

文章编号:1000-8055(2012)02-0260-05

涡轮叶片模态实测阻尼比的有限元应用

王春健, 陈官峰, 卿 华

(中国航空工业集团公司 中国燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 为了更加精确地通过有限元来模拟涡轮叶片的谐响应特性,剖析了有限元分析中阻尼矩阵的构建方法,并且选定了适用于真实涡轮叶片设计的阻尼矩阵模型.在进行涡轮叶片有限元谐响应计算时,以模态测试得的阻尼比为基础参数,建立构建阻尼矩阵的方法,该方法能处理具有单独共振频率或具有临近共振频率的振动问题.通过模拟涡轮叶片的响应试验,测得了试验系统的阻尼比及模拟涡轮叶片的位移响应.根据测得的系统阻尼比,运用构建阻尼矩阵的方法,对具有单独共振频率特征的模拟涡轮叶片进行了谐响应计算,结果显示模拟涡轮叶片的位移响应与试验结果基本一致.运用该方法进行涡轮叶片的谐响应分析可比较精确地得到其谐响应特性.

关 键 词: 涡轮叶片; 有限元; 谐响应; 阻尼矩阵; 阻尼比; 模态测试

中图分类号: V232.4

文献标志码: A

Application of damping ratio for turbine blades by modal testing on finite element analysis

WANG Chun-jian, CHEN Guan-feng, QING Hua

(China Gas Turbine Establishment,

Aviation Industry Corporation of China, Chengdu 610500, China)

Abstract: For more accurately imitating turbine blade's harmonic response characteristic by using finite element method, studied how to generate damping matrix on finite element analysis, and selected a damping matrix model which was suitable for the design of real turbine blades. In the finite element harmonic response analysis of turbine blade, a method for generating damping matrix was made on the basis of the damping ratio which was measured in modal testing. The method can be used for any individual resonance frequency problem or coupling resonance frequency problem. After imitated turbine blade's response experimentation, system damping ratio and imitated turbine blade's displacement response was measured. According to the system damping ratio and the method, analyzed imitated turbine blade's harmonic response which had individual resonance frequency. The analysis result indicate that the imitated turbine blade's response is approximately consonant with the experimental result. So it is accurate that using the method to analyze harmonic response of turbine blade.

Key words: turbine blade; finite element; harmonic response; damping matrix; damping ratio; modal testing

叶片是航空发动机、汽轮机等旋转机械的重要零部件之一,其主要作用是完成功能的转换.随

着性能要求的不断提高(如航空发动机的推质比、效率),工程中所用的叶片负荷越来越大,对于叶

收稿日期:2011-03-05; 修订日期:2011-07-10

作者简介:王春健(1982—),男,江苏启东人,工程师,硕士生,主要从事航空发动机强度设计工作.

片的抗振能力也提出了严重挑战^[1]. 为了增强其抗振能力, 优化叶片的振动特性, 降低叶片的振动应力水平, 延长其寿命, 某些特殊位置的叶片常常采用叶冠或其他减振措施. 合理的带冠叶片设计能获得叶冠接触位置的干摩擦阻尼效应和接触面碰撞效应, 降低振动能量^[1-6]. 国内外的研究成果已能定性证明其有效性, 但是定量地将减振特性阐述清楚还有一定的难度. 因接触面摩擦的强非线性而难以量化叶冠接触紧度对摩擦模型(特别是阻尼特性)的影响凸显为主要难度之一^[7-8].

工程中通常用有限元谐响应计算来模拟结构响应特性. 按照经典的振动理论和有限元法, 振动方程中的质量矩阵和刚度矩阵计算已经非常成熟, 目前的商业软件均能非常准确地模拟^[9]. 有限元谐响应计算的难点在于振动系统的阻尼矩阵的合理构造. 系统的阻尼模型分为黏性阻尼模型和结构阻尼模型, 有限元法进行谐响应分析时采用黏性阻尼模型, 阻尼矩阵的定义是通过定义瑞利阻尼系数、阻尼比、单元阻尼及材料阻尼等进行的. 不同的材料、单元类型和结构都会引入不同的阻尼, 这使得有限元谐响应分析时系统阻尼矩阵的定义往往比较复杂. 而对于振动系统, 若不能准确定义系统的阻尼矩阵, 则无法得到准确的谐响应结果, 也就无法定量地进行谐响应分析.

本文针对带冠涡轮叶片模态测试中实测的阻尼比^[10], 分析其在有限元法中的应用方法, 并通过有限元谐响应分析及试验, 表明该方法的可行性.

1 有限元阻尼矩阵

有限元谐响应分析时采用的振动方程^[11]如下:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F \quad (1)$$

其中 M 为质量矩阵; C 为黏性阻尼矩阵; K 为刚度矩阵; F 为谐波激振力.

涡轮叶片系统受到的力可简化为周期性的激振载荷, 按 Fourier 级数分解成多阶谐波函数, 通常认为一阶谐波已经趋近于实际激励情况, 故通常使用一阶谐波平衡法来进行响应分析.

在有限元法中质量矩阵和刚度矩阵的建立已经非常成熟, 并能相当准确地模拟真实情况, 而阻尼矩阵的模拟则难度较大. 阻尼矩阵 C 在有限元法中可按下式描述^[9]:

$$C = \alpha M + (\beta + \beta_c)K + \sum_{j=1}^{n_{\text{mat}}} \beta_j K_j + \sum_{k=1}^{n_{\text{el}}} C_k + C_\xi \quad (2)$$

公式(2)中各参数的意义说明如下:

1) α 和 β 是瑞利阻尼系数, 主要用于描述在一定的频率范围内阻尼比可近似用比例阻尼关系表达的问题. 响应计算的频率范围应该包含在前述频率范围内, 一般不宜外插.

2) β_c 用于定义一个不随频率变化的固定的阻尼比, 这是所有阻尼类型中最简单适用的. 它并非需要直接定义 β_c , 而是通过定义阻尼比 ξ , 又通过一定的关系获得 β_c , 以便和 α 和 β 等一起使用. β_c 只适用基于完全法或缩减法的谐响应分析.

3) β_j 可用于定义不同材料的内部阻尼, 对所有材料都定义 β_j , 和定义 β 是一样的, 其中 n_{mat} 为有限元模型中的材料种类总数. 但实际上很难知道各种材料的阻尼特性, 故只能笼统地全局控制.

4) C_k 针对能直接给出阻尼的特殊单元, 当需要考虑干摩擦阻尼时, 可定义特殊的单元类型, 并设置其实常数来建立阻尼矩阵, 其中 n_{el} 为阻尼单元的总数.

5) C_ξ 在输入时就给定了 ω - ξ 表, 能精确表达阻尼比 ξ 随频率 ω 的变化情况, 而该表可以通过模态试验测得的不同阶次振动的结构阻尼比直接生成. 但其缺点是该法只适合于谱分析及基于模态迭加法的响应分析.

对于一般的理论研究, 采用瑞利阻尼系数可较准确地建立阻尼矩阵, 但在工程运用中, 瑞利阻尼系数无法轻易得到. 鉴于模态测试中阻尼比的获取^[12]已经相当成熟, 故考虑通过模态试验时测得的阻尼比来建立谐响应分析时的阻尼矩阵. 对于基于模态迭加法的响应分析, 根据上面对 C_ξ 的描述, 可以通过理论和试验相应的方法建立阻尼矩阵. 对于基于完全法或缩减法的响应分析, 能和模态分析中的阻尼比建立关系的就只有 β_c . 下面将对阻尼矩阵的构建做进一步研究.

2 建立阻尼矩阵的方法

阻尼系数 β_c 在一定基础上类似瑞利阻尼系数. 在此, 先简要说明瑞利阻尼系数与阻尼比的关系, 然后得出本文所研究的建立阻尼矩阵的方法.

2.1 瑞利阻尼系数法

瑞利阻尼系数法^[9]定义阻尼矩阵 C 时, 可以通过 α 和 β 两个系数与质量矩阵 M 和刚度矩阵 K 的如下关系式进行.

$$C = \alpha M + \beta K \quad (3)$$

通常 α 和 β 并不是已知的, 而是通过下面的

关系式得到

$$\xi_r = \frac{\alpha}{2\omega_r} + \frac{\beta\omega_r}{2} \quad (4)$$

式(4)中 ξ_r 为第 r 阶共振点的临界阻尼比, ω_r 是第 r 阶共振点的自然圆频率. 由此可以画出阻尼比与自然圆频率的关系图, 见图 1.

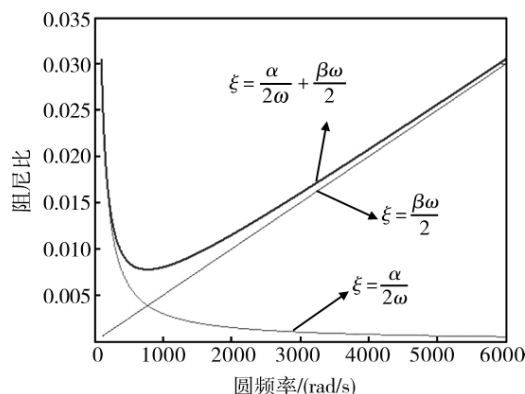


图 1 阻尼比与瑞利阻尼系数的关系

Fig. 1 Relation of damping ratio and Rayleigh damping

通过图 1 可以看出, 随着频率的上升, 阻尼比的大小主要取决于瑞利阻尼系数 β . 对于实际带冠涡轮叶片, 振动频率一般都比较低, 因此在构成阻尼比时, 阻尼系数 α 的影响通常是微小的, 不妨取 $\alpha=0$, 从而得到退化的瑞利阻尼, 可以按下式来表示瑞利阻尼系数 β .

$$\beta = 2\xi_r/\omega_r \quad (5)$$

由公式(5)即可通过模态测试得的各阶阻尼比及共振频率来估算瑞利阻尼系数 β . 随着振动阶次的变化, 阻尼比也随之变化, 因而其阻尼系数 β 也因阶而异, 在使用瑞利法时需分别考虑各阶的阻尼系数.

2.2 单独振动阶次阻尼矩阵建立方法

阻尼系数 β_c 的使用方法和上述退化的瑞利阻尼系数法是一对互补的关系. 即在有限元谐响应计算前直接定义出阻尼比 ξ , 又通过 $\beta_c = 2\xi/\omega$ 获得 β_c . 显然, 计算中对于不同的频率直接定义的阻尼比 ξ 是不变的, 但 β_c 是改变的.

如果规定在计算特定阶次谐响应时, 除了特殊的阻尼类型(比如阻尼器), 结构的阻尼使用固定的阻尼比, 那么在基于完全法或缩减法的有限元谐响应分析中, 使用 β_c 建立阻尼矩阵是最方便、准确的. 建立阻尼矩阵的方法按如下步骤进行:

1) 由模态测试得出各阶阻尼比, 在计算 r 阶

附近的谐响应时输入 r 阶阻尼比 ξ_r ;

2) 由 $\beta_c = 2\xi_r/\omega$ 计算出谐响应分析时 r 阶共振频率附近各频率下的阻尼系数 β_c ;

3) 振动方程中的阻尼矩阵通过 $C = \beta_c K$ 来建立, 联立质量矩阵 M 、刚度矩阵 K 和谐波激振力 F 即可进行谐响应分析.

但是, 假设在定义了 r 阶阻尼比 ξ_r 后, 若用其计算 $r+1$ 阶的谐响应, 则在建立阻尼矩阵时所用的阻尼系数为 $\beta_c = 2\xi_r/\omega_{r+1}$, 由此建立的阻尼矩阵并不是 $r+1$ 阶的阻尼矩阵, 其谐响应计算结果是不正确的, 若需计算 $r+1$ 阶谐响应, 可重新定义 $r+1$ 阶的阻尼比 ξ_{r+1} .

2.3 临近振动阶次阻尼矩阵建立方法

在模态分析中还会遇到两个共振点非常靠近的情况^[12], 此时谐响应计算中阻尼矩阵的建立不适合采用上面所述的方法. 下面通过黏性阻尼模型下的位移频响函数来推导两个临近共振频率的阻尼比. 假设两个临近的共振频率分别为 ω_1 和 ω_2 , 其对应的阻尼比分别为 ξ_1 和 ξ_2 , 将振型分离后, 其位移频响函数描述^[10]如下:

$$\alpha_1(\omega) = \frac{1/m}{\omega_1^2 - \omega^2 + j2\omega\omega_1\xi_1} \quad (6)$$

$$\alpha_2(\omega) = \frac{1/m}{\omega_2^2 - \omega^2 + j2\omega\omega_2\xi_2} \quad (7)$$

由于 ω_1 和 ω_2 非常靠近, 不妨设 $\omega_1 \approx \omega_2$, 考虑两阶位移频响函数的相互迭加, 在共振频率 ω_1 处的位移响应可按式表示:

$$\alpha(\omega_1) = \alpha_1(\omega_1) + \alpha_2(\omega_1) \approx \frac{-j}{2m\omega_1^2} \left(\frac{1}{\xi_1} + \frac{1}{\xi_2} \right) \quad (8)$$

由此可见在计算 ω_1 附近的位移响应时, 建立阻尼矩阵所用的阻尼比可按式表示:

$$\xi = \frac{\xi_1\xi_2}{\xi_1 + \xi_2} \quad (9)$$

同理在计算 ω_2 附近的位移响应时, 建立阻尼矩阵所用的阻尼比也可按公式(9)表示.

通过以上分析, 当需要计算两阶临近的共振频率附近的谐响应时, 只需将 2.2 节建立阻尼矩阵的方法步骤 1) 中的 ξ_r 修改为公式(9)的表示方式. 同样的, 若需考虑临近的多阶共振点附近的谐响应, 可以按照式(8)的模式继续叠加, 从而得到相应的阻尼比.

3 方法验证

3.1 单独振动阶次阻尼矩阵建立方法验证

下面将对一个模拟的带冠涡轮平板叶片进行

谐响应分析,通过有限元位移响应结果及试验数据来验证上述建立阻尼矩阵的方法,其阻尼比的来源通过模态测试得到.带冠涡轮平板叶片见图 2,该叶片采用不锈钢材料.

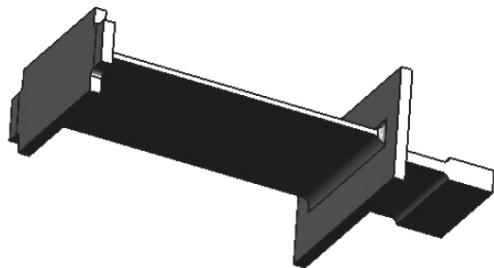


图 2 带冠涡轮平板叶片模型

Fig. 2 Plate model of shrouded turbine blade

对该叶片进行模态分析,边界条件考虑叶根凸起部位固支,通过有限元模态分析,得出其前两阶的固有频率及振型,见图 3.

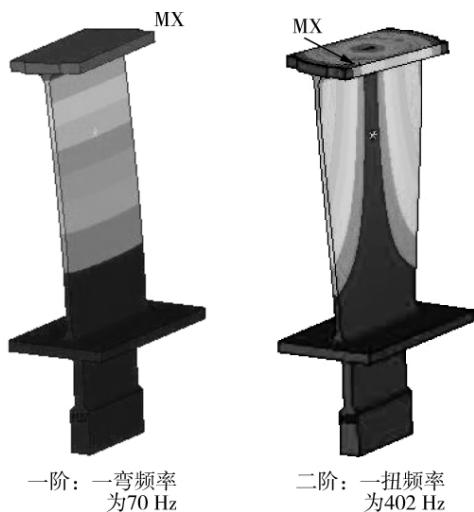


图 3 带冠涡轮叶片前两阶振型

Fig. 3 First two modal of shrouded turbine blade

下面对一阶共振点附近频率进行谐响应分析,有限元计算用到的阻尼比通过模态测试得到,一阶共振(一弯)频率为 70 Hz,阻尼比约为 0.077.由于该叶片一阶和二阶的频率差很大,根据本文所提出的建立阻尼矩阵的方法,在有限元软件中直接输入阻尼比 0.077,频率范围限制在 70 Hz 附近,5 N 的简谐激振力施加在叶片中部,通过有限元谐响应计算,叶片中部一点的位移响应曲线见图 4.

对该叶片进行响应试验,在叶片中部施加 5 N 的简谐激振力,叶根固支,采用位移传感器测叶片中部的位移响应,测得叶片共振频率为 69 Hz,叶

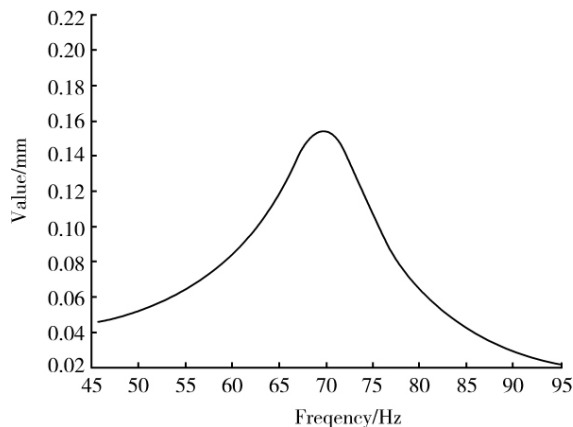


图 4 位移响应曲线

Fig. 4 Displacement response curve

片中部振动位移幅值为 0.15 mm,与有限元法计算得到的频率值及位移值基本一致.

3.2 临近振动阶次阻尼矩阵建立方法验证

工程中涡轮叶片的低阶共振频率一般不允许过分靠近,通常需要保持适当的频率分离度,但高阶共振频率仍可能比较靠近.为了简化实际叶片的模型复杂度,突出临近两阶共振频率特点,本章采用理想模型:等厚度梯形平板模型,见图 5.

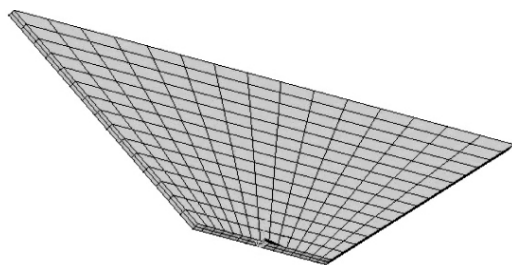


图 5 等厚度梯形平板模型

Fig. 5 Plate model of constant thickness trapezoidal

材料为不锈钢,有限元模态分析固支底部狭窄的面,通过分析得该模型的前两阶固有频率及振型见图 6.

由于两阶频率比较靠近,在进行谐响应分析时,阻尼矩阵的建立所用阻尼比的取值当采用公式(9)所述的阻尼比取值方法.假设测得的一阶阻尼比为 0.02,二阶阻尼比为 0.015,由公式(9)可推算出一阶、二阶附近的阻尼比为 0.0086.

根据以上阻尼比,对该模型进行谐响应分析固支模型的狭窄面,5 N 的激振力施加在模型较宽的一侧.分别给出分阶计算的位移响应曲线及两阶联合计算的位移响应曲线,见图 7.

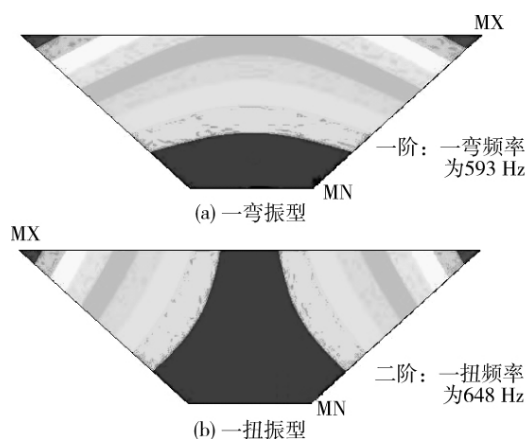


图 6 平板模型的一弯振型和一扭振型

Fig. 6 First bending modal and torsion modal of plate model

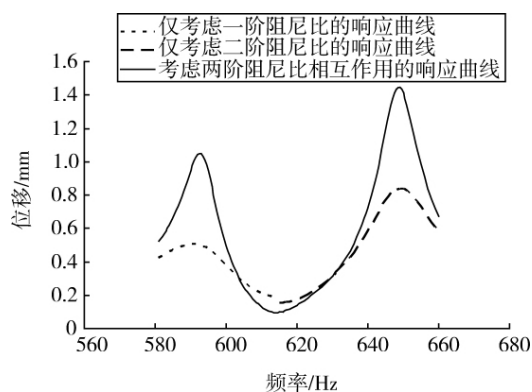


图 7 响应曲线对比

Fig. 7 Comparison of response curve

由于两阶频率比较靠近,二阶的响应曲线在靠近一阶频率侧干扰到了一阶的响应曲线,同样的一阶的响应曲线在靠近二阶频率侧也干扰到了二阶的响应曲线.图 7 所示为仅考虑一阶阻尼比的响应曲线、仅考虑二阶阻尼比的响应曲线和考虑两阶阻尼比联合作用后的响应曲线的变化即为两阶响应叠加成两阶联合响应的过程.通过理想模型的有限元分析,验证了在模型具有临近两阶共振频率特点时,采用公式(9)建立阻尼矩阵的可行性.

4 结 论

通过振动理论分析,由带黏性阻尼的系统强迫振动方程推导出振动模型具有单独振动阶次的阻尼矩阵建立方法及具有临近振动阶次的阻尼矩阵建立方法.采用该方法建立的阻尼矩阵针对带冠涡轮平板叶片及等厚度梯形平板模型进行有限元谐响应计算后均得到了理想的位移响应结果,通过带冠涡轮平板叶片的响应试验,得到了基本

一致的响应结果.

参考文献:

- [1] 孙艳红. 多频激励下干摩擦阻尼叶片的共振响应[D]. 天津:天津大学机械工程学院,2004.
SUN Yanhong. Resonances of dry-friction damper turbine blades under multi-harmonic excitation[D]. Tianjin: Tianjin University, 2004. (in Chinese)
- [2] 谭海波. 干摩擦阻尼叶片的黏滑周期振动研究[D]. 天津:天津大学机械工程学院,2004.
TAN Haibo. Studies on stick-slip periodic vibration of dry-friction damper turbine blades[D]. Tianjin: Tianjin University, 2004. (in Chinese)
- [3] 漆文凯. 涡轮转子叶片叶根阻尼装置减振特性分析及实验研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2005.
QI Wenkai. Research on analysis and experiment of turbine blade vibration characteristics with platform damper [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2005. (in Chinese)
- [4] 郝燕平,朱梓根. 带摩擦阻尼的叶片响应求解方法[J]. 航空学报, 2001, 22(5): 411-414.
HAO Yanping, ZHU Zigen. New method to resolve vibratory response of blades with friction damping[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2001, 22(5): 411-414. (in Chinese)
- [5] 漆文凯,高德平,陈伟. 干摩擦阻尼及其应用[J]. 理化检验-物理分册, 2002, 38(4): 160-163.
QI Wenkai, GAO Deping, CHEN Wei. Dry friction damping and its application[J]. Physical Testing and Chemical Analysis Part A: Physical Testing, 2002, 38(4): 160-163. (in Chinese)
- [6] 任勇生,李俊宝,熊诗波,等. 干摩擦阻尼及其在工程结构被动减振设计中的应用研究[J]. 力学与实践, 1997, 19(2): 12-17.
- [7] 李迪,洪杰,陈璐璐. 带冠涡轮叶片干摩擦阻尼减振试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2008, 21(4): 22-27.
LI Di, HONG Jie, CHEN Lulu. Experiment of dry friction damping effect of shrouded turbine blade[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2008, 21(4): 22-27. (in Chinese)
- [8] 南国防,任兴民,何尚文,等. 航空发动机自带冠叶片减振特性研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28(7): 135-138.
NAN Guofang, REN Xingmin, HE Shangwen, et al. Damped vibration characteristics of blades with tips of an aero-engine[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(7): 135-138. (in Chinese)
- [9] 安世亚太科技有限公司. ANSYS 13.0 理论参考手册[M]. 北京:安世亚太科技有限公司, 2010.
- [10] 比尔兹. 结构振动分析: 振动结构的模型、分析和阻尼[M]. 北京:中国铁道出版社, 1988.
- [11] 仇伟德. 机械振动[M]. 东营:石油大学出版社, 2001.
- [12] 大久保信行. 机械模态分析[M]. 上海:上海交通大学出版社, 1985.