

文章编号: 1000-5013(2009)05-0492-04

尾流激振情况下叶片振动应力预估方法

邱 睿, 郝艳华

(华侨大学 机电及自动化学院, 福建 泉州 362021)

摘要: 针对叶片强迫响应问题, 提出采用谐响应分析方法, 将计算得到的叶片 S1 流面压力场引入动力学分析中. 由进口导叶尾迹速度亏损计算出激振因子, 把 S1 流面压力场转化为谐响应分析中的载荷压力场. 初步建立 S1 流面压力场与叶片动应力的数值关系, 以及在进口导叶尾流激振情况下叶片振动应力的预估方法. 利用模态叠加法, 研究进口导流叶片尾流亏损产生的不均匀来流对第一级转子叶片振动的影响.

关键词: 叶片; 激振; 尾迹; S1 流面; 模态叠加法; 振动应力

中图分类号: V 215. 3⁺ 4

文献标识码: A

航空发动机叶片故障率很高, 其上游叶片尾流亏损及由此产生的非均匀来流, 使得下游叶片承受周期性激振, 是诱发叶片强迫振动和发生高周疲劳破坏的重要原因. 定量描述振动应力水平, 关键在于计算气流作用于叶片表面的激振力. 非定常力的计算方法从最初的二维求解法发展到三维可压缩叶栅求解法^[1], 再到振荡流体力学理论和参数多项式法^[2,3]. 由于叶栅通道中的非定常流场非常复杂, 无法准确计算尾迹作用于叶片上的气动激振力, 而且很难确定叶片的结构阻尼, 目前仍然没有一种能准确预估叶片动应力的方法. 本文提出采用谐响应分析方法, 将计算得到的叶片 S1 流面压力场引入动力学分析中, 计算导叶尾迹速度亏损造成的非均匀来流在转子叶片上产生的动应力, 并建立 S1 流面压力场与叶片动应力的数值关系.

1 尾流激振机理与尾迹速度亏损估算

1.1 尾流激振机理

在轴流压气机中, 由于叶片尾缘和附面层的影响, 引起导流叶栅出口气流速度亏损, 形成尾迹. 现代发动机的紧凑性设计, 使得导流叶片与下级转子叶片间的轴向间距一般只有叶片宽度的 10% ~ 15%, 尾迹引起的速度凹坑来不及恢复, 导致叶栅通道中总压沿周向呈不均匀分布. 又由于导叶与转子叶片间的相对转动, 使得转子叶片受到周期性激振.

进口导流叶片 (IGV) 尾迹, 如图 1 所示^[4]. 图 1 中, α 为导流叶片弯角, u_c 为主流区速度, v_{\min} 为尾迹区最小速度, v_{\max} 为尾流区最大速度亏损, δ 为尾流宽度的一半. 定义尾流最大速度亏损 \bar{v}_{\max} 为

$$\bar{v}_{\max} = v_{\max} / v_c. \quad (1)$$

1.2 尾流区最大速度亏损计算

国内外学者对尾流场进行了很多相关的研究. Mailach 等^[5], Kulisa 等^[6] 和 Gorrell 等^[7] 等对进口

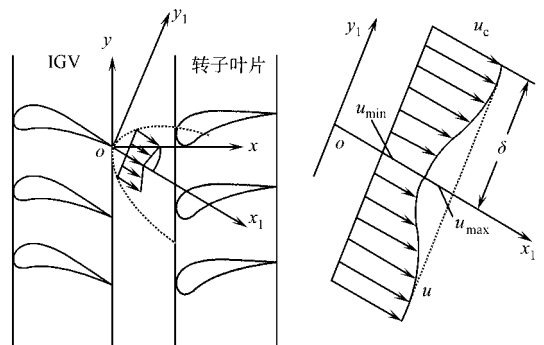


图 1 进口导流叶片尾迹示意图

Fig. 1 Sketch map of the inlet guide vane wake

收稿日期: 2008-04-25

通信作者: 郝艳华 (1956-), 女, 研究员, 主要从事计算机辅助设计与工程的研究. E-mail: haoyh@hqu.edu.cn.

基金项目: 福建省科技重大专项 (2006HZ02040038); 福建省自然科学基金资助项目 (E0510020); 华侨大学高层次人才科研启动项目 (03BS204)

导叶尾迹流场进行了数值模拟,并计算不同情况下尾迹速度亏损.王梅等^[8]等也对尾迹沿轴向的衰减规律和最大速度亏损提出了估算的方法.尾迹速度亏损量与导叶和动叶间的轴向距离有很大关系,在一定范围内随着间距的增大而减小,通过计算得到的 \bar{v}_{\max} 值为 0.26.

2 压力场的施加

谐响应分析时不能直接施加单元面载荷,必须在模态分析中定义,并将载荷向量写入模态文件中.在 ANSYS 中建立数组,将计算得到的 S1 流面压力值读入数组中,用 APDL 语言编写循环命令流,将数组中的压力值依次加到转子叶片的相应节点上.在后续的谐响应分析中,将模态分析中生成的载荷矢量通过 LVSCALE 命令用于谐响应分析中.

3 叶片振动应力预估方法

3.1 振动响应分析的理论基础

运用的振动分析方法是谐响应分析,主要用于确定线性结构在承受随时间按简谐规律变化的载荷时的稳态响应. ANSYS 中的谐响应分析方法有 3 种: Full(完全法)、Reduced(缩减法)和 Mode Superposition(模态叠加法).采用模态叠加法^[9],其运动方程为

$$Mu + Cu + Ku = F. \tag{2}$$

式(2)中, M 为质量矩阵, C 为阻尼矩阵, K 为刚度矩阵, u 为位移向量, F 为简谐力向量. F 可表示为

$$F = F_{\max} \cos(\omega t + \varphi). \tag{3}$$

式(3)中, F_{\max} 为激振力幅值, ω 为力的激振频率, φ 为力相角, 本例取力相角为零.

在叶片工作过程中, 由于叶片强迫振动主要是叶栅通道中的气流总压沿周向不均匀造成的, 所以周期性激振力是叶片表面的脉动压力场. 其幅值可表示为

$$F_{\max} = sF^s, \tag{4}$$

式(4)中, F 为叶片表面稳态压力场载荷矢量; s 为激振因子, 即脉动压力场幅值占稳态压力场幅值的比例系数, 可以通过 LVSCALE 命令输入.

模态叠加法是把位移表达为模态叠加的形式, 通过正交化方法将运动方程化解成 N 个自由度的振动方程, 计算得到位移矢量, 进而通过几何方程和物理方程求出应变和应力.

3.2 叶片动应力预估方法

通过理论分析可知, 计算激振力的关键是给出叶片表面稳态压力场和确定面载荷的激振因子 s . 所以, 不妨做如下的假设: 叶片表面稳态压力场采用 S1 流面稳态压力场, 将激振因子等效为稳态压力场和由尾迹亏损引起的压力场的比值关系. 在相对坐标系中, 忽略气体重力, 叶片表面压力值可近似为

$$p = \frac{\rho}{2} w^2 = \frac{\rho}{2} \left[\left(\frac{2\pi n}{30} r + v \sin \alpha \right)^2 + (v \cos \alpha)^2 \right]. \tag{5}$$

式(5)中, ρ 为气流密度, n 为叶片转速, r 为距转子中心线的距离, v 为尾迹内气流速度.

当压力场为稳态压力场时, 对应的 $v = v_c$; 而当压力场由尾迹亏损引起时, 对应的 $v = v_c \times \bar{v}_{\max}$. 所以, 激振因子可表示为

$$s = \frac{p_{\text{def}}}{p_{\text{tot}}} = \frac{(n\pi r/30 + v_c \times \bar{v}_{\max} \sin \alpha)^2 + (v_c \times \bar{v}_{\max} \cos \alpha)^2}{(n\pi r/30 + v_c \sin \alpha)^2 + (v_c \cos \alpha)^2}. \tag{6}$$

式(6)中, p_{def} 为亏损压力, p_{tot} 为总压力.

4 算例计算与实验结果

4.1 算例计算

采用所介绍的方法, 以发生疲劳破坏的某航空发动机风扇第一级转子叶片为研究对象, 估算其在进口导流叶片尾迹流场作用下的动应力.

4.1.1 建立有限元模型 转子叶片形状复杂, 可先在 Pro/E 软件中建模, 然后将实体模型通过接口导

入 ANSYS 中. 为提高计算精度, 采用六面体单元 Solide 95 进行叶片的有限元网格划分, 通过合理分区, 以尽量保证结构突变区域的网格精度.

4. 1. 2 压力场的确定 由于转子叶片处于高速旋转的工作状态, 计算叶片动频时, 其刚度矩阵要考虑离心力场的作用. 本例中, 计算叶片动频时的转速取对应激振频率下的工作转速, 压力场施加计算得到的 S1 流面压力场. 计算得叶尖处的 s 值为 0. 68, 叶片中径处的 s 值为 0. 49. 采用榫头三向固定、凸肩三向协调, 来模拟发动机转子叶片工作状态时的边界条件. 台架试验测得的恒定阻尼比为 0. 014.

4. 2 对比分析

计算得到转子叶片前 10 阶振动频率(f_c)、台架试验测得的频率值(f_{exp}), 以及误差(e) 比较, 如表 1 所示. 表 1 中, 第 2, 3, 5, 7, 8 阶的频率计算结果取对应激振频率的工作转速下的计算结果; 其余阶次没有测量结果, 无法进行比较, 其频率计算结果选用第 8 阶激振频率对应的工作转速下的计算结果. 第 8 阶最大应力值出现在榫头喉部, 与叶片疲劳破坏部位相吻合, 所以该阶振动是分析的重点.

表 1 叶片动频计算与测量结果比较

Tab. 1 Comparison of calculated blade vibration frequency and tested results

阶次	f_c / Hz	f_{exp} / Hz	$e / \%$
第 1 阶	270. 92	—	—
第 2 阶	437. 50	429~ 431	1. 51~ 1. 98
第 3 阶	837. 91	862~ 865	- 2. 79~ - 3. 13
第 4 阶	990. 41	—	—
第 5 阶	1 430. 00	1 414~ 1 436	- 1. 13~ 0. 42
第 6 阶	1 664. 70	—	—
第 7 阶	1 722. 20	1 654~ 1 740	- 4. 12~ 1. 02
第 8 阶	1 951. 00	1 855~ 1 869	4. 39~ 5. 18
第 9 阶	2 228. 60	—	—
第 10 阶	2 626. 30	—	—

叶片第 8 阶最大应力值的计算值(σ_c)与台架试验测量值(σ_{exp}) 对比, 如表 2 所示. 当数据取叶尖处时, 计算所得的转子叶片第 8 阶应力云图, 如图 2 所示.

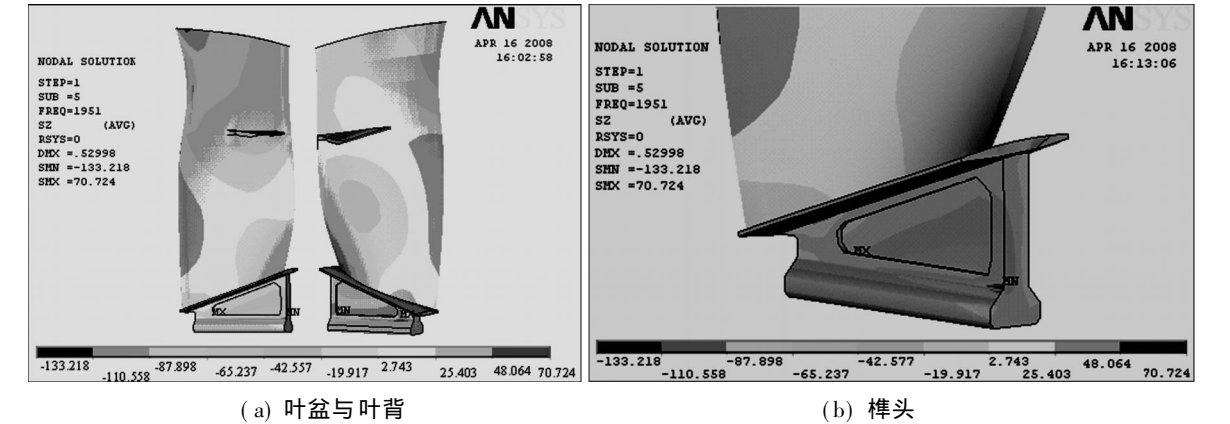


图 2 转子叶片第 8 阶应力云图

Fig. 2 The eighth order stress nephogram of the rotor blade

通过对比可以看出, 计算所得的振动频率值与测量值比较接近. 当计算数据取为叶片中径处时, 应力值比试验值略小, 计算数据取为叶尖处时, 应力值与实验值相当.

这说明一定程度上, 稳态压力场和 s 值能反映叶片承受非均匀来流冲击作用下产生的动应力的大小. 如果知道了叶片的相关参数, 能较准确地计算 s 值的大小, 便可建立 S1 流面压力值与叶片动应力的关系, 进而预估动应力的.

表 2 第 8 阶最大应力值计算与测量结果对比

Tab. 2 Comparison of Comparison of the 8th order calculated maximum stress and tested results

取值处	s	σ_c / MPa	$\sigma_{exp} / \text{MPa}$	$e / \%$
中径	0. 49	96. 00	113. 00~ 154. 00	- 37. 70~ - 15. 00
叶尖	0. 68	133. 22	113. 00~ 154. 00	- 13. 50~ 17. 90

实例结果验证了,该方法对叶片振动应力预估的可行性.

5 结束语

从流场计算到结构响应分析均采用比较成熟的计算方法或软件,具有较强的工程实用性.通过计算结果与台架试验测量结果对比分析,验证该方法的可行性.激振因子和阻尼的取值对动应力的计算结果有直接影响,所以该预估方法要求能准确计算或测量尾流最大速度亏损.否则,估算准确性将受到很大影响,而且很难准确测定阻尼值的大小,阻尼的测量误差也使动应力估算结果的准确性受到影响.

参考文献:

[1] CARITJERS J E, DALTON W N. Unsteady aerodynamic response of a cascade to non uniform inflow[J] . ASME J Turbomach, 1993, 115(4) : 76-84.

[2] 宁 卫,刘前智,姚吉先,等.跨音速压气机动静叶排相干的三维非定常流动数值分析[J] . 航空动力学报, 1996, 11(2): 161-164.

[3] 孟 越,李 琳,李其汉.尾流激振情况下叶片强迫响应瞬态分析方法[J] . 北京航空航天大学学报, 2006, 32(6): 671-674.

[4] 夏遂勤,吕文林,刘志伟.轴流压气机叶排干扰所引起转子叶片的振动应力[J] . 工程设计, 2001, 28(3): 152-156.

[5] MAILACH R, VOGELER K. Rotor-stator interactions in a four stage low speed axial compressor (II): Unsteady aerodynamic force of rotor and stator blade[J] . ASME J Turbomach, 2004, 126(4) : 519-526.

[6] KULISA P, DANO C. Numerical simulation of unsteady blade row interactions induced by passing wakes[J] . European Journal of Mechanics (B): Fluids, 2006, 25(3) : 379-392.

[7] GORRELL S E, OKISHI T H, COPENHAVER W W. Stator rotor interactions in a transonic compressor (I): Effect of blade row spacing on performance[J] . ASME J Turbomach, 2003, 125(2) : 328-335.

[8] 王 梅,江和甫,吕文林.在尾流激振情况下叶片振动应力预估技术[J] . 航空动力学报, 2007, 22(4): 608-612.

[9] 季文美.机械振动[M] . 北京: 科学出版社, 1985.

Method to Predict the Blade Vibration Stress
Induced by Wake Influence

QIU Rui, HAO Yan-hua

(College of Mechanical Engineering and Automation, Huaqiao University, Quanzhou 362021, China)

Abstract: The calculated S1 stream face field of the blades used by harmonic response analysis is introduced into dynamic analysis for the forcing response problem of the blades. The exciting factor is calculated from the inlet guide vane wake velocity deficit, and the S1 stream face pressure field is converted into load pressure field in harmonic response analysis so that the numerical relations between the S1 stream face pressure field and the dynamic stress of the blades could be established and prediction method for the excitation stress of the blades under the condition of the inlet guide vane wake influence could be obtained. Mode superposition method can be used to investigate the influence of the unsteady flow induced by inlet guide vane wake deficit on the vibration of the first stage rotor blades.

Keywords: blade; exciting vibration; wake; S1 stream face; mode superposition method; excitation stress

(责任编辑: 陈志贤 英文审校: 郑亚青)