

文章编号:1000-582X(2011)06-020-06

大功率船用齿轮箱振动与结构噪声试验

朱才朝¹, 闫春爱¹, 李华斌², 汪文霖², 李志忠²

(1. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400030; 2. 杭州前进齿轮箱集团股份有限公司, 浙江 杭州 311203)

摘要: 由于船用齿轮箱的特殊使用工况, 其性能要求远远高于其他齿轮箱。分析了某大功率船用齿轮箱的结构和传动原理, 并在大功率齿轮传动试验台上进行试验测试。通过对振动信号 FFT 分析, 发现其振动主要由输入级、中间传动级、输出级的啮合频率及其倍频引起。该大功率船用齿轮箱振动烈度达到 4.47 mm/s, 最大结构噪声 131.27 dB, 对应输出级啮合频率 329 Hz 处。

关键词: 船用齿轮箱; 振动烈度; 结构噪声; 实验研究

中图分类号: TH132

文献标志码: A

Experimental study on vibration and structure noise of marine gear box with heavy load

ZHU Cai-chao¹, YAN Chun-ai¹, LI Hua-bin², WANG Wen-lin², LI Zhi-zhong²

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China;
2. Hangzhou Advanced Gearbox Corporation Ltd, Hangzhou 311203, Zhejiang, P. R. China)

Abstract: The performance requirements of marine gear box are much higher than that of other gear boxes due to its special working conditions. The structure and transmission principle of a high-power marine gear box are analyzed, and the experimental test is carried out for the analysis and calculation of its vibration characteristics and intensity. Measured by FFT analysis of vibration signals, the main peak is caused by its octave and the engagement frequency of input stage and middle-class transmission. The vibration severity of high-power marine gearbox reached 4.47 mm/s. In addition, the calculated structure noise of the measuring points is at the 1/3 octaves, and the largest structure noise is 131.27 dB which occurred in the frequency of 329 Hz.

Key words: marine gear box; vibration intensity; structure noise; experimental test

随着国内船舶工业的迅速发展, 大功率船用齿轮箱的需求量也逐步增多, 其作为舰船动力装置的重要部件, 要求质量和性能有足够的保证。船用齿轮箱不仅要求传递功率大、体积小、重量轻, 还要求其振动小、噪声低。齿轮箱运行过程中所产生的振动和噪声是反映其本身工作状态的诊断信息的重要

来源, 只要抓住其产生振动与噪声的机理和特征, 就可对它的状态进行诊断。由于齿轮箱结构复杂, 传递路径多, 加上齿轮箱工况变化大、噪声干扰严重, 因此齿轮箱的振动噪声测试、分析及控制是一项难度较大的工作。近些年来, 国内外专家学者做了很多关于齿轮箱振动噪声测试及分析方面的研究。李

收稿日期: 2010-12-20

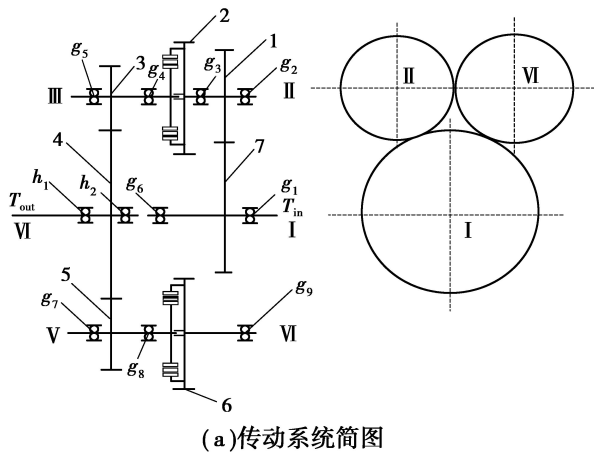
基金项目: 重庆市自然科学基金资助项目 (CSTC 2010BB4241); 中央高校基本科研业务费科研专项资助项目 (CDJZR101100091); 重庆市科技攻关计划资助项目 (2008AC3087); 重庆市教育委员会科学技术研究项目资助

作者简介: 朱才朝 (1967-), 男, 重庆大学教授, 博士生导师, 主要从事传动系统动力学及振动噪声预估与控制的研究, (Tel) 023-65111192; (E-mail) zcc92@sohu.com。

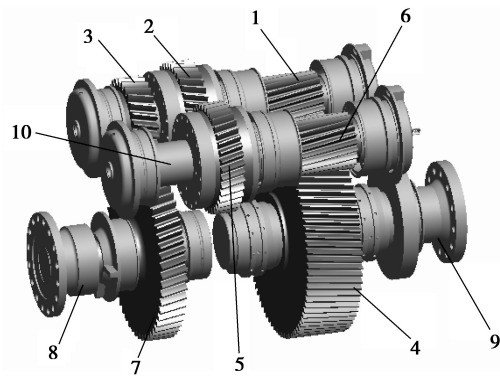
润方等建立了齿轮系统的三维有限元模型,较详尽地研究了齿轮箱的动态特征^[1-2]。靳哲峰等对船用齿轮箱进行了模糊可靠性分析,求出了在不同置信水平下船用齿轮箱发生故障的概率区间值,为提高船舶传动系统的可靠性设计和齿轮箱本身的可靠性提供了依据^[3]。Guan Y H等基于轴的横向振动主动控制概念,对齿轮箱系统的振动控制进行了实验研究^[4]。对某船用齿轮箱进行了振动测试,求得其振动烈度和结构噪声,分析其影响原因,为齿轮箱动态设计分析以及维修提供可靠的依据。

1 大功率船用齿轮箱基本结构及传动原理

大功率船用齿轮箱具有倒顺、离合、减速和承受



(a)传动系统简图



(b)传动系统实体装配

1—顺车离合器齿轮;2—顺车离合器外壳齿轮;3—顺车齿轮;4—输出齿轮;5—倒车齿轮;6—倒车离合器外壳齿轮;7—输入齿轮;8—输入轴;9—输出轴;10—倒车油缸; T_{in} —输入扭矩; T_{out} —输出扭矩; g_i —滚动轴承代号; i —轴承编号, $i=1,2,\dots,9$; h_i —滑动轴承代号 i 代表轴编号 $i=1,2$

图1 传动系统简图

表1 大功率船用齿轮箱传动参数

参数	输入级		传动级		输出级		
	主动	被动	顺车(主动)	倒车(被动)	顺车(主动)	倒车(主动)	被动
齿数	54	27	37	37	21	21	83
模数/(mm)	20	20	18	18	16	16	16
螺旋角/(°)	12	12	12	12	8	8	8
变位系数	0.931 6	0.556 6	0.580 5	0.580 5	0.298 5	0.298 5	0.685 1
转速/(r·min ⁻¹)	470	940	940	940	940	940	238

2 大功率船用齿轮箱振动测试

2.1 大功率船用齿轮箱振动测试

齿轮箱中轴或轴承发生故障,其振动信号经过齿轮、轴和轴承传到轴承座,再通过箱体传递到测点

螺旋桨推力的功能,与主机配套,组成船用动力机组^[5-6]。其工作过程分别沿顺车、倒车两条线路执行。齿轮箱的传动系统简图如图1(a)所示。输入扭矩经输入轴传递到顺车传动轴II,顺车时,摩擦离合器2摩擦片贴紧,离合器内齿轮闭合,轴II与轴III连接,扭矩经顺车齿轮3、输出齿轮4传递给输出轴IV;倒车时,扭矩经离合器2与6传到传动轴VI,摩擦离合器6摩擦片贴紧,离合器内齿轮闭合,轴VI与轴V连接,经倒车齿轮5、输出齿轮4传递到输出轴VI。某大功率船用齿轮箱基本参数见表1,其传动系统实体装配图如图1(b)所示。

位置,振动信号在传递过程中幅值要衰减,高频成分幅值衰减比低频成分快得多。如果滚动轴承发生故障,则包含故障信息的振动信号直接传递到轴承座,所以在轴承座附近布置测点是最佳位置,振动信号的衰减和畸变最小^[7-8]。因此在箱体的轴承座附近

布置了测点。另外为了能反映齿轮箱振动的全貌，在重要部位且避免有明显局部的振动处布置了测点，测试在各种转速、各种负载及倒车和顺车工况下的振动特性^[9-10]。测点布置如图 2 所示。

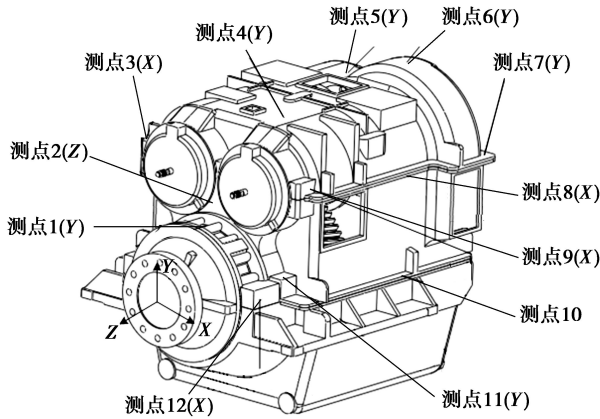


图 2 船用齿轮箱测点布置图

在齿轮传动试验台上，对大功率船用齿轮箱振动进行测试，系统框图和测试现场如图 3 所示。

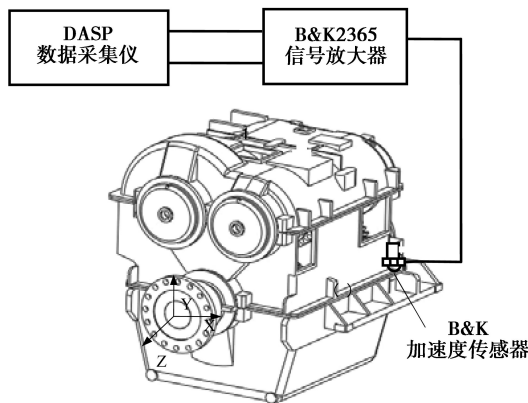


图 3 测试系统框图及测试现场

输入转速 470 r/min、功率为 1 000 kW、顺车工况下，输入轴轴承座附近的测点振动时域和频域曲线^[11-13]如图 4 所示。

图 4 振动时域和频域曲线可以看出该工况下箱

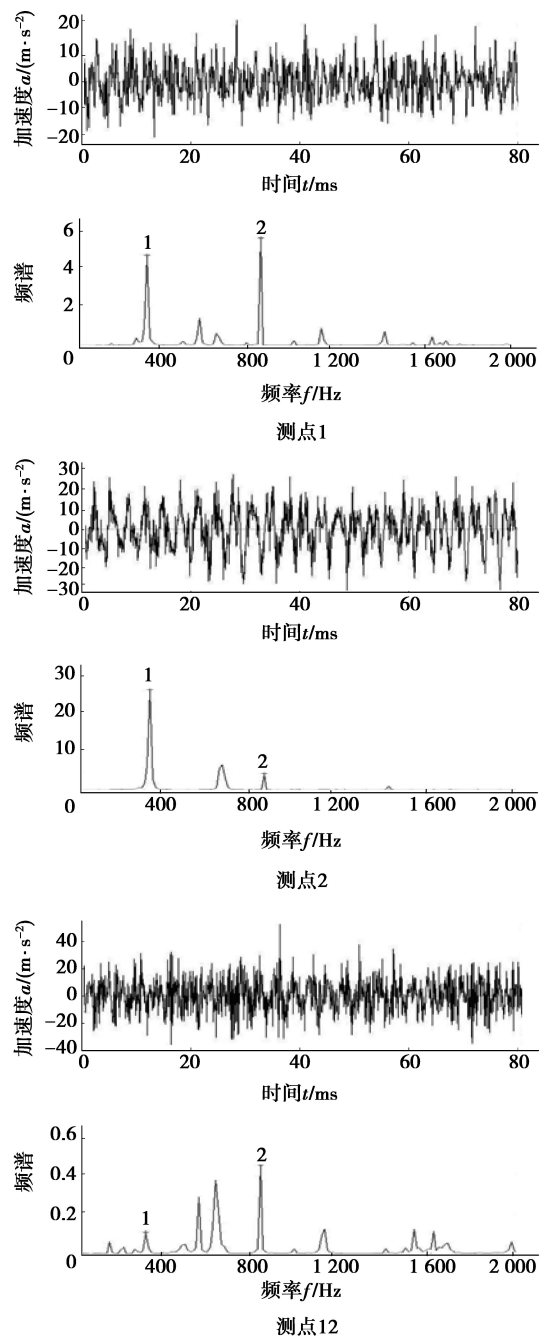


图 4 顺车工况下部分测点加速度时域和频域曲线

体 Z 方向振动较大、Y 方向振动其次、X 方向振动较小。X 方向的振动频率主要有 325、648、838 Hz，Y 方向振动频率主要有 325、648、838 Hz，Z 方向振动频率主要有 325、648、838 Hz。主要是输入级啮合频率(423 Hz)、输出级啮合频率(329 Hz)及其倍频引起^[14]。

在输入转速 470 r/min，功率为 1 000 kW，倒车工况下的，输入轴轴承座附近测点振动时域和频域曲线如图 5 所示。

图 5 振动时域和频域曲线可以看出该工况下箱

体 Z 方向振动较大, Y 方向振动其次, X 方向振动较小。X 方向的振动频率主要有 646、835、984 Hz, Y 方向振动频率主要有 571、650、838 Hz, Z 方向振动频率主要有 325、650、838 Hz。这些频率的振动主要是由输入级啮合频率(423 Hz)、中间传动级啮合频率(580 Hz)和输出级啮合频率(329 Hz)及其倍频引起。

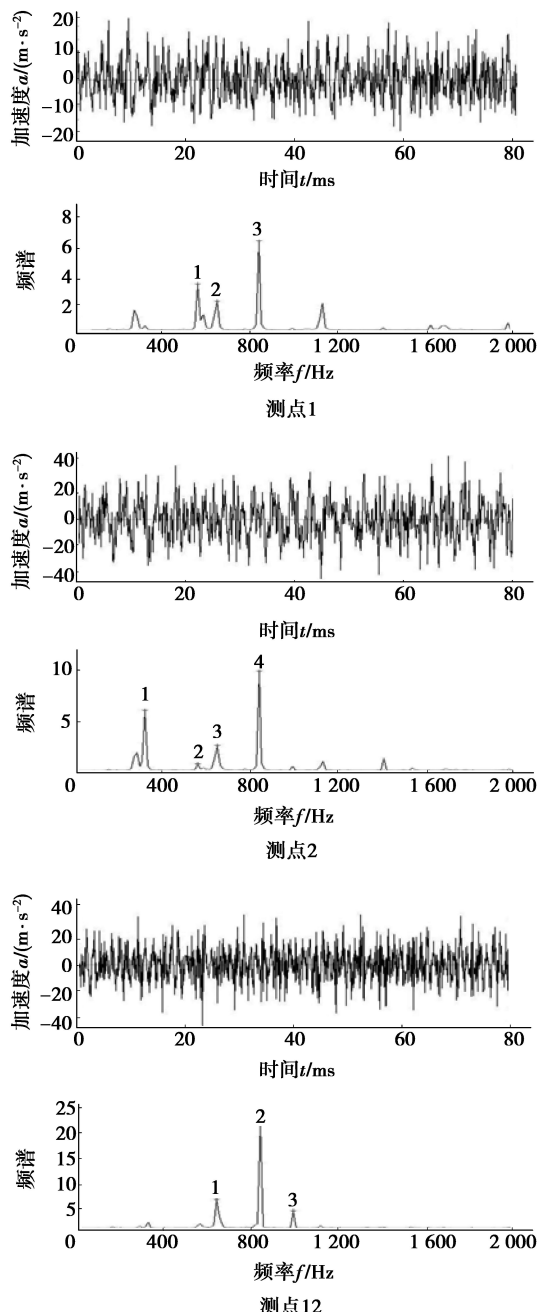


图 5 倒车工况下部分测点加速度时域和频域响应

2.2 齿轮箱振动烈度评价

在箱体规定测点上测得 3 个正交方向振动速度

有效值的向量和的模定义为振动烈度。它是评价箱体振动强弱的指标,反映侧点上箱体振动能量的大小,可以用来评定箱体振动是否满足要求。箱体振动烈度 V 按式(1)计算

$$V_{\text{rms}} = \sqrt{\left(\frac{\sum V_x}{N_x}\right)^2 + \left(\frac{\sum V_y}{N_y}\right)^2 + \left(\frac{\sum V_z}{N_z}\right)^2} \quad (1)$$

式中: $\sum V_x$ 、 $\sum V_y$ 、 $\sum V_z$ 为同一工况下垂向、纵向和横向各测点的振动速度有效值的和 (mm/s); N_x 、 N_y 、 N_z 为同一工况下垂向、纵向和横向的测点数。

根据测试数据,计算齿轮箱部分测点振动速度均方值如表 2。通过计算可得,振动烈度最大值为 4.47 mm/s,对应倒车工况输入转速 470 r/min,功率 1 000 kW。按照 GB11347-89《大型旋转机械振动烈度现场测量与评定》可知齿轮箱振级评定为 B 级,属于正常工作状态。对各测点结果进行比较后,发现振动烈度较大点集中在轴承座附近,这是由于齿轮传动系统的振动通过轴承传到轴承座,使其振动较明显。

2.3 船用齿轮箱结构噪声分析

对声音或者振动信号的频谱分析,尤其是对声音信号或者需要进行计权分析的振动信号,除了常规的 FFT 频谱分析外,还使用倍频程分析方法,也称为 CPB 分析,这里采用 1/3 倍频程谱分析^[15-16]。在进行倍频程分析时,为反映人对声音或者振动的主观感受,常对频谱结果进行各种计权处理。由于 A 权得到的结果与人耳感觉十分接近,所以本文用声学 A 来做 1/3 倍频程分析,计算公式如下

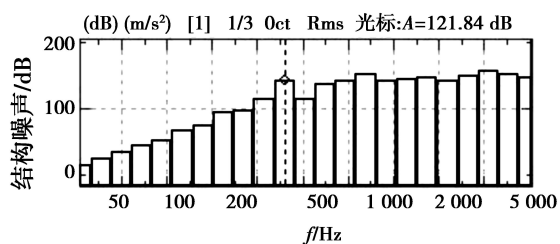
$$L_v = 20 \lg(A/A_0) \text{ dB} \quad (2)$$

式中: L_v 为加速度级 1/3 倍频程结构噪声,单位为分贝 (dB)。A 为以某一频率为中心频率的频率段的加速度有效值,单位 m/s^2 。A₀ 为基准加速度, $A_0 = 1 \times 10^{-6} (\text{m/s}^2)$ 。对齿轮箱振动加速度时域响应曲线经过 FFT 变换,得到频域响应曲线,计算其 1/3 倍频程可得各计算点加速度级 1/3 倍频程结构噪声值,如图 6-7。

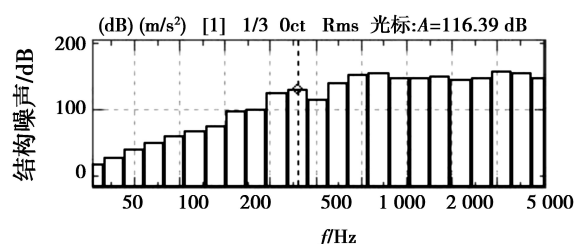
由图可知,该齿轮箱结构噪声值相对较小,符合 GB16710.1—1996“工程机械噪声限值 and 测试”标准。但位于轴承座处(测点 12)结构噪声最大值 131.27 dB,出现在 329 Hz 处,对应输出级啮合频率。

表 2 齿轮箱各测点振动速度均方根值

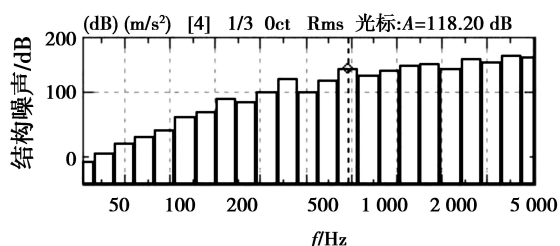
测试点	转向	输入转速/ ($r \cdot \text{min}^{-1}$)	加载功率/ kW	振动速度均方根值/($\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$)		
				X 法向	Y 法向	Z 法向
1	顺车	470	800	—	0.65	—
		470	1 000	—	0.71	—
	倒车	470	800	—	0.69	—
		470	1 000	—	0.77	—
2	顺车	470	800	—	—	1.59
		470	1 000	—	—	1.77
	倒车	470	800	—	—	1.68
		470	1 000	—	—	1.73
4	顺车	470	800	—	3.73	—
		470	1 000	—	3.82	—
	倒车	470	800	—	3.15	—
		470	1 000	—	3.24	—
9	顺车	470	800	2.24	—	—
		470	1 000	2.26	—	—
	倒车	470	800	1.75	—	—
		470	1 000	1.86	—	—
12	顺车	470	800	0.59	—	—
		470	1 000	0.63	—	—
	倒车	470	800	0.78	—	—
		470	1 000	0.89	—	—



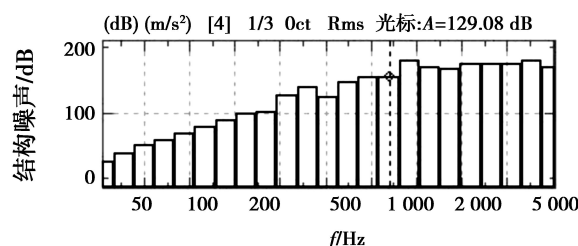
(a)1号测点



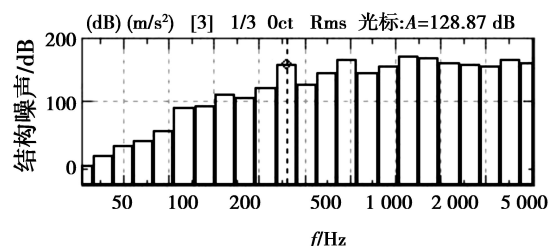
(a)1号测点



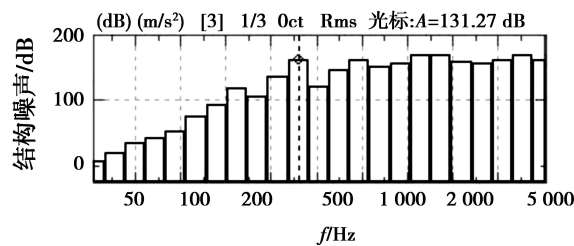
(b)2号测点



(b)2号测点



(c)12号测点



(c)12号测点

图 6 顺车 470 r/min、1 000 kW 工况时各测点的结构噪声

图 7 倒车 470 r/min、1 000 kW 工况时各测点的结构噪声

3 结 语

对大功率船用齿轮箱结构和传动原理进行了分析,并在大功率齿轮传动试验台上进行试验测试,对其振动特征和振动烈度进行分析和计算。对振动信号进行 FFT 分析,通过计算得到各测点振动烈度值与功率谱。结果表明该大功率船用齿轮箱 Z 方向振动最大, Y 方向振动其次, X 方向振动较小。 X 方向振动频率主要有 325、648、838、984 Hz, Y 方向的振动频率主要有 325、571、650、838 Hz, Z 方向振动频率主要有 325、648、838 Hz。这些频率的振动主要是由啮合频率 329、423、580 Hz 及其倍频引起,系统振动烈度达到 4.47 mm/s,按照 GB11347—89《大型旋转机械振动烈度现场测量与评定》可知该齿轮箱振级评定为 B 级,属于正常工作状态。最大结构噪声 131.27 dB,发生在 329 Hz 处,对应输出级啮合频率。

参考文献:

- [1] 李润方,韩西,林腾蛟,等. 齿轮系统耦合振动的理论分析与实践研究[J]. 机械工程学报,2000,36(6):79-81.
LI RUN-FANG, HAN XI, LIN TENG-JIAO, et al. Theoretic analysis and experimental research coupled vibration of gear system[J]. Chinese Journal Mechanical Engineering,2000,36(6):79-81.
- [2] 李润方,林腾蛟,陶泽光. 齿轮箱振动和噪声实验研究[J]. 机械设计与研究,2003,19(5):63-65.
LI RUN-FANG, LIN TENG-JIAO, TAO ZE-GUANG. Study on vibration an noise test for gearbox[J]. Machine Design and Research,2003,19(5):63-65.
- [3] 靳哲峰,陈文华,潘晓东,等. 船用齿轮箱的模糊可靠性故障树分析[J]. 农业机械学报,2003,34(1):145-147.
JIN ZHE-FENG, CHEN WEN-HUA, PAN XIAO-DONG, et al. Marine gearbox fault tree analysis of fuzzy reliability[J]. Transactions of The Chinese Society of Agricultural Machinery,2003,34(1): 145-147.
- [4] GUAN Y H, LIM T C, STEVE S W. Experimental study on active vibration control of a gearbox system [J]. Journal of Sound and Vibration,2005, 282(3/5): 713-733.
- [5] ZHU C C, LU B, SONG C S, et al. Dynamic analysis of a heavy duty marine gearbox with gear mesh coupling [J]. Journal of Mechanical Engineering Science,2009, 223(11):2531-2547.
- [6] 王海霞,朱才朝,张磊,等. 大型船用齿轮箱传动系统的动态耦合特性[J]. 重庆大学学报,2010,33(1):12-18
WANG HAI-XIA, ZHU CAI-CHAO, ZHANG LEI, et al. Dynamical coupling characteristics of large marine gearbox transmission system[J]. Journal of Chongqing University,2010,33(1):12-18.
- [7] APARECIDO C G, RODRIGO C C, DANIEL F L. Vibration and wear particles analysis in a test stand[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2007, 59(5): 209-216.
- [8] 李辉,郑海起,杨绍普. 基于幅值和相位解调分析的齿轮箱起动过程故障诊断[J]. 振动与冲击,2008,27(2): 8-11.
LI HUI, ZHENG HAI-QI, YANG SHAO-PU. Gear fault diagnosis based on amplitude and phase demodulation during run-up[J]. Journal of Vibration and Shock, 2008,27(2):8-11.
- [9] 丁康,朱小勇,陈亚华. 齿轮箱典型故障振动特征与诊断策略[J]. 振动与冲击,2001,20(3):7-12.
DING KANG, ZHU XIAO-YONG, CHEN YA-HUA. The vibration characteristics of typical gearbox faults and its diagnosis plan [J]. Journal of Vibration and Shock,2001,20(3):7-12.
- [10] EBERSBACH S, PENG Z, KESSISSOGLU N J. The investigation of the condition and faults of a spur gearbox using vibration and wear debris analysis techniques [J]. Wear,2006(1/2):16-24.
- [11] KIA S H, HENAO H, CAPOLINO G A. Analytical and experimental study of gearbox mechanical effect on the induction machine stator current signature [J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2009, 45(4): 1405-1415.
- [12] VARKONYI-KOCZY A R. Fast anytime fuzzy fourier estimation of multisine signals[J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2009, 58(5): 1763-1770.
- [13] LI M F, LIM T C, GUAN Y H, et al. Actuator design and experimental validation for active gearbox vibration control[J]. Smart Materials and Structures, 2006, 15(1):1-6.
- [14] 李晓虎,贾民平,许飞云. 频谱分析法在齿轮箱故障诊断中的应用[J]. 振动、测试与诊断,2003,23(3):168-170.
LI XIAO-HU, JIA MIN-PING, XU FEI-YUN, et al. Spectrum analysis and its application to gearbox fault diagnosis[J]. Journal of Vibration Measurement and Diagnosis,2003,23(3):168-170.
- [15] CHENG G M, XU Y D, ZENG P. Experimental study on the gearbox noise of car based on order analyzing method[C]// 2010 International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation. March 13-14, 2010, Changsha, China. Washington DC: IEEE Computer Society,2010:196-199.
- [16] XIANG C L, CHEN F Z, LIU H, et al. Experimental research on noise source identification and the radiation characteristics of a gearbox based on NAH[J]. Acta Armamentarii,2009,30(11):1424-1429.
- [17] YAN Z H, MIYAMOTO A, JIANG Z W. Frequency slice wavelet transform for transient vibration response analysis[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009,23(5):1474-1489.