

文章编号:1000-8055(2013)05-0989-10

热膨胀诱导的转子轴向窜动与摩擦振动

潘健智¹, 曹登庆¹, 初世明¹, 王立刚²

(1. 哈尔滨工业大学 航天学院, 哈尔滨 150001;

2. 哈尔滨工程大学 理学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 对非均匀温度场以及温度时变特征的影响进行量化, 研究热膨胀引发的转静件间隙变化及其接触挤压, 将 Hertz 点接触挤压模型改进为环带面接触挤压形式. 在此基础上建立了考虑面摩擦作用的转子动力学模型. 最后采用数值积分法对模型进行求解, 并研究升温时段和恒温时段环带面摩擦力对系统的影响. 分析表明热膨胀诱导的转静轴向间隙变化所引发的摩擦是转子系统典型故障之一, 也是影响发动机正常运行的重要因素.

关 键 词: 转子动力学; 轴向窜动; 单向热膨胀; 环带面摩擦; 温度分布

中图分类号: V21; O327; TH113.1

文献标志码: A

Axial displacement and rubbing vibration of rotor system caused by thermal expansion

PAN Jian-zhi¹, CAO Deng-qing¹, CHU Shi-ming¹, WANG Li-gang²

(1. School of Astronautics,

Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;

2. College of Science,

Harbin Engineering University, Harbin 150001, China)

Abstract: The effect of non-uniformity and time varying characteristic of temperature field was quantified and provided as an axial clearance analytical expression when studying the rubbing process, and the rubbing between rotor and stator caused by the axial displacement was approximated as surface contact/squeeze process. Then the point contact or embedment of Hertz contact model was improved to an annulus surface contact or embedment model. On this basis, a new dynamical model of rotor system subjected to the rubbing force caused by axial squeeze was established. Finally, the numerical integration method was employed to solve the dynamical model, and the effect of annulus surface friction on the system was investigated for both the warming and steady temperature periods. The numerical results show that rubbing failure caused by axial displacement of rotor is as important as other rubbing phenomena; the surface rubbing is also an important factor which affects the normal operation of the engine.

Key words: rotor dynamics; axial displacement; one-way thermal expansion; annulus surface rubbing; temperature distribution

收稿日期: 2012-05-13

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130508.0949.201305.989_005.html

基金项目: 国家自然科学基金(11002037, 50935002)

作者简介: 潘健智(1985—), 女, 吉林长春人, 博士生, 主要从事转子动力学与控制研究.

通讯作者: 曹登庆(1958—), 男, 四川乐山人, 教授, 博士, 主要从事动力学与控制研究.

航空发动机是极为精细、严密的复杂旋转机械,发动机中的大部分零件通常情况下是在复杂多变的工作环境中运行,并且承受着许多非线性激励源,如高温、高压、时变温度场以及多场耦合下的空间荷载。同时发动机本身也存在着如安装误差等许多不确定因素,这些因素和非线性激励都会影响发动机整机安全运行,致使不同程度的整机振动在航空发动机运转中广泛存在。近年来,国内外学者在航空发动机转子安全运行方面已经做了大量的工作,尤其是高转速、高温、高压转子系统设计与优化等^[1-2]。转子系统作为发动机研发工作的主体,合理的结构设计以及有效的理论分析在发动机设计与故障排除中都是必不可少的;为了适应旋转机械的高性能要求,发动机转子的设计将趋向高功率、高转速、轻质量。因此,只有通过深入的动力学分析才能控制发动机运行中不稳定现象的发生与发展。

转静碰摩是由其他故障所引起的“二次效应”,表现为转静件碰撞-摩擦耦合的复杂动力学过程,并伴随转子振动加剧、转静件磨损、转轴永久热弯曲甚至破坏等灾难性故障。因此,对于发动机转静碰摩故障特征的深入研究有利于发动机整机的振动控制,是减少和消除发动机失效的关键。当转子与静子存在碰摩故障时整机将呈现出非常复杂的动力学现象。首先,碰摩故障具有强非线性与随机时变性,其中摩擦直接作用在自转的转子上等价于附加了一个力矩,在原有力矩不变的情况下使转子转速发生波动;其次,由于摩擦力的干扰,转子的正进动可能转化为反进动,产生“干摩擦”现象并引起自激振动并破坏转子正常运转。摩擦的作用使转静件运动相互抵制,从动力学的角度等价于增加转子的支承条件进而提高系统刚度;摩擦过程产生的热量也将引起转子热变形并加大偏心量。以上种种复杂的效应使得相关的研究在理论和实验方面有相当的难度。深入了解碰摩机理有助于提高旋转机械故障诊断技术,完善整体系统结构优化设计方案,控制碰摩故障并提高系统的安全性和可靠性,具有深远的工程意义与科研价值。因此运用结构动力学、非线性动力学等相关理论分析系统的全局动力学特性,进而研究摩擦故障对于航空发动机振动发生与发展的影响是非常必要的。

迄今为止,转子系统的研究大多以 Jeffcott 柔性转子模型为主体,将主结构近似为一个刚性转盘和一个轻质柔性转轴^[3]。陈果^[4-5]建立了转

子-滚动轴承-机匣耦合系统,在以往转静碰摩的诸多非线性因素基础上充分考虑了滚动轴承的非线性接触力、轴承间隙以及支承变刚度等因素,分析了航空发动机整机振动,详细研究了复杂的转子径向碰摩及耦合故障;邓小文等^[6]建立了转子动静碰摩模型,重点研究了动静碰摩引起的转子弯曲和扭转非线性耦合振动;为研究轴向碰摩对转子运动的影响,张跟胜等^[7]利用弯曲变形和微小角位移矢量合成理论,推导出圆盘与封严圈间的轴向碰摩力计算公式,根据力矩相等原则将轴向碰摩力转化为作用于盘心的横向力,建立了简支单跨双盘转子与静子轴向碰摩的振动方程并分析了弯曲共振,随着间隙改变转子横向和扭转运动特征都会发生相应变化,且扭转运动更能反映轴向摩擦的程度。文献^[8]推导了圆盘与封严圈之间的轴向碰撞力和摩擦力计算公式,并根据力矩相等原则,建立了考虑轴向碰摩的单跨双盘转子-静子的弯扭耦合振动方程,采用数值方法计算分析轴向碰摩对转子运动的影响,结果表明轴向碰摩可导致系统出现多周期和混沌运动。

以上关于转子系统碰摩的研究都是针对转轴弯曲、盘面偏转振动所引起的转静件轴、径向接触与摩擦,而针对转子轴向窜动或轴向振动所激发的碰摩的研究较为少见,对全周向的转静子面摩擦的研究未见报导。本文以发动机转子的高温环境为研究背景,首先从文献^[9]的转子动力学模型入手,建立转静件挤压引发的面摩擦作用下的转子动力学模型,新模型反映了实际的转子结构及其运行特征并且能够较好地适应现有的基础理论与计算方法,减少计算工作量与计算误差;其次从转子系统转静碰摩产生机理出发,参考文献^[10-11]中全自由度复合碰摩力模型,引入热膨胀对系统的影响,通过一次超静定转子系统的温变问题和转静件热膨胀应变差问题^[12]将温度对转静件轴向间隙变化的影响进行量化,推导出转子盘面轴向窜动位移的解析表达式;为进一步定性分析实际部件的动力学特性,将文献^[13-15]中 Hertz 点接触挤压模型改进为环带面接触挤压模型,用以描述轴向窜动引发的环带面接触摩擦过程,随后将全周面摩擦作用引入到非对称转子中分析其产生的影响;最后通过结构动力学理论全面分析转静摩擦条件下非对称转子系统动力学模型的动态特性,阐明了新模型对于研究分析转子摩擦故障的可行性和针对性,为发动机转子系统故障诊断、维修与结构优化奠定理论基础。

1 非均匀温度场中转子动力学建模

航空发动机转子系统包括转子的连接结构、转子的支承系统和静子承力系统等^[1]。

某型涡喷发动机主转子结构如图1所示,从图中可以看出转子温度场沿轴向呈现出从低温到高温的多级分布。

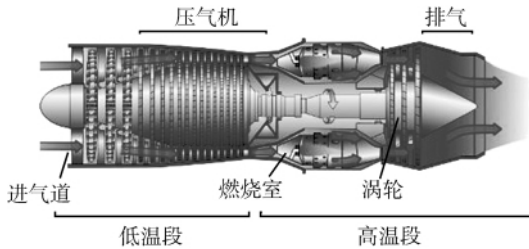


图1 航空发动机转子系统

Fig.1 Rotor system of aero-engine

1.1 转子动力学模型

综合考虑发动机结构与运行环境特点,采用集中质量法建立发动机的单盘转子模型,如图2所示。由于压气机转子与涡轮转子的结构非对称性以及各个转盘固有的制造误差,假设转盘与两支承的距离 l_1, l_2 不相等,其比例系数为 a ,即 $l_1 = al, l_2 = (1-a)l$ (l 为两支承间距离)。

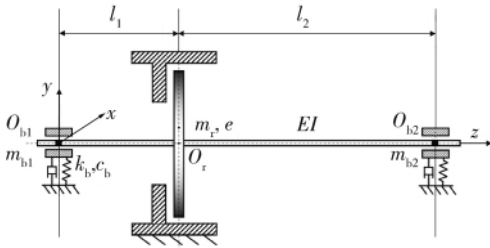


图2 单盘转子系统示意图

Fig.2 Schematic diagram of single disk rotor system

将温度场近似为两个温度段,分别位于转盘两边,左半段为低温段,用以近似压气机转子的温度环境,右半段为高温段,用以近似燃烧室与高压涡轮转子的温度环境;转子于转盘处的集中质量为 m_r ,于两端轴承处的集中质量分别为 m_{b1} 和 m_{b2} ,转盘的偏心量为 e ,转速为 Ω ,转轴的抗弯刚度为 EI ,两端轴承处支承刚度为 k_b ;环形静子内半径为 R_s ,静子叶片长度为 l_s ,封严内半径可近似为 $R_{ss} = R_s - l_s$;以左端轴承处集中质量为中心建立笛卡儿坐标系 $O-xyz$, xy 平面平行于转盘平

面, Oz 轴与转轴中线重合;以转盘形心为原点建立随体平动坐标系 $O_r-X_rY_rZ_r$,这里 O_rZ_r 轴与 Oz 轴平行, $O_rX_rY_r$ 固定于转盘平面。

1.2 热膨胀影响下轴向间隙变化规律

由于温度的非均匀性,高速运转的转子系统产生非均匀温度应力,导致转盘产生由高温部分向低温部分的轴向窜动,且窜动位移量与转静件初始轴向间隙往往为同一个量级,严重情况下会产生转静子盘面挤压。这里将转静件材料的热膨胀系数近似为一常数,通过超静定转子系统的温变及转静件热膨胀应变差来研究温度效应引起的轴向窜动与轴向间隙改变。

1.2.1 一次超静定转子系统的温变问题

如图3(a)所示,将转子主轴近似为一等直超静定梁,两端分别与刚性支承连接。两支承距离为 l (即为转子总长度),转轴横截面积为 A ,材料的弹性模量为 E ,设点 O 为温度场断点。当左、右段温度由初始温度 T_0 分别升至 $T_1(t)$ 与 $T_2(t)$ 时,求取 O 点由温度内力产生的轴向窜动位移量 $\delta_{r\Delta T}$ 。

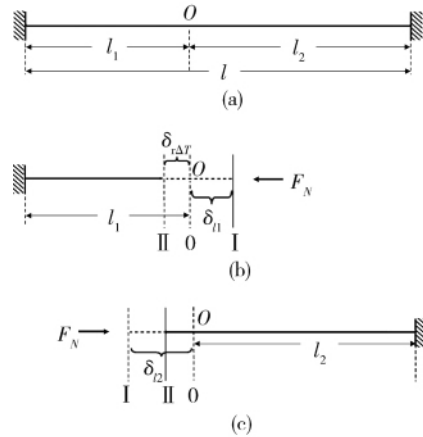


图3 单向热膨胀下的超静定梁

Fig.3 Hyperstatic beam of one-way thermal expansion

假设转轴从 O 点处断开并附加一个等效轴向压力 F_N ,使得两段满足几何相容条件,如图3(b)和图3(c);位置 O 为初始位置,位置 I 为断点处无约束情况下热膨胀引起的 O 点位置变化,位置 II 为满足几何相容条件下 O 点的实际横向窜动位置。

分别考虑转轴的左、右段,设 Δl_{F1} 和 Δl_{F2} 为轴向杆件拉压约束下引起的 O 点处横向位移, δ_{l1} 和 δ_{l2} 为热膨胀引起的 O 点处横向位移, $\delta_{r\Delta T}$ 为 O 点处实际横向窜动,它们将满足如下几何相容关系:

$$\begin{aligned}\Delta l_{F1} &= \delta_{l1} + \delta_{r\Delta T} \\ \Delta l_{F2} &= \delta_{l2} - \delta_{r\Delta T}\end{aligned}\quad (1)$$

图3(b)与图3(c)的物理本构以及热膨胀关系如下:

$$\begin{cases} \Delta l_{F1} = \frac{F_N l_1}{EA} & \delta_{l1} = \alpha_r l_1 [T_1(t) - T_0] \\ \Delta l_{F2} = \frac{F_N l_2}{EA} & \delta_{l2} = \alpha_r l_2 [T_2(t) - T_0] \end{cases}\quad (2)$$

综合考虑式(1)与式(2),得到温度断点O的轴向窜动 $\delta_{r\Delta T}$ 为

$$\delta_{r\Delta T} = \frac{\alpha_r l_1 l_2}{l} [T_2(t) - T_1(t)] \quad (3)$$

同理,静子亦存在同样关系

$$\delta_{s\Delta T} = \frac{\alpha_s l_1 l_2}{l} [T_2(t) - T_1(t)] \quad (4)$$

由式(3)和式(4)得出非均匀温度场作用下转静子轴向间隙为

$$\delta_{at} = \delta_{a0} - \frac{l_1 l_2}{l} (\alpha_r - \alpha_s) [T_2(t) - T_1(t)] \quad (5)$$

1.2.2 半边转静件热膨胀应变差问题

如图4为转静件的左半边热膨胀示意图,以左右段平均温度为该处的近似温度,设初始温度为 T_0 ,转盘半边厚度为 d 。忽略径向热膨胀,转静件轴向间隙由 δ_0 变为 δ' 。

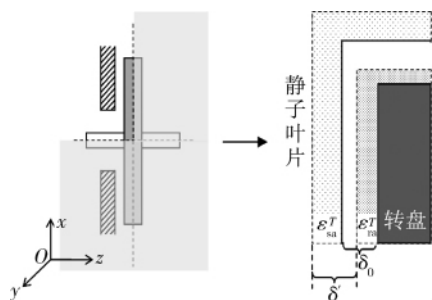


图4 左半边热膨胀示意图

Fig. 4 Thermal expansion of left part

将静子部件视为薄壁结构,热膨胀后整体变形近似为几何体随其中线(面)做相似性放大,则有热膨胀几何相容条件

$$\delta_0 - d\epsilon_{ra}^T = \delta' - (d + \delta_0)\epsilon_{sa}^T \quad (6)$$

由于转盘宽度、轴向初始间隙较整轴长度均为同量级小量,可将半边转盘厚度 d 与轴向初始间隙 δ_0 近似为相差 σ 倍的同一量级值,这里 σ 为仅与结构参数有关的比例常数,即存在近似关系 $d = \sigma\delta_0$,不失一般性取 $\sigma = 2$ 。将关系式 $d = 2\delta_0$, $\Delta T = 0.5[T_1(t) + T_2(t)] - T_0$, $\epsilon_{ra}^T = \alpha_r \Delta T$, $\epsilon_{sa}^T =$

$\alpha_s \Delta T$ 代入式(6)得到热膨胀差影响下轴向间隙表达式

$$\delta' \approx \delta_0 \{1 - (\alpha_r - 1.5\alpha_s)[T_1(t) + T_2(t) - 2T_0]\} \quad (7)$$

忽略径向热膨胀对转子系统的影响,将静子热膨胀系数视为小量,转子左右段温度差 ΔT 导致的温度内力使盘面相对于静子产生轴向窜动,并由位置1移向位置2,如图5所示。又因转、静子的轴向热膨胀系数差 $\Delta\alpha = \alpha_r - \alpha_s$,盘面由位置2虚线部分形变为实线部分,进一步改变了转静件轴向间隙。

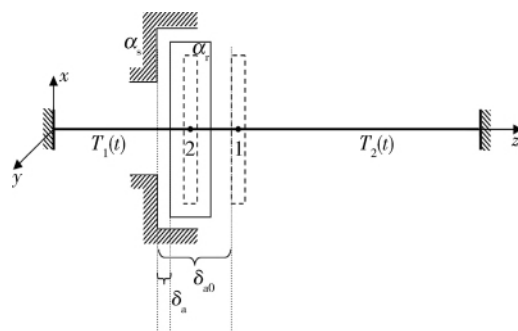


图5 热膨胀作用下轴向间隙变化

Fig. 5 Axial clearance changes caused by thermal expansion

考虑到上述因素,转静件轴向间隙由 δ_{a0} 变为 δ_a , δ_a 是与 $T_1(t)$, $T_2(t)$, α_r , α_s 有关的函数,即 $\delta_a = \delta_a(T_1, T_2, \alpha_r, \alpha_s, t)$ 。综合超静定梁的单向热膨胀和转静件热膨胀应变差问题,将方程(5)的结果视为方程(7)的初始间隙值,就得到热膨胀影响下转静件轴向间隙的解析表达式

$$\delta_a(t) = \delta_{a0} \{1 - (\alpha_r - 1.5\alpha_s)[T_1(t) + T_2(t) - 2T_0]\} \quad (8)$$

1.3 环带面接触摩擦模型

盘面在温度差作用下将朝向低温段方向窜动,且 $\delta_a \leq 0$ 时转静件间发生轴向环带面接触挤压。

在前述假设下,轴向碰撞近似为两平面的接触挤压,假设轴向单位面积的接触等效刚度 k_{pa} 为与材料属性有关的常量,摩擦因数为 f_a ,如图6所示阴影 $S = \{(u, \theta) | 0 \leq \theta \leq 2\pi, D_2 \leq u \leq D_1\}$ 为接触面或挤压面, D_2 与 D_1 为对应的内外边界线。在如图6所示的转盘随体极坐标下,微元 ds 的速度包含两部分:随转盘质心的刚体平动速度 v_{tran} 和随转盘自转的速度 v_{rota} 。

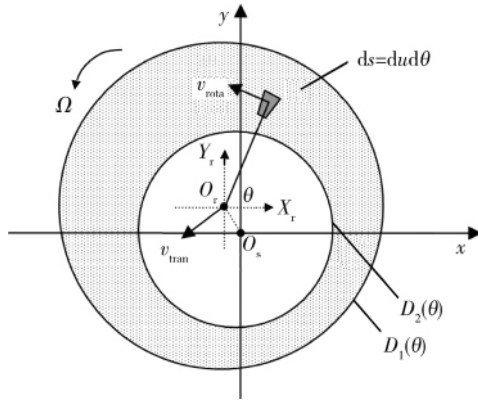


图6 环带接触摩擦示意图

Fig. 6 Sketch of annulus surface contact friction

微元速度 v 在惯性坐标系 $Oxyz$ 下的形式为

$$v = v_{\text{tran}} + v_{\text{rota}} = v_x e_x + v_y e_y \quad (9)$$

式中

$$\begin{cases} v_{\text{rota}} = -u\Omega \sin\theta e_x + u\Omega \cos\theta e_y \\ v_{\text{tran}} = \dot{x}_r e_x + \dot{y}_r e_y \end{cases}$$

在 x 和 y 方向的速度分量为

$$\begin{aligned} v_x &= \dot{x}_r - u\Omega \sin\theta \\ v_y &= \dot{y}_r + u\Omega \cos\theta \end{aligned} \quad (10)$$

根据 Hertz 椭球接触相关理论^[12,14], 将正压力近似为压缩量的 1.5 次方, 则当 $\delta_a \leq 0$ 时作用在转盘中心的轴向摩擦力分量为

$$\begin{cases} F_{ax} = - \int_0^{2\pi} \int_{D_2}^{D_1} f_a k_{pa} (-\delta_a)^{3/2} \frac{v_x}{\|v\|} du d\theta \\ F_{ay} = - \int_0^{2\pi} \int_{D_2}^{D_1} f_a k_{pa} (-\delta_a)^{3/2} \frac{v_y}{\|v\|} du d\theta \end{cases} \quad (11)$$

式中 u, θ 仅表示盘面随体坐标系下 $O_r-X_rY_r$ 重积分极坐标. 当忽略静子振动时, 图 6 中接触面边界线方程在随体坐标系 $O_r-X_rY_r$ 下的形式为

$$\begin{cases} D_1(\theta) = R_r \\ D_2(\theta) = -x_r \cos\theta - y_r \sin\theta + \sqrt{x_r^2 \sin^2\theta - x_r^2 \sin^2\theta - y_r^2 \cos^2\theta + R_{ss}^2} \end{cases} \quad (12)$$

1.4 非均匀温度场中转子运动方程

针对图 2 所示的转子系统, 其广义位移矢量为 $[x_r \ y_r \ x_{b1} \ y_{b1} \ x_{b2} \ y_{b2}]^T$. 转轴弯曲引起的相对位移可表示为

$$\begin{aligned} x_\Delta &= x_r - \frac{l_2 x_{b1} + l_1 x_{b2}}{l} \\ y_\Delta &= y_r - \frac{l_2 y_{b1} + l_1 y_{b2}}{l} \end{aligned} \quad (13)$$

在微小转角假设下, 略去高阶小量, 转子系统的动能为

$$T = \frac{1}{2} m_r (\dot{x}_r^2 + \dot{y}_r^2) + \frac{1}{2} m_{b1} (\dot{x}_{b1}^2 + \dot{y}_{b1}^2) + \frac{1}{2} m_{b2} (\dot{x}_{b2}^2 + \dot{y}_{b2}^2) \quad (14)$$

系统的势能和瑞利耗散函数为

$$U = \frac{1}{2} k_{rr} (x_\Delta^2 + y_\Delta^2) + \frac{1}{2} k_b (x_{b1}^2 + y_{b1}^2 + x_{b2}^2 + y_{b2}^2) + m_r g y_r + m_{b1} g y_{b1} + m_{b2} g y_{b2} \quad (15)$$

$$D = \frac{1}{2} c_{rr} (\dot{x}_r^2 + \dot{y}_r^2) + \frac{1}{2} c_b (\dot{x}_{b1}^2 + \dot{y}_{b1}^2 + \dot{x}_{b2}^2 + \dot{y}_{b2}^2) \quad (16)$$

式中 k_{rr} 为转轴的弯曲刚度, 一般通过 3 次 Hermite 插值方法计算得到, k_b 为轴承处等效的支撑刚度, c_{rr} 和 c_b 为相对应的比例阻尼. 将式(13)~式(16)代入拉格朗日第二方程

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial(T-U)}{\partial \dot{u}} \right] - \frac{\partial(T-U)}{\partial u} + \frac{\partial D}{\partial \dot{u}} = F \quad (17)$$

整理后得到系统运动微分方程

$$\begin{cases} m_r \ddot{x}_r + k_{rr} x_r - \frac{l_2}{l} k_{rr} x_{b1} - \frac{l_1}{l} k_{rr} x_{b2} + c_{rr} \dot{x}_r = m_r e \Omega^2 \cos(\omega t + \varphi_0) + F_{ax} \\ m_r \ddot{y}_r + k_{rr} y_r - \frac{l_2}{l} k_{rr} y_{b1} - \frac{l_1}{l} k_{rr} y_{b2} + c_{rr} \dot{y}_r = m_r e \Omega^2 \sin(\omega t + \varphi_0) + F_{ay} - m_r g \\ m_{b1} \ddot{x}_{b1} + \left(k_b + \frac{l_2^2 k_{rr}}{l^2} \right) x_{b1} - \frac{l_2 k_{rr}}{l} x_r + \frac{l_1 l_2 k_{rr}}{l^2} x_{b2} + c_b \dot{x}_{b1} = 0 \\ m_{b1} \ddot{y}_{b1} + \left(k_b + \frac{l_2^2 k_{rr}}{l^2} \right) y_{b1} - \frac{l_2 k_{rr}}{l} y_r + \frac{l_1 l_2 k_{rr}}{l^2} y_{b2} + c_b \dot{y}_{b1} = -m_{b1} g \\ m_{b2} \ddot{x}_{b2} + \left(k_b + \frac{l_1^2 k_{rr}}{l^2} \right) x_{b2} - \frac{l_1 k_{rr}}{l} x_r + \frac{l_1 l_2 k_{rr}}{l^2} x_{b1} + c_b \dot{x}_{b2} = 0 \\ m_{b2} \ddot{y}_{b2} + \left(k_b + \frac{l_1^2 k_{rr}}{l^2} \right) y_{b2} - \frac{l_1 k_{rr}}{l} y_r + \frac{l_1 l_2 k_{rr}}{l^2} y_{b1} + c_b \dot{y}_{b2} = -m_{b2} g \end{cases} \quad (18)$$

为保证计算精度, 引入如下无量纲量

$$x \triangleq (x_r \ y_r \ x_{b1} \ y_{b1} \ x_{b2} \ y_{b2})^T / r_{\text{beam}} \quad \tau = \omega_1 t \quad (19)$$

其中 ω_1 为系统基频, r_{beam} 为转轴半径, 将式(19)代入式(18)即可得到无量纲运动微分方程.

2 数值算例

作为理论分析结果的实际应用,结合发动机转子的实际结构与工作环境特点,取转子系统的计算参数如表1所示。

表1 转子系统的计算参数

Table 1 Calculation parameters of rotor system

参数	数值
转子长度 L/m	1.5
弹性模量 $E/(\text{N}/\text{m}^2)$	2.058×10^{11}
摩擦因数 f_a	0.2
转盘半径 R_r/m	0.12
封严内径 R_{ss}/m	0.07
转轴半径 r_{beam}/m	0.03
转盘处集中质量 m_r/kg	150
左支承处集中质量 m_{b1}/kg	20
右支承处集中质量 m_{b2}/kg	40
比例阻尼系数 α, β	0.2×10^{-3}

2.1 升温时段仿真

对发动机起动过程的升温时间段进行简单模拟,并从中得到各个物理量之间所存在的关系.假定发动机起动过程中,左、右段分别按 a_{T1}, a_{T2} 加速升温经过一定的时间达到稳定的工作温度 $T_{\text{ste1}}, T_{\text{ste2}}$

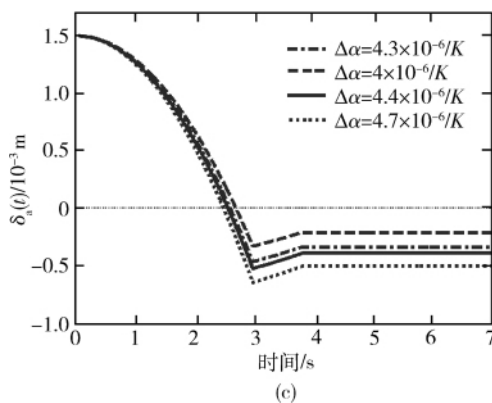
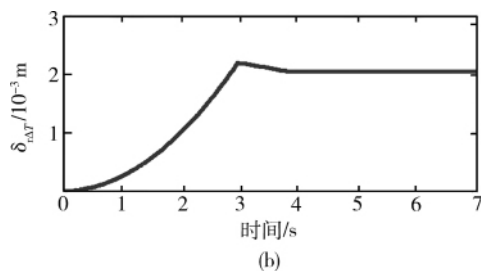
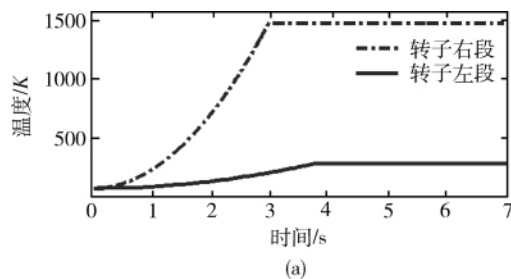
$$\begin{cases} T_1(t) = T_0 + \frac{1}{2}a_{T1}t^2 & t < \sqrt{\frac{2(T_{\text{ste1}} - T_0)}{a_{T1}}} \\ T_1(t) = T_{\text{ste1}} & t \geq \sqrt{\frac{2(T_{\text{ste1}} - T_0)}{a_{T1}}} \end{cases} \quad (20)$$

$$\begin{cases} T_2(t) = T_0 + \frac{1}{2}a_{T2}t^2 & t < \sqrt{\frac{2(T_{\text{ste2}} - T_0)}{a_{T2}}} \\ T_2(t) = T_{\text{ste2}} & t \geq \sqrt{\frac{2(T_{\text{ste2}} - T_0)}{a_{T2}}} \end{cases} \quad (21)$$

由于左段为压气机转子近似段,在起动过程中为慢热段,而右段视为燃烧室以及涡轮等高温、高压近似段,为整轴高温控制段,所以左段工作温度以及升温加速度均低于右段: $T_{\text{ste1}} < T_{\text{ste2}}$, $a_{T1} < a_{T2}$. 将式(20)和式(21)代入式(8)即得到转静子在任意时刻的轴向间隙.当 $T_0 = 68 \text{ K}$ 时假定左右轴段分别按 $a_{T1} = 30 \text{ K/s}^2$, $a_{T2} = 320 \text{ K/s}^2$ 加速

升温经过一定的时间达到稳定的工作温度 $T_{\text{ste1}} = 284 \text{ K}$, $T_{\text{ste2}} = 1472 \text{ K}$,如图7(a)所示;图7(b)为系统依图7(a)规律升温的转盘轴向窜动量 $\delta_{r\Delta T}$ 的变化;取 $\alpha_r = 4.8 (\mu\text{m}/\text{m})/\text{K}$, $\Delta\alpha = \alpha_r - \alpha_s$ 分别为 $4.3, 4.4, 4.43, 4.7 (\mu\text{m}/\text{m})/\text{K}$ 时,绘制不同转静热膨胀差下的轴向间隙变化曲线图7(c);进一步选定 $\alpha_s = 0.36 (\mu\text{m}/\text{m})/\text{K}$,同前面所给参数,分别绘制 $\Delta T = T_{\text{ste1}} - T_{\text{ste2}}$ 为 $-1224, -1188, -1080 \text{ K}$ 时不同工作温度差下的轴向间隙变化曲线图7(d).

图7描绘了系统在升温时段相关物理量变化曲线,从图7(a)和图7(b)可以看出当左右段温度以不同加速度上升,盘面轴向窜动位移随着左右段温度差加大而加大,即盘面窜动量正比于温度内力;图7(c)和图7(d)描绘了转子系统在不同因素影响下转静件轴向间隙随时间的变化曲线,如图7(c)所示随着左右轴段温度差加大轴向间隙不断缩小并在温差最大值处达到最小值,转静件热膨胀系数差值较大时,在升温时段轴向间隙变化速率较大,而在恒温时段轴向间隙变化量也相对较大,因而热膨胀系数不一致是轴向间隙改



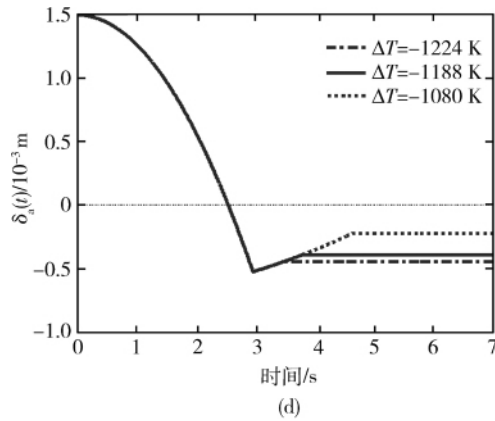


图7 升温时段相关物理量变化曲线

Fig. 7 Related physical variables curves during warming period

变的主要原因之一;图7(d)为工作温度差值影响下轴向间隙曲线,从图上不难看出在升温时间段,由于升温加速度值为定值,不同温差情况下轴向间隙以相同的速率缩小,但在恒温工作时段随左右段工作温度差加大,温度应力增加且轴向间隙变化量增加。

2.2 恒温时段摩擦振动分析

本节将分析恒温时段不同大小的温度内力所产生轴向挤压对系统的影响。当 $\delta_a \leq 0$ 时发生转静盘面接触挤压,记 $\delta_{\text{squeeze}} \triangleq \|\delta_a\|$ ($\delta_a \leq 0$) 为挤压量。运用标准的4阶 Runge-Kutta 积分法对转子动力学模型式(18)的无量纲运动微分方程进行数值积分,求得系统的响应并保留稳态解部分以便保证分析的有效性。分析挤压量在 $0 \sim 0.8$ mm 面摩擦对系统的影响。

图8为当转静轴向间隙 $\delta_{a0} = 5$ mm,不同转速 Ω 和不同轴向面接触刚度 k_{pa} 下 x 方向无量纲幅值随轴向挤压量的变化曲线。如图8(a)所示,当转速 $\Omega = 90$ rad/s 时,幅值随轴向挤压量和面接触刚度的加大而降低;比较图8(b),图8(c)和图8(d)得出,当转速 Ω 为 150, 200 rad/s 和 300 rad/s, 轴向接触刚度为 $k_{\text{pa}} = 3.8 \times 10^6$ N/m³ 时轴向挤压量对幅值起激进作用,而 $k_{\text{pa}} = 3.8 \times 10^7$ N/m³ 时随着转速的升高,挤压量 δ_{squeeze} 在 $0 \sim 0.8$ mm 对幅值的影响由激进变为抑制,且过渡的临界位置随轴向接触刚度的改变而改变,相同转速下增加轴向面刚度可以使转子较早地达到由激进到抑制的临界状态;比较图8(a)~图8(d)不难看出,转速 Ω 在一定范围内也存在两处临界值 Ω_1 和 Ω_2 , 当 $\Omega < \Omega_1$ 时轴向挤压量对幅值起抑制作用,当 $\Omega_1 < \Omega < \Omega_2$ 时轴向挤压量对幅值起激进作

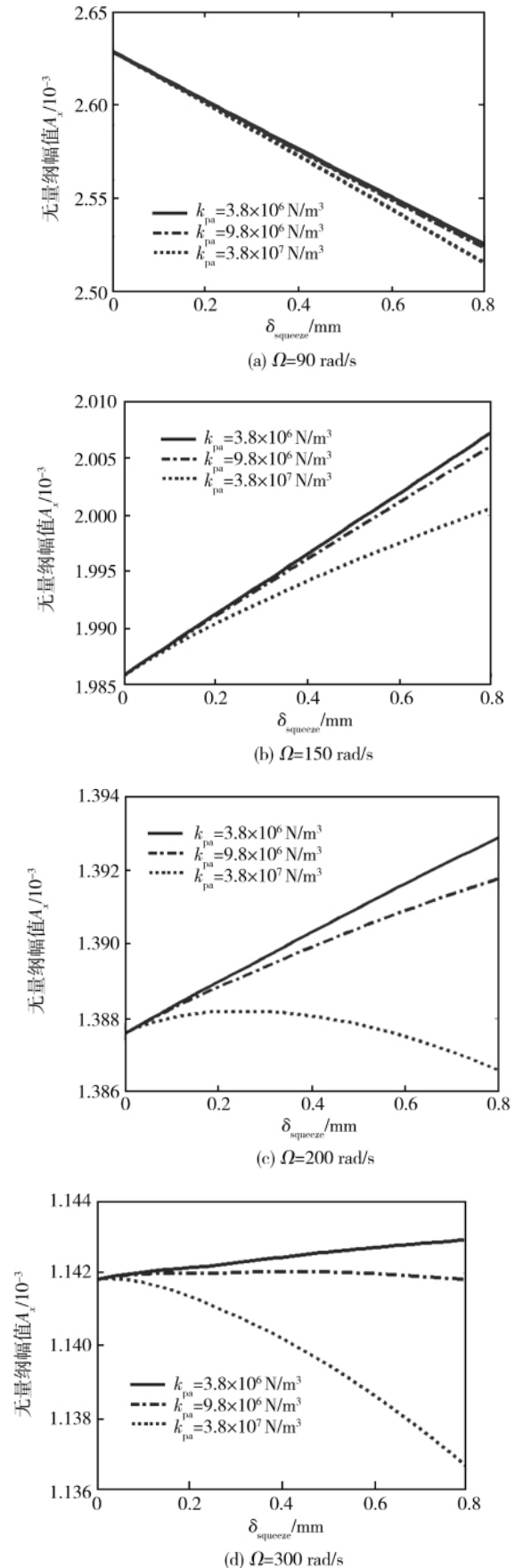


图8 挤压量-幅值曲线

Fig. 8 Squeeze-amplitude curves

用,而当 $\Omega > \Omega_2$ 时轴向挤压量对幅值起抑制作用。

为进一步估算出图 8 中转速的两处临界值 Ω_1 和 Ω_2 , 通过计算 Ω 在 80~380 rad/s 不同参数下的幅频关系, 可以得出不同物理量值影响下的临界值, 见表 2。从表 2 可以看出 Ω_1 随轴向接触刚度的增加而增加, 随初始间隙的增加而增加; Ω_2 随轴向接触刚度的增加而减小, 随初始间隙的增加而增加。

表 2 不同 k_a, δ_{a0} 下转速的两处临界值

Table 2 Two critical values of speed with different k_a, δ_{a0}

接触刚度 $k_a / (\text{N/m}^3)$	初始间隙 δ_{a0} / mm	第一临界值 $\Omega_1 / (\text{rad/s})$	第二临界值 $\Omega_2 / (\text{rad/s})$
3.8×10^6	5	109.2958	> 380
3.8×10^6	2	101.0726	> 380
3.8×10^7	5	109.5037	224.9281
3.8×10^7	3	101.5925	219.7141
3.8×10^7	2	101.4654	217.1835
1.8×10^8	5	109.8510	152.4783
1.8×10^8	2	109.3206	148.1019

对于给定比例系数 α 时转盘初始位置是固定的, 不同的转静件轴向初始间隙意味着静子转盘具有不同的初始位置, 当产生相同的挤压量时初始轴向间隙较大则表明转盘轴向窜动量较大。图 9 为当 $k_{pa} = 3.8 \times 10^7 \text{ N/m}^3$ 、转速 Ω 为 90, 150, 200, 300 rad/s 时, 不同轴向初始间隙下 x 方向幅值随轴向挤压量的变化曲线。不难看出不同转速下幅值随轴向挤压量的变化趋势与图 8 中结果相一致。

当 $\Omega = 90 \text{ rad/s}$ 时, 从图 9(a) 看出转静件轴向初始间隙较小时幅值较大, 即加大初始间隙可以抑制振动, 而图 9(b)~图 9(d) 中显示减小初始间隙可以抑制振动; 故 Ω 在 90~150 rad/s 必然存在临界状态。

为准确地估算出临界转速值, 下面给出 Ω 在 80~175 rad/s 的幅频关系曲线, 见图 10, 其中 $k_{pa} = 3.8 \times 10^7 \text{ N/m}^3$ 。可以清晰地看出存在一个临界转速值, 当转速小于该值时幅值随初始间隙的增大而降低, 当转速大于该值时其效应则相反。比较图 10(a) 与 10(b), 对于不同挤压状态, 临界转速有所不同。

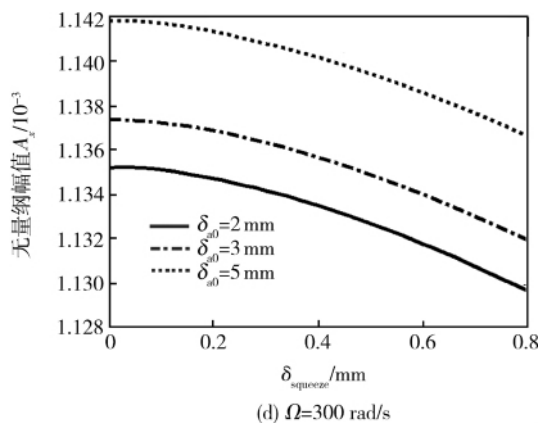
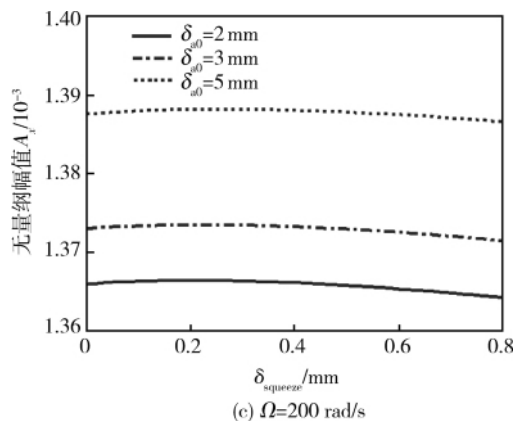
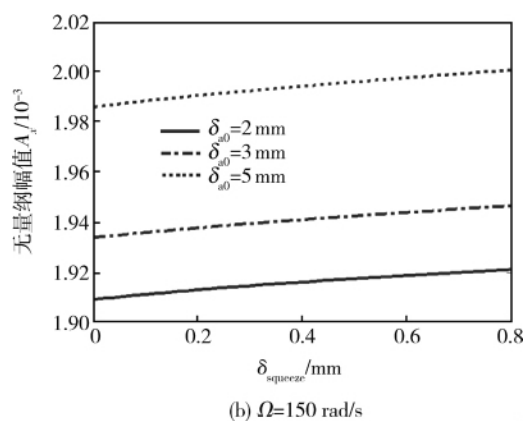
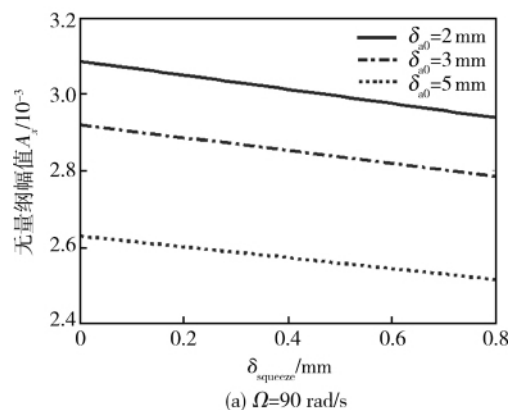


图 9 挤压量-幅值曲线

Fig. 9 Squeeze-amplitude curves

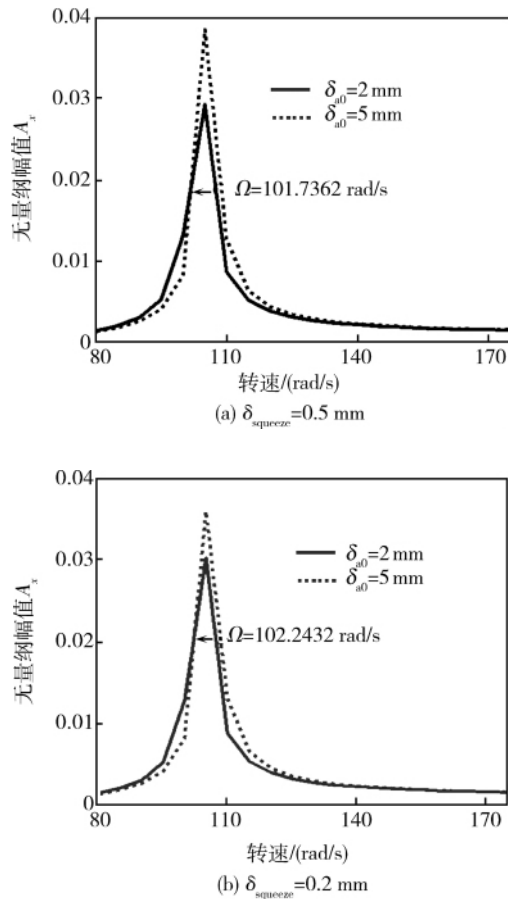


图10 幅频曲线

Fig. 10 Amplitude-frequency curves

3 结 论

温度非均匀分布是航空发动机转子的典型运行环境. 由于转静部件的热膨胀系数不一致以及非规则温度场, 导致转盘轴向位移以及转静件轴向间隙的改变是产生轴向碰摩的重要因素之一. 本文将发动机主转子结构近似为两个温度段并对非均匀温度场以及温变的影响进行量化, 用以描述热膨胀引发的摩擦对整机转子系统振动特性的影响.

通过数值仿真过程可以看出: 起动时段的不同步升温与恒定温度时段的非均匀温度场所产生的温度内力会引起转盘轴向窜动, 严重时 will 伴随有面接触摩擦力, 进而改变整体系统的基频并影响动力学行为. 对于转子的实验研究工作以及实际发动机研究与设计工作, 温度场及起动过程的升温、升速均为已知或可预先设定的情况, 基于热膨胀产生的轴向间隙变化量的解析表达式可以很好地估算盘面在起动过程中的位置以及升温时段的挤压极限; 通过合理选择不同热膨胀特性的材料以及安排运行环境的温度可以控制轴向摩擦的

发生与发展. 因此通过本文的理论分析, 可在后续的实验研究中合理控制和把握温度环境的影响, 同时也为实验工作提供安全保障.

通过对参数化转子系统的动力学仿真分析, 阐明了模型所具有的工程意义与价值. 利用本文所推导的动力学模型可以估算振动的临界状态以及系统刚度, 为转子系统结构设计提供理论支持和安全保障, 也拓宽了转子系统摩擦的研究领域.

参考文献:

- [1] 邓明. 航空燃气涡轮发动机原理与构造[M]. 北京: 国防工业出版社, 2008.
- [2] 闻邦椿, 顾加柳, 夏松波, 等. 高等转子动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [3] 钟一谔, 何衍宗, 王正, 等. 转子动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987.
- [4] CHEN Guo. A new rotor-ball bearings-stator coupling dynamics model for whole aero-engine vibration[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2009, 131(6): 061009. 1-061009. 9.
- [5] 陈果. 航空发动机整机耦合动力学模型及振动分析[J]. 力学学报, 2010, 42(3): 548-559.
CHEN Guo. Coupling dynamic model and dynamic analysis for whole aero-engine[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2010, 42(3): 548-559. (in Chinese)
- [6] 邓小文, 廖明夫, Robert L, 等. 碰摩转子的弯曲和扭转振动分析[J]. 航空动力学报, 2002, 17(1): 97-104.
DENG Xiaowen, LIAO Mingfu, Robert L, et al. Coupled bending and torsional vibrations due to rotor-to-stator contacts[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(1): 97-104. (in Chinese)
- [7] 张跟胜, 丁千, 陈予恕. 轴向摩擦双盘转子的振动分析[J]. 机械强度, 2009, 31(5): 712-718.
ZHANG Gensheng, DING Qian, CHEN Yushu. Vibration analysis of a two-disc shaft with axial rubs[J]. Journal of Mechanical Strength, 2009, 31(5): 712-718. (in Chinese)
- [8] ZHANG Kunpeng, DING Qian. Lateral and torsional vibrations of a two-disk rotor-stator system with axial contact/rubs[J]. International Journal of Applied Mechanics, 2009, 1(2): 305-326.
- [9] 沈松, 郑兆昌, 应怀樵, 等. 非稳态油膜力作用下非对称转子分叉特性[J]. 振动工程学报, 2002, 15(4): 410-414.
SHEN Song, ZHENG Zhaochang, YING Huaqiao, et al. Bifurcation characteristics of unsymmetrical rotor systems under unsteady nonlinear oil-film forces[J]. Journal of Vibration Engineering, 2002, 15(4): 410-414. (in Chinese)
- [10] 袁振伟, 李志农, 王三保, 等. 转子轴向碰摩非线性流固耦合动力学特性全自由度分析[J]. 中国电机工程学报, 2008, 28(14): 92-97.
YUAN Zhenwei, LI Zhinong, WANG Sanbao, et al. Dy-

- dynamic analysis in full degrees of freedom of rotor's axial rub-impact with consideration of nonlinear fluid-structure interaction forces[J]. Proceedings of the CSEE, 2008, 28(14):92-97. (in Chinese)
- [11] 袁振伟,王三保,岳希明,等. 转子径向碰摩非线性流固耦合动力学特性全自由度的动态分析[J]. 机械工程学报, 2008, 44(6):199-205.
YUAN Zhenwei, WANG Sanbao, YUE Ximing, et al. Dynamic analysis in full degrees of freedom of rotor's radial rub-impact with consideration of nonlinear fluid-structure interaction forces[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(6):199-205. (in Chinese)
- [12] 孙训方,方孝淑,关来秦,等. 材料力学: I [M]. 北京: 高等教育出版社, 1998.
- [13] 冈本纯三. 球轴承的设计计算[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003:171-179.
- [14] 马建敏,张文,郑铁生,等. 转子系统瞬时撞击刚度的定量计算方法[J]. 应用力学学报, 2003, 20(2):68-71.
MA Jianmin, ZHANG Wen, ZHENG Tiesheng, et al. Quantitative calculation method of instantaneous impact stiffness of rotor system[J]. Chinese Journal of Applied Mechanic, 2003, 20(2):68-71. (in Chinese)
- [15] 张文. 弹性系统撞击响应的线化法[J]. 固体力学学报, 1981(3):317-325.
ZHANG Wen. Line method impact response of the elastic system[J]. Acta Mechanica Solida Sinica, 1981(3):317-325. (in Chinese)