

文章编号:1000-8055(2011)02-0297-07

涡轮风扇发动机紧凑压缩系统气动性能

阙晓斌, 侯安平, 周 盛

(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)

摘 要: 通过数值方法研究了由 2 级风扇、4 级高压压气机及外涵组成的紧凑压缩系统的气动性能。探讨了双涵双轴压缩系统气动性能的评估方法及数值计算中相应的边界给定方法。通过对紧凑压缩系统的一体化数值模拟, 分别获取了风扇及高压压气机的设计转速特性, 并与设计值进行了对比, 结果表明流量、压比、效率都达到了设计要求, 而风扇失速裕度仅为 7.8%, 低于设计指标。对节流过程中流动分析表明, 内涵节流时, 压缩系统的失稳起始于高压压气机出口级; 外涵节流时, 风扇进口级叶尖泄露涡在通道激波作用下发生破裂, 导致较大范围的堵塞, 是压缩系统失稳的主要原因。

关 键 词: 涡轮风扇发动机; 风扇/压气机; 紧凑压缩系统; 双涵; 分流环

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Aerodynamic performance investigation of a compact compression system for turbofan engine

QUE Xiao-bin, HOU An-ping, ZHOU Sheng

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100191, China)

Abstract: The performance of a compact compression system with fan-bypass-core compressor configuration was investigated numerically in this paper. The throttling methodology for accessing performance of fan-bypass-core compression system and its implementation during the numerical simulation was discussed. The calculated design speed performance of fan and high pressure compressor (HPC) shows that the design targets are achieved for mass flow, total pressure ratio and efficiency, while the stall margin of fan is only 7.8%, lower than the required value. Analysis of the flow field evolution shows that, during core nozzle throttling, the system instability is initiated in the exit stage of HPC; during bypass nozzle throttling, however, the large extent blockage, which is caused by the interaction of rotor tip vortex and passage shock, may contribute to the instability of the compression system.

Key words: turbofan engine; fan/compressor; compact compression system;
fan bypass; splitter

现代航空发动机要求的推质比越来越高, 使风扇/压气机级压比增大的同时, 压缩系统各部件

之间的间距也不断缩小, 综合体现为压缩系统的结构紧凑性逐步提高。压缩系统紧凑性的提高, 必

收稿日期: 2010-01-06; 修订日期: 2010-06-30

基金项目: 国家自然科学基金(60934001)

作者简介: 阙晓斌(1981—), 男, 福建上杭人, 博士生, 主要从事压气机气动力学及气动设计的研究。

然增强部件之间气动干涉,分流环对风扇性能的影响及风扇、高压压气机之间的匹配也将变得越来越重要.在设计阶段计入压缩系统部件之间的相互影响,准确预估整体压缩系统的设计与非设计状态性能具有重要意义.

早期对双涵压缩系统性能的预测,只能通过简单的模型来实现^[1],其不足之处在于需要大量的经验,并且无法捕捉关键的流场细节.随着数值模拟技术的发展,Dawes^[2]首先将三维 Navier-Stokes(N-S)计算用于包含单级风扇转子、分流环及内涵静子的双涵压缩系统的模拟,表明分流环的压力场对上游产生显著的影响. Sayma^[3]采用 Vahdati 等^[4]提出的边界处理方式对涡扇发动机低压压缩系统进行了数值模拟,通过改变内、外涵涵出口的面积来模拟低压压缩系统的节流过程,由于能够提供更为自然的边界条件,对稳定边界的预测与实验值更为接近.近年来, Tuner 等^[5-7]开展了对 GE90 海平面起飞状态下整机主流路的数值模拟,其重点在于研究高压压气机与燃烧室及燃烧室与高低压涡轮之间的耦合影响,而压缩系统采用“弱耦合”的解算方式,对风扇、增压级及高压压气机分别孤立求解,部件之间的影响仅通过进出口边界条件来体现.在国内,李晓娟^[8-9]对风扇/增压级进行了联合数值模拟,并将不同转速下的计算特性与实验结果进行了对比,结果表明,数值计算对于设计点的预测较为准确,对非设计点尤其近失速点的预测偏差较大.赵永辉^[10]对一涡扇发动机风扇及增压级进行了数值模拟,文中还对近失速点的流场进行了分析,定位了内外涵节流时首先失稳的叶排.

本文目的在于通过对由2级风扇、外涵及4级高压压气机组成的紧凑压缩系统的数值模拟,分析其设计转速气动性能及内部流动规律,并为压缩系统的改进设计提供参考.

1 物理模型及数值模拟方法

1.1 紧凑压缩系统简介

本文研究对象为自行设计的小涵道比涡扇轴流压缩系统,包含2级风扇及4级高压压气机,其负荷高,结构紧凑.设计中采用了文献[11]所介绍的时间推进通流方法,并且引入了能有效指导压气机设计的涡动力学诊断技术^[12-13],其中风扇的详细设计见文献[13].图1所示为压缩系统的整体结构.

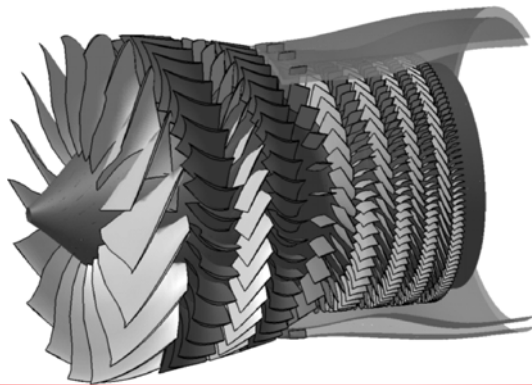


图1 压缩系统结构图

Fig. 1 Sketch of compression system

1.2 数值方法

本文数值计算采用 FINE/TURBO 的 Euranus 求解器.基本控制方程为雷诺平均的三维 N-S 方程,湍流模型选取 Spalart-Allmaras 模型.工质假定为理想气体.空间离散差分格式采用具有二阶精度的 Upwind 格式,时间推进采用 4 阶 Runge-Kutta 法.边界条件的处理方法为:进口边界给定总温、总压、气流的绝对切向和径向气流角的分布;出口边界上按径向平衡给定静压.

计算网格使用前处理模块 AutoGrid 5 生成,控制靠近壁面的网格加密,保证叶片壁面和端壁第一层网格满足 $y^+ < 5$.在分流环处的网格采用了 C 型网格单独处理.网格节点总数为 260 万,图2所示为计算域网格拓扑结构.

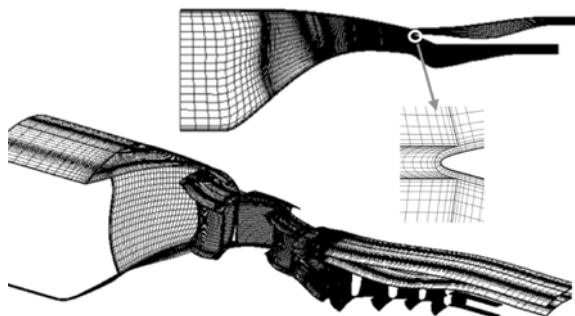


图2 计算域网格

Fig. 2 Computational grid

由于计算网格数较大,采用了并行计算方式.计算在北京航空航天大学曙光 TC2600 集群上完成,该集群足以满足千万量级网格的计算.

2 双涵双轴压缩系统特性评估方法

2.1 双涵双轴压缩系统的运行规律

由于风扇与高压压气机工作于不同的转速,

并且存在内、外涵两个相对独立的节流系统,双涵双轴压缩系统的运行方式较为复杂. 其特性评估必须与涡扇发动机中压缩系统的运行规律相关联.

涡扇发动机各部件受共同工作条件的限制,在特定的控制规律下,风扇、高压压气机稳态运行时工作点都是沿着各自特定的共同工作线移动. 然而,由于风扇与高压压气机之间的流路相互关联,高压转子与低压转子的工作点之间存在对应关系,而不是独立变化的. 对于典型的小涵道比涡扇发动机,风扇换算转速(按风扇进口总温折合)与高压换算转速(按高压进口总温折合)之间保持近似线性关系. 但高低压相对换算转速的比值并非常数,慢车状态风扇转速较低,两者差异大,中间状态则较为接近. 另外,当转速改变时,涵道比也将相应地变化,通常在低转速下,高压压气机通流能力减小,使风扇出口内涵出口气流部分进入外涵,涵道比增大.

在稳态情况下,压气机的工作点都是沿着共同工作线变化,只有在过渡态(如加速、减速)或在不稳定扰动作用下(如进口畸变、燃烧室不稳定工作、加力燃烧室开启等),压气机工作点才偏离共同工作线. 例如,在发动机加速过程中,高压压气机的共同工作线将明显上移,靠近失速边界,而风扇共同工作线则向远离失速边界的方向移动^[14].

2.2 特性获取方法

根据整机环境下风扇压气机的运行规律,客观地评价压缩系统性能,是压缩系统一体化数值模拟面临的一个重要问题.

目前,对风扇-分流环或风扇-外涵-增压级等双涵单轴结构的特性评估方法较为成熟. 风扇实验中常用的获取特性的方式:固定风扇于恒定转速,交互调节内、外涵反压,使风扇工作于设计工作点,一旦设计工作点确定,固定内涵反压,单独调节外涵反压,得到等转速线特性线^[1,3]. 然而,按照这种外涵节流方式获取的风扇特性,在同一等转速线上涵道比是变化的,是否需保证等转速线上各点的涵道比不变呢? 文献^[15]研究了涵道比对风扇特性的影响,结果表明,当分流环与风扇出口静子之间距离较远时,在同一转速下,涵道比变化并不影响风扇的特性. 因此,将内涵固定于工作点反压,单独调节外涵反压获取风扇特性的方法是可行的.

双涵双轴压缩系统的性能评估更为复杂. 根据上文对风扇、压气机运行规律的分析,在压缩系

统的一体化数值模拟时,必须保证风扇与高压压气机的转速比符合由共同工作条件确定的高低压转速关系. 在此基础上,风扇性能仍可以采用与风扇-分流环结构相同的方法获取,但需要指出的是,风扇工况的变化将导致高压压气机进口条件变化,此时需对高压压气机的物理转速稍作调整,以保证风扇与高压压气机仍满足给定的转速关系. 与此类似,获取高压压气机性能时,可将外涵反压固定于工作点,单独内涵反压进行调节,同样,需保证高压压气机工作于固定的换算转速.

2.3 特性评估在数值模拟中的实现

在数值计算中获取双涵双轴压缩系统等转速特性的步骤如下:

1) 确定风扇转速,根据共同工作点参数估算内外涵出口的初始压力值及高压压气机的物理转速,通过数值模拟获得风扇、高压压气机的压比及高压压气机的换算转速;

2) 在步骤1)的基础上,根据计算结果与共同工作点参数之间的偏差,调整内、外涵出口的压力及高压压气机的物理转速,重新计算风扇、高压压气机的压比及高压压气机的换算转速;

3) 迭代步骤1)及步骤2),以获得足够的数值. 近似地假设风扇压比、高压压比和换算转速分别与内、外涵道的压力及高压压气机的物理转速保持线性关系,则可以列出如下方程:

$$\begin{cases} \pi_f = a_0 + a_1 p_{\text{bypass}} + a_2 p_{\text{core}} + a_3 n_h \\ \pi_h = b_0 + b_1 p_{\text{bypass}} + b_2 p_{\text{core}} + b_3 n_h \\ n_{\text{hcor}} = c_0 + c_1 p_{\text{bypass}} + c_2 p_{\text{core}} + c_3 n_h \end{cases} \quad (1)$$

通过最小二乘法即可求解出上述方程组的系数 $a_i, b_i, c_i (i=0,1,2,3)$. 根据共同工作点参数即可求出共同工作点所对应的内、外涵反压 $p_{\text{bypass,d}}$ 和 $p_{\text{core,d}}$ 及相应的高压压气机物理转速 n_h .

在高转速下,由于高压压气机的铅垂特性,内涵压力的变化对风扇的性能影响很小,工作点内、外涵反压及高压压气机物理转速的确定可简化. 首先固定内涵于较低的压力,使高压压气机处于堵塞状态,这样,风扇压比及高压压气机的换算转速只与外涵压力及高压压气机的物理转速相关,则有

$$\begin{cases} \pi_f = a_0 + a_1 p_{\text{bypass}} + a_2 n_h \\ n_{\text{hcor}} = b_0 + b_1 p_{\text{bypass}} + b_2 n_h \end{cases} \quad (2)$$

采用类似的方法可以求出工作点的外涵压力及高压压气机物理转速. 这样,定位共同工作点所需的计算量就可大为减少.

4) 按步骤3)所求结果给定内、外涵反压及高压压气机物理转速,即可定位共同工作点参数,当然可能还需要稍微的调整;

5) 在步骤4)基础上,固定内涵反压及高压压气机换算转速,改变外涵反压,获取风扇等转速特性线;

6) 在步骤4)基础上,固定外涵反压,调节内涵反压及高压压气机物理转速,获取高压压气机等转速特性线;

通过上述步骤,就可以获得压缩系统的共同工作点及风扇、高压压气机的特性线。

由于在确定共同工作点时所需算例数较多,为了减少计算量,样本算例可以在粗网格结果上获取,从而快速粗略地确定共同工作点对应的内外涵反压及高压压气机物理转速,然后在细网格计算基础上微调即可。

3 设计转速计算结果及讨论

由于压缩系统以外的部件工作特性未确定,故共同工作条件下高低压的转速比关系是未知

的。而在设计转速下,高低压转子相对换算转速较为接近,因此,在本文研究中,取风扇与高压压气机的相对换算转速之比为1.0。

3.1 压气机特性分析

根据上节所给定的方法,得到的风扇设计转速特性线如图3所示(星点表示设计点,图中数据以设计压比、效率及堵塞点流量为基准,进行了无量纲处理)。从图中可以看出,风扇的压比及效率都达到了设计要求,而失速裕度仅为7.8%,与设计要求相差较大。

图4为高压压气机的设计转速特性线,在设计点,压比及效率都达到了设计值。虽然高压压气机特性线较风扇更为陡峭,但由于其设计点位于堵塞流量点,失速裕度为17.1%,处于军用发动机所要求的15%~25%之间。内涵节流时,高压压气机逐渐退出堵塞工况,在高压压气机退出堵塞工况前风扇始终处于同一工作状态,只有当高压压气机退出堵塞工况时,风扇的工作点才发生变化,往小流量点左移。

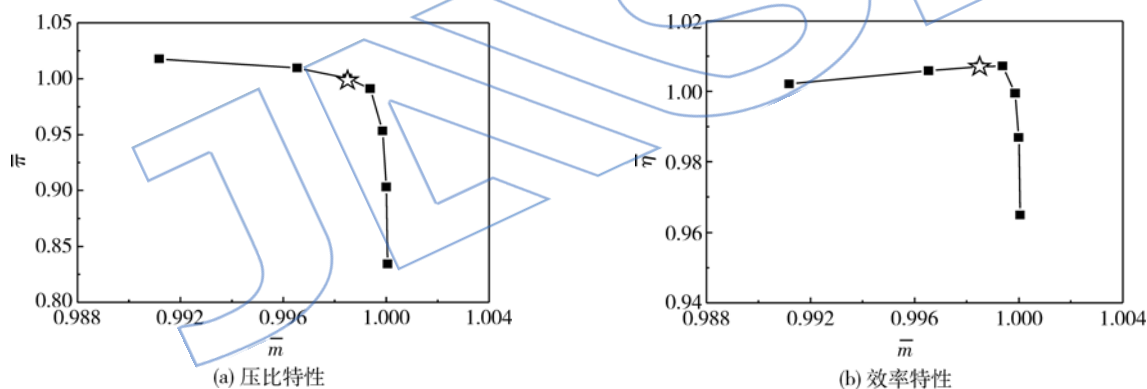


图3 风扇设计转速特性线

Fig. 3 Fan design speed characteristics

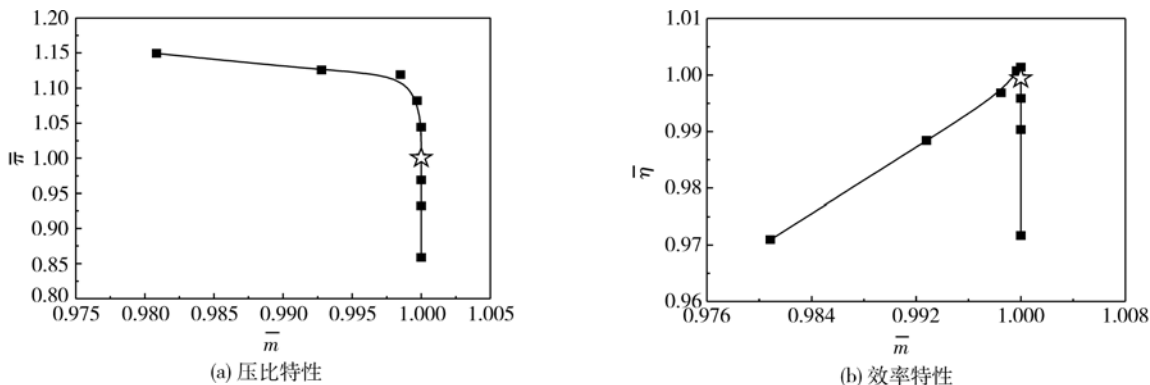


图4 高压压气机设计转速特性线

Fig. 4 High pressure compressor design speed characteristics

3.2 涵道比变化及其对风扇特性的影响

图5为设计转速下,高压压气机出口反压固定于工作点,对外涵节流时,涵道比的变化.从图中可以看出,涵道比随着外涵反压的增大而逐渐减小.在低反压下,风扇处于堵塞状态,总流量保持不变,但内外涵的流量却发生了重新调整:高压流量增加,外涵流量相应地减小.由于本文所研究的压缩系统为了提高紧凑性,风扇出口与分流环之间的距离比较近,从图8中可以看出,外涵节流时,叶尖风扇出口静子的流线产生了局部弯曲.

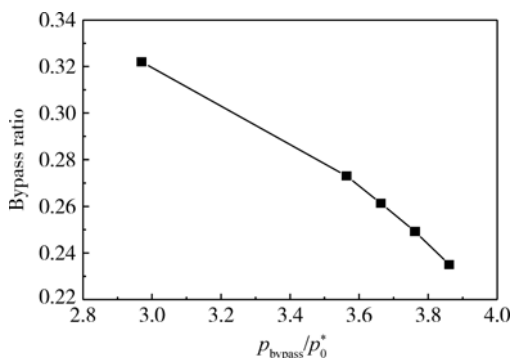


图5 涵道比随外涵反压的变化

Fig. 5 Variation of bypass ratio with bypass duct back pressure

内涵节流时,涵道比的变化相对简单.当内涵反压较小时,涵道比保持不变,高压压气机退出堵塞状态后,涵道比随内涵反压增加而逐渐增大.图6显示了内涵节流过程中风扇出口静压的径向分布.从堵塞点至设计点,风扇出口反压并未发生变化,说明高压压气机在铅垂特性下,内涵的反压变化无法传递至高压压气机进口,因此,对高压压气机上游的风扇流动不造成影响.进一步增大内涵反压时,高压压气机工作点往失速边界靠近,此时风扇出口根区的反压开始增大,而尖区的反压仍然变化不大.

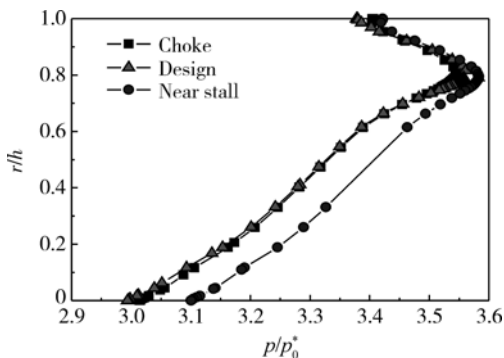


图6 风扇出口静压随内涵反压的变化

Fig. 6 Static pressure profile at fan outlet during the core duct throttling

由于本文的紧凑压缩系统风扇与分流环之间的距离较近,为了考察在分流环与风扇之间存在耦合的情况下涵道比对风扇特性的影响,单独对包含风扇-分流环进行了设计转速的特性评估.将内涵固定于两种不同的反压,得到了两条特性线(见图7).在特性线的相同流量点,由于内外涵反压的分配不相同,涵道比也不一样,但从图中可以看出,两条特性线基本是重合,表明涵道比对风扇特性的影响很小,这与文献[14]的结论相一致.而从不同涵道比时流线的变化,可分析其中的原因.图8为涵道比变化时,分流线的变化情况(其中A,B,C分别为设计涵道比、小于设计涵道比及大于设计涵道比时的分流线).从图中可以看出,当涵道比变化时,紧邻分流环前缘点的局部流线弯曲较为明显,表明流量的径向重新分配在紧邻分流环前缘点处完成,流线的弯曲对出口级静子有局部的影响,而对更为上游的风扇部件影响很小.

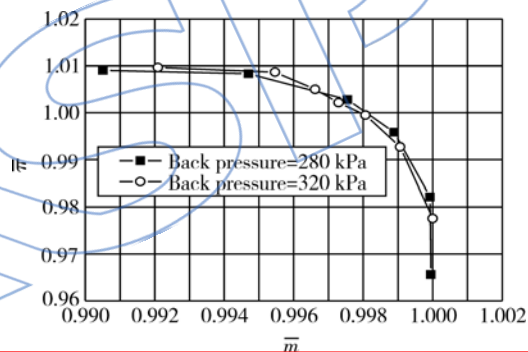


图7 内涵反压不同时风扇设计转速特性
(单独计算风扇)

Fig. 7 Comparison of fan characteristics at design speed at different core duct back pressures
(only fan-splitter structure was simulated)

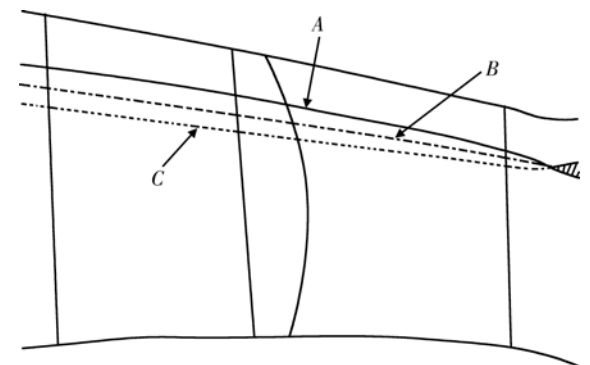


图8 外涵节流,分流线的变化示意图

Fig. 8 Variation of split streamline during bypass throttling

3.3 失速部件的判别

压缩系统中,系统的失速裕度取决于最先失速的叶排.上文的分析可知,对双涵双轴压缩系统,外涵节流时,风扇叶尖容易首先失稳.图9为设计转速下,外涵节流时,近失速点风扇各叶排吸力面的极限流线.可以看出,风扇第一级静叶 S_1 尾缘附近从30%~60%叶高位置出现了流动分离,这主要是由于静子采用了正弯的设计,负荷往静叶叶中转移,导致叶中负荷过大而产生流动分离.而对不同工况下极限流线的分析表明,在设计工况下该处流动分离就已经存在,并且分离程度与近失速工况下相当.故 S_1 的局部流动分离并非导致外涵节流时风扇失稳的主因.风扇出口级静子 S_2 吸力面存在明显的径向流动,但并未形成闭式分离.转子叶片表面也未发现大尺度的分离.从近失速工况下风扇 R_1 叶尖间隙区的流场(图10)可以看出,叶尖泄漏涡在通道激波后破裂,造成了严重的堵塞,这可能是外涵节流时风扇失速的主

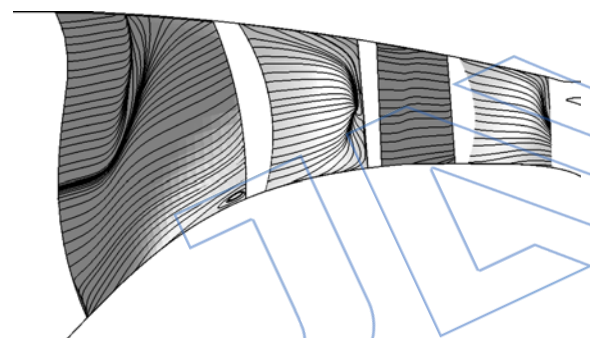


图9 近失速点风扇叶片吸力面极限流线

Fig. 9 Limiting streamlines on suction surface at near stall

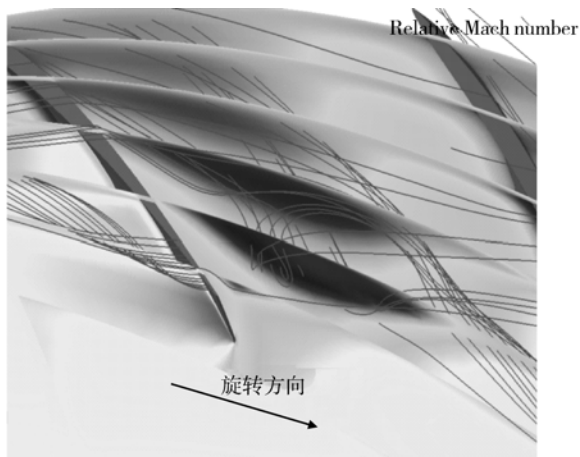


图10 近失速工况风扇 R_1 叶尖流场

Fig. 10 Flow field of R_1 tip at near stall

要原因.而众多的研究(如 Adamczyk 等^[16])表明,叶尖泄漏涡与激波相互作用导致泄漏涡破裂,是跨声压气机失稳的关键因素.

在设计转速下,保持外涵反压不变,对内涵节流时,从理论上讲,风扇及高压压气机都有可能出现失速.从失速时风扇的各叶高马赫数分布来看,风扇并未出现较大尺度的分离,叶尖泄露流也未导致大范围的流动堵塞,高压压气机出口级静子则出现了较大尺度的分离.而进一步从设计状态至近失速点高压各叶排吸力面极限流线的变化(图11)可以看出,高压压气机出口静子首先出现开式分离,在近失速工况,分离范围大幅增加,并且分离形式也转化为局部闭式分离.静子叶尖的大尺度分离,对上游转子叶尖区域产生堵塞,使其叶尖泄漏涡前移,叶尖泄漏涡导致的堵塞也逐渐加大,在两者的相互诱导下,最终导致了高压压气机的失稳.

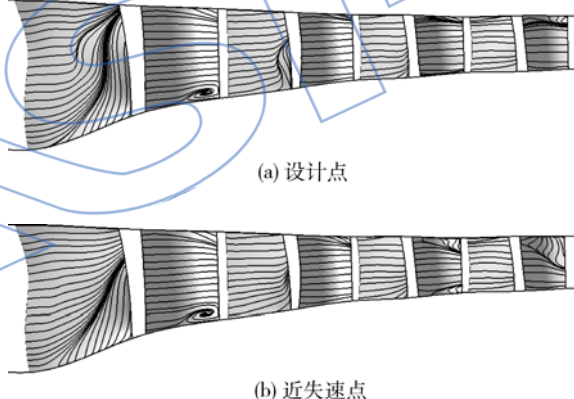


图11 高压压气机叶片吸力面的极限流线

Fig. 11 Limiting streamlines on suction surface of high pressure compressor blades

4 结 论

本文通过数值方法,研究了涡轮风扇发动机紧凑压缩系统的气动性能.结合不同工况的流场细节,对数值模拟中所反映的压缩系统失速裕度不足,尤其是风扇裕度较小的原因进行了深入的分析.本文工作的主要结论如下.

数值模拟中,双涵双轴压缩系统等转速特性的获取方法如下:首先,通过交替调节内外涵反压,使风扇、高压压气机处于设计状态;在此基础上,固定内涵反压,调节外涵反压,获取风扇等转速特性;固定外涵反压,调节内涵反压,获取高压压气机等转速特性.获取等转速特性时,还需同时

调整高压压气机的物理转速,以保证风扇与高压压气机的换算转速比不变。

内涵节流时,若内涵反压较小,则高压压气机处于堵塞状态,内涵反压的变化并不影响风扇内的流动;当继续增大内涵反压,高压压气机退出堵塞工况时,风扇出口根区的压力逐渐增大,而尖区的压力仍然变化不大。

对于本文所研究的紧凑压缩系统,内涵节流时,出口静子叶尖出现大尺度分离,静子分离使其上游转子叶尖泄漏涡前移,并导致堵塞增大,两者相互诱导导致了压缩系统的失稳;外涵节流时,风扇进口级叶尖泄漏涡在通道激波作用下发生破裂,导致较大范围的堵塞,是压缩系统失稳的主要原因。

紧凑压缩系统涵道比变化导致的分流线弯曲仅对风扇出口级静子有影响,对整体风扇性能的影响极为有限。

本文仅研究了紧凑压缩系统设计转速的性能,而在非设计转速及过渡状态下,高低压压气机的匹配是压缩系统性能评估的另一项重要内容,还需在后续工作中进一步深入地研究。

参考文献:

- [1] Hosny W M, Steenken W G. TF34 engine compression system computer study-simulation of flow stability[R]. NASA-CR-159889, 1979.
- [2] Dawes W N. Multi-blade row Navier-Stokes simulation of fan-bypass configurations[R]. ASME Paper 91-GT-148, 1991.
- [3] Sayma A I. Steady-flow analysis of low pressure compression system for turbofan engines[R]. ASME Paper 2007-GT-27625, 2007.
- [4] Vahdati M, Sayma A I, Freeman C, et al. On the use of atmospheric boundary conditions for axial-flow compressor stall simulations[J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(2): 349-351.
- [5] Turner M G. Full 3D analysis of the GE90 turbofan primary flowpath[R]. NASA/CR 2000-209951, 2000.
- [6] Turner M G, Ryder R, Norris A. High fidelity 3D turbofan engine simulation with emphasis on turbomachinery-combustor coupling[R]. AIAA 2002-3769, 2002.
- [7] Turner M G, Norris A, Veres J P. High fidelity 3D simulation of the GE90[R]. AIAA 2003-3996, 2003.
- [8] 李晓娟, 桂幸民. 风扇/增压级设计与非设计性能数值模拟[J]. 推进技术, 2005, 26(6): 522-525.
LI Xiaojuan, GUI Xingmin. Numerical simulation of fan/compressor design and off-design performance[J]. Journal of Propulsion Technology, 2005, 26(6): 522-525. (in Chinese)
- [9] 李晓娟, 桂新民. 风扇/增压级带间隙三维粘性流动数值模拟[J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 32(1): 4-7.
LI Xiaojuan, GUI Xingmin. Numerical simulation of three dimension viscous flow of fan/compressor with tip clearance[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006, 32(1): 4-7. (in Chinese)
- [10] 赵永辉. 涡扇发动机风扇及内外涵道匹配的数值分析[D]. 北京: 中国科学院, 2005.
ZHAO Yonghui. Numerical analysis on matching between internal and external bypass and fan of aero-engine[D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2005. (in Chinese)
- [11] WU Hong, LI Qishi, ZHOU Sheng. Optimization of highly loaded fan rotor based on throughflow model[R]. ASME Paper 2007-GT-27603, 2007.
- [12] YANG Yantao, WU Hong, LI Qishi, et al. Vorticity dynamics in axial compressor flow diagnosis and design[J]. Journal of Fluids Engineering, 2008, 130(4): 1-9.
- [13] 吴宏. 高负荷风扇/压气机流量动力学设计方法的应用研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2009.
WU Hong. Design method based on vorticity dynamics for highly loaded fan/compressor[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009. (in Chinese)
- [14] 陈玉春, 徐思远, 刘振德. 涡扇发动机加减速控制规律设计的功率提取法[J]. 航空动力学报, 2009, 24(4): 868-874.
CHEN Yuchun, XU Siyuan, LIU Zhende. Power extraction method for acceleration and deceleration control law design of turbofan engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(4): 868-874. (in Chinese)
- [15] Riegler C, Bauer M, Kurzke J. Some aspects of modeling compressor behavior in gas turbine performance calculations[R]. ASME GT2000-574, 2000.
- [16] Adamczyk J J, Greitzer E M. The role of tip clearance in high-speed fan stall[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(1): 28-38.