

航空发动机高压转子-滚动轴承系统 非线性动力响应分析*

崔颖 黄宇熙[†] 王永亮 孙鹏

(大连海事大学 船舶与海洋工程学院, 大连 116026)

摘要 基于有限元方法建立了航空发动机高压转子-滚动轴承系统的高维动力学模型,该模型考虑滚动轴承的非线性支撑力,转子的剪切变形、陀螺力矩和转动惯量.利用自适应步长 Newmark- β 方法计算了转子随转速变化的不平衡响应,得到了不同转速区间转子的振动特征.针对低转速区出现的 VC (Varying Compliance) 振动现象,计算分析了不同转速下转子不平衡量、轴承游隙对 VC 振动幅值的影响.结果表明:随着转速的升高,VC 振动幅值先减小再增大,之后再减小直至基本消失;增大轴承游隙会使转子 VC 振动幅值增大,而转子 VC 振动幅值对不平衡量的变化并不敏感.

关键词 转子, 滚动轴承, 非线性支撑力, Newmark- β 法, VC 振动

DOI: 10.6052/1672-6553-2018-051

引言

转子-滚动轴承系统是航空发动机的核心部件,其振动特性对整机的安全可靠运行具有重要影响.转子-滚动轴承系统在运转过程中会出现分岔、混沌等非线性动力学现象^[1-3],危害转子工作的稳定性.转子-滚动轴承系统非线性动力学分析的首要任务是动力学建模,目前针对转子系统的研究中,大多建立了较为简单的低维单盘转子模型^[4-9],或是考虑联轴器、阻尼器、机匣等部件的高维复杂模型^[10].

滚动轴承非线性力是使转子-滚动轴承系统产生非线性振动现象的主要根源.研究发现:转子-滚动轴承系统会产生频率与滚珠通过载荷作用线频率相同的振动,这种振动被称为 VC 振动^[11-14].显然,VC 振动与滚动轴承结构参数密切相关,Sunnersjö^[15]开展了关于 VC 振动的数值与实验研究,并指出 VC 振动的发生不受轴承精度影响,Futaka^[16]等采用典型的 2 自由度滚动轴承模型进行了计算,结果显示系统在临界转速附近存在 VC 亚谐振动,Mevel^[17]等试验给出了滚动轴承转子系

统 VC 振动的波形,并分析了系统通过亚谐振动与准周期运动进入混沌的路径.然而,VC 振动随转子-滚动轴承系统参数变化的规律还有待深入的研究.

本文采用 Timoshenko 梁单元模型结合滚动轴承的非线性支撑力模型,建立了航空发动机高压转子-滚动轴承系统的 24 自由度高维动力学模型,利用自适应步长 Newmark- β 法^[18,19]对该系统模型进行了计算,分析了系统非线性动力响应随转速的变化规律,并着重计算分析了不平衡量、轴承游隙对低转速区 VC 振动的影响.

1 高压转子-滚动轴承系统动力学模型

现代典型的航空发动机高压转子-滚动轴承系统结构的简化模型如图 1.采用有限元法将该模型分为 5 个单元 6 个结点,结点 1 处作用滚动轴承 1[#],结点 6 处作用中介轴承 2[#],模型具体参数如表 1 所示.

基于 Timoshenko 梁单元,建立考虑系统的运动微分方程组:

$$\begin{aligned} M\ddot{U} + (C + \Omega J)\dot{U} + KU &= F \\ F &= F_e + F_b + F_g \end{aligned} \quad (1)$$

2018-06-20 收到第 1 稿,2018-09-29 收到修改稿.

* 辽宁省自然科学基金指导计划(201602070)和中央高校基本科研业务费专项资金资助(3132017007)

[†] 通讯作者 E-mail: yunshikeng@sohu.com

式中, \mathbf{M} 为质量矩阵; \mathbf{C} 为阻尼矩阵; \mathbf{J} 为陀螺矩阵; \mathbf{K} 为刚度矩阵; Ω 为转子转速; 广义位移向量 $\mathbf{U} = \{x_1, y_1, -\theta_{x1}, \theta_{y1}, \dots, x_6, y_6, -\theta_{x6}, \theta_{y6}\}^T$; \mathbf{F}_g 为重力; \mathbf{F}_b 为滚动轴承非线性支撑力; \mathbf{F}_e 为不平衡力。

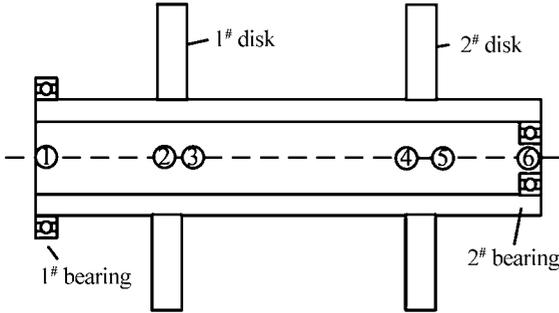


图1 高压转子滚动轴承系统模型

Fig.1 Model of high pressure rotor-rolling bearing system

表1 航空发动机高压转子模型参数

Table 1 Parameters of high pressure rotor of aero engine

Segment	Length (m)	Disk mass (kg)	J_p (kg · m ²)
1	0.0335	0	0
2	0.0346	3.327	0.01468
3	0.1228	0	0
4	0.0246	2.277	0.00972
5	0.0385	0	0

转子阻尼设定为 Rayleigh 阻尼, 如(2)所示:

$$\mathbf{C} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K} \quad (2)$$

式中,

$$\alpha = 2 \left(\frac{\xi_2}{\omega_2} - \frac{\xi_1}{\omega_1} \right) / \left(\frac{1}{\omega_2^2} - \frac{1}{\omega_1^2} \right) \beta$$

$$= 2 \frac{\xi_2 \omega_2 - \xi_1 \omega_1}{\omega_2^2 - \omega_1^2}$$

ξ_1 和 ξ_2 为系统前两阶模态阻尼系数; ω_1 、 ω_2 为系统的一、二阶临界转速. 通过计算 Campbell 图可得系统一、二阶临界转速分别为 17212r/min、37296r/min. 转子内径为 0.0381m, 外径为 0.0508m, 材料密度 ρ 为 8304kg/m³, 弹性模量 E 为 2.069×10¹¹ Pa.

如图2, 假设轴承共有 N_b 个滚珠, 则每个滚珠在 t 时刻的方位角如(3):

$$\theta_j = \frac{2\pi}{N_b}(j-1) + \omega_{cage} t \quad (3)$$

其中, $\omega_{cage} = \Omega \frac{r}{r+R}$

ω_{cage} 为保持架转速; R 为轴承外环半径; r 为轴颈半径.

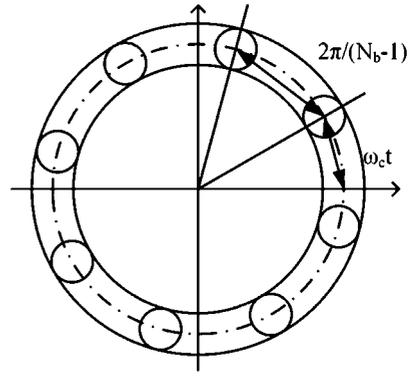


图2 滚动轴承结构简图

Fig.2 Structure diagram of rolling bearing

第 j 个滚珠的弹性变形如(4)式所示:

$$\delta_j = \delta_{j0} H(\delta_{j0}) \quad (4)$$

$$\delta_{j0} = x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - V$$

$$H(z) = \begin{cases} 1, & z > 0 \\ 0, & z \leq 0 \end{cases}$$

其中, V 为径向游隙.

由赫兹接触理论可以求得轴承非线性力表达式^[20]:

$$\begin{cases} F_{bx} = \sum_{j=1}^{N_b} -C_b \delta_j^{3/2} \cos \theta_j \\ F_{by} = \sum_{j=1}^{N_b} -C_b \delta_j^{3/2} \sin \theta_j \end{cases} \quad (5)$$

C_b 为赫兹接触刚度, 由滚珠与轴承内外环的材料、参数所确定. 本文轴承选用 6211 型号轴承, 参数如表2所示, 由式(6), 可得该轴承 VC 振动频率与转子工作频率比 B_n 为 3.55.

表2 6211型滚动轴承参数

Table 2 Parameters of 6211 type rolling bearing

r (mm)	R (mm)	N_b	C_b (N/m ^{3/2})
27.5	50	10	1.159×10 ¹⁰

$$B_n = \frac{f_{vc}}{f_r} = N_b \frac{\omega_{cage}}{\Omega} = N_b \frac{r}{R+r} \quad (6)$$

式中, f_{vc} 为 VC 振动频率, f_r 为转子工作频率.

2 数值计算结果及分析

采用自适应步长 Newmark- β 直接积分法对系统非线性运动微分方程求解, Newmark- β 算法的控制参数分别取 0.25 和 0.5, 采用局部误差 (Local Error) 作为步长调整依据, 将计算结果的局部误差

限制在 0.75%~1% 之间.为着重分析滚动轴承非线性力作用的影响,1[#]轴承选为 6211 型轴承,采用非线性力模型,而 2[#]轴承为刚度为 $8.75 \times 10^6 \text{ N/m}$ 的轴承,计算得到该转子随转速升高的响应特性,进而针对低转速下出现的 VC 振动现象,计算分析了在不同转速下不平衡量与轴承游隙对 VC 振动的影响.

2.1 不同转速下转子动力响应分析

设定转子不平衡位于 1[#] 轮盘上,偏心距 $e = 181 \mu\text{m}$.当轴承游隙 $V = 20 \mu\text{m}$ 时,结点 3 在 X 方向的振幅频特性如图 4 所示,可见该转子系统的第一阶临界转速为 18800r/min,与线性轴承刚度条件计算得到的一阶固有频率相接近.

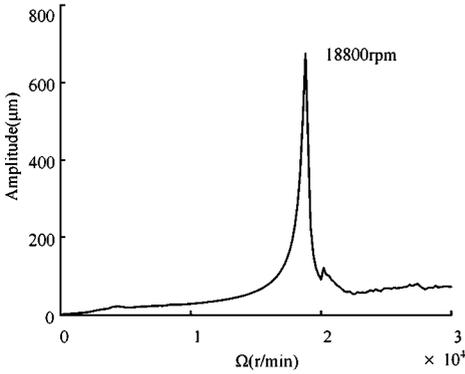


图 4 幅频特性图

Fig.4 Amplitude-frequency diagram

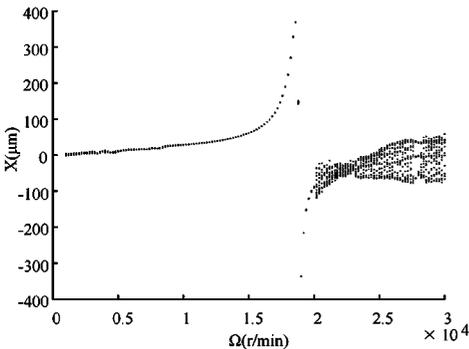


图 5 分岔图

Fig.5 Bifurcation diagram

由结点 3 处 X 振动响应的分岔图 5 可知,随着转速的升高,转子振动大致经历了三个阶段,0~10000r/min 的低转速区,转子振动处于不稳定状态;10000~20000r/min 的中转速区,转子振动较稳定;20000~30000r/min 的高转速区,转子振动再次进入不稳定状态.

由于重力的作用,轴颈在滚动轴承内 Y 方向存

在初始弯曲,当转子在低转速下工作时不平衡激励力很小,使得滚动轴承 Y 向非线性刚度高于 X 方向.如图 6 所示,结点 1 处在 200r/min 时,Y 方向振幅为 X 方向振幅的 1/16.随着转速升高,不平衡质量激励力逐渐增大,相比之下重力的作用减弱,当转速达到 5000r/min 时,X、Y 方向振幅趋于相同,如图 7 所示.

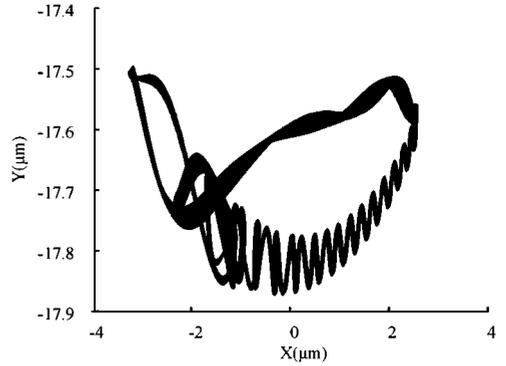


图 6 轴心轨迹图(200r/min)

Fig.6 Axle center trajectory diagram(200r/min)

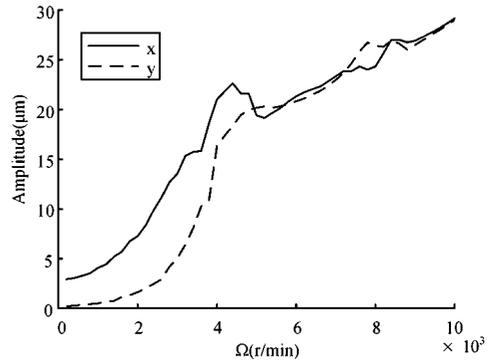


图 7 幅频特性图

Fig.7 Amplitude-frequency diagram

同时在转速 200r/min 时,模拟得到了与 Mevel^[16] 实验测得的 VC 振动波形相近的计算结果,如图 8(a).由图 8(b)可知, f_{vc} 是 f_r 的 3.55 倍,与 VC 振动频率的公式(6)计算结果一致.在 0~1500r/min 区间上,结点 3 在 X 方向响应三维谱图如图 9 所示,振动的频率成分主要是 f_{vc} 、 f_r 以及两者的倍频和组合频率.随着转速升高,如图 10 所示,X 方向通频幅值 A_x 迅速增大,VC 振动幅值 A_{vcx} 逐步减小.继续升高转速,如图 11,在 3000~10000r/min 区间内,频率成分主要包含工频 f_r 及其倍频, A_{vcx} 已经基本消失,工频 f_r 的倍频在转速接近 10000r/min 时基本消失.

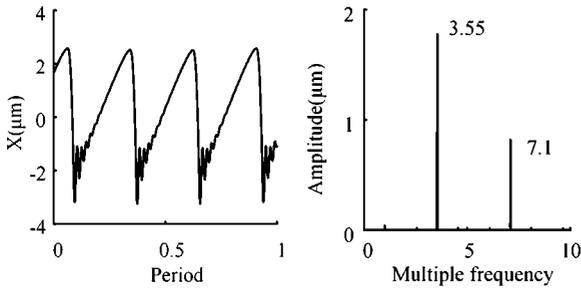


图 8 时域图、频谱图(200r/min)

Fig. 8 Time domain chart and spectrogram(200r/min)

随着转速升高,转子振动进入稳定状态,如图 5 所示,响应以工频为主的同步振动,15000r/min 转速结点 3 的轴心轨迹和 X 方向频谱如 12 所示.

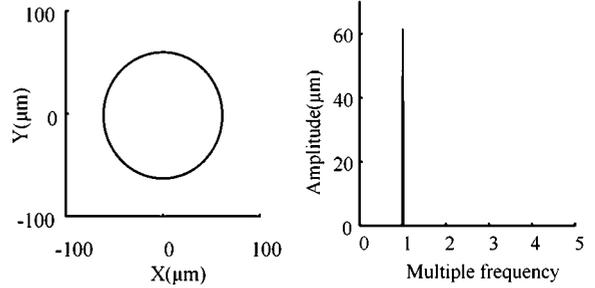


图 12 轴心轨迹、频谱(25000r/min)

Fig.12 Axle center trajectory diagram and spectrogram(25000r/min)

在转速 20000 ~ 30000r/min 区,转子振动除了工频成分之外出现了低频分量,该低频分量为转子的一阶固有频率.随着转速的升高,低频频率保持不变,出现“锁频”现象,如图 13.并且转速升高工频 f_r 谱线的幅值减小,固有频率 f_c 分量的幅值逐渐增大.转速 25000r/min 时转子轴心轨迹和 X 向频谱如图 14 所示,振动响应中包括多个频率分量,而其中工频和一阶固有频率占比较大.

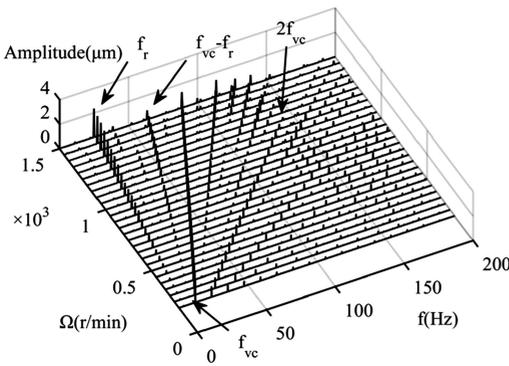


图 9 三维频谱

Fig.9 Waterfall of rotor's run-up

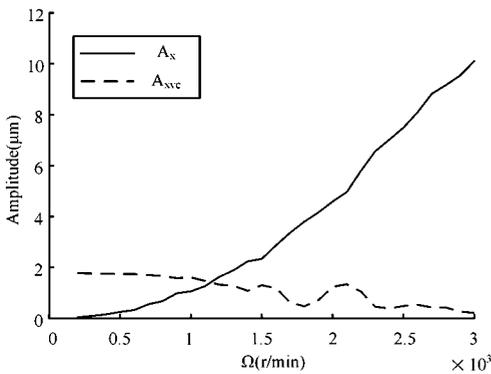


图 10 A_x 与 A_{xrc} 幅值

Fig.10 Amplitude of A_x and A_{xrc}

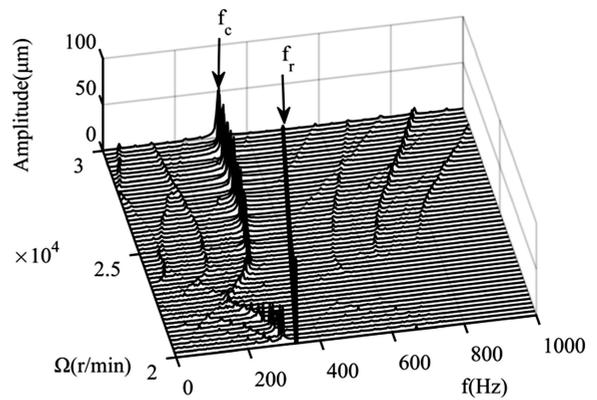


图 13 三维谱图

Fig.13 3D spectrogram

可见,该转子系统由于滚动轴承的非线性特性在低、中、高转速范围内呈现出丰富多样的非线性响应特征.

2.2 系统参数对 VC 振动的影响

除转子转速外,转子不平衡量和滚动轴承游隙是转子系统中更易改变的参数,本文分析转速、游隙与不平衡量对低转速区 VC 振动的影响.由于该模型转子中滚动轴承非线性力作用于结点 1 处,而在低转速区 Y 方向振动受到抑制,故采用结点 1 处

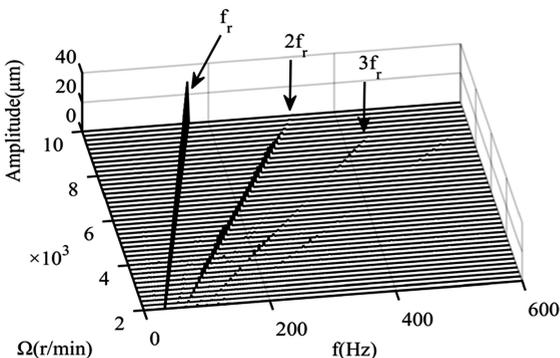


图 11 三维谱图

Fig.11 3D spectrogram

X方向振动响应来分析。

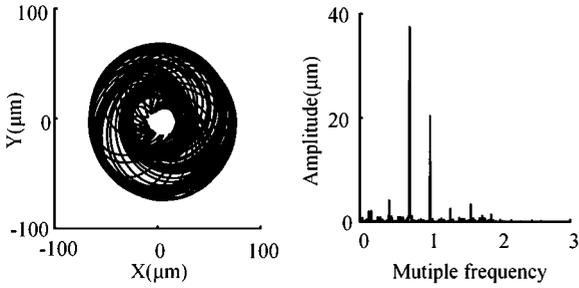


图14 轴心轨迹、频谱(25000r/min)

Fig.14 Axle center trajectory diagram and spectrogram(25000r/min)

2.2.1 滚动轴承径向游隙对 VC 振动影响

设定转子不平衡位于 1[#] 轮盘上, 偏心距 $e=0.181\text{mm}$, 轴承游隙变化范围为 $10\sim 100\mu\text{m}$, 转速的变化范围为 $200\sim 3000\text{r/min}$. 结点 1 处 X 向振动响应中 VC 振动频率 f_{vc} 的幅值随转速和游隙变化的三维图. 可见, 不同的游隙条件下, 随着转速升高 VC 振动幅值总体上呈现先减小再增大, 然后再次减小的趋势规律.

讨论不同转速下 VC 振动幅值在游隙 $10\sim 100\mu\text{m}$ 条件下的变化情况, $200\sim 850\text{r/min}$ 区间内, 随着滚动轴承游隙的增大 VC 振动幅值不断增大; 转速位于 $850\sim 1600\text{r/min}$ 区间时, 在低游隙范围内 VC 振动幅值随着游隙增大而增大, 当游隙增大至一定大小后, VC 振动幅值随着游隙增大基本保持不变; 而当转速高于 1600r/min , VC 振动基本消失, 系统 VC 振动消失转速不受轴承游隙的影响.

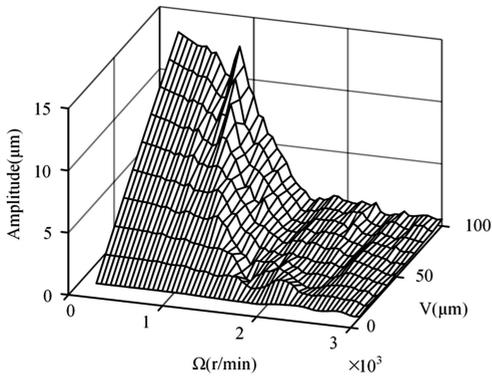


图15 f_{vc} 幅值

Fig.15 Amplitude off_{vc}

2.2.2 转子不平衡量对 VC 振动影响

选取滚动轴承游隙 $V=50\mu\text{m}$, 同样设定转子不平衡位于结点 3 处的 1[#] 轮盘上, 偏心距 e 的变化范

围为 $0.05\sim 0.2\text{mm}$, 图 15(a) 为 VC 振动幅值随转速和不平衡量变化的三维谱图, 可见: 在不同偏心距下, VC 振动幅值随转速的升高总体也呈现先减小再增大, 然后再次减小直至消失的趋势特征. 观察不同转速下 VC 振动幅值在偏心距 $0.05\sim 0.2\text{mm}$ 范围下的变化情况, 转速在 $0\sim 1000\text{r/min}$ 区间时, 转子 VC 振动幅值随着不平衡量增大却基本不变; 转速高于 1000r/min 时, VC 振动幅值随着不平衡量增大而略有降低. 系统 VC 振动基本消失时的转速随不平衡量的增大而降低.

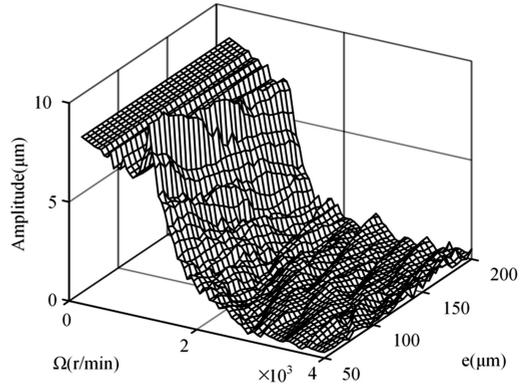


图16 f_{vc} 幅值

Fig.16 Amplitude off_{vc}

3 结论

1) 建立了考虑滚动轴承非线性力的典型航空发动机高压转子-轴承系统的动力学模型, 采用 Newmark- β 自适应步长法计算得到了低转速区转子的 VC 振动现象, 模拟的 VC 振动时域波形与 Mevel 实验测得 VC 振动波形相近, 验证了本文所采用的模型与算法在预测转子-滚动轴承系统振动响应中的有效性.

2) 在宽广的转速范围内, 利用幅频特性、分岔图、频谱图计算分析得到了该转子系统具有低转速区出现 VC 振动, 中转速区出现同步工频振动、高转速区出现低频分量“锁频”的复杂动力学响应特征.

3) 对 VC 振动幅值的影响参数分析表明, 随转速的升高, VC 振动幅值具有先减小再增大, 然后再减小至基本消失这一趋势特征. 增大游隙会使 VC 振动的幅值增大, 转子不平衡量对 VC 振动幅值影响较小. 并且, 系统 VC 振动基本消失时的转速随不平衡量增大而降低, 但基本不受轴承游隙的影响.

参 考 文 献

- 1 白长青,许庆余. 滚动轴承-偏置转子系统动力特性数值分析与实验研究. 应用力学学报, 2007,24(4):540~543 (Bai C Q, Xu Q Y. Numerical and experimental research on dynamic performance of ball bearings-offset disk rotor system. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 2007,24(4):540~543 (in Chinese))
- 2 唐云冰,高德平,罗贵火. 滚动轴承非线性轴承力及其对轴承系统振动特性的影响. 航空动力学报, 2006,21(2):144~151 (Tang Y B, Gao D P, Luo G H. Non-linear bearing force of the rolling ball bearing and its influence on vibration of bearing system. *Journal of Aerospace Power*, 2006,21(2):144~151 (in Chinese))
- 3 韩宝财,唐六丁,邓四二等. 转子-滚动轴承系统非线性动力学分析. 噪声与振动控制, 2008,28(4):23~26 (Han B C, Tang L D, Deng S E, et al. Nonlinear dynamics analysis of the rotor-rolling bearing system. *Noise and Vibration Control*, 2008,28(4):23~26 (in Chinese))
- 4 王彦生,张耀强,张彦斌等. 非线性 Jeffcott 转子-滚动轴承系统动力学分析. 振动、测试与诊断, 2010,30(4):367~370 (Wang Y S, Zhang Y Q, Zhang Y B, et al. Dynamics analysis of a nonlinear rolling bearing-Jeffcott rotor system. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2010,30(4):367~370 (in Chinese))
- 5 梁明轩,袁惠群. 滚动轴承-柔性碰摩转子系统非线性动力学响应分析. 动力学与控制学报, 2013,11(2):153~158 (Liang M X, Yuan H Q. Nonlinear dynamic response on rotor system of ball bearing-flexible rub. *Journal of Dynamics and Control*, 2013,11(2):153~158 (in Chinese))
- 6 Zhang Z Y, Chen Y S, Cao Q J. Bifurcations and hysteresis of varying compliance vibrations in the primary parametric resonance for a ball bearing. *Journal of Sound and Vibration*, 2015,350:171~184
- 7 吕运,董大鹏,田野等. 滚动轴承-转子系统动力学建模与仿真分析. 机械强度, 2015,37(6):1178~1185 (Lv Y, Dong D P, Tian Y, et al. Dynamic modeling and simulation analysis of rolling bearing rotor system. *Journal of Mechanical Strength*, 2015,37(6):1178~1185 (in Chinese))
- 8 杨丹,甘春标,杨世锡等. 含横向裂纹 Jeffcott 转子刚度及动力学特性研究. 振动与冲击, 2012,31(15):121~126 (Yang D, Gan C B, Yang S X, et al. Stiffness and dynamical behavior of Jeffcott rotor with cross crack. *Journal of Vibration and Shock*, 2012,31(15):121~126 (in Chinese))
- 9 张华彪. 转子突加不平衡的碰摩响应. 动力学与控制学报, 2017,15(6):558~562 (Zhang H B. Sudden imbalance rubbing response of a rotor system. *Journal of Dynamics and Control*, 2017,15(6):558~562 (in Chinese))
- 10 陈果. 航空发动机整机振动耦合动力学模型及其验证. 航空动力学报, 2012,27(2):241~254 (Chen G. A coupling dynamic model for whole aero-engine vibration and its verification. *Journal of Aerospace Power*, 2012,27(2):241~254 (in Chinese))
- 11 Harsha S P. Nonlinear dynamic response of a balanced rotor supported by rolling element bearings due to radial internal clearance effect. *Mechanism and Machine theory*, 2006,41(6):688~706
- 12 白长青,许庆余,张小龙. 考虑径向向内间隙的滚动轴承平衡转子系统的非线性动力稳定性. 应用数学和力学, 2006,27(2):159~169 (Bai C Q, Xu Q Y, Zhang X L. Nonlinear stability of balanced rotor due to the effect of ball bearing internal clearance. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2006,27(2):159~169 (in Chinese))
- 13 张耀强,陈建军,唐六丁等. 滚动轴承-转子系统非线性参数、强迫联合振动. 机械强度, 2009,31(6):871~875 (Zhang Y Q, Chen J J, Tang L D, et al. Nonlinear vibrations of a rolling bearing-rotor system subject to parametrical and external excitations. *Journal of Mechanical Strength*, 2009,31(6):871~875 (in Chinese))
- 14 陈予恕,张华彪. 航空发动机整机动力学研究进展与展望. 航空学报, 2011,32(8):1371~1391 (Chen Y S, Zhang H B. Review and prospect on the research of dynamics of complete aero-engine systems. *Acta Aeronautica ET Astronautica Sinica*, 2011,32(8):1371~1391 (in Chinese))
- 15 Sunnersjö C S. Varying compliance vibrations of rolling bearings. *Journal of Sound & Vibration*, 1978,58(3):363~373
- 16 Fukata S, Gad E H, Tamura H, et al. On the radial vibration of ball bearings (computer simulation). *Bulletin of JSME*, 1985,28(239):899~904
- 17 Mevel B, Guyader J L. Experiments on routes to chaos in ball bearings. *Journal of Sound & Vibration*, 2008,318(3):549~564

- 18 Hulbert G M, Jang I. Automatic time step control algorithms for structural dynamics. *Computer Methods in Applied Mechanics & Engineering*, 1995, 126(1-2): 155~178
- 19 Rossi D F, Ferreira W G, Mansur W J. A review of automatic time-stepping strategies on numerical time integration for structural dynamics analysis. *Engineering Structures*, 2014, 80: 118~136
- 20 Metsebo J, Upadhyay N, Kankar P K, et al. Modelling of a rotor-ball bearings system using Timoshenko beam and effects of rotating shaft on their dynamics. *Journal of Mechanical Science & Technology*, 2016, 30(12): 5339~5350

NONLINEAR DYNAMIC RESPONSES OF A HIGH PRESSURE ROTOR-ROLLING BEARING SYSTEM FOR AN AEROENGINE*

Cui Ying Huang Yuxi[†] Wang Yongliang Sun Peng

(School of Naval Architecture and Marine Engineering, Dalian Maritime University, Liaoning 116026, China)

Abstract The nonlinear governing equations of motion with high dimensional DOF are established for an aero engine rotor-bearing system based on finite element method, in which the nonlinear force of the rolling bearing, the shear deformation, gyroscopic moment and moment of inertia of the rotor are taken into account. The adaptive step Newmark- β algorithm is employed to analyze the unbalance response of the rotor at various rotating speeds. The effect of unbalance and clearance of the bearing on the amplitude of VC (Varying Compliance) vibration is obtained. The results show that the amplitude of VC vibration decreases at first with the increasing of rotating speed. As the rotating speed is further increased, the amplitude begins to increase and then decreases again until it disappears. The amplitude of VC vibration increases while the clearance of the bearing is increased. However, the amplitude of VC vibration is insensitive to the change of unbalance.

Key words rotor, rolling bearing, VC vibration, Newmark- β algorithm, dynamic response

Received 20 June 2018, revised 29 September 2018.

* The project supported by the Natural Science Foundation of Liaoning Province (201602070) and the Fundamental Research Funds for the Central Universities (3132017007).

[†] Corresponding author E-mail: yunshikeng@sohu.com