

复杂机械结构动力学参数优化设计

景银萍¹, 崔志琴¹, 刘贞², 黄坤¹, 刘威¹

(1.中北大学, 太原 030051; 2.中国兵器工业新技术推广研究所, 北京 100089)

摘要: **目的** 提高大型复杂结构动力学参数修改的准确性和效率。**方法** 以某大功率发动机的缸盖为对象, 首先以实测的固有频率为基准, 通过比较有限元计算的固有频率和实测频率, 找出误差较大的频率项, 接着通过灵敏度分析法找出对该频率较敏感的参数, 最后用设计参数修改方法对该参数进行优化设计和修正。**结果** 经过动力学修改后的缸盖的固有频率计算值更接近于试验值, 能够满足工程使用要求。**结论** 结合设计参数法和灵敏度分析法修改后的有限元模型能够比较准确地反映结构的动态特性, 可提高结构动力学修改的效率。

关键词: 设计参数法; 动力修改; 灵敏度分析; 优化设计

中图分类号: O313 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2017)03-0095-05

Optimization Design of Dynamic Parameters for Complex Mechanical Structure

JING Yin-ping¹, CUI Zhi-qin¹, LIU Zhen², HUANG Kun¹, LIU Wei¹

(1.North University of China, Taiyuan 030051, China;

2.China North Advanced Technology Generalization Institute, Beijing 100089, China)

ABSTRACT: The work aims to improve the accuracy and efficiency of dynamic modifications for large complex structures. With the high-power engine cylinder head as an object, first of all, on the basis of the measured natural frequency and by comparing the natural frequency and the measured frequency calculated in finite element method, the frequency with bigger error was found out, and then the sensitive parameters of the frequency were discovered through the sensitivity analysis. Finally, the parameters were optimally designed and modified in design parameter modification method. The calculated value of natural frequency of the cylinder head subject to dynamic modification was closer to the test value and could satisfy the using requirements of the project. The modified finite element model combined with design parameter method and sensitivity analysis method can more accurately reflect the dynamic characteristics of the structure, which can improve the efficiency of the structural dynamic modification.

KEY WORDS: design parameter method; dynamic modification; sensitivity analysis; optimization design

随着经济的发展和科技的不断进步,人们对各类包装的要求也越来越高,小到食品的包装,大到各类大型货物的包装,都力求做到精致、完美,因而就要求包装机械各方面的性能也能够日益提高,包装机械结构的动态性能是影响其工作性能及其可靠性的重要评价指标,其动力学模型的精确度是评价其动态性能的基础。动力学模型的精确度通常用动力学模型模拟实际结构低阶动力特性的精度作为评定标准,模拟精度越高,说明所建动力学模型越好。为了提高动力

学模型模拟实际结构的精度,国内外通用的方法是通过动态性能试验结果(固有频率、阻尼、振型等)修正理论计算结果,使得经过动力修改后的动力学模型能更好地反映实际结构的动力学特性^[1]。然而,在动力学模型的修改过程中,由于包装机械结构的复杂性及设计者经验的不同,导致动力学参数需要反复修改,浪费了大量的时间^[2-4]。鉴于此,文中针对复杂机械结构零件(以发动机缸盖为例)的动力学模型修改问题进行深入研究,提出利用灵敏度分析

收稿日期: 2016-07-08

基金项目: 国家自然科学基金(51375462)

作者简介: 景银萍(1981—),女,博士生,中北大学讲师,主要研究方向为机械包装及动态性能。

和设计参数修正相结合的方法,对参数进行优化设计和修正,达到快速修正复杂结构动力学模型的目的^[5-6]。

首先以实测的固有频率为基准,通过比较有限元模型计算的固有频率和实测频率,找出误差较大的频率项,对其进行灵敏度分析,确定哪些参数对其动态特性最为敏感,最后用设计参数修改方法结合优化算法,计算出敏感参数的修正量,对该参数进行修正。这2种方法相结合,能使复杂机械结构的动力学模型的修正达到事半功倍的效果,该方法同样可以适用于其他机械结构的动力学模型的动力修改中。

1 基本理论

1.1 动力修改的理论依据

机械结构的动力学方程为^[7]:

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\} \quad (1)$$

式中: $[M]$, $[C]$, $[K]$ 分别为机械结构的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $\{F\}$ 为作用于结构上的外激振力向量; $\{\ddot{X}\}$, $\{\dot{X}\}$, $\{X\}$ 分别为结构的加速度向量、速度向量和位移向量。

式(1)对应的无阻尼自由振动方程为:

$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = 0 \quad (2)$$

特征方程为:

$$([K] - \omega_i^2 [M])\{\varphi_i\} = 0 \quad (3)$$

式中: ω_i 为结构的第 i 阶固有频率; $\{\varphi_i\}$ 为结构的第 i 阶固有阵型。

由式(2)~(3)可以看出,结构的固有频率和固有振型与它的质量矩阵和刚度矩阵相关。由于质量矩阵和刚度矩阵中的元素主要受结构的形状尺寸参数、材料参数的影响,改变这些参数,其固有频率和振型会因此发生改变。对于复杂的机械结构,其参数众多,每个参数的改变对它的固有频率和振型的改变量并不相同,如何修改结构的这些参数使其固有频率和振型的变化最为有效,就需要对参数进行灵敏度分析。

1.2 灵敏度分析

如果函数 $F(x)$ 可导,那么它的一阶微分灵敏度为

$$S = \frac{\partial F(x)}{\partial x_j}, \text{ 一阶差分灵敏度可表示为 } T = \frac{\Delta F(x)}{\Delta x_j}。$$

设 P 为结构的待修改参数,根据一阶微分灵敏度,则 P 对第 i 阶固有频率的灵敏度为^[8-9]:

$$\left(\frac{\partial [K]}{\partial P} - 2\omega_i \frac{\partial \omega_i}{\partial P} [M] - \omega_i^2 \frac{\partial [M]}{\partial P} \right) \{\varphi_i\} + ([K] - \omega_i^2 [M]) \frac{\partial \{\varphi_i\}}{\partial P} = 0 \quad (4)$$

式(4)左乘 $\{\varphi_i\}^T$ 得到:

$$\begin{aligned} & \{\varphi_i\}^T \frac{\partial [K]}{\partial P} \{\varphi_i\} - 2\omega_i \frac{\partial \omega_i}{\partial P} \{\varphi_i\}^T [M] \{\varphi_i\} - \\ & \omega_i^2 \{\varphi_i\}^T \frac{\partial [M]}{\partial P} \{\varphi_i\} + \{\varphi_i\}^T ([K] - \omega_i^2 [M]) \frac{\partial \{\varphi_i\}}{\partial P} = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

对于线性系统,将式(3)的两边进行转置,则得到:

$$\{\varphi_i\}^T ([K] - \omega_i^2 [M]) = 0 \quad (6)$$

同时由模态正交性,得到:

$$\{\varphi_i\}^T [M] \{\varphi_i\} = 1 \quad (7)$$

将式(6)~(7)代入式(5),整理得到:

$$\frac{\partial \omega_i}{\partial P} = \frac{1}{2\omega_i} \{\varphi_i\}^T \left(\frac{\partial [K]}{\partial P} - \omega_i^2 \frac{\partial [M]}{\partial P} \right) \{\varphi_i\} \quad (8)$$

固有振型的灵敏度计算方法同上。

经过灵敏度分析,找出对缸盖影响比较大的参数后对其进行修改。如何确定修正量的大小,使所建立的缸盖的动力学模型与实际相符合,这涉及到参数修正法。

1.3 设计参数修正法

对于机械结构,首先对它建立 n 个自由度的有限元模型,其中质量矩阵为 $[M_a]_{n \times n}$, 刚度矩阵为 $[K_a]_{n \times n}$, m 阶固有频率为 ω_{ai} , 固有振型为 $X_{ai} (i=1, 2 \dots m)$, 忽略阻尼;其次,用试验模态法测出结构的 i 阶固有频率 ω_{ei} 和 i 阶固有振型 $X_{ei} (i=1, 2 \dots m)$ 。设计参数修正是按一定评判准则对结构尺寸参数或材料参数(如弹性模量、材料密度、泊松比等)进行修改,由 P_{ai} 调整为 P_i , 使修改后模型的固有频率 ω_i 和固有振型 $X_i (i=1, 2 \dots m)$ 发生改变,使其与试验测试结果更为接近和吻合^[10]。

为了得到结构参数的修正量,把修改后的模型的固有频率 ω_i 作为这些参数的函数,在其初值 P_{ai} 处按泰勒级数展开:

$$\omega_i \approx \omega_{ai} + \sum_{j=1}^l \frac{\partial \omega_i}{\partial P_j} (P_j - P_{aj}) = \omega_{ai} + \sum_{j=1}^l \frac{\partial \omega_i}{\partial P_j} \Delta P_j \quad (i=1, 2 \dots m) \quad (9)$$

式中: P_j 为第 j 个欲修改的设计参数 ($j=1, 2 \dots l$)。经过参数的修改后,要达到有限元模型的固有频率 ω_i 和试验测试的固有频率 ω_{ei} 一致,必须保证误差最小:

$$\varepsilon_i \approx \omega_{ei} - \omega_i = \omega_{ei} - \omega_{ai} - \sum_{j=1}^l \frac{\partial \omega_i}{\partial P_j} \Delta P_j \quad (i=1, 2 \dots m) \quad (10)$$

即

$$\sum_{j=1}^l \frac{\partial \omega_i}{\partial P_j} \Delta P_j = \omega_{ei} - \omega_{ai} \quad (i=1, 2 \dots m) \quad (11)$$

对以上线性方程组进行求解,即可得到设计参数的修改量 ΔP_j , 该修改量再加上原参数 P_{aj} , 就可得到

修改后动力学模型的设计参数 P_j , 不需要计算结构动力学模型的质量和刚度矩阵, 因此这种方法更加快捷和方便。

2 复杂机械结构（缸盖）的动力优化修改

2.1 缸盖模型的建立

缸盖又称气缸盖, 是发动机中的重要组成部分, 它的作用是用来封闭气缸顶部, 并与活塞顶和气缸壁形成燃烧室。承受着极高的机械负荷和热负荷, 要求缸盖具有足够的强度和刚度。大功率柴油机的气缸盖一般都由优质灰铸铁或合金铸铁铸造。根据其构造形式有整体式、分块式和单体式 3 种形式, 文中所采用的是单体式, 见图 1。

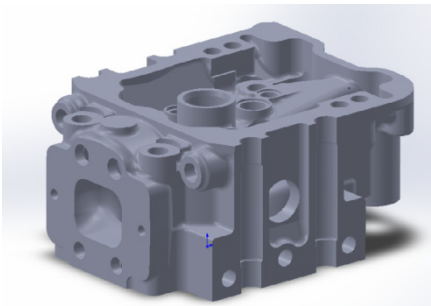


图 1 缸盖结构
Fig.1 Structure of cylinder head

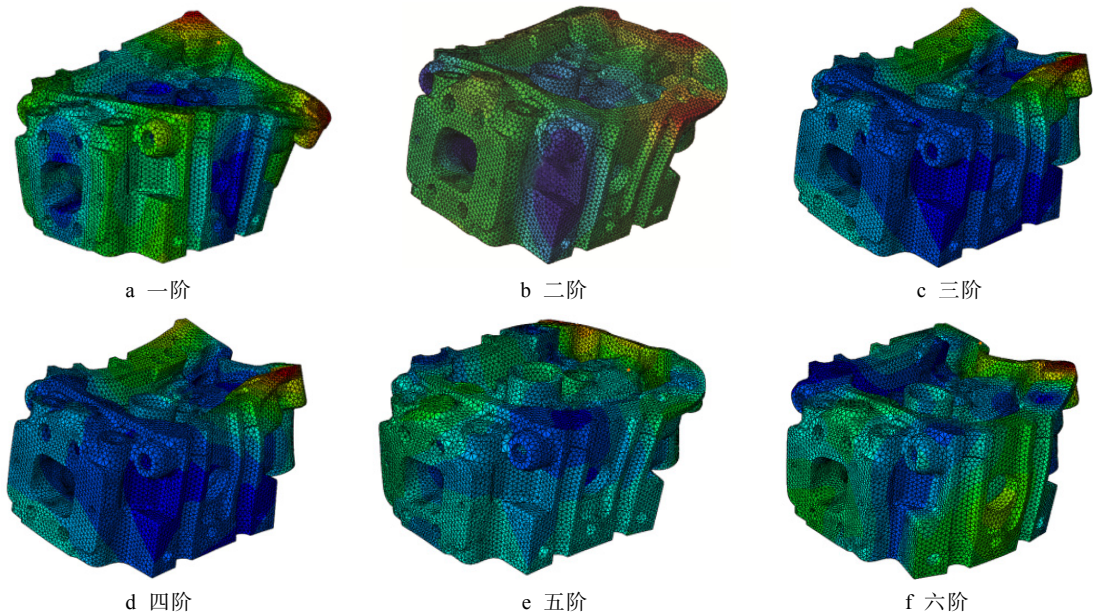


图 2 缸盖的模态振型
Fig.2 The modal vibration mode of the cylinder head

2.3 设定设计参数

缸盖的参数修改主要包括结构尺寸参数修改和材料参数修改, 由于气缸盖是箱型零件, 且其结构复

2.2 有限元模态分析结果

考虑到机体在动载荷激励作用下产生共振时, 一般只有少数几个低阶模态的共振情况比较危险^[1], 该发动机的额定转速为 2200 r/min, 工作转速范围为 1600 ~ 2800 r/min, 外界激励频率都小于缸盖的一阶固有频率, 为此文中只提取了前六阶固有频率和前六阶模态振型, 模态振型见图 2, 为了验证有限元模态的可靠性, 提供了缸盖的试验模态频率和有限元模态频率对照表, 见表 1。由表 1 可得, 有限元模型计算的固有频率结果与试验值相比, 其中三阶固有频率的误差较大, 达到 7.25%, 超过了工程要求的 5%, 振型则相符。

表 1 有限元模型固有频率与试验测试固有频率的比较
Tab.1 Comparison between natural frequencies of the calculation results and the experimental values

阶数	试验值/Hz	计算值/Hz	误差/%
1	1822.4	1875.5	3.02
2	2827.9	2731.9	-3.37
3	3550.7	3808	7.25
4	4474.7	4396.5	-1.68
5	4748.7	4962.3	4.49
6	5315.7	5169.7	2.74

杂, 其上加工有各种的进排气门座孔和气门导管孔以及喷油器的安装孔等, 在气缸盖内还铸有水套、进排气道和燃烧室等, 对于这种较复杂、配合较多的零件结构, 若对结构尺寸参数进行修改, 必然会引起和它

相配合的其他零部件的尺寸修改,因此为了保证在改动较小的前提下,能够使缸盖的固有频率与试验值相符合,选取缸盖的材料特性参数,即材料的密度、弹性模量、泊松比作为设计变量,根据缸盖灵敏度计算原理,计算出缸盖的三阶固有频率对密度、弹性模量、泊松比的灵敏度值分别为 1.325, 1.151, -0.746。

2.4 设计参数的修正与优化

在 3 个设计参数中,三阶固有频率对密度相对最敏感,对泊松比相对敏感度最低,对弹性模量的敏感度居中。现由灵敏度分析结果,用设计参数法的 2 种方式对固有频率计算值进行修正^[12-15]。

1) 选取密度为修改参数,把相关的参数代入式(11)中进行计算,得到修改量为 -54.6 kg/m^3 ,原材料为优质灰铸铁,密度为 7000 kg/m^3 ,经过参数修正后,密度变为 6945.4 kg/m^3 。

2) 在进行设计参数修正时,假如修改的参数数目过少,必然会导致每个参数的修改量相对较大,势必对结构的强度等造成影响,为了避免某一局部参数的改变量过大,选用对三阶固有频率变化较敏感的密度和弹性模量作为修改的设计参数,欲求出合理的设计参数修正量,这里采用优化算法,目标函数设为参数修正量的平方和最小,约束方程取为式(11),可得到密度 ρ 和弹性模量 E 修改量分别为 -30 kg/m^3 和 -28.3 GPa 。

把经过修正的材料参数代入原动力学模型中,重新计算经过参数修正后的有限元模型的固有频率,把经过修改后的模型的固有频率与试验测得的固有频率进行比较,结果见表 2。由表 2 可以看出,采用 2 种参数修正与优化的方式都可以使计算出的固有频率与实验测得的固有频率误差控制在工程要求的 5% 的范围内,但采用第 2 种优化方式所计算出的固有频率与实验值更接近,可以使所建的动力学模型更接近于实际结构。

表 2 修改后模型固有频率与试验测试固有频率的比较
Tab.2 Comparison between natural frequency of the modified model and the experimental values

阶数	试验值/Hz	修改 ρ		修改 ρ 和 E	
		计算值/Hz	误差/%	计算值/Hz	误差/%
1	1822.4	1907.9	4.69	1889.1	3.66
2	2827.9	2840.6	0.45	2835.4	0.27
3	3550.7	3701	4.23	3630.5	2.24
4	4474.7	4425.85	-1.09	4450.8	-0.53
5	4748.7	4831.2	1.74	4800.3	1.09
6	5315.7	5450.1	2.53	5396.6	1.52

对缸盖按照实际条件施加约束和激励,求取其动态响应。缸盖上的某节点在动力修改前后的动态

响应结果见图 3。由图 3 可以看出,经过参数修正与优化后的模型的动变形降低,位移响应的最大幅度有所降低。

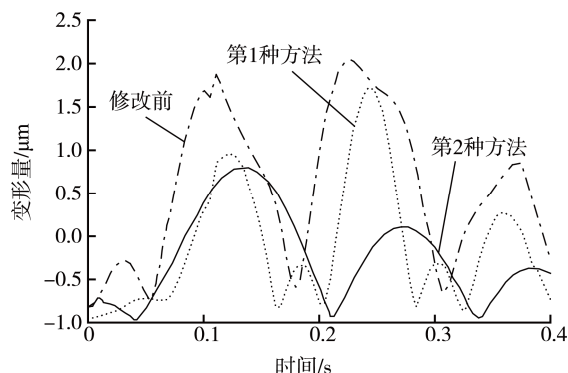


图 3 缸盖上的某节点的动态响应

Fig.3 The dynamic response of a node of the cylinder head

3 结语

采用设计参数法和灵敏度分析法相结合的方法,通过对大功率柴油机缸盖的参数进行优化,从而对其有限元模型进行动力修改,并通过与实验值进行对比验证,说明提出的这种方法不失为一种简便可靠的模型参数修改方法。利用灵敏度分析法找出对结构影响比较大的参数,并对其进行修改,这样可以节省设计时间,提高设计效率;利用设计参数法可以确定对结构影响比较大的参数的修改量。在参数修正时,选取适当的参数修正值并按照一定的优化法则进行优化,可以使所建立的动力学模型更接近于实际结构。

参考文献:

- [1] 廖伯瑜,周新民,尹志宏. 现代机械动力学及其工程应用[M]. 北京:机械工业出版社,2004.
LIAO Bo-yu, ZHOU Xin-min, YIN Zhi-hong. Modern Mechanical Dynamics and Engineering Applications [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2004.
- [2] NI G J, ZHANG J H, CHENG X M. Characteristics of the Main Journal Bearings of an Engine Based on Non-linear Dynamics[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 22(5): 755—759.
- [3] LIU N, ZHENG Z C, HU Y P, et al. Multi-body Dynamics Simulation for Internal Combustion Engine Crankshaft Assembly[C]// Chongqing: Proceedings of 2011 IEEE 12th International Conference on Computer-Aided Industrial Design & Conceptual Design, 2011.
- [4] HUANG Y, YANG S P, ZHANG F J, et al. Non-linear Torsional Vibration Characteristics of an Internal Combustion Engine Crankshaft Assembly[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 22(5): 755—759.

- [5] 吕高常. 基于灵敏度分析的大型香蕉筛结构动力修改逆问题的探究[J]. 电子测试, 2014(6): 17—18.
LYU Gao-chang. The Inverse Problem of Structural Dynamics Modification of Large Banana Screen Based on Sensitivity Analysis[J]. Electronic Testing, 2014(6): 17—18.
- [6] 薛延华, 邵滨, 宋杰, 等. 基于灵敏度分析的某齿轮箱动力修改[J]. 机械设计, 2012, 29(9): 69—72.
XUE Yan-hua, SHAO Bin, SONG Jie, et al. Dynamic Modification of the Gearbox Based on Sensitivity Analysis[J]. Journal of Machine Design, 2012, 29(9): 69—72.
- [7] 孙启国, 狄杰建. 内燃机曲轴扭转振动的优化动力修改[J]. 车用发动机, 2010(5): 32—34.
SUN Qi-guo, DI Jie-jian. Dynamics Optimization Modifications of Crankshaft Torsional Vibration[J]. Vehicle Engine, 2010(5): 32—34.
- [8] 刘达斌, 蒋胜强, 毛江, 等. 动力总成悬置系统优化中悬置刚度灵敏度分析[J]. 中国机械工程, 2014, 25(22): 3109—3113.
LIU Da-bin, JIANG Sheng-qiang, MAO Jiang, et al. Sensitivity Analysis of Mounting Stiffness in Powertrain Mounting System[J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(22): 3109—3113.
- [9] 郭冬阳. 基于灵敏度和遗传算法的结构动力模型修正技术研究及系统实现[D]. 武汉: 华中科技大学, 2014.
GUO Dong-yang. Research and Implementation of Structural Dynamic Model Updating Based on Eigen-sensitivity and Genetic Algorithm[D]. Wuhan: Huazhong University of Science & Technology, 2014.
- [10] 芮强, 王红岩, 欧阳华江. 机械结构动力学模型修正技术的现状与发展[J]. 装甲兵工程学院学报, 2012, 26(2): 1—8.
RUI Qiang, WANG Hong-yan, OUYANG Hua-jiang. Status and Development of Model Updating in Mechanical Structural Dynamics[J]. Journal of the Academy of Armored Forces Engineering, 2012, 26(2): 1—8.
- [11] 张维峰, 范传帅. 车架结构动力修改与力响应模拟技术研究[J]. 力学与实践, 2012, 34(4): 19—23.
ZHANG Wei-feng, FAN Chuan-shuai. Study of Dynamic Modification and FRS Technology in Vehicle Frame Design[J]. Mechanics in Engineering, 2012, 34(4): 19—23.
- [12] 原永亮, 杨臻, 王圣辉. 基于 Adams 翻转机构的优化设计[J]. 包装工程, 2014, 35(11): 71—75.
YUAN Yong-liang, YANG Zhen, WANG Sheng-hui. Optimized Design for Turnover Mechanism Based on Adams[J]. Packaging Engineering, 2014, 35(11): 71—75.
- [13] 王圣辉, 杨臻, 李翔飞, 等. 一种基于 ADAMS 的新型货物抓取机构优化设计[J]. 包装工程, 2015, 36(3): 80—84.
WANG Sheng-hui, YANG Zhen, LI Xiang-fei, et al. Design Optimization for a New Cargo Grabbing Mechanism Based on ADAMS[J]. Packaging Engineering, 2015, 36(3): 80—84.
- [14] CHEN Y X. Optimization Design of Engine Crankshaft Based on Ansys[C]// London: Proceedings of 2014 2nd International Conference in Humanities, Social Sciences and Global Business Management, 2014.
- [15] XIE J X, WANG X L, LIU C. The Simulation and Optimization Design of Adams-based Engine Suspension System[C]// Hong Kong: Proceedings of 2014 5th International Conference on Information Technology for Manufacturing Systems, 2014.