘溢流”的出现,分离涡的卷吸力导致了“尾缘反流”的出现.从 $T=a\sim f$ 时间段,区域 1 沿周向的传播实质上是通道 7 中分离涡耗散,通道 8 中分离涡生成、并向通道 9 的压力面侧传播的过程.

区域 2 与区域 1 具有相同的变化特征,传播

形式也基本一致.然而在流场调整的过程中,传播过程的某些环节呈现出不同的发展趋势,而且这种趋势的差异明显增大,最终导致区域 2 发展成为突尖失速团,如图 9 所示,而区域 1 的影响趋于减弱.

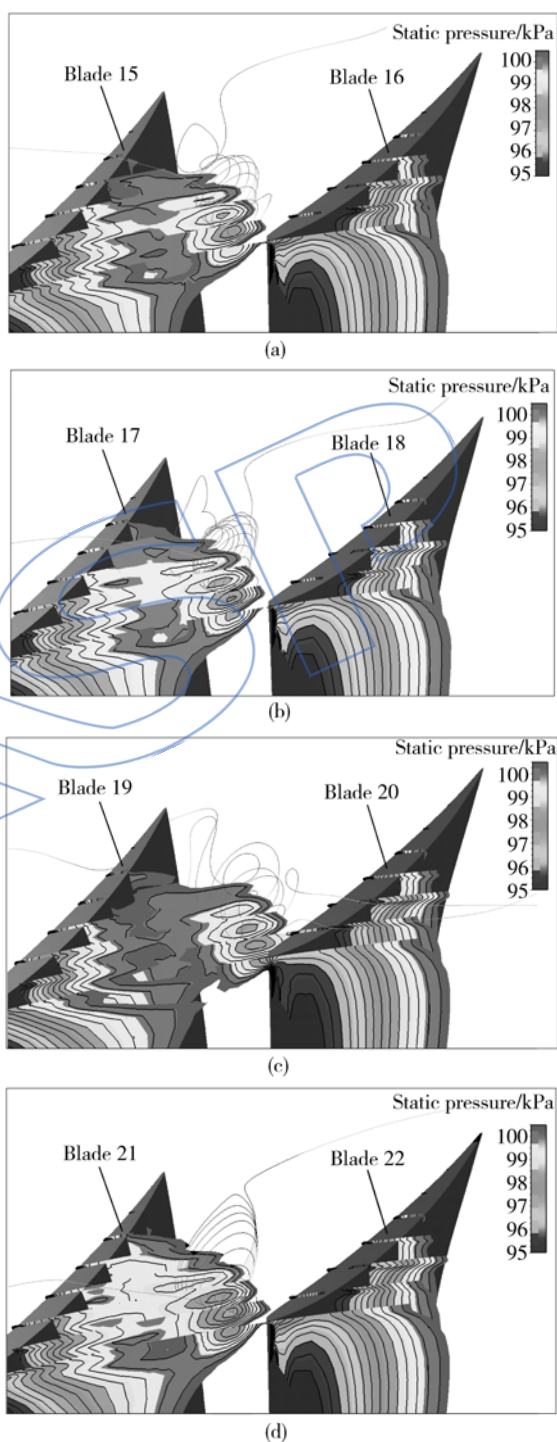


图 9 $T=g\sim j$ 时间段区域 2 传播过程中分离涡最强时刻通道中静压分布

Fig. 9 Distributions of static pressure at the points when the tip secondary vortex is more violent in region 2 from $T=g$ to $T=j$

3.4 突尖波形成机理分析

图 8 中机匣壁面横跨叶片通道的低静压区是分离涡对于通道中静压分布的影响在机匣壁面静压分布图上的表现. 分离涡会在通道中诱导出一个横跨叶片通道的低静压区, 分离涡越强, 所诱导出的静压区域范围越大, 区域中心的静压也越低. 图 9 表明, 随时间的推进, 区域 2 在沿圆周方向传播的过程中通道中分离涡最强时刻低静压区域有扩大的趋势, 同时低静压区域中心静压值降低, 这表明区域 2 中分离涡的强度是不断增大的. 根据上文分析, 不断增强的分离涡势必导致通道中叶顶堵塞效应增强, 形成不可逆转的恶化趋势, 最终形成突尖波. 然而, 区域 1 分离涡的强度并没有按照区域 2 的趋势发展, 否则在图 4 中将呈现两个突尖波的特征. 由此可见, 传播过程中分离涡能否持续增强在突尖波形成过程中起到了关键作用.

在 $T=k$ 时刻部分来自通道 22 的间隙泄漏流绕过 Blade 23 尾缘进入通道 23, 并绕过 Blade 24 从叶顶间隙以下进入通道 24, 如图 10 所示. 这种现象在 $T=k$ 之前区域 1、区域 2 传播过程中是没有出现的. 因此, “尾缘反流”绕过叶片成为“前缘溢流”的“后反前溢”现象, 是区域 2 发展成为突尖波阶段区别于流场调整过程中其他阶段的流动特征, 此时流场开始进入不可逆转的不稳定状态, 可以将其作为突尖波形成的标志.

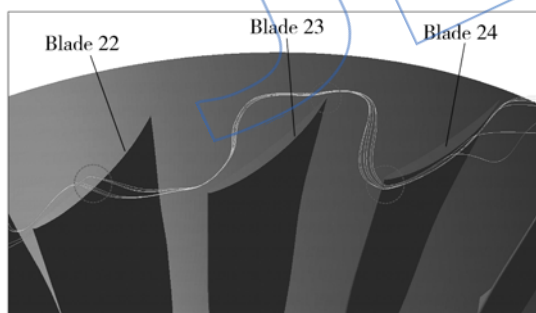


图 10 $T=k$ 时刻“尾缘反流”形成
“间隙溢流”的现象

Fig. 10 Phenomenon of the “trailing edge back flow” form “leading edge spilling flow”
at the point $T=k$

4 结 论

采用 CFD 技术对某亚声轴流压气机转子近失速工况进行全通道三维非定常数值模拟, 对模拟结果进行流场分析得到以下结论:

1) 转子前缘静压数值探针监测表明, 转子圆周上出现两个静压扰动区域, 随着流场的调整, 其中一个消失, 另一个发展为失速团, 形成单团失速.

2) 叶顶轴向反流分布及前缘静压数值探针信号频谱分析表明圆周上几乎每个通道中都存在分离涡运动, 并且静压扰动区域的分离涡强度较大.

3) 分离涡运动出现的位置沿圆周方向移动, 是静压扰动区域相对于转子传播的主要原因. 传播过程中分离涡强度的持续增强是在突尖波形成过程中起到了关键作用.

4) 突尖波形成的过程中, 堵塞通道中叶顶分离涡强度增大, 其诱发的反流随之增强, 以至于部分反流冲出通道出口, 形成“前缘溢流”. 可以将这种“后反前溢”的现象作为突尖波形成的标志.

参考文献:

- [1] Inoue M, Kuroumaru M, Fukuhara M. Behavior of tip leakage flow behind an axial flow compressor rotor[J]. ASME Journal of Gas Turbine and Power, 1986, 108(1): 7-14.
- [2] Inoue M, Kuroumaru M. Structure of tip clearance flow in an isolated axial flow compressor rotor[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1989, 111(3): 250-256.
- [3] Furukawa M, Inoue M, Saiki K, et al. The role of tip leakage vortex breakdown in compressor rotor aerodynamics[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1999, 121(3): 469-480.
- [4] März J, Hah C, Neise W, et al. An experimental and numerical investigation into the mechanisms of rotating instability[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2002, 124(3): 367-375.
- [5] Vo H D, Tan C S, Greitzer E M. Criteria for spike initiated rotating stall[R]. ASME Paper GT2005-68374, 2005.
- [6] 吴艳辉, 楚武利, 刘志伟. 轴流压气机转子性能及间隙流动研究[J]. 西北工业大学学报, 2005, 23(6): 737-741.
WU Yanhui, CHU Wuli, LIU Zhiwei. On detailed structure of tip clearance flow in an isolated axial flow compressor rotor and its effect on compressor performance[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2005, 23(6): 737-741. (in Chinese)
- [7] 吴艳辉, 楚武利, 卢新根. 间隙区域的流动结构对压气机气动性能的影响[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(6): 950-952.
WU Yanhui, CHU Wuli, LU Xingen. The effect of tip leakage flow structure on compressor aerodynamics[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(6): 950-952. (in Chinese)
- [8] 吴艳辉, 楚武利, 张燕峰. 间隙大小对压气机转子间隙泄漏

- 流场的影响[J]. 西北工业大学学报, 2007, 25(6): 838-842.
- WU Yanhui, CHU Wuli, ZHANG Yanfeng. Effects of tip clearance size on tip leakage flow fields in a subsonic compressor rotor[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2007, 25(6): 838-842. (in Chinese)
- [9] 吴艳辉, 楚武利, 张皓光. 间隙流动特征对压气机转子失速起始的影响[J]. 工程热物理学报, 2008, 29(7): 1133-1135.
- WU Yanhui, CHU Wuli, ZHANG Haoguang. Role of leakage vortex behavior on stall inception in an axial compressor rotor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(7): 1133-1135. (in Chinese)
- [10] Wu Y H, Chu W L. Behavior of tip clearance flow in an axial flow compressor rotor[R]. ASME Paper GT2006-90399, 2006.
- [11] Wu Y H, Li Q, Chu W L, et al. Numerical investigation into unsteady behavior of tip clearance flow and its possible link with stall inception[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A: Journal of Power and Energy, 2010, 224(A1): 85-96.
- [12] 卢新根. 轴流压气机内部流动失稳及其被动控制研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2007.
- LU Xingen. Flow instability and its passive control strategies in axial-flow compressor[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2007. (in Chinese)

JASR