

透平叶片振动激励系统设计与建模仿真

节凤丽 王维民* 邵星 屈维 张旭龙

(北京化工大学 机电工程学院, 北京 100029)

摘要: 为了监测预警叶片失稳颤振,防止因叶片颤振导致的事故发生,研究并设计出基于电磁激振力的叶片失稳颤振现象模拟装置。运用 ANSYS 进行电磁场分析,并以得到的最大电磁激振力为优化目标对该结构进行优化;然后通过分析叶片经过单组磁极时的激振力变化过程,对叶片进行模态和谐响应分析模拟。研究表明,本文所设计的激励装置可以控制产生不同的电磁激振力,从而能较好地模拟叶片的失稳颤振过程。

关键词: 叶片; 磁场分析; 优化设计; 动力响应

中图分类号: TK14; V216.2 **DOI:** 10.13543/j.bhxbzr.2018.02.010

引言

对旋转态转子和叶片的动力学行为规律及叶片稳定性评价的核心是阻尼辨识,可以通过系统参数识别的方法对其进行分析。行波激振法^[1]在旋转机械真实工况下的系统参数识别中有着极其重要的应用,具体方法主要有接触式压电陶瓷激励法^[2]、非接触式电磁(永磁)激励法^[3]及声波激励法^[4]。压电陶瓷激励法操作简单但成本较高,且同时只能对某些叶片进行激励。声波激振法的优势是在多数情况下忽略周围原有流场的影响,利用该方法可对单个叶片进行颤振和疲劳分析,也可通过在叶顶安装多个声学激振单元,实现对多个叶片的激励^[5-7],但该方法存在的主要不足是声波激振元件的设计较为困难且成本较高。电磁激振法目前在静态叶片的激励中应用较广泛,通常被用于研究叶片/叶盘结构由于摩擦接触等因素带来的结构阻尼。由于流场的影响基本可以忽略,激励频率可控且可以实现高频激励,被认为是比较有前景的激励方式。Beck 等^[8]和 Firrone 等^[9]利用电磁式行波激励器,对静态下的叶片进行行波激励,后者还通过电磁行波激励研究了静止状态下叶片底部阻尼器对叶盘振动的影响,但是仍然没有解决叶片旋转状态下的行

波激励这一难题。

为了研究叶片旋转状态下的动力学特性,本文提出了一种基于可控电磁激励的叶片测试系统,在对电磁激励装置进行优化设计后,通过改变通入电流的幅值、频率、相位角等来改变电磁激振器产生的激振力,并对叶片模态和谐响应进行模拟仿真来分析其非线性动力学特性,为后续进一步研究叶片在同步和异步下的振动测量提供参考依据。

1 叶片测试原理和磁场分析基础

在叶轮机械中,单个转子叶片可简化为单叶片进行分析,其离散形式的系统振动方程为

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

在叶轮机械中, \mathbf{M} 为结构的质量矩阵, \mathbf{C} 为叶片周围流场带来的气动阻尼矩阵, \mathbf{K} 为结构的刚度矩阵, \mathbf{F}_a 为激振力矩阵。周围流场施加给叶片的激励力(压强)可表示为

$$p = p(x, y, z, t) = p(x, y, z, t + T) \quad (2)$$

其中 t 为叶片振动时间, T 为振动周期。该激励力在一个周期内对流场所做的功为

$$W = \int_0^T \int_S p \mathbf{n} \cdot \mathbf{v} dS dt \quad (3)$$

其中 \mathbf{n} 为叶片表面的外法线矢量, \mathbf{v} 为叶片振动的速度矢量, S 为叶片的表面积。

叶片模态气动阻尼比^[10]可表示为

$$\xi = \frac{-W}{2\pi w^2 q^2} \quad (4)$$

其中 q 为正则化模态振幅, ξ 为模态气动阻尼比, w 为无阻尼固有频率。

收稿日期: 2017-07-27

基金项目: 国家自然科学基金(51275028/51135001)

第一作者: 女,1992年生,硕士生

* 通讯联系人

E-mail: wwmbuct@163.com

按照能量法的定义,负的气动功表示在一个周期内叶片对流场做功,即随着叶片的能量不断释放到气流中,系统的气动弹性趋于稳定。本电磁激励的目的是用电磁激振力来代替气动力,通过电磁激振力使系统出现气弹失稳的现象,从而进行气弹失稳辨识。

为了方便计算,在磁场分析中引入矢量磁位 \mathbf{A} 、标量电位 φ ,从而可以将电磁场中的变量分离出来,进而得到以下关系

磁感应强度

$$\mathbf{B} = \nabla \mathbf{A} \quad (5)$$

电场强度

$$E = -\nabla \varphi \quad (6)$$

将式(5)、(6)代入 Maxwell 方程组中,得磁场偏微分方程(7)和电场偏微分方程(8)

$$\nabla^2 \mathbf{A} - \mu \varepsilon \frac{\partial^2 \mathbf{A}}{\partial t^2} = -\mu \mathbf{J} \quad (7)$$

$$\nabla^2 \varphi - \mu \varepsilon \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = -\frac{\rho}{\varepsilon} \quad (8)$$

其中 μ 为介质的磁导率; ε 为介质的电导率; \mathbf{J} 为传导电流密度矢量; ρ 为电荷外密度; ∇^2 为拉普拉斯算子,用公式(9)表示

$$\nabla^2 = \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \quad (9)$$

电磁场的边界条件为

$$\begin{cases} \nabla^2 \mathbf{A} = -\mu \mathbf{J} \\ \mathbf{A} = 0 \\ \frac{\partial \mathbf{A}}{\partial n} = 0 \end{cases} \quad (10)$$

结合式(7)、(8)和边界条件式(10),利用有限元法可以得到磁势和电势,进而得到符合要求的电磁激振力以及磁感应强度。

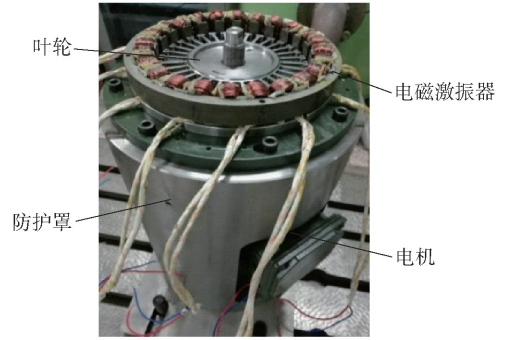
2 电磁激振器的优化设计

2.1 实验装置

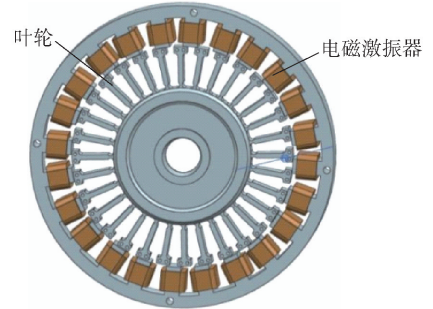
本实验台结构如图 1(a)所示,硬件结构由实验台叶轮、防护罩、电磁激振器、电机等组成。实验台与监测系统共同组成了一个完整的叶片健康监测系统,可完成对叶片的振动位移及应变的监测。电磁激振器及叶轮结构如图 1(b)所示,该系统的电磁激励共有 12 对磁极,32 个叶片。

2.2 电磁激振器磁场分析与结构优化

电磁激振器的结构设计要保证产生足够大的电



(a) 实验台实物图



(b) 电磁激振器及叶轮结构

图 1 实验台和电磁激振器及叶轮结构

Fig. 1 The structure of the test rig, the electromagnetic excitation and the impeller

磁激振力,因此在设计过程中需要综合考虑电磁激励结构与叶片之间的间隙、极靴宽度、绕线方式及线圈匝数等因素。本文考虑其中一对磁极产生的电磁激振力,其大小可以用公式(11)表示

$$F = \frac{\mu_0}{4} A_0 N^2 \left(\frac{I}{g} \right)^2 \cos \theta \quad (11)$$

其中 A_0 为气隙截面积, m^2 ; I 为线圈通电电流, A ; g 为空气间隙, m ; θ 为两个相邻磁极间的夹角, $(^\circ)$ 。

绕线线圈的设计包括所选线圈允许的使用温度、绕线匝数以及绕线方式等的选择和确定。其中线圈的使用温度主要取决于所选的绝缘等级,要保证线圈外的绝缘漆不会因为高温而熔化;匝数由公式(12)来确定

$$A_n K_0 = A_d N \quad (12)$$

式中 A_n 为线槽截面积, m^2 ; A_d 为绕线截面积, m^2 ; K_0 为叠装系数; N 为绕线匝数,综合考虑线圈直径大小等因素,选取匝数为 60。

对该系统进行磁场分析,简化结构如图 2 所示。为了对电磁激振器的定子极靴宽度进行优化分析,将通电电流大小控制为 3 A,同时保持其他结构参数不变,将定子极靴宽度从 6 mm 等间距增大到 9 mm 时电磁激振力的变化如图 3 所示。观察到定子极靴

宽度发生变化时所产生的电磁激振力处于一个波动状态,定子极靴宽度为 7.5 mm 时电磁激振力达到最大,所以取定子极靴宽度为 7.5 mm。

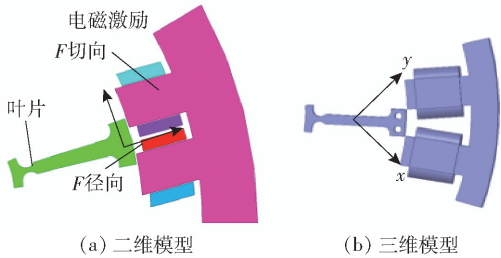


图 2 电磁激振器单对磁极简化模型

Fig. 2 A simplified model of electromagnetic excitation for a pair of magnetic poles

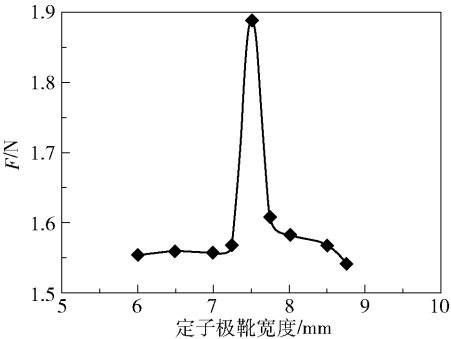


图 3 不同定子极靴宽度下的电磁激振力

Fig. 3 The electromagnetic forces for different widths of stator pole boots

3 电磁激振器的磁力分析

3.1 不同电流下的磁力分析

选择电磁激振器的定子材料为磁性材料,其磁滞(B-H)曲线如图 4 所示,图中 B 为磁感应强度, T ; H 为磁场强度, A/m 。在工作中,材料的工作点要尽量保持在 B-H 曲线的线性部分,以便电磁激振力的动态性能处于线性控制状态。

对图 2(b) 中的三维模型分别计算通电电流在 0 ~ 20A 内的电磁激振力,通过仿真得到不同电流下的电磁激振力合力及其在 x 、 y 方向的分力如图 5 所示。可以看出,电磁激振力在通电电流为 10 ~ 20 A 之间电磁激振力可控性较好,便于实验使用。

利用 ANSYS 对图 2(a) 模型进行分析,通电电流为 15 A 时,得到仿真结果如图 6 所示。由图 6 (a) 可以看出,磁极和叶片之间形成了闭合回路,符合设计要求。由图 6(b) 观察到,叶片和磁极边缘磁感应强度已经达到 1.9 T,超过了 B-H 曲线的线性部分对应的磁感应强度,而且继续增大电流产生的

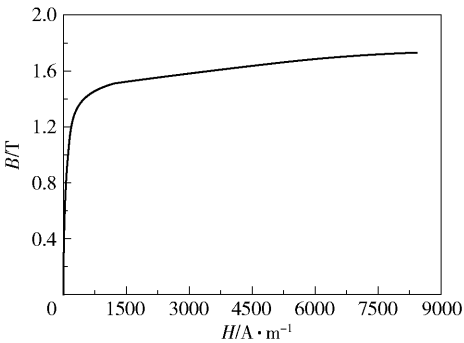


图 4 定子材料的磁滞(B-H)曲线图

Fig. 4 The magnetic hysteresis (B-H) curve of the stator material

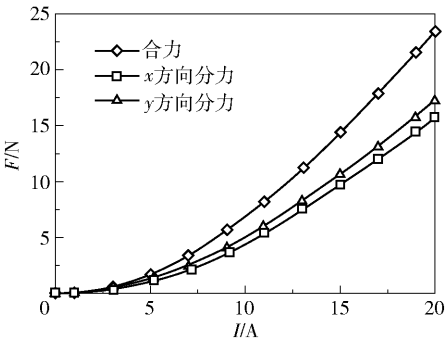
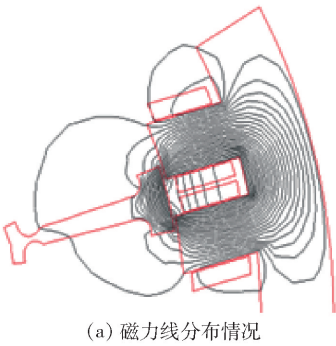
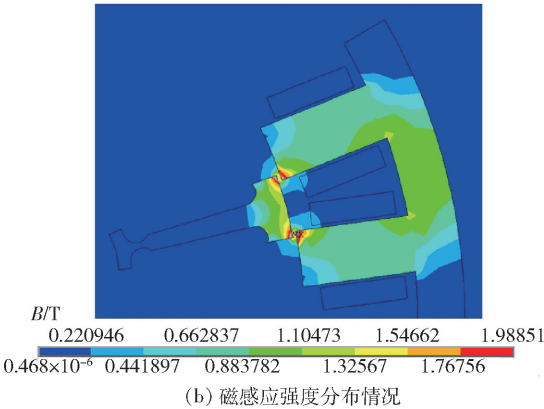


图 5 不同电流下的电磁激振力

Fig. 5 The electromagnetic forces at different currents



(a) 磁力线分布情况



(b) 磁感应强度分布情况

图 6 通电 15 A 时磁场二维模型仿真结果

Fig. 6 Simulation results of the 2D model at 15 A

损耗也会继续增多,从而使产热量进一步增加,工作效率极大降低。因此通电电流应控制在 15 A 以内。

3.2 不同位置下的磁力分析

根据 3.1 节,将电流大小设为 15 A,利用 Maxwell 对图 2(b)模型进行不同位置的磁场仿真,叶片位置变化为绕轴心从磁极的一侧运动到另一磁极一侧(如图 7 箭头所示)。将模拟得到的电磁激振力分解为沿叶片径向和切线方向的分力,结果如图 8 所示。可以看出,径向分力变化近似正弦形态,叶片从初始位置向磁极中间位置靠近时电磁激振力逐渐增大,叶片处于中间位置时电磁激振力达到最大,不断远离中间位置时电磁激振力逐渐减小。观察切向分力发现,叶片靠近中间位置时电磁激振力方向与运动方向一致,叶片远离中间位置时二者方向相反。

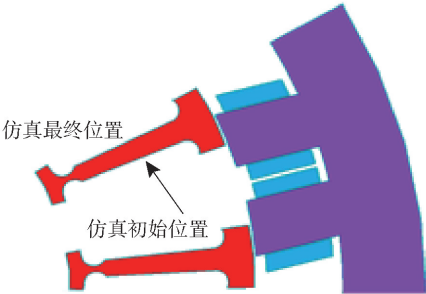


图 7 叶片在不同位置仿真的示意图

Fig. 7 Simulation diagram of the blade in different positions

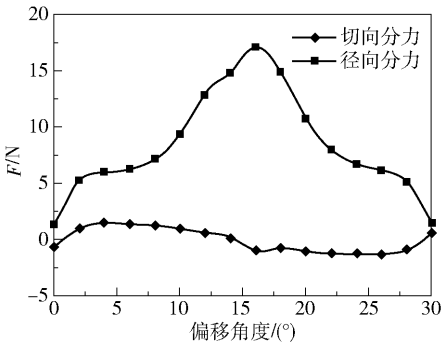


图 8 不同位置下的电磁激振力

Fig. 8 The electromagnetic force at different locations

4 电磁激振力对叶片振动影响

由于整个叶片是周期性对称的,故仅取单个叶片进行分析。基于第 3 章对电磁激振力的仿真情况,设转速为 3000 r/min,以图 3 所示的叶片与电磁激振器所处位置为例,进行模态分析和谐响应分析。

4.1 模态分析

在模态分析中,振动频率 ω_i 和模态 ϕ_i 由方程 (13) 计算

$$([K] - \omega_i^2[M])\{\phi_i\} = 0 \tag{13}$$

对于考虑预应力的模态分析,将预应力分析中由静力结构求得的应力刚度矩阵 S 代入公式 (13),得到模态方程

$$([K + S] - \omega_i^2[M])\{\phi_i\} = 0 \tag{14}$$

仿真中将 Maxwell 求得的力直接导入模态分析中进行考虑预应力的叶片模态分析。对模型采用四面体网格划分,单元尺寸取 4 mm,并对模型施加固定约束边界。鉴于叶片的工作能量主要集中在前几阶模态中,故提取设定转速下该叶片前六阶固有频率如表 1,前六阶振型如图 9。观察图 9 叶片模态振型可知,叶片振动形式主要为弯曲振动和扭转振动,

表 1 叶片前六阶固有频率

Table 1 The first six order natural frequencies of the blade

模态	仿真固有频率/Hz	模态	仿真固有频率/Hz
1	1808.8	4	15939
2	8382.3	5	38077
3	10905	6	41567

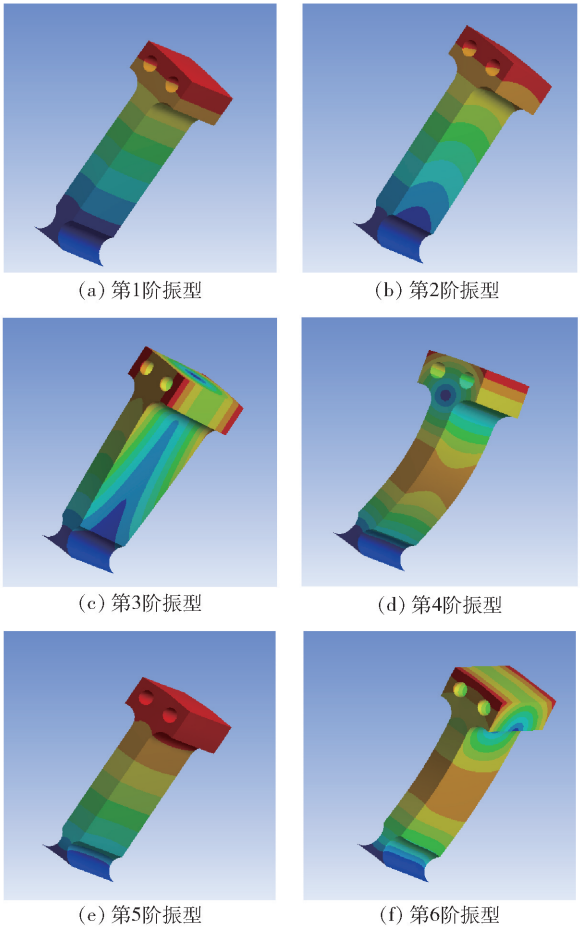


图 9 叶片前六阶振型

Fig. 9 The first six order vibration modes of the blade

并且各个固有频率下的振动形式不是单一的振动或扭转形式,而是两种振动的耦合变形。

4.2 谐响应分析

在模态计算的基础上,对叶片结构进行基于模态叠加法的谐响应分析,以得到叶片在激振力作用下的位移及应力响应状态。根据图9计算结果,取最大电磁激振力(切向力2 N、径向力18 N)施加到叶片表面,设频率区间为1798.8~1818.8 Hz,40个分析步,结构阻尼比0.2%。在叶片顶部中点提取叶片切向位移响应曲线如图10(a)所示,在叶片叶根中点提取叶片应力响应曲线如图10(b)所示。

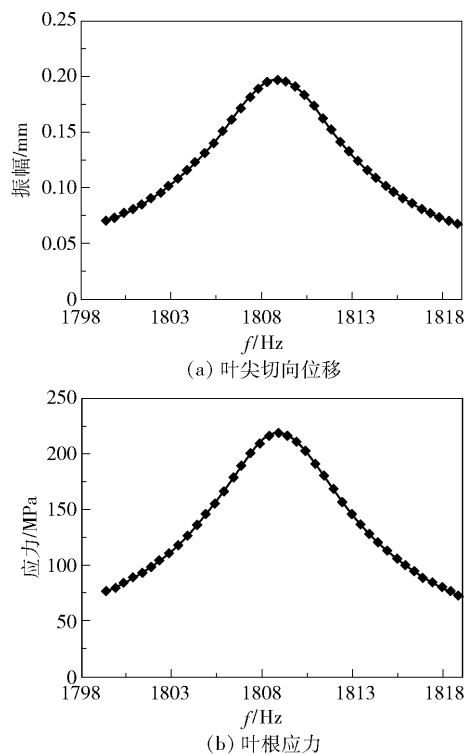


图10 叶尖切向位移和叶根应力响应曲线

Fig. 10 Plots of the tangential displacement response at the blade tip and the stress response at the blade root

由图10(a)看出,当激振力的频率为叶片一阶固有频率(1808.8 Hz)时,叶尖切向振幅最大,为0.19 mm;由图10(b)看出,当激振力的频率为叶片一阶固有频率时,叶根处应力最大,为215 MPa。

5 结论

(1)对激励装置结构进行仿真优化,得出线圈匝数为60、定子极靴宽度为7.5 mm时电磁激振力最大。

(2)将通电电流设定为15 A,可保证电磁激振力线性可控和较低装置损耗,且叶片在单对磁极的

中间位置处所受电磁激振力最大。

(3)仿真单个叶片在该电磁激振力作用下的模态和谐响应特性,得到固有频率和振型、叶尖切向位移和叶根应力响应曲线,可作为失稳颤振监测的依据之一。

参考文献:

- [1] Carassale L, Marrè-Brunenghi M, Patrone S. Estimation of damping for turbine blades in non-stationary working conditions[C]//ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. Montreal, Canada, 2015.
- [2] Pickering T M. Methods for validation of a turbomachinery rotor blade tip timing system[D]. Blacksburg, USA: Virginia Polytechnic Institute and State University, 2014.
- [3] Firrone C M, Berruti T. An electromagnetic system for the non-contact excitation of bladed disks [J]. Experimental Mechanics, 2012, 52(5): 447-459.
- [4] Holzinger F, Wartzek F, Schiffer H P, et al. Self-excited blade vibration experimentally investigated in transonic compressors: acoustic resonance[J]. Journal of Turbomachinery, 2015, 138(4): 041001.
- [5] 林左鸣, 李克安, 杨胜群. 声波激振的微观机理探讨[J]. 南京航空航天大学学报, 2010, 42(6): 675-679.
Lin Z M, Li K A, Yang S Q. Investigation on micro-theory of sound wave excitation[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2010, 42(6): 675-679. (in Chinese)
- [6] 郭定文, 黄文超, 王琰, 等. 发动机叶片的声响应与声振疲劳特性实验研究[J]. 结构强度研究, 2014(3): 23-26.
Gou D W, Huang W C, Wang Y, et al. Experiment on acoustic vibration fatigue properties of the engine blade [J]. The Structural Strength Study, 2014(3): 23-26. (in Chinese)
- [7] Freund O, Montgomery M, Mittelbach M, et al. Non-contact test set-up for aeroelasticity in a rotating turbomachine combining a novel acoustic excitation system with tip-timing [J]. Measurement Science and Technology, 2014, 25(3): 035008.
- [8] Beck J A, Justice J A, Scott-Emuakpor O E, et al. Next generation traveling-wave excitation system for integrally bladed rotors [J]. Journal of Aerospace Engineering, 2015, 28(6): 04015005.
- [9] Firrone C M, Berruti T M, Gola M M. On force control

of an engine order-type excitation applied to a bladed disk with underplatform dampers[J]. Journal of Vibration & Acoustics, 2013, 135(4): 041103.

[10] 欧阳涛, 段发阶, 闫明, 等. 双参数法辨识叶片同步振动的研究[J]. 传感器与微系统, 2010, 29(3): 42–

45.

Ouyang T, Duan F J, Yan M, et al. Research on identifying synchronous blade vibration using two-parameter-plot method[J]. Transducer and Microsystem Technologies, 2010, 29(3): 42–45. (in Chinese)

Design and modeling simulation of a vibration excitation system for turbine blades

JIE FengLi WANG WeiMin* SHAO Xing QU Wei ZHANG XuLong

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: In order to monitor the instability flutter of a warning blade and prevent accidents caused by the blade flutter, an experimental device to model the flutter instability of a blade resulting from electromagnetic forces has been designed and studied. First, the electromagnetic field was analyzed by ANSYS. The optimal electromagnetic force was used as the optimization objective to optimize the structure. Then by analyzing the change of the exciting force when the blade passes through a single set of magnetic poles, the behavior of the blade was simulated and modeled by harmonic response analysis. The results show that the excitation device developed in this work can control the different electromagnetic forces and thus provide a realistic simulation of the vane instability flutter process.

Key words: blade; magnetic field analysis; optimal design; dynamic response

(责任编辑:汪 琴)