

基于微动滑移模型的叶片阻尼结构参数研究

徐自力, 谷伟伟, 吕强, 王尚锦

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 基于单边微动滑移的干摩擦阻尼模型, 采用 Timoshenko 梁单元模化叶片, 建立了带干摩擦阻尼结构叶片的动力学方程. 针对该微分方程的非线性特点, 采用一阶谐波平衡法, 进行了动力响应的计算分析. 研究了阻尼器的正压力、位置、截面拉伸刚度, 以及激振力的位置和大小等阻尼结构参数对叶片系统响应的影响. 研究表明: 阻尼器的正压力和截面拉伸刚度存在一个最优值, 使系统响应最小; 阻尼器的位置对共振频率有较大的影响; 激振力的大小和位置同样影响系统的动力特性. 研究结果为叶片的最佳阻尼结构设计提供理论依据.

关键词: 叶片; 微动滑移模型; 干摩擦阻尼; 有限元法; 谐波平衡法

中图分类号: TK263.3; V231.92 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-987X(2007)05-0507-05

Study on Damping Structure Parameters of Blades Based on the Microslip Model

Xu Zili, Gu Weiwei, Lü Qiang, Wang Shangjin

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Equations of motion for damped blades were established using the finite element method, in which the friction dampers of blades were regarded as a microslip model and the blade structures was modeled with the Timoshenko beam. The harmonic balance method (HBM) was employed to solve the forced response of damped blades considering nonlinear feature of differential equations. Influence of parameters of damping structures such as normal force, location and tensile stiffness of the damper, location and magnitude of excitation force, on forced response of blades was studied. The calculated results show that the optimal normal force and tension stiffness exist for the system with the least forced response. Moreover, the location of the damper has a big effect on the resonance frequency of the system, and the location and magnitude of the excitation force also affect the dynamic characteristics of the system.

Keywords: blade; microslip model; dry friction damping; finite element method; harmonic balance method

透平叶片事故的统计分析表明, 大多数叶片损坏是由叶片振动过大引起的. 为了降低叶片的振动, 国内外越来越多的生产厂家采用带有阻尼围带或凸肩结构的叶片, 即带阻尼结构叶片. 在振动发生时通过围带或凸肩之间的干摩擦消耗振动能量, 起到减振的作用. 利用干摩擦阻尼进行减振是一种简单而有效的方法. 要准确地估算干摩擦阻尼对叶片减振

的贡献, 一个重要的方面就是建立合理的干摩擦力数学描述. 阻尼器的数学描述主要有宏滑移模型和微滑移模型. 宏滑移模型是一种单点接触模型, 即接触面上的所有点具有相同的位移, 宏滑移模型由于简单、计算量小而被广泛采用^[1-3]. 但实际上, 当接触面积很大或位移很小时, 这种刚体假设是不合适的. 微滑移模型考虑了摩擦面的正压力分布不均匀, 摩

擦面内各点处的变形和状态不一致. 微滑移模型比宏滑移模型能更准确地描述摩擦力和位移之间的关系, 特别是正压力和接触面积较大时. 目前应用比较多的是 Iwan 模型和 Menq 模型^[4]. 本文采用的单边滑移模型对 Menq 模型做了改进, 取消了剪切层, 使模型更简单, 但仍能完整地反映微滑移界面的重要特征^[5].

到目前为止, 摩擦阻尼叶片的动力学设计仍离不开经验和试验, 阻尼叶片各种参数的定量关系还不是很清楚. 本文采用 Timoshenko 梁单元来离散叶片, 采用了微动滑移模型和理论来描述叶片阻尼器, 研究阻尼叶片的动力特性. 通过选取不同的阻尼器结构参数和激振力参数, 研究系统的幅频响应曲线的变化. 所得结论可为叶片的设计人员确定最佳的设计方案提供理论依据.

1 微滑移模型及线性化

1.1 单边微动滑移解析模型

在带阻尼结构叶片中, 实际的干摩擦阻尼器形状和受力非常复杂. 这里将阻尼器简化为如图 1 所示模型^[5], 阻尼器用一个压在刚性表面的矩形板模拟. 板的弹性模量为 E , 长度为 l , 横截面积为 A , 接触面摩擦系数为 μ , 且在整个接触面上为常数. 其上作用有法向分布载荷 q , 根据阻尼器形式的不同, 分布载荷可能是阻尼器本身的离心力或者是凸肩接触面上的正压力. 在阻尼器的端部和叶片相连, 设该处的切向外力和位移分别为 F 和 u , 这样力学模型中可以通过力和位移将阻尼器和叶片关联起来. 设该力简化为谐波函数

$$F = F_a \sin \omega t \quad (1)$$

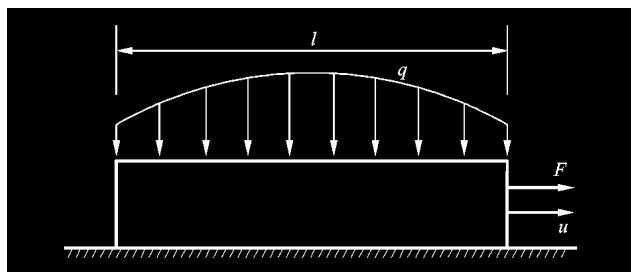
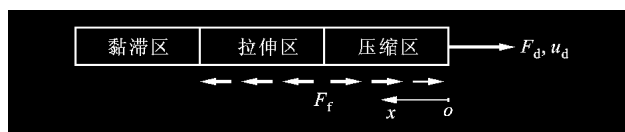


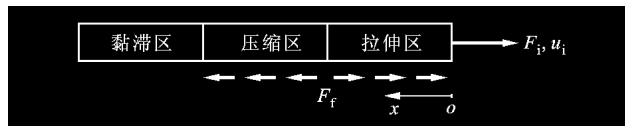
图1 单边微动滑移解析模型

当外力从最大值减小时, 靠近阻尼器端的区域由拉伸状态转为收缩状态, 而离开一段距离后, 随着阻尼器界面内力的变化, 阻尼器内仍保持着拉伸的状态, 如图 2a 所示. 当外力从最小值增大时, 靠近阻尼器端的区域由收缩状态转为拉伸状态, 而离开一段距离后, 随着阻尼器界面内力的变化, 阻尼器内仍

保持着原来的收缩状态, 如图 2b 所示. 图中 F_f 为摩擦力, 箭头指向摩擦力的方向. 图 2 显示了微滑移模型的特点以及与宏滑移模型的最大区别.



(a) 外力由最大值减小时滑移状态和摩擦力示意图



(b) 外力由最小值增大时滑移状态和摩擦力示意图

图2 阻尼器的滑动状态和摩擦力的示意图

如果 q 简化为二次函数

$$q(x) = q_0 + q_2 \frac{4(xl - x^2)}{l^2} \quad (2)$$

根据对模型的力学分析, 并借助于中间变量滑移长度可以得到外力 F 和位移 u 的函数关系^[1].

位移随滑移长度的变化可分为递增和递减 2 个阶段

$$u = \begin{cases} u_d(\delta_d), 0 \leq \delta_d \leq \delta_a & \text{当 } \partial F / \partial t < 0 \text{ 时} \\ u_i(\delta_i), 0 \leq \delta_i \leq \delta_a & \text{当 } \partial F / \partial t > 0 \text{ 时} \end{cases} \quad (3)$$

其中

$$\begin{aligned} u_d(\delta_d) &= \frac{\mu}{EA} \left(q_0 \frac{\delta_a^2 - 2\delta_d^2}{2} + \right. \\ &\quad \left. q_2 \left(\frac{4(\delta_a^3 - 2\delta_d^3)}{3l} - \frac{\delta_a^4 - 2\delta_d^4}{l^2} \right) \right) \\ u_i(\delta_i) &= \frac{\mu}{EA} \left(q_0 \frac{2\delta_i^2 - \delta_a^2}{2} + \right. \\ &\quad \left. q_2 \left(\frac{4(2\delta_i^3 - \delta_a^3)}{3l} - \frac{2\delta_i^4 - \delta_a^4}{l^2} \right) \right) \end{aligned}$$

式中: δ_i 为拉力 F 增大时阻尼器的滑移区长度; δ_d 为拉力 F 减小时阻尼器的滑移区长度; δ_a 为阻尼器的最大滑移长度, 可通过最大的力幅 $F_a = \mu q_0 \delta_a + \frac{2\mu q_2}{3l^2} (3\delta_a^2 l - 2\delta_a^3)$ 确定.

相应地外力随滑移长度的变化也可分为递增和递减 2 个阶段

$$F = \begin{cases} F_d(\delta_d), 0 \leq \delta_d \leq \delta_a & \text{当 } \partial F / \partial t < 0 \text{ 时} \\ F_i(\delta_i), 0 \leq \delta_i \leq \delta_a & \text{当 } \partial F / \partial t > 0 \text{ 时} \end{cases} \quad (4)$$

其中

$$\begin{aligned} F_d(\delta_d) &= \mu q_0 (\delta_a - 2\delta_d) + \frac{2\mu q_2}{3l^2} (3l\delta_a^2 - 2\delta_a^3 + \\ &\quad 4\delta_d^3 - 6l\delta_d^2) \end{aligned}$$

$$F_i(\delta_i) = \mu q_0(2\delta_i - \delta_a) + \frac{2\mu q_2}{3l^2}(2\delta_a^3 - 3l\delta_a^2 + 6l\delta_i^2 - 4\delta_i^3)$$

1.2 等效刚度和等效阻尼

干摩擦阻尼具有非线性特性,在引入振动系统求响应时一般要线性化.本文采用Lazan线性化^[6],即将外力与位移的迟滞回线用等效的椭圆代替.经线性化,阻尼器的等效阻尼 C_{eq} 和等效刚度 K_{eq} 分别为

$$C_{eq}(\delta_a) = \frac{2EA}{3\pi\omega\delta_a} \left[q_0^2 l^4 + \left(4\delta_a l^3 - \frac{14}{5}\delta_a^2 l^2 \right) q_0 q_2 + \left(\frac{8}{7}\delta_a^4 - 4\delta_a^3 l + \frac{16}{5}\delta_a^2 l^2 \right) q_2^2 \right] / \left[\frac{q_0 l^2}{2} + q_2 \left(\frac{4\delta_a l}{3} - \delta_a^2 \right) \right]^2 \quad (5)$$

$$k_{eq} = \left(\left(\frac{F_a}{u_a} \right)^2 - (\omega C_{eq})^2 \right)^{1/2} \quad (6)$$

2 阻尼叶片振动响应分析模型及求解算法

实际的叶片很复杂,但为了更好地研究阻尼结构参数,本文采用 Timoshenkon 梁单元来离散叶片,具体的过程可参见文献^[7],图3是叶片和阻尼器的简化模型.将阻尼器的摩擦力线性化,用等效刚度和等效阻尼来代替.根据 Hamilton 原理可以得到阻尼叶片的动力学方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{F} + \mathbf{F}_n \quad (7)$$

式中: $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{K}$ 、 $\mathbf{C}$ 分别为叶片本体结构的质量矩阵、刚度矩阵、材料阻尼矩阵; $\mathbf{X}$ 为位移向量; $\mathbf{F}$ 为外界载荷矩阵; $\mathbf{F}_n$ 为含干摩擦力的向量,和摩擦阻尼器连接处为 f_n ,其他处为 0, f_n 为阻尼器端的等效非线性力,可表示为

$$f_n = C_{eq}(X_c)\dot{X}_c + K_{eq}(X_c)X_c \quad (8)$$

式中: X_c 为阻尼器所在位置的位移.谐波平衡法是一种比较理想的求解非线性动力方程的近似解法,一般情况下它可以满足工程精度的要求,而且计算速度快.对于式(7)这么一个多自由度非线性微分方程,这里采用单阶的谐波平衡法^[8],设解的形式为

$$\mathbf{X} = \mathbf{X}_a e^{i\omega t} \quad (9)$$

式中: $\mathbf{X}_a$ 为叶片振动幅值.代入式(7),可以将非线性微分方程转化为非线性代数方程求解.转化后的非线性代数方程同样需要迭代求解.

3 阻尼结构参数研究

通过改变阻尼器的正压力、位置、截面拉伸刚

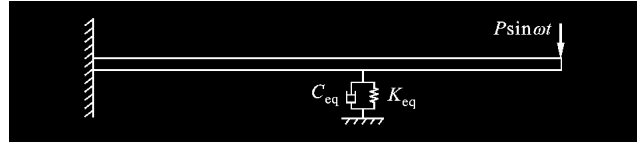


图3 叶片和阻尼器的简化模型

度、激振力的位置和大小,研究了阻尼参数对叶顶的幅频响应的影响.计算中悬臂梁参数为:梁长 $L=0.25$ m,梁高 $h=0.02$ m,梁宽 $b=0.03$ m, $\rho=7.85 \times 10^3$ kg/m³, $E=2.0 \times 10^{11}$ N/m². 阻尼器的参数为: $EA=40$ kN, $l=0.2$ m, $\mu=0.4$, $q_2=q_0/2$.

3.1 阻尼器的正压力变化对系统响应的影响

阻尼器和简谐激振力分别作用在叶片的 3/5 和叶顶处,计算中将叶片离散成 5 个单元.改变阻尼器正压力,系统的幅频响应曲线如图4和图5所示.图中横坐标 λ 是激振力频率和叶片一阶固有频率的比值,纵坐标 x_1 、 x_2 分别为阻尼器所在位置和叶顶处的振幅.每条曲线对应的归一化正压力 Q_0 值见图4、图5,其中阻尼器归一化正压力 Q_0 的定义式为

$$Q_0 = \mu q_0 l / P \quad (10)$$

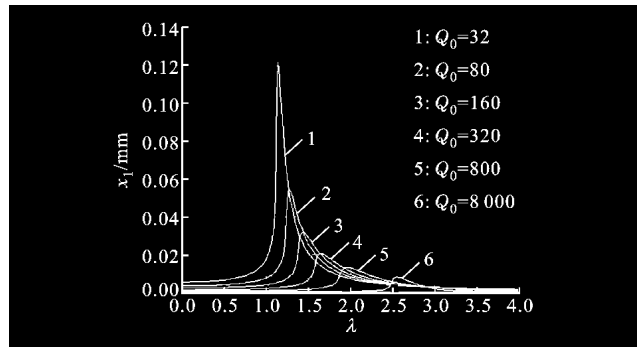


图4 阻尼器所在位置的幅频响应曲线

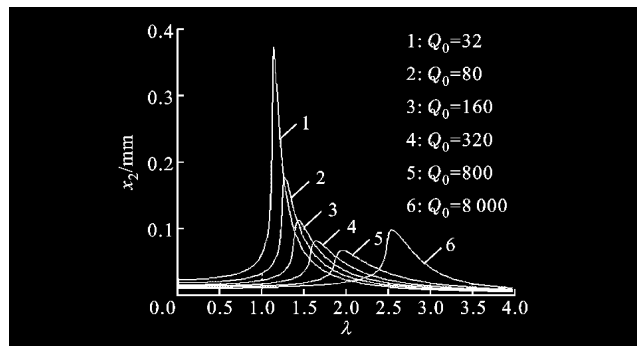


图5 激振力所在位置(叶顶)的幅频响应曲线

从幅频响应曲线可以看出,阻尼器所在位置的振幅随正压力的不断增大在减小,而激振力所在位置的振幅是先减小后增大,同时,系统的共振频率随正压力的增大不断增大.当正压力增大时,阻尼器的

等效刚度会增大,进而系统的总体刚度会增大,所以系统的共振频率会增大.阻尼器所在位置的幅频响应不断减小是由于阻尼对所在节点的约束会随等效刚度的增大不断加强.

对叶顶来说,存在一个最优的正压力.在该正压力下,阻尼叶片的减振效果最好,系统的响应幅值最小.通过求不同正压力的幅值响应曲线各幅值点的包络线,就可以求得这个最佳正压力值.

3.2 阻尼器位置改变对系统响应的影响

将叶片离散成均匀的10个单元,改变阻尼器的位置,叶顶的幅频响应曲线见图6,图中 L_m 为阻尼器所在位置的节点号.从幅频响应曲线可以看出,当阻尼器靠近叶顶时,叶顶的幅频响应在大幅减小.阻尼器的位置对系统的共振频率影响很大,所以通过改变阻尼器的位置,对系统可以起到调频的作用.但在实际应用中,阻尼的位置还会受气动效率和结构应力水平控制的限制.

阻尼器靠近叶顶时,对叶顶的约束加强,使得叶顶的幅值减小.阻尼器作用于不同的位置,等效刚度和阻尼会对应装入总体刚度矩阵和总体阻尼矩阵不同的位置,即系统的刚度会随之变化,进而系统的共振频率会随之改变.

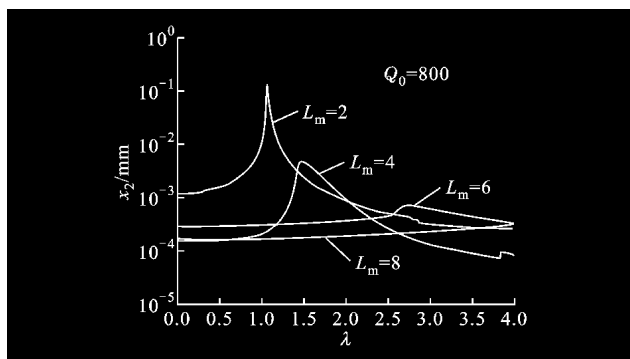


图6 叶顶的幅频响应曲线

3.3 阻尼器界面拉伸刚度改变对系统响应的影响

阻尼器的截面拉伸刚度的改变可以通过改变阻尼的横截面积和材料实现.图7、图8分别为阻尼所在位置和叶顶随阻尼器拉伸刚度变化的幅频响应曲线.此计算中,阻尼器作用于1/2叶高处.从图中可以看出:阻尼所在位置的振动幅值随截面抗拉刚度的增大在不断地减小,而叶顶幅值是先减小后增大.所以对叶顶来说,存在一个最优的阻尼截面拉伸刚度.在此模量下,叶顶的振幅是最小的.

分析式(4)和式(5),改变阻尼界面拉伸刚度 EA ,同样会改变阻尼器等效刚度和阻尼,情况与改变接触压力相类似.

3.4 激振力位置改变对系统响应的影响

改变激振力位置,叶顶的幅值响应曲线见图9,图中 L_d 为激振力所在位置的节点号.计算中,阻尼器作用于1/2叶高处.从图中可以看出,当激振力逐渐靠近叶顶时,叶顶的幅值响应在增大,系统的共振频率在减小,即激振力位置改变时会改变系统的固有动力特性.这是非线性系统与线性系统的重要不同之处.

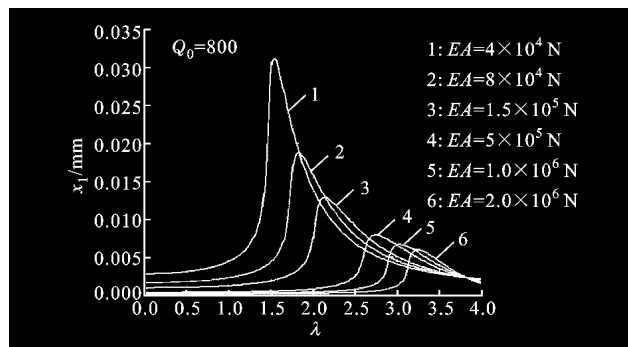


图7 随阻尼器拉伸刚度变化阻尼所在位置的幅频响应曲线

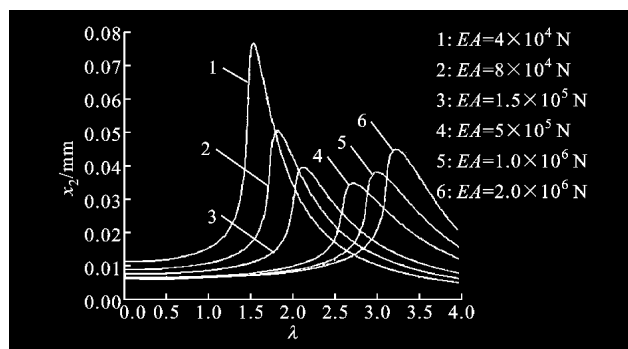


图8 随阻尼器拉伸刚度变化叶顶所在位置的幅频响应曲线

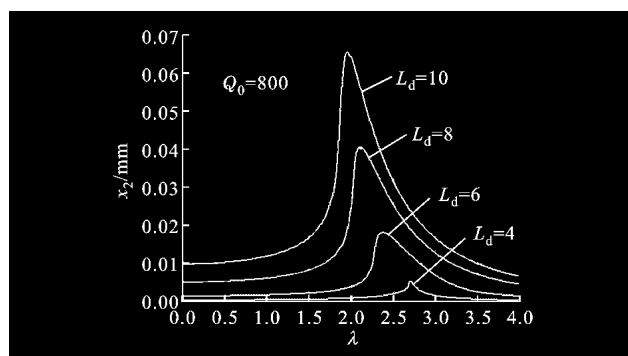


图9 随外界激振力位置改变叶顶节点的幅频响应曲线

3.5 激振力大小变化对系统的影响

改变激振力的大小,同样可以改变系统的响应,计算结果见图10.计算中,阻尼器作用于1/2叶高处,每条曲线对应的激振力的幅值见图10.激振力

的大小会影响系统的振幅大小,激振力大则振幅也大,反之亦然。同时可以看到,激振力的大小对系统共振频率的影响并不明显,可能是由于该系统本身是弱非线性造成的,这点仍需要做进一步研究。

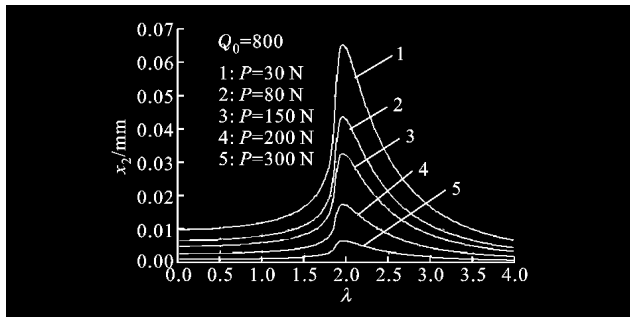


图 10 随外界激振力位置改变叶顶节点的幅频响应曲线

4 结 论

(1)阻尼器的接触正压力会改变系统的共振频率和响应,系统的共振频率随正压力的增大而增大。阻尼接触面存在一个最优正压力,使阻尼器的减振效果最好。对于不同阶次的振动,最优正压力不完全相同。

(2)阻尼器截面拉伸刚度同样存在一个最优值,在这个最优值下,叶顶的振动幅值最小。增大阻尼器的截面拉伸刚度会增大系统的共振频率。

(3)阻尼器位置对系统的共振频率影响很大,所以通过改变阻尼器的位置,可以起到调频的作用。但在实际应用中,阻尼器位置的选择还要考虑到气动效率和结构应力水平的限制。

(4)激振力位置和大小会改变系统的共振频率,这是有阻尼结构叶片和无阻尼结构叶片的重要的不同之处。

参考文献:

- [1] Wang J H, Chen W K. Investigation of the vibration of a blade with friction damper by HBM[J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1993, 115: 294-299.
- [2] 徐自力,李辛毅,袁奇,等.用改进的摩擦模型计算带阻尼结构叶片的响应[J]. 西安交通大学学报,1998,32(1):42-44.
Xu Zili, Li Xinyi, Yuan Qi, et al. Analysis of response blades with friction damping interconnector using a new friction model[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1998, 32(1): 42-44.
- [3] Chen J J, Yang B D, Meng C H. Periodic forced response of structures having three-dimensional frictional constraints[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 229(4): 755-792.
- [4] Meng C H, Bielak J, Griffin J H. The influence of microslip on vibratory response: part 1 [J]. Journal of Sound and Vibration, 1986, 107(2): 279-293.
- [5] Csaba G. Modeling microslip friction damping and its influence on turbine blade vibrations [D]. Linköping, Sweden: Linköping University, 1998.
- [6] Lazan B J. Damping in materials and members in structural mechanics [M]. London: Pergamon Press Ltd, 1968.
- [7] 王勖成,邵敏. 有限单元法基本原理和数值方法 [M]. 北京:清华大学出版社,1995.
- [8] Wang H, Chen W K. Investigation of the vibration of a blade with friction damper by HBM[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1993, 115: 294-299.

(编辑 王焕雪)