

基于振动监测的静载荷滑动轴承接触摩擦故障诊断实验研究

秦 萍, 阎 兵, 华春蓉, 谭达明

(西南交通大学 机械工程学院, 四川 成都 610031)

摘要: 采用静载荷滑动轴承试验台模拟轴颈-轴承从液体润滑状态逐步向干摩擦状态过渡时的接触摩擦故障的发生和发展过程, 进而利用振动信号诊断滑动轴承的接触摩擦故障; 通过对特征参数进行归一化处理得到无量纲特征参数, 进而通过无量纲特征参数的适当数学组合得到无量纲诊断准则, 并探讨了无量纲诊断准则的适用性。结果表明: 利用所得到的无量纲诊断准则进行轴颈-轴承接触摩擦故障诊断时无须建立用于模式识别的标准模, 可实现快捷方便的故障诊断; 无量纲诊断准则对工况不敏感, 而对故障更敏感, 适用于可变工况下滑动轴承的故障诊断, 且诊断成本较低。

关键词: 滑动轴承; 接触摩擦; 振动; 故障诊断

中图分类号: TH117.2

文献标识码: A

文章编号: 1004-0595(2004)04-0364-05

滑动轴承作为机械设备重要的基本元件, 对机械设备的性能、工作可靠性以及生产的安全性和经济性具有重大影响。业已发现, 机车柴油机曲轴磨损后, 在大修期间更换曲轴的费用达到新柴油机价格的 20% ~ 25%^[1]。因此, 开展滑动轴承故障诊断研究对提高机械设备的可靠性和安全性以及降低使用和维修费用等具有重要意义。长期以来, 人们在机械设备的故障诊断中多采用模式识别方法^[2~9], 即根据系统可能出现的故障类型, 通过模拟故障, 提取特征参数, 建立标准模库和对待检状态进行模式识别以达到故障诊断的目的。然而, 模式识别方法存在诸多局限。首先, 引起滑动轴承故障的原因很多, 影响因素也很复杂, 建模不仅要耗费大量的人力、物力, 而且有些故障很难模拟^[10]; 其次, 针对某一轴承副故障模拟而建立的标准模不一定适用于其它轴承副; 第三, 由于工况条件的不同, 建立相应的标准模的难度和复杂性增大, 实用性差。因此, 有必要开展滑动轴承故障诊断新方法的研究。本文作者采用静载荷滑动轴承试验台, 通过模拟轴承接触摩擦类故障, 考察了不同工况下轴承正常运转及发生故障时振动信号的特征变化, 得到对故障敏感而对工况不敏感的特征参数, 进而通过对特征参数进行归一化处理得到无量纲诊断准则, 避免了模式识别建模的困难。所建立的无量纲诊断准则适用

于可变工况下的滑动轴承的故障诊断, 具有较好的实用性。

1 实验部分

1.1 试验装置

图 1 示出了模拟静载荷滑动轴承的试验装置示

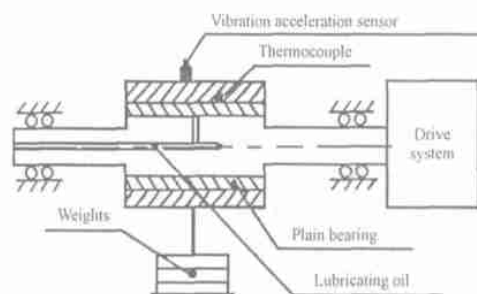


Fig 1 Schematic diagram of experiment system

图 1 实验装置示意图

意图。滑动轴承选用 S195 柴油机连杆轴承, 安装于轴的中部, 轴的两端用滚动轴承支承。通过在滑动轴承盖下部悬挂的拉杆上施加砝码来模拟轴承载荷; 轴承盖上表面平台安放振动传感器; 热电偶通过轴承盖孔连接至轴承背面, 用以测量瓦背温度。采用电机-无级变速箱-弹性联轴节驱动轴, 通过调压器改变供给驱

动电机的电压, 达到调速的目的

1.2 故障模拟

在滑动轴承的常见失效形式中, 由接触摩擦引起的失效是主要形式^[11-13]。除设计制造和材料方面的影响因素外, 使用过程中的轴承负荷、轴承间隙、表面状况、安装精度、供油压力、滑油温度和粘度、热容量及热传导性等因素亦可导致滑动轴承接触摩擦故障。上述多种因素共同作用, 相互影响, 进而影响轴承的摩擦磨损性能^[14]。因此, 应当将摩擦副视作由轴颈、轴承、润滑介质及大气环境等组成, 且承受机械负荷作用的复杂系统, 采用系统分析方法进行研究。我们在轴承达到正常润滑状态后关闭润滑油路, 以模拟接触摩擦故障的发生、发展过程; 在试验过程中, 随着断油时间的延长, 残留的润滑油越来越少, 接触摩擦越来越严重。

为了监视轴颈与轴承是否发生接触并确定其接触程度, 在轴颈与轴承之间构造如图2所示的电路。

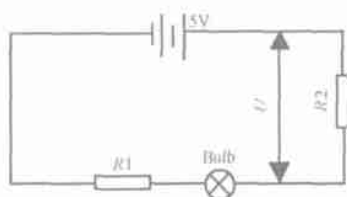


Fig 2 The voltage measuring circuit of axle journal and bearing

图2 轴颈与轴承之间的电压测量电路示意图

其中 R_1 为油膜电阻, R_2 为平衡电阻。液体润滑时, R_1 很大, 灯泡不亮, U 值近似为 0; 反之, 当轴颈与轴承完全接触时, R_1 很小, 电路接通, 灯泡发亮, U 值较高。 U 值越高, 轴颈与轴承接触越严重。在模拟故障的发生、发展过程中, U 的平均值和最大值都呈现震荡升高趋势^[15]。此外, 在试验过程中测量轴承背面温度, 作为辅助判据。轴承温度和电压 U 值不仅用作轴承是否出现故障的判据, 还可用于评价故障诊断结果的正确性。

为了全面研究不同转速及载荷情况下滑动轴承的故障特征变化, 针对多种不同工况 (转速、载荷) 进行试验, 具体工况详见表1。针对每一工况, 首先在正常润滑状态下磨合运行一段时间, 监视图2电路中灯泡的发光过程, 当其从间断性闪亮过渡至完全熄灭时, 即认为轴颈与轴承之间达到正常液体润滑状态, 记录相应信号, 然后切断润滑油。在断油初期, 轴与轴承间存在残留的润滑油, 灯泡依然处于熄灭状态, 轴承温度虽略有升高, 但仍处于正常范围 (40℃ 以下)。

内, 平均 U 值小于 1.0 V。断油约 10 min 后, 图2所示电路中的灯泡开始变红, 说明此时油膜被破坏, 轴与轴承间开始出现轻度间断摩擦。之后随着继续运转时间的延长, 灯泡间断性发亮, 轴承温度逐渐升高。当断油时间达到 27 min 时, 灯泡长时间发亮, 轴承温度明显升高至 56℃, 平均 U 值约 3.0 V, 表明此时轴颈和轴承之间发生严重干摩擦。当断油时间达到 31 min 时, 灯泡几乎保持不灭, 轴承温度高达 74℃, 平均 U 值高达 3.9 V, 此时停止试验并拆卸轴承, 观察发现轴承表面存在明显的擦痕或划痕。

2 结果与分析

2.1 振动信号特征分析

图3示出了接触摩擦故障过程中测得的具有代

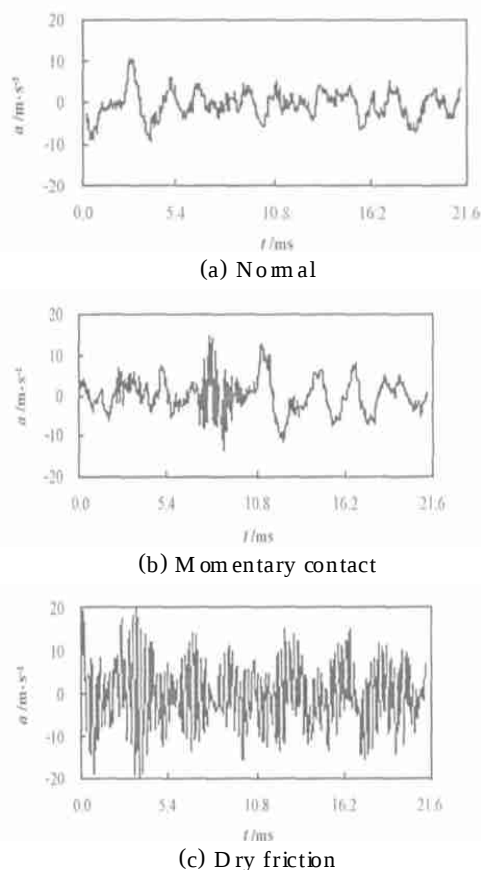


Fig 3 The curves of vibration acceleration in normal and different contact state

图3 正常和不同接触状态时的振动加速度波形

表性的几幅振动加速度信号波形。

表1列出了不同工况下正常和故障状态的振动信号时域和频域分析结果。可以看出, 当负载一定、转速增加 (工况1、4及5) 时, 时域振动信号的最大幅值 A 和均方差 σ 增大, 而且增幅较大; 频域最大功率谱

表 1 不同工况下正常和故障状态振动信号的特征参数

Table 1 Characteristic parameters of the vibration signals for normal and fault state in different operating modes

No.	State	Mean square deviation σ/mV	Maximum vibration amplitude A/mV	Max. power spectrum amplitude P/mV^2	Total energy E/mV^2	Energy under 3 kHz E_l/mV^2	Energy above 3 kHz E_h/mV^2
1	Normal	0.1011	3.5712	-	-	-	-
	Fault	0.1058	3.3728	-	-	-	-
		0.1038	3.1744	-	-	-	-
		0.1087	3.5712	-	-	-	-
		0.1259	3.7696	-	-	-	-
		0.2046	8.1344	-	-	-	-
2	Normal	0.5450	12.7112	19.1264	7278.42	5176.77	2101.65
	Fault	0.7556	13.9527	43.5481	8192.69	5604.57	2588.12
		0.7537	10.2491	47.8847	8101.64	5434.40	2667.24
3	Normal	0.4776	7.3729	17.2047	7237.05	5207.53	2129.52
		0.5317	8.0435	24.5550	7893.54	5201.31	2692.22
	Fault	0.6850	10.3073	19.9589	9255.84	5966.22	3289.62
		0.5830	10.9676	19.2171	8220.01	5435.54	2784.47
		0.6158	9.5130	18.4743	8628.56	5523.31	3105.25
		0.7199	9.7003	24.2601	9033.30	5715.18	3318.12
4	Normal	0.5012	6.9840	15.2451	7742.25	5096.69	2645.56
	Fault	0.7102	12.3698	38.2985	9237.52	5631.65	3605.87
		0.6519	9.4000	28.6969	8750.95	5485.20	3265.75
		0.8272	12.4009	19.5277	11255.06	5726.01	5529.05
		0.5773	8.0252	16.9996	8739.82	5367.35	3372.47
		0.6041	7.9854	21.1459	8387.78	5377.88	3009.90
		0.6691	9.0713	22.8895	8919.90	5335.75	3584.14
5	Normal	0.8105	10.8614	40.6061	9326.98	5672.59	3654.40
	Fault	0.9982	15.2413	37.3813	12050.33	6238.05	5812.28
		0.9841	14.6681	26.0992	12143.87	6268.32	5875.55
		0.9785	19.7515	26.7339	12334.31	6326.71	6007.59

Note: Operating mode 1: $n=700\text{ r/min}$, $p=700\text{ N}$; Operating mode 2: $n=1000\text{ r/min}$, $p=100\text{ N}$; Operating mode 3: $n=1000\text{ r/min}$, $p=400\text{ N}$; Operating mode 4: $n=1000\text{ r/min}$, $p=700\text{ N}$; Operating mode 5: $n=1400\text{ r/min}$, $p=700\text{ N}$.

注: 工况 1: $n=700\text{ r/min}$, $p=700\text{ N}$; 工况 2: $n=1000\text{ r/min}$, $p=100\text{ N}$; 工况 3: $n=1000\text{ r/min}$, $p=400\text{ N}$; 工况 4: $n=1000\text{ r/min}$, $p=700\text{ N}$; 工况 5: $n=1400\text{ r/min}$, $p=700\text{ N}$.

幅值 P 、总能量 E 、低频段能量 E_l (3 kHz 以下) 及高频段能量 E_h (3 kHz 以上) 总体上均随转速增加而增大, 其中 E_h 增加幅度较大. 而当转速一定, 负载增加 (工况 2、3 及 4) 时, 时域振动信号的 A 和 σ 变化不大. 以工况 1 为例, 尽管其负载较大, 但因其转速较低, 相应的 A 值和 σ 值同其它工况下的相比小得多, 表明转速对振动信号的 A 和 σ 起支配作用. 就频域特征参数而言, 正常润滑状态下的 E 和 E_l 随负载变化不明显, E_h 随载荷增加略微增大, 而 P 值甚至随载荷的增加略微降低. 这是因为, 当系统固有特性 (惯量、刚度和阻尼) 不变时, 随着转速的增加, 轴承系统的振动烈度增强, 振动幅值和能量增加, 故表 1 所列相关指标参数增大. 而当载荷增加时, 一方面系统的惯量增大, 在激振力不变的条件下, 振动加速度减小; 另一方面, 当轴与轴承保持液体润滑时, 负载对振动

的影响不大, 但当液体润滑被破坏时, 载荷增加导致轴与轴承之间的摩擦力增大, 由摩擦产生的激振力增加, 故振动加速度增大. 由于上述两方面的共同作用, 表 1 中所示的工况 2、3 及 4 下的时域振动信号的 A 和 σ 值以及频域 E 和 E_l 值变化不明显, 正常工况下的 A 值和 P 值甚至随载荷的增加而略微降低.

2.2 基于无量纲诊断准则的故障诊断

由前述分析可知, 正常润滑时振动信号的时域和频域特征参数对转速的变化较为敏感, 而对负载的变化较不敏感. 这些参数分别从时域和频域反映振动烈度和振动能量. 相对于相同工况下的正常润滑状态, 故障状态下的振动信号最大幅值 A 和 σ 较大, 可以将这 2 个参数用作故障诊断的时域特征参数; 相应的故障状态下的频域特征参数亦较大, 但高频段能量 E_2 增加较为明显, 即断油后轴与轴承之间的摩擦能

表 2 振动信号的无量纲诊断特征参数和无量纲准则

Table 2 The non-dimensional diagnosis characteristic parameters and principle of vibration signal

No.	State	Non-dimensional mean square deviation	Non-dimensional energy above 3 kHz	Non-dimensional diagnostic for normal
1	Normal	1.0000	-	-
	Fault	1.0465	-	-
		1.0267	-	-
		1.0752	-	-
		1.2453	-	-
		2.0237	-	-
2	Normal	1.0000	1.0000	1.0000
	Fault	1.3864	1.2315	1.7074
		1.3829	1.2691	1.7550
3	Normal	1.0000	1.0000	1.0000
	Fault	1.1133	1.2642	1.4075
		1.4343	1.5448	2.2157
		1.2207	1.3076	1.5961
		1.2894	1.4582	1.8802
		1.5073	1.5582	2.3430
4	Normal	1.0000	1.0000	1.0000
	Fault	1.4170	1.3630	1.9314
		1.3007	1.2344	1.6056
		1.6504	2.0899	3.4492
		1.1518	1.2748	1.4683
		1.2053	1.1377	1.3713
5	Normal	1.0000	1.0000	1.0000
	Fault	1.2316	1.5905	1.9588
		1.2142	1.6078	1.9522
		1.2073	1.6439	1.9847

量主要分布在高频区域。为了尽量减少诊断特征参数,同时避免因A易受各种随机干扰而导致诊断结果出现偶然性,选择 σ 和 E_h 作为滑动轴承故障诊断的特征参数。

为减少不同测试系统的标定误差和不同单位的影响,并减弱不同工况的影响,对特征参数进行归一化处理。为此,将故障状态下的特征参数除以相同工况下正常状态时的特征参数,得到无量纲特征参数(无量纲均方差和无量纲高频能量)。经归一化处理得到的无量纲特征参数仅对故障敏感,这有利于可变工况下滑动轴承的故障诊断。在本文试验条件下,对应于故障状态的无量纲特征参数(σ 和 E_2)均大于1,为了便于分析,我们进一步对其进行数学组合,采用 σ 和 E_2 的乘积作为诊断准则,并将其称为无量纲诊断准则。利用无量纲诊断准则可以方便快捷地进行故障诊断。表2列出了与表1相对应的各工况下振动信号的无量纲诊断特征参数和无量纲诊断准则(工况1除

外),其中,无量纲诊断准则包含时域和频域的能量信息,可从不同侧面反映轴承的工作状态。与此同时,无量纲诊断准则还具有对运行工况不敏感、对故障敏感、适用于可变工况下滑动轴承的故障诊断,诊断参数简洁明了、数据处理过程简单、诊断成本较低,正常状态与故障状态边界更清晰、更容易识别等优点。

综上所述,无量纲诊断准则满足诊断特征参数的要求。利用该准则进行故障诊断时,可设置不同等级的警戒阈值,当被检测状态相应的无量纲诊断特征参数达到或超过设定的阈值时,系统自动报警。在本文试验条件下,可以将振动加速度信号的无量纲均方根偏差预警限设为1.4,准则大于1.4时,系统提示性报警,提醒人们注意轴承润滑不良;准则大于1.7时,则系统紧急报警,提醒马上停机,否则将酿成严重事故。当然,系统应该能够在第一次报警后不断重复报警,最好能通过自动控制系统实现重复报警,以便提醒操作人员及早采取措施,避免发生重大事故。具体警戒限值的设定需根据具体情况确定。

3 结论

- a 利用静载荷滑动轴承试验台,通过关断润滑油可以模拟滑动轴承接触摩擦故障,简化接触摩擦故障诊断方法并降低诊断成本。
- b 对振动加速度信号的均方差和高频段能量进行归一化处理后得到的无量纲诊断准则对故障状态敏感,而对工况不敏感,适用于可变工况滑动轴承故障诊断。

参考文献:

[1] 西南交通大学主编. 机车柴油机结构设计[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1981. 109.

[2] 史东锋, 屈梁生. 遗传算法在故障特征选择中的应用研究[J]. 振动、测试与诊断, 2000, 20(3): 171-176.

Shi D F, Qu L S. Application of genetic algorithm to fault feature selection[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2000, 20(3): 171-176.

[3] 雷文平, 黄士涛, 石金彦. 旋转机械故障可视化方法的研究[J]. 武汉理工大学学报, 2003, 25(4): 55-57.

Lei W P, Huang S T, Shi J Y. Study on visualization of fault events for rotary machine[J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2003, 25(4): 55-57.

[4] 何勇, 李增芳. 智能化故障诊断技术的研究与应用[J]. 浙江大学学报(农业与生命科学版), 2003, 29(2): 119-124.

He Y, Li Z F. The research and application of intelligent fault diagnosis method[J]. Journal of Zhejiang University (Agriculture & Life Science), 2003, 29(2): 119-124.

[5] 王本永, 郭仁宁, 李文生. 基于小波包分析和BP网络识别的齿

- 轮故障诊断[J]. 辽宁工程技术大学学报, 2002, 21 (5): 659-660
- Wang B Y, Guo R N, Li W S. Fault diagnosis of gears based on analysis of wavelet packet and identification of BP neural networks[J]. Journal of Liaoning Technical University, 2002, 21 (5): 659-660
- [6] 王锋, 屈梁生. 用遗传编程方法提取和优化机械故障的声音特征[J]. 西安交通大学学报, 2002, 36(12): 1 307-1 310
- Wang F, Qu L S. Extracting and optimizing sound features in mechanical fault diagnosis using genetic programming [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2002, 36(12): 1 307-1 310
- [7] 杨慧中, 张素贞, 尤慧芳. 基于推断估计混合模型的聚丙烯睛生产过程故障诊断[J]. 江南大学学报(自然科学版), 2002, 1 (4): 358-360
- Yang H Z, Zhang S Z, You H F. The fault diagnostic system for polyacrylonitrile based on inferential estimating hybrid model[J]. Journal of Southern Yangtze University (Natural Science Edition), 2002, (4): 358-360
- [8] 杨其俊, 孙辉. 连续小波变换在往复泵泵阀故障识别中的应用[J]. 振动测试与诊断, 2000, 20(1): 47-52
- Yang Q J, Sun H. Application of continuous wavelet transform to fault identification of pump valves in reciprocation pump[J]. Measurement & Diagnosis, 2000, 20(1): 47-52
- [9] 秦萍, 谭达明. 柴油机故障的多参数振动诊断[J]. 铁道学报, 1994, 16 (4): 1-6
- Qin P, Tan D M. Multiparameter trouble diagnosis in diesel engine by vibration signals[J]. Journal of China Railway Society, 1994, 16 (4): 1-6
- [10] 胡以怀, 杨叔子, 刘永长, 等. 柴油机磨损故障振动诊断机理的研究[J]. 内燃机学报, 1998, 16 (1): 50-61
- Hu Y H, Yang S Z, Liu Y C, et al. Studies on vibration diagnosis mechanism for diesel engine tribological faults[J]. Transactions of CSICE, 1998, 16 (1): 50-61
- [11] 郭大威, 徐桢基, 顾敦清, 等. 滑动轴承的失效分析[M]. 北京: 机械工业出版社, 1985 94
- [12] 霍颖光. 柴油机主轴承的常见损坏形式分析[J]. 柴油机, 1999, (1): 46-51
- Huo Y G. Analysis of common damage modes of the main bearing of diesel engine[J]. Diesel, 1999, (1): 46-51
- [13] 魏春源, 张卫正, 葛蕴珊. 高等内燃机学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2001 112-114
- [14] 严立, 余宪海. 内燃机磨损及可靠性技术[M]. 北京: 人民交通出版社, 1992 1-5
- [15] 秦萍, 阎兵, 宋仁勇. 滑动轴承接触摩擦故障的状态监测[J]. 中国机械工程, 2002, 13(8): 689-691
- Qin P, Yan B, Song R Y. The condition monitoring of contacting fault of plain bearings[J]. China Mechanical Engineering, 2002, 13(8): 689-691

Experimental Study on Diagnosing of Contact Friction Fault of a Plain Bearing with Dead-Load Based on Vibration Monitoring

Q N Ping, YAN Bing, HUA Chun-rong, TAN Da-ming

(School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: A plain bearing with dead-load was performed to simulate the fault occurrence and development of the axle journal and bearing running at different lubricating conditions. The transition of the bearing operation states from oil-lubricated running to dry-running was realized by cutting off the lubricating oil for various durations. The corresponding vibration signals were monitored and normalized so as to realize convenient and simplified diagnosis of the contact frictional fault of the plain bearing. Thus the characteristic parameters of the bearing with respect to the fault states were divided by the ones with respect to the normal state under the same operating conditions so as to establish the non-dimensional diagnosis principle based on the non-dimensional characteristics parameters. The applicability of the resulting non-dimensional diagnosis principle to the diagnosis of the contact fault of the bearing was investigated. As the results, it was unnecessary to construct the standard model for pattern recognition, making use of the established non-dimensional diagnosis principle insensitive to different operating modes but sensitive to the fault modes. Therefore, the established non-dimensional diagnosis principle was applicable to the trouble diagnosis of plain bearing in variant operating modes with significantly lowered diagnosis cost.

Key words: plain bearing; contact friction; vibration; fault diagnosis

Author: Q N Ping, female, born in 1958, Ph.D., Professor, e-mail: qinping3159@sina.com.cn