

减振与降噪

某柴油机发电机组隔振系统设计

王臣臣¹, 胡新欢¹, 李保儒¹, 吴贞明²

(1. 中船动力有限公司, 江苏 镇江 212000; 2. 哈尔滨工程大学, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要: 为优化设计某柴油机发电机组的隔振系统, 首先构建该发电机组整体三维模型, 然后分别通过动力学及有限元方法计算该隔振系统下机组的固有频率及振型; 并在此基础上提取机组在各扰动激励下的振动响应特性; 并对船舶航行过程中该隔振系统下机组的稳定性进行校核; 最后通过机组台架试验, 对该发电机组进行振动测试, 分析该型发电机组的振速烈度级, 评价该隔振系统实际隔振效果。

关键词: 隔振系统; 柴油机发电机组; 设计; 测试

中图分类号: TH703.63 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2016)05-0033-06

Design of Vibration Isolation System for Diesel Genset

Wang Chenchen¹, Hu Xinhuan¹, Li Baoru¹, Wu Zhenming²

(1. CSSC Marine Power Co., Ltd., Jiangsu Zhenjiang 212000;

2. Harbin Engineering University, Heilongjiang Harbin 150001)

Abstract: To realize optimum design of certain diesel genset's isolation system, the 3D model of the genset was constructed first, and the natural frequency and vibration mode of the genset matching with this vibration isolation system was calculated using the dynamics formula and finite element method respectively. Based on which, the vibration response characteristics of the generator set was extracted under different disturbance excitation. And the stability of the unit with the vibration isolation system was checked in the navigation condition. Finally, the vibration intensity level was confirmed by vibration bench test to evaluate the actual effect of the vibration isolation system.

Key words: vibration isolation system; diesel genset; design; test

0 引 言

柴油机作为往复式机械, 运转过程中或多或少地存在周期性扰动力, 特别是缸数不多的柴油机, 其运转的不平衡性加剧了机组的振动。振动不仅会降低机组的可靠性及寿命, 同时会引起一定的结构噪声, 影响船舶航行的舒适性。如此对主机和发电机组的隔振提出了更高的要求。本文对某 5 缸船用柴油机发电机组的隔振系统进行优化设计, 并通过台架试验进行振动实测, 分析该型柴油发电机组

的振速烈度级, 并评价隔振系统实际隔振效果; 总结机组隔振系统设计的流程及要点, 寻求改善机组振动的方法。

1 机组三维模型建立

利用 Pro/E 软件建立该柴油机发电机组的三维实体模型, 如图 1 所示。忽略一些质量较小的部件, 保证较大部件的外形尺寸、质量对应。目前, 柴油机发电机组隔振多采用整体隔振, 即将柴油机和发电机一起刚性地安装在一个刚度较大的公共底

收稿日期: 2016-03-28

作者简介: 王臣臣(1989-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为动力机械减振降噪, E-mail: xiaochen-2407@163.com。

座上,然后在底座与基座间加装弹性支撑进行隔振。因此,公共底座须按照图纸精确建模,最后调整模型,保证整机重心与实际对应。柴油机发电机组主要参数如表 1 所示。

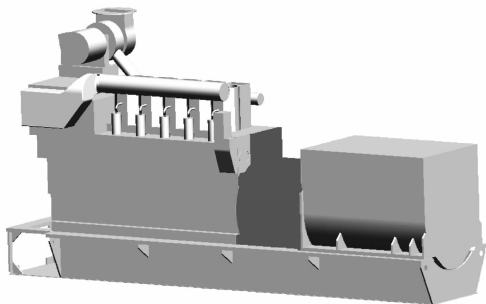


图 1 柴油机发电机组三维简化模型

表 1 柴油机发电机组主要参数

参数	柴油机		发电机			
功率/kW	1 000		950			
转速/(r·min ⁻¹)	1 000		1 000			
净重/t	14.2		5.9			
发火顺序	1-2-4-5-3					
机组总重/t	23.76					
机组重心/mm	X		Y		Z	
	1 594		1 185		0	
转动惯量/ (kg·m ²)	I _{xx}	I _{yy}	I _{zz}	I _{xy}	I _{xz}	I _{yz}
	11 189	70 200	76 235	8 195	0	0

2 扰动力分析

引起柴油机振动的主要激励有:往复惯性力及惯性力矩、回转离心力及离心力矩、以及颠覆力矩的不平衡简谐分量。而对于 5 缸柴油机,其往复惯性力、离心力理论上是平衡的,但存在一次、二次往复惯性力矩和颠覆不平衡力矩,因此 5 缸机的振动相较其他多缸机的振动要大。

一次往复惯性力矩为:

$$\sum M_{j1} = 0.499 m_j R \omega^2 L_0 \quad (1)$$

二次往复惯性力矩为:

$$\sum M_{j2} = 4.98 \lambda M_j R (2\omega)^2 L_0 \quad (2)$$

颠覆力矩的不平衡分量为:

$$\sum p_n = \sum p_{np} \cdot \sin(n\alpha + \varepsilon_n) AR \quad (3)$$

式中: n 为不平衡谐次,即主谐次(通常是曲柄数目的倍数); p_{np} 为简谐分析中由气体压力所引起的第 n 次切向压力; p_{nw} 为简谐分析中由往复惯性力所引起的第 n 次切向压力; A 为活塞面积; R 为曲柄半径; ε_n 为第 n 次简谐扭矩的初始相位角。

通过查询手册,取劳式简谐系数,得到该 5 缸

机组的主要扰动力矩,如表 2 所示。

表 2 机组的主要扰动力矩

谐次	频率/Hz	扰动力矩/(N · m)
1 次	16.67	15 720
1 次	16.67	370
2 次	33.33	38 870
2.5 次	41.67	25 480
5 次	83.33	8 740
7.5 次	125	1 950

3 隔振器的选型及布置

隔振系统固有频率的选择应根据设计要求满足一定的减振度。由隔振效率公式(4)可知,只有当激励与隔振系统频率比大于 $\sqrt{2}$,系统才能达到隔振的目的。且随着频率比的增大,隔振效果会越来越好,但频率比过大,会导致隔振器的设计较“软”,静挠度会很大,装置的稳定性变差。

$$I = \frac{\left(\frac{f}{f_n}\right)^2 - 2}{\left(\frac{f}{f_n}\right)^2 - 1} \times 100\% \quad (4)$$

式中: I 为减振度; f 为激励频率; f_n 为隔振系统频率。

对于该 5 缸柴油机发电机组隔振系统设计,为了达到良好的隔振效果,要求减振度 $I \geq 80\%$,即 $f/f_n \geq 2.5$ 。如此,得出一次扰动下隔振系统的固有频率 f_n 为:

$$f_n = \frac{1}{2.5} \times \frac{1\,000}{60} = 6.67 \text{ Hz} \quad (5)$$

从而得到所要求的隔振系统的垂向刚度 K_{yy} 为:

$$K_{yy} = m\omega_n^2 = 23.76 \times \left(\frac{2\pi \times 1\,000}{2.5 \times 60}\right)^2 = 41\,689.2 \text{ (kN} \cdot \text{m}^{-1}) \quad (6)$$

采用同一型号的隔振器,根据计算得出的每只隔振器的静载、垂向刚度以及其他因素,进行隔振器型号试选。最终选择 8 个 Rubber design 公司生产的型号为 RD314,邵氏硬度为 50° 的隔振器。该隔振器的技术参数如表 3 所示。

在平置式隔振器布置中,选用同一型号隔振器,为了消除耦合振动常采用的方法是将隔振器成对对称布置,或使其相对于重心位置的坐标的正、负数值之和为零或接近零,这样就消除了完全耦合,得到单独的垂向振动、单独的平摇振动以及纵向-纵摇和横向-横摇两组二联耦合振动型式。综合考虑各因素后,该机组隔振器布置方案如表 4

所示。

表 3 隔振器技术参数

型号	刚度比	静刚度/ (kN · m ⁻¹)		
RD314	1.44	K_{xx}	K_{yy}	K_{zz}
		6 010	3 840	6 010

表 4 隔振器布置方案

隔振器编号	X/mm	Y/mm	Z/mm
1	-2 028	-700	640
2	-2 028	-700	-640
3	-803	-700	640
4	-803	-700	-640
5	572	-700	640
6	572	-700	-640
7	2 272	-700	640
8	2 272	-700	-640
Σ	13	-700	0

4 机组振动特性分析

4.1 模态分析

分别采用动力学相关公式和有限元方法计算机组在该隔振系统下的固有频率及振型，如表 5 所示。在有限元计算中，用三个方向的弹簧单元模拟隔振器，弹簧刚度即隔振器的动刚度。由表 5 可知，动力学公式计算结果与有限元法计算结果非常相近，所以求解机组的固有频率时，完全可以将系统视为刚体，计算简单且精度也较高。

表 5 机组隔振系统下的固有频率

振动方向	符号	固有频率/Hz		偏差
		公式法	有限元法	
垂向	f_3	6.87	6.86	0.1%
纵向-纵摇	f_1	9.63	9.62	0.1%
	f_5	5.47	5.47	0
平摇	f_6	8.61	8.57	0.4%
横向-横摇	f_2	4.17	4.15	0.5%
	f_4	13.2	13.8	4.5%

利用公式 (4) 计算得到隔振系统对于一次、二次扰动的垂向减振度分别为 80% 与 95.6%，表明隔振系统设计满足要求。同时根据该机组固有频率及扰动绘制机组临界转速图，如图 2 所示。由图可知，机组主要共振转速大都在稳定转速以下，机组额定转速运行完全避开了主要共振区。

4.2 振动响应分析

利用模态叠加法分别提取机组在 1 ~ 50 Hz 频率段各扰动激励下的振动响应。选择的机组 5 个振

动测点位置如图 3 所示。

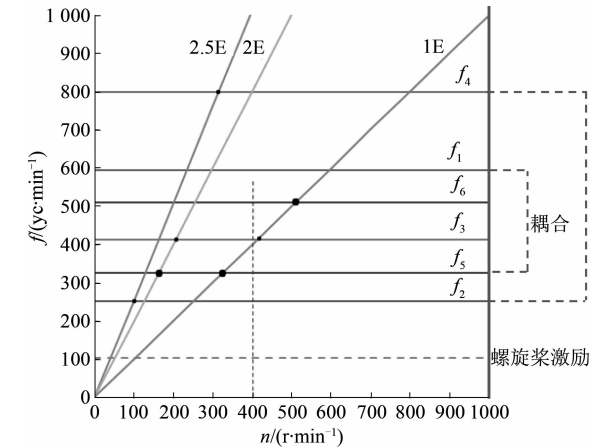


图 2 机组临界转速图

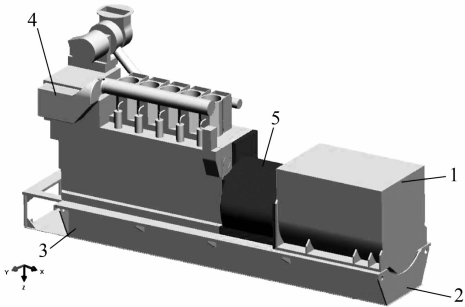


图 3 测点位置示意

一次往复惯性力矩下，5 个测点处三个方向的幅频曲线如图 4 所示。 Y 向即横向幅值很小， X 向（纵向）、 Z 向（垂向）在固有频率点 5.47 Hz、9.62 Hz 附近发生共振，形成一段波峰，其他频率段幅值相对较小，且在 5.47 Hz 附近，机组共振更剧烈。由图 4 (a) 可知，在 5.47 Hz 附近测点 1、4、5 的振动幅值较大，表明此频率段机组上方 X 方向的振动会较大。而在 9.62 Hz 附近，机组下方测点 2、3 的振幅相对较大。 Z 向测点频响曲线如图 4 (c) 所示，机组两端测点 1、2、3、4 的振幅较大，中间飞轮罩壳上测点 5 振动较小。

机组在一次往复惯性力矩作用下，产生纵向-纵摇振动，机组两端振幅相对较大。提取机组额定转速时的振动响应如图 5 所示。最大振幅为 84.03 μm ，位置出现在发电机右端底脚处，同时左端滑油冷却器等附件支撑面板处振幅也较大。

一次平摇力矩仅为 370 (N · m)，激励相对较小，因此机组的响应也不大。二次往复惯性力矩下机组的振动形式与一次惯性力矩一致，同为纵向-纵摇振动，共振点也是在 5.47 Hz、9.62 Hz 附近，且共振点振幅约为一次往复惯性力矩下的 2.5 倍。

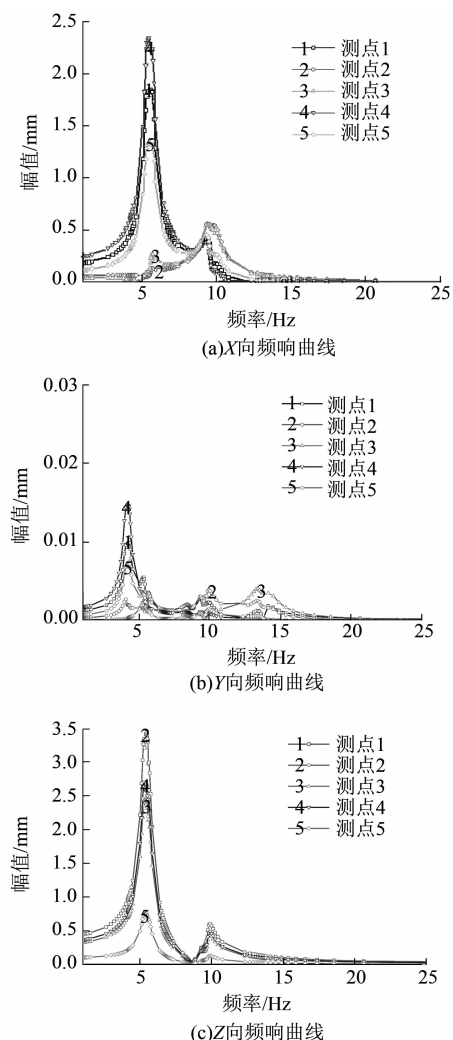


图4 一次往复惯性力矩下 X、Y、Z 向频响曲线

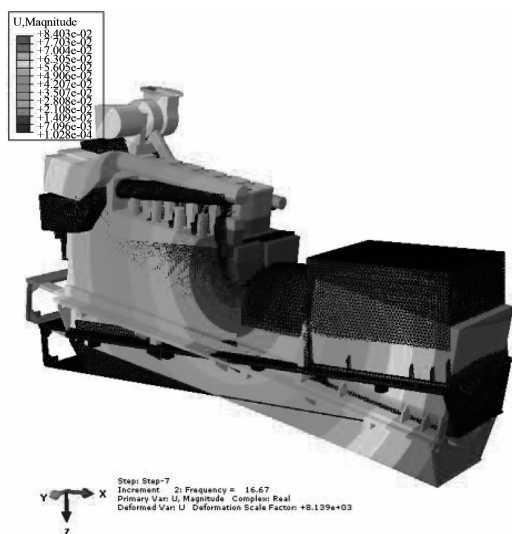


图5 一次往复惯性力矩下机组振动响应

2.5 次颠覆力矩下机组的振动主要表现在 Y 向和 Z 向, Y 向振动更强烈, X 向振幅较小, 如图 6 所示。在固有频率点 4.15、13.2 Hz 附近发生共振, 峰值明显, 其他频率段幅值相对较小, 且在

4.15 Hz 附近机组共振更明显。在该频段, 观察 Y 向振动发现: 机组上方测点 1、4、5 幅值较大; 而对于 Z 向振动, 柴油机端测点 3、4、5 振幅较大, 电机端测点 1、2 幅值较小。

机组在 2.5 次颠覆力矩作用下, 产生横向-横摇振动, 机组上端振动相对较大。额定转速时的振动响应如图 7 所示, 最大振幅出现在增压器上, 振幅值为 $97.8 \mu\text{m}$ 。

综上, 机组振动主要由一次往复惯性力矩、二次往复惯性力矩及 2.5 次颠覆力矩引起。一次、二次往复惯性力矩引起机组纵向-纵摇振动, 振幅由中间向两端增大, 电机端与自由端端部振动幅度较大, 最大振幅分别为 $84.03 \mu\text{m}$ 与 $52.09 \mu\text{m}$; 机组在颠覆力矩下产生横向-横摇振动, 最大振幅出现在增压器上, 幅值为 $97.88 \mu\text{m}$; 机组在各扰动激励下的振幅都不大。

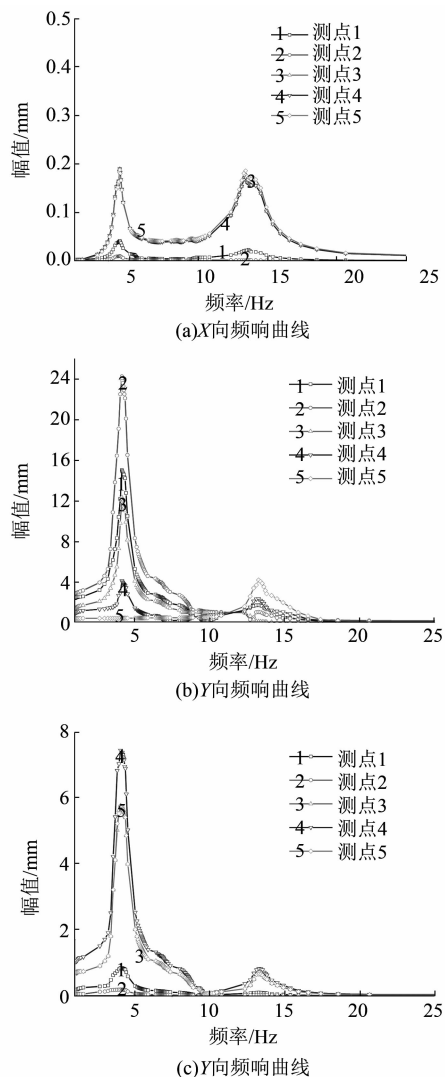


图6 2.5 次颠覆力矩下 Z 向频响曲线

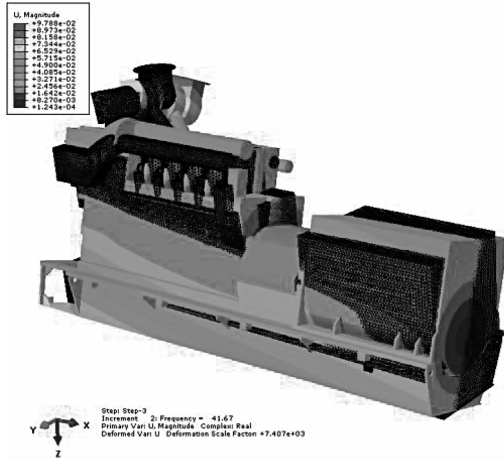


图 7 2.5 次颠覆力矩下机组振动响应

5 机组稳定性校核

对于船用柴油机发电机组隔振设计，须对柴油机在起动、停车过程中以及船舶横倾、纵倾一定角度时，隔振系统下机组的稳定性进行校核。计算得到柴油机起动、停车过程中，隔振器变形量如表 6 所示，这里以 1 号、2 号隔振器为例。

表 6 开机、停车过程隔振器三个方向的变形量

隔振器编号	x/mm	y/mm	z/mm
1	0	0.373	0.005
2	0	-0.373	0.005

船舶横倾 40° 范围内隔振器的变形量如表 7 所示。

表 7 船舶横倾 40° 范围内隔振器的最大变形量

倾角/ (°)	1 号隔振器变形量/mm			2 号隔振器变形量/mm		
	x	y	z	x	y	z
5	0	-0.54	0.35	0	0.575	0.35
10	1e-4	-1.02	0.69	-2e-4	1.19	0.69
15	2e-4	-1.46	1.03	-3e-4	1.83	1.03
20	3e-4	-1.85	1.35	-4e-4	2.50	1.36
25	4e-4	-2.18	1.67	-5e-4	3.20	1.68
30	5e-4	-2.46	1.98	-6e-4	3.90	1.98
35	7e-4	-2.68	2.27	-7e-4	4.63	2.27
40	8e-4	-2.83	2.54	-8e-4	5.36	2.55

船舶纵倾 12° 范围内，隔振器的变形量如表 8 所示。

由表 6、7、8 中数据可知：在柴油机起动、停车过程中及船舶横倾、纵倾不同角度下，隔振器的变形量都在极限值范围内，机组稳定性良好。

6 试验测试

为验证所设计的隔振系统的减振效果，本文对

该隔振器系统下柴油发电机组进行了振动测试，通过与柴油机组振动烈度的对比，对隔振系统的隔振性能进行评价。

表 8 船舶纵倾 12° 范围内隔振器的最大变形量

倾角/ (°)	1 号隔振器变形量/mm			2 号隔振器变形量/mm		
	x	y	z	x	y	z
5	0.31	0.29	0	0.31	0.27	0
6	0.37	0.35	0	0.37	0.34	0
7	0.43	0.42	0	0.43	0.40	0
8	0.49	0.48	0	0.49	0.46	0
9	0.55	0.55	0	0.55	0.53	0
10	0.61	0.62	0	0.62	0.59	0
11	0.67	0.69	0	0.67	0.66	0
12	0.73	0.76	0	0.74	0.73	0

根据 GB 与 GJB 的规定：柴油机组无论是刚性安装还是弹性安装，一般以振动落差级作为评价各类隔振系统隔振效果的指标。柴油机组各测点的振动烈度级一般取该测点的振动位移、振动速度以及振动加速度均方根的最大值，实际中一般取振动速度均方根作为柴油机振动烈度级来评价柴油机组的振动。

该柴油发电机组为弹性安装，根据船规：该新交付使用的柴油机组的振动应在 A/B 级。为验证柴油发电机组是否满足振动标准，本文分别在柴油发电机组 0%、25%、50%、75%、100% 及 110% 负荷工况下进行振动测试。测点位置见图 8，各测点平均振速随负荷变化曲线见图 9，各测点总振速随负荷的变化曲线见图 10。

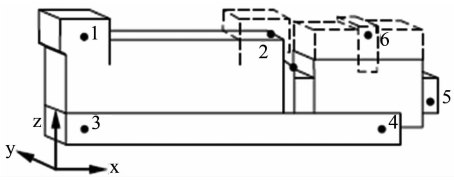


图 8 柴油发电机组振动测点布置

由图 9、图 10 可知：各测点的振速及总振速均遵循随负荷增加而递增的原则。

根据造机厂企业标准，该柴油发电机组各测点的振速上限为 24 ($\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$)。由图 9 可知，测试的最大振速低于该限制值，同时各测点的平均振速与振速上限值相比小很多，满足企业标准要求。在全负荷状态，该柴油发电机组测试的最大总振速为 22.4 ($\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$)，根据国标对柴油机的振动分类和评级标准，该柴油发电机组的振动烈度为 28 级，振动分类为 A/B 级，机组振动情况良好，证明该柴油发电机组的隔振系统设计是成功的。

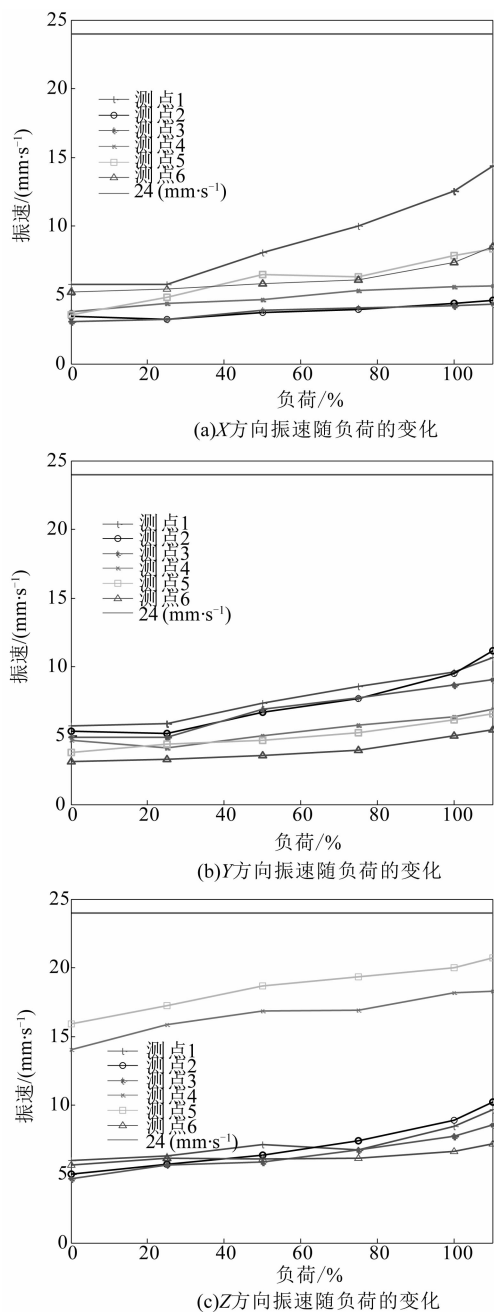


图9 各测点平均振速随负荷的变化曲线

7 结 论

本文以某船用5L21/31柴油发电机组为研究对象,对引起5缸机振动的扰动激励进行分析,并优化设计了机组隔振系统。分别采用解析法和有限元方法对机组的振动特性进行仿真分析,同时对机组

在船舶航行过程中的稳定性进行校核。仿真结果表明:该机组采用文中设计的隔振系统,能够避开主要共振区,且各干扰激励下的振动响应均在标准要求内,满足隔振要求。同时,该弹性安装机组在船舶航行中的稳定性也很好。

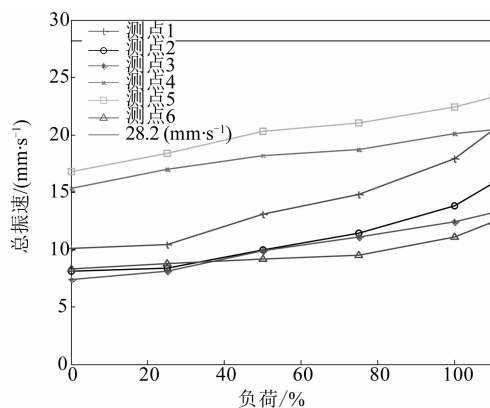


图10 总振速随负荷的变化曲线

为验证该5缸船用柴油机发电机组隔振系统的实际隔振效果,对实际机组进行了振动测试。测试结果显示:考察的各测点的振速均满足标准,证明该柴油发电机组的隔振系统设计是成功的。

通过该5缸柴油机发电机组隔振系统的优化设计,阐述了隔振系统设计的一般流程如下:首先确定柴油机隔振系统物理参数及激励,然后对隔振器的数目、型号及布置方案进行初选,合理优化后对隔振系统的性能进行评价,最终确定隔振系统设计方案。

参考文献

- [1] 严济宽. 机械振动隔离技术 [M]. 上海: 上海科学技术文献出版社, 1986.
- [2] 陆殿健, 郁其祥. 498 柴油机隔振系统设计及试验研究 [J]. 内燃机工程, 2004, 25 (6): 60-65.
- [3] 潘延亮. 发动机隔振系统优化设计研究 [D]. 成都: 西南交通大学, 2012.
- [4] 王宇. 船舶汽轮发电机组浮筏隔振系统建模及振动 [J]. 海军工程大学学报, 2011, 23 (6): 57-61.
- [5] 中国国家标准化管理委员会. 往复式内燃机驱动的交流发电机组第9部分 机械振动的测量和评价: GB/T 2820.9-2002 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2002.