

减振与降噪

船舶发动机隔振系统的隔振参数优化

王 瑞, 朱汉华, 张喜胜, 陈志坚

(武汉理工大学, 湖北 武汉 430063)

摘 要: 利用 VB 开发的柴油机单层隔振系统隔振参数优化软件, 以振动理论为基础, 采用柴油机隔振参数对比优化的方法, 计算柴油机离心力、简谐颠覆力矩、固有频率和振幅, 通过柴油机的共振频率和振幅的计算比较, 分析不同隔振器的隔振效果, 选择隔振效果最优的方案。研究表明: 柴油机隔振参数对比优化的方法, 能够避免单一型号隔振器在柴油机隔振优化时, 隔振参数优化效果没有其他隔振器好的错误; 可使柴油机的减振效果最优化, 且优化计算的时间短、效率高。

关键词: 柴油机; 隔振系统; VB 软件; 优化

中图分类号: TK427⁺. 127 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2015)06-0028-05

Optimization of Vibration Isolation Parameters of Marine Engine Vibration Isolation System

Wang Rui, Zhu Hanhua, Zhang Xisheng, Chen Zhijian

(Wuhan University of Technology, Hubei Wuhan 430063)

Abstract: VB was adopted to develop the software for the optimization of single layer vibration isolation system parameters of diesel engines, based on vibration theory, using the method of diesel engine vibration isolation parameters comparison optimization, the diesel engine centrifugal force, harmonic overturning moment, natural frequency and amplitude were calculated, through the resonance frequency and the amplitude comparison, vibration isolation effects of different isolators were studied, and hence the best vibration isolation programme was selected. The research results show that, the parameters comparison and optimization method of vibration isolation of diesel engine could be used to avoid the problem that when using a single type vibration isolator, the optimization effect is worse than the ones of other vibration isolators, thus ensures the best optimization of vibration isolation, and achieves quick calculation and high efficiency.

Key words: diesel engine; vibration isolation system; VB software; optimization

0 引 言

船舶柴油机由于其动力性好、工作可靠性高及使用成本低等优点, 广泛应用于民用船舶和军舰^[1]。但由于发动机隔振器的选择和布置不当等原因引发的振动, 会迫使船舶部分系统设备振动^[2], 导致机械破坏。因此, 必须使隔振系统最优化^[3]。致力于发展柴油机隔振系统, 减少振动

和噪声传输给其他设备是柴油机技术发展的一项重要课题^[4]。

目前的隔振技术在对船舶柴油机隔振系统的隔振参数进行优化时, 往往针对单一型号隔振器, 而不考虑其他隔振器的隔振效果^[5,6]。本文采用对比优化的方法, 以便选择最适合某种船舶柴油机隔振优化的隔振器。

根据柴油机计算模型进行隔振器的刚度和固有

收稿日期: 2015-03-12

作者简介: 王瑞(1989-), 男, 研究生, 主要研究方向为船舶轴系振动与较中, E-mail: 1848237023@qq.com。

频率以及柴油机的传递力和振幅的计算; 然后进行隔振的稳定性效验, 检验隔振器是否合格; 再根据柴油机一次和二次扰动的振幅大小, 进行隔振器隔振效果对比, 从而选择最优隔振器。

1 计算模型

计算模型以机组重心为坐标原点, 机组理论中心线为 Y 轴, 正向指向船首, 过原点垂直 Y 轴向上为 X 轴正向。根据右手法则, Z 轴方向为垂直纸面向外。 M 代表各个力的弯矩, 一般取与 X 轴同向为正, 顺时针方向为正。如图 1 所示为力矩作用简图。

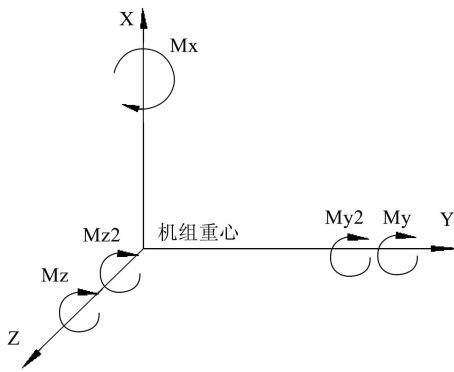


图 1 力矩作用简图

根据计算模型计算隔振器的刚度和固有频率及柴油机的传递力和力矩。

1.1 一次不平衡离心力和力矩

用单缸不平衡回转重量的 1% 来估算整台机器的离心力^[7], 即:

$$F_d = \frac{w\omega^2 R}{100g} \quad (1)$$

式中: R 为曲柄半径, cm; w 为单缸不平衡回转重量, N; F_d 为作用在柴油机上, 引起柴油机横向、垂向、平摇、纵摇方向振动的一次不平衡离心力。现将各方向的力和力矩的公式表示如下:

垂向力:

$$F_x = F_d \sin(\omega t + \varphi) \quad (2)$$

横向力:

$$F_z = F_d \cos(\omega t + \varphi) \quad (3)$$

纵摇力矩:

$$M_z = M_{z0} \sin(\omega t + \theta) \quad (4)$$

平摇力矩:

$$M_x = M_{x0} \sin(\omega t + \theta) \quad (5)$$

横摇力矩:

$$M_y = M_{y0} \sin(\omega t + \varepsilon) \quad (6)$$

根据一次不平衡离心力计算二次主简谐颠覆

力矩。

1.2 二次主简谐颠覆力矩

六缸、四冲程柴油机的二次主简谐颠覆力矩计算公式为:

$$P_i = (K_1 y H_i) / (zsAN) \quad (7)$$

式中: K_1 为作用系数; H_i 为指示功率, HP; z 为柴油机气缸数; s 为柴油机行程, cm; A 为柴油机活塞面积, cm²; N 为相当于指示功率下的转速, (r · min⁻¹); y 为冲程数, 对二冲程来说 $y = 1$, 对四冲程来说 $y = 2$ 。

1.3 隔振器的选择及布置

进行隔振器优化效果比较之前, 必须确定隔振器的布置位置, 位置确定后才能进行柴油机的固有频率和振幅的计算, 然后进行隔振器隔振效果的效验。

减振率的计算公式为:

$$I = ((f/f_n) - 2) / ((f/f_n) - 1) \times 100\% \quad (8)$$

为了达到良好的隔振效果, 减振率必须满足以下条件: $I \geq 80\%$ 。

隔振器的布置采用对称于坐标面的方式, 以确保垂直振动的独立。弹性支承的垂向刚度公式为:

$$K_{xx} = m\omega_n^2 \quad (9)$$

式中: $m = \frac{W}{g}$

1.4 固有频率计算

当隔振器采取对称平直式布置时, 单独的垂向振动固有频率计算公式为:

$$\omega_{nx}^2 = \frac{K_{xx}}{m} = \frac{\sum K_x}{m} \quad (10)$$

式中: K_x 为隔振器的刚度值。

纵向—纵摇耦合振动固有频率的计算公式为:

$$\omega_{nyr}^2 = \frac{1}{2} [(\omega_{ny}^2 + \omega_{nr}^2) \pm \sqrt{(\omega_{ny}^2 - \omega_{nr}^2)^2 + 4K_{yr}^2 / (mJ_z)}] \quad (11)$$

式中: $\omega_{ny}^2 = \frac{K_{yy}}{m} = \frac{\sum K_y}{m}$

单独的平摇固有频率为:

$$\omega_{n\phi}^2 = \frac{1}{2} [(\omega_{nz}^2 + \omega_{\eta\phi}^2) \pm \sqrt{(\omega_{nz}^2 - \omega_{\eta\phi}^2)^2 + 4K_{\phi}^2 / (mJ_y)}] \quad (12)$$

式中: $\omega_{nz}^2 = \frac{K_{zz}}{m} = \frac{\sum K_z}{m}$

通过上述公式可算出各项固有频率。

1.5 振幅的计算

由于平摇振动和垂向振动是独立的, 纵向—纵

摇和横向—横摇是耦合振动, 振幅由以下公式来计算。

$$\text{垂向: } x_0 = \frac{F_{x0}}{K_{xx}} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nx}}\right)^2} \quad (13)$$

$$\text{平摇: } \alpha_0 = \frac{M_{x0}}{K_{\alpha\alpha}} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\alpha}}\right)^2} \quad (14)$$

纵向—纵摇:

$$y_0 = \frac{(\omega_{nr}^2 - \omega^2) \frac{F_{y0}}{m} - \frac{K_{yr}}{m} \cdot \frac{M_{z0}}{J_z}}{(\omega^2 - \omega_{nyr1}^2)(\omega^2 - \omega_{nyr2}^2)} \quad (15)$$

$$r_0 = \frac{(\omega_{ny}^2 - \omega^2) \frac{F_{z0}}{J_z} - \frac{K_{yr}}{m} \cdot \frac{F_{y0}}{J_z}}{(\omega^2 - \omega_{nyr1}^2)(\omega^2 - \omega_{nyr2}^2)} \quad (16)$$

横向—横摇:

$$z_0 = \frac{(\omega_{n\beta}^2 - \omega^2) \frac{F_{z0}}{m} - \frac{K_{z\beta}}{m} \cdot \frac{M_{y0}}{J_y}}{(\omega^2 - \omega_{nz\beta1}^2)(\omega^2 - \omega_{nz\beta2}^2)} \quad (17)$$

$$\beta_0 = \frac{(\omega_{nz}^2 - \omega^2) \frac{M_{y0}}{J_y} - \frac{K_{z\beta}}{m} \cdot \frac{M_{z0}}{J_z}}{(\omega^2 - \omega_{nz\beta1}^2)(\omega^2 - \omega_{nz\beta2}^2)} \quad (18)$$

2 程序的开发

应用 VB 程序开发发动机隔振系统数值优化软件。隔振参数优化流程如图 2 所示。

隔振系统数值优化是以系统传递力和振幅最小为目标, 以隔振器刚度和布置位置为变量^[1]。将柴油机参数导入程序中, 选择好隔振器型号后, 程序经过隔振器刚度、固有频率、临界转速、系统的传递力和振幅的计算, 检查系统的稳定性是否最优化, 如果最优化, 程序会输出隔振方案, 如果不是最优化, 程序会返回, 继续选择隔振器, 直到输出隔振方案为止。

3 实例计算分析

以 CAT 3512B 柴油机为研究对象, 采用单层 6 个隔振器支撑方式, 运用开发的优化软件对系统的固有特性及振动响应特性进行设计计算。

CAT 3512B 柴油机基本参数见表 1。

CAT 3512B 柴油机模型如图 3, 右侧为柴油机的自由端, 模型图分别为左视图和主视图, 柴油机的重心坐标为 (4, 71, 0.5) (cm)。坐标为 O-XYZ, 发动机离地面的实际重心是 525.6 cm。01-01 为柴油机后视图的主轴线、02-02 为柴油机的曲轴中心线、03-03 为柴油机的缸体后端面中心线。

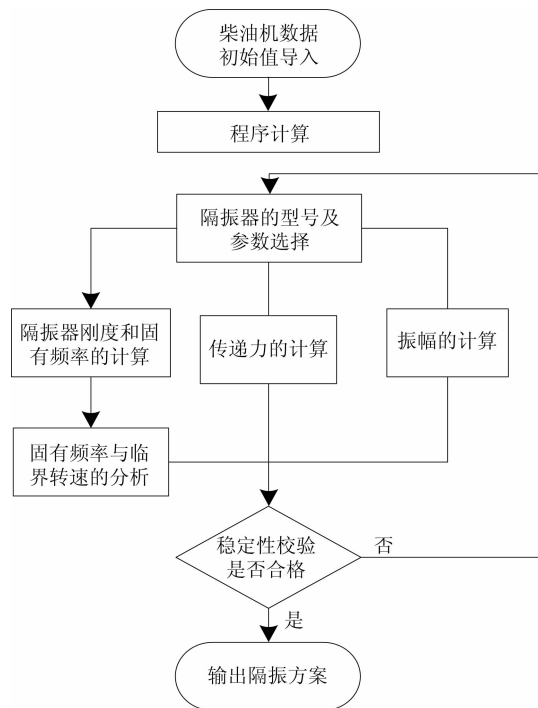


图 2 发动机隔振系统数值优化流程

表 1 CAT3512B 柴油机基本参数

形式	直列, 六缸
气缸直径/mm	170
活塞行程/mm	790
额定功率/kW	1 500
额定转速/(r · min ⁻¹)	1 800
最低稳定转速/(r · min ⁻¹)	600
外形尺寸(长 × 宽 × 高)/mm × mm × mm	3 053 × 1 992 × 1 770

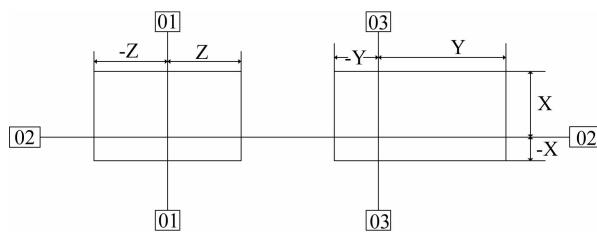


图 3 柴油机模型图

图 4 为扰动频谱示意图。在轴上部的为柴油机内部扰动, 下部的为柴油机外部扰动。该柴油机的扰动频带很宽, 振源是柴油机, 其中以二次扰动最为严重, 它比一次扰动在幅值上大很多。因此, 为减小发动机的振动对机车的传递力, 应主要解决二次扰动的隔离问题。在可供选择的弹性支承的固有频率范围, 按照 $f_n \leq f/2^{1/2}$ 的原则对隔振器进行数值优化。

3.1 隔振器的选择与布置

隔振器的布置采用对称的形式, 即对称于 xoy 及 xoz 两个平面, 可供选择的隔振器参数如表 2 所示。

表 2 隔振器参数

方案	隔振器个数/个	隔振器静载荷/kg	垂向动刚度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$)	型号	额定载荷/kg	动刚度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$)		
						K_x	K_y	K_z
1	6	268	10.79	JG-4	270	5.02	28.56	28.56
2	6	268	10.79	JG ₃ -8	605	8.58	48.90	48.90
3	6	1 057	56.16	CEM-III-01	2 551	31.88	181.37	181.37

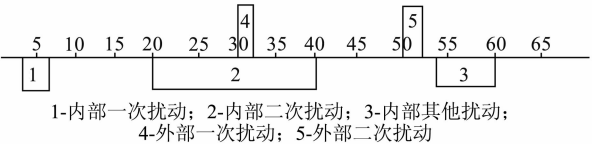


图 4 扰动频谱分布示意图

柴油机隔振器采用对称布置形式，优化效果比非对称布置形式要好。

3.2 弹性支承的各向固有频率和刚度计算

隔振器的布置位置采用大写字母 A、B、C 来表示，这三种隔振器在图 4 柴油机模型图中布置位置的三维数据如表 3。

表 3 隔振器的布置位置

隔振器编号	布置位置 A/m	布置位置 B/m	布置位置 C/m
1	-1.252	-0.15	-7.3
2	-1.252	-0.15	7.3
3	-1.252	0	-7.3
4	-1.252	0	7.3
5	-1.252	0.15	-7.3
6	-1.252	0.15	7.3

根据隔振器的布置参数以及各向刚度值，将柴油机三种隔振方案的参数代入到优化程序中，算出三种方案中弹性支承的各向刚度。

根据弹性支承的各向固有频率，算出三种方案中柴油机各向固有频率及临界转速，从而确定须要选择的隔振器。

3.3 柴油机各向固有频率和临界转速

该机组的主要扰动为二次不平衡往复惯性力，由它引起垂向振动（这是最主要的，图 5 中用大圆圈表示），纵摇振动（这里是因为扰动的合力

不通过机组的重心所造成，图中用中圆圈表示）；此外是二次不平衡简谐扭矩，由它引起横摇振动（图中用中圆圈表示）和横向振动（这是由横摇振动耦合引起的，也用中圆圈表示），次要的扰动为一次不平衡离心力，由它引起六个方向的振动，图中都用小圆圈表示。

从这三种方案的临界转速图中可以看出，采用隔振器后，主要扰动在工作转速下大都远离系统的固有频率。其中以方案 3 为最好，因为方案 1、2 在 $1\,800\ (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$ 时受一次扰动的影响比较大，而方案 3 均避开了一次和二次扰动的影响。

方案 3 的垂向减振率为：一次扰动： $I_1 = 88.8\%$ ；二次扰动： $I_2 = 95.8\%$ 。因此第 3 种方案的隔振器达到了减振效果 80% 以上的预期要求，应采用第 3 种方案来优化发动机隔振系统。

3.4 柴油机振幅的计算

根据第 3 种方案，振幅的计算结果如表 4。

分析方案 3 的振幅计算结果可以看出：机组的主要扰动是由一次扰动引起的，二次扰动影响比一次扰动的影响要小，机组的振幅均小于 $0.18\ \text{mm}$ 。

4 结 论

(1) 采用上述对比优化的方法，可找到使船舶柴油机减振率达到 80% 以上的隔振器，且经过效果对比，可得到隔振效果最优的隔振器。

(2) 船舶柴油机隔振系统的隔振参数对比优化方法，能够对柴油机的单层隔振系统的隔振参数进行优化，缺点是对柴油机的其他形式的隔振系统的隔振参数不能进行优化。

表 4 振幅的计算

扰动	扰动力/N			扰动力矩/ ($\text{N} \cdot \text{m}$)		
	F_{x0}	F_{y0}	F_{z0}	M_{x0}	M_{y0}	M_{z0}
一次扰动	616	0	616	0.437	24.64	43.73
二次扰动	0	0	616	0	1.44×10^3	0
振幅	垂向振幅/m	纵向振幅/m	横向振幅/m	平摇/rad	横摇/rad	纵摇/rad
一次扰动	-3.000×10^{-6}	-2.056×10^{-4}	-8.254×10^{-6}	0.231	6.305×10^{-7}	1.242×10^{-8}
二次扰动	0	-3.491×10^{-8}	-1.014×10^{-6}	0	2.292×10^{-7}	0

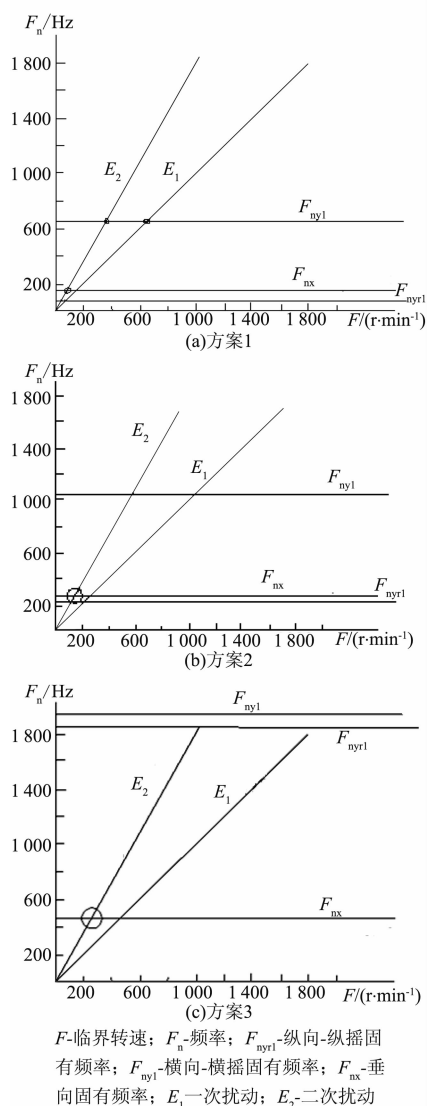


图 5 三种方案的临界转速图

(3) 研究船舶柴油机双层隔振系统的隔振参数优化方法, 提前选取最适合某种船舶柴油机双层隔振系统以及其他形式的隔振系统的隔振器是下一步工作的重点。

参考文献

- [1] 周子云. 柴油机悬置系统设计 [J]. 汽车技术, 2005 (3): 15-16.
- [2] 王永远. 船舶动力系统隔振技术研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2008.
- [3] BERKMAN E F, BENDER E K. Perspectives on active noise and vibration control [J]. Sound and Vibration, 1997 (6): 80-94.
- [4] YANG Tie-jun. Adaptive vibration isolation system for diesel engine [J]. Journal of Marine Science and Application, 2004 (12): 30-35.
- [5] 赵兵. 船用主机单层橡胶隔振装置隔振性能研究 [J]. 中国修船, 2008 (9): 14-16.
- [6] 赵禹. 某机车用柴油发电机组的隔振设计及优化 [J]. 机械工程与自动化, 2014 (6): 59-61.
- [7] 赵涛. 汽车动力总成悬置系统优化设计及软件开发 [D]. 长春: 吉林大学, 2003.
- [8] 肖斌, 高超, 李勇. 基于 Hammerstein 模型的柴油机隔振非线性系统振动分析 [J]. 振动与冲击, 2014 (5): 64-69.
- [9] 李锐, 范德全, 陈伟民, 等. 基于磁流变液悬置的柴油机垂向隔振多状态控制研究 [J]. 重庆邮电大学学报, 2010 (6): 791-794.
- [10] 朱明刚, 杨铁军, 率志军, 等. 基于自适应梳状滤波算法的有源隔振技术 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2011 (12): 1576-1581.

(上接第 10 页)

4 结 论

(1) 该型柴油机在 273 kW/1 500 ($r \cdot \min^{-1}$) 工况下, 最高燃烧压力随喷油提前角的变大而变大, 最高燃烧压力对应的曲轴转角随喷油提前角的变大先变大后变小, 燃烧始点、燃烧末点、燃烧区间及燃烧重心对应的曲轴转角随提前角的增大而变小。

(2) 相同工况下, 缸内最高温度、高温持续时间及 NO_x 排放均随着提前角的增大而增大。

(3) 相同工况下, 排气烟度随提前角的增大先变大再变小, 最后趋于稳定; 燃油耗随着提前角的增大而减小。

通过不同喷油提前角下缸内燃烧压力、放热率、累积放热、缸内温度、 NO_x 排放、烟度、燃油耗的分析, 可以清晰地得出该型柴油机在不同喷油提前角下缸内燃烧性能变化趋势, 为该型柴油机的优化改进提供技术支持。

参考文献

- [1] 将德明. 内燃机燃烧与排放 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [2] AVL. Graphical Formula Editor [R]. 2005.
- [3] 陈家骅. 内燃机燃烧 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨船舶工程学院出版社, 2003.