

文章编号: 1000-8055(2007)11-1879-07

滚动轴承支承下的转子碰摩故障动力 分析、特征提取与智能诊断

李飞敏, 陈 果, 侯佑平

(南京航空航天大学 民航学院, 南京, 210016)

摘 要: 针对滚动轴承支承下的转子碰摩故障诊断问题, 考虑滚动轴承非线性赫兹接触和轴承径向间隙, 建立了含不平衡-碰摩耦合故障的转子-滚动轴承系统动力学模型. 应用三维谱图分析碰摩诊断依据和确定频段特征, 利用仿真数据获取结构最优的神经网络模型, 并对试验碰摩故障数据进行诊断, 识别率高达 90% 以上. 计算结果充分表明了建立的动力学模型的有效性, 同时, 研究结果为有效结合故障机理分析与故障智能诊断提供了新的方法.

关 键 词: 转子; 滚动轴承; 耦合动力学; 碰摩; 智能诊断

中图分类号: O322

文献标识码: A

Dynamics analysis, feature extraction and intelligent diagnosis for rubbing fault of rotor supported on ball bearings

LI Fei-min, CHEN Guo, HOU You-ping

(College of Civil Aviation,

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

Abstract: This paper aims at diagnosing the rubbing fault of a rotor supported on ball bearings. Firstly, a dynamics model of unbalance-rubbing coupling fault of rotor-ball bearing system was established by taking into account the nonlinear Hertzian contact and the radial clearance; secondly, 3-D spectrum diagram was used to analyze the rubbing fault and determine the characteristics of every frequency zone; thirdly, an optimized self-adaptive neural network was obtained using simulation data, and rubbing test samples were diagnosed with a recognition accuracy over 91%. The results validate the usefulness of this dynamics model, meanwhile the research findings provide a new method for effectively combining malfunction mechanism analysis and intelligent diagnosis.

Key words: rotor; ball bearings; coupling dynamics; rubbing; intelligent diagnosis

大型高速旋转机械通常采用滑动动压轴承作为支承系统, 动压滑动轴承为维持动压及润滑而带有供油系统, 结构复杂. 而对整体重量和结构要求较高的高速轻型旋转机械, 如航空发动机, 通常不采用动压滑动轴承而采用滚动轴承支承系统. 随着对旋转机械高转速、高效率的要求, 转子和静

子的间隙越来越小, 导致了转子和静子间的摩擦事故经常发生, 对旋转机械安全运行造成严重影响, 往往会引发灾难性后果. 因此, 分析转子-滚动轴承耦合系统的碰摩故障机理, 提取故障特征, 对故障进行诊断, 一直是非线性故障转子动力学研究的重要任务.

收稿日期: 2006-10-30; 修订日期: 2007-03-10

作者简介: 李飞敏(1982-), 女, 河南新乡人, 硕士生, 主要研究方向为转子动力学、智能诊断与专家系统, E-mail: lfm82@163.com.

国内外已有许多学者对滚动轴承-转子系统进行了研究,文献[1]研究了具有局部碰摩的滚动轴承-转子-定子系统的非线性特性,但是滚动轴承为简化的硬性弹簧;文献[2~4]研究了在同时考虑了非线性接触和轴承径向间隙的条件下的滚动轴承-转子系统,但是没有考虑转静间的碰摩.在碰摩故障智能诊断中,有很多的国内外学者将人工神经网络应用在转子故障诊断上.文献[5]考虑了最简单的 Jeffcott 转子,利用 LVQ 神经网络对转子碰摩模型的非线性混沌时间序列进行分类识别,实现对混沌信号和其它响应信号数据的聚类;文献[6]通过在实际的转子试验台中获取特征信号,讨论了神经网络结构对诊断精度的影响.

本文针对转静碰摩故障识别问题,将故障机理分析和转子故障智能诊断结合起来,首先建立滚动轴承支承下的含不平衡-碰摩的耦合转子动力学模型,考虑非线性 Hertzian 接触和轴承的径向间隙,推导出系统的动力学方程,利用数值仿真分析耦合故障机理,提取碰摩故障特征,然后通过改变系统参数,利用数值仿真获取大量的故障样本,形成样本库,最后建立结构自适应神经网络模型对耦合故障进行识别并保存最佳的神经网络结构,对从 ZT-3 型多功能转子模拟实验台采集到的碰摩故障实验数据进行了诊断.

1 滚动轴承支承下碰摩转子系统非线性动力学模型

图 1 为滚动轴承支承下的含不平衡-碰摩耦合故障的转子动力学模型,在模型中,转子圆盘与轴承之间为无质量弹性轴,转子两端采用对称结构的滚动轴承支承, O_1 为轴承几何中心, O_2 为转子几何中心, O_3 为转子质心, k_r 为静子刚度, k 为弹性轴刚度, μ 为转静间摩擦系数, c_{rb} 为转子在轴承处阻尼系数, c_{rp} 为转子圆盘阻尼系数, e 为转子圆盘和静子的间隙, m_{rL} 和 m_{rR} 分别为左端轴承处的集中质量, F_{xL} , F_{yL} 分别为左端轴承的 X 和 Y 方向的支承反力, F_{xR} , F_{yR} 分别为右端轴承的 X 和 Y 方向的支承反力, x_{rL} , y_{rL} 分别是圆盘的 X 和 Y 方向上的位移; x_{rR} , y_{rR} 分别是左端轴承 X 和 Y 方向上的位移; x_{rR} , y_{rR} 分别为右端轴承 X 和 Y 方向上的位移; P_x , P_y 分别为 X 和 Y 方向的碰摩力.

由牛顿第二定理,可以得到系统运动微分方

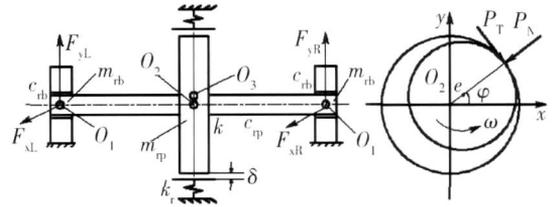


图 1 滚动轴承支承下的含不平衡-碰摩耦合故障的转子动力学模型

Fig. 1 A dynamical model of an unbalanced and rubbing rotor supported on ball bearings

$$\begin{cases} m_{rp}\ddot{x}_{rp} + c_{rp}\dot{x}_{rp} + k(x_{rp} - x_{rR}) + k(x_{rp} - x_{rL}) = m_{rp}e^2 \cos(\omega t) + P_x \\ m_{rp}\ddot{y}_{rp} + c_{rp}\dot{y}_{rp} + k(y_{rp} - y_{rR}) + k(y_{rp} - y_{rL}) = m_{rp}e^2 \sin(\omega t) - m_{rp}g + P_y \\ m_{rR}\ddot{x}_{rR} + c_{rb}\dot{x}_{rR} + k(x_{rR} - x_{rp}) = F_{xR} \\ m_{rR}\ddot{y}_{rR} + c_{rb}\dot{y}_{rR} + k(y_{rR} - y_{rp}) = F_{yR} - m_{rR}g \\ m_{rL}\ddot{x}_{rL} + c_{rb}\dot{x}_{rL} + k(x_{rL} - x_{rp}) = F_{xL} \\ m_{rL}\ddot{y}_{rL} + c_{rb}\dot{y}_{rL} + k(y_{rL} - y_{rp}) = F_{yL} - m_{rL}g \end{cases} \quad (1)$$

1) 碰摩力

碰摩力分为径向碰撞力 P_N 和切向摩擦力 P_T . 假设摩擦符合库仑摩擦定律,将碰摩力分解在 x 和 y 轴,可以得到在 x 和 y 方向的碰摩力为

$$\begin{cases} P_x = -k_r(1 - \mu/r)(x_{rp} - \mu \cdot y_{rp}) \\ P_y = -k_r(1 - \mu/r)(\mu \cdot x_{rp} + y_{rp}) \end{cases} \quad r \quad (2)$$

其中 e 为转静间隙, k_r 为静子径向碰摩刚度, μ 为摩擦系数, r 为转子圆盘的径向位移,表达式为 $r = \sqrt{x_{rp}^2 + y_{rp}^2}$.

2) 滚动轴承模型及轴承支承力

图 2 为滚动轴承模型示意图,滚动轴承由内圈、外圈、滚动体及保持架组成,外圈通过滚动体对内圈的作用力是由于它们的弹性变形产生的弹性力.本文所研究的滚动轴承设定轴承外圈固定在刚性基础上,内圈固定在旋转的轴上.滚动轴承将受到来自转子不平衡激励所产生的强迫振动,其振动频率为转子的旋转频率.同时,滚动轴承也将产生由于轴承总刚度连续周期变化而形成的 VC(Varying compliance) 振动,该振动为参数激励,其振动的原因来自轴承总体刚度的周期变化.

设轴承中滚珠在内外滚道之间等距排列,滚珠与滚道之间为纯滚动.设一滚珠与外圈接触点的线速度为 V_{Out} ,与内圈接触点的线速度为 V_{In} ,轴承外圈的旋转角速度为 ω_{Outer} ,轴承内圈的旋转角速度为 ω_{Inner} ,外滚道半径为 R ,内滚道半径为

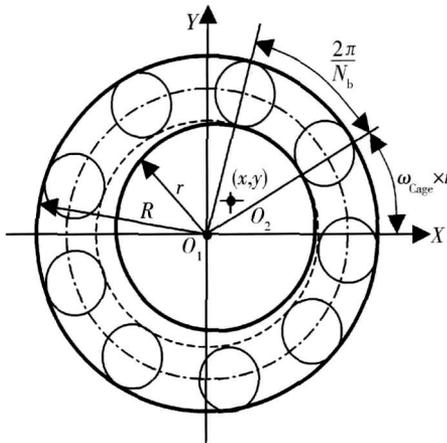


图 2 滚动轴承模型示意图

Fig. 2 Ball bearing

r , 则

$$V_{Out} = \omega_{out} \times R \quad V_{In} = \omega_{In} \times r \quad (3)$$

则,保持架(即滚珠中心)线速度为

$$V_{Cage} = (V_{Out} + V_{In})/2$$

由于外圈固定,因此有 $V_{Out} = 0$, 则

$$V_{Cage} = V_{In}/2 = (\omega_{In} \times r)/2$$

所以,保持架的角速度为

$$\omega_{Cage} = \frac{V_{Cage}}{(R+r)/2} = \frac{(\omega_{In} \times r)/2}{(R+r)/2} = \frac{\omega_{In} \times r}{(R+r)} \quad (4)$$

由于内圈固定在轴上,故有 $\omega_{In} = \omega_{Rotor}$, 所以,设轴承的滚珠个数为 N_b , 则 VC 频率即为滚珠通过频率,有

$$f_{VC} = \omega_{Cage} \times N_b = \omega_{Rotor} \times \left(\frac{r}{R+r} \times N_b \right) = \omega_{Rotor} \times B N \quad (5)$$

设第 j 个滚珠处的接触角度为 θ_j , 有 $\theta_j = \omega_{Cage} \times t + \frac{2\pi}{N_b}(j-1)$, $j=1, 2, \dots, N_b$, 则,设内圈中心在 X 和 Y 方向产生振动位移分别为 x 和 y , 同时假设轴承间隙为 n_0 , 则第 j 个滚珠与滚道的法向接触变形量为

$$\delta_j = x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - n_0 \quad (6)$$

由非线性赫兹接触理论,可以得到由于滚动接触,第 j 个滚珠与滚道所产生的接触压力 f_j , 同时考虑到滚珠与滚道间只能产生法向正压力,所以只有 $\delta_j > 0$ 时才有作用力,利用亥维塞函数 H , 则有

$$f_j = C_b [\delta_j]^{3/2} = C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - n_0)^{3/2} \cdot H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - n_0) \quad (7)$$

其中, C_b 为赫兹接触刚度,与相互接触的材料和形状有关。 f_j 在 X 和 Y 方向的分量为

$$\begin{cases} f_{jx} = C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - n_0)^{3/2} \cdot H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - n_0) \cos \theta_j \\ f_{jy} = C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - n_0)^{3/2} \cdot H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - n_0) \sin \theta_j \end{cases} \quad (8)$$

所以,滚动轴承所产生的轴承力为

$$\begin{cases} F_x = \sum_{j=1}^{N_b} f_{jx} = \sum_{j=1}^{N_b} C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - n_0)^{3/2} \cdot H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - n_0) \cos \theta_j \\ F_y = \sum_{j=1}^{N_b} f_{jy} = \sum_{j=1}^{N_b} C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - n_0)^{3/2} \cdot H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - n_0) \sin \theta_j \end{cases} \quad (9)$$

由此可得图 1 中滚动轴承所产生的轴承力

当 $x = x_{rR}, y = y_{rR}$, 则, $F_{xR} = F_x, F_{yR} = F_y$

当 $x = x_{rL}, y = y_{rL}$, 则, $F_{xL} = F_x, F_{yL} = F_y$

计算参数

本文选取的转子系统的初始参数如下: $m_{rR} = m_{rL} = 4.0 \text{ kg}, m_p = 32.1 \text{ kg}, C_{br} = 1050 \text{ N} \cdot \text{s/m}, C_{rp} = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}, k = 0.85 \times 10^7 \text{ N/m}$. 滚动轴承选取文献[4]的 JIS6306 滚动轴承,其参数见表 1 所示。

由于系统具有很强的非线性,本文对微分方程组的求解采用 RK4(Runge-Kutta-Fehlberg)格式的变步长龙格-库塔法^[7]进行数值积分来获取转子响应。对所获取的响应再进行插值得到等时间间隔的时间序列,最后对插值得到的非线性时间序列进行分析。

表 1 JIS6306 滚动轴承主要计算参数

Table 1 Bearing number

外圈半径 R/mm	内圈半径 r/mm	滚珠个数 N_b	接触刚度 $C_b/(\text{N/m}^{3/2})$	$B N$
63.9	40.1	8	13.34×10^9	3.08

2 转静碰摩故障特征分析

图 3 和图 4 是分别转子在不发生碰摩参数 $k_r = 0 \text{ N/m}, n_0 = 10 \mu\text{m}, k = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}, e = 0.01 \times$

10^{-3} m 和发生碰摩参数 $n_0 = 0 \mu\text{m}, k_r = 5 \times 10^7 \text{ N/m}, \mu = 0.1, e = 0.02 \times 10^{-3} \text{ m}, e = 0.01 \times 10^{-3} \text{ m}, k = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$ 时的三维谱图。

在图 3 中,由于模型仅存在不平衡故障,而转

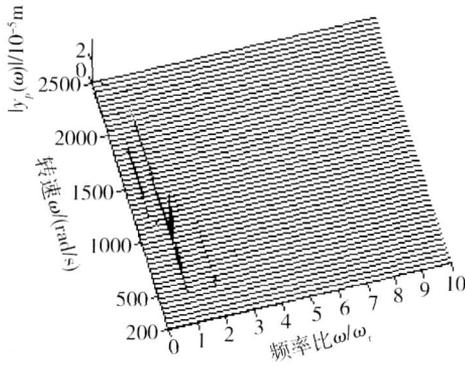


图 3 转子圆盘 y 向位移的三维谱图(不碰摩)
Fig. 3 Cascade plot of $y_p(t)$ (no rubbing)

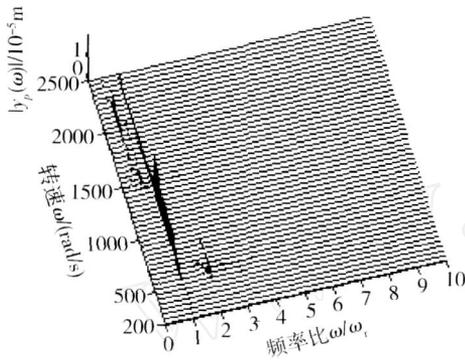


图 4 转子圆盘 y 向位移的三维谱图(碰摩)
Fig. 4 Cascade plot of $y_p(t)$ (rubbing)

子不平衡的频率特征是振动的激振频率为单一的旋转频率,而无其它倍频成分,所以图 3 中的整数倍和分数倍频成分是由于滚动轴承的非线性引起的.对比图 3 和图 4 中的三维谱图可以看出,在低转速范围内,发生碰摩比不发生碰摩含有更为丰富的 $2 \times, 3 \times, 4 \times$ (分别表示 2 倍频, 3 倍频, 4 倍频) 等高频成分,而分频现象不明显.在高转速范围内,碰摩后,分频成分大量出现,而 $2 \times, 3 \times, 4 \times$ 等高频成分则不明显.图 4 中的三维谱图定性验证了文献[8]中关于转静碰摩故障的特征,即:局部碰摩一旦发生,频谱出现以 $2 \times, 3 \times, 4 \times$ 等为主的高频成分,这是进行碰摩早期诊断的依据.当自转角速度接近临界转速的 n 倍时,会产生 $1/n$ 的倍频成分.

3 转子碰摩故障的实验验证

为了进一步验证碰摩模型的正确性,本文运用 ZT-3 型多功能转子模拟实验台及 DH5922 动态信号测试分析系统进行碰摩故障实验和数据采集,获取了在转速从 2 000 r/min 到 8 000 r/min 下的碰摩(18 个)与不碰摩(28 个)故障样本,图 5 为不碰摩时转子信号的三维谱图,图 6 为碰摩时的三维谱图.

对所建立的滚动轴承支承下的转子碰摩模型,进行数值实验,通过改变转静碰摩刚度 k_r 、碰摩间隙、摩擦系数 μ 和不平衡 e 等参数,最后确定出合适的模型参数,即: $k_r = 3.5 \times 10^7$ N/m, $\mu = 0.1$, $e = 0.02 \times 10^{-3}$ m, $k = 0.85 \times 10^7$ N/m, $e = 0.05 \times 10^{-3}$ m. 在定性上与试验台实验结果取得了定性上的一致性,如图 7 和图 8 所示,由于试验数据样本是转速在 2 000 ~ 8 000 r/min 之间采集的,所以仿真数据样本也在转速 2 000 ~ 8 000 r/min 之间采集.为了能够更加明显地凸显碰摩样本和不碰摩样本的共性,在得到试验数据样本和模型仿真数据样本时,进行了归一化处理.

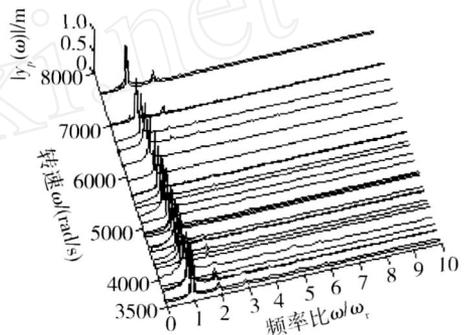


图 5 实验转子信号的三维谱图(不碰摩)
Fig. 5 Cascade plot of experiment rotor signal (no rubbing)

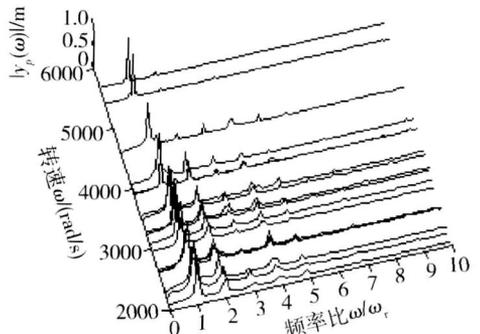


图 6 实验转子信号的三维谱图(碰摩)
Fig. 6 Cascade plot of experiment rotor signal (rubbing)

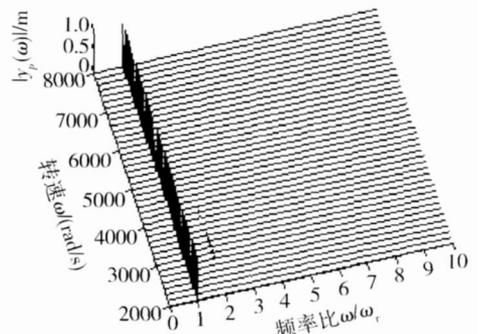


图 7 仿真转子信号的三维谱图(不碰摩)
Fig. 7 Cascade plot of simulation rotor signal (no-rubbing)

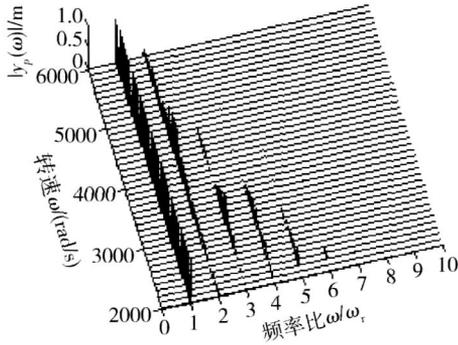


图 8 碰摩仿真样本的三维谱图(碰摩)
Fig 8 Cascade plot of simulation rotor signal (rubbing)

观察图 5,发现主要以 1 x 为主的频谱成分,2 x 的出现可能是试验台除了存在不平衡之外,还存在其它的故障.对比图 5 和图 6 中的三维谱图,可以发现,发生碰摩以后频谱出现以 2 x,3 x,4 x 等为主的高频成分,而没有出现分频现象.图 7 和图 8 分别是在上述的一组模型参数下随转速变化而得到的不碰摩和碰摩仿真样本的三维谱图.图 7 中的频谱主要是 1 x 的频谱成分,2 x 的

出现是由于滚动轴承的非线性引起的;图 8 中除了 1 x 的频谱成分之外,还具有丰富的 2 x,3 x,4 x 等的高频成分,很明显地看到仿真样本的三维谱图和试验样本的三维谱图达到了很好的一致性:在碰摩早期时,频谱出现以 2 x,3 x,4 x 等为主的高频成分.因此,有力地验证本文所建碰摩转子动力学模型的正确性.

4 转子碰摩故障的神经网络识别

4.1 转子碰摩故障的样本仿真

基于仿真与试验所达到的定性一致性,样本获取的计算条件如表 2 所示,以上述确定的一组模型参数为基准,改变转静碰摩刚度 k_r 、碰摩间隙、摩擦系数 μ 和不平衡 e 等参数,在相同的转子激励频率范围内得到仿真样本,具体方法见表 2.在仿真过程中根据碰摩力大小判断是否发生碰摩,若碰摩力为零,则表示不碰,用 0 表示对应样本的目标向量;若碰摩力有非零,则表示碰摩,用 1 表示对应样本的目标向量.

表 2 仿真样本选取

Table 2 Selection of simulation samples

变化参数		其他参数					样本情况		
参数	范围/ (rad/s)	k_r / (N/m)	l (mm)	e (mm)	μ	r_0 (μ m)	k (N/m)	碰摩/ (Y/N)	数目
	200 ~ 800	2.5×10^7	0.02	0.05	0.1	2	0.85×10^7	Y	36
	200 ~ 800	3.5×10^7	0.02	0.05	0.1	2	0.85×10^7	Y	36
	200 ~ 800	4.5×10^7	0.02	0.05	0.1	2	0.85×10^7	Y	36
	200 ~ 800	3.5×10^7	0.015	0.05	0.1	2	0.85×10^7	Y	36
	200 ~ 800	3.5×10^7	0.025	0.05	0.1	2	0.85×10^7	Y	36
	200 ~ 800	3.5×10^7	0.02	0.03	0.1	2	0.85×10^7	Y	36
	200 ~ 800	3.5×10^7	0.02	0.06	0.1	2	0.85×10^7	Y	36
	200 ~ 800	3.5×10^7	0.02	0.05	0.07	2	0.85×10^7	Y	36
	200 ~ 800	3.5×10^7	0.02	0.05	0.12	2	0.85×10^7	Y	36
	200 ~ 800	0×10^7	-	0.03	-	2	0.85×10^7	N	80
	200 ~ 800	0×10^7	-	0.05	-	2	0.85×10^7	N	80
	200 ~ 800	0×10^7	-	0.06	-	2	0.85×10^7	N	80

为了进行特征分析和比较,选取频段特征向量为 $F_1 = [1.0 \times 2.0 \times 3.0 \times 4.0 \times 5.0 \times 6.0 \times 7.0 \times 8.0 \times]$, $F_2 = [1.0 \times 2.0 \times 3.0 \times 4.0 \times 5.0 \times]$ 及 $F_3 = [0.2 \times 0.25 \times 0.33 \times 0.43 \times 0.5 \times 0.67 \times 0.75 \times 1.0 \times 2.0 \times 3.0 \times 4.0 \times 5.0 \times 6.0 \times 7.0 \times 8.0 \times]$.按表 2 分别对频段特征向量 F_1 , F_2 和 F_3 进行仿真计算,取特征向量中的每个频率值的 ± 0.05 范围内的幅值最大值作为特征,并且经过归

一化处理,这样就获得一个仿真样本的频段特征.对应每一个特征向量都得到 324 个碰摩和 240 个不碰摩数据,共计 564 个样本,随机选取碰摩和不碰摩状态的一半样本作为训练样本和测试样本.

4.2 神经网络智能诊断

本文选择三层 BP 神经网络来对仿真故障样本进行学习,利用文献[9]提出的结构自适应神经网络来自动获取最佳的网络结构参数.其基本思

想是:将故障样本随机选择一半作为训练样本,剩余的作为测试样本,用训练样本训练网络,再用测试样本对网络测试,通过逐代进化,最后得到最佳网络模型。

对利用 ZT-3 型多功能转子模拟实验台及

DH5922 动态信号测试分析系统所获取的碰摩故障实验样本,其中转速范围为从 2 000 r/min 到 8 000 r/min,碰摩样本 18 个,不碰摩样本 28 个,利用结构自适应神经网络对此 46 个试验故障样本进行诊断,识别结果如表 3 所示。

表 3 神经网络智能诊断结果

Table 3 Intelligent diagnosis results by using neural network

样本 特征向量	不平衡实验测 试样本个数	碰摩实验测 试样本个数	实验测试 样本总数	实验测试样本 不平衡识别率/ %	实验测试样本 碰摩识别率/ %	实验测试样本 总识别率/ %
F_1	28	18	46	85.71	94.44	89.13
F_2	28	18	46	89.29	94.44	91.30
F_3	28	18	46	80	72.22	77.08

表 4 最佳神经网络结构

Table 4 Best configuration of neural network

训练次数	训练目标	学习速率	输入节点数	中间节点数
100	0.001	0.1	5	4

从表 3 中可以看出:

(1) 特征向量 F_2 与 F_1 和 F_3 相比,更加准确地反映了碰摩故障的典型特征,故识别率最高,基于特征向量 F_2 ,碰摩故障识别结果基本上达到了 90% 以上,其最佳神经网络结构见表 4。而特征向量 F_1 和 F_3 中由于含有冗余特征所以导致了识别率的下降,由此可见对碰摩故障的识别,特征选取至关重要;

(2) 特征向量 F_1 和 F_2 的高识别率更加验证了局部碰摩发生早期,频谱出现以 $2 \times$, $3 \times$, $4 \times$ 等为主的高频成分的结论的正确性, F_3 虽然具有完备的特征频段,但是试验数据都是在碰摩早期采集的,可见低于 $1 \times$ 的频率成分导致了识别率的大幅度下降;

(3) 从实验样本的识别结果,可以看出,尽管神经网络的训练样本来源于转子-滚动轴承耦合系统动力学仿真,但是对实验数据仍然得到了很高的识别精度,一方面说明了转子-滚动轴承耦合系统碰摩故障动力学模型的正确性,另一方面,也为利用动力学模型的故障机理分析来进行故障智能诊断提供了新的思路。

5 结 论

通过建立滚动轴承支承下的含不平衡-碰摩耦合故障转子动力学模型,运用数值积分仿真得到了反映不同状态的碰摩故障样本,进行了故障

信号特征分析和提取,利用结构自适应神经网络算法合理选取了 BP 神经网络结构,用所得到的仿真样本对神经网络进行训练和测试后,对从 ZT-3 型多功能转子模拟实验台上采集的碰摩实验数据进行诊断,识别精度达到 90% 以上。这充分表明了本文所建转子-滚动轴承耦合系统碰摩故障动力学模型的正确性以及通过利用动力学模型进行碰摩故障识别方法的有效性。从而为故障转子动力学机理分析应用于转子故障智能诊断提供了新的思路。

参考文献:

- [1] 袁惠群, 闻邦椿, 王德友, 等. 滚动轴承-转子-定子系统的碰摩故障分析[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2003, 24(3):244-247.
YUAN Huiqun, WEN Bangchun, WANG Deyou, et al. Nonlinear dynamic properties of rolling bearing-rotor-stator box with local rubbing [J]. Journal of Northeastern University (Natural Science), 2003, 24(3):244-247.
- [2] 袁茹, 赵凌燕, 王三民. 滚动轴承-转子系统的非线性动力学特性分析[J]. 机械科学与技术, 2004, 23(10):1175-1177.
YUAN Ru, ZHAO Lingyan, WANG Sanmin. Analysis of the nonlinear dynamic behaviors of a rolling bearing-rotor system [J]. Mechanical Science and Technology, 2004, 23(10):1175-1177.
- [3] Tiwari M, Gupta K. Dynamic response of an unbalanced rotor supported on ball bearings [J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 238(5):757-779.
- [4] 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.
- [5] 任辉. 基于 LVQ 神经网络的混沌时间序列分类识别[J]. 机械科学与技术, 2001, 20(6):916-917.
REN Hui; PEI Chengming. Classification of chaotic time

- series using neural network [J]. Mechanical Science and Technology, 2001, 20(6):916-917.
- [6] Kalkat M, Yildirim S, Uzmay I. Artificial neural networks design for fault identification in a rotor-bearing system [J]. Mechatronics, 2005, 15:573-588.
- [7] 姜健飞, 胡良剑, 唐俭. 数值分析及其 MATLAB 实验 [M]. 北京: 科学出版社, 2004: 149-151.
- [8] 陈予恕, 田家玉, 金宗武, 等. 非线性动力学理论与大型火电机组振动故障综合治理技术[J]. 中国机械工程, 1999, 10(9):1063-1067.
- CHEN Yu shu, TIAN Jia yu, JIN Zong wu, et al. Theory of nonlinear dynamics and applied techniques of solving irregular operation of a large scale gas turbine in a comprehensive way[J]. China Mechanical Engineering, 1999, 10(9):1063-1067.
- [9] 陈果. 神经网络模型的预测精度影响因素分析及其优化 [J]. 模式识别与人工智能, 2005, 18(5):528-534.
- CHEN Guo. Analysis of influence factors for forecasting precision of artificial neural network model and its optimizing [J]. Pattern Recognition and Artificial Intelligence, 2005, 18(5):528-534.

www.cnki.net