

文章编号: 1000-8055(2009)10-2277-08

航空发动机整机振动中的不平衡-不对中-碰摩耦合故障研究

陈 果, 李兴阳

(南京航空航天大学 民航学院, 南京 210016)

摘 要: 针对航空发动机整机振动分析, 建立了含不平衡-不对中-碰摩耦合故障的转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型. 在耦合模型中, 考虑了机匣运动, 同时, 充分考虑了滚动轴承间隙、非线性赫兹接触以及变柔性 VC(varying compliance) 等非线性因素; 在耦合故障中, 建立了不平衡、不对中和碰摩故障模型. 运用数值积分方法获取了系统响应, 研究耦合故障特征和规律. 仿真计算分析表明了该模型的正确有效性.

关 键 词: 航空发动机整机振动; 转子-滚动轴承-机匣耦合系统; 不平衡-不对中-碰摩; 耦合故障

中图分类号: O322; TH113.1

文献标识码: A

Study on imbalance-misalignment-rubbing coupling faults in aero-engine vibration

CHEN Guo, LI Xing-yang

(College of Civil Aviation College,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: A new rotor-ball bearing-stator coupling system, including imbalance-misalignment-rubbing coupling fault, was established for aero-engine vibration. In the coupling system, the stator motion was considered, and the nonlinear factors of ball bearing such as the clearance, nonlinear Hertzian contact, and the varying compliance (VC), were fully taken into account; in the process of fault coupling, the imbalance, the misalignment and the rubbing faults were modeled respectively. The numerical integral method was used to obtain system's responses, and the characteristics about the coupling faults were analyzed. The simulation results indicate the correctness and effectiveness of the new model.

Key words: aero-engine vibration; rotor-ball bearing-stator coupling system; imbalance-misalignment-rubbing; coupling faults

航空发动机的转子、轴承和机匣系统的运动相互耦合、相互影响, 其整机振动需要将发动机作为一个整体进行研究, 典型的双转子航空发动机的转子系统^[1-2]由高低压轴系的 5 个转子组成, 即由低压压气机转子、中间轴、低压涡轮转子组成的低压轴系以及由高压压气机转子、高压涡轮转子

组成的高压轴系统. 轴之间均通过套齿联轴器连接, 显然不对中故障普遍存在, 当不对中故障严重时, 同时在不平衡故障作用下, 转子将产生严重的横向振动, 最终导致转静碰摩, 从而引发严重事故.

目前, 国内外分别对碰摩故障^[2-5]和不对中故

收稿日期: 2008-10-09; 修订日期: 2008-12-19

基金项目: 国家自然科学基金(50705042); 航空科学基金(2007ZB52022)

作者简介: 陈果(1972-), 男, 四川武胜人, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事航空发动机状态监测与故障诊断、非线性转子动力学、智能诊断与专家系统、机器学习与知识获取、图像处理及模式识别等领域研究. Email: cgzyx @263. net

障^[6-9]进行了深入的研究,然而,很少考虑不对中故障与不平衡和碰摩故障的耦合效应.因此,本文将在转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型基础上,考虑由不对中故障所产生的振动效应,进一步详细研究由不平衡、不对中、碰摩耦合故障引发的机匣振动响应规律和特征.

1 含不平衡-不对中-碰摩耦合故障的转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型

本文在文献[5]的基础上,建立了含不平衡-不对中-碰摩耦合故障的转子-滚动轴承-机匣系统

耦合动力学模型,如图 1 所示.该模型以实际航空发动机高压压气机转子、高压涡轮转子及后机匣为研究对象,在图 1 中,左端为高压压气机转子,右端为高压涡轮转子,由于实际航空发动机碰摩故障往往发生在高压涡轮转子和后机匣,因此,省略了高压压气机转子,仅仅考虑了高压涡轮转子和后机匣,设高压压气机转子与高压涡轮转子间以套齿联轴器联结,存在平行和角度综合不对中.

图 1 中 y 为平行不对中量; δ 为角度不对中量; L 为安装距离; F_{xc} 和 F_{yc} 为不对中产生的惯性力,其它符号参见文献[5].

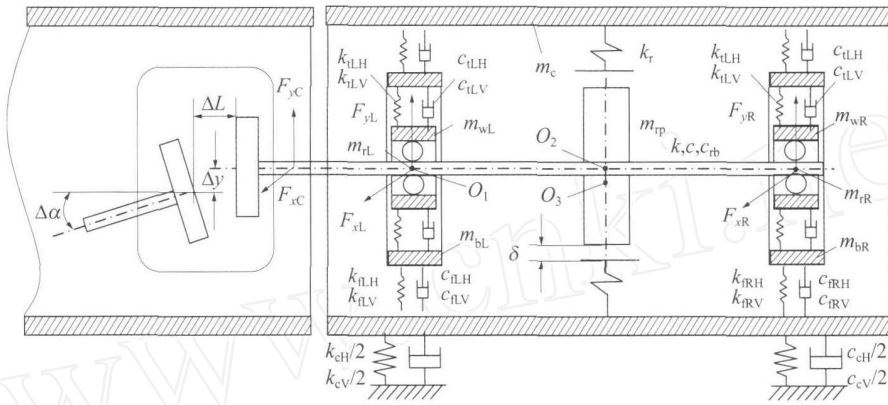


图 1 含不平衡-不对中-碰摩耦合故障的转子-滚动轴承-机匣系统的耦合动力学模型

Fig. 1 Rotor-ball bearing-stator coupling dynamic model including imbalance-misalignment-rubbing coupling faults

由牛顿第二定律,可以得到系统运动微分方程

$$\begin{aligned}
 m_{tp} \ddot{x}_{tp} + k(x_{tp} - x_{rR}) + k(x_{tp} - x_{rL}) + c \dot{x}_{tp} &= P_x + m_{tp} e^2 \cos t \\
 m_{tp} \ddot{y}_{tp} + k(y_{tp} - y_{rR}) + k(y_{tp} - y_{rL}) + c \dot{y}_{tp} &= P_y + m_{tp} e^2 \sin t - m_{tp} g \\
 m_{br} \ddot{x}_{br} + k_{rRH}(x_{br} - x_c) + c_{rRH}(\dot{x}_{br} - \dot{x}_c) + k_{lRH}(x_{br} - x_{wR}) + c_{lRH}(\dot{x}_{br} - \dot{x}_{wR}) &= 0 \\
 m_{br} \ddot{y}_{br} + k_{rRH}(y_{br} - y_c) + c_{rRH}(\dot{y}_{br} - \dot{y}_c) + k_{lRH}(y_{br} - y_{wR}) + c_{lRH}(\dot{y}_{br} - \dot{y}_{wR}) &= -m_{br} g \\
 m_{bl} \ddot{x}_{bl} + k_{lLH}(x_{bl} - x_c) + c_{lLH}(\dot{x}_{bl} - \dot{x}_c) + k_{rLH}(x_{bl} - x_{wL}) + c_{rLH}(\dot{x}_{bl} - \dot{x}_{wL}) &= 0 \\
 m_{bl} \ddot{y}_{bl} + k_{lLH}(y_{bl} - y_c) + c_{lLH}(\dot{y}_{bl} - \dot{y}_c) + k_{rLH}(y_{bl} - y_{wL}) + c_{rLH}(\dot{y}_{bl} - \dot{y}_{wL}) &= -m_{bl} g \\
 m_{rR} \ddot{x}_{rR} + k(x_{rR} - x_r) + c_{rb} \dot{x}_{rR} - F_{xBR} &= 0 \\
 m_{rR} \ddot{y}_{rR} + k(y_{rR} - y_r) + c_{rb} \dot{y}_{rR} - F_{yBR} &= -m_{rR} g \\
 m_{rL} \ddot{x}_{rL} + k(x_{rL} - x_r) + c_{rb} \dot{x}_{rL} - F_{xBL} &= F_{xc} \\
 m_{rL} \ddot{y}_{rL} + k(y_{rL} - y_r) + c_{rb} \dot{y}_{rL} - F_{yBL} &= -m_{rL} g + F_{yc} \\
 m_{wR} \ddot{x}_{wR} + k_{rRH}(x_{wR} - x_{br}) + c_{rRH}(\dot{x}_{wR} - \dot{x}_{br}) + F_{xBR} &= 0 \\
 m_{wR} \ddot{y}_{wR} + k_{rRH}(y_{wR} - y_{br}) + c_{rRH}(\dot{y}_{wR} - \dot{y}_{br}) + F_{yBR} &= -m_{wR} g \\
 m_{wL} \ddot{x}_{wL} + k_{lLH}(x_{wL} - x_{bl}) + c_{lLH}(\dot{x}_{wL} - \dot{x}_{bl}) + F_{xBL} &= 0 \\
 m_{wL} \ddot{y}_{wL} + k_{lLH}(y_{wL} - y_{bl}) + c_{lLH}(\dot{y}_{wL} - \dot{y}_{bl}) + F_{yBL} &= -m_{wL} g \\
 m_c \ddot{x}_c + k_{cH} x_c + c_{cH} \dot{x}_c + k_{rRH}(x_c - x_{br}) + k_{lLH}(x_c - x_{bl}) + c_{rRH}(\dot{x}_c - \dot{x}_{br}) + c_{lLH}(\dot{x}_c - \dot{x}_{bl}) &= -P_x \\
 m_c \ddot{y}_c + k_{cH} y_c + c_{cH} \dot{y}_c + k_{rRH}(y_c - y_{br}) + k_{lLH}(y_c - y_{bl}) + c_{rRH}(\dot{y}_c - \dot{y}_{br}) + c_{lLH}(\dot{y}_c - \dot{y}_{bl}) &= -P_y - m_c g
 \end{aligned}$$

1.1 不对中模型

齿式联轴器不对中可分为平行不对中、角度不对中及平行角度综合不对中三种情况,当联轴器的两转子轴线之间发生不对中故障时,由于两个半联轴器均绕自己的中心转动,且分别与外壳啮合在一起,两个半联轴器在运动的同时要求外壳的中心绕其中心转动,而满足两个回转中心要求的外壳中心做平面圆周运动.研究表明,当出现平行不对中时,联轴器外壳的轴心线的运动轨迹为一圆柱体;出现角度不对中时,联轴器外壳的轴心线是在两半联轴器之间不停地摆动和转动,其运动轨迹为一回转双锥体;出现平行角度综合不对中时,联轴器外壳的轴心线既不是圆柱体,也不是双锥体,而介于两者之间的半双锥体形状.

图 2 为不对中故障模型,图中 OC_1 和 OC_2 为两个半联轴器的中心, OC 为联轴器外壳中心, OC 为联轴器外壳的静态中心, ω 为转子旋转速度, (E 为当量不对中量,对于平行不对中 y , $E = y$;对于角度不对中 α 和 L , $E = L \cdot \tan(\alpha/2)$).由图 2 的几何关系可得,联轴器外壳中心 OC 的运动轨迹为

$$\begin{cases} x = E \cdot \sin t \cdot \cos t - \frac{1}{2} E \cdot \sin(2t) \\ y = E \cdot \cos t \cdot \cos t - \frac{1}{2} E \cdot \cos(2t) \end{cases} \quad (1)$$

其运动加速度为

$$\begin{cases} \ddot{x} = -2 E \cdot \sin(2t) \\ \ddot{y} = -2 E \cdot \cos(2t) \end{cases} \quad (2)$$

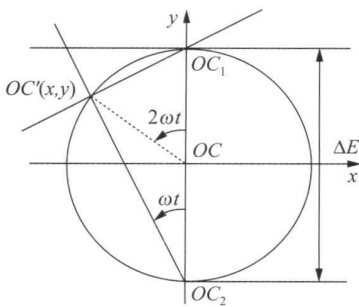


图 2 不对中故障模型

Fig.2 Misalignment model

设联轴器外壳质量为 M ,由于 M 往往很大,故则 OC 的这种回转运动实质上相当于系统具有一平衡质量,则 OC 相对于点 OC 的力为

$$\begin{cases} F_x = -M \ddot{x} = 2M \cdot E \cdot \sin(2t) \\ F_y = -M \ddot{y} = 2M \cdot E \cdot \cos(2t) \end{cases} \quad (3)$$

该惯性力即为联轴器对转子系统施加的激励力,由于该激励力将分别施加到左右两个转子系统,则以图 1 所示的右边转子系统为研究对象,则其激励力为

$$\begin{cases} F_{xc} = F_x/2 = M \cdot E \cdot \sin(2t) \\ F_{yc} = F_y/2 = M \cdot E \cdot \cos(2t) \end{cases} \quad (4)$$

若不对中同时包括平行和角度不对中,则该激励力为

$$\begin{cases} F_{xc} = M \cdot y \cdot \sin(2t) + M \cdot L \cdot \tan(\alpha/2) \cdot \sin(2t) \\ F_{yc} = M \cdot y \cdot \cos(2t) + M \cdot L \cdot \tan(\alpha/2) \cdot \cos(2t) \end{cases} \quad (5)$$

如图 1 所示,该激励力可以作用于转子右端轴承处的等效质量上.

1.2 碰摩力模型及轴承力模型

本文在滚动轴承建模中充分考虑了滚动轴承间隙、非线性赫兹接触以及变柔性 VC (varying compliance) 等非线性因素;在转静碰摩建模中采用了局部碰摩模型.关于碰摩模型和滚动轴承模型,可以参考文献[4-5],在此从略.

1.3 计算参数

本文选取的转子系统的初始参数如下:

$$\begin{aligned} m_{rR} &= m_{rL} = 4.0 \text{ kg}, m_{\text{tp}} = 32.1 \text{ kg}, \\ c_{rB} &= 1050 \text{ N} \cdot \text{s/m}, c = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}, \\ k &= 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}, e = 0.01 \text{ mm}, \\ m_c &= 50 \text{ kg}, m_{bL} = m_{bR} = 20 \text{ kg}, \\ k_{tLH} &= k_{tLV} = k_{tRH} = k_{tRV} = 7.5 \times 10^6 \text{ N/m}, \\ c_{tLH} &= c_{tLV} = c_{tRH} = c_{tRV} = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}, \\ k_{sLH} &= k_{sLV} = k_{sRH} = k_{sRV} = 2.5 \times 10^6 \text{ N/m}, \\ c_{sLH} &= c_{sLV} = c_{sRH} = c_{sRV} = 1050 \text{ N} \cdot \text{s/m}, \\ k_{cH} &= k_{cV} = 2.5 \times 10^9 \text{ N/m}, \\ c_{cH} &= c_{cV} = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}, \end{aligned}$$

$$k_r = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}, e = 0.01 \text{ mm},$$

平行不对中 $y = 0.6 \text{ mm}$, 角度不对中 $\alpha = 0.2 \text{ rad}$, $L = 1 \text{ mm}$, 联轴器外壳质量 $M = 0.2 \text{ kg}$.

滚动轴承选取文献[4-5,10]中的 JIS6306 滚动轴承,其参数见文献[4-5].

2 转子-滚动轴承-机匣耦合系统的不平衡-不对中-碰摩耦合故障动力分析

本文采用 RKF(Runge-Kutta-Fehlberg) 格式的变步长龙格-库塔法对微分方程组进行求解,从而获取系统动力学响应。

2.1 不对中故障对转子系统共振响应的影响

图 3(a),(b) 分别为不考虑和考虑不对中故障时,转子圆盘处 x 方向的振动位移瀑布图;可以看出,当无不对中故障时,转子系统仅仅在临界转速时出现共振,在不平衡作用下,系统响应中主要为旋转频率成分。当存在不对中故障时,转子系统不仅在临界转速时出现共振,而且在 $1/2$ 临界转速时,出现超谐波共振。

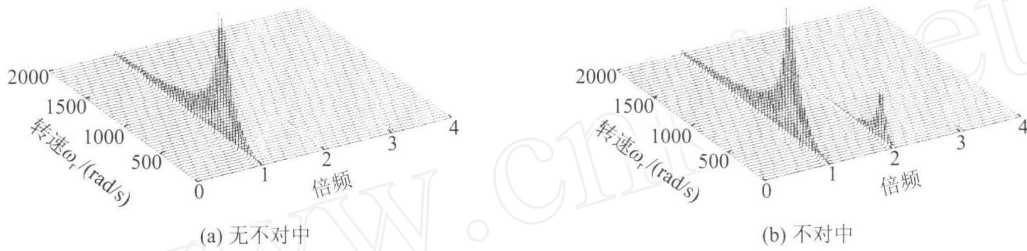


图 3 转子圆盘处 x 方向的振动位移瀑布图
Fig. 3 Cascade plot of displacement in the x direction at rotor disc

图 4(a),(b)及图 4(c)分别为转速 200,350,700 rad/s 及 1500 rad/s 时,不对中与不平衡同时存在时,系统响应的频谱,从图中可以看出,滚动轴承的 VC 频率及其与旋转频率的和差频率分量在较低转速时,表现较为明显,如图 4(a);随着转速增加,逐渐显得微弱,如图 4(a)~图 4(d);当出现 2 倍频共振时,2 倍频分量明显较 1 倍频分量,如图 4(b);当出现 1 倍频共振时,1 倍频分量远远大于 2 倍频分量,如图 4(c);在工作在临界转速以上时,1 倍频与 2 倍频分量同时存在,1 倍频分量明显较 2 倍频分量,如图 4(d)。

2.2 不对中故障对转子碰摩故障响应的影响

图 5(a)~图 5(d)分别为在碰摩刚度 $k_r = 2.5 \times 10^7$ N/m 和 $k_r = 2.5 \times 10^8$ N/m 下,不存在和存在不对中故障时,转子圆盘处 x 方向的振动位

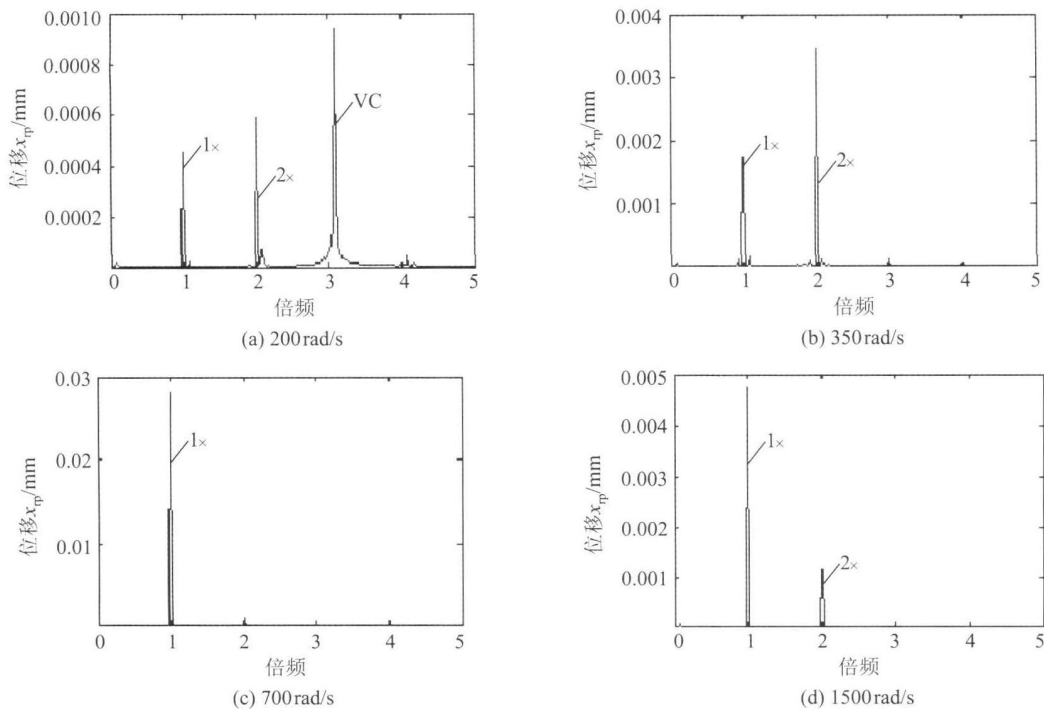


图 4 转子响应频谱

Fig. 4 Frequency spectra of rotor responses

移瀑布图,从图 5 可以看出,不对中故障相当于给系统增加一个 2 倍频激励,因此,基本上不影响碰摩故障的非线性特征,碰摩故障从总体上的特征为:临界转速以下出现 2 倍频等高次谐波,临界转速以上出现分频现象.随着碰摩刚度的增加,系统混沌运动区域增加.

2.3 基于机匣响应信号的不平衡-不对中-碰摩耦合故障特征分析

图 6 和图 7 分别为在转速为 400 rad/s,在不

平衡、不平衡-不对中、不平衡-碰摩、不平衡-不对中-碰摩耦合故障作用下机匣的振动加速度响应曲线及其频谱.图 8 和图 9 为转速 1500 rad/s 时,不同耦合故障下的响应结果.从图 6~图 9 可以看出,多故障耦合作用下,振动加速度的振幅将随着耦合故障的增加而增大,因此,振动值的大小在一定程度上反映了故障的严重程度及故障耦合的情况.在临界转速下,碰摩故障主要表现为高次谐波成分的增加,不对中故障表现为 2 倍频及偶数

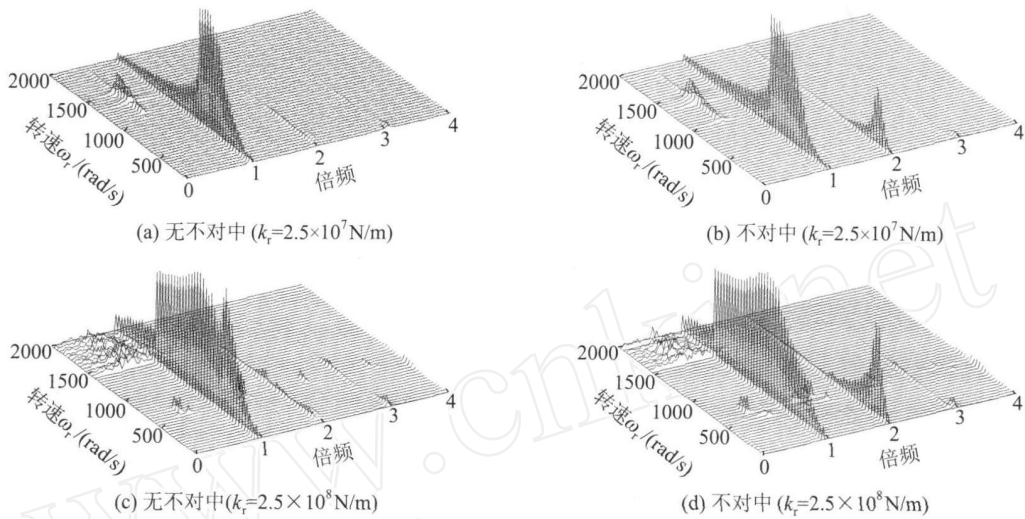


图 5 转子圆盘处 x 方向的振动位移瀑布图

Fig. 5 Cascade plots of displacements in the x direction at rotor disc

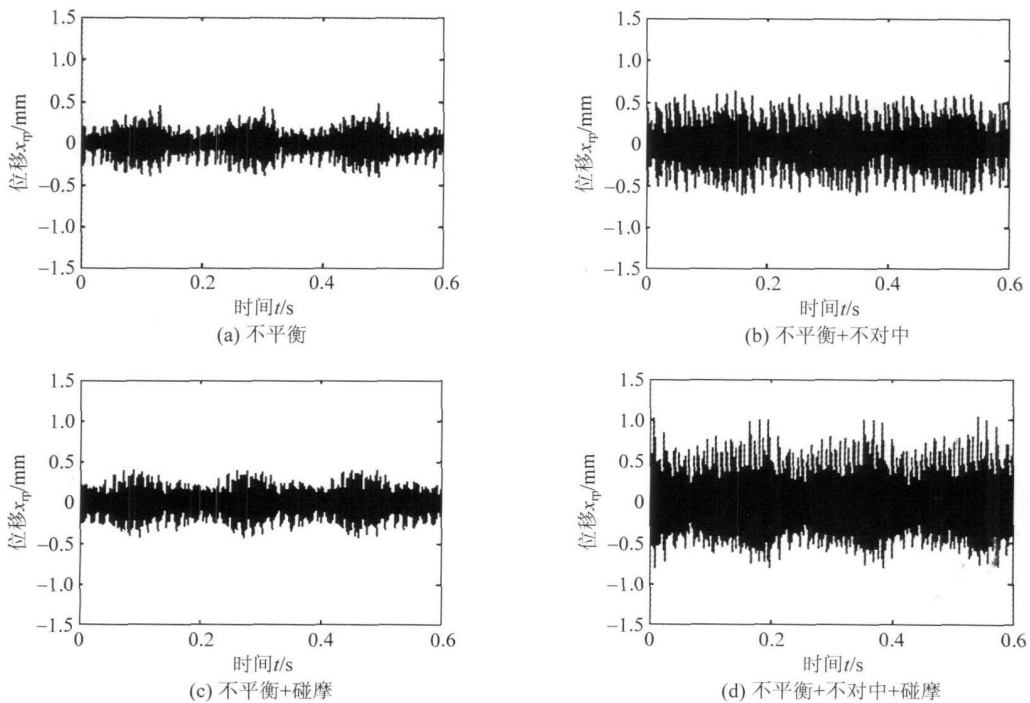


图 6 不同耦合故障下转子圆盘处 x 方向响应的时间波形 (400 rad/s)

Fig. 6 Time waveforms of rotor disc responses in the x direction (400 rad/s)

倍频率成分,因此,当不对中和碰摩故障耦合时,高次谐波,尤其是偶数次谐波成分将显著增加,对比图7(b),(d)可以看出此规律;在临界转速以上,碰摩故障主要表现为分数次谐波成分的增加,

不对中故障表现为2倍频及偶数倍频率成分,因此,当不对中和碰摩故障耦合时,除了存在较大的高阶偶数次谐波成分以外,分数次谐波也大量出现,且具有与高次谐波相同的数量级.

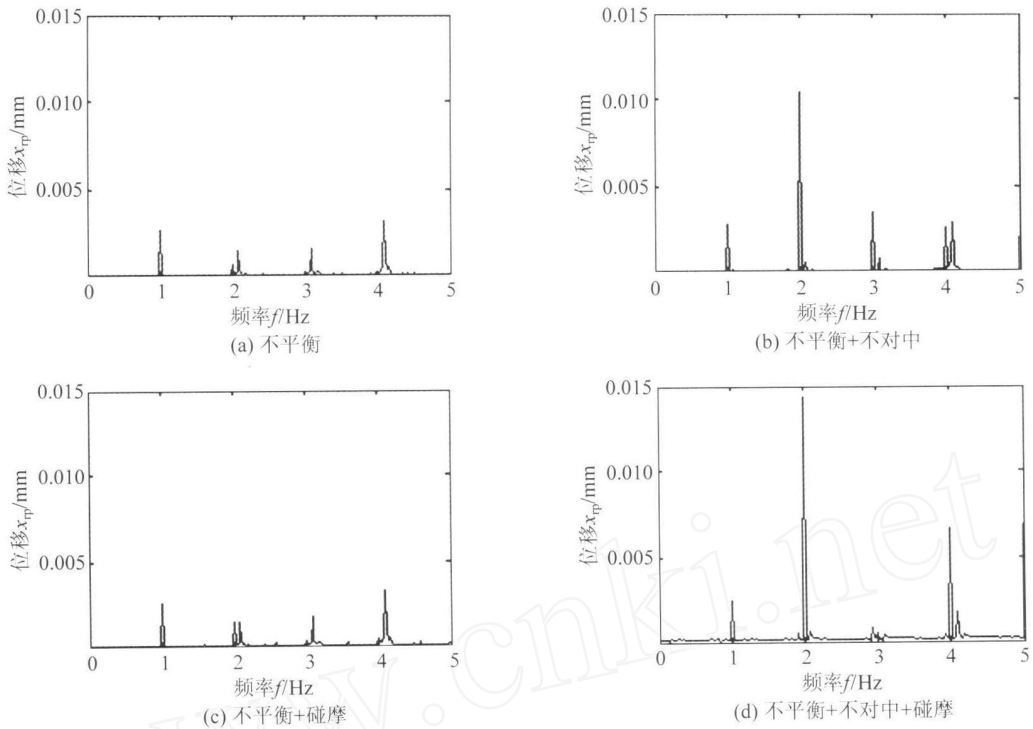


图7 不同耦合故障下转子圆盘处 x 方向响应的频谱 (400 rad/s)

Fig. 7 Frequency spectra of rotor disc responses in the x direction (400 rad/s)

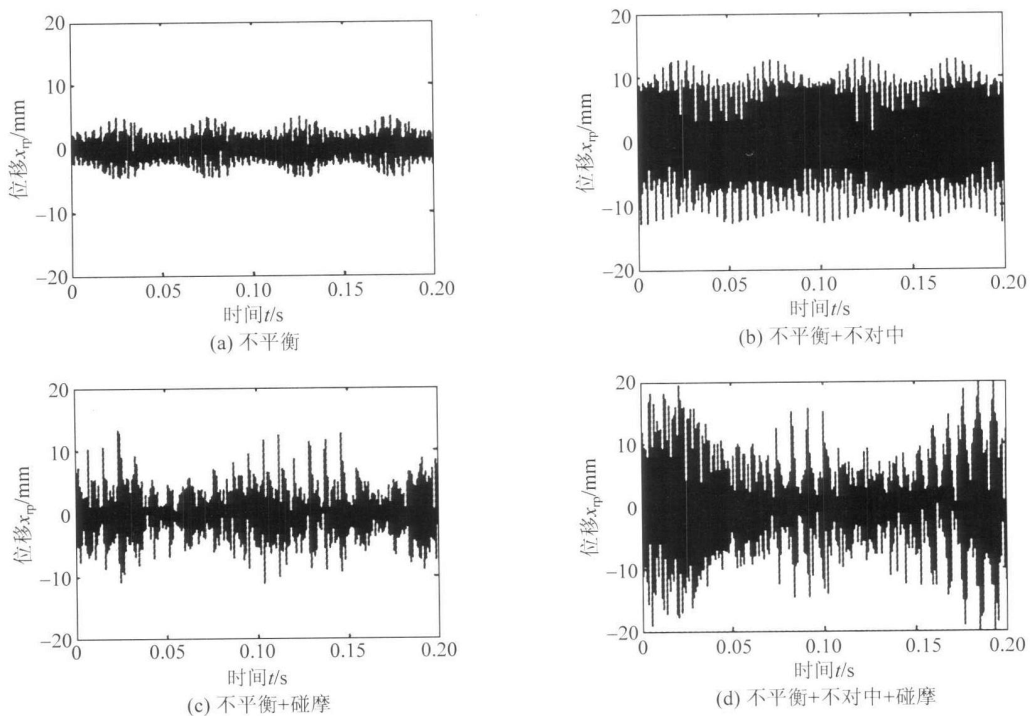


图8 不同耦合故障下转子圆盘处 x 方向响应的时域波形 (1500 rad/s)

Fig. 8 Time waveforms of rotor disc responses in the x direction (1500 rad/s)

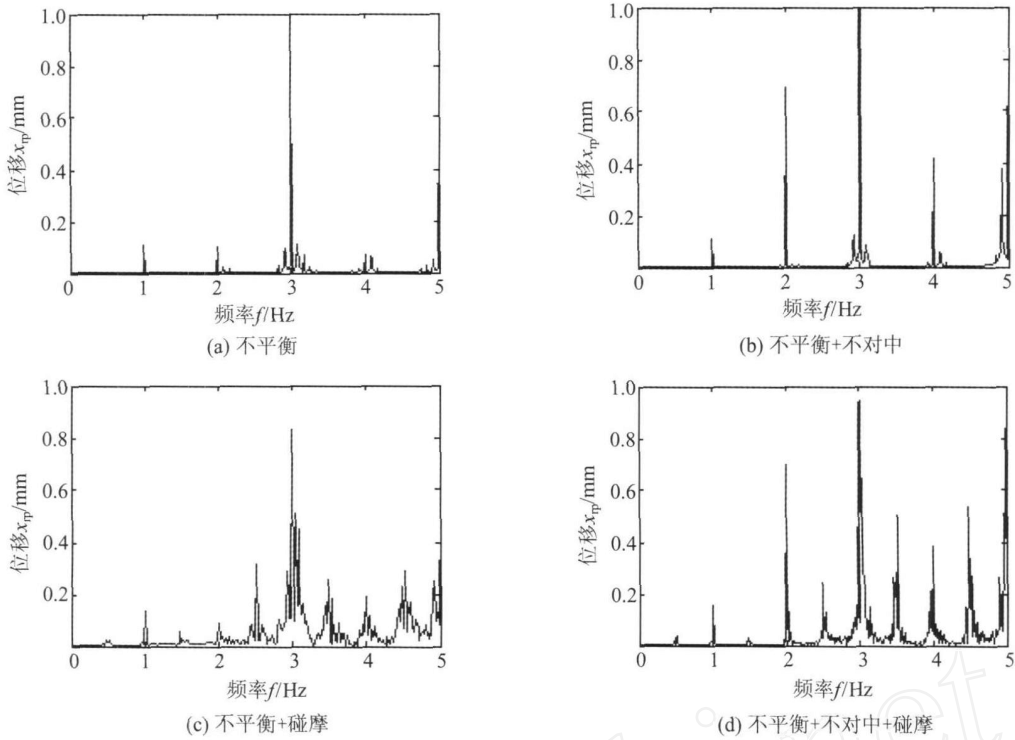


图 9 不同耦合故障下转子圆盘处 x 方向响应的频谱 (1500 rad/s)

Fig. 9 Frequency spectra of rotor disc responses in the x direction (1500 rad/s)

3 结 论

1) 在转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力学模型基础上,充分考虑了转子不平衡、不对中和碰摩故障.利用变步长龙格库塔法进行了动力学仿真;

2) 计算仿真发现,不对中故障将引起系统的超谐共振,除了在临界转速下系统将发生 1 倍频共振外,在 $1/2$ 临界转速下,将出现 2 倍频共振;不对中故障对于碰摩故障所引发的非线性振动规律影响不大.

3) 研究了机匣振加速度信号频谱特征,发现在多故障耦合下,振动幅值将随着耦合故障的增加而增加.在临界转速以下,当不对中和碰摩故障耦合时,高次谐波尤其是偶数次谐波成分将显著增加;在临界转速以上当不对中和碰摩故障耦合时,除了存在较大的高阶偶数次谐波成分以外,分数次谐波也大量出现,且具有与高次谐波相同的数量级.

参考文献:

[1] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册(第 19 分册)转子动力学及整机振动 [M]. 北京: 航空工业出版社, 2000:208-226.
Editorial Board of Aero-engine Design Manual. Aero-engine design manual (19th Part): rotor dynamics and whole

machine vibration [M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2000:208-226. (in Chinese)
[2] 王德友. 发动机转静子碰摩振动特性的提取与理论研究 [D]. 北京: 北京航空航天大学, 1995.
WANG Deyou. Feature extraction and theory study for rotor/stator rubbing vibration [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1995. (in Chinese)
[3] Muszynska A, Goldman P. Chaotic responses of unbalance rotor bearing stator systems with looseness or rubs [J]. Chaos, Solitons and Fractals, 1995, 5(9):1683-1704.
[4] 陈果. 转子-滚动轴承-机匣耦合系统的不平衡-碰摩耦合故障非线性动力学响应分析[J]. 航空动力学报, 2007, 22(10): 1771-1778.
CHEN Guo. Nonlinear dynamic response analysis of imbalance-rubbing coupling faults of rotor-ball bearing-stator coupling system [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(10): 1771-1778. (in Chinese)
[5] 陈果, 李成刚, 王德友. 航空发动机转子-滚动轴承-支承机匣耦合系统的碰摩故障分析与验证[J]. 航空动力学报, 2008, 23(7): 1304-1311.
CHEN Guo, LI Chenggang, WANG Deyou. Nonlinear dynamic analysis and experiment verification of rubbing faults of rotor-ball bearing-support-stator coupling system for aero-engine [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(7): 1304-1311. (in Chinese)
[6] Dewell D L, Mitchell L D. Detection of a misalignment disk coupling using spectrum analysis [J]. ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design,

- 1984, 106(1): 9-16.
- [7] Xu M, Mazangoni R D. Vibration analysis of a motor-flexible coupling rotor system subject to misalignment and unbalance: Part I—Theoretical model and analysis [J]. Journal of Sound and Vibration, 1994, 176: 663-679.
- [8] Xu M, Mazangoni R D. Vibration analysis of a motor-flexible coupling rotor system subject to misalignment and unbalance: Part 2—Experimental validation [J]. Journal of Sound and Vibration, 1994, 176: 681-691.
- [9] 韩捷, 石来德. 转子系统齿式联接不对中故障的运动学机理研究 [J]. 振动工程学报, 2004, 17(4): 416-420.
HAN Jie, SHI Laide. Study on kinematic mechanism of misalignment fault of rotor system connected by gear coupling. Journal of Vibration Engineering, 2004, 17(4): 416-420. (in Chinese)
- [10] Fukata S, Gad E H, Kondou T, et al. On the radial vibration of ball bearings (computer simulation) [J]. Bulletin of the JSME, 1985, 28: 899-904.

www.cnki.net