

轴流压气机失速特性仿真

宋国兴, 李 军, 周游天, 王蔚龙, 王耀东

(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)

摘要 对某型低速轴流压气机转子和 NASA Rotor 37 跨声速转子进行了全通道定常和非定常数值仿真研究,采用了喷管模型和节流阀模型作为出口边界条件来取代常规的边界条件设置方法,分别通过调节计算域出口面积和节流系数的方法改变转子工作状态。计算结果显示:与出口边界采用固定背压值的方法相比,采用喷管模型和节流阀模型能够准确计算转子失速前后各个工况点的流动状态。采用节流阀模型时,通过调节节流系数能够准确地判定转子失速临界点,在继续节流的过程中能够计算出失速时转子通道内失速区的形成与发展情况。研究发现,叶尖区域流动失稳即叶尖局部回流区的出现和扩展在这两型压气机转子的失速过程中起重要作用。其中低速轴流压气机转子全通道非定常计算发现,在失速时转子叶尖部位首先出现两处回流区,且回流区范围随转数增加而扩大,最终形成相对明显的失速团结构。

关键词 压气机转子;失速特性;全通道数值仿真;节流阀模型;失速区分析

DOI 10.3969/j.issn.1009-3516.2016.03.003

中图分类号 V231.3 **文献标志码** A **文章编号** 1009-3516(2016)03-0011-07

Research on the Compressor Stall Characteristics with Simulation

SONG Guoxing, LI Jun, ZHOU Youtian, WANG Weilong, Wang Yaodong

(Science and Technology on Plasma Dynamics Laboratory, Aeronautics and Astronautics Engineering College, Air Force Engineering University, Xi'an 710038, China)

Abstract: Full annulus steady and transient numerical simulations are performed on a low-speed axial-flow compressor isolated-rotor test rig and NASA Rotor 37. Two new boundary methods, i.e. nozzle outlet and throttle outlet, are adopted instead of the traditional outlet boundary condition. The rotor's operation point can be adjusted by changing the computation domain's outlet area and throttle coefficient individually. The simulation results show that compared with the traditional method, the two new methods can calculate the rotor flow field under all mass flow status, including the near stall status and after stall status. By adjusting the throttle coefficient, the "throttle outlet" model can capture the critical stall point accurately, and by so doing this can figure out the way how reversed flow region emerges and develops in the rotor passages. The research finds that the instability flow structure in the blade tip region, i.e. the local reverse flow regions' formation and expansion processes, plays an important role in the two compressor rotors' stall characteristics. The full-annulus transient numerical simulation of the low-speed axial-flow compressor iso-

收稿日期:2015-10-26

基金项目:国家自然科学基金(51336011)

作者简介:宋国兴(1991-),男,山东潍坊人,硕士生,主要从事推进系统气动热力理论与工程研究.E-mail:sgx1991@126.com

引用格式:宋国兴,李军,周游天,等.轴流压气机失速特性仿真[J].空军工程大学学报:自然科学版,2016,17(3):11-17. SONG Guoxing, LI Jun, ZHOU Youtian, et al. Research on the Compressor Stall Characteristics with Simulation[J]. Journal of Air Force Engineering University: Natural Science Edition, 2016, 17(3): 11-17.

lated-rotor finds that once the rotor comes to the stall state, two stall regions arise in the blade tip. The two stall regions expand with the increase of rotor revolutions, and the relatively significant stall regions come into being at last.

Key words: compressor isolated-rotor; stall characteristics; full-annulus simulation; throttle outlet model; stall region

失速特性研究是轴流压气机设计与使用中的重点与难点问题。轴流压气机数值仿真研究中进出口边界条件的设置是一个关键点。Dario^[1]等人在研究等温边界条件与绝热边界条件对 NASA Rotor 37 跨声速转子仿真结果的不同影响时,采用 ANSYS CFX-11 流体分析软件进行了单通道计算,进口边界条件根据 AGARD report^[2] 给定总温与总压值,出口边界给定出口截面平均静压值,通过不断提高出口背压的方法从堵塞边界计算至失速边界^[3~12]。吴艳辉^[13]等人在单级轴流压气机的数值模拟中首先进行定常计算,计算域进口基于实验值给定总温总压,出口给定机匣壁静压,在计算中按径向平衡方程推得出口静压分布。通过不断增大出口背压的方法逼近数值边界点,然后将出口边界条件改为流量出口并代入定常计算得到的流量值,进行针对失速点的非定常计算。付磊^[14]等人在研究跨声速压气机转子叶尖流场特性时,计算域进口边界条件给定总温总压,定常计算中出口以设流量出口边界,其值为堵塞点流量,并把定常计算的收敛解设为非定常计算的初场;非定常计算设置出口静压边界条件,通过调节出口静压值得到不同工作状态下的非定常流场。

分析现有的研究成果可知,常规的压气机仿真研究边界条件的处理方法存在如下几个问题:①固定出口背压值的计算方法中一般将数值计算得到的计算发散临界点认定为失速临界点,这与实际的失速点不一定相同,且无法反映迭速时背压和流量的瞬时变化;②出口平均静压径向分布一般是计算程序根据径向平衡方程自动计算给出的,与物理实际不一定相同;③跨声速压气机工作流量范围较窄,压升特性线陡峭,在出口流量的精确调节上存在难度。

1 研究对象

1.1 低速轴流压气机实验转子

该压气机不带进口导流叶片,采用轴向进气、径向排气的结构布局,几何参数见表 1。针对该压气机低速流动的特点,叶片采用了 NACA 叶型,设计条件下该单级压气机的主要性能参数为:流量 6.5

kg/s,全压升 2 500 Pa(总压比 1.025),转速 3 000 r/min。本文实验与仿真计算均在孤立条件下进行。

表 1 单级压气机的几何参数

Tab.1 The design parameters of single stage compressor

| 参数 | 动叶 | 静叶 |
|-------------|------|------|
| 叶片数目 | 45 | 60 |
| 弦长/mm | 53.6 | 40 |
| 稠度 | 1.28 | 1.27 |
| 平均半径安装角/(°) | 60 | 19.2 |
| 展弦比 | 1.87 | 2.5 |
| 顶部间隙大小/mm | 1.2 | 1.2 |

1.2 跨声速轴流压气机实验转子

本文中采用 NASA Rotor 37 实验转子来进行跨声速压气机的数值仿真。几何参数见表 2。

表 2 NASA Rotor 37 转子的设计参数

Tab.2 The design parameters of NASA rotor 37

| 参数 | 设计值 |
|------------------------------|----------|
| 叶片数目 | 36 |
| 转速/(r·min ⁻¹) | 17 188.7 |
| 流量系数 | 0.453 |
| 绝热效率 | 0.877 |
| 设计质量流量/(kg·s ⁻¹) | 20.188 |
| 叶顶间隙 | 0.356 |
| 转子总压比 | 2.106 |

Rotor 37 转子是常用于叶轮机械 CFD 校核的经典算例。最初由 NASA Glenn 研究中心的 Reid 和 Moore^[15]设计。该转子中存在通道激波、附面层分离、叶顶间隙泄漏流等一系列复杂流动现象以及各种流动现象之间的非线性作用,对数值仿真程序的精度要求较高。

2 数值计算方法

2.1 求解器设置

本文针对不同的算例分别进行了定常计算和非定常计算。在选择湍流模型时,基于前期研究经验,低速轴流压气机流动较为简单,计算中容易收敛,因而本文选用 SST 湍流模型以获得更高的准确性;跨声速压气机流动状态相对,在满足计算精度的前提下本文选用相对简单的 $k-\epsilon$ 模型以保证计算的收

敛性。空间离散方法均采用高阶格式。

2.2 计算网格设计

在全通道的计算中,根据拉普拉斯方程,计算域进出口延伸段分别为1倍和1.5倍转子机匣外径,用以防止进出口边界处反射的压力波对压气机内部流动产生影响^[12]。

在网格生成时采用多块网格分区技术,将计算域分为叶片通道和叶顶间隙2部分,在低速轴流压气机的算例中,转子叶片弯扭的程度并不大,可采用“H-O-H”型结构化网格,进出口延伸段呈平直状在跨声速压气机的算例中,由于叶片弯扭程度大,因而采用“I-O-I”型结构化网格,进出口延伸段顺叶片弯扭的方向呈弯曲状用以提高叶片前后缘处的网格质量;叶顶间隙网格采用“蝶形”网格拓扑结构用以提高网格正交性。

网格质量的影响因素有网格正交性、长宽比、延展比和网格数目。为准确捕捉到叶顶区域的流场细节,在每一套网格拓扑结构设计中都对间隙区进行了重点加密。

采用上述处理后,生成的网格最小正交性角度大于 30° ,最大长宽比小于800,最大延展比小于3,达到标准。经过检验,网格的 y^+ 值均在 $10\sim 100$ 之间,可判定本文所采用的计算网格满足计算要求。

2.3 计算网格无依赖性验证

研究中,对不同拓扑结构、不同网格数目的网格进行了无依赖性验证。

低速轴流压气机转子算例中设计了3种密度的网格,网格1(单通道32万),网格2(单通道96万),网格3(单通道190万)。跨声速压气机转子Rotor 37算例中同样设计了3种网格,即网格A(单通道36万),网格B(单通道94万),网格C(单通道181万)。计算结果表明,3种网格值区别很小,本文在满足计算准确性的前提下由于计算资源的限制选取了低网格密度的网格1和网格A。

2.4 计算模型设计

为在数值仿真中准确得到失速临界点,本文设计了计算域出口的喷管模型和节流阀模型。

2.4.1 计算域出口喷管模型

喷管模型适用于低速轴流压气机,在转子计算域出口延伸段处设计了收敛形喷管,来流在喷管中膨胀降压,喷管出口的压力为大气压。转子出口段流场参数能够根据喷管的节流程度达到自适应调节。在研究过程中对喷管段长度进行了比较研究,发现喷管段长度对计算结果影响较小。经实验校

核,本文在低速轴流压气机全通道计算中最终采用的喷管长度为1倍机匣外径。这一设计模拟了实际的压气机实验台节流装置,使得仿真计算更为符合物理实际。通过调整喷管出口截面面积可达到不同的节流程度,获得从转子自大流量状态至失速状态的一系列工况点。

2.4.2 计算域出口节流阀模型

节流阀模型是从数值角度模拟转子的节流过程。编写计算域出口流量函数与背压函数,并整合为节流函数,在计算域出口处添加了一个闭环控制系统,用节流函数控制计算域出口平均静压,在计算中各流场参数能够进行自适应调节并最终达到稳定。在计算中,通过调节节流系数可控制转子工作状态。相较于常规计算中给定的固定出口反压或固定出口流量边界条件,节流阀模型能够更为准确的确定失速临界点,并能够计算失速时转子通道内的流场。

节流阀模型在低速轴流压气机与跨声速轴流压气机中的设计方法原理有所不同。低速轴流压气机中的节流阀模型是基于压力平衡条件而设置的,工质气体设定为不可压,定义计算域出口截面面积为 A ,计算域出口相对静压为 p ,计算域出口气流密度为 ρ ,计算域出口质量流量为 f ,计算域出口气流速度为 v 。气流流经节流阀后相对静压降为0,设节流阀中静压压降为 Δp ,节流系数为 k_m ,可控制截面 A 的面积进而控制流量 f 。

$$\Delta p = \frac{1}{2}\rho v^2 \quad (1) \quad f = \rho A k_m v \quad (2)$$

联立式(1~2),整理得到 Δp 的表达式函数:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \frac{f^2}{\rho A^2 k_m^2} \quad (3)$$

式中: Δp 即为设定的出口背压 p ,在计算中通过调节 k_m 即可控制节流程度,计算不同工况点。

跨声速压气机的节流阀设计基于流量平衡条件,工质气体设定为可压。定义相对总压为 p_t ,计算域出口总温为 T_t ,节流系数为 k_r ,绝对坐标系下计算域出口马赫数为 M ,出口截面速度系数为 λ 。其余参数同上,其中 A 是给定量,由计算域出口几何尺寸决定; p_t 、 T_t 、 f 、 M 、 λ 为提取量,是计算中的中间变量,从迭代过程中提取; p 为控制量,由给定量和提取量计算得到,并设置为计算域出口背压,进而控制计算工况点。

将流量、总压计算公式:

$$f = k_m \frac{p_t}{\sqrt{T_t}} q(\lambda) A \quad (4)$$

$$p_t = p \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (5)$$

代入 k_r 控制出口流量, 可得:

$$f = k_m \frac{p_t}{\sqrt{T_t}} q(\lambda) A k_r \quad (6)$$

联立(5~6)整理得到 p 的表达式函数:

$$p = \frac{f \sqrt{T_t}}{k_r K_m q(\lambda) A \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}} \quad (7)$$

$$q(\lambda) = \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \lambda \left(1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \quad (8)$$

设定的出口背压 p 由式(7)决定, 其中 k_m 为常数, $q(\lambda)$ 根据式(8)确定。通过调节 k_r 即可控制节流程度, 进而计算不同工况点。

3 计算结果分析

3.1 低速轴流压气机仿真结果分析

对低速轴流压气机分别采用了固定压力出口边界、喷管模型以及节流阀模型作为出口边界进行全通道计算。

采用喷管模型时, 按相同的拓扑结构生成了出口面积各不相同的多套网格分别计算不同工况点。采用节流阀模型时, 最初设定的节流系数值对应大流量工况点, 然后逐渐增大节流系数, 减小流量, 使工况点逐渐向稳定边界移动。

计算中监测转子出口处的壁面静压, 进出口总压比以及出口质量流量, 进出口流量差等参数。当残差下降 5 个量级, 进出口流量差小于 0.5% 且连续 400 步计算中出口流量、总压比的变化小于 0.5% 时认为定常计算已收敛。

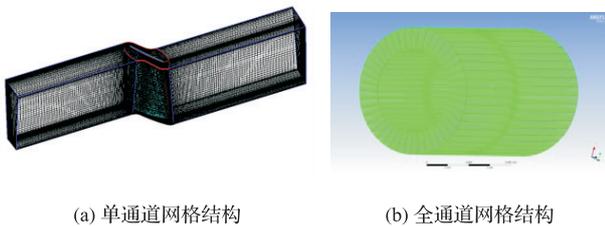


图 1 低速轴流压气机压升特性

Fig.1 The pressure rise performance of low-speed axial compressor rotor

由图 1 可以看出, 在失速前临界点之前, 节流阀模型、喷管模型和采用固定压力出口边界的计算方法计算结果较为接近。在固定压力出口边界的计算方法中, 当背压上升至临界点前时计算就会发散, 无法得到稳定解。若将计算刚刚发散的工况点定为数值失速点, 则与实际失速点相比该点流量偏大。应

用喷管模型后的仿真结果与实验值更为接近, 而且能够计算出失速发生后的转子工况, 计算适用性优于常规的计算模型。当采用节流阀模型时, 随着节流系数的增大, 质量流量逐渐减小, 在计算中可以实现流量与压力的联动调节, 工况点沿等转速线向稳定工作边界移动。在逐步调整节流系数的过程中, 工作点会从大流量工况逐渐逼近到临界工况(见图 2), 图 2 中纵坐标为相对静压值, 曲线由下至上分别为转子前缘至转子出口处近壁面处的一系列监测点的静压值。在达到临界点时, 定常计算迭代 1 500~2 000 时间步后会出现流量、总压比、出口静压的突降, 这一计算中的转折点与实验得到的失速临界工况点对应, 说明与采用固定压力出口边界的计算方法相比, 通过采用节流阀模型得到的失速点与实验更为接近。

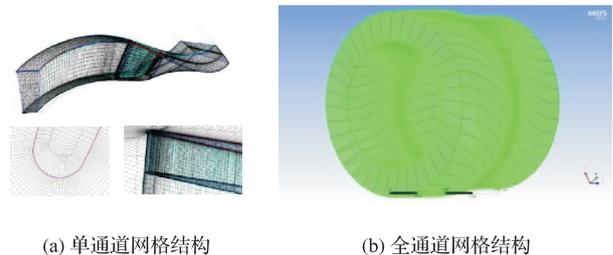


图 2 计算域监测点测量值

Fig.2 The measured value of computation domain monitors

为研究失速区的产生与发展机制, 在采用节流阀模型的全通道数值仿真过程中又进行了非定常计算。当定常计算节流至失速临界点前时改为非定常计算, 并以最后一个稳定工作点的定常计算结果为初场条件。非定常计算采用双时间步法, 叶片每转过一个栅距设 10 个物理时间步, 每个物理时间步内设 20 个虚拟时间步。除满足定常计算收敛性判断标准之外, 当转子进出口延伸段、转子通道内部的监测点处静压、总压以及轴向速度达到稳定或呈明显周期性变化时可其认为非定常计算达到收敛。

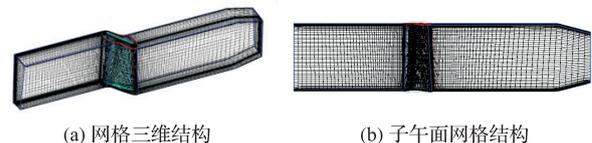


图 3 转子出口静压径向分布

Fig.3 The radial distribution of rotor outlet static pressure

由图 3 中可以看出, 数值仿真得到的转子出口径向静压分布与实验测量值相近。在大流量工况下, 静压从轮毂到机匣近似呈线性递增趋势。在失速发生后, 近轮毂处约 50% 的叶高范围内静压值较大流量工况偏低且保持相对稳定, 而在近机匣处的 50% 叶高范围内静压值急剧升高。这说明在失速发生后, 近轮毂处流道通流性较好而在近机匣处存在

大面积的回流堵塞区。

图 4 反映了失速时转子通道叶片前缘轴向回流区的形成与发展过程。轴向回流堵塞区域的形成说明转子通道中流动已经失稳,即发生了旋转失速现象。图 5 为回流区在转子通道内三维分布图。

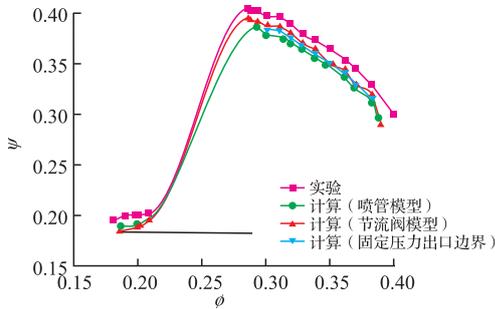
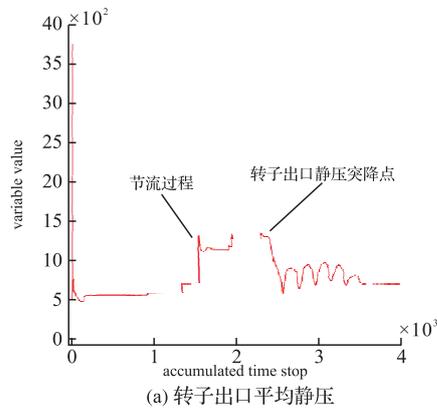
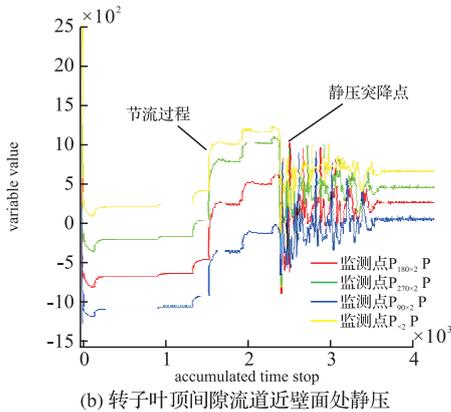


图 4 失速回流区的起始与发展

Fig.4 The emergence and development of stall reverse flow region



(a) 转子出口平均静压



(b) 转子叶顶间隙流道近壁面处静压

图 5 失速回流区域三维分布

Fig.5 The 3-D distribution of stall reverse flow region

由图中可以看出,在第 3.78rev 时,转子通道内相距 7 个栅距的两处叶片叶尖部位形成两处较小的回流区,回流区在形成后不断扩展,在回流区形成之后,微调节流系数,继续计算旋转 1.5rev 后的流场,发现此时回流区大小和分布趋于稳定。

继续节流达到深度失速状态(图 1 工况点 A)后,回流区持续扩大直至形成两处周向分布占转子通道 73.3%,径向分布占转子通道的 30%~40%的

回流区。此时,当节流系数一定时,回流区大小不再变化(图 6)。针对该型压气机,文献[16]进行了转子通道三维流场测量实验并分析了其失速特性。实验证明,该压气机的失稳机制为叶尖失速,在失速时叶尖区域会出现回流,回流区大部分集中在叶片通道内部及叶片前部,实验结果与本文进行的全通道非定常计算结果一致。

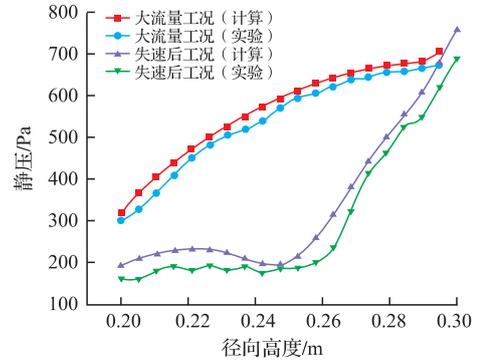


图 6 深度失速状态下转子通道回流区分布(工况点 A)

Fig.6 The reverse flow region distribution in rotor passages at deep stall status (Point A)

3.2 跨声速压气机仿真结果分析

针对 NASA Rotor 37 实验转子分别采用了节流阀模型和固定背压值作为出口压力边界条件进行了全通道仿真计算,总网格数 1 200 万。校核本文算例的实验值参考国外实验报告[2,17]。在大流量工况时,2 种仿真方法的计算结果较为接近,但是当计算至近失速工况时,采用固定背压值的计算方法得到的数值失速点流量偏大,而采用节流阀模型得到的失速点较为准确,见图 7。

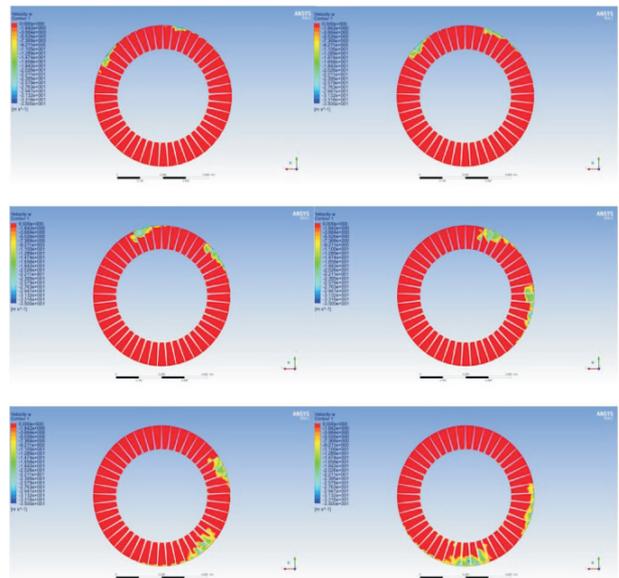


图 7 Rotor 37 流量-压比特性曲线

Fig.7 The mass flow - pressure rise character of Rotor 37

在失速前,采用固定压力出口边界和采用节流

阀模型的计算结果比较接近,与实验值相比误差较小。当节流至失速临界点时,前者在计算中逐渐发散,无法得到收敛解,临界点的流量大于实验得到的失速临界流量值。后者能够更为准确地得到失速临界点。

图8与图9为不同工况下转子通道不同径向位置处回转面相对马赫数分布图。在大流量工况(工况点D)下,转子前缘处存在膨胀波系,气流经历了一个加速过程。在叶片通道吸力面前缘40%处存在通道激波,波后马赫数突降。叶片通道内马赫数由叶根到叶尖逐渐增加,通道激波的强度持续提高。

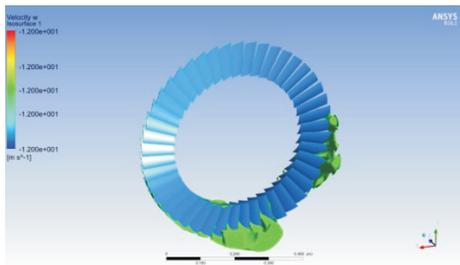


图8 流量工况回转面相对马赫数分布(工况点D)

Fig.8. The revolution surface relative Mach Number distribution at large mass flow status (status D)

在大流量工况下,叶片通道内马赫数分布状况在不同径向位置处基本一致,区别仅在于数值大小上,但在失速工况(工况点C)下则有明显不同。失速后,在近叶根处叶片前缘膨胀波前移,膨胀波结构变得不明显。通道激波前移至叶片通道吸力面前缘30%处,激波前后马赫数差值缩小,激波强度明显减弱。在中径处,叶片前缘膨胀波消失,尾缘处出现低速区。在近叶尖处,叶片通道内出现大面积的低速区与回流区,说明叶尖区域流场已经完全失稳。

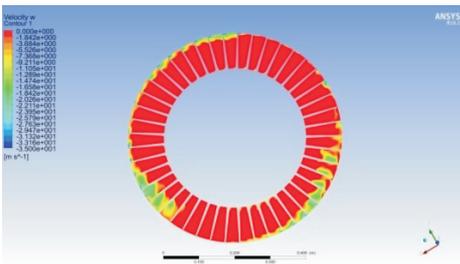


图9 回转面失速工况相对马赫数分布(工况点C)

Fig.9 The revolution surface relative Mach number distribution at stall status (status C)

图10为失速状态下Rotor 37转子通道内回流区的分布,与低速轴流压气机的计算结果类似,在跨声速压气机转子通道中存在大面积的失速回流区,回流区在叶顶间隙处产生,在径向与周向上不断扩展,直至达到深度失速状态(图7工况点B)后保持结构相对稳定。

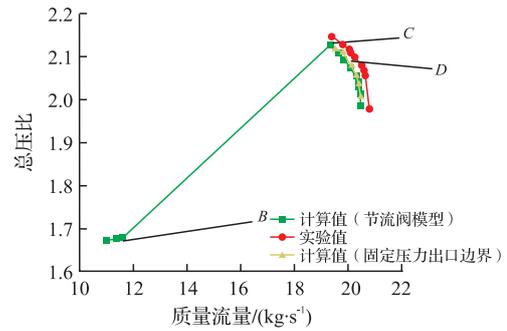


图10 失速状态下转子通道回流区分布(工况点B)

Fig.10 Reverse flow region distribution in rotor passages at stall status (status B)

4 结论

本文研究了低速和跨声速轴流压气机失速问题的数值仿真方法,重点探讨了计算网格结构以及边界条件的设定方法,通过比较计算值与实验值可以发现,计算域出口边界条件的设置对计算结果有很大影响。相关结论如下:

1)在低速轴流压气机的数值仿真中,与采用固定背压值的方法相比,采用喷管模型和节流阀模型能够继续计算转子失速后的流场状态,在采用节流阀模型时,可以实现出口背压与流量的自动调节在计算中通过控制节流系数能够更为准确地得到真实的失速点。

2)在跨声速转子 Rotor 37 的数值仿真中,采用基于流量平衡的节流阀模型作为出口边界条件能够对失速前后各流量工况点进行计算。跨声速高压比压气机特性线一般都比较陡峭,通过调节节流系数,可以精确控制工况点向稳定边界的推进过程,各工况点计算值与实验值吻合程度较高。

3)在传统的压气机的数值模拟计算中,当给定出口截面平均静压时,径向静压分布一般根据径向平衡方程由计算程序自动给定,与实际情况相比,这一方法存在一定的误差。将出口延伸段加长并采用喷管模型或节流阀模型时,转子出口处径向分布是在求解迭代过程中自主建立的,这种方法能够更为精确地模拟转子出口流场的实际流动。

4)采用节流阀模型可以分析压气机失速起始与失速区发展时转子通道流场的非定常变化特征。在低速轴流压气机全通道非定常计算中可以发现,失速起始时,转子通道叶顶间隙处出现2处回流区,随着时间推进,回流区面积不断扩大,在一定转数后回流区尺度保持稳定。根据叶尖通道内轴向与径向各位置处各监测点的测量结果,可以认定该低速轴流压气机转子的流动失稳是由于转子叶顶间隙处局部

流场失衡而引发。在跨声速压气机的计算中同样发现叶尖区域流动失稳在转子失速起始与发展过程中起到了关键的作用。

本文提出的2种出口边界模型计算方法可推广到压气机单通道、多通道以及全通道的各类算例中。

参考文献(References):

- [1] BRUNA Dario, TUNER Mark, Isothermal Boundary Condition at Casing Applied to the Rotor37 Transonic Axial Flow Compressor[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2013, 135: 1-4.
- [2] DUNHAM J. CFD Validation for Propulsion System Components[R].AGARD-AR-355, 1998.
- [3] ARIMA, A Numerical Investigation of Transonic Axial Compressor Rotor Flow Using a Low Reynolds Number $k-\epsilon$ Turbulence Model[R]. ASME GT-97-82,1997.
- [4] HAH C, LOELLBACH J. Development of Hub Corner Stall and Its Influence on the Performance of Axial Compressor Blade Rows [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1999, 121: 67-77.
- [5] HAH C. Large Eddy Simulation of Transonic Flow Field in NASA Rotor 37 [R]. NASA-TM-215627, 2009.
- [6] RODRICK V. CHIMA, LIOU MengSing. Comparison of the AUSM⁺ and H-CUSP Schemes for Turbomachinery Applications[C]//16 th Computation Fluid Dynamics Conference and the 33 rd Fluid Dynamics Conference and Exhibit. Orlando, Florida, June 23-26, 2003.
- [7] RODRICK V. CHIMA, SWIFT Code Assessment for Two Similar Transonic Compressors[J]. NASA TM-215520, 2009.
- [8] ALI A. NASA Rotor 37 CFD code validation Glenn-HT Code[C]//47 th Aerospace Sciences Meeting, Orlando, Florida,2009.
- [9] 宁方飞,徐力平. 叶根间隙泄漏流对跨声压气机转子性能的影响[J]. 推进技术,2004,25(4):325-342. NING Fangfei, XU Liping. Numerical Investigation of the Effect of Hub Leakage Flow on Transonic Compressor Rotor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2004, 25(4): 325-342.(in Chinese)
- [10] 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)
- [11] 陈美宁,朴英,王大磊. 总压进气畸变对压气机转子气动影响的数值模拟[J]. 航空动力学报,2009, 24(8): 1792-1798. CHEN Meining, PIAO Ying, WANG Dalei. Numerical Simulation of the Effect of Total Pressure Inlet Distortion on a Compressor Rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(8):1792-1798.(in Chinese)
- [12] 胡书珍,张燕峰,卢新根,等. 跨声速轴流压气机间隙泄漏流触发旋转失速[J]. 推进技术,2010, 31(1): 47-51. HU Shuzhen, ZHANG Yanfeng, LU Xin-gen, et al. Tip Leakage Flow Trigger Rotating Stall in a Transonic Axial-flow Compressor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2010, 31(1): 47-51.(in Chinese)
- [13] 吴艳辉,王晓,粮仿玉,等. 单级轴流压气机失速起始的数值模拟[J].航空动力学报,2014, 29(1): 125-132. WU Yanhui, WANG Xiao, LANG Fangyu, et al. Numerical Simulation of Stall Inception in Single-Stage Axial-Flow Compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(1): 125-132.(in Chinese)
- [14] 付磊,袁巍,宋西镇,等. 跨声速压气机转子叶尖流场旋转不稳定现象的数值研究[J]. 航空动力学报, 2014, 29(5):1145-1153. FU Lei, YUAN Wei, SONG Xizhen, et al. Numerical Investigation on Rotating Instability Phenomenon in Tip Flow Field of Transonic Compressor Rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(5): 1145-1153.(in Chinese)
- [15] LONNIE Reid, ROYCE D Moore. Performance of Single Stage Axial-Flow Transonic Compressor with Rotor and Stator Aspect Ratios of 1.19 and 1.26, Respectively, and with Design Pressure Ratio of 1.82 [R].NASA T P-1338,1978.
- [16] 宗豪华,李军,周游天,等. 低速轴流压气机三维流场测量与失速特性分析[J]. 空军工程大学学报:自然科学版,2014, 15(5): 11-15. ZONG Haohua, LI Jun, ZHOU Youtian, et al. Three-dimensional Flow Field Measurement and Stall Characteristic of Low-Speed Axial Compressor[J]. Journal of Air Force Engineering University: Natural Science Edition,2014,15(5): 11-15.(in Chinese)
- [17] SUDER, KENNETH. Experimental Investigation of the Flow Field in a transonic, an Axial Flow Compressor with Respect to the Development of Blockage and Loss[J]. NASA TM-107310, 1996.

(编辑:徐敏)