

直列6缸发动机半阶次振动分析及优化

曹精明¹, 田金鑫², 翟旭茂^{2,3}, 时保帆¹

1. 潍坊内燃机质量检验中心有限公司, 山东 潍坊 261061; 2. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061;

3. 内燃机可靠性国家重点实验室, 山东 潍坊 261061

摘要:为降低发动机振动速度,以某直列6缸发动机为研究对象,分析各阶次激励特征,通过整体振动试验、整机模态试验、工作变形分析,确定振动原因,并进行结构优化及试验验证。结果表明:该发动机扭转模态频率较低,并与4.5阶扭转激励耦合,导致发动机机体产生扭转共振,振动速度过高,不满足开发要求;增加机体加强板,可提高扭转模态频率,降低整机振动速度,满足开发要求。

关键词:主阶次;半阶次;振动;扭转模态

中图分类号:TK423

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2023)02-0073-06

引用格式:曹精明,田金鑫,翟旭茂,等.直列6缸发动机半阶次振动分析及优化[J].内燃机与动力装置,2023,40(2):73-78.

CAO Jingming, TIAN Jinxin, ZHAI Xumao, et al. Analysis and optimization of half order vibration for an inline 6-cylinder engine[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2023,40(2):73-78.

0 引言

发动机整机振动主要由不平衡力矩、惯性力矩或输出转矩波动引起,直列6缸发动机的惯性力和惯性力矩完全平衡,因此整机振动主要由转矩波动引起^[1]。发动机振动与发火阶次密切相关,直列6缸发动机振动的主要阶次为3.0阶、6.0阶等3.0阶的倍数阶^[2-3],其余阶次如4.5阶等半阶次为非主要振动阶次。实际上直列6缸发动机的振动、噪声中半阶次成分较多,且半阶次成分给人造成的听觉刺激较为强烈^[4-6],若发动机半阶次成分控制不当,会严重影响发动机振动水平及性能^[7-8]。

目前关于发动机主要振动阶次的研究较多,但对半阶次振动研究较少^[9-10]。本文中从作用机理上详细分析某直列6缸发动机各振动阶次(特别是半阶次成分)的激励特征,通过整机振动试验、模态试验、工作变形(operational deflection shapes, ODS)分析,查找振动原因;在发动机轴承盖上安装机体加强板,提升机体扭转刚度,降低整机振动,并开展整机振动试验及ODS分析进行验证。

1 受力分析

1.1 单缸受力分析

某直列6缸发动机单缸受力示意图如图1所示,曲轴连杆运动受力示意图如图2所示。

由图1可知:气体膨胀推动活塞下行,产生周期性变化的转矩,驱动曲轴旋转^[11-12]。通过傅里叶分解,将转矩分为气体作用力矩、惯性力矩^[13-14]。

气体作用力矩

收稿日期:2022-08-01

第一作者简介:曹精明(1982—),男,湖南郴州人,工学硕士,高级工程师,主要研究方向为发动机减振降噪,E-mail:caojingming1982@163.com。

$$M_g = \frac{\pi D^2}{4} p_0 R \frac{\sin(\psi + \beta)}{\cos \beta},$$

式中： D 为气缸直径， m ； p_0 为缸内气体压力，Pa； R 为曲轴旋转半径， m ； ψ 为曲柄臂中心线与气缸轴线夹角，°； β 为连杆中心线与气缸轴线夹角，°。

惯性力矩

$$M_j = -m_j \omega^2 R^2 (\cos \psi + \lambda \cos 2\psi) \sin(\psi + \beta) / \cos \beta,$$

式中： m_j 为活塞处的等效质量，kg； ω 为曲轴角速度，rad/s； $\lambda = R/L$ ，其中 L 为连杆长度， m 。

合力矩

$$M = M_g + M_j = M_0 + \sum_{\gamma} M_{\gamma} \sin(\gamma \omega t + \varepsilon_{\gamma}),$$

式中： M_0 为平均力矩， $N \cdot m$ ； γ 为傅里叶变换级数序号，为从1开始的自然数； M_{γ} 为各级力矩， $N \cdot m$ ； t 为时间， s ； ε_{γ} 为各级力矩相位，无量纲。

由图2a)可知：在 ωt_0 (t_0 为某个时刻)时，活塞力 F_p 推动气缸壁向右运动，同时曲轴力 F_c 推动主轴承向左运动，机体产生顺时针翻转。由图2b)可知：在 $\omega t_0 + \pi$ 时，活塞力 F_p 推动气缸壁向左运动，同时曲轴力 F_c 推动主轴承向右运动，机体产生逆时针翻转。由于 F_p 、 F_c 的大小和方向均存在周期性变化，造成单缸机体产生左、右摇摆的振动，且4冲程发动机曲轴每转2圈为1个周期，因此4冲程发动机单缸振动的主要振动阶次为0.5阶及其倍数阶次。

1.2 多缸受力分析

多缸发动机各阶次作用力特征是每个缸作用力综合的结果。由于每个缸作用力相位不同，发火间隔也不同，且各缸作用力与发火间隔关系密切，振动阶次 ≤ 3 时，发动机不同阶次发火间隔

$$\theta = 720i/k,$$

式中： i 为对应阶次， $i \leq 3$ ； k 为气缸数。

该直列6缸发动机发火顺序为1—5—3—6—2—4，振动阶次为1.5阶时发火间隔为 180° ，相邻发火缸的发火相位差为 180° ，振动阶次为3.0阶时发火间隔为 360° ，相邻发火缸的发火相位差为 360° ，振动阶次分别为1.5阶、3.0阶及其余阶次时，对应的某一时刻作用力及转矩示意图如图3所示，图3中， F_{pm} 、 F_{cm} 、 M_m 为气缸对应的活塞力、曲轴力及转矩； m 为对应的气缸编号， $m = 1, 2, \dots, 6$ 。

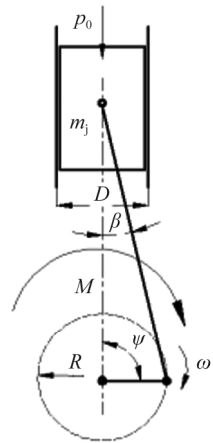


图1 单缸受力示意图

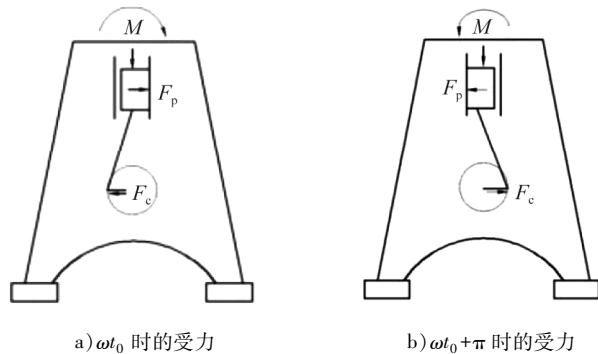


图2 曲轴连杆运动受力示意图

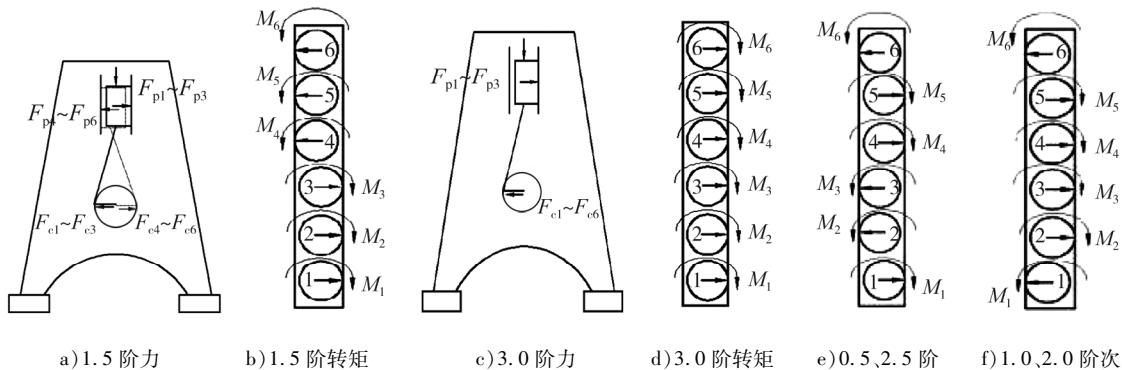


图3 1.5阶、3.0阶及其余阶次对应的某一时刻作用力及转矩示意图

由图 3a)、b)可知:1.5 阶时 1~6 缸的转矩 $M_1 \sim M_6$ 的方向与曲轴轴向一致,1、2、3 缸与 4、5、6 缸相位相差 180° ,造成整个机体强烈扭转。1.5+3n($n=1,2,3,\dots$)阶的各缸作用力相位与 1.5 阶相位一致,表现为发动机机体扭转。

由图 3c)、d)可知:3.0 阶作用力综合表现为 6 个缸相位一致,作用合力大,对机体产生强烈的摇摆作用,3.0+3n($n=1,2,3,\dots$)阶次作用力均表现为机体摆动。

由图 3e)可知:0.5+3n、2.5+3n($n=1,2,3,\dots$)阶次的第 1、4、5 缸作用力作用于同一个方向,第 2、3、6 缸作用力作用于另一个方向,由于各缸扭转作用力在内部互相抵消,表现为机体局部扭转,对整体振动产生的影响较小。由图 3f)可知,1.0+3n、2.0+3n($n=1,2,3,\dots$)阶次的第 1、6 缸作用力作用于同一个方向,第 2、3、4、5 缸作用力作用于另一个方向,表现为机体局部扭转较弱,且有轻微摆动。

2 试验分析及优化

2.1 试验内容

采用整机振动试验、模态试验、ODS 分析发动机主要振动频率、振动阶次及振动原因。试验系统主要设备有 Simcenter Testlab 2019.1 数据采集装置、A25 振动加速度传感器、A16 振动加速度传感器、086C01 冲击力锤。

整机振动试验时,分别于发动机 4 个支架位置、第 1 缸缸盖位置,第 6 缸缸盖位置(6 个测点)安装 A25 振动加速度传感器,发动机在外特征工况下,从怠速转速 600 r/min 开始,每 100 r/min 作为一个工况点,直至最高转速 2 100 r/min,测量发动机不同转速下的振动速度

$$v = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^6 v_{xi}/6\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^6 v_{yi}/6\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^6 v_{zi}/6\right)^2},$$

式中: i 为测点编号; v_{xi} 、 v_{yi} 、 v_{zi} 分别为各测点在 x 、 y 、 z 方向的振动速度,mm/s。

整机模态试验时,根据发动机外形在测试软件 Simcenter Testlab 中建立模型,在冷机状态的发动机上布置振动测点,采用 A16 振动加速度传感器采集测点振动数据,将振动数据采集通道与模型测点关联,按照模态试验要求,用力锤敲击各个测点附近,根据测试软件算法分析传感器测得的振动信号和力锤信号的关系,获取各测点的综合传递函数幅值曲线。

在发动机 4 个支架位置布置测点,采用 A25 振动加速度传感器采集发动机在外特性工况下,120 s 内由怠速转速 600 r/min 升至最高转速 2 100 r/min 时测点的振动数据,将振动数据采集通道与模型测点关联,并进行 ODS 分析,得到各测点的综合工作变形幅值曲线。

2.2 振动特性分析

发动机整机振动曲线及振动频谱如图 4 所示。由图 4a)可知:在转速为 1 700 r/min 时,整机振动速度出现峰值,为 71.0 mm/s;额定转速为 1 800 r/min 时,整机振动速度为 59.0 mm/s,超出 44.6 mm/s 的开发要求。由图 4b)可知:4.5 阶时振动能量较大,且振动频率为 128 Hz 时存在共振,是造成整机在 1 700 r/min 存在振动速度峰值的主要原因。

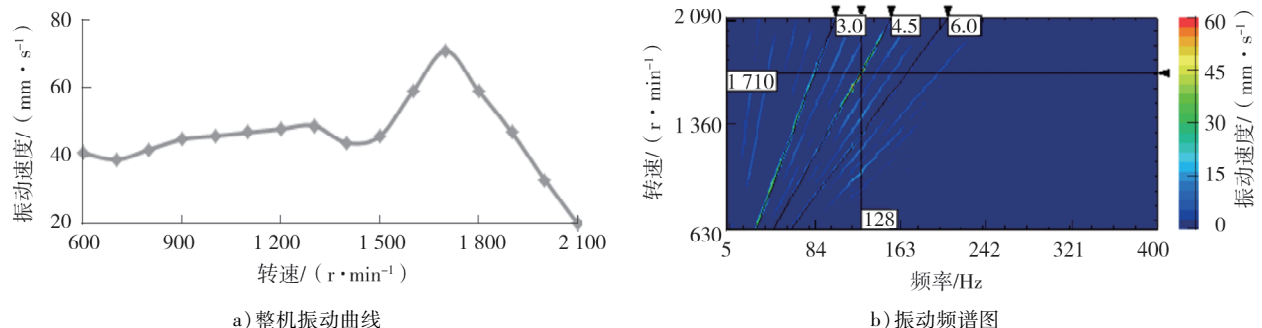


图 4 发动机整机振动曲线及振动频谱图

提取整机振动信号中不同阶次振动曲线及缸压激励曲线,如图5所示。

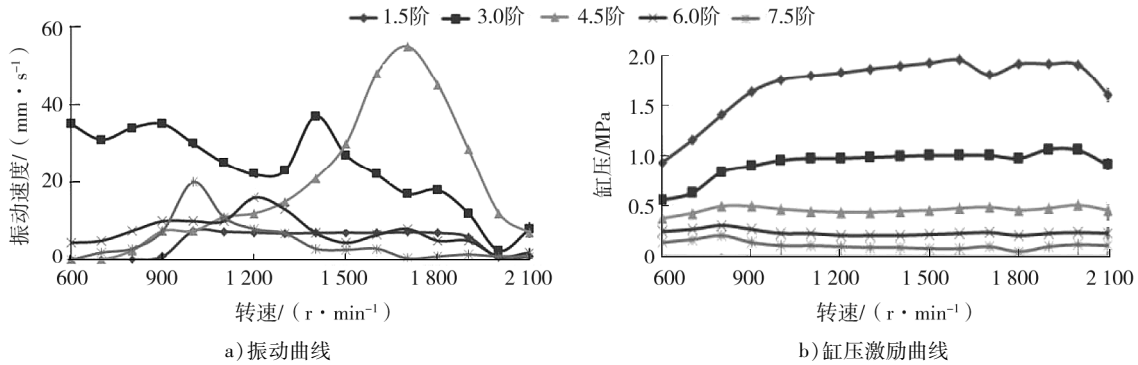


图5 整机振动信号中不同阶次振动曲线和缸压激励曲线

由图5a)可知,转速为1700 r/min时,4.5阶振动速度最大,各阶振动速度峰值从大到小依次为4.5阶、3.0阶、7.5阶、6.0阶、1.5阶。由图5b)可知,各阶缸压激励从大到小依次为1.5阶、3.0阶、4.5阶、6.0阶、7.5阶,且差异较大,缸压激励不是造成4.5阶振动速度大的原因。

提取发动机整机模态试验时的主要模态频率,并进行振型分析,结果如图6所示,图6b)中,x为曲轴轴向,灰线为模型静止状态,红线为变形状态。由图6a)可知,该发动机主要的模态频率为29、84、135 Hz。由图6b)可知,模态频率为135 Hz时发动机振型为整体扭转。

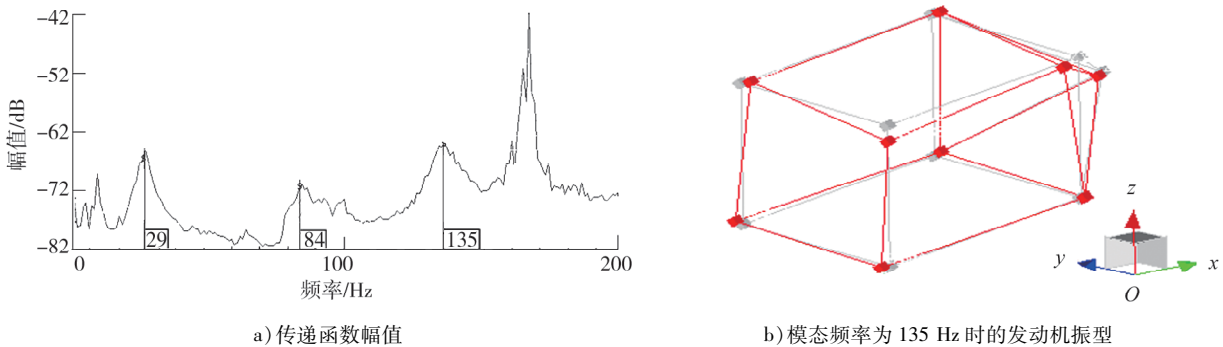


图6 发动机整机模态试验结果

ODS分析结果如图7所示。由图7a)可知,振动频率为128 Hz时发动机工作变形幅值最大。由图7b)可知,振动频率为128 Hz时发动机振型为整体扭转,且4个支架上的振幅均较大。由于振动频率128 Hz与模态频率135 Hz时均为整体扭转振型,说明发动机运行状态下共振频率128 Hz对应整机静止状态下模态频率135 Hz,由于发动机热机时刚度降低,因此ODS分析得到的整体扭转频率稍低于模态频率。

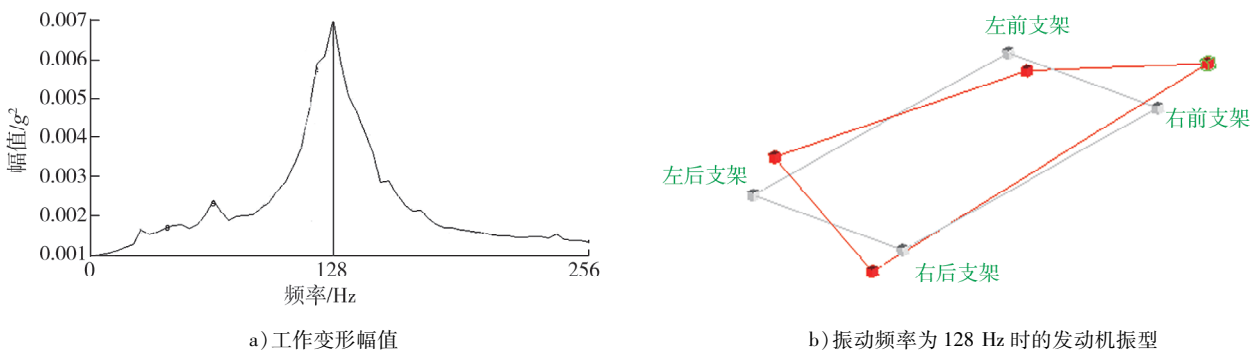


图7 ODS分析结果

2.3 优化及验证

经以上分析可知,4.5 阶和 7.5 阶振动速度较大是由于机体运行状态时,振动频率为 128 Hz 时为整体扭转振型,且 4.5 阶、7.5 阶为扭转激励,与发动机扭转模态耦合,产生强烈共振,导致发动机振动过大。发动机扭转频率较低,扭振刚度不足,引起整机振动恶化及其它失效风险^[15]。在 1~4 缸的轴承盖上安装加强板,提高机体扭转刚度。改进后的整机振动曲线、主要阶次振动曲线如图 8 所示。

由图 8a)可知:振动速度峰值由 71 mm/s 降低为 45 mm/s,降幅为 37%;额定转速 1 800 r/min 时,整机振动速度由 59 mm/s 下降为 41 mm/s,降幅为 30%,满足开发要求。由图 8b)可知:改进后 3.0 阶振动速度变化不大,4.5 阶振动速度明显减小。

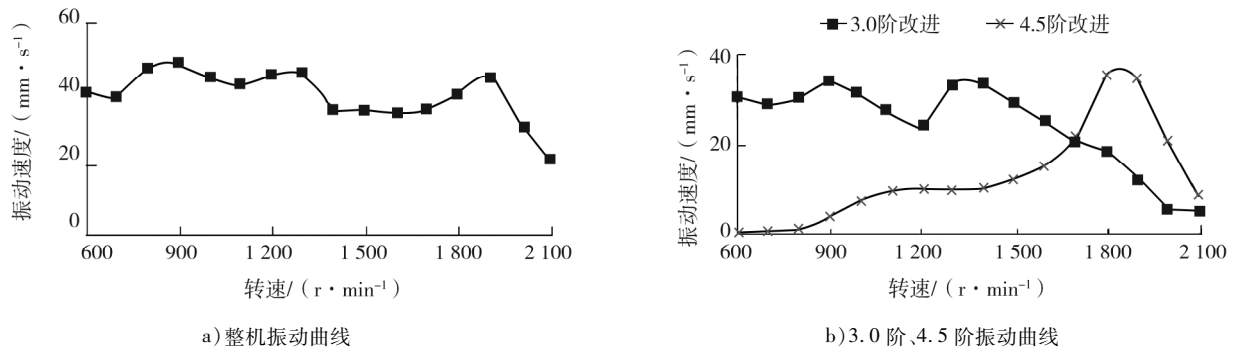


图 8 改进后整机振动曲线及主要阶次振动曲线

改进后发动机振动频谱图和 ODS 分析结果分别如图 9、10 所示。由图 9 可知:共振转速由 1 710 r/min 升高为 1 860 r/min,整机共振频率由 128 Hz 提高为 140 Hz。由图 10 可知:振动频率为 140 Hz 时振幅最大且发动机振型为整体扭转。由于同等阻尼下,振动频率越高,共振幅值越低,因此提高共振频率,能够有效地降低发动机振动幅值,减少整机振动。

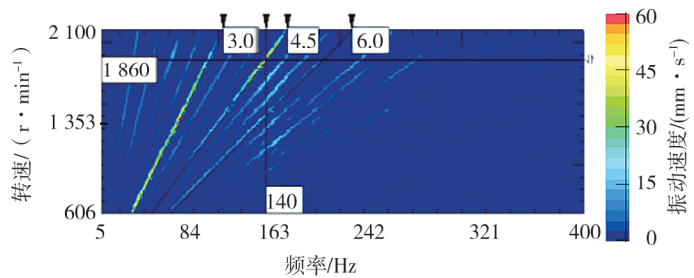
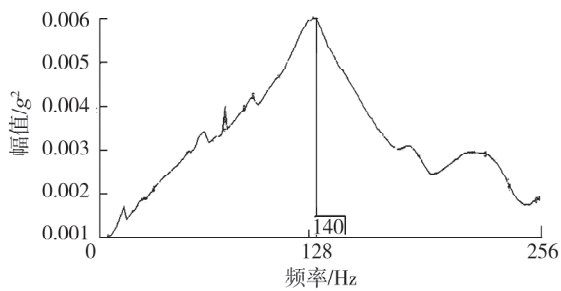
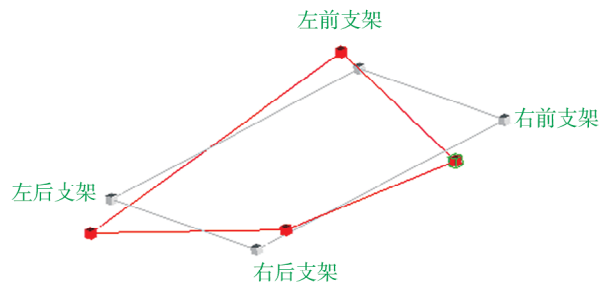


图 9 改进后发动机振动频谱图



a) 工作变形幅值



b) 振动频率为 140 Hz 时的发动机振型

图 10 改进后发动机 ODS 分析结果

3 结论

1) 由于多缸发动机各阶相位不同,各缸作用力合成后导致机体激励阶次作用形式不同,直列 6 缸发动机的 1.5 阶、4.5 阶、7.5 阶等半阶次激励对机体产生扭转振动,3.0 阶、6.0 阶、9.0 阶等主阶次激励对机体产生左、右摆动振动。

2) 采用整机模态测试和 ODS 分析推断该发动机振动异常的主要原因为发动机整机扭转共振频率较

低,为 128 Hz;4.5 阶的扭转激励与扭转模态耦合,导致整机振动过大。

3)在机体上安装加强板,整体扭转共振频率从 128 Hz 提升为 140 Hz,额定转速时整机振动速度为 41 mm/s,满足开发要求。

参考文献:

- [1] 庞剑, 谌刚, 何华. 汽车噪声与振动: 理论与应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2011.
- [2] KARIMAEI H, MEHRGOU M, CHAMANI H R. Optimisation of torsional vibration system for a heavy-duty inline six-cylinder diesel engine[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2019, 24(3): 642-656.
- [3] 王东亮, 尹新权, 杜遥. 柴油机曲轴扭振信号分析研究[J]. 汽车实用技术, 2018, 30(21): 86-88.
- [4] YILDIRIM D, TOSUN K, CALIK M, et al. Artificial intelligence techniques for the vibration, noise, and emission characteristics of a hydrogen-enriched diesel engine[J]. Taylor Journal, 2019, 40(5): 2194-2206.
- [5] WANG Y, CHENG Y. Vibration measurement for combustion phase evaluation in a CI engine[C]// Proceedings of 5th IFAC Conference on Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling. Changchun, China; IFAC, 2018: 821-826.
- [6] AHIRRAO N S, SBHOSLE P, NEHETE D V. Dynamics and vibration measurements in engines[J]. Procedia Manufacturing, 2018, 63(2): 434-439.
- [7] 孙黎明, 朱敬安, 陈洪涛. 曲轴系扭转振动对非道路柴油机 NVH 特性的影响研究[J]. 拖拉机与农用运输车, 2016, 43(1): 42-48.
- [8] MIROSLAW D, GRZEGORZ S. Diagnostics of the internal combustion engines operation by measurement of crankshaft instantaneous angular speed[J]. Journal of KONBiN, 2019, 49(4): 281-295.
- [9] 李亚南, 郝志勇, 郑旭. 扭振对轴承受力及整机噪声影响的研究[J]. 机电工程, 2017, 34(5): 443-449.
- [10] 黄森, 王森, 刘金榕. 某型汽车动力传动系扭振分析[J]. 汽车实用技术, 2019, 13(20): 34-36.
- [11] 杨国秀, 李文跃. 装载机动力传动系统扭振分析[J]. 建筑机械, 2019, 5(8): 54-58.
- [12] 郑昊天, 董飞莹, 顾俊杰, 等. 某型柴油机曲轴系的扭振性能分析[J]. 内燃机, 2019(5): 33-37.
- [13] 姚熊亮, 孙士丽, 陈玉. 高频动载轴承内油膜压力特性[J]. 机械工程学报, 2010, 46(17): 93-99.
- [14] 徐可鹏. 基于 MATLAB 的内燃机轴系扭转振动程序开发[D]. 大连: 大连理工大学, 2019.
- [15] ANAND P, SHIV R K, RAHUL V. Vibration analysis of functionally graded materials for cylinder liner used in agricultural engine part[J]. Open Agriculture, 2019, 10(24): 258-266.

Analysis and optimization of half order vibration for an inline 6-cylinder engine

CAO Jingming¹, TIAN Jinxin², ZHAI Xumao^{2,3}, SHI Baofan¹

1. Weifang Internal Combustion Engine Quality Inspection Center Co., Ltd., Weifang 261061, China;

2. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China; 3. State Key Laboratory of Engine Reliability, Weifang 261061, China

Abstract: In order to reduce the vibration speed and analyze the excitation characteristics of each order of an inline 6 cylinder engine, vibration tests, whole machine modal tests, operational deflection shapes analysis, structural optimization and experimental verification are carried out. The results show that the torsional modal frequency of the engine is relatively low and coupled with a 4.5 order torsional excitation, resulting in torsional resonance of the engine body and excessive vibration speed, which could not meet the development requirements. Increasing the body reinforcement plate could increase the torsional modal frequency, reduce the overall vibration speed, and meet development requirements.

Keywords: main order; half order; vibration; torsion modal

(责任编辑: 臧发业)