

转子叶顶间隙泄漏流轨迹前移的动力学机制

刘东健¹, 李 军¹, 李建伟², 罗志煌¹, 李凡玉¹

(1. 空军工程大学 航空航天工程学院 等离子体动力学重点实验室, 西安 710038;

2. 总参谋部 陆航部 驻景德镇地区军代表室, 江西 景德镇 333000)

摘 要: 为了揭示压气机转子节流时其叶顶间隙流动的演变趋势及其形成机理, 选取某亚声速轴流压气机转子为研究对象, 采用多通道非定常数值计算方法对其内部流场进行了全三维数值模拟. 结果表明: 随着压气机转子流量减少, 主流轴向动量减小, 而在叶顶间隙两侧压力梯度和二次泄漏流的共同作用下, 叶顶间隙泄漏流的轴向动量却不断增大, 导致叶顶间隙区域内泄漏流与主流的轴向动量比不断增大, 从而推动叶顶间隙泄漏流与主流的交界面不断向上游移动, 这意味着叶顶间隙泄漏流在叶顶通道内造成的流动阻塞区不断扩大, 正是叶顶间隙泄漏流相对于主流的增强造成的叶顶流动阻塞区不断扩大最终导致了该压气机转子进入失速状态.

关 键 词: 压气机; 叶顶间隙泄漏流; 流场; 失速; 非定常数值计算

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Dynamics mechanism of tip leakage flow trajectory movement in rotor

LIU Dong-jian¹, LI Jun¹, LI Jian-wei²,
LUO Zhi-huang¹, LI Fan-yu¹

(1. Science and Technology on Plasma Dynamics Laboratory,
Aeronautics and Astronautics Engineering College,

Air Force Engineering University, Xi'an 710038, China;

2. Military Representative Office in Jingdezhen Region, Army Aviation Department,
General Staff Headquarters, Jingdezhen Jiangxi 333000, China)

Abstract: In order to uncover the evolutionary tendency of the tip clearance flow in a subsonic axial-flow compressor rotor as well as its associated flow mechanism, the unsteady three-dimensional multi-passage numerical simulations were carried out to investigate the flow field of the compressor rotor. The computational results show that as the compressor rotor's mass flow decreases, the axial momentum of the incoming flow reduces, and that of the tip leakage flow increases under the impact of the pressure gradient between the pressure side and suction side of the tip clearance block combined with the secondary leakage flow, thus increasing the axial momentum ratio of the tip leakage flow to the approach flow in the clearance region. The consequence is a movement of the interface between the incoming flow and the tip leakage backflow toward the leading edge of the rotor. As the strength of the axial reversed flow is increased from design status to near stall, the flow blockage zone in the rotor tip region becomes more severe and moves further upstream, which plays a role in triggering the compressor stall.

收稿日期: 2013-04-26

基金项目: 国家自然科学基金(51276197)

作者简介: 刘东健(1986—), 男, 湖南邵阳人, 博士生, 主要从事飞机推进系统气动热力理论与工程研究.

Key words: compressor; tip leakage flow; flow field; stall; unsteady numerical calculation

压气机转子叶顶间隙泄漏流(下文简称泄漏流)不仅是压气机损失和堵塞的主要来源,而且是影响压气机稳定性的关键因素^[1-4]. 因此,针对泄漏流的研究具有非常重要的意义,自从20世纪50年代以来一直就是叶轮机械气动热力学研究的热点.

国内外学者^[5-13]研究发现,压气机转子失速的发生与其叶顶区域的流动状况密切相关,在逐渐进入失速的过程中泄漏流轨迹向叶片前缘方向移动. 针对低速轴流压气机, Hoying 等^[8]研究发现,当向失速点靠近时,泄漏流与主流交界面向转子叶片通道上游运动,形成突尖型失速先兆,这和试验观察到的现象非常一致. Vo, Hah 等^[10-11]在此基础上分别针对低速和跨声速轴流压气机提出了以泄漏流为对象的突尖型失速形成标准,即主流与泄漏流之间的交界面与转子前缘面对齐以及泄漏流在相邻叶片尾缘出现回流. 这说明国内外对泄漏流与压气机失速之间的关联性有了比较充分的认识,因此针对某亚声速轴流压气机转子泄漏流轨迹随转子节流而不断向上游移动这一物理现象,本文采用多通道非定常数值计算并结合曲面积分的方法对其背后的流体动力学机制进行分析,试图为提出更有效的压气机扩稳控制方法提供理论依据.

1 研究对象和数值方法

本文的研究对象为某亚声速轴流压气机转子(下文简称压气机转子),其轮毂比为0.67,展弦比为2.29,平均半径处叶片稠度为1.287,叶顶间隙大小为3.26%叶顶弦长. 该转子的设计转速换算到标准大气压下为10712 r/min,设计流量换算后为24.76 kg/s,进口叶顶相对马赫数为0.85.

数值计算采用多块网格分区技术并结合 Spalart-Allmaras 湍流模型求解三维 Navier-Stokes 方程,空间离散格式采用2阶迎风格式,以便能较准确地模拟叶顶区域的流动. 非定常计算采用隐式双时间步方法,物理时间步长为 5.96×10^{-6} s,相当于在叶片转动1个栅距的时间内设定20个物理时间步,每一个物理时间步下的虚拟时间步为40,当转子总性能参数以及监测点的静压随时间出现周期性变化时,认为非定常计算已经收敛.

边界条件给定如下:进口给定绝对总温为288 K,绝对总压为101325 Pa,进气角沿周向偏转为 30° ,且为正预旋;出口给定平均半径处的静压,并按径向平衡方程确定出口静压的径向分布. 壁面采用了绝热无滑移边界条件,与转子叶片连接的轮毂区域和叶片转动,而轮毂的其他部分以及机匣则定义为静止.

为了选取合适的网格和湍流模型并确认数值模拟的精度,本文利用现有的试验结果,对转子的计算结果进行了校核. 图1给出了100%设计换算转速下试验与计算得到的压气机转子的总压比特性曲线对比图. 值得指出的是,图中总性能参数的计算结果均为非定常计算收敛后若干波动周期内的时均值,另外图中还对流量进行了无量纲化处理,无量纲化参数是图中所示D工况点所对应的时均流量.

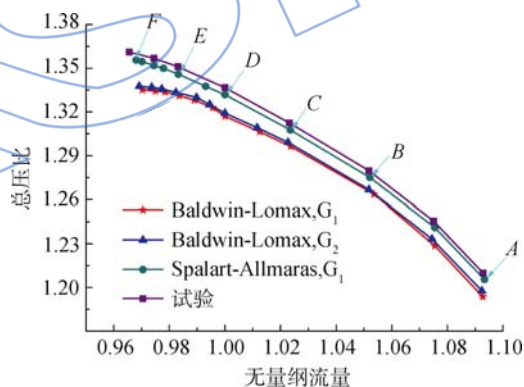


图1 压气机转子的总压比特性曲线

Fig. 1 Total pressure ratio characteristics curves of compressor rotor

图1计算中采用了两种不同的网格配置,其中网格 G_1 的数量和分布参考文献[14-17],并根据大量数值模拟经验确定,该网格共包含3个叶片通道,由1个叶片通道的网格沿周向复制而成,其中单个叶片通道网格的拓扑结构如图2所示. 网格 G_2 则在网格 G_1 的基础上增加了网格的数量. 为了考核湍流模型对本文数值模拟精度的影响,这里选取了Baldwin-Lomax和Spalart-Allmaras两种湍流模型.

由图1可见,两种不同网格计算得到的总性能参数无论是在分布还是在量值上都具有很好的致性,因此,可以认为本文网格 G_1 的计算结果为

网格收敛结果. 相比之下, 不同的湍流模型对计算精度的影响更大些, 与 Baldwin-Lomax 湍流模型

相比, Spalart-Allmaras 湍流模型的计算结果与试验值吻合得更好. 仔细观察采用网格 G_1 和 Spalart-Allmaras 湍流模型得到的计算结果, 可以发现: 计算得到的总性能参数随流量的变化趋势与试验结果吻合较好, 虽然数值模拟的总压比低于试验值, 但其最大相对误差只有 0.6%, 另外计算的近失速点流量虽然大于试验值, 但其相对误差不超过 0.5%.

2 泄漏流与转子失速的关联性分析

轴流压气机的流动稳定性是与叶片通道中的流动堵塞密切相关的. 因此为了分析引起压气机转子失速的关键因素, 图 3 给出了多通道计算得到的大流量工况 (B 工况点) 和近失速工况 (F 工况点) 5 个代表性时刻叶片通道内轴向速度为 -0.001 m/s 的等值面, 本文认为该等值面所包围的区域即为叶片通道内的流动阻塞区 (下文简称阻塞区). 值得指出的是, 计算时发现: 对 B 工况点而言, 其性能参数及监测点的静压几乎不随时间变化, 而对 F 工况点而言, 其性能参数及监测点的静压存在明显的周期性波动, 故在图 3 中用 t_1, t_2, t_3, t_4, t_5 分别表示 B 工况点收敛后的 5 个不同时刻, 而 T_F 则为 F 工况点的非定常波动周期.

从图 3 可以看出: 两种工况下转子叶片通道中的阻塞区均集中在叶顶通道. 对比这两种工况下阻塞区的体积大小, 可以发现: 虽然 F 工况点下不同时刻阻塞区的形状和体积大小都有所变化, 但总体来看, 与 B 工况点相比, F 工况点下, 转子叶片顶部压力面侧的阻塞区的体积明显增大, 且沿轴向和径向扩展的幅度较大, 几乎堵塞了整个叶顶通道. 这说明随着转子向失速工况靠近,

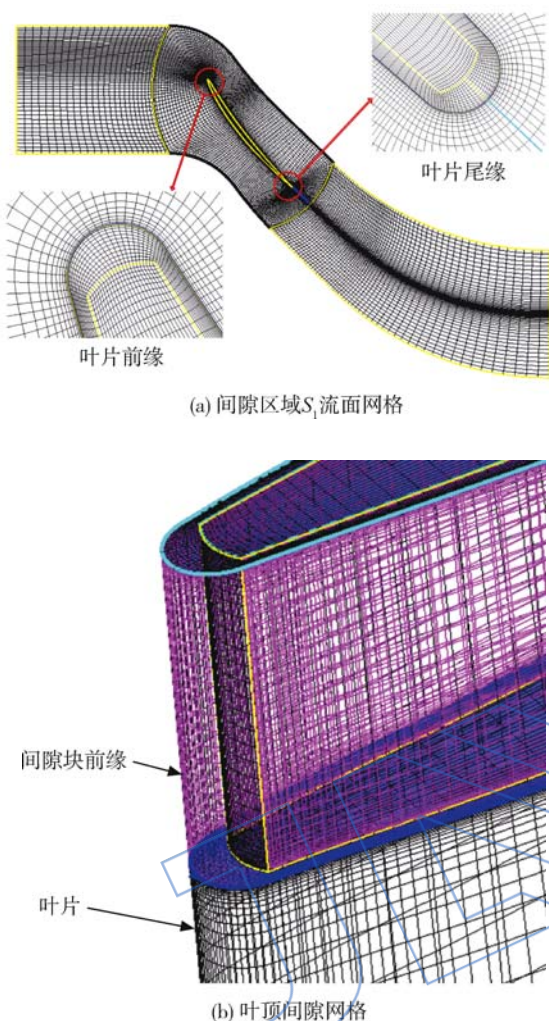
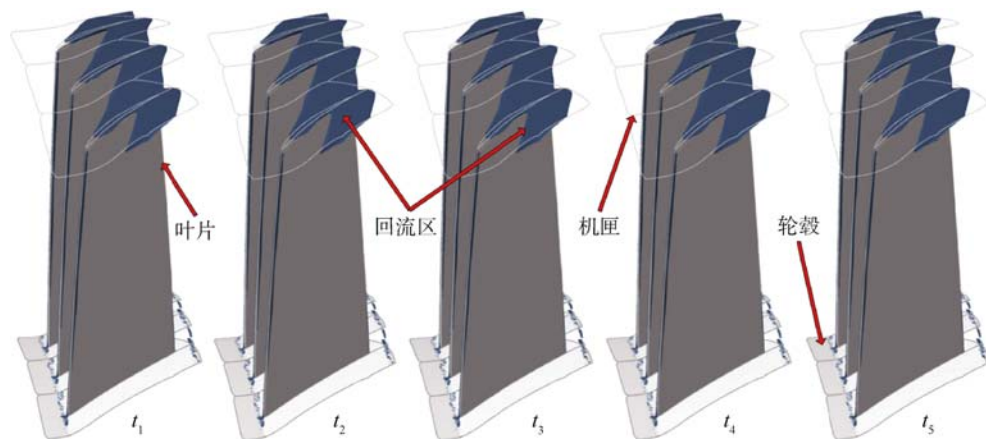


图 2 单个叶片通道网格的拓扑结构

Fig. 2 Mesh topology structure for single blade passage



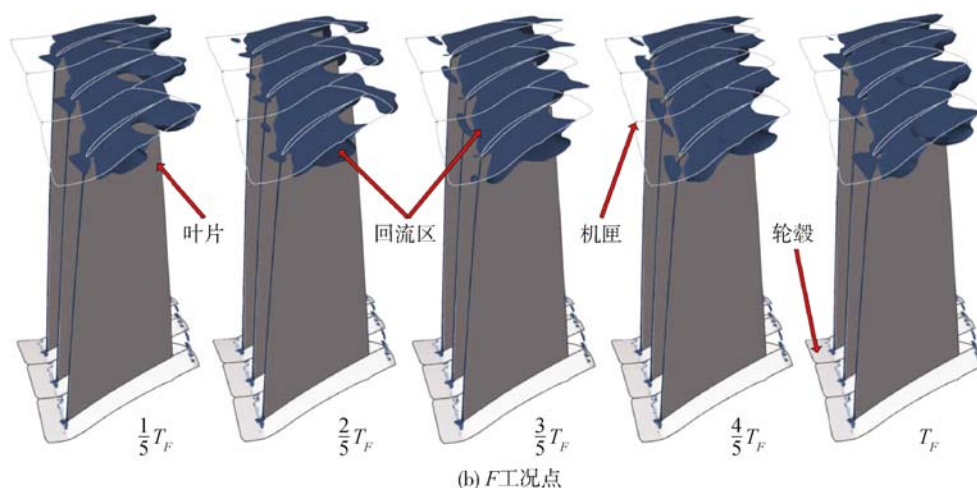
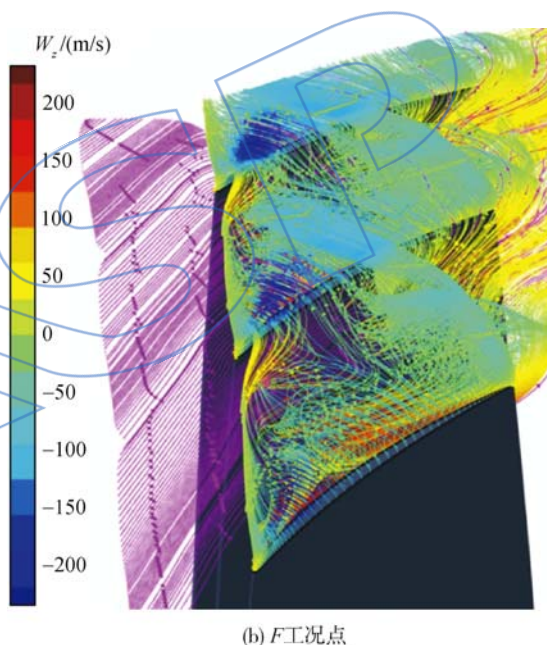


图 3 不同工况点流场中阻塞区

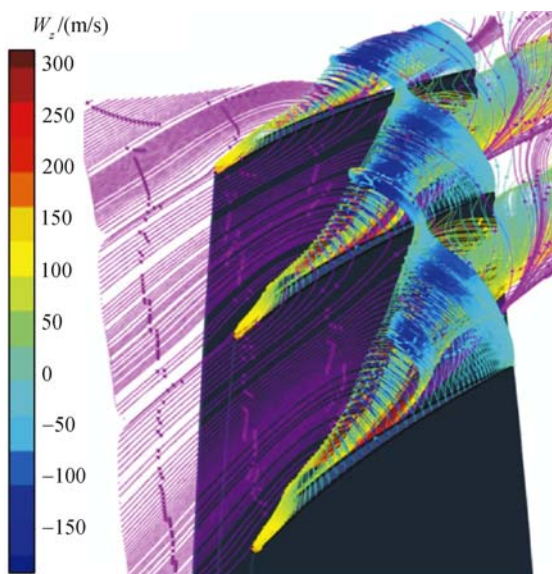
Fig. 3 Blockage zone in flow field at different working condition points

叶顶通道阻塞区的不断扩大是引起该压气机转子流动失稳的关键因素。

为了分析压气机转子节流时,转子叶片顶部压力面侧的阻塞区不断扩大的原因,本文首先对 B 工况点和 F 工况点下叶片吸力面的极限流线图进行了分析,发现两种工况下叶顶吸力面的附面层并没有发生分离,因此聚集在叶顶通道内的大面积阻塞区极有可能是由泄漏流引起的。为了验证这一点,本文给出了不同工况点转子叶顶间隙区域的流场结构示意图,如图 4 所示,图中分别给出了 B 工况点 t_1 时刻和 F 工况点下流量在一个周期内波动至极小值时转子叶顶通道内主流和泄漏流的流线。为了区分叶顶主流和泄漏流,主流流线统一用紫红色表示,而泄漏流流线的颜色代表当地的轴向速度 W_z ,当其取负值则意味着回



(b) F 工况点



(a) B 工况点

图 4 不同工况点转子叶顶间隙区域的流线

Fig. 4 Streamlines in tip clearance region of rotor at different working condition points

流,图中箭头指向表示流线的方向。

由图 4 可以看出:泄漏流在叶顶间隙区域内引起了大面积的回流区,堵塞了叶顶通道。对比分析不同工况下叶顶通道的流场结构可以发现:随着压气机转子节流,泄漏流的轨迹向转子叶顶前缘移动,到达近失速工况时,主流和泄漏流交界面与转子叶顶前缘平齐,该现象符合 Vo 等^[10]所提出的突尖型失速标准,这说明了本文所研究的压气机转子会产生突尖型失速。另外,与 B 工况点相比, F 点工况下,泄漏流在叶顶通道内造成的阻塞区占据的空间范围扩大了很多,这说明:随着压气机转子流量减小,泄漏流的增强导致了转子叶

片顶部压力面侧的阻塞区的扩大。

综上所述,随着压气机转子节流,泄漏流的增强在叶顶通道内造成的阻塞区的不断扩大是引起该压气机转子失速的直接原因。

3 泄漏流轨迹前移的物理机制

由第 2 节分析可知:泄漏流对叶顶通道的堵塞随转子流量减小而加剧是导致其失速的直接原因。而泄漏流对主流的阻塞程度体现在泄漏流与主流形成的交界面位置上。即随着压气机转子节流,泄漏流与主流交界面不断向叶片通道上游移动,直到近失速点,交界面与转子叶顶前缘平齐,失速即将发生。图 4 清楚地显示了压气机转子流量减小时,泄漏流轨迹向转子叶顶前缘移动的演变过程。既然泄漏流与主流的交界面位置对失速边界至关重要,那么如果能够找到影响交界面位置的关键因素,就能为发展新的失速控制方法提供指导。因此,下面将分析决定泄漏流与主流交界面位置的关键因素。

Tan 等^[18]在其综述性文章中认为:主流与泄漏流的动量平衡决定了两者交界面的位置。当流量系数减小时,主流轴向动量减小且叶片负荷增大,从而引起了泄漏流的动量增大,最终导致了交界面位置的前移。在此基础上,本文采用进入叶顶间隙区域的泄漏流与主流的轴向动量比 R_a 来量化两者相对“力量”的强弱程度,并分析 R_a 随流量变化的趋势和内在机制,从而确定泄漏流轨迹前移的流体动力学机制。轴向动量比 R_a 的定义式为 $R_a = M_{ia}/M_{ia}$,其中 M_{ia} 和 M_{ia} 分别表示某一工况下单位时间内进入间隙区域的泄漏流轴向动量与主流轴向动量,轴向动量 M_a 的计算公式为

$$M_a = \int_S W_z (\rho \mathbf{W} \cdot d\mathbf{S}) \quad (1)$$

式中 S 代表积分曲面, W_z 为轴向速度, $\mathbf{W}$ 为相对速度矢量, $d\mathbf{S}$ 为微元面矢量。 M_{ia} 和 M_{ia} 的计算方法如下:选取计算区域内中间叶片通道为研究对象,在其叶顶间隙区域截取两个面(面 1 和面 2),如图 5 所示,面 1 位于叶顶前缘处,该截面长为叶顶栅距,高为间隙高度;面 2 为叶顶基元叶片吸力面弧线沿外径方向延伸至机匣所形成的曲面,该截面长为叶顶吸力面弧长,高为间隙高度。利用式(1)分别在面 2 和面 1 上进行积分,即得到 M_{ia} 和 M_{ia} 。值得指出的是,为了比较准确地求出 M_{ia} 和 M_{ia} ,本文对转子叶顶区域的网格进行了加密处理,其中间隙径向高度内分布 41 个网格节点,约

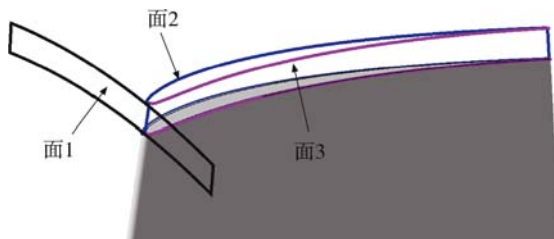


图 5 积分曲面示意图

Fig. 5 Sketch map of curved surfaces for integral

占径向总网格数的 34%,最终转子 3 个叶片通道内的总网格数约为 600 万。

图 6 给出了 6 个典型工况点(图 1 标示的 A~F)轴向动量比 R_a 随时间的变化情况,图中 R_a 为负值表明进入间隙区域的泄漏流轴向动量与主流轴向动量方向相反。值得指出的是,图中用转子通过周期(叶片转过 1 个栅距所需的时间)对时间进行了无量纲化处理。由图 6 可以看出:对于图 1 所示的 A~C 三个工况点, R_a 随时间的变化幅度很小,几乎为一条与时间轴平行的直线;而对于 D~F 三个工况点, R_a 随时间的变化表现出明显的周期性波动,其周期依次为叶片转过 1 个栅距所需时间的 2.10, 2.25, 2.50 倍,这与相应工况下总性能参数以及监测点静压的波动周期是一致的。虽然不同工况下, R_a 随时间均存在一定幅度的波动,但 R_a 在若干周期内的时均值和最小值的绝对值均是随着转子的节流而不断增大的,表明随着转子状态向失速工况靠近,间隙区域内泄漏流相对于主流的“力量”是逐渐增强的,从而推动泄漏流与主流交界面不断向上游移动。

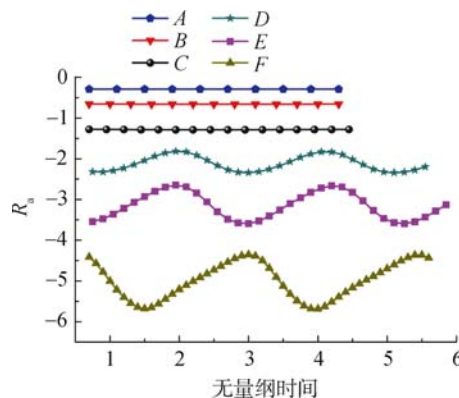


图 6 不同工况点叶顶间隙区域内泄漏流与主流的轴向动量比随时间的变化曲线

Fig. 6 Variation curves of R_a with time at different working condition points

为了进一步观察 R_a 在若干周期内的时均值和最小值随转子节流的变化情况,本文用 R_{a1} 和 R_{a3} 分别表示某一工况下 R_a 在若干波动周期内的时均值与最小值,而用 R_{a2} 来表示某一工况下进入间隙区域的泄漏流轴向动量与主流轴向动量在若干波动周期内的时均值之比.图7给出了 R_{a1} , R_{a2} 和 R_{a3} 随工况的变化曲线,图中同样对时均流量进行了无量纲化处理,无量纲化参数是图1所示D工况点的时均流量.

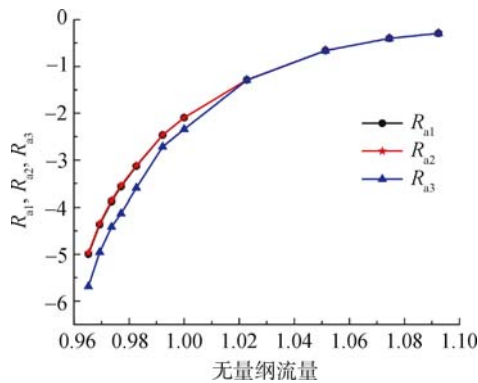


图7 叶顶间隙区域内泄漏流与主流的轴向动量比随流量的变化曲线

Fig.7 Variation curves of R_a with mass flow

由图7可以发现: R_{a1} 和 R_{a2} 随工况的变化曲线几乎是重合的,而 R_{a3} 与 R_{a1} 在大流量工况下相差很小,只有当流量减小到某一临界值以后才表现出比较明显的数值上的差异.总体来看, R_{a1} , R_{a2} 和 R_{a3} 随工况的变化曲线显示:随着压气机转子的节流, R_{a1} , R_{a2} 及 R_{a3} 的绝对值均不断增大.这说明随着压气机转子节流,间隙区域内泄漏流对主流的阻塞作用不断增强,从而导致了两者界面不断向上游移动.

为了分析轴向动量比的时均值随着压气机转子节流而不断增大背后的流体动力学机制,本文给出了间隙区域内泄漏流和主流的轴向动量在若干波动周期内的时均值随工况的变化情况,如图8所示.值得指出的是,为了便于在同一张图中观察,图中对所有变量均进行了无量纲化处理,无量纲化参数是相应变量在D工况点所对应的值.

从图8可以发现:随着压气机转子的节流,间隙区域内主流的轴向动量不断减小,而泄漏流的轴向动量却不断增大,只是当流量小于某一临界值之后,泄漏流轴向动量随流量减少而增加的幅度很小.因此,随着压气机转子的节流,间隙区域内泄漏流轴向动量与主流轴向动量在若干波动周

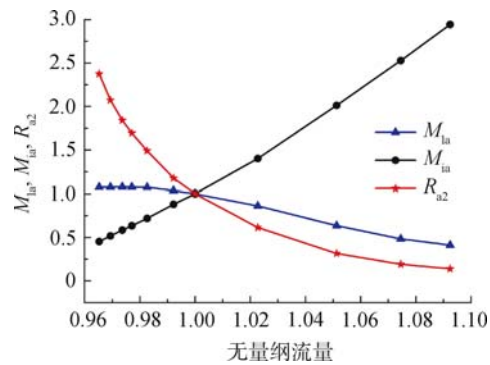


图8 叶顶间隙区域内泄漏流和主流轴向动量及其比值随流量的变化曲线

Fig.8 Variation curves of M_{la} , M_{li} as well as their ratio with mass flow

期内的时均值之比是不断增大的.

随着压气机转子的节流,主流轴向速度减小,主流的轴向动量显然是减小的.而压气机转子泄漏流是在叶顶基元叶片压力面和吸力面两侧压差作用下,部分流体翻过叶顶间隙而形成的,即泄漏流是由叶顶压差力驱动的.为了分析间隙区域内泄漏流的轴向动量随流量减小而不断增大的原因,本文给出了叶顶间隙两侧压差力 F_p 及其轴向分量 F_{ps} 的大小随工况的变化情况,如图9所示. F_p 的计算方法如下:在叶顶间隙区域截取面2和面3,如图5所示,它们分别为叶顶基元叶片吸力面和压力面弧线沿外径方向延伸至机匣所形成的曲面,这两个截面高均为间隙高度,而长分别为叶顶基元叶片吸力面和压力面弧长.在面2和面3上对静压分别进行积分,即可得到这两个面上的压力矢量依次为 F_{ss} (吸力面)和 F_{ps} (压力面),而 F_{ps} 与 F_{ss} 的矢量差即为叶顶间隙两侧的压差力

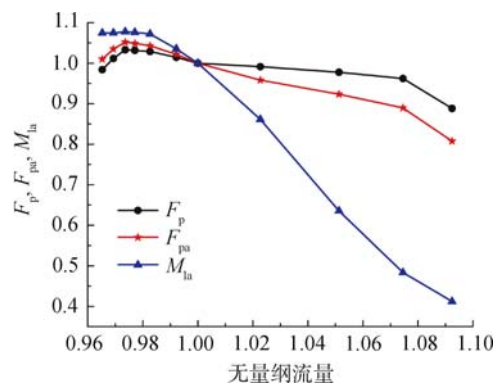


图9 叶顶间隙两侧压差力 F_p 及其轴向分量 F_{ps} 的大小随流量的变化曲线

Fig.9 Variation curves of magnitude of F_p and F_{ps} with mass flow

F_p . 值得指出的是,图9中所有变量的计算结果均为非定常计算收敛后若干波动周期内的时均值,另外为了便于在同一张图中观察,图中对所有变量均进行了无量纲化处理,无量纲化参数是相应变量在D工况点的时均值。

由图9可以发现:当流量大于某一临界流量时,叶顶间隙两侧压差力 F_p 及其轴向分量 F_{pa} 的大小随流量减小而不断增大;而当流量小于该临界流量时, F_p 及 F_{pa} 的大小随流量减小而不断减小,只是该临界流量与近失速点流量相差不大,即 F_p 及 F_{pa} 的大小随压气机转子流量减少先不断增大,当非常接近失速点流量时, F_p 及 F_{pa} 的大小反而开始减小。这主要是因为当转速一定而空气流量减小时,就会引起压气机转子叶片进口的气流冲角增大,而在一定的压气机工作范围内,气流落后角的变化不大,从而气流在叶片通道内的转折角增大,叶片对气流的加功量增大,叶片通道内的压力梯度以及转子叶顶载荷也相应增大,而当压气机转子状态向失速工况靠近时,泄漏流的增强导致叶顶通道内气流落后角的增大,当冲角大于某一临界值时,叶顶通道内气流落后角增大的幅度超过了冲角的增大幅度,造成气流在叶顶通道内的转折角开始减小,压气机转子叶顶对气流的加功量开始下降,从而导致叶顶间隙两侧压差力 F_p 及其轴向分量 F_{pa} 的大小也开始减小。

由图9还可以看出:进入间隙区域的泄漏流轴向动量 M_{la} 随流量的变化趋势与 F_{pa} 的变化趋势基本一致,只是当流量小于某一临界值之后,两者的变化趋势才有所差异。对于本文所研究的压气机转子而言,当其流量小于某一临界值时,压气机转子会发生二次泄漏,即泄漏流和相邻叶片碰撞后,部分泄漏流翻过相邻叶片顶部再次发生泄漏,如图4所示,而且流量越小,由二次泄漏带入间隙区域的轴向动量越大。这是因为当泄漏流由叶顶间隙吸力面侧进入叶片通道后,主流对泄漏流在叶顶通道内沿轴向的发展具有一定的抑制作用,主流的轴向动量越小,其对泄漏流的抑制作用越弱,从而到达相邻叶片顶部压力面侧的泄漏流轴向动量越大,即通过二次泄漏进入相邻叶片通道的泄漏流轴向动量越大,因此当靠近失速工况时,虽然叶顶间隙两侧压差力及其轴向分量的大小会减小,由其驱动的泄漏流会减弱,但由于二次泄漏的增强,由叶顶间隙吸力面侧进入叶顶通道的泄漏流轴向动量不一定会减小。

综上所述,随着压气机转子节流,气流冲角增

大,在一定的流量范围内,叶顶间隙两侧压差力的轴向分量不断增大,导致泄漏流的轴向动量也不断增大,虽然临近失速时,叶顶间隙两侧压差力的轴向分量会有一定程度的降低,但由于二次泄漏的增强,泄漏流的轴向动量还略有增加,与此同时主流轴向动量不断减小,从而导致进入间隙区域内的泄漏流与主流的轴向动量比不断增大,即泄漏流抗衡主流的“力量”不断增强,从而推动两者的交界面不断向上游移动,这意味着泄漏流在叶顶通道内造成的阻塞区不断扩大,正是泄漏流对叶顶通道堵塞的加剧最终导致了压气机转子进入失速状态。

4 结 论

本文采用了全三维黏性时间精确求解方法模拟了压气机转子的内部流场,分析了引起该压气机转子进入失速状态的主要原因,并探讨了转子向失速工况靠近时,泄漏流轨迹向上游移动背后的流体动力学机制,结果表明:

- 1) 随着压气机转子节流,泄漏流的增强在叶顶通道内造成的阻塞区的不断扩大是引起该压气机转子进入失速状态的直接原因。
- 2) 间隙区域内泄漏流与主流的轴向动量比随压气机转子的节流而不断增大是导致两者交界面的位置不断向上游移动的物理机制。
- 3) 随着压气机转子流量减少,主流轴向动量减小,与此同时在一定的流量范围内,叶顶间隙两侧压差力的轴向分量不断增大,从而泄漏流的轴向动量也不断增大,虽然临近失速时,叶顶间隙两侧压差力的轴向分量会有一定程度的降低,但由于二次泄漏的增强,泄漏流的轴向动量还略有增加,从而导致了泄漏流与主流的轴向动量比不断增大。

参考文献:

- [1] Day I J. Stall inception in axial flow compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(1): 1-9.
- [2] McDougal N M, Cumpsty N A, Hynes T P. Stall inception in axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(1): 116-125.
- [3] Camp T R, Day I J. A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3): 393-401.
- [4] Baghdadi S. Modeling tip clearance effects in multi-stage axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118(4): 613-643.
- [5] ZHANG Hongwu, DENG Xiangyang, LIN Feng, et al. A

- study on the mechanism of tip leakage flow unsteadiness in an isolated compressor rotor[R]. ASME Paper 2006-GT-91123, 2006.
- [6] 邓向阳. 压气机叶顶间隙流的数值模拟研究[D]. 北京: 中国科学院, 2006.
- DENG Xiangyang. Numerical investigation on tip clearance flow in compressor[D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2006. (in Chinese)
- [7] 童志庭. 轴流压气机中叶尖泄漏涡、失速先兆、叶尖微喷气非定常关联性的实验研究[D]. 北京: 中国科学院, 2006.
- TONG Zhiting. The interactive unsteady mechanism between tip leakage vortex, stall inception and micro tip injection in low-speed axial compressor[D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2006. (in Chinese)
- [8] Hoving D A, Tan C S, Vo H D, et al. Role of blade passage flow structures in axial compressor rotating stall inception[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(4): 735-742.
- [9] 蒋康涛. 低速轴流压气机旋转失速的数值模拟研究[D]. 北京: 中国科学院, 2004.
- JIANG Kangtao. Numerical investigation on rotating stall in a low-speed axial compressor[D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2004. (in Chinese)
- [10] Vo H D, Tan C S, Greitzer E M. Criteria for spike initiated rotating stall[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(1): 1-9.
- [11] Hah C, Bergner J, Schiffer H. Short length-scale rotating stall inception in a transonic axial compressor criteria and mechanisms[R]. ASME Paper 2006-GT-90045, 2006.
- [12] Hah C, Rabe D C, Wadia A R. Role of tip-leakage vortices and passage shock in stall inception in a swept transonic compressor rotor[R]. ASME Paper 2004-GT-53867, 2004.
- [13] TONG Zhiting, LIN Feng, CHEN Jingyi, et al. The self-induced unsteadiness of tip leakage vortex and its effect on compressor stall inception[R]. ASME Paper 2007-GT-27010, 2007.
- [14] 卢新根. 轴流压气机内部流动失稳及其被动控制策略研究[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)
- [15] 张皓光. 轴流压气机机匣处理的试验与数值研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2008.
- ZHANG Haoguang. Experimental and numerical investigation of casing treatment on an axial flow compressor[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2008. (in Chinese)
- [16] 张燕峰. 高载荷压气机端壁流动及其控制策略研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2010.
- ZHANG Yanfeng. Investigation of endwall flow behaviour and its control strategies in highly loaded compressor[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2010. (in Chinese)
- [17] 张燕峰, 楚武利, 卢新根. 跨声速轴流压气机近失速状态的间隙泄漏流流动特性[J]. 航空动力学报, 2008, 23(7): 1293-1298.
- ZHANG Yanfeng, CHU Wuli, LU Xingen. Numerical simulation of the flow characteristic of tip leakage flow in a transonic axial-flow compressor at near stall condition[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(7): 1293-1298. (in Chinese)
- [18] Tan C S, Day I, Morris S, et al. Spike-type compressor stall inception, detection and control[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2010, 42: 275-300.