

引用格式: 黄志伟, 陈彦齐, 雷智洋, 等. 齿轮激励下齿轮传动-推进系统的动态响应特性及影响规律试验研究[J]. 中国舰船研究, 2022, 17(5): 278-288.

HUANG Z W, CHEN Y Q, LEI Z Y, et al. Experimental research on dynamic responses characteristics and influence laws of gear transmission-propulsion system under gear excitation[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2022, 17(5): 278-288.

齿轮激励下齿轮传动-推进系统的 动态响应特性及影响规律试验研究



扫码阅读全文

黄志伟^{*1}, 陈彦齐^{2,3}, 雷智洋¹, 黄修长^{2,3}, 彭伟才¹, 华宏星^{2,3}

1 中国舰船研究设计中心 船舶振动噪声重点实验室, 湖北 武汉 430064

2 上海交通大学 振动、冲击、噪声研究所, 上海 200240

3 上海交通大学 机械系统与振动国家重点实验室, 上海 200240

摘要: [目的] 为了研究船用齿轮传动-推进系统的动态响应特性及影响规律, 开展一系列台架试验。[方法] 首先, 搭建包含跨接齿轮箱的双轴齿轮传动-推进系统试验台架; 然后, 开展齿轮箱体及推进轴系的加速度响应测试, 对比分析转速、驱动方式、轴向静推力、螺旋桨模拟轴向动态激励力等因素对系统动态响应特性的影响。[结果] 试验结果表明: 振动加速度响应在齿轮传动-推进系统中的传递规律以啮合频率及倍频为主, 部分工况在30~80 Hz的低频段也存在峰值。[结论] 研究结果可为齿轮传动-推进系统的减振降噪设计提供技术支撑。

关键词: 齿轮传动-推进系统; 齿轮激励; 动态响应; 跨接齿轮箱

中图分类号: U664.21; TH113.1

文献标志码: A

DOI: 10.19693/j.issn.1673-3185.02852

Experimental research on dynamic responses characteristics and influence laws of gear transmission-propulsion system under gear excitation

HUANG Zhiwei^{*1}, CHEN Yanqi^{2,3}, LEI Zhiyang¹, HUANG Xiuchang^{2,3}, PENG Weicai¹, HUA Hongxing^{2,3}

1 National Key Laboratory on Ship Vibration and Noise, China Ship Development and Design Center, Wuhan 430064, China

2 Institute of Vibration, Shock and Noise, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China

3 State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China

Abstract: [Objective] In order to study the dynamic response characteristics and influence laws of a marine gear transmission-propulsion system, a series of bench tests is carried out. [Methods] First, a biaxial gear transmission-propulsion system test bench including a cross connection gear is built. Experiments to test the acceleration response of the gearbox body and propulsion shaft system are then carried out, and the influence of speed, driving mode, axial static thrust, axial dynamic excitation force from the propeller and other factors on the dynamic response characteristics of the system are compared and analyzed. [Results] The experimental results show that the transmission law of the vibration acceleration response of the gear transmission-propulsion system is mainly at the meshing frequency and its multipliers, as well as peaks in the low frequency band of 30-80 Hz under certain working conditions. [Conclusion] This study can provide technical support for the vibration and noise reduction design of gear transmission-propulsion systems.

Key words: gear transmission-propulsion system; gear excitation; dynamic response; cross connection gear

0 引言

船用齿轮传动-推进装置是船舶的关键设备

之一, 可分为单输入/单输出的齿轮箱、多轴系统以及大功率推进系统, 一般包含跨接齿轮箱(cross connection gears, CCG)、组合齿轮箱、驱动轴齿轮

收稿日期: 2022-04-15

修回日期: 2022-06-27

网络首发时间: 2022-09-21 13:49

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51609226)

作者简介: 黄志伟, 男, 1982年生, 博士, 高级工程师

*通信作者: 黄志伟

箱等多个部件,各齿轮箱之间由跨接齿轮箱与联轴器相互连接,可以实现单个或多个动力源输入至多个输出桨轴的需求。相较于普通的齿轮传动装置,CCG装置的齿轮更多、结构更复杂、驱动与连接形式多样,且其内部激励和耦合系统的动力学特性也更复杂。船用齿轮传动装置可与推进装置互相耦合:船用齿轮传动装置通常外接推进轴系(包括螺旋桨、螺旋桨轴、支撑轴承、推力轴承、高弹性联轴器等部件),在船舶前行过程中螺旋桨轴将附加静推力及轴向脉动激励力传递至船体各部件,而船体的纵摇和横摇则将通过螺旋桨及基座等传递至轴承、齿轮箱等部件,进而影响齿轮箱内部的动态响应;同时,齿轮箱内部产生的激励也将通过高弹性联轴器等部件传递至螺旋桨轴,从而使螺旋桨轴及推进轴系各部件的动力学特性更加复杂。因此,为降低船用齿轮传动-推进系统的振动噪声并提高可靠性,有必要研究其动态响应特性及影响规律。

目前,船用齿轮传动-推进系统的部分研究工作集中于齿轮箱体的结构动力学建模。林腾蛟等^[1]通过有限元方法计算得到了船用齿轮箱的时变啮合刚度及冲击激励,并应用 I-DEAS 软件计算了该激励下的箱体动态响应。陆波等^[2]通过轴承将传动系统与结构系统进行了耦合,并采用有限元软件进行了求解分析。应丽霞等^[3]基于 MASTA 与 ANSYS 软件对箱体进行了缩聚,并利用缩聚节点实现了传动系统与箱体的耦合连接,通过将动态啮合力分解至轴承处,最终求解得到了船用齿轮箱体的动态响应特性。王丹华^[4]基于时变啮合刚度、啮合阻尼、轮齿综合误差、齿侧间隙、齿面摩擦等因素,建立了复杂激励下船用齿轮箱传动系统的非线性耦合动力学集中参数模型,并求解了其在复杂激励下的动态特性。Song 等^[5]基于有限元法与集中参数法,针对船用圆锥齿轮推进系统,建立了圆锥齿轮-轴-轴承-箱体的耦合动力学模型,求解了齿轮传递误差、动态啮合力和等效轴承支撑力等响应特性。程倩^[6]建立了船用齿轮箱齿轮-轴-轴承箱体的耦合有限元模型,通过将内部激励施加至齿轮副接触线,求解了齿轮箱对应位置的动态响应,进而研究了齿廓修形、制造误差等因素对齿轮箱体振动的影响规律,提出了基于方钢布置进行系统减振降噪的方法。宋筱庆^[7]利用 MASTA 软件建立了齿轮箱结构的柔性模型,开展了装配干涉检查和运动仿真,分析了齿轮箱在不同工况下的箱体应力分布、传动系统轴的强度、轴承寿命等特性。

船用齿轮传动-推进系统的另一部分研究则

针对其与推进系统的耦合作用而展开。林腾蛟等^[8]综合考虑了内部、外部激励及桨轴的影响,基于含桨轴的齿轮箱模型建立了多刚体动力学模型,并采用向后差分法进行了求解,进而提出了声振耦合分析模型。刘镇星^[9]基于舰船运行过程中的基础振动,采用集中参数法研究了纵摇和横摇作用下的齿轮传动系统动力学特性。王帅^[10]采用集中参数法建立了二级弧齿锥齿轮的动力学模型,并将船舶航行过程中螺旋桨产生的脉动轴向推力直接施加于齿轮,需要注意的是,实船的轴向推力将传递至船体而非直接作用于齿轮。朱俊飞等^[11]建立了带齿轮副推进轴系的扭转振动模型,在考虑时变啮合刚度的前提下,拓展了推进轴系的瞬态响应计算范围,得到了考虑齿轮副的轴系扭转振动频率信息(包括固有频率、柴油机频率、啮合频率等)。徐翔^[12]将齿轮系统动力学理论和船舶推进轴系振动理论相结合,建立了考虑齿轮啮合刚度的船用齿轮轴系扭振方程,并通过试验验证了其相较于传统方法的精度更高,且与实测结果较为接近。综上所述,目前的研究成果尚未考虑齿轮传动-推进装置的柔性,一般将各部件均视为刚体进行动力学建模和动态响应分析或仅考虑了齿轮传动-推进系统的扭转自由度。此外,在试验方面,鲜有 CCG 齿轮箱的传动-推进系统振动特性问题的公开报道。

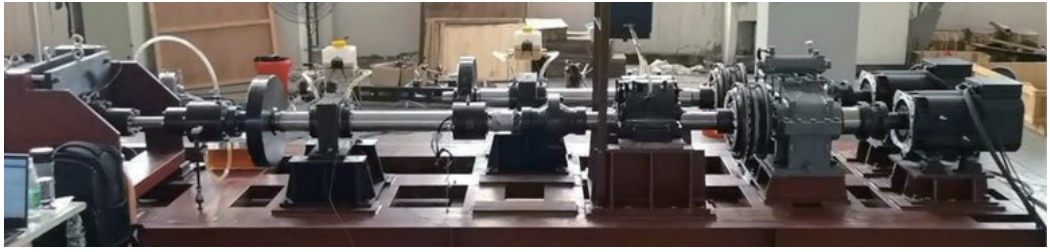
为此,本文拟搭建双轴齿轮传动-推进系统试验台架,开展齿轮箱体及轴系部件的加速度响应测试试验,分析齿轮传动-推进系统的动态响应特性,以及转速、驱动方式、轴向静推力、轴向动态激励对齿轮传动-推进系统动态响应的影响规律,用以为该系统的减振降噪设计提供参考。

1 试验台架

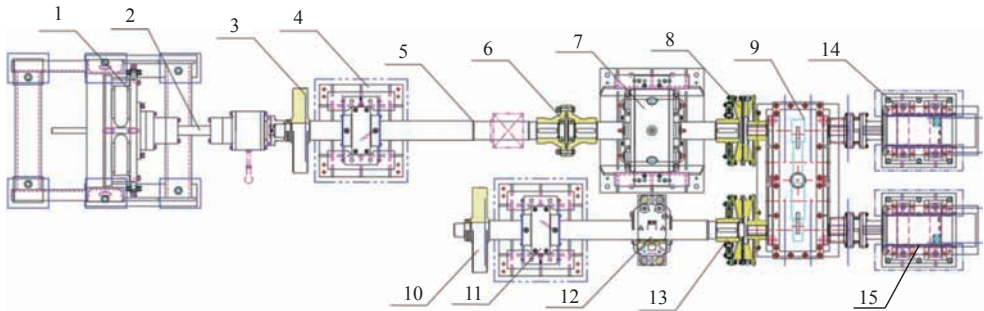
为了验证不同驱动方式对系统动态响应的影响,本文的试验平台采用了可实现多种组合驱动方式的非对称系统。图1所示为双轴船用齿轮传动-推进系统的试验平台,包括2根输出轴,即长轴和短轴。试验系统由2台 ZMYB-380 型伺服主轴电机(15 kW, 750 r/min)驱动,并分别通过4个 EA-85 减振装置与试验台基座相连,总计有3种驱动策略:双电机同时驱动、电机-1 驱动而电机-2 不驱动、电机-2 驱动而电机-1 不驱动。2根轴通过含4个齿轮的跨接齿轮箱进行传动,其中长轴和短轴分别位于1号齿轮处和4号齿轮处。跨接齿轮箱刚性支撑于基座上,而基座与试验台架之间为刚性相连。长轴的直径105 mm,由加载轴、中间轴、推力轴等组成。模拟螺旋桨圆盘的

重量为 35 kg, 包括弹性联轴器等连接部件在内, 轴系转动部分的重量为 260 kg。轴系末端设置了

加载轴与空气弹簧, 通过气压阀控制不同的气压, 即可在长轴末端施加不同大小的轴向静推力。



(a) 实物图



(b) 示意图

1-空气弹簧; 2-加载轴; 3-桨盘; 4-中间轴承; 5-输出轴; 6-联轴器; 7-推力轴承; 8-高弹性联轴器; 9-跨接齿轮箱;
10-桨盘; 11-中间轴承; 12-中间轴承; 13-高弹性联轴器; 14-电机-1; 15-电机-2

图1 试验台架的实物图及示意图

Fig. 1 Physical diagram and schematic diagram of the test bench

2 试验方案及流程

2.1 测点布置

本试验采用了三轴向加速度传感器对齿轮箱轴承座处的振动加速度信号进行测量, 该加速度传感器的 x, y, z 方向分别对应试验台架的垂向、侧向、轴向。在齿轮箱体上共有 7 个固定测点, 具体位置与编号如图 2 所示, 其中: #1~#4 测点分别对应跨接齿轮箱输入侧的 4 个轴承座; #5 和 #6 测点分别位于长、短两个输出轴的轴承座处;

#7 测点位于基座上; #8 测点则根据试验需要来灵活改变位置。在长轴的推力轴承和中间轴承座处还布置了单轴向加速度传感器, 用于测量轴承座处的轴向振动加速度, 分别记为 #9 和 #10 测点。待每个工况运行稳定之后, 将采用 LMS 声振采集仪对三轴向加速度传感器与单轴向加速度传感器的振动加速度信号进行采集, 采样频率为 1 024 Hz, 频率分辨率为 0.25 Hz, 采样时间为 4 s; 每个工况下均开展 2 次采集, 以保证试验数据的重复性。

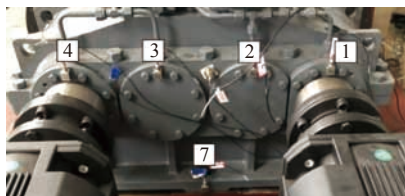
2.2 试验流程

1) 在双电机驱动(转速为 160 r/min)、不添加轴向静推力以及动态载荷的工况下, 测量各传感器的加速度信号响应。

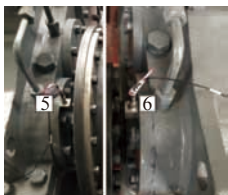
2) 保持其他参数不变, 将电机转速从 120 r/min 逐渐提高至 400 r/min(以 20 r/min 为间隔来记录试验数据), 以研究不同转速下齿轮传动-推进系统的动态响应变化。

3) 分别采用电机-1 和电机-2 单独驱动, 转速从 120 r/min 增至 400 r/min(以 40 r/min 为间隔来记录试验数据), 分析在这两台电机单独驱动工况下的系统动态响应变化, 以研究不同驱动方式对系统动态响应的影响规律。

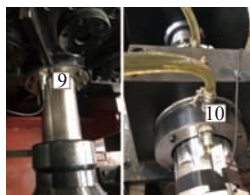
4) 采用激振器产生轴向单频激励, 关注轴向



(a) #1~#4 和 #7 测点



(b) #5 和 #6 测点



(c) #9 和 #10 测点

图2 试验测点布置

Fig. 2 Layout of measuring points

振动加速度响应。在双轴驱动工况下,电机转速为 160 r/min(对应啮合频率为 77.3 Hz, 啮合频率 $f_z = n \cdot z / 60$, 其中 n 为转速, z 为输入齿轮的齿数), 动态激励频率从 60 Hz 增至 100 Hz, 即可得到系统的动态响应变化, 并分析单频激励与啮合频率之间的耦合规律, 进而研究周期动态激励对系统动态响应特性的影响规律。

5) 电机转速设定为 160 r/min, 通过气泵与空气弹簧经由加载轴对长轴末端进行静力加载, 静推力从 600 kg 增至 3 000 kg(以 200 kg 为间隔来记录试验数据), 得到系统的动态响应变化, 进而分析轴向静推力对系统动态响应特性的影响规律。在该测试过程中, #8 传感器将布置于短轴的中间轴承处, 通过分析长轴轴推力轴承与中间轴承、短轴中间轴承处的动态响应, 并与齿轮箱体的加速度信号进行对比, 即可得出以啮合频率为主的振动加速度响应在齿轮传动-推进系统中的传递规律。

3 试验结果分析

3.1 齿轮传动-推进系统的动态特性

在 2 台电机驱动(转速为 160 r/min)且无其他

负载的工况下, #1~#4 测点所在齿轮箱轴承座 3 个方向的加速度信号如图 3 所示。实测的轴频为 2.75 Hz, 对应的理论啮合频率为 79.75 Hz, 而实测啮合频率为 80.5 Hz。垂向振动主要以啮合频率及其 2 倍频为主, 4 个齿轮在啮合频率处的峰值分别为 $2.33 \times 10^{-3}g$, $1.49 \times 10^{-3}g$, $1.78 \times 10^{-3}g$, $3.49 \times 10^{-3}g$ (其中 g 为重力加速度), 2 根输入轴处的垂向振动较大, #2 和 #3 测点所在齿轮箱轴承座处的垂向振动则较小; 横向振动以啮合频率为主, 4 个齿轮在啮合频率处的峰值分别为 $3.59 \times 10^{-3}g$, $3.75 \times 10^{-3}g$, $3.86 \times 10^{-3}g$, $3.76 \times 10^{-3}g$, 可见彼此横向振动幅值较接近, 基本无明显差异; 轴向振动以啮合频率及其二倍频、三倍频、四倍频为主, 4 个齿轮在啮合频率处的峰值分别为 $6.63 \times 10^{-3}g$, $5.92 \times 10^{-3}g$, $4.59 \times 10^{-3}g$, $5.31 \times 10^{-3}g$, 可见彼此轴向振动峰值较接近。综上所述, 4 个齿轮的垂向、横向与轴向振动无明显差异, 而啮合频率处的轴向振动加速度幅值大于横向和垂向的值。对于推力轴承与中间轴承而言, 中间轴承座在啮合频率处存在峰值 ($2.66 \times 10^{-3}g$)。

3.2 转速对系统动态响应的影响

将电机转速从 120 r/min 增至 400 r/min(以 20 r/min 为增量间隔), 对应的啮合频率则从

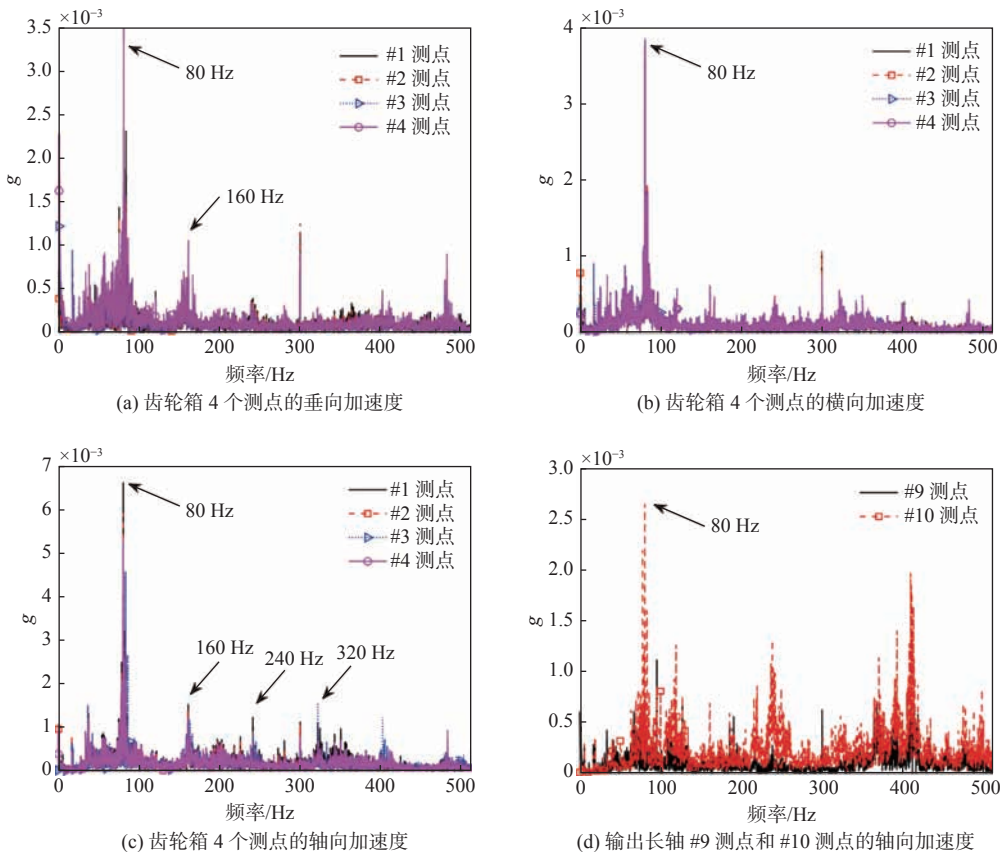


图 3 齿轮箱各测点加速度响应的测试结果 (电机转速为 160 r/min)

Fig. 3 Test results of acceleration response of measuring points of gearbox when motor speed is 160 r/min

58.0 Hz 增至 193.3 Hz, #1~#4 测点所在齿轮箱基座处的振动加速度时域信号在 4 s 内的均方根值 (RMS) 变化如图 4 所示, 其中图 4(c) 中由于 #3 测点的传感器故障, 故该组数据缺失。当电机转速相同时, 轴向加速度均方根值大于其他 2 个方向, 且横向与垂向的加速度均方根值较为接近。3 个方向的加速度曲线均呈上升趋势, 且在特定转速下存在极小值与极大值, 分别对应不同激励频率下的系统响应。对于垂向振动而言, 电机转速在 200, 320 r/min 附近存在较小值; 对于横向振动而言, 电机转速在 180, 300, 320 r/min 附近存在较小值; 对轴向振动而言, 电机转速在 200, 300 r/min

附近存在极小值。与文献 [13] 的计算结果相比, 振动加速度的均方根值均呈现转速越高而系统振动加速度响应越大的规律, 且在某些转速处出现了极大值, 如图 4(b) 中在 183.7 Hz 处的峰值, 其与文献 [13] 中第 16 阶模态频率 180 Hz 较为接近。

电机转速从 160 r/min 增至 220 r/min 时, #2 测点所在齿轮的垂向振动加速度如图 5 所示。其中, 电机转速为 160 和 220 r/min 时, 啮合频率及其倍频均清晰可见; 当电机转速为 180 和 200 r/min 时, 啮合频率处存在峰值; 在 30~80 Hz 的低频段也会出现了峰值, 如图 5(b) 和图 5(c) 所示。随着转速的增加, 频率成分变得更复杂, 但 30~80 Hz 范围内的频率成分一直存在。

3.3 驱动方式对系统响应的影响

当电机转速为 160 r/min 时, 在双电机驱动、仅电机-1 驱动和仅电机-2 驱动这 3 种工况下系统的加速度响应如图 6 所示。由图可知: 1) 对于轴向振动而言, #1 测点所在齿轮轴承座在 3 种工况下啮合频率处的峰值分别为 0.0035g, 0.0027g, 0.0097g, #4 测点所在齿轮轴承座的峰值与 #1 测点的较为接近; 由电机-2 单独驱动时系统的加速度大于双电机驱动和电机-1 驱动模式; 2) 对于垂向振动而言, #1 测点所在齿轮轴承座在 3 种工况下啮合频率处的峰值分别为 0.0019g, 0.0016g, 0.0102g; 由电机-2 驱动时, #1 测点所在齿轮轴承座处的振动大于其他 2 种工况, 而 #4 测点所在齿轮轴承座处的垂向振动在 3 种工况下均较为接近; 3) 对于横向振动而言, #1 测点所在齿轮轴承座在 3 种工况下啮合频率处的峰值分别为 0.0066g, 0.0042g, 0.0043g; 双电机驱动时啮合频率处的峰值最高, 电机-1 和电机-2 单独驱动时彼此没有明显差异, 此结论也同样适用于 #4 测点所在齿轮轴承座处。

推力轴承的测点响应如图 7(a) 所示。当由双电机和电机-1 驱动时, 该测点的加速度信号频谱在啮合频率处并未出现峰值; 当仅由电机-2 驱动时, 该测点的信号在啮合频率 80 Hz 处出现了峰值, 这说明该工况下的系统响应特征存在一定改变。中间轴承的测点响应如图 7(b) 所示。当电机-2 单独驱动相较于双电机驱动时在啮合频率处的峰值有一定上升 (分别为 0.003g, 0.0026g), 但测点加速度的上升幅度低于图 6(c)、图 6(e)、图 6(f) 中电机-2 单独驱动的工况。由于试验台架双轴的结构不一致, 因此电机单独驱动时的系统载荷重新分配也不一致, 导致了电机-2 对齿轮箱上测点的垂向振动和轴向振动的影响较大, 如

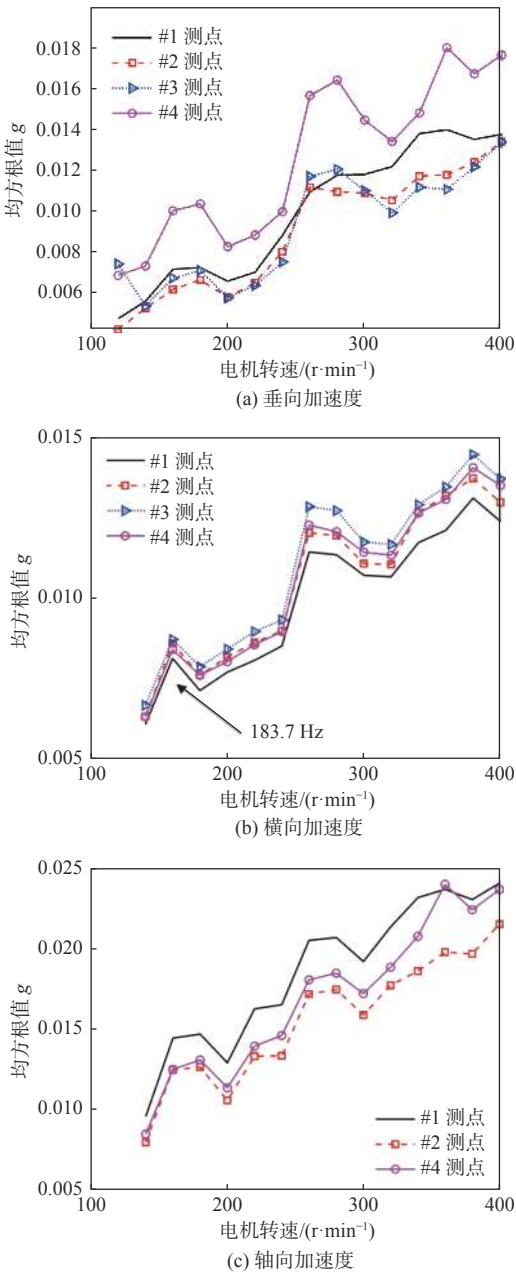


图 4 齿轮箱 #1~#4 测点的加速度均方根值 (电机转速为 120~400 r/min)

Fig. 4 RMS values of acceleration at measuring point #1~#4 of gearbox when motor speed is 120~400 r/min

图 6(c)~图 6(f)所示。而对于轴上测点的 3 向振动加速度而言, 3 种工况下无明显差异, 电机-2 单独驱动时啮合频率处的峰值较高。

3.4 轴向静推力对系统动态响应的影响

当电机转速为 160 r/min 时, #1 和#2 测点所在

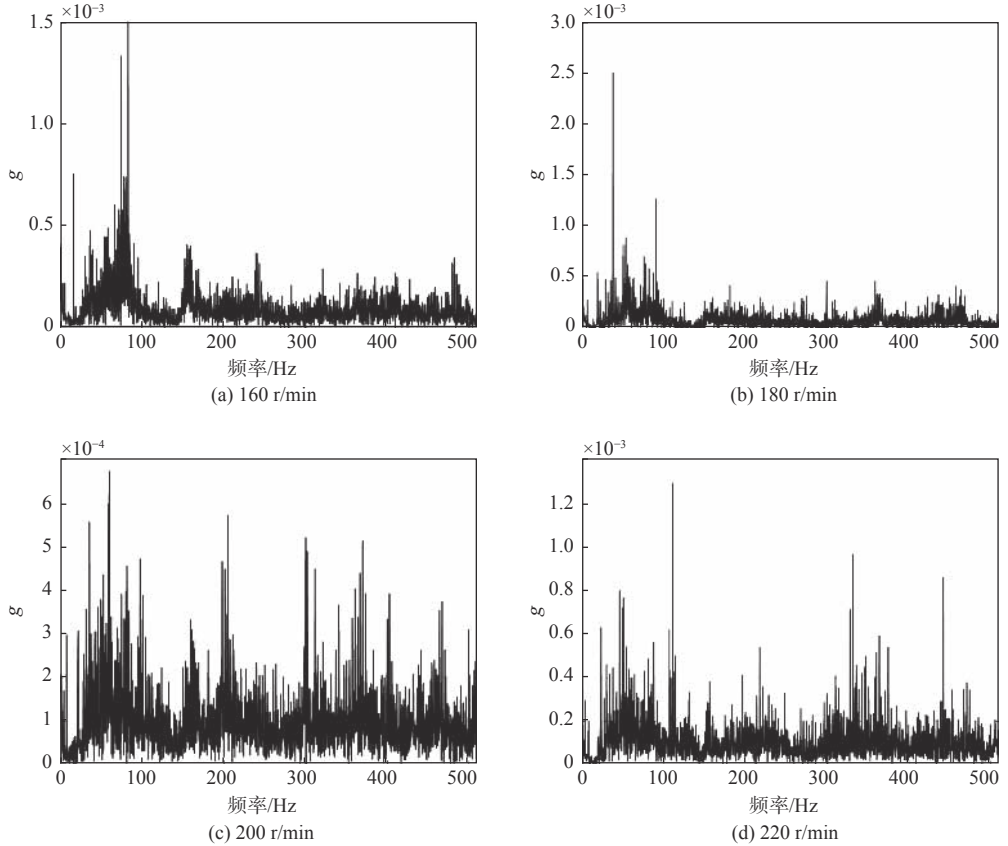
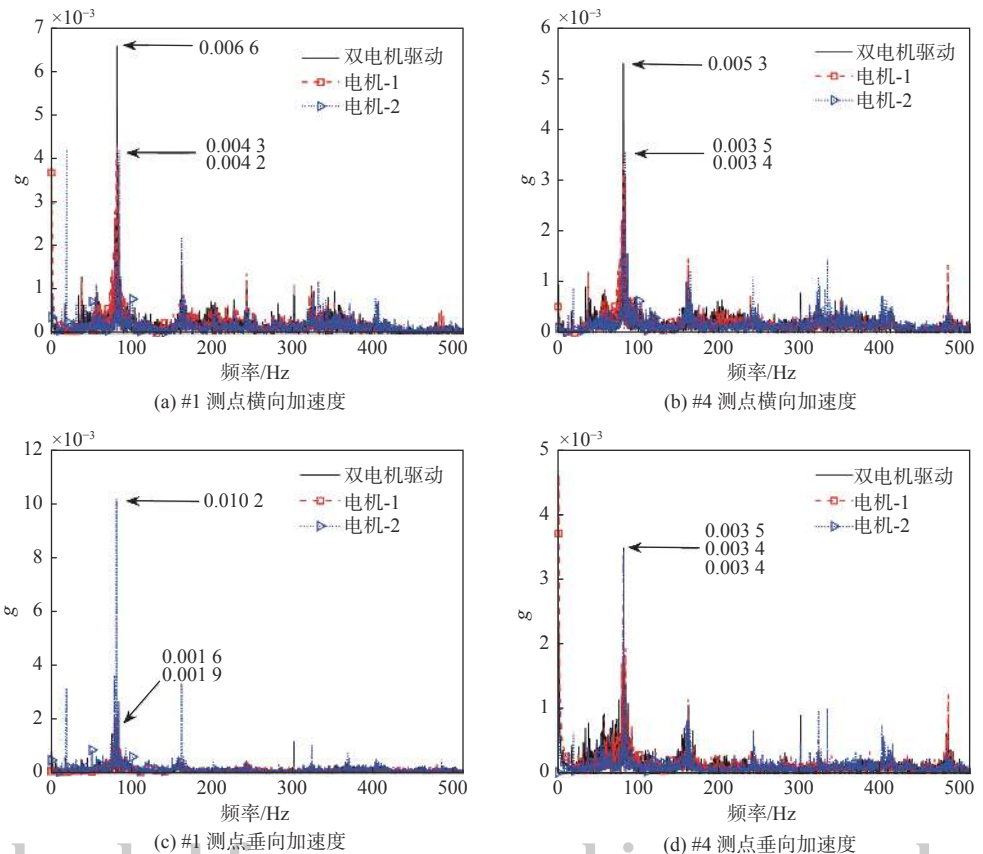


图 5 不同电机转速下#2 测点的加速度频谱

Fig. 5 Acceleration spectrum of measuring point #2 at different motor speeds



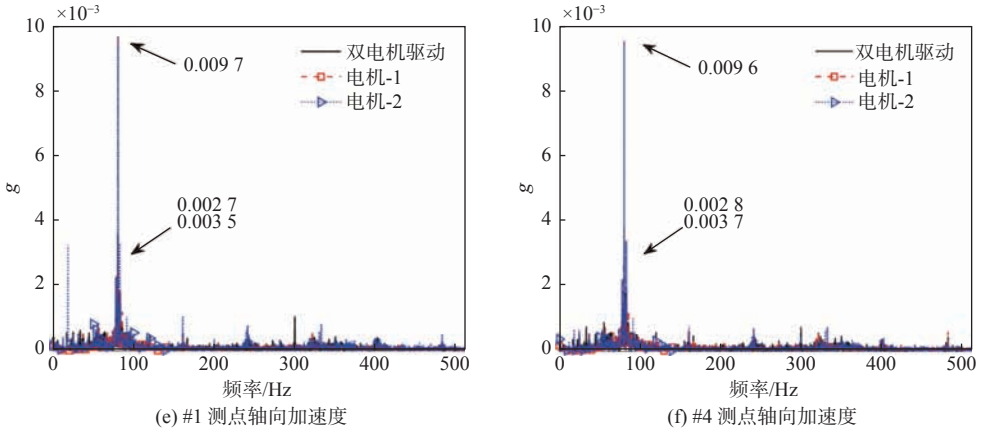


图6 不同驱动方式下#1和#4测点的加速度频谱

Fig. 6 Acceleration spectrum of measuring point #1 and #4 in different driving modes

齿轮轴承座在不同静推力下的轴向、垂向、横向加速度如图8所示,其主要频率成分为啮合频率80 Hz及其倍频160 Hz。对于#1测点所在齿轮轴承座而言,当轴向静推力分别为30 000和6 000 N时,轴向振动的啮合频率及其二倍频的峰值均有较大提升,分别从0.003 2g, 0.001 9g增至0.008 5g, 0.004 4g;垂向振动在啮合频率处的峰值无明显变化,但其二倍啮合频率的幅值变化较大,从0.003 6g增至0.007 g;横向振动以啮合频率为主,其幅值由0.008 g降低至0.006 g。由此可见,当电机转速

为160 r/min时,系统的振动以啮合频率及其倍频为主;随着静推力的增加,齿轮轴承座处的轴向及垂向振动的啮合频率处峰值和二倍频峰值均有所提升,而横向振动峰值则小幅下降。

当静推力从6 000 N增至30 000 N时(以2 000 N为间隔来记录试验数据),#1测点所在齿轮轴承座处的轴向、垂向、横向振动加速度响应如图9所示。随着静推力的增加,轴向振动的啮合频率与二倍频峰值在10 000~24 000 N范围内存在明显的上升过程,而后其幅值不再增加;垂向振动的啮合频率在20 000 N之后存在下降的过程,二倍频则与轴向振动类似,首先大幅提升而后下降;横向振动的二倍频幅值基本保持不变,啮合频率处的峰值无明显上升过程,且在20 000 N之后存在下降趋势。由此可见,当静推力较小时,系统的振动响应也较小;随着静推力的增加,系统振动响应将出现一定提升,随后将趋于平稳或小幅下降。

当电机转速为160 r/min时,系统的频率特征较明显;当转速提升后,系统的频率特征将更加复杂。当电机转速为320 r/min,静推力为6 000和30 000 N时,#1测点所在齿轮轴承座处的轴向、垂向、横向加速度如图10所示。当轴向静推力较小时,系统的频率特征主要为啮合频率及其二倍频,且在30~80 Hz频率范围内存在峰值;当轴向推力增至30 000 N时,系统动态响应特征的变化较大,此时啮合频率成分不再占据主导,而以处于50~80 Hz处的低频段为主要特征。

3.5 螺旋桨轴向动态激励力对系统响应的影响

为了分析轴系不旋转工况下单频动态激励在轴系中的传递规律,由激振器施加激励频率为120 Hz的动态力,轴上测点的轴向加速度如图11

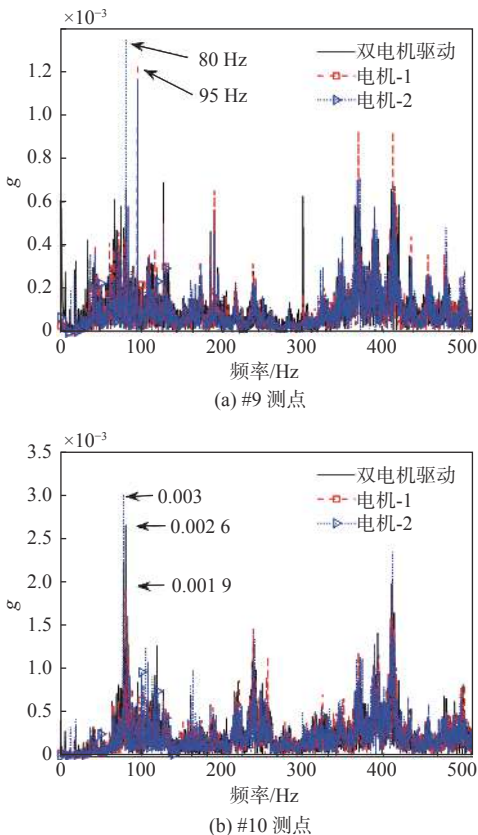


图7 不同驱动方式下#9和#10测点的轴向加速度频谱

Fig. 7 Axial acceleration spectrum of measuring point #9 and #10 in different driving modes

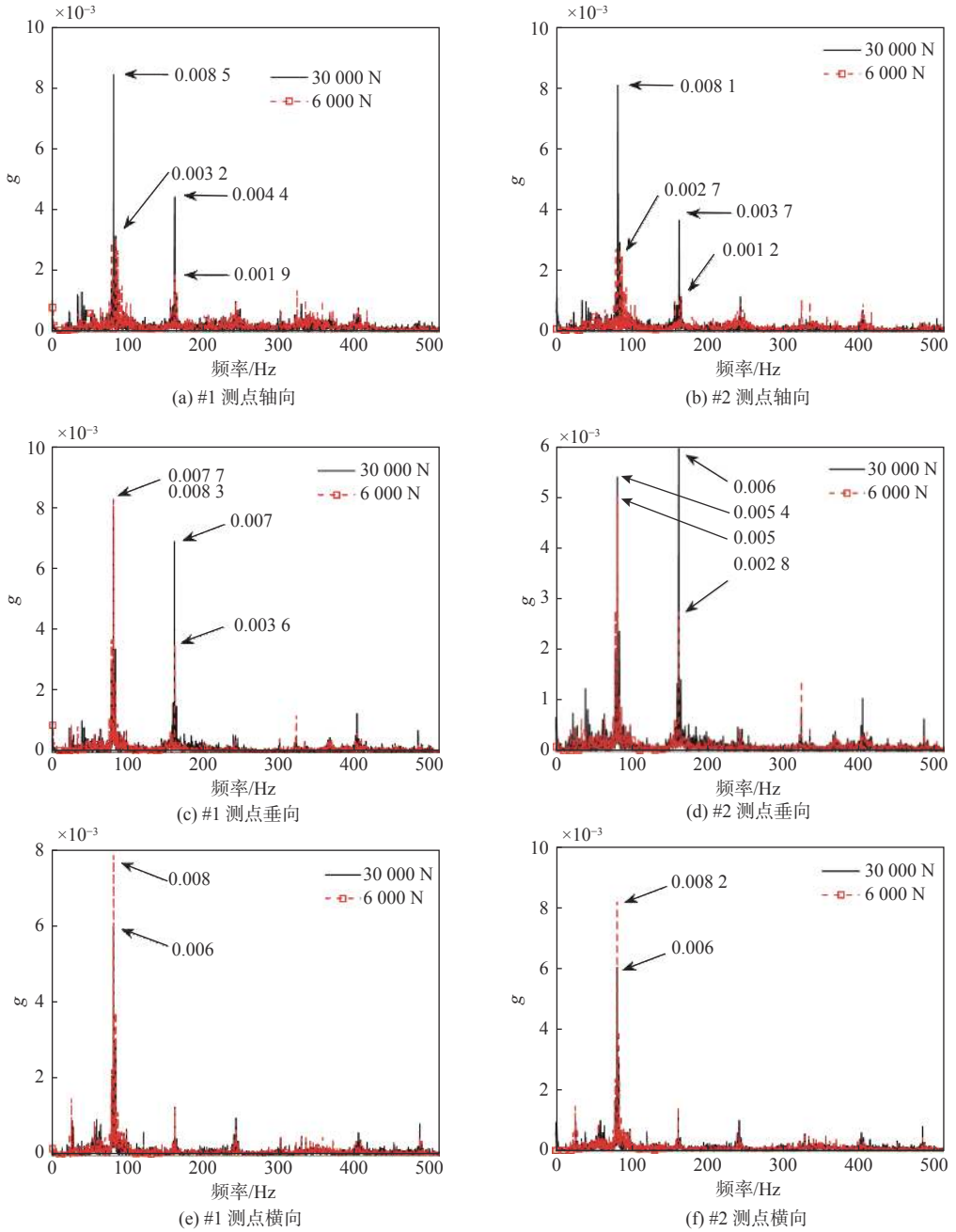


图 8 不同轴向静推力下#1 和#2 测点加速度频谱

Fig. 8 Acceleration spectrum of measuring point #1 and #2 under different axial static thrusts

所示,可见推力轴承处的振动加速度最大,而齿轮箱体的输入和输出处的单频振动则非常小;随着轴向静推力的增加,4 个测点处的轴向加速度均呈现减小趋势。文献 [13] 的计算结果也表明,传递至齿轮箱处的加速度小于中间轴承和推力轴承处的加速度。

为了进一步研究 2 个相近频率下系统的动态响应特性,将电机转速设定为 160 r/min(理论啮合频率为 77.3 Hz,实际测量值为 80.5 Hz),将激励器的螺旋桨轴向动态激励力幅值设定为 50 N,当激励力频率为 20 Hz,以及从 60 Hz 连续增至 100 Hz 时(以 5 Hz 为间隔来记录试验数据),#1 测点的轴向加速度如图 12 所示。从试验结果可见:齿轮系

统的响应在啮合频率附近明显存在以实际轴频 2.75 Hz 为调制频率的调制现象;当激励频率为 20 Hz 时,激励频率距离啮合频率较远,此时啮合频率处的峰值最高,且仅有 2 条边频带;随着激励频率的增加,啮合频率附近出现了 4 条边频带,且啮合频率处的峰值变化较小,均在 $2.0 \times 10^{-3} g$ 左右;当啮合频率峰值较小时,其边频带将增加。文献 [13] 的计算结果也表明,不同激励频率在系统中的响应幅值不一致,其对啮合频率处的峰值影响较小。

4 结 论

本文研究了双轴齿轮传动-推进系统的加速

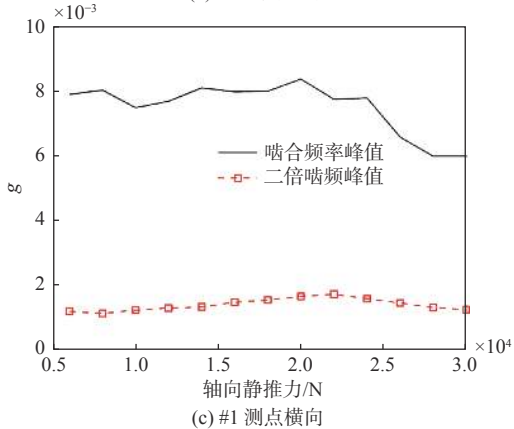
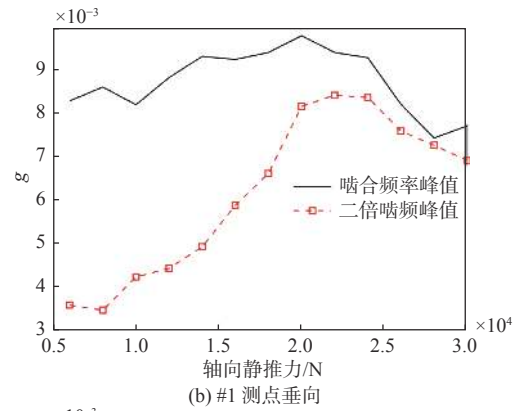
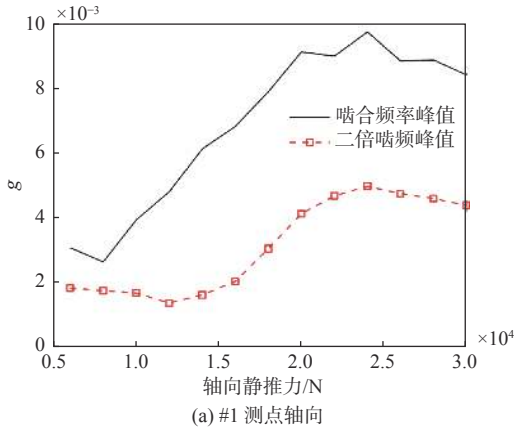


图 9 不同静推力下齿轮轴承座#1 测点的啮合频率及其倍频处的峰值

Fig. 9 The peak values of meshing frequency and its multiplier frequency at the measuring point #1 of gear bearing seat under different static thrusts

度动态响应特性, 以及转速、驱动方式、轴向静推力、螺旋桨动态激励力对系统加速度响应的影响规律, 得到如下结论:

- 1) 当电机转速为 160 r/min 时, 齿轮箱轴承座处的测点轴向以啮合频率为主, 其传递至输出轴中间轴承处的加速度约为齿轮箱输出处的 40%; 齿轮箱轴承座 4 个测点的横向振动无明显差异, 而垂向振动的中间 2 个测点较小, 轴向振动的输出轴测点最大; 齿轮箱轴承座处 4 个测点的 3 个方向的振动中, 轴向振动最大。
- 2) 随着电机转速提升, 各向加速度的均方根

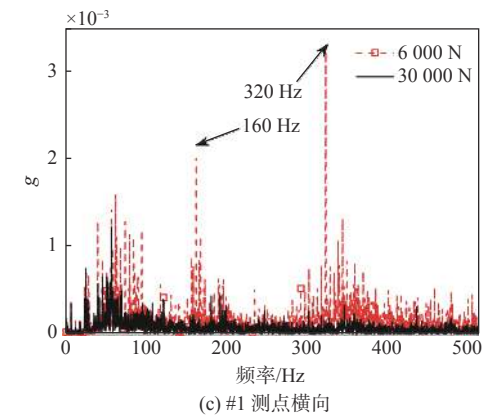
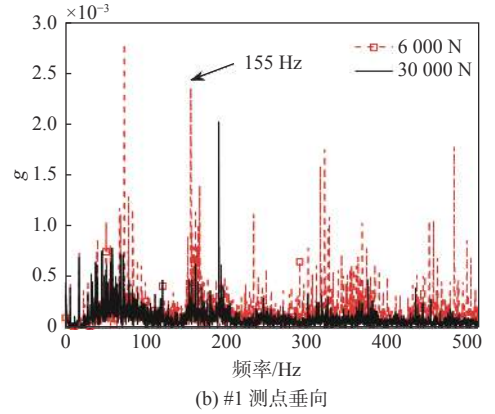
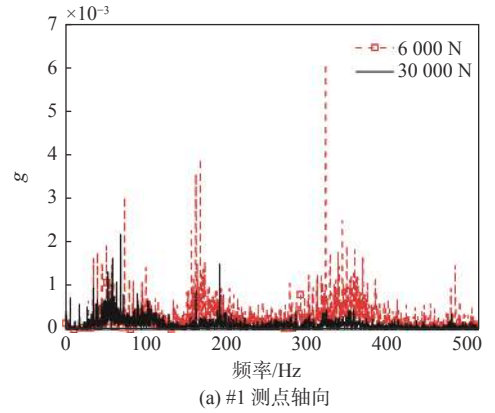


图 10 不同静推力下#1 测点的加速度 (电机转速为 320 r/min)

Fig. 10 Acceleration of measuring point #1 under different static thrusts when motor speed is 320 r/min)

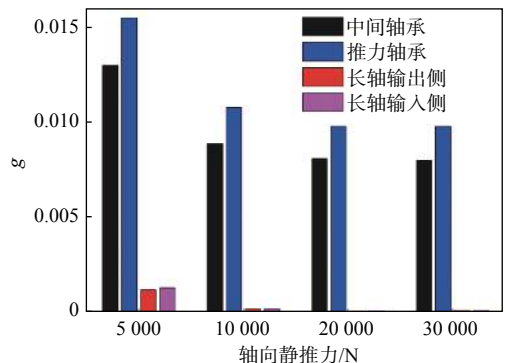


图 11 不同静推力下各测点的轴向加速度 (轴系不旋转, 但存在螺旋桨轴向动态激励)

Fig. 11 Axial accelerations of each measuring point under different static thrusts (Shaft does not rotates, but there is axial dynamic excitation of propeller)

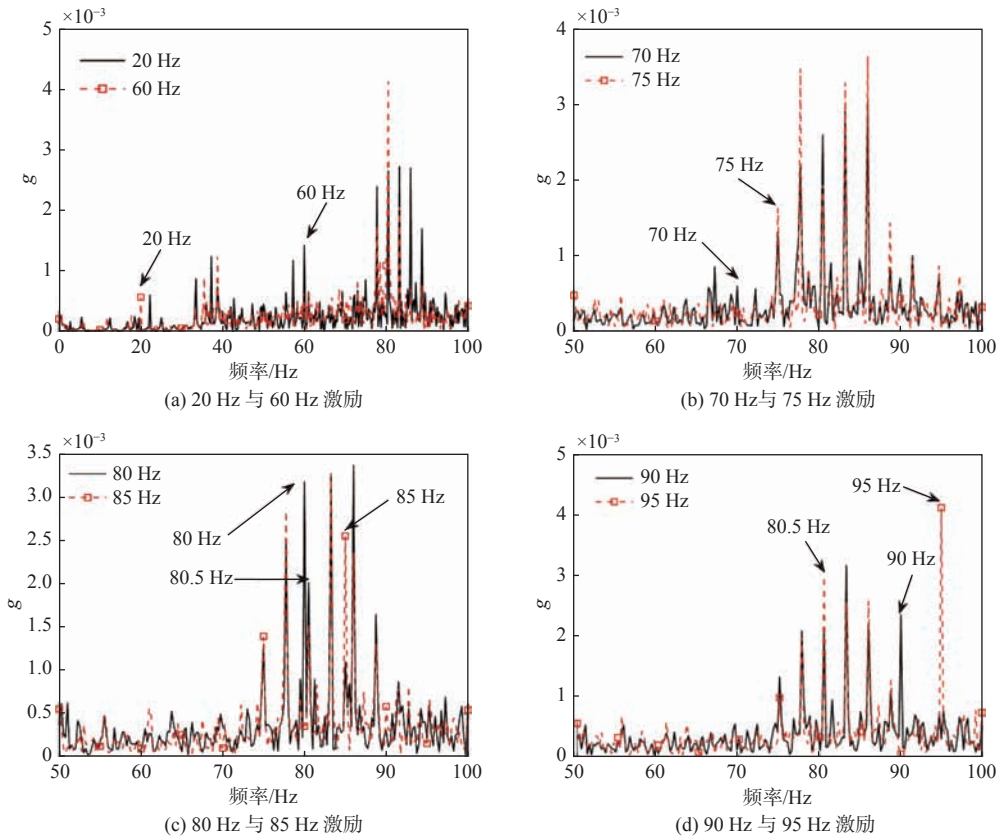


图12 不同轴向激励频率下#1测点的轴向加速度

Fig. 12 Axial accelerations of measuring point #1 at different axial excitation frequencies

值都呈现上升趋势,且在上升过程中出现了局部极大值;当电机转速提升之后,系统的频率特征更加复杂,在30~80 Hz频段范围内产生了峰值,且啮合频率处的峰值依然存在。

3)对于齿轮箱轴承座处的横向振动而言,采用双电机、电机-1和电机-2驱动时三者之间无明显差异,其中双电机驱动时的振动峰值相对较高;电机-2单独驱动时,齿轮箱轴承座处测点的垂向与轴向振动普遍偏高。

4)当电机转速较低时,轴向静推力越大,系统振动越剧烈,且主要体现在轴向与横向振动上:对轴向振动而言,啮合频率及其倍频处的峰值均有所上升;对横向振动而言,主要体现为啮合频率二倍频处的峰值增加。

5)在螺旋桨轴向动态激励力作用下,中间轴承及推力轴承处的振动响应较大,而传递至齿轮箱处的轴向振动量级则很小;不同频率的激励在系统中产生的加速度响应幅值也有所不同;当激励频率与啮合频率较为接近时,将使啮合频率附近的边频带有所增加,而啮合频率处的峰值则将在较小范围内变化。

本文所采用的模型和方法等具有普适性,故其试验结果具有一般性。通过上述研究可知,在齿轮-传动系统的减隔振工程设计中应重点关注

啮合频率及倍频处的振动。

参考文献:

- [1] 林腾蛟, 蒋仁科, 李润方, 等. 船用齿轮箱动态响应及抗冲击性能数值仿真[J]. *振动与冲击*, 2007, 26(12): 14-17,22.
LIN T J, JIANG R K, LI R F, et al. Numerical simulation of dynamic response and shock resistance of marine gearbox[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2007, 26(12): 14-17,22 (in Chinese).
- [2] 陆波, 朱才朝, 宋朝省, 等. 大功率船用齿轮箱耦合非线性动态特性分析及噪声预估[J]. *振动与冲击*, 2009, 28(4): 76-80.
LU B, ZHU C C, SONG C S, et al. Coupled nonlinear dynamic characteristics analysis and noise preestimation of a large burden marine gearbox[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 28(4): 76-80 (in Chinese).
- [3] 应丽霞, 蒋立冬, 李建强, 等. 船用齿轮箱响应的有限元分析与计算[J]. *机械设计与研究*, 2012, 28(4): 55-57.
YING L X, JIANG L D, LI J Q, et al. The analysis and calculation of dynamic response of the marine gearbox by finite element method[J]. *Machine Design and Research*, 2012, 28(4): 55-57 (in Chinese).
- [4] 王丹华. 复杂激励下船用齿轮箱动态特性分析及动力性能优化[D]. 重庆: 重庆大学, 2013.

- WANG D H. Dynamic characteristics analysis and performance optimization of marine gearbox under complex excitation[D]. Chongqing: Chongqing University, 2013 (in Chinese).
- [5] SONG C S, ZHU C C, LIU H J, et al. Dynamic analysis and experimental study of a marine gearbox with crossed beveloid gears[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2015, 92: 17–28.
- [6] 程倩. 船用齿轮箱振动特性影响分析与减振技术研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2018.
- CHENG Q. Vibration characteristic analysis and vibration reduction technology research of marine gearbox[D]. Chongqing: Chongqing University, 2018 (in Chinese).
- [7] 宋筱庆. 大功率船用齿轮箱传动特性分析及试验[D]. 重庆: 重庆大学, 2014.
- SONG X Q. Transmission characteristics analysis and experiment of heavy duty marine gearbox[D]. Chongqing: Chongqing University, 2014 (in Chinese).
- [8] 林腾蛟, 何泽银, 钟声, 等. 船用齿轮箱多体动力学仿真及声振耦合分析[J]. *湖南大学学报(自然科学版)*, 2015, 42(2): 22–28.
- LIN T J, HE Z Y, ZHONG S, et al. Multi-body dynamic simulation and vibro-acoustic coupling analysis of marine gearbox[J]. *Journal of Hunan University (Natural Sciences)*, 2015, 42(2): 22–28 (in Chinese).
- [9] 刘镇星. 舰船纵横摇摆作用下滑动轴承-齿轮传动系统动力学特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2017.
- LIU Z X. Research on dynamic characteristics of journal bearing gear system with ship rolling and pitching motions[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2017 (in Chinese).
- [10] 王帅. 全回转船舶推进轴系的弧齿锥齿轮非线性振动特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2017.
- WANG S. Research on the nonlinear vibration characteristics of spiral bevel gears in propulsion shaft of azimuth thrusters[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2017 (in Chinese).
- [11] 朱俊飞, 周瑞平, 胡义, 等. 带齿轮副船舶推进轴系动态响应仿真研究[J]. *振动与冲击*, 2013, 32(9): 100–104.
- ZHU J F, ZHOU R P, HU Y, et al. Dynamic response simulation on marine propulsion shaft with gear pair[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2013, 32(9): 100–104 (in Chinese).
- [12] 徐翔. 船舶复杂推进轴系耦合振动理论及试验研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2012.
- XU X. Research on the theory and experiment of coupled vibration for marine complex propulsion shafting[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2012 (in Chinese).
- [13] 陈彦齐. 齿轮激励下船用齿轮传动-推进系统响应特性及影响规律[D]. 上海: 上海交通大学, 2022.
- CHEN Y Q. Response characteristics and influence law of marine gear transmission-propulsion system under gear excitation[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2022 (in Chinese).



(上接第 277 页)

- [9] 郭焱, 邵德东, 郭将驰, 等. 船舶中压直流电力系统中模块化多电平逆变器的谐波性能仿真研究[J]. *中国舰船研究*, 2019, 14(1): 134–143.
- GUO Y, SHAO D D, GUO J C, et al. Simulation study of harmonic characteristics of modular multilevel converter in medium voltage DC power system on ship[J]. *Chinese Journal of Ship Research*, 2019, 14(1): 134–143 (in Chinese).
- [10] 吴玲玲, 李家志, 肖宏, 等. 舰船电力推进系统中矩阵变换器输出电压谐波频谱分析[J]. *中国舰船研究*, 2018, 13(S1): 157–164.
- WU L L, LI J Z, XIAO H, et al. Harmonic spectrum analysis of output voltage for matrix converter in marine electric propulsion system[J]. *Chinese Journal of Ship Research*, 2018, 13(S1): 157–164 (in Chinese).
- [11] 刘强, 王永生, 张明宇, 等. 喷水推进器水下辐射噪声边界元计算方法[J]. *中国舰船研究*, 2017, 12(4): 83–88.
- LIU Q, WANG Y S, ZHANG M Y, et al. Prediction of waterjet excited underwater radiated noise by boundary element method[J]. *Chinese Journal of Ship Research*, 2017, 12(4): 83–88 (in Chinese).
- [12] 张光义, 曾庆军, 戴晓强, 等. 水下安全检测与作业型机器人控制系统[J]. *中国舰船研究*, 2018, 13(6): 113–119.
- ZHANG G Y, ZENG Q J, DAI X Q, et al. Control system of ROV for underwater safety inspection and operation[J]. *Chinese Journal of Ship Research*, 2018, 13(6): 113–119 (in Chinese).