

履带车辆变速箱振动特性分析及实验研究^①

张 政^{②*} 孙华刚^{③**} 冯广斌^{**}

(* 陆军工程大学石家庄校区 石家庄 050003)

(** 32181 部队 石家庄 050003)

摘 要 变速箱是履带车辆底盘的核心部件之一,为了能够准确地得到其有效的振动信号,本文在对齿轮激励及各部件柔性特征分析的基础上,建立了变速箱刚柔耦合模型,并通过台架实验验证了模型的可信度。以某实际工况为例,对箱体振动敏感区域进行了分析,并以此确定了其测点的位置,依托试验台架开展振动测试实验。针对实测信号采用细化谱分析法和包络分析法进行处理,有效地提取出变速箱振动信号的调制信息,提高了振动信号采集的全面性和准确性,为履带车辆变速箱状态监测与故障诊断的研究提供了方法和思路。

关键词 履带车辆变速箱;刚柔耦合;测点;振动测试;信号处理

0 引 言

近年来,随着液力传动技术在履带车辆变速箱上的应用,车辆动力性能得到了显著提高,但同时也带来了许多亟待解决的难题。变速箱工作负荷大且耦合严重,造成其故障率较高,而其整体吊装且体积大的特点,导致变速箱拆卸难度大。为了能够在使用过程中及时发现故障,通常选用振动分析法对其状态进行监测,通过振动测试以掌握系统的运行状态^[1-2]。

目前针对变速箱进行振动测试的研究中,测点的位置通常根据经验选取^[3-4],但对于存在复杂耦合效应的变速箱,若没有对传感器进行合理规划布置,则难以提取出其内部有用的状态信息,不利于实测信号的分析。为了保证采集到的振动信号的有效性和处理结果的准确性,有必要针对其测点选取的方法进行研究。因此,本文建立了可信度高的变速箱刚柔耦合模型,通过仿真分析了箱体在实际工况

下振动敏感的区域,并以此为依据确定了箱体表面测点的位置,最后利用台架实验对其运行状态进行了分析,仿真方法及实验过程可为履带车辆变速箱状态的监测提供理论依据和方法。

1 变速箱振动机理分析

1.1 结构组成及工作原理

图 1 所示为某型履带车辆变速箱的结构简图,其动力由发动机输出,经前传动到液力变矩器,之后进入到多级齿轮变速机构中,3 根传动轴上不同换挡离合器的两两结合决定传动系统的挡位,实现 6 个前进挡和 1 个倒挡的工况,最后动力由三轴两侧输出。

本文主要研究主动锥齿轮到变速机构的传动,并忽略系统液压部分的动力传递。变速机构主要由换挡离合器和齿轮、轴承以及箱体等部件组成,其中齿轮传动负责传递动力,换挡离合器负责实现换挡功能。

① 国防科研项目(JN[2013]WQ03 号)资助。

② 男,1994 年生,硕士生;研究方向:武器系统故障诊断;E-mail: 468191161@qq.com

③ 通信作者,E-mail: shg_ney@126.com

(收稿日期:2018-12-09)

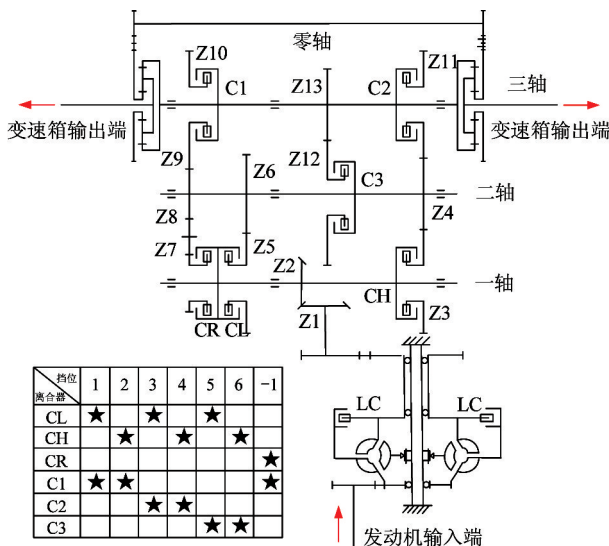


图 1 某型履带车辆变速箱传动简图

1.2 齿轮动态激励分析

齿轮振动是其在动态激励作用下的响应特性, 齿轮动态激励主要包括刚度激励、误差激励以及啮合冲击激励^[5]。

1.2.1 刚度激励

刚度激励是指轮齿综合刚度随时间发生周期变化的动态激励。通常情况下, 啮合轮齿的数目以及齿面的啮合位置点都是随时间发生交替变化的, 从而造成齿轮啮合综合刚度发生周期性变化。

如图 2 所示, A 点为主动轮某一轮齿进入啮合的位置, D 点为这一轮齿脱离啮合的位置。 A 点之前一段时间, 齿轮副处于单齿啮合区域, 啮合刚度为单对轮齿综合刚度; AB 区域则进入双齿啮合区域, 啮合刚度为两对轮齿综合刚度的叠加。因此, 齿轮副啮合综合刚度在 A 点产生阶跃突变, 如此循环形成类似矩形波的刚度曲线。

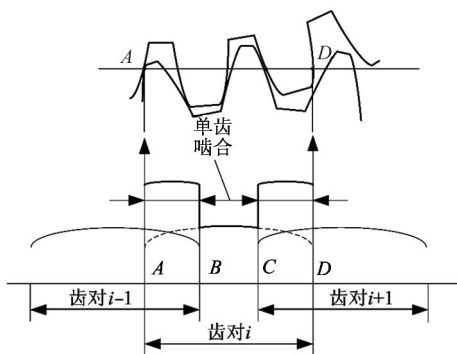


图 2 啮合刚度变化示意图

1.2.2 误差激励

齿轮在工作过程中, 由于齿轮加工和安装过程存在不可避免的误差, 使得轮齿在啮合时会偏离理想的啮合点, 处于非正常啮合状态。这会导致齿轮的啮合过程中产生轮齿间的碰撞和冲击, 从而引起振动, 并具有一定的周期性, 这种由于偏离误差引起的动态激励称为误差激励。

1.2.3 啮合冲击激励

齿轮在啮合时, 由于齿轮加工和安装的误差以及载荷下的弹性变形, 当齿轮进入啮合线时, 会偏离理论啮合点, 从而导致啮合齿面产生冲击, 包括啮入、啮出冲击两种, 将其合称为啮合冲击激励。啮合冲击激励也使齿轮啮合过程产生明显的振动响应。

1.3 变速箱振动传递路径分析

图 3 所示为变速箱振动传递路径。分析可知传动轴上齿轮通过啮合传递动力, 齿轮副产生的动态啮合力会导致弯曲及扭转变形, 并且其啮合产生的激励通过传动轴、轴承传递, 结合外部激励最终反映为箱体上的振动特性, 因此箱体上的振动形态是由内部传动件的耦合特性决定的。

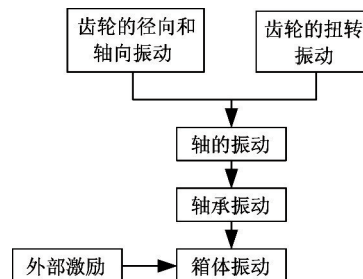


图 3 变速箱振动传递路径图

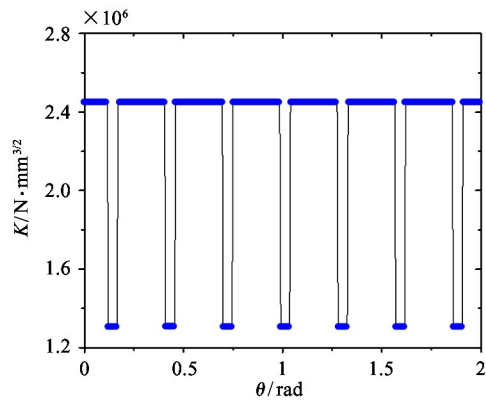
2 变速箱振动测点选取与布置

2.1 刚柔耦合模型的建立

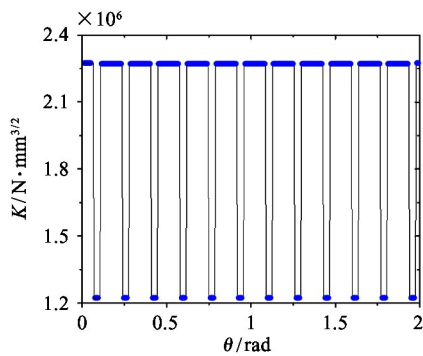
根据上述对变速箱振动机理分析可知, 为了得到其表面振动敏感区域, 所建立的仿真模型需要考虑齿轮间的动态激励以及各部件的柔性特征。因此, 在 Creo 中建立变速箱三维模型并导入 RecurDyn 中添加相关约束后, 再进一步对模型进行改进。

(1) 齿轮啮合过程产生 3 种激励中, 误差激励主要发生在故障条件下, 啮合冲击激励可以直接在

仿真运动中实现,而刚度激励需要进行相关的设置。本文通过计算各齿轮副分别在单、双齿啮合区的接触刚度系数及时间,得到了各齿轮副接触刚度系数随角度变化的曲线图,其中 CL、C3 齿轮副的接触刚度系数如图 4 所示。



(a) CL 齿轮副



(b) C3 齿轮副

图 4 齿轮副时变接触刚度系数曲线

(2)将所建立的 3 根传动轴及箱体的三维模型导入 HyperMesh 中并进行几何清理,选用二维三角网络进行划分,以此为基础生成三维四面体网络,选用 Solid185 单元进行设置,其材料属性如表 1 所示。

在各传动轴传动齿轮、离合器、轴承质心位置处创建刚性 Rigid 单元以及内表面的节点集。在箱体轴承所在位置及输入输出端共建立 Rigid 刚性单元,其中 9 个用于轴承支承力的设置,3 个用于全约束的添加。其中二轴及箱体柔性化后的模型分别如图 5 和图 6 所示。

上述设置完成后,建立的变速箱刚柔耦合模型如图 7 所示。

表 1 传动轴及箱体材料属性

部件名称	材料	密度	弹性模量	泊松比
		$\rho/\text{kg}/\text{m}^3$	E/MPa	
一轴	20CrNi4A	7.88×10^{-6}	2.07×10^5	0.29
二轴	38CrSi	7.80×10^{-6}	2.06×10^5	0.28
三轴	20CrNi4A	7.88×10^{-6}	2.07×10^5	0.29
箱体	ZL104	2.65×10^{-6}	6.89×10^5	0.34

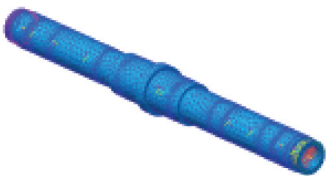


图 5 二轴有限元模型

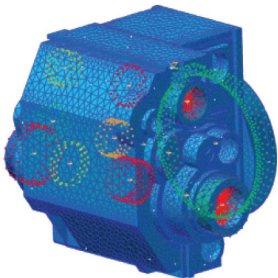


图 6 箱体有限元模型

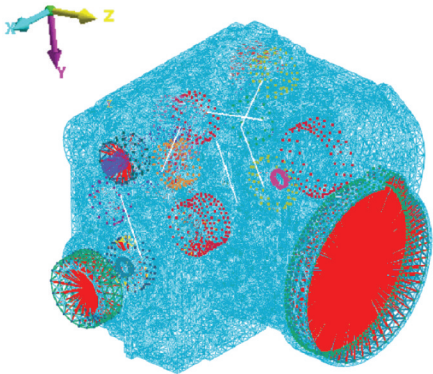


图 7 变速箱刚柔耦合模型

2.2 模型准确性验证

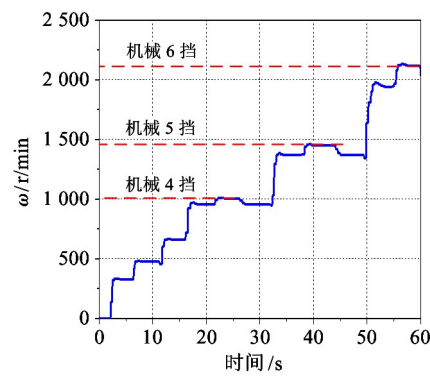
准确的模型是进行仿真分析的基础,本文利用台架实验对建立的刚柔耦合模型进行验证。在变速箱空载空挡情况下,确认传感器通讯正常且输出信号稳定后,将输入电机转速调至 1000 r/min,之后操纵液压球阀进行连续换挡操作,每个挡位停留的时间不低于 5 s,通过转速-转矩传感器(如图 8 所示)

对变速箱输入输出端的信号进行连续采集。在相同的条件下,利用刚柔耦合模型可以得到对应的仿真值。

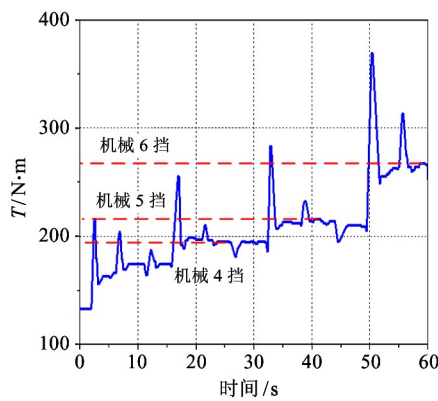


图 8 转速-转矩传感器

图 9 为连续换挡实验中转速和扭矩的输出值,从中提取机械 4、5、6 挡位下转速转矩的稳态值与仿真值进行比较,结果如表 2 所示。其中转速误差值最大的为 0.3%,转矩值误差最大的为 1.7%,由此可知建立的刚柔耦合模型在动力传递方面具有一定的准确性,可用于系统进一步的分析。



(a) 转速特性



(b) 转矩特性

图 9 连续换挡实验输出特性

表 2 实验与仿真转速转矩值比较

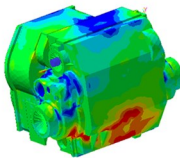
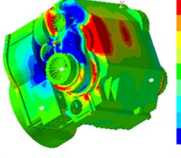
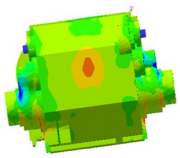
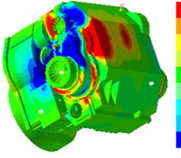
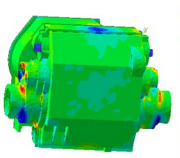
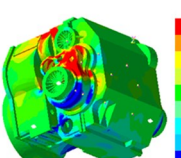
挡位	转速		转矩	
	仿真值 /r/min	实验值 /r/min	仿真值 /N·m	实验值 /N·m
机械 4 挡	1008.2	1006.6	187.7	192.2
机械 5 挡	1452.6	1453.0	210.8	213.6
机械 6 挡	2114.5	2120.8	265.4	268.9

2.3 仿真分析及测点的选取

以某实际工况为例,利用变速箱刚柔耦合模型进行仿真分析,将发动机的动力输出等效至主动锥齿轮处,得到其输入转速为 115.7 rad/s,并将行驶阻力矩等效至齿圈处,得到阻力矩为 500 N·m,利用 Step 函数进行定义,表达式分别为 (Step, time, 0, 0, 0.1, 115.7) 和 (Step, time, 0, 0, 0.1, 250000), 仿真时间为 1 s, 采样频率为 5000 Hz。

通过仿真可以得到箱体在运行过程中其表面应力应变云图,分析得到箱体表面振动的敏感区域且变化具有一定的周期性,从而确定箱体表面振动传感器的布置位置,分别将 x 、 y 、 z 3 个方向上箱体应力应变最大时的云图列出如表 3 所示。

表 3 箱体不同方 3 向上应力、应变最大值时云图

方向	应力云图 / MPa	应变云图
x	 4.42 3.67 2.92 2.16 1.41 0.66 -0.09 -0.84 -1.60 -2.35	 2.21e-5 1.68e-5 1.16e-5 0.63e-5 0.11e-5 -0.42e-5 -0.93e-5 -1.47e-5 -1.99e-5 -2.52e-5
y	 5.70 4.22 2.74 1.41 -0.22 -1.70 -3.18 -4.66 -6.14 -7.62	 2.21e-5 1.68e-5 1.16e-5 0.63e-5 0.11e-5 -0.42e-5 -0.93e-5 -1.47e-5 -1.99e-5 -2.52e-5
z	 6.96 5.77 4.57 3.38 2.19 0.99 -0.20 -1.40 -2.59 -3.78	 2.32e-5 1.82e-5 1.31e-5 0.81e-5 0.31e-5 -0.19e-5 -0.70e-5 -1.20e-5 -1.71e-5 -2.21e-5

对表中各方向应力应变云图进行如下分析。

(1)在 x 方向上,箱体表面应力敏感区域主要分布在箱体上表面中后侧、后表面底部以及两端轴承座处,应变敏感区域主要分布在箱体两端轴承座处以及箱体后表面底部区域。

(2)在 y 方向上,箱体表面应力敏感区域主要分布在箱体、箱体后表面中部区域以及两端轴承座处,应变敏感区域主要分布在箱体两端轴承座处以及箱体后表面靠近轴承座处的部分区域。

(3)在 z 方向上,箱体表面应力敏感区域主要分布在箱体、箱体上表面后侧以及两端轴承座处,应变敏感区域主要分布在箱体两端轴承座处。

基于上述仿真分析的结果,在振动响应较敏感的区域多布置测点,并结合箱体的结构和安装位置选取表面平整洁净的区域。如图 10 所示,最终在箱体表面选取了 24 个测点,位置为各表面数字指示位置^[6-8]。

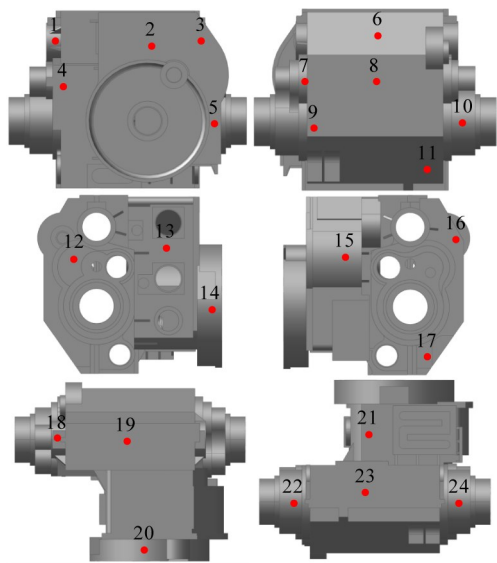


图 10 优化后箱体测点布置

3 变速箱振动测试实验

3.1 振动测试实验方案

根据上节对变速箱振动测点选取的结果,在箱体相应位置共布置有 24 个测点,其中 x 、 y 、 z 方向分别布置有 6、8、10 个测点。在每个测点处粘贴一个单向加速度传感器,对箱体表面的振动信号进行采集,实验现场测点的布置如图 11 所示。



图 11 实验台测点布置

如图 12 所示,本实验选用 333B30 型单轴压电式加速度传感器和 SIRIUS R2DB 振动测试仪组成的振动测试系统采集箱体表面的振动信号,通过控制台将输入电机转速逐步加至 1 000 r/min,运行一段时间后,在采样频率为 20 000 Hz 的条件下开始对机械工况 4~6 挡下各测点的振动信号进行采集。



图 12 振动测试系统

3.2 信号的预处理

图 13 为 5 挡工况下某测点处采集的振动信号。对图中信号分析可知,其时域信号的周期性不明显,

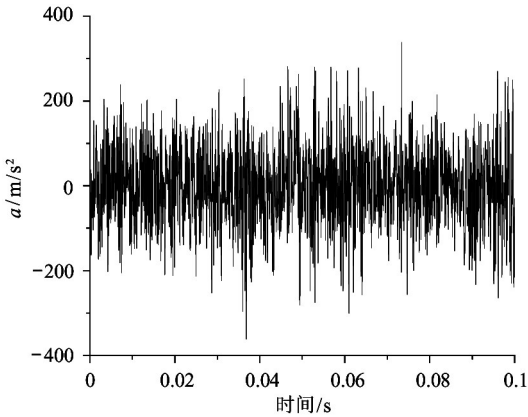


图 13 某测点振动信号时域图

并存在着多种信号间的相互干扰。因此,为了能够准确高效地保留信号中的有效信息,通过对比,本文选用数字滤波对信号进行预处理。

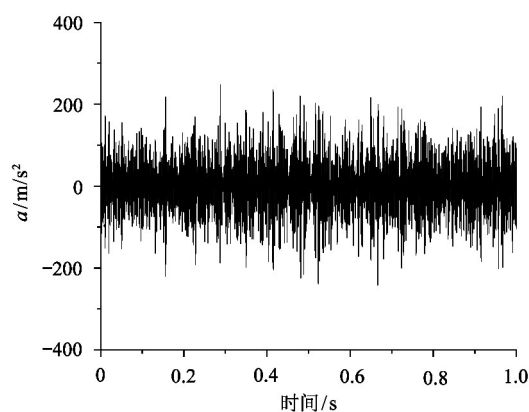
将上述实测信号数据导入 Matlab 软件中,编辑带通滤波器对信号进行处理,图 13 为信号在滤波处理后的时域曲线。据图分析可知,振动信号在进行滤波处理后,其信号的周期性变得更加明显,有利于进一步分析。

4 信号的处理与分析

通过台架实验测得的信号中包含有丰富的有关变速箱运行状态的信息,利用合理的方法提取出信号中的特征信息,并用于系统状态的分析与判断^[9]。

4.1 频谱分析

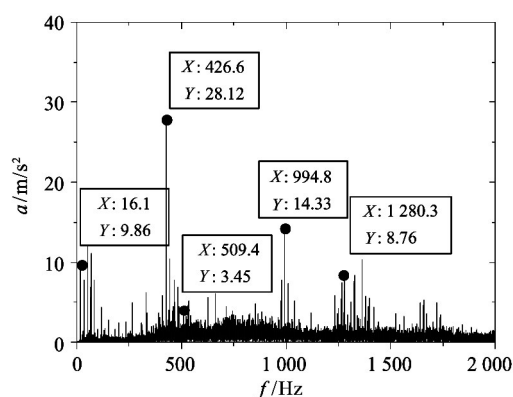
频谱分析是指将信号进行快速傅里叶变换得到



(a) 时域曲线

其频域图,是最常用的信号处理方法。将采集到的振动加速度信号经过滤波处理后,对其进行快速傅里叶变化得到其频域曲线。由于篇幅的限制,以测点 10 处的信号为例进行分析,图 14 是 5 挡测点 10 处振动实测信号的时频域曲线。

由图 14 中时域曲线可知,曲线的变化具有一定的周期性,总体变化趋势平稳,没有明显的冲击产生;而在频域曲线图中,426.6 Hz、994.8 Hz 和 1280.3 Hz 处振动信号比较明显,其中 426.6 Hz 对应着 CL 齿轮副的啮合主频,1280.3 Hz 为其倍频成分,而 994.8 Hz 为锥齿轮副啮合主频(331.5 Hz)的倍频成分,在这些频率附近都存在明显的边频成分。除此之外,频谱中在 16.1 Hz 及其倍频处存在明显峰值,对应着 CL 主动齿轮的转频,并且在 509.4 Hz 处有较明显的振动信号,对应着 C3 齿轮副的啮合主频。



(b) 频域曲线

图 14 5 挡测点 10 处实测信号时频域曲线

通过上述分析可知,利用频谱分析法对信号进行处理,能够在一定程度上提取出振动信号的特征,但也存在一定的局限性,信号频谱的分辨率低,且调制信息难以直接获取。为了更加准确地对变速箱运行状态进行判断,需要采用合适的方法提高信号的可辨识度。

4.2 细化谱分析

细化谱分析法是基于快速傅里叶变换并发展得到的方法,针对变速箱振动信号频域曲线中中心频率比较高但调制频频低的边频谱线,能够提高其分

辨率,从而进一步对频谱中细微结构进行分析^[9]。选用 Zoom-FFT 法对 5 挡工况下实测信号进行细化谱分析,得到的结果如图 15 所示。

据图 15 分析可知,振动信号在 426.6 Hz、1280.3 Hz 处存在较为明显的调制现象,其边频带较宽,边频带间隔大致为 15.8 Hz,与 CL 主动齿轮转频相符,各边频成分的幅值都并不大,而 509.4 Hz 处没有边频带的产生。说明利用细化谱分析法处理信号有效地提高了频域曲线的分辨率,能够对实测信号中边频成分进行深入分析。

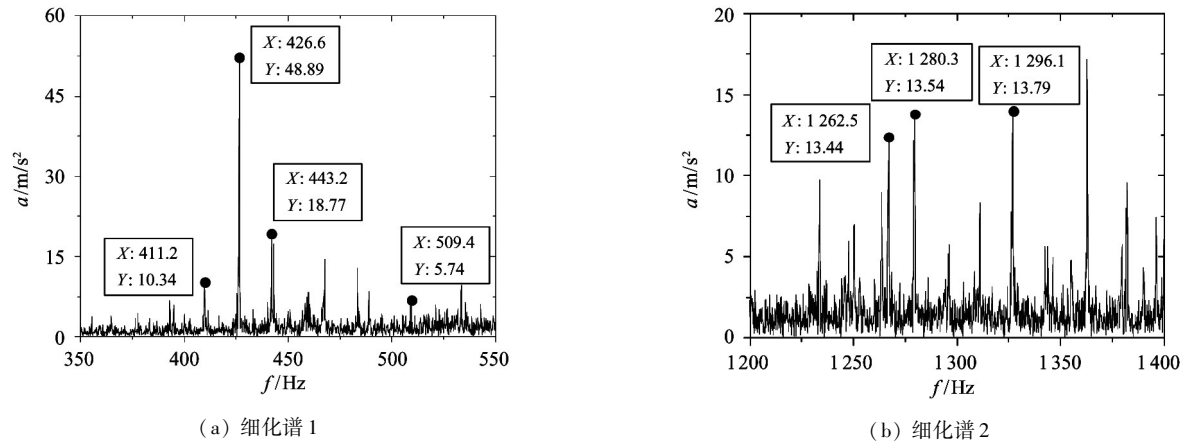


图 15 5 挡测点 10 处试验信号细化谱

4.3 包络谱分析

变速箱的振动信号中通常都存在调制现象,包络谱分析法能提取出信号的调制信息,并分析调制信息中幅值及分布情况,据此判断其运行状态^[10]。本文选用 Hilberts 变换分别对 5 挡实测信号进行包络谱分析,其结果如图 16 所示。

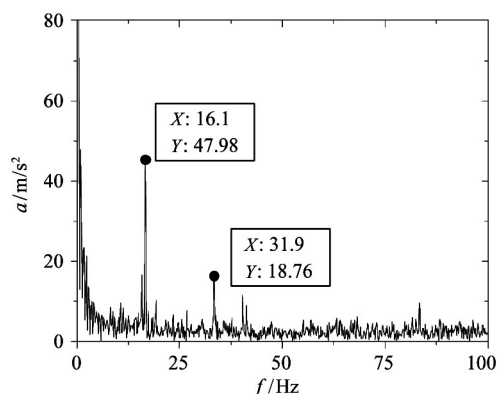


图 16 5 挡测点 10 处试验信号包络谱

5 挡工况下测点 10 处的解调谱曲线只在 16.1 Hz 和 31.9 Hz 处幅值比较大,与 CL 主动齿轮的转频 (15.8 Hz) 及 2 倍频相对应,在其他频率处信号幅值都不够明显,说明信号中出现了一定的调制现象,但这是属于正常范围内的调制(装配、制造误差的影响)。

5 结 论

在考虑齿轮间动态激励以及轴、轴承、箱体的柔

体特征的基础上,建立了某型履带车辆变速箱刚柔耦合模型,并通过台架实验对其准确性进行了验证,为后续的仿真分析提供了模型基础。通过仿真得到了箱体在运行过程中不同方向上应力应变敏感区域,为振动传感器位置的选取与布置提供了理论依据。依托变速箱实验台架开展振动测试实验,采用细化谱分析提高了 5 挡工况实测信号频域曲线的分辨率,并利用包络谱分析法提取出 5 挡工况下信号的调制信息,有效地提高了变速箱内部振动特征的可辨识度,进一步验证了测点选取方法的有效性,为后续履带车辆变速箱状态监测与故障诊断的研究提供了方法和思路。

参考文献

- [1] 谭德坤,孟立凡,王乐福. 航天器包装箱振动测试系统[J]. 中国测试, 2008,34(1):28-30
- [2] 朴明伟,方吉,赵钦旭,等. 基于刚柔耦合仿真的集装箱车体振动疲劳分析[J]. 振动与冲击, 2009, 28(3):1-5
- [3] 刘辉,张喜清,项昌乐. 多源动态激励下变速箱箱体结构的动态响应分析[J]. 兵工学报, 2011,32(2):129-135
- [4] 张晓萍,杨阳,边骥轩. 综合传动箱台架振动加速度试验的信号分析研究[J]. 振动、测试与诊断, 2015,35(2):212-217
- [5] 王常伟. 基于刚柔耦合动力学模型的齿轮箱系统振动信号研究及实验分析[D]. 广州:华南理工大学机械与汽车工程学院, 2016:9-12
- [6] Kim J H, Jeon H S, Lee C W. Application of the modal

- assurance criteria for detecting and locating structural faults[J]. *Imac*, 1992, 27(5):44-48
- [7] Dai G, Ji G. Impacts of the weight coefficient and modal assurance criterion of large structures on observation station selection and optimization[J]. *Journal of Vibroengineering*, 2018, 20 (1): 503-518
- [8] 刘伟, 高维成, 李惠, 等. 基于有效独立的改进传感器优化布置方法研究 [J]. 振动与冲击, 2013, 32 (6): 54-62
- [9] 朱成伟. 振动分析技术在变速箱故障诊断中的应用与研究 [D]. 长春: 长春工业大学机电工程学院, 2015: 19-20
- [10] Chen L, Xu Y. Application of spectrum refinement in motor fault diagnosis base on CZT and ZoomFFT [J]. *Colliery Mechanical and Electrical Technology*, 2014, 43 (1): 150-164

Vibration characteristics analysis of tracked vehicle gearbox and experimental research

Zhang Zheng^{*}, Sun Huagang^{**}, Feng Guangbin^{**}

(^{*} Shijiazhuang Compus, Army Engineering University, Shijiazhuang 050003)

(^{**} Unit 32181 of PLA, Shijiazhuang 050003)

Abstract

The gearbox is one of the core components of the track vehicle chassis. In order to accurately obtain its effective vibration signal, the gearbox rigid-flexible coupling model is established and passed through the platform based on the analysis of the gear excitation and the flexible characteristics of each component. The frame test verifies the credibility of the model. Taking an actual working condition as an example, the vibration sensitive area of the box is analyzed, and the position of the measuring point is determined. The vibration test is carried out according to the test bench. The signal is processed by the refined spectrum analysis method and the envelope analysis method, which effectively extracts the modulation information of the vibration signal of the gearbox, improves the comprehensiveness and accuracy of the vibration signal acquisition. Research provides methods and ideas for the condition monitoring and fault diagnosis of the gearbox of the tracked vehicle.

Key words: tracked vehicle gearbox, rigid-flexible coupling, measuring point, vibration test, signal processing