

文章编号: 1000-8055(2007)07-1060-05

气动非谐对叶片非定常气动激振力影响

孟 越, 李 琳, 李其汉

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

摘 要: 为降低转子叶片在前排静子叶片尾流激振情况下的共振应力, 提高转子叶片疲劳寿命, 对静子叶片的气动非谐设计进行研究. 对静子叶片的气动非谐设计考虑了两种方案, 一种为非均匀叶栅设计, 另一种为不对称叶栅设计. 通过对静子-转子模型流场进行非定常计算, 比较了两种非谐设计思想下转子叶片表面气动激振力频谱成分和幅值大小. 分析结果标明: 非均匀叶栅非谐设计并不能降低转子叶片表面激振力, 同时会引起频率成分和幅值都较大的倍频成分; 不对称叶栅非谐设计虽然会引起与转速同频的较大幅值激振力成分, 但从整体考虑可有效降低叶片振动应力.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 气动非谐; 非均匀非谐; 不对称非谐

中图分类号: V232.4

文献标识码: A

Study on the influence of aerodynamic mistuned on unsteady aerodynamic force of blade

MENG Yue, LI Lin, LI Qihan

(School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: To reduce the resonance stress of rotor blade under wake aerodynamic force of front stator vane, and also extend the fatigue endurance, the aerodynamic mistuned of stator vane was analyzed. Two kinds of design solutions of stator vane's aerodynamic mistuned were considered, one: uneven stator mistuned, and the other: asymmetry stator mistuned. Through calculation of unsteady flow field of stator rotor model, the spectrum and amplitude of unsteady aerodynamic force of two mistuned design packages were compared. The results show that, uneven stator mistuned design couldn't reduce aerodynamic force of rotor blade, but lead to bigger frequency division of spectrum and amplitude. Though asymmetry stator mistuned may result in bigger amplitude aerodynamic force with the same frequency as rotational speed, it could reduce effectively the aerodynamic force of blade as a whole.

Key words: aerospace propulsion system; aerodynamic mistuned; uneven stator mistuned; asymmetry stator mistuned

在叶轮机中, 引起叶片振动的因素很多, 其中作用在叶片上的流体扰动力是激发振动的最重要因素, 流体诱导振动导致的叶片高周疲劳断裂是叶轮机类主要的结构破坏形式. 由于流体诱

发振动现象具有巨大的破坏性并严重限制了叶轮机械的稳定工作范围, 长期以来, 对叶片振动进行有效的控制一直是研究人员为之努力的方向. 目前, 已经发展了多种叶片强迫振动控制技术. 主要

收稿日期: 2006-06-19; 修订日期: 2006-11-28

作者简介: 孟 越(1978), 女, 辽宁沈阳人, 博士生, 研究方向: 尾流激振下转子叶片强迫响应应力预估技术.

包括: (1) 改变叶片振动特性^[1]; (2) 增加阻尼, 包括机械阻尼和气动阻尼; (3) 采用非谐技术。

根据叶轮机流动诱发振动现象的物理机制和模型的分析可知, 决定叶片/绕流气动弹性系统振动特性的参数包括叶片的结构特性参数和作用在叶片表面的非定常气动力, 因此对流动诱发振动的控制也是从对这些参数的调整和控制入手的。最有针对性也最具潜力的一种设计思想是非谐调设计。

非谐又分为结构非谐和气动非谐现象。结构非谐^[2]是指一个叶片排中的叶片由于制造误差、材料和使用中磨损的不均匀等因素, 导致整个叶片-轮盘结构失谐, 造成振动局部化问题; 气动非谐是指叶片之间气流通道的流场具有差异, 使同一叶片排上的叶片受到不同的非定常力和力矩, 从而叶片的响应与气动谐调转子中的叶片行波响应形式不同。

近年来, 结构非谐在叶片强迫振动控制问题中的理论研究不断深入^[3,4], 而气动非谐在强迫振动控制方面的研究目前还停留在初级探索阶段。Dana A. Gottfried 和 S. Fleeter^[5] 针对 Purdue 超声速压气机的进口导向器叶片 (IGV) 建立 TAM-ALE3D 模型, 研究了非谐对流体诱发振动高周疲劳 (HCF) 的影响, 得到如下失谐设计准则: (1) 对转子切向间隙进行非谐设计, 可以降低 IGV 的强迫力函数; (2) 对 IGV 叶片切向间隙进行非谐设计, 可改变 IGV 和转子之间的气动干涉。

本文主要研究前排静子叶片采用气动非谐设计对后排转子叶片表面非定常气动力的影响, 对比不同非谐设计的前排静子叶片尾流引起的后排转子叶片表面气动激振力, 并进行分析。

1 非谐方式和数值方法

主要研究了两种非谐方式, 一种为非均匀叶栅, 即前排静子叶片每 N 个流道中有一个叶片位置转动 c° , 第二种为不对称叶栅, 即静子叶片每 180° 范围内叶片数目不相等。

为便于研究简化计算, 算例模型采用了改型后的 Aachen 一级透平模型^[6], 改型后模型静子转子叶片数目均为 36, 简化中保持弦长比不变。

对于第一种非谐方式, 取 N 为 3, c 分别为 $0.5^\circ, 1^\circ, 2^\circ$ 进行三维非定常计算。对于第二种非谐方式, 取静子叶片数目为上半圈 18 个, 下半圈 20 个, 取叶中截面进行二维整圈非定常计算。

为方便划分不同角度的流道网格, 对静叶栅和动叶栅均采用 H 型结构化网格。动叶栅及静叶栅的计算网格采用 Auto-Grid 模块自动生成, 用 IGG 模块进行连接。求解定常/非定常 N-S 方程采用格子中心有限体积法, 空间差分采用中心差分格式, 时间项采用 4 阶 Runge-Kutta 法迭代求解。非定常计算应用双重时间步方法。湍流模型采用 Spalart-Allmaras 模型。动叶的网格位置随着时间步变化, 静动叶交接面处信息传递采用超限插值方法。

2 计算结果及分析

2.1 均匀叶栅计算结果及分析

算例模型为 Aachen 一级 36(静子数目)-36(转子数目)透平模型, 如图 1 所示, 转速 3500r/min。图 2 所示为均匀叶栅模型动叶叶中截面表面气动激振力波形及傅立叶频谱分析图。对于均匀叶栅, 动叶表面的尾流激振力频率为 $j\Omega$, 其中 j 为前排静子叶片个数, Ω 为转动频率, 从图 2 中可以看出均匀叶栅动叶表面的尾流激振力可简化为激振力幅值很大的正弦激振力。

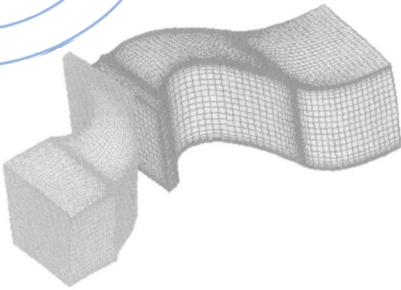


图 1 Aachen 透平 1: 1 模型
Fig. 1 1: 1 model of Aachen turbine

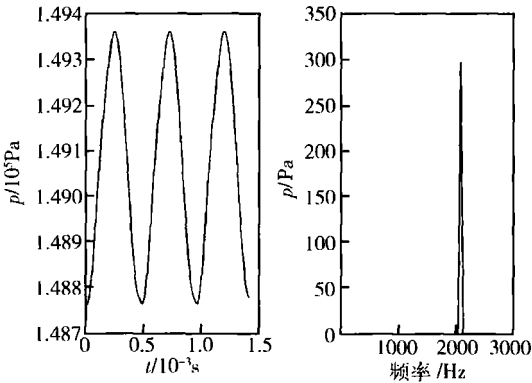


图 2 动叶中截面气动激振力波形及频谱分析图
Fig. 2 Force and it's FFT of middle section of rotor blade

2.2 非均匀叶栅计算结果及分析

对于非均匀叶栅,共进行了三种模型计算,分别为静子叶片每 3 个流道中有一个叶片位置转动 0.5°,1°和 2°,如图 3 所示,对静子叶片 2 的位置进行调整.表 1 所示为三种模型和原始模型压比、流量、效率比较表,从表中可以看出微调静子叶片的位置对整个流场的性能影响不大,效率略有下降,但下降幅度不超过 2%.图 4 所示为三种计算模型动叶叶中截面表面气动激振力波形及傅立叶频谱分析图.

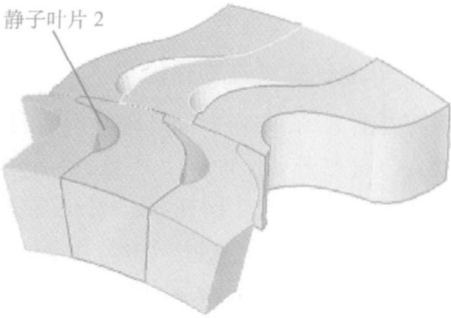


图 3 静子叶片位置调整图
Fig. 3 Movement of stator blade

表 1 压比、流量、效率比较表

Table 1 Compare of pressure ratio, mass flow and efficiency

$\alpha/^\circ$	压比	流量(kg/ s)	效率
0	0. 825	8. 83	0. 92717
0. 5	0. 825	8. 837	0. 92658
1	0. 825	8. 8275	0. 92567
2	0. 826	8. 9289	0. 92576

对于非均匀静子叶栅,由于每 N 个通道中有两个叶片通道做了改动,即将整个静子叶栅分为 $\frac{j}{N}$ 份,因此转子所受到的激振力基频变为 $\frac{j}{N}\Omega$,从图中可以看出静子叶栅非均匀分布后,转子所受尾流激振力可用下式表示

$$F(x) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin\left[2\pi \frac{nj}{N} \Omega t\right]$$

由数值分析可知,由于改变了叶片位置,导致通道不均匀,将引起尾迹激振力在短时内大幅波动,因此基频和倍频成分幅值较高,随着不均匀度的加大基频成分逐渐增加,而倍频成分尤其是 $j\Omega$ 频率成分幅值则减少不明显.

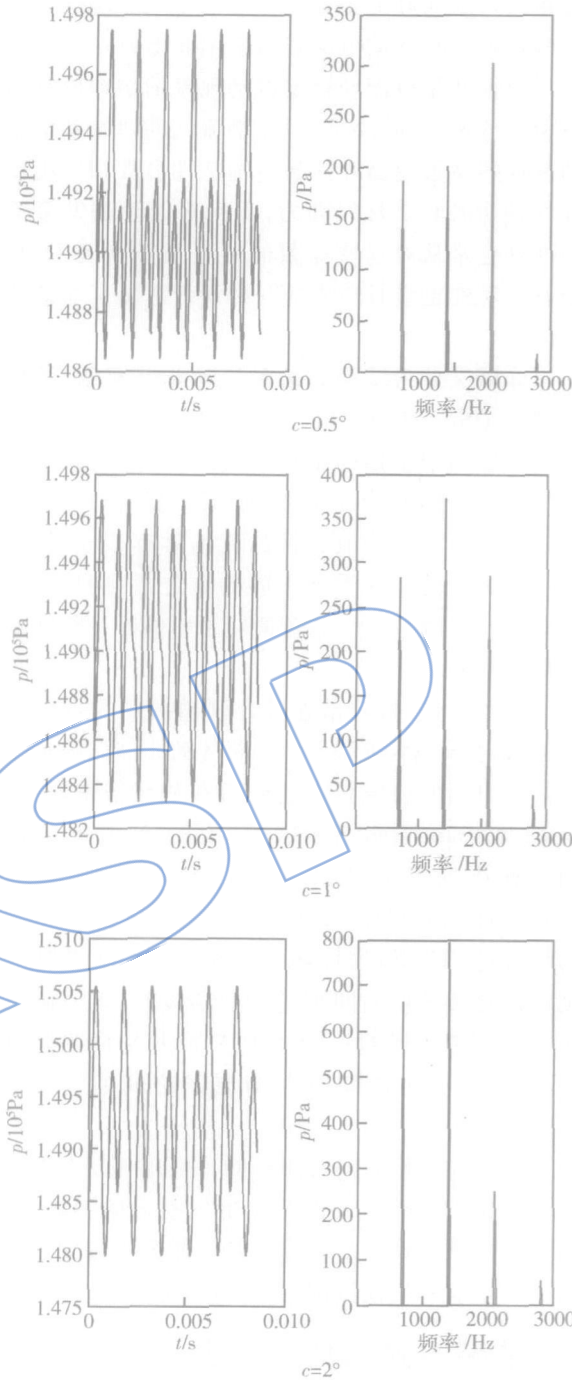


图 4 三种模型动叶中截面气动激振力波形及频谱分析图
Fig. 4 Force and it's FFT on middle section of rotor blade for three models

由此可以看出,前排静子作用在后排转子上的尾流激振力在均匀叶栅的情况下是基频 $j\Omega$ 激振,而在非均匀叶栅中,尾流激振力的基频下降为 $\frac{j}{N}\Omega$,同时产生高幅值倍频成分.因此采用非均匀叶栅解决叶片在前排叶栅尾流激振下的高周疲劳问题是不可行的.

2.3 不对称叶栅计算结果及分析

对于不对称叶栅的非谐形式, 考虑到计算条件的限制, 取叶片中截面进行二维整圈非定常计算分析. 模型的静子叶片数由 36 片增加为 38 片, 其中右半圈 180° 范围内叶片数目为 18 个, 左半圈 180° 范围内叶片数目为 20 个, 如图 5 所示.



图 5 二维分析模型
Fig.5 2D model

图 6 所示为转子叶片表面气动激振力波形及傅立叶频谱分析图. 从波形图中可以看出, 对于不对称叶栅, 每个转子叶片在一个转动周期内将经历两种尾流激振力的激振. 从频谱分析图上可以看出, 不对称叶栅情况下, 转子叶片表面的气动激振力频谱成分复杂, 图 7 所示为低频成分区和高频成分区的放大图, 从图中可以很清楚的看出转子叶片表面激振力的频率成分.

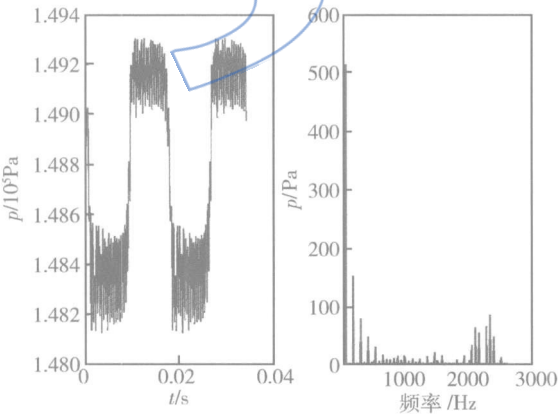


图 6 转子叶片表面气动激振力波形及频谱分析图
Fig.6 Force and it's FFT on rotor blade

从波形图中可以看出, 对于不对称叶栅, 每个转子叶片在一个转动周期内将经历两种尾流激振力的激振. 从频谱分析图上可以看出, 不对称叶栅情况下, 转子叶片表面的气动激振力频谱成分复杂, 图 7 所示为低频成分区和高频成分区的放大图

图, 从图中可以很清楚的看出转子叶片表面激振力的频率成分.

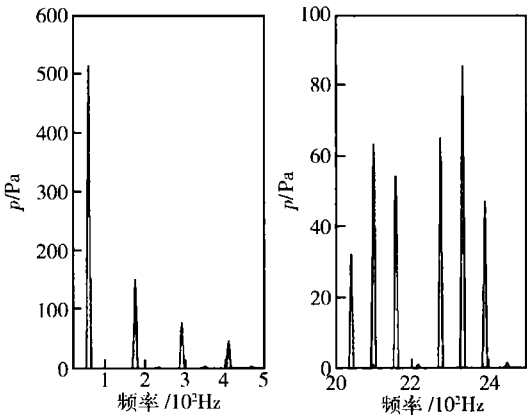


图 7 频率成分放大图
Fig.7 Enlarge upon frequency

不对称叶栅失谐情况下转子叶片表面气动激振力的频率成分为主要包括三种: (1) $(2n-1)\Omega$, 其中 Ω 为转速频率, n 为整数, 即频率成分为转速频率的奇数倍; (2) $2j_1\Omega$, 其中 j_1 为不对称叶栅其中半圈静子叶片数目, 在本算例中 $j_1=18$; (3) $2j_2\Omega$, 其中 j_2 为不对称叶栅其中另外半圈静子叶片数目, 在本算例中 $j_2=20$. 不对称叶栅失谐情况下, 转子叶片表面激振力频率成分广, 但是能量不集中, 对叶片振动响应影响最主要的转速与静子叶片个数乘积及其倍频频率成分的激励幅值显著下降, 因此可以有效降低转子叶片强迫共振响应.

在所有频率成分中, 幅值较大的频率成分如下: $\Omega, 3\Omega, (2j_1-1)\Omega, 2j_1\Omega, (2j_1+1)\Omega, (2j_2-1)\Omega, 2j_2\Omega, (2j_2+1)\Omega$. 对于频率成分 Ω , 其幅值取决于不对称叶栅叶片数目差值, 即静子叶片数目为 $2j_1$ 均布和 $2j_2$ 均布两种情况下转子叶片表面气动激振力脉动平均值之差; 而频率成分 $2j_1\Omega$ 和 $2j_2\Omega$ 的幅值, 则为静子叶片数目为 $2j_1$ 均布和 $2j_2$ 均布两种情况下激振力基频幅值的一半, 这是因为对于每种静子叶片数目来说, 对于转子叶片的尾流激振都仅仅激励了半个周期, 因此能量的输入也仅为整圈激振的一半.

分析结果标明:

- (1) 不对称叶栅气动非谐, 转子叶片表面气动激振力频率成分复杂, 频率成分主要包括转速频率及其奇数倍频率成分和两种叶片个数与转速乘积的频率成分;
- (2) 由于两个半圈的叶片个数不同, 因此每种

叶片个数情况下对于转子的激励能量都仅为整圈情况下的一半,同时两种叶片个数与转速乘积激励频率前后两阶奇数倍转速激励频率幅值会有所增加;

(3)幅值最大的激励成分为转速频率的激励,其幅值大小取决于两种叶片个数气动激励力脉动平均值之差.

因此,尽管不对称叶栅转子叶片表面气动激励力在与转速同频的频率成分上激励幅值较大,但其频率很低,一般远低于叶片低阶固有频率或便于避开叶片低阶固有频率,故对叶片振动响应影响不大,而对叶片振动响应影响最主要的叶片数目与转速乘积频率成分的激励力幅值可降低 50%,故可有效降低叶片振动应力.

考虑到在实际应用中,由于阻尼等因素的影响,叶片表面应力在高频部分不会降低 50%,而低频分量幅值的大小可以通过调整两种叶片个数来取得最佳值.对于不对称叶栅形式的气动非谐虽然可以降低转子叶片表面应力,但是由于引入了幅值较大的低频成分,因此对于固有频率非常低的叶片是不适用的,同时采用这种非谐方式气动激励力频率增加,因此应对叶片结构进行细致的三维瞬态分析以确定是否适合采用该种非谐方式.

3. 结论

本文主要研究前排静子叶片采用气动非谐设计对后排转子叶片表面非定常气动力的影响,对比不同非谐设计的前排静子叶片尾流引起的后排转子叶片表面气动激励力,并进行分析,得到结论如下:

(1)采用非均匀叶栅的非谐方式对于降低叶片表面激励力幅值改善不大,同时会引起频率幅值较高的分频成分出现,不利于降低转子叶片振动应力;

(2)采用不对称叶栅的非谐方式会引起奇数倍转速频率成分,但除了一倍和三倍转速频率成分以及两种叶片数目基频成分附近的奇数倍转速

频率成分较大外,其他频率成分非常小,可忽略;

(3)对于不对称叶栅的非谐方式,可大幅降低对叶片振动响应影响较大的两种叶片个数引起的叶片数目与转速乘积频率成分的幅值,但是转速频率成分激励力幅值大幅增加,但由于其频率非常低,一般远低于叶片低阶固有频率或便于避开叶片低阶固有频率,因此整体来说不对称叶栅的非谐方式对于降低转子叶片表面强迫响应共振应力是可行的,可有效提高叶片疲劳寿命;

(4)采用不对称叶栅非谐方式必须考虑叶片的固有振动频率,避开共振.

参考文献:

[1] 宋兆泓. 航空燃气涡轮发动机强度设计[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1988.

[2] 王建军, 李其汉, 朱梓根. 失谐叶片-轮盘结构系统振动局部化问题的研究进展[J]. 力学进展, 2000, 30(4): 517-528.

WANG Jianjun, LI Qihan, ZHU Zigen. Vibratory localization of mistuned bladed disk assemblies a review [J]. Advances In Mechanics, 2000, 30(4): 517-528.

[3] Rivas Guerra A J, Mignolet M P. Local/global effects of mistuning on the forced response of bladed disks[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2004, 126(1): 131-141.

[4] Lim S H, Christophe P, Castanier M P. Predicting blade stress levels directly from reduced order vibration models of mistuned bladed disks[J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128(1): 206-210.

[5] Gottfried D A, Fleeter S. Passive detuning for HCF reduction[R]. AIAA 2002 3634, 2002.

[6] 祈明旭, 丰镇平, KANG Shun, 等. 轴流透平级动静干涉的非定常效应及其对气动性能的影响[C] // 工程热物理学会热机气动热力学学术会议论文集. 中国工程热物理学会编, 中山: 2002, 395-401.

QI Mingxu, FENG Zhenping, KANG Shun, et al. Unsteady effect and influence of pneumatic performance under stator-rotor wake in axial flow turbins[C] // Academic conference paper corpus of thermoe engine pneumatic thermodynamics conference of society of engineering thermophysics. Society of engineering thermophysics, Zhongshan: 2002, 395-401.