

文章编号: 1000-8055(2004) 04-0472-06

单级轴流压气机与发动机吊架干涉 的计算和优化研究

张永新, 陈懋章, 蒋浩康, 张 辉
(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

摘要: 采用数值模拟方法, 对单级低速轴流压气机与发动机吊架之间的干涉进行了计算分析。结果表明发动机吊架产生的扰动对转子通道内的流动具有较强的影响, 使得转子叶片承受较大的非定常力的作用。提出了在吊架前缘引气的方法, 可以消除吊架对转子的影响。

关键词: 航空、航天推进系统; 发动机吊架; 轴流压气机; 数值模拟; 非定常计算; Fluent
中图分类号: V 232. 7 **文献标识码:** A

Numerical Study and optimization of a Single Stage Compressor/ Pylon Interaction

ZHANG Yong-xin, CHEN Mao-zhang, JIANG Hao-kang, ZHANG Hui
(School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100083, China)

Abstract: Numerical simulations were carried out to investigate interaction between a single stage compressor and pylons. Analysis of results shows that the pylons cause large disturbance on flowfield in compressor, and that the disturbance imposes significant effects on the flow field of rotor, which brings the blades of rotor under large unsteady surface pressure. Flow near the pylon leading edges was drawn out, which almost completely shielded the influence of pylons on rotor.

Key words: aerospace propulsion system; pylon; axial flow compressor;
Numerical Simulations; unsteady calculation; Fluent

在现代涡扇发动机中, 承力结构以及一些附件系统部件如功率提取轴和滑油系统管路等需要经过发动机气流通道。通常, 将这些部件设计成通过流道中的长弦支板或者发动机吊架(Pylon); 或者, 有时候长弦支板本身就被设计成为承力结构。这些支板和吊架, 其尺寸较大, 会产生较大的扰动势场, 引起流动参数沿周向非均匀分布, 并且这种扰动会向上游传播, 对于上游的转子和出口导流叶片的流动会带来不利的影响, 这种影响包括会

增加转子和出口导流叶片的流动损失, 使转子叶片承受周期性的应力, 以及有可能导致失速裕度的降低和增加气动噪声等多方面的不利影响^[1~3]。在现代发动机设计中, 出于减小发动机尺寸和重量的考虑, 往往需要将动静叶之间或者出口导流叶片和发动机吊架之间的轴向距离缩小, 这使得支板和吊架对于流场的影响愈发突出。

目前在对支板和吊架的研究中, 由于受到实验技术条件的限制, 实验测试主要是针对实验台

收稿日期: 2003- 07- 28; 修订日期: 2003- 10- 18

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50236020); 国防科技重点实验室基金资助项目

作者简介: 张永新(1972-), 男, 福建福州人, 北京航空航天大学能源与动力工程学院博士生, 主要从事叶轮机气动热力计算研究。

马赫数较低情况下进行的^[3]; 在真实发动机高马赫数条件下, 主要的实验测试工作是围绕着噪声测试开展的^[4]。计算是研究中的重要手段, 当前主要的计算方法包括求解势流方程的方法^[5,6]和激盘法^[7], 而较少采用数值模拟方法来求解。本文通过数值模拟方法, 研究了两种不同型式的发动机吊架与压气机流场之间的干涉问题。通过与实验比较表明非定常计算可以较好地反映吊架对流场的影响。

在尽可能缩短下游结构与静子之间的距离前提下, 找到合理的优化方案成为许多研究者的研究目标。目前, 优化方案主要包括两种: 重新设计静子叶型^[8,9]和调整静子安装角^[10]。改变叶型弯角的方法的优点是可以使得叶片前缘和后缘的角度都能够与流场相匹配, 能够较好地降低扰动, 但是其缺点在于需要针对不同的支板或吊架重新设计和制造每个静叶, 这就使得设计/再设计过程以及制造成本大大增加; 而一般认为调整叶片安装角的方法, 虽然从理论上来说其效果可能不如改变叶型弯角的方法理想, 但是其优点在于只需要制造一种叶型, 大大节约了成本^[9]。本文提出在吊架前缘引气的方法, 本文计算结果显示该方法可以消除吊架所产生的势干扰对转子流动的影响。

1 数值模拟

1.1 算例

算例为单级轴流低速压气机, 由一级进口导流叶片排(IGV)、转子和出口导流叶片排(OGV), 其叶片数分别为 36、16 和 20, 压气机进口轴向马赫数为 0.106, 进口雷诺数为 2.448×10^5 (特征长度为压气机进口导流叶片弦长)。研究的吊架型式

有两种, 即分离式吊架和一体化式吊架(如图 1 所示), 其中一体化式吊架在分离式吊架基础上修改前缘形状, 并拆除一片出口导流叶片, 与出口导流叶片排组合在一起的, 其前缘与出口导流叶片前缘齐平。

1.2 数值模拟中的问题

O'Brien 等的研究表明, 产生的扰动在周向的周期性增加时, 扰动会降低, 这就意味着数值计算中必须在周向将整个流动考虑进来^[1]。Parry 的研究表明, 转子具有后效应(Back effect), 可以减轻静子对扰动的放大, 并且有助于减少静子的叶型损失^[2]。这表明在考虑下游吊架引起的扰动传播过程时, 必须综合考虑整个压缩系统的影响。本文计算中将进口导流叶片排、转子和出口静子的所有叶片, 以及吊架包括进来。

1.3 数值模拟方法

本文所采用的数值软件为 Fluent 5, 网格用 Gambit 生成, 网格节点数为 31.08 万, 网格在形式上采用了分块结构网格, 在叶片和吊架壁面采用了 O 型网格。数值模拟计算了二维流场, 模拟的流面为压气机 50% 叶高的流面。本文采用非定常方法求解, 计算方法采用了基于 SIMPLE 的非耦合隐式算法, 二阶空间差分, 湍流模型为 S-A 模型, 进口给定总压和总温, 出口给定压力边界条件。由于吊架的影响达到整个周向尺度, 转静子网格之间数据传递不能采用掺混面模型, 而是采用了基于悬挂节点方法(Hanging node)的移动网格模型。非定常计算的初场采用定常计算收敛解得到, 定常计算收敛准则为流量的相对残差低于 1.0×10^{-4} , 并且要求进出口流量达到稳定平衡。非

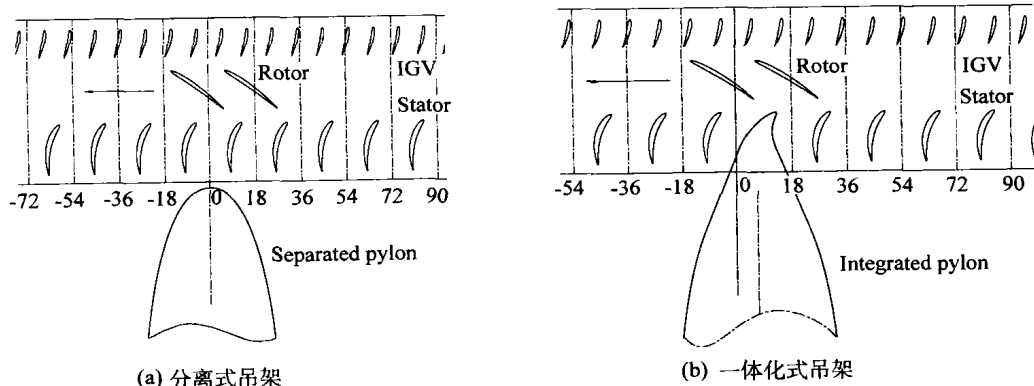


图 1 两种不同形式的吊架示意图

Fig. 1 Two types of pylons

定常计算为二阶时间差分,取 1000 个时间步为一个计算周期(即转子扫过整个周向长度的),通过监测进口流量以及流场内给定点压力变化的周期性,当第 5 个计算周期的监测点压力和进口流量变化周期性(包括变化幅度和相位)与第 4 个计算周期的差别小于 1% 时,判断非定常解达到收敛。为了比较,本文还在转子/出口导流叶片排网格界面采用掺混面模型进行了定常计算。

2 计算结果和讨论

为了比较不同算法,图 2 给出了分离式吊架定常计算和非定常计算转子进口轴向速度系数 $C_a = \frac{C_a}{u_t}$ 和压力系数 $\bar{p}_s = \frac{p_s - p_0}{(1/2)\rho u_t^2}$ 分布(C_a 和 u_t 分别为轴向速度和转子叶尖切线速度, p_s 和 p_0 分

别为静压和进口总压),其中非定常计算结果采用了一个计算周期内的参数进行时间平均。由图中可见,在转子进口,仍然存在较大的扰动;非定常计算平均解与实验结果吻合较好,采用掺混面模型定常计算将吊架产生扰动完全抹平,而基于悬挂节点方法移动网格模型所进行的定常计算(Frozen rotor 模型),其计算结果与转子的周向位置有关,在本文计算中转子进口得到的吊架扰动要比实验的要大。图 2 表明非定常计算能够较好地反映吊架产生的扰动。

图 3 为采用分离式吊架时转子出口轴向速度系数 C_a 和压力系数 $\bar{p}_s$ 分布。非定常计算结果与实验吻合较好。图中显示在吊架附近存在一个轴向速度较低的流动区域,此外吊架产生较大的压

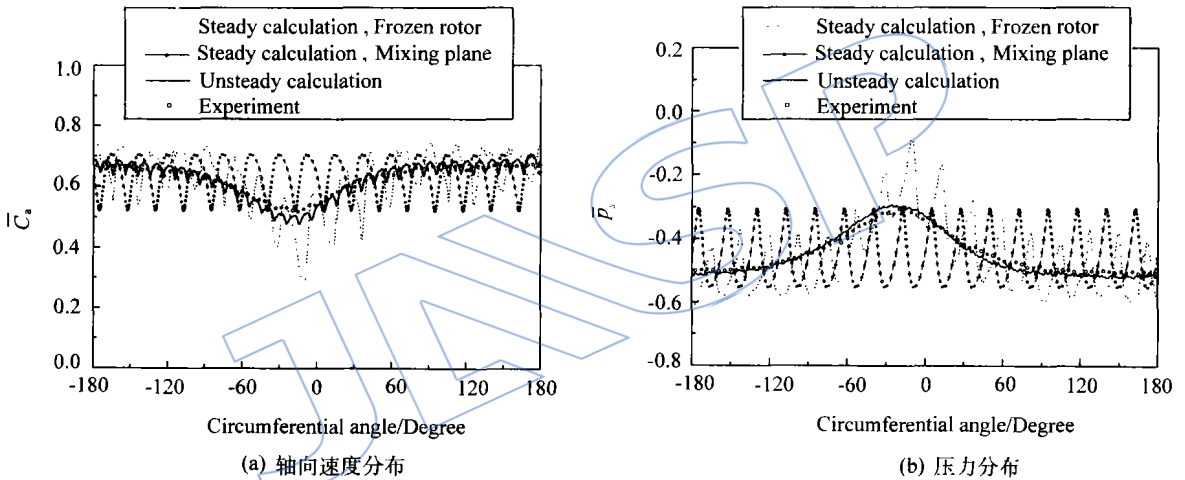


图 2 转子进口参数沿周向分布(分离式吊架)

Fig. 2 Circumferential distributions of parameters at inlet of rotor (Separated case)

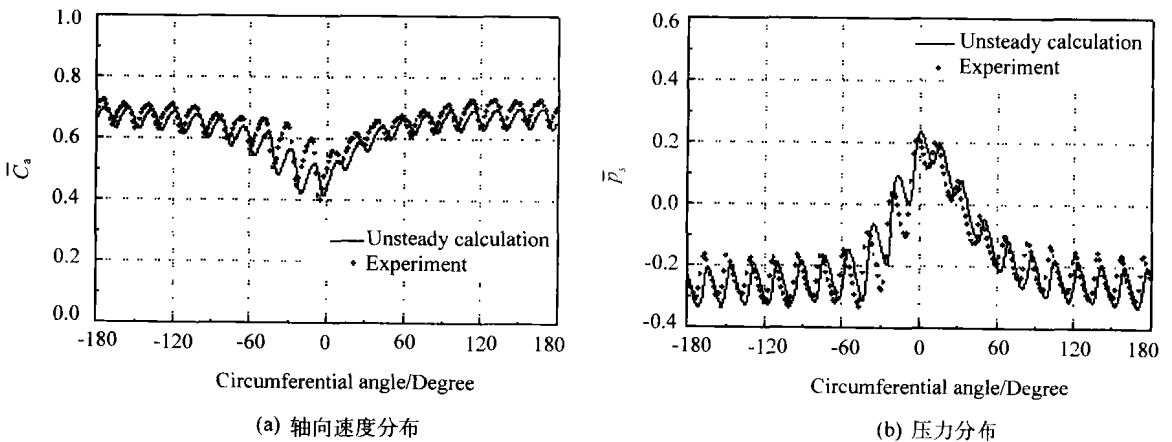


图 3 转子出口参数沿周向分布(分离式吊架)

Fig. 3 Circumferential distributions of parameters at exit of rotor (Separated case)

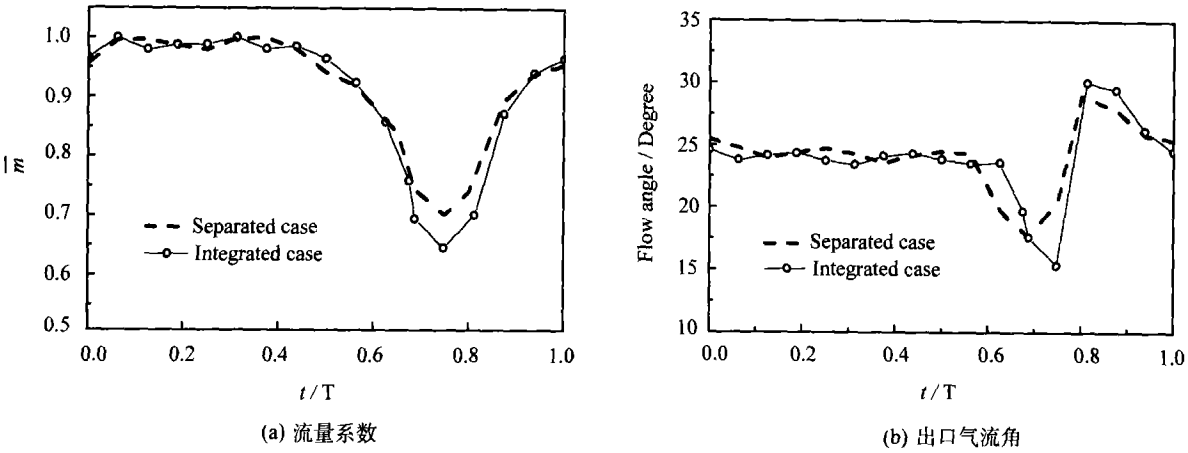


图 4 转子叶片通道流量和气流角随时间变化
Fig. 4 Mass flow rate and flow angle of rotor passage with respect to time

力势干扰。这种干扰对转子内的流动以及叶片受力具有很大的影响,如图 4 所示。

图 4 给出了转子通道流量系数 $\bar{m}$ 和流量平

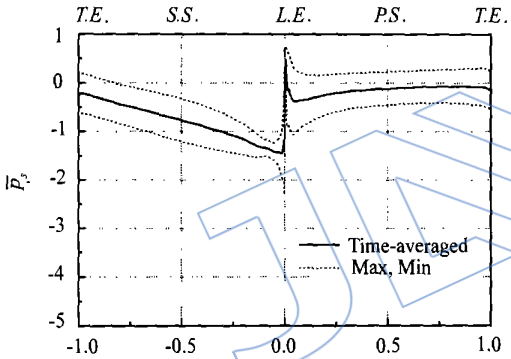


图 5 转子叶片表面压力(分离式吊架)
Fig. 5 Pressure on rotor blades (Separated case)

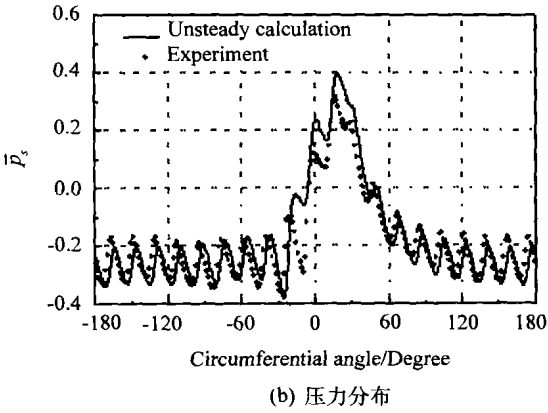
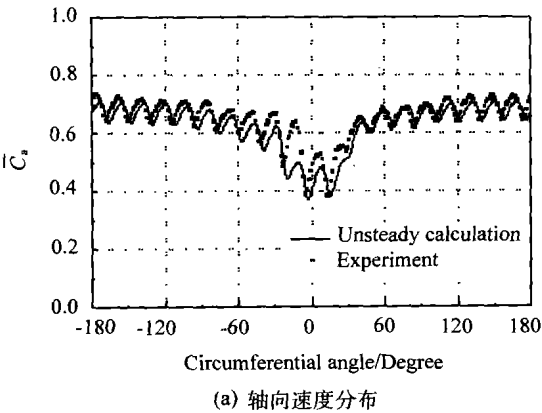


图 6 转子出口参数沿周向分布(一体化式吊架)
Fig. 6 Circumferential distributions of parameters at exit of rotor (Integrated case)

均的气流角在一个周期内的变化($\bar{m} = \dot{m} / \dot{m}_{\max}$, $\dot{m}$ 和 $\dot{m}_{\max}$ 为转子通道的流量及最大流量)。图中显示,当转子通道经过分离式吊架附近时,分离式吊架引起转子通道内的流量变化可以达到 30%,而一体化式吊架引起的流量变化达到 37%。由图还可见,吊架引起了转子通道出口的气流角产生较大的变化,对于分离式吊架,气流角变化幅值可以达到 12°;而一体化式吊架情况,气流角变化幅值达到 15°。图 5 显示了转子叶片表面的时均压力以及表面压力变化范围。由图可见转子叶片的整个压力面和吸力面都存在较大的压力变化。

图 6 给出了一体化式吊架情况转子出口轴向速度系数 $\bar{C}_a$ 和压力系数 $\bar{p}_s$ 分布。非定常计算得到的压力扰动比实验的稍大,但差别较小。图中显示一体化式吊架同样产生较大的压力势干扰,导致低速流动区域。比较图 6 和图 3 可知,一体化式

吊架情况所引起的势干扰程度比分离式吊架情况的要大。原因在于,虽然一体化吊架的前缘经过调整,但其仍然具有与分离式吊架相当的(周向)尺寸,两者所产生的势干扰的量级相当;然而,由于一体化式吊架位置比分离式吊架要更靠上游,因此,在出口导流叶片排上游相应位置处,一体化式吊架情况所引起的扰动衰减距离比分离式情况要短,因而相应地扰动要大。

3 优化方法

发动机吊架的存在在其前缘附近造成低速流动区域,甚至会引起堵塞,通过在吊架前缘附近引气可以改善其流动状况。本文在图 7 中所示吊架前缘位置附近开孔引气,通过调整压力,可以调节各个孔的引气量,图中引气孔位置不是优化设计的结果。研究手段采用数值模拟方法。如上所述,

非定常数值模拟可以较好地反映吊架所产生的扰动传播情况,但是非定常数值模拟的计算量较大,不适合于作为优化设计手段,为了减少计算量,本文的优化研究中只考虑了出口导流叶片排和吊架,计算方法采用定常计算,进口给定来流速度方向与出口导流叶片中弧线前缘切线方向一致,引气孔处给定压力出口边界条件。

在通过对引气孔流量进行调节,可以不同程度降低吊架向上游传播的扰动。图 8 和图 9 分别给出了分离式吊架和一体化式吊架情况,引气得到的较佳结果与未引气结果的对比,其中引气得到的较佳结果,通过对各个引气孔压力进行多次调节得到的,而不是最优的引气分配方案。图中显示在相应于转子出口的轴向位置处,吊架引起的高速流动和压力扰动基本上完全消除,这意味着吊架对转子的影响可以消除,降低转子内的流动

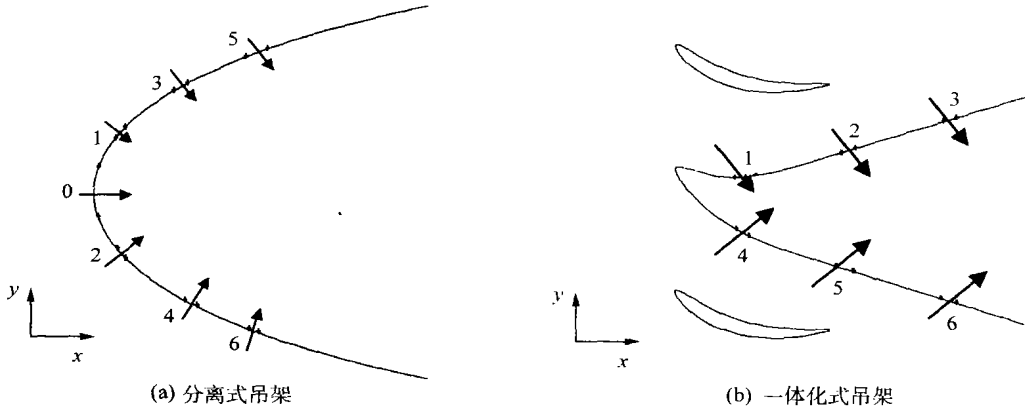


图 7 吊架前缘开孔引气位置示意图

Fig.7 Flow discharge at leading edge of pylons

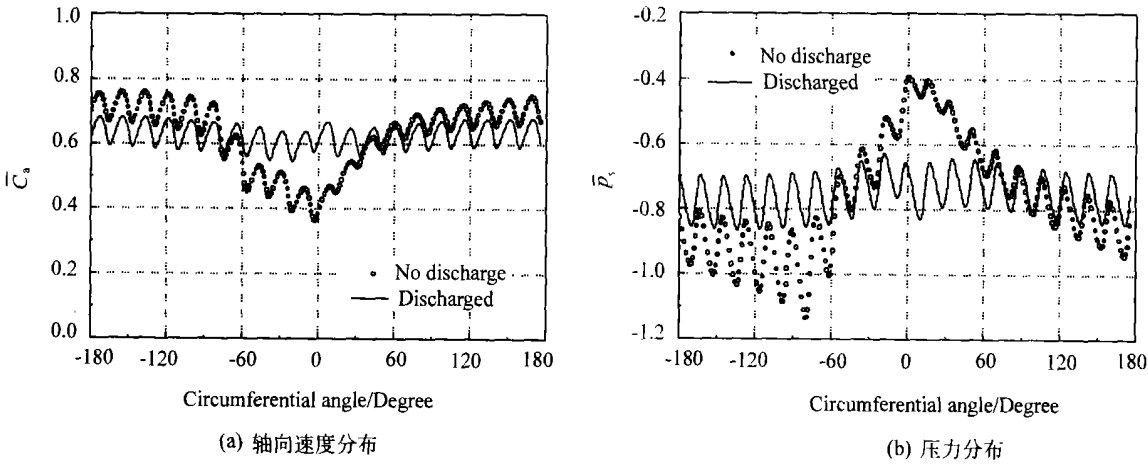
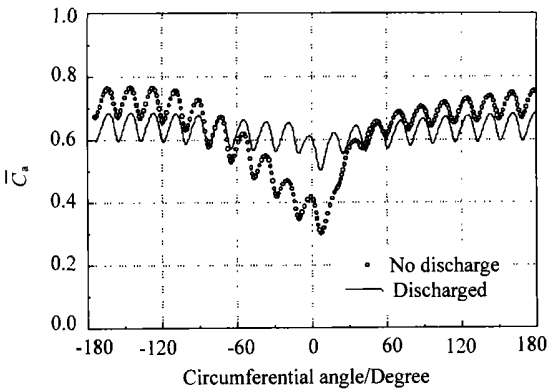


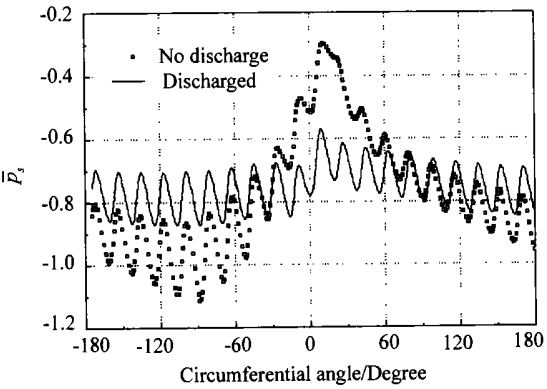
图 8 转子出口参数沿周向分布(分离式吊架)

Fig. 8 Circumferential distributions of parameters at exit of rotor (Separated case)

损失。此时,对于一体化式吊架,图 7 中 1 至 6 孔的引气量分别为进口流量的 1.1%, 1.5%, 1.6%, 1.1%, 1.6%和 1.6%,总引气量达到 8.5%;对于分离式吊架 0 至 6 孔的引气量分别为进口流量的 3.8%, 1.9%, 0.8%, 0.9%, 0.8%, 1.3%和 0.6%,总引气量达到 10.1%,由此可见开孔引气带来较大的流量损失,会导致推力降低,



(a) 轴向速度分布



(b) 压力分布

图 9 转子出口参数沿周向分布(一体化式吊架)

Fig. 9 Circumferential distributions of parameters at exit of rotor (Integrated case)

这是该方法使用中所必须考虑的。由于大型民用客机往往需要从发动机大量引气用于空调系统等方面的使用,通过合理设计引气管路,对吊架前缘引出的气体,可以加以有效利用,因此该方法具有实际的应用前景。

4 结论和讨论

本文采用数值模拟的方法研究了低速条件下两种不同型式发动机吊架与单级轴流压气机之间的干涉。通过对不同计算模型结果和实验的比较,表明非定常计算可以更好地反映吊架对压气机流

场的影响;通过对结果的分析表明发动机吊架对压气机内流场产生较大的扰动,这种扰动会对转子内的流动产生很大的影响,且使转子受到较大非定常力的影响。相比较而言,一体化式吊架所产生的扰动对转子流场的影响要比分离式吊架的影响要大。在吊架前缘附近开孔引气,一方面能够消除吊架对上游转子的影响,降低转子内的流动损失,另一方面引气同时带来了流量损失,导致推力损失,在实际应用中需要衡量。

5 致谢

本文在 Rolls-Royce, Deutschland 和 Rolls-Royce plc 联合资助项目的帮助下完成,作者特此表示感谢;作者还要感谢 Dr. Damir Delimar 在使用 Fluent 软件方面提供的帮助和 Dr. Parry 与作者诸多有意义的讨论,以及王光秋博士为本文的完成提供的帮助。

参考文献:

[1] O'Brien W, Richardson S, Ng W. Calculation of Unsteady Fan Rotor Response Caused by Downstream Flow Distortions [R]. A I A A 84- 2282.

[2] Parry A. The Use of Cyclic Variations in Strut Stagger to Reduce Coupled Blade-Vane-Strut-Pylon Interaction and System Losses[R]. A S M E 97- GT- 470.

[3] O'Brien W Jr, Reimers S, Richardson S. Interaction of Fan Rotor Flow with Downstream Struts[R]. A I A A 83- 0682.

[4] Preisser J, Schoenster J, Golub R et al. Unsteady Fan Blade Pressure and Acoustic Radiation from a JT15D-1 Turbofan Engine at Simulated Forward Speed[R]. A I A A 81- 0096.

[5] Rubbert P, Bector M, Cowan S, et al. Concept and Design of Stators Tailored to Shield a Fan from Pressure Disturbances Arising in the Downstream Fan Duct[R]. A I A A 72- 84.

[6] Baber T, Weingold. Vibratory Forcing Functions Produced by Nonuniform Cascades[J]. A S M E Journal of Engineering for Power, 1978, 100: 82- 88.

[7] Kodama H. Performance of Axial Compressor with Non- Uniform Exit Static Pressure[R]. A S M E 85- IGT- 43.

[8] Rubbert P, Bector M, Cowan S, et al. Concept and Design of Stators Tailored to Shield a Fan from Pressure Disturbances Arising in the Downstream Fan Duct[R]. A I A A 72- 84.

[9] Parry A. Ideal Vane Stagger Patterns for a Coupled Fan Stage with Circumferentially Nonuniform Flow [A]. Third Rolls-Royce/AVIC International Symposium[C]. 2000.

[10] Chiang H, Turner M. Compressor Blade Forced Response Due to Downstream Vane-Strut Potential Interaction[J]. A S M E Journal of Turbomachinery, 1996, 118: 134- 142.