

航空发动机轴承外环装配工艺引起的 转子系统非线性振动

王四季¹, 廖明夫¹, 刘永泉², 王德友²,
蒋云帆¹, 廖俊¹, 李浩¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 针对某型航空发动机涡轮后支点轴承外环装配工艺参数的特点, 实验研究了轴承外环与衬套配合为过盈配合、间隙配合和过渡配合时的转子振动特性; 同时研究了温度场和外环拧紧力矩参数对配合关系的影响而导致的转子振动特性变化。结果表明: 轴承外环与衬套为间隙配合时, 引起发动机振动出现次谐波、高倍频和1阶非线性共振; 外环锁紧螺母力矩增大只对外环是间隙配合时的振动有抑制作用; 轴承座的温度场可导致轴承外环与轴承座的过渡配合变为间隙配合, 并影响振动特性。

关 键 词: 航空发动机振动; 轴承外环间隙; 拧紧力矩; 温度场; 非线性振动

中图分类号: V231.9

文献标志码: A

Nonlinear vibration of rotor systems caused by assembly process of a bearing outer ring of an aero-engine

WANG Si-ji¹, LIAO Ming-fu¹, LIU Yong-quan², WANG De-you²,
JIANG Yun-fan¹, LIAO Jun¹, LI Hao¹

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Shenyang Engine Design and Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: According to the assembly process parameters features of turbine supports of an aero-engine, the vibration characteristics in a rotor system with different assembly process parameters between an outer ring of the bearing and a casing were carried out experimentally. The parameters of assembly process of a bearing outer ring were interference fit, clearance fit and transition fit. The influence on the fit of bearing outer ring and vibration of the rotor caused by casing temperature field and outer ring tightening torque were also carried out. The results show that: when assembly process of a bearing outer ring is clearance fit, subharmonic, super-subharmonic frequencies, nonlinear resonances occur and outer ring tightening torque in increases is one of the main factors that suppress rotor vibration. Assembly relationship of bearing out ring from the transition to the clearance occurs which is caused by temperature field of the casing.

Key words: vibration of aero-engine; clearance of bearing outer ring;
tightening torque; temperature field; nonlinear vibration

某型航空发动机(简称发动机)涡轮后支点轴承外环的装配采用过渡配合。事实上,由于加工安装误差、热膨胀等的作用,航空发动机的轴承外环与轴承座之间很有可能出现间隙。Ehrich^[1-4]研究了转子轴承游隙较大时转子系统振动特性,结果表明带有轴承游隙的转子振动出现了工频的高倍频、分数倍频的振动,以及系统固有频率的振动。Ishida等^[5-8]建立了轴承外环和刚性轴承座之间带有间隙的碰撞模型,研究了竖式偏置盘转子轴承外环松动的动力学特性,结果表明,外环松动条件下,转子出现了自激振动、受迫振动、次谐波、工频的高倍频等现象。Ishida等的模型转子是竖式的(没有重力的影响),且轴承外环和支座之间的间隙为0.1 mm(间隙比较大);而发动机工作时转子是水平的(有重力影响),且装配工艺和加工误差导致的间隙不会超过0.05 mm^[9];同时模型中没有考虑轴承外环拧紧力矩和改变轴承外环与支座间隙等装配工艺参数对振动的影响。

因此,本文根据某型发动机结构与动力学特点,设计全尺寸轴承装配工艺转子模拟实验器,实验研究某型发动机涡轮后支点轴承外环装配工艺参数(配合公差和外环拧紧力矩等)、温度等对转子振动特性的影响。研究结果,对某型发动机涡轮后支点轴承装配工艺参数的设计具有重要的借鉴意义。

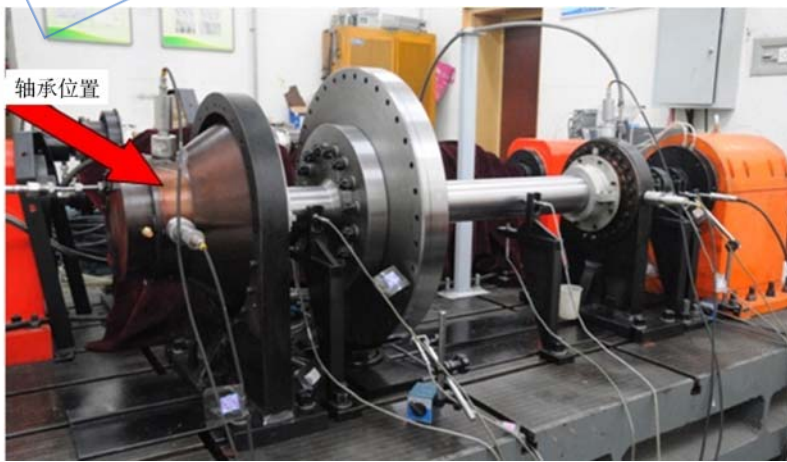
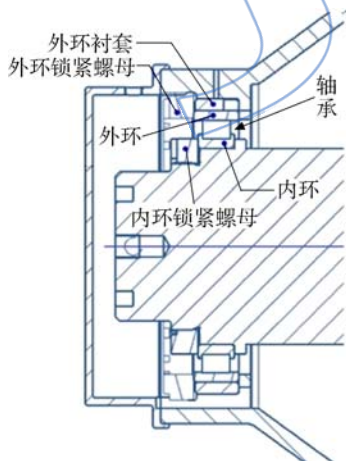


图1 实验系统

Fig. 1 Test rig

2 实验内容与结果讨论

实验内容如表1所示,轴承外环与衬套配合关系有3种,每一种配合关系对应3种轴承外环拧紧力矩。其中,配合关系3和外环拧紧力矩600

1 全尺寸轴承外环装配工艺模拟结构与实验系统

图1是发动机轴承装配工艺参数对转子振动特性影响实验的实验系统和全尺寸轴承外环装配工艺模拟结构简图。实验转子自身的结构刚度、总质量、临界转速及振型对轴承的动力学特性研究有较大影响^[10-12],根据该机型轴承的工作载荷特点,结合实验系统的设计经验^[13-18],该转子实验系统设计的原则是:①实验轴承是真实轴承;②轴承的支承结构与真实发动机的支承结构相近;③转子的动力学相似;④转子的转动惯量和质量与发动机相近,从图1中可以看出,轴承装配工艺参数中配合公差通过更换不同的外环衬套,外环拧紧力矩通过外环锁紧螺母改变。为了保证外环衬套与轴承座的装配配合公差采用大过盈配合(达到了0.06 mm),同时为了消除另一端轴承的装配对振动特性的影响,实验过程中只改变实验轴承的装配工艺,另一端轴承不拆卸。

实验中,采用光电传感器(B&K P-84)测量转子转速,振动速度传感器(B&K VS-080)测量转子支座振动速度,振动位移传感器(B&K IN-085)测量转子振动位移。用自行研制的发动机振动状态监测与故障诊断系统,作为信号的监视、采集、记录和分析。

$N \cdot m$ 是发动机目前采用的装配工艺参数;发动机在工作状态情况下,可能会由于温度场沿径向不同,出现间隙配合。配合关系1主要是研究轴承外环与轴承座过盈配合时,发动机的振动特性;配合关系2主要是研究轴承外环与轴承座出现间隙

时,发动机转子的振动特性;拧紧力矩的改变,主要是研究拧紧力矩在不同配合关系下,对转子振动特性的影响。

表1 实验内容

Table 1 Experimental contents

轴承外环与 衬套配合关系	配合量/ mm	外环锁紧螺母 拧紧力矩/(N·m)
1	-0.045	300
		600
		1000
2	+0.050	300
		600
		1000
3	-0.003	300
		600
		1000

注:表中轴承外环与衬套配合关系中,“-”表示过盈,“+”表示间隙。

图2、图3分别是在外环锁紧螺母拧紧力矩为 $600\text{ N}\cdot\text{m}$ 时,3种配合关系下轴承座振动的次谐波、高倍频 Bode 图和转子振动的瀑布图。

从图2和图3可以看出,当轴承外环与衬套配合是配合关系2,即间隙配合时,轴承座出现次谐波和高倍频振动占优的现象,转子振动出现1阶非线性共振;在配合关系1和配合关系3时,次谐波、高倍频振动占优和转子1阶非线性共振现象消失。从图2(b)中可以看出,转子的2倍频基本不受到装配工艺参数的影响,而其他高倍频

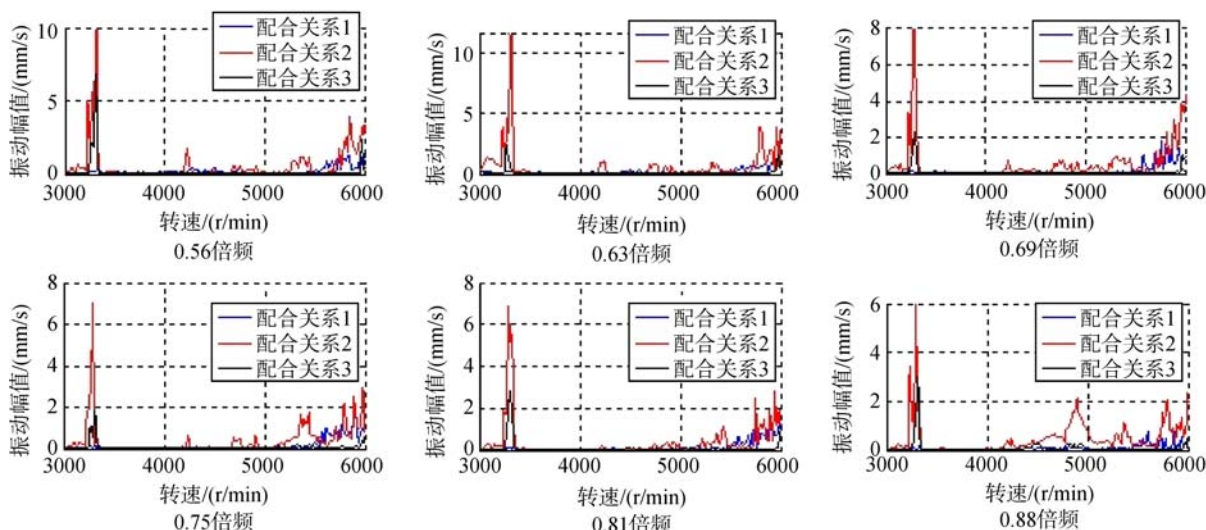
响应明显,这是因为2倍频是由转子水平和垂直刚度的较大差异,因转子的自重较大引起的;从图3(b)可以看出,当配合关系是间隙配合时,通过1/2临界转速后,转子振动出现较为明显的1阶非线性共振,且振动明显高于其他两种配合关系。

由上述现象可以看出,轴承外环与衬套配合关系对转子-支承系统的振动影响十分显著;在进行配合关系设计时,应保证发动机在任何工况下,轴承外环与轴承座的配合是过盈配合。

图4(a)和图4(b)分别为轴承外环与衬套配合关系3,即过渡状态时,轴承外环温度分别是 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ (加热器对轴承座加热)和 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ (室温)的转子支座的瀑布图。从图4(a)中可以看出,转子已经出现次谐波,这是因为在温度的作用下,轴承外环与衬套的 -0.003 mm 的微小过盈量,可能已经转变为微小间隙配合。由此可见,轴承外环与轴承座的过渡配合关系需要综合温度场、径向力、加工和装配误差等因素作出预估,确保工作时,轴承外环与轴承座不出现间隙配合关系。

图5~图7是3种配合关系下,拧紧力矩对转子-支承系统的振动特性影响图。其中,图5是配合关系2,即间隙配合时,不同的拧紧力矩对转子振动的影响,图6是配合关系3时,不同拧紧力矩对转子振动的影响。图7是配合关系1时,不同拧紧力矩对转子振动的影响。

从图5可以看出,在小扭矩状态下即外环锁紧螺母拧紧力矩为 $300\text{ N}\cdot\text{m}$ 时,增大扭矩后,轴承座的次谐波分量得到明显抑制。此外,增大扭矩后,高倍频成分的振动幅值也有所下降。从总体上来看,加大扭矩能一定程度上抑制轴承外环与轴承座之



(a) 次谐波振动

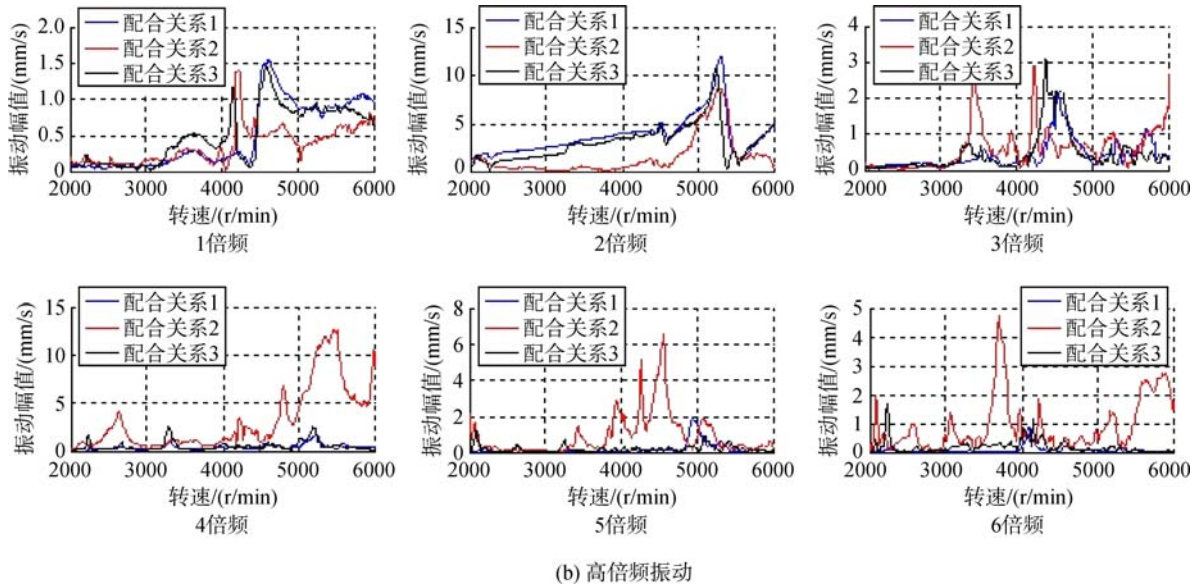


图 2 不同配合关系时转子的振动

Fig. 2 Vibration of rotor with different fits

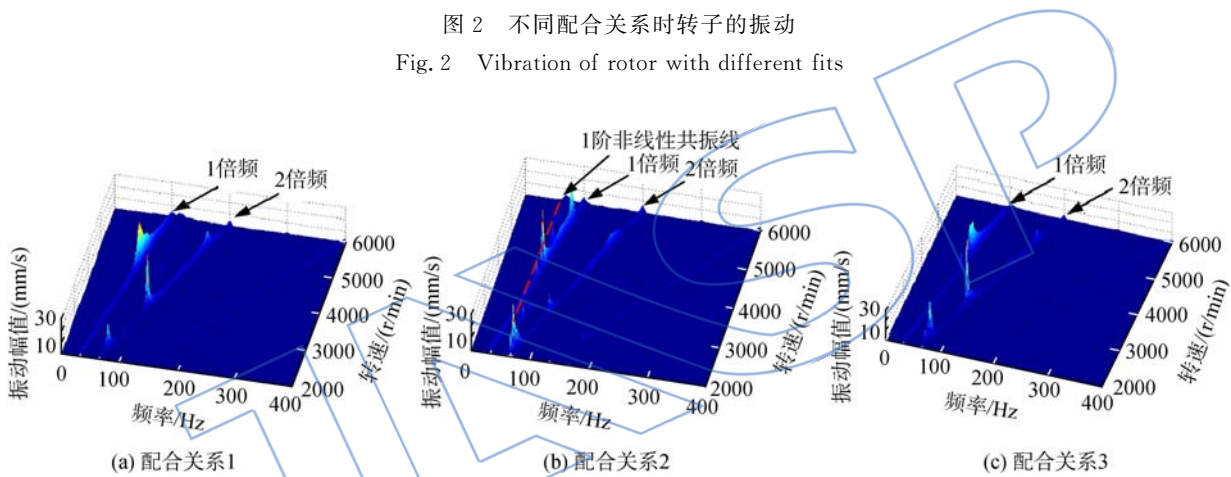


图 3 不同配合关系时转子振动的瀑布图

Fig. 3 Waterfall diagrams of vibration of rotor with different fits

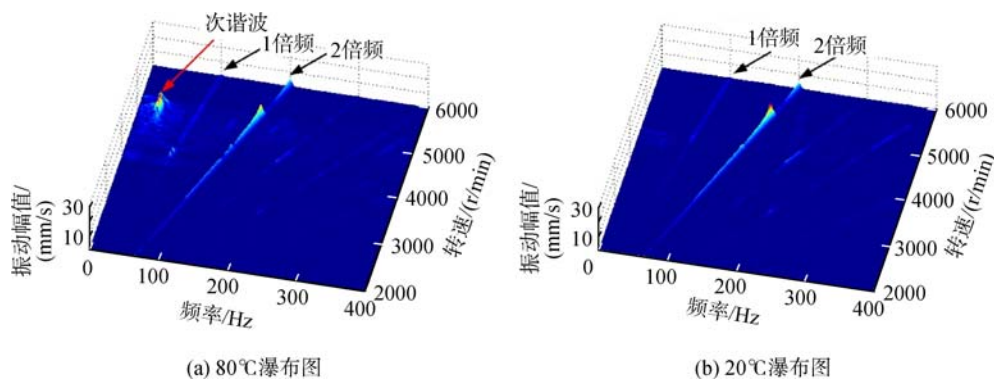


图 4 过渡配合时温度场对转子振动的影响

Fig. 4 Temperature field influence on vibration of rotor with the transition fit

间的间隙引起的次谐波和高倍频,但扭矩增大到一定值后再继续增大则对振动幅值的影响逐渐减小。

从图 6 和图 7 可以看出,在配合关系 1 和配

合关系 3 时,改变轴承外环锁紧螺母的拧紧力矩对转子几乎无影响,不同扭矩时各个倍频在各个转速下的幅值都能较好地吻合。

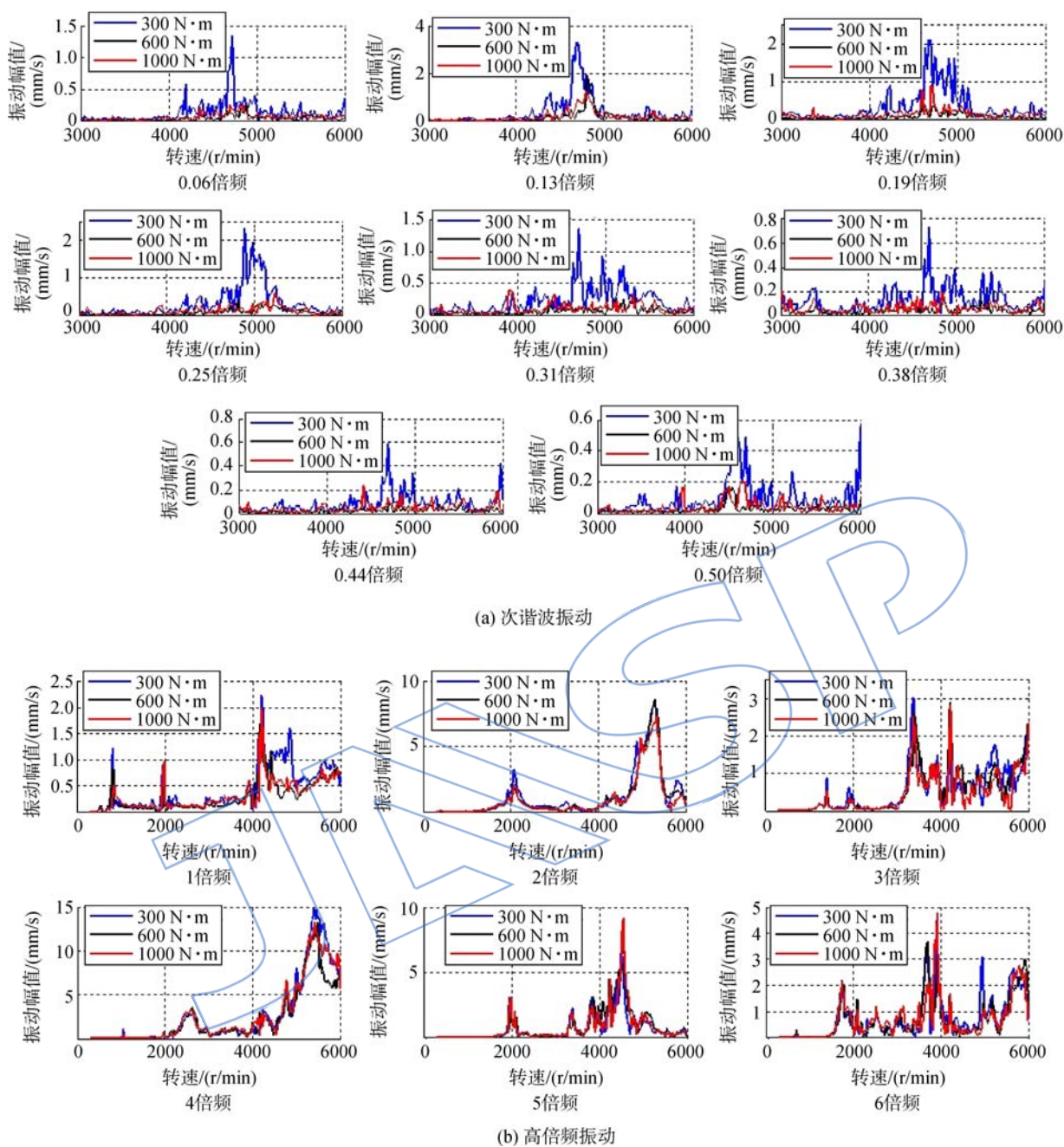
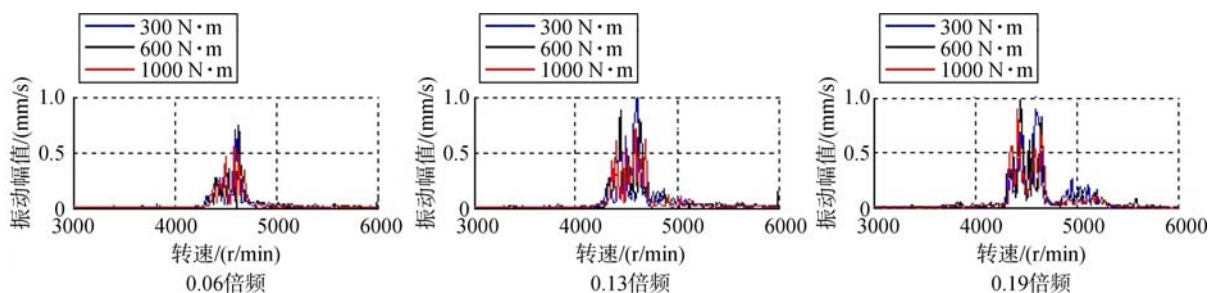


图5 间隙配合时拧紧力矩对转子振动的影响

Fig. 5 Tightening torque influence on vibration of rotor with the clearance fit



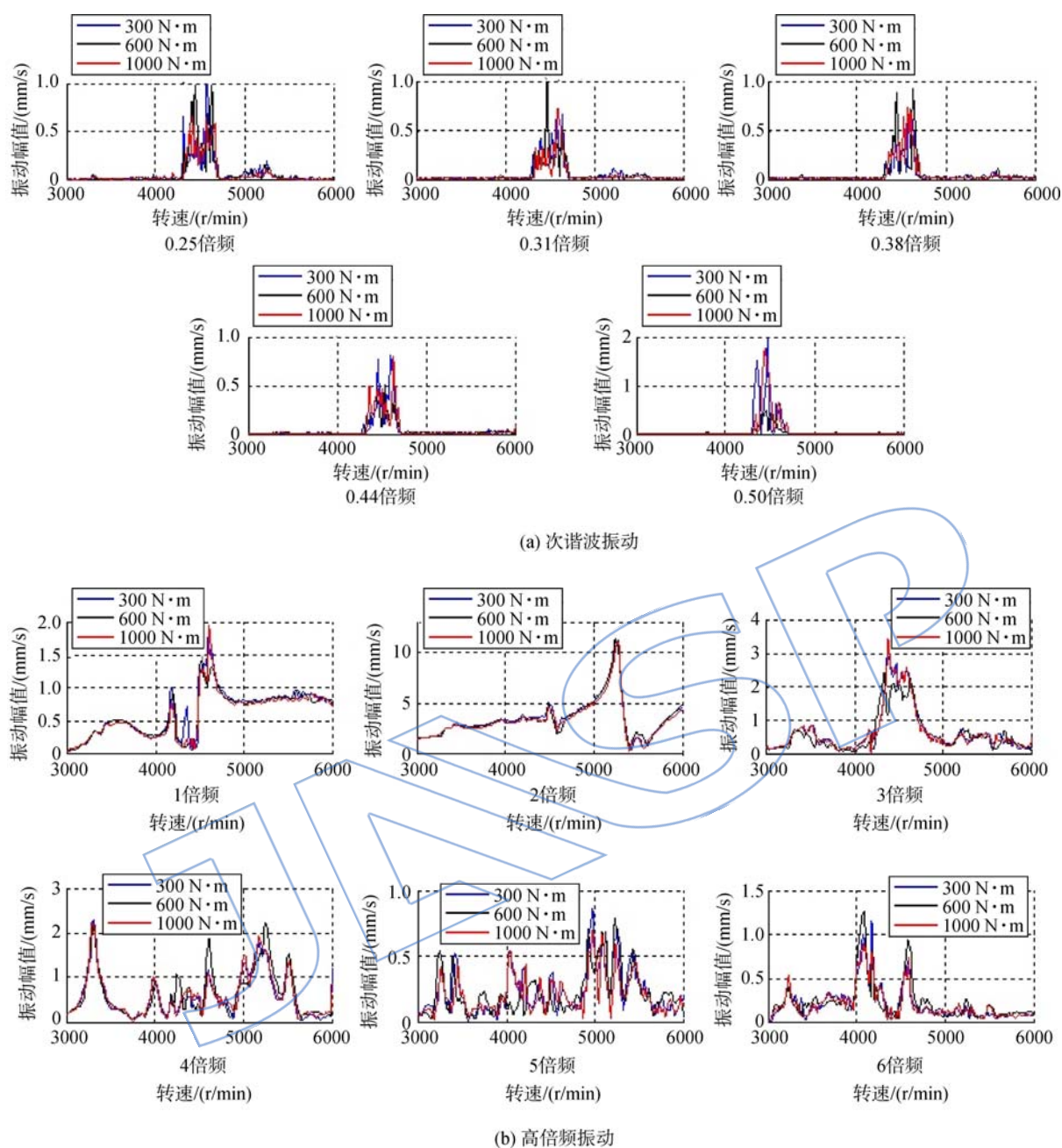
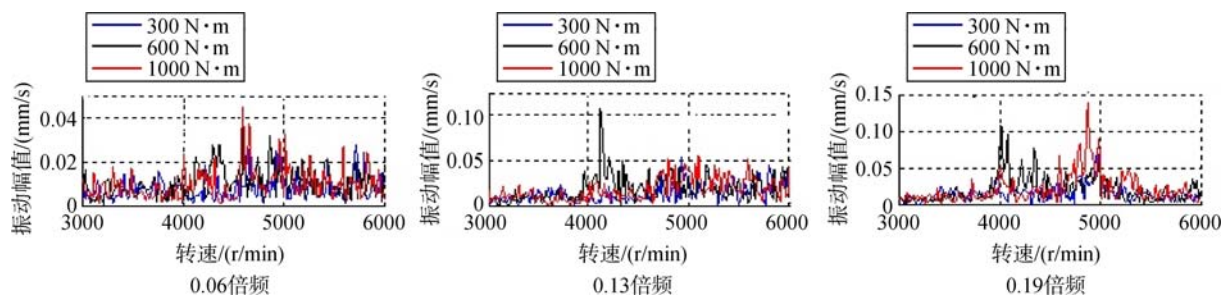


图6 过渡配合时拧紧力矩对转子振动的影响

Fig. 6 Tightening torque influence on vibration of rotor with the transition fit



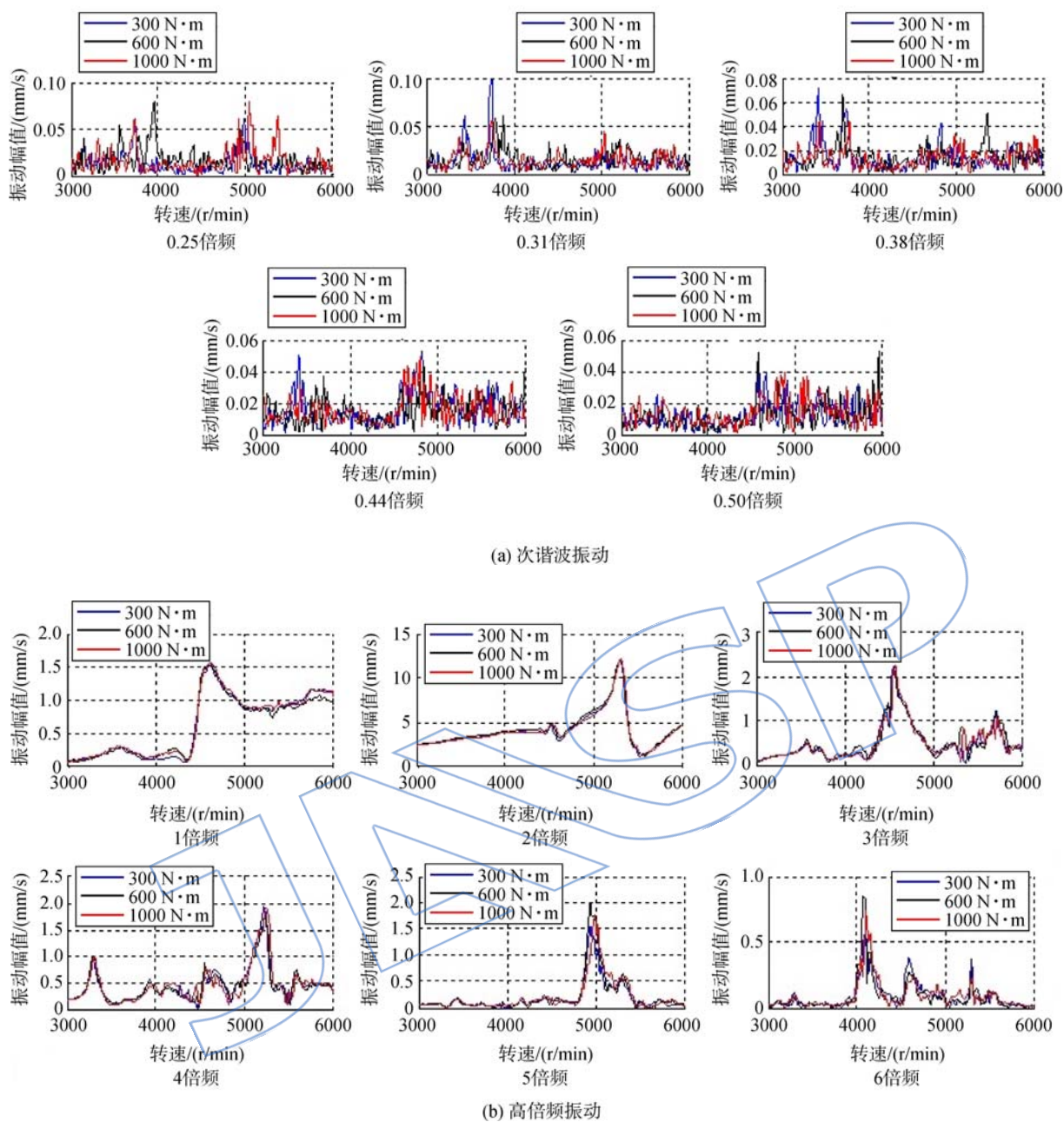


图7 过盈配合时拧紧力矩对转子振动的影响

Fig. 7 Tightening torque influence on vibration of rotor with the interference fit

3 结论

1) 轴承外环装配工艺参数对发动机振动的影响显著,加工和安装时应保证装配工艺参数符合设计规范。

2) 轴承外环与轴承座配合是引起发动机振动异常的一个敏感因素,出现间隙后,会引起发动机转子次谐波、高倍频的振动,以及非线性1阶共振。

3) 轴承外环拧紧力矩对转子系统的振动不敏感,即只对轴承外环配合为间隙时的振动有抑

制作用,外环锁紧螺母拧紧力矩只需保证滚子与外环间的摩擦力不会造成外环发生周向旋转即可。

4) 轴承座的温度场对轴承外环与轴承座的配合关系影响较大,设计轴承外环与轴承座装配工艺参数时,需要综合温度场、径向力、加工和装配误差等因素,作出预估,确保工作时,轴承外环与轴承座不出现间隙配合关系。

参考文献:

- [1] Ehrich F. A new class of asynchronous rotordynamic

- response in high-speed rotors[C]//Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE. Las Vegas, Nevada, USA: ASME, 2007:1783-1788.
- [2] Ehrich F. Some observations of chaotic vibration phenomena in high speed rotordynamics[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1991, 113(1): 51-57.
- [3] Ehrich F. Observations of subcritical superharmonic and chaotic response in rotordynamics[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1992, 114(1): 509-515.
- [4] Ehrich F. Observation of nonlinear phenomena in rotordynamics[J]. Journal of System Design and Dynamics, 2008, 2(3): 641-651.
- [5] Ishida Y, Inagaki M, Ejima R, et al. Nonlinear resonances and self-excited oscillations of a rotor caused by radial clearance and collision[J]. Nonlinear Dynamics, 2009, 57(4): 593-605.
- [6] Ishida Y, Yamamoto T. Linear and nonlinear rotordynamics[M]. New York: Wiley, 2013.
- [7] Ishida Y, Yamamoto T. Forced oscillations of a rotating shaft with nonlinear spring characteristics and internal damping[J]. Nonlinear Dynamics, 1993, 4(5): 413-431.
- [8] Inagaki M, Ishida Y. Mechanism of occurrence of self-excited oscillations of a rotor with a clearance between bearing holder and housing[C]//Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE. Washington DC: ASME, 2011: 965-974.
- [9] 蒋云帆, 廖明夫. 航空发动机高压转子前轴承刚度特性分析[J]. 推进技术, 2014, 35(8): 1123-1130.
JIANG Yunfan, LIAO Mingfu. Stiffness characteristics analysis on high-pressure rotor front bearing of aero-engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2014, 35(8): 1123-1130. (in Chinese)
- [10] 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.
- [11] CAO Yuzhong, Altintas Y. A general method for the modeling of spindle-bearing systems[J]. Journal of Mechanical Design, 2004, 126(11): 1089-1104.
- [12] Gagnol V, Bouzgarrou B C, Ray P, et al. Modeling approach for a high speed machine tool spindle-bearing system[C]//Proceedings of the ASME 2005 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE. Long Beach CA: ASME, 2005: 305-313.
- [13] 王四季, 廖明夫. 带弹支干摩擦阻尼器的转子振动控制策略和方法[J]. 航空动力学报, 2011, 26(10): 2214-2219.
WANG Siji, LIAO Mingfu. Control strategy and methods of rotor systems by an elastic support/dry friction damper[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(10): 2214-2219. (in Chinese)
- [14] 廖明夫, 谭大力, 耿建明, 等. 航空发动机高压转子的结构动力学设计方法[J]. 航空动力学报, 2014, 29(7): 1505-1519.
LIAO Mingfu, TAN Dali, GENG Jianming, et al. Structure dynamics design method of an aero-engine high pressure rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(7): 1505-1519. (in Chinese)
- [15] 王四季, 廖明夫, 蒋云帆, 等. 对转双转子局部碰摩故障实验[J]. 推进技术, 2013, 34(1): 31-35.
WANG Siji, LIAO Mingfu, JIANG Yunfan, et al. Experimental study on local rub-impact fault of counter-rotating dual-rotor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(1): 31-35. (in Chinese)
- [16] WANG Siji, LIAO Mingfu. Experimental investigation of an active elastic support/dry friction damper on vibration control of rotor systems[J]. International Journal of Turbo and Jet Engines, 2014, 31(1): 13-17.
- [17] 王四季, 廖明夫, 杨仲记. 主动式弹支干摩擦阻尼器控制转子振动的实验研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(11): 1893-1897.
WANG Siji, LIAO Mingfu, YANG Shenji. Experimental investigation on rotor vibration control by elastic support/dry friction damper[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(11): 1893-1897. (in Chinese)
- [18] 廖明夫, 马振国, 邓巍. 某型航空发动机中介轴承外环故障振动分析[J]. 航空动力学报, 2011, 26(11): 2422-2426.
LIAO Mingfu, MA Zhenguo, DENG Wei. Vibration analysis on turbofan engine intershaft bearing with outer race defect[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(11): 2422-2426. (in Chinese)