

步兵战车车体结构有限元模型修正*

苏忠亭¹, 徐 达¹, 李晓伟², 王帅帅¹

(1. 装甲兵工程学院兵器工程系 北京, 100072) (2. 北京京航计算通讯研究所 北京, 100074)

摘要 针对某型步兵战车整车刚柔耦合发射动力学中柔性车体有限元模型精度低的问题, 基于模态试验数据, 应用支持向量机响应面模型修正理论对车体结构有限元模型进行了修正。应用 ANSYS 有限元分析软件对车体结构进行模态分析, 提取前 6 阶模态的固有频率和振型。为验证模型, 设计了模态试验方案, 实测了车体结构的模态信息。基于有限元模型数据与实测数据的相对误差, 采用支持向量机响应面模型修正方法对车体结构弹性模量和密度进行修正。模型确认结果和动力学模型应用结果表明, 修正后的车体有限元模型精度有了大幅度提高, 能更加真实地反映车体的结构特征, 为射击精度分析提供了准确的模型基础。

关键词 车体; 模态试验; 有限元模型修正; 支持向量机响应面

中图分类号 TH128

引 言

某新型步兵战车在部队使用过程中出现了行进间射击时自动炮抖动过于剧烈、射击精度明显下降的问题^[1]。为分析行进间射击精度影响因素, 需要建立自动炮行进间发射动力学模型。以往在武器系统发射动力学分析中, 均直接应用刚性车体, 或直接将有限元模型导入整车刚体模型中进行耦合, 对于停止间射击工况可基本满足要求^[2], 而行进间射击过程中路面载荷需要通过车体结构传递, 这就需要准确的车体有限元模型来保证。从有限元模型建立过程来看, 材料特征参数、网格划分、边界条件近似程度、结构简化等使得有限元模型存在一定的误差^[3], 简化的车体有限元模型的准确性直接影响了发射动力学模型的可信度。

有限元模型修正理论主要有矩阵类和参数类两种, 具体有参考基准法、混合矩阵法、特征结构匹配法、特征值取逆法、误差矩阵法及贝叶斯估计等^[4]。笔者以某新型步兵战车车体为研究对象, 应用 ANSYS 有限元分析软件对车体进行了模态分析。在对车体有限元模型误差源进行准确分析的基础上, 结合车体模态试验, 应用支持向量机响应面模型修

正理论对车体有限元模型进行了修正, 并应用修正模型对发射动力学仿真进行了应用, 有效证明了修正结果的准确性。

1 车体有限元模型

在 Pro/E 三维设计软件中建立车体三维实体模型, 适当简化后导入 ANSYS 有限元分析软件, 定义几何参数如下: 某材料属性为弹性模量 $E = 2 \times 10^{11}$ Pa, 泊松比 $\sigma = 0.3$, 密度 $\rho = 7\ 850$ kg/m³。定义模型边界条件为: 在车体底甲板 6 个扭力轴作用面施加固定约束, 以模拟悬挂系统对车体的支承作用。以质量点模拟发动机总成、水上推进器、综合传动箱等结构对车体转动惯量的影响^[5], 得到如图 1 所示的有限元模型, 单元数为 65 716, 节点为 128 144 个。

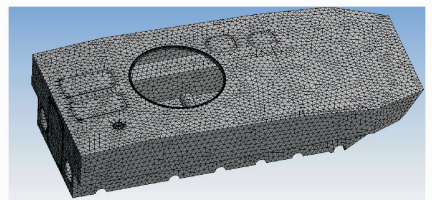


图 1 车体有限元模型

Fig. 1 FE model of car-body

采用 Block Lanczos 模态提取法提取其前 6 阶模态,车体各阶模态频率如表 1 所示,图 2 为前 6 阶振型。

表 1 车体前 6 阶约束模态频率

Tab. 1 The first six frequencies of car-body

阶数	1	2	3
固有频率/Hz	14.916	29.339	38.353
阶数	4	5	6
固有频率/Hz	49.895	53.167	61.402

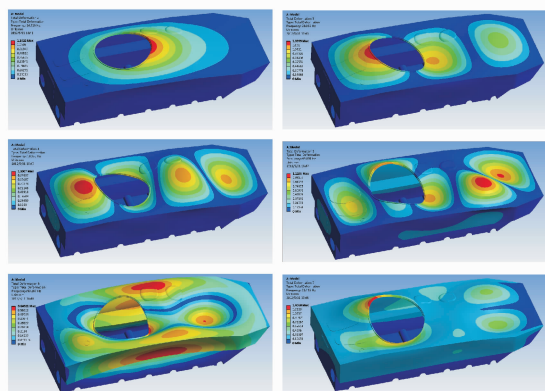


图 2 车体前 6 阶振型图

Fig. 2 The first six modal of car-body

2 车体模态试验

2.1 模态试验方案

如图 3 所示,车体模态试验主要包括对结构进行激振、测量激振力和响应数据、数据采集、信号分析及模态参数识别。

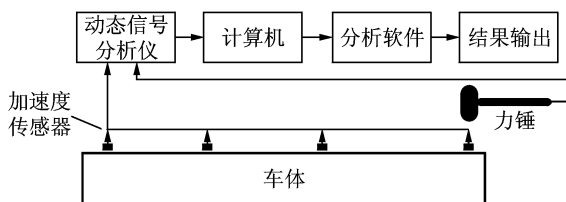


图 3 模态试验分析总体设计示意图

Fig. 3 Design of modal experiment analysis

具体试验方案为:火炮处于停止间待射击状态,在车体上选择如图 4 所示的 125 个节点作为测点,试验采用单点激励输入、多点三方向输出方式。选择车体座圈中前部正上方位置为力锤激振点,采用灵敏度系数为 0.22 mV/N 的力锤人为地对车体座圈中前端中部正上方 39 节点施加一定的动态激励,

用 1 路力传感器采集激励力信号,采用 16 个量程为 50g 的加速度传感器和 2 个 4472B 数据采集卡,基于 PXI 平台分 8 个批次采集结构上 125 个测点的振动响应信号。

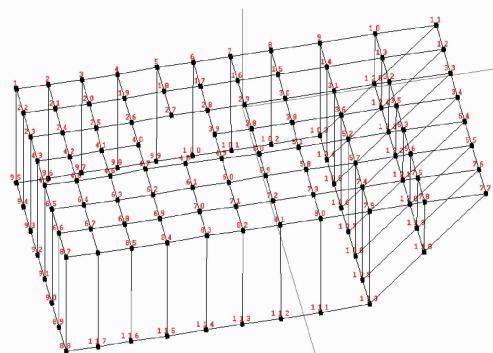


图 4 车体模态试验测点分布图

Fig. 4 Point measurements of car-body

2.2 模态参数识别

根据采集到的激励信号和响应信号,应用 MESCope 模态试验分析软件对频率响应函数进行模态参数识别,生成模态稳定图,如图 5 所示。

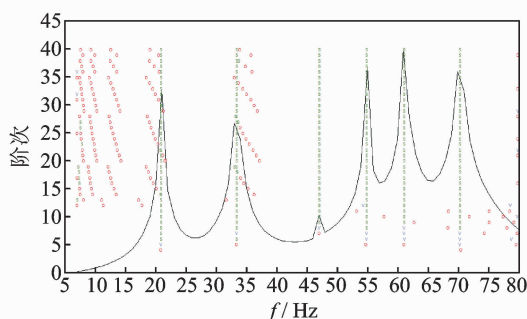


图 5 车体模态稳定度图

Fig. 5 Modal stability of car-body

由图 5 可以看出,车体模态分布在各极值处稳定点比较多,模态估计比较准确。

根据模态稳定图,识别出车体前 6 阶固有频率和振型,如表 2 所示。由于结构复杂,将放大的由许多自由度组成的振型叠加到原始的几何形状上,给出了图 6 所示的前 6 阶车体振型。

表 2 车体前 6 阶固有频率

Tab. 2 The first six frequencies of car-body

阶数	1	2	3
固有频率/Hz	20.9	33.4	47.1
阶数	4	5	6
固有频率/Hz	54.9	61.2	70.4

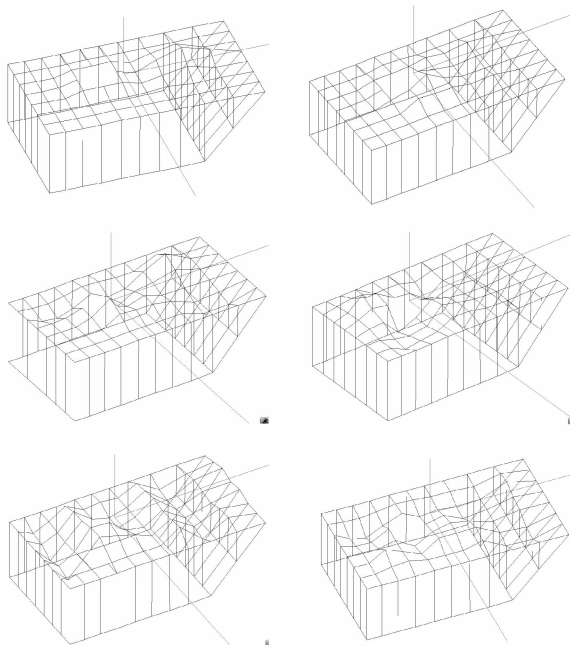


图6 车体模态试验前6阶模态振型

Fig. 6 The first six modal of car-body

2.3 模型确认

基于车体模态试验结果,应用频率相关性和振型相关性对车体有限元模型进行分析确认。

定义频率相关度为频率相对误差

$$ER(\omega_i^t, \omega_i^e) = |\omega_i^t - \omega_i^e| / \omega_i^e \quad (1)$$

对比表1和表2的车体固有频率可得表3。

表3 车体固有频率计算值与试验值对比

Tab. 3 Frequency comparisons of calculate value and test value

阶数	计算值/Hz	试验值/Hz	误差/%
1	14.916	20.9	18.1
2	29.339	33.4	12.1
3	38.353	47.1	18.6
4	49.895	54.9	9.1
5	53.167	61.2	13.1
6	61.402	70.4	12.8

定义振型相关度^[6]为

$$MAC(\boldsymbol{\varphi}, \boldsymbol{\varphi}^*) = |\boldsymbol{\varphi}^* \mathbf{T} \boldsymbol{\varphi}|^2 / (\boldsymbol{\varphi}^* \mathbf{T} \boldsymbol{\varphi}^*) (\boldsymbol{\varphi} \mathbf{T} \boldsymbol{\varphi}) \quad (2)$$

其中: $\boldsymbol{\varphi}$ 为计算振型向量; $\boldsymbol{\varphi}^*$ 为试验振型向量。

MAC值越大,计算振型越准确。为简化计算,只选择同阶振型进行相关性分析,结果如图7所示。

由表3和图7可以看出,应用ANSYS对车体作模态分析得出的车体固有频率与试验模态分析得出的固有频率相对误差最大为18.6%,最小为9.1%,平均为13.9%;振型相关性最小为0.575,最大为0.785,平均为0.686。车体有限元模型准确度

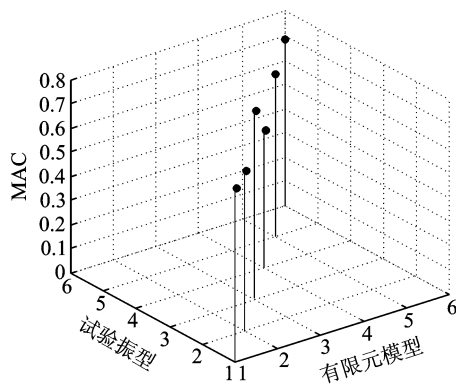


图7 有限元振型与模态试验振型相关性

Fig. 7 MAC between FE modal and experiment modal

较低,需要修正。

3 车体有限元模型修正

3.1 有限元模型误差分析

基于Mottershead等^[7]对理论模型误差所归纳的结论,结合在车体有限元模型建立过程中附属结构、孔、焊接点、倒角、车门窗等进行的简化,可知有限元模型质量矩阵具有一定的误差。另外,实际情况中车体承受悬挂装置弹性支撑,而在模型中采用固结,刚度要比实际高,因此刚度矩阵有误差。由于矩阵型模型修正方法的修正对象是矩阵中各元素,修正量缺少明确的物理意义,对于修正后有限元模型的应用也比较困难,因此应采取参数型修正方法。对于车体简化模型,为了达到提高有限元模型精度的目的,将几何形态简化必然导致总体质量、质心位置和转动惯量的偏差。在有限元模型建立过程中,通过改进材料属性,可有效补偿几何模型的误差。对于通过弹性悬挂系统与路面边界条件相互作用的车体结构,在不同路面、不同车速行驶条件下,边界条件不同,因此车体结构边界条件存在不确定性。为使模型分析更具一般性,将步兵战车停止过程作为边界条件,此时车体可视为固定于悬挂装置。选取对质量矩阵和刚度矩阵影响较大的弹性模量密度作为待修正参数进行分析,相应修正算法选择支持向量机响应面算法进行优化。

3.2 试验设计

取车体弹性模量和密度为设计变量,其变化范围分别为 $E \in (9 \times 10^{10}, 3 \times 10^{11})$, $\rho_1 \in (5\ 000, 10\ 000)$ 。每个因素取6种水平,结果如表4所示。

为统一设计变量量纲,对弹性模量和密度进行

表 4 设计变量因素水平表

Tab. 4 Factor and level of design variable

因素	水平					
	1	2	3	4	5	6
$E/10^{11} \text{ Pa}$	0.9	1.42	1.6	2.3	1.95	3
$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	5 000	6 250	7 500	8 750	9 300	10 000

归一化处理,对表 1 采用正交表 $L_{17}(6^2)$ 进行试验设计,输入 ANSYS 软件进行 17 次仿真试验,得出前 6 阶频率和振型与设计变量对应关系的样本集为

$$T = \{(x_1, y_1), (x_2, y_2), \dots, (x_{17}, y_{17})\} \quad (3)$$

其中: x_i 为各水平待训练的样本, $x_i \in R^d$; $y_i \in R$ 。

该样本集用以建立响应面模型。

3.3 支持向量机响应面模型

由于式(3)所示的训练集不是一般的线性可分的问题^[8],需要运用空间变换的方法,引入从输入空间 R^d 到一个高维 Hilbert 空间 H 的变换

$$\Phi: x \rightarrow x = \Phi(x) \quad (4)$$

利用这个变换,原来的对应于输入空间 R^d 的训练集变换为对应于 Hilbert 空间 H 的新的训练集

$$\bar{T} = \Phi\{(x_1, y_1), \dots, (x_9, y_9)\} = \{(\Phi(x_1), y_1), \dots, (\Phi(x_9), y_9)\} \quad (5)$$

由支持向量机理论,支持向量机回归可描述为

$$f(x) = w \Phi(x) + b \quad (6)$$

其中: $\Phi(x)$ 为映射函数。

系数 w 和偏置量 b 可以由以下风险函数^[8]表示

$$\min \Phi(w, b) = \frac{1}{2} w^T w + \frac{C}{l} \sum_{i=1}^l L_\epsilon(y_i, f(x_i)) \quad (7)$$

$$L_\epsilon(y_i, f(x_i)) =$$

$$\begin{cases} |y_i - f(x_i)| - \epsilon & (|y_i - f(x_i)| \geq \epsilon) \\ 0 & (|y_i - f(x_i)| < \epsilon) \end{cases} \quad (8)$$

其中:第 1 项 $\frac{1}{2} w^T w$ 为正则化项;第 2 项 $\frac{C}{l} \sum_{i=1}^l L_\epsilon(y_i, f(x_i))$

为 ϵ 敏感损失函数; C 为错分惩罚因子,用来控制训练误差和模型平坦度; l 为支持向量个数。

引入正的松弛变量 ξ_i, ξ_i^* ^[9],式(8)转化为以下优化问题

$$\min \Phi(w, \xi, \xi^*) = \frac{1}{2} w^T w + C \sum_{i=1}^l (\xi_i + \xi_i^*)$$

$$\text{s. t. } \begin{cases} y_i - w^T \Phi(x_i) - b \leq \epsilon + \xi_i^* & (i=1, 2, \dots, l) \\ w^T \Phi(x_i) + b - y_i \leq \epsilon + \xi_i & (i=1, 2, \dots, l) \\ \xi_i^* \geq 0 & (i=1, 2, \dots, l) \\ \xi_i \geq 0 & (i=1, 2, \dots, l) \end{cases} \quad (9)$$

将此优化问题转化成其对偶问题^[10]

$$\begin{aligned} \max \Phi(\alpha, \alpha^*) = & -\epsilon \sum_{i=1}^l (\alpha_i^* + \alpha_i) + \sum_{i=1}^l y_i (\alpha_i^* - \alpha_i) - \\ & \frac{1}{2} \sum_{i,j=1}^l (\alpha_i^* - \alpha_i) (\alpha_j^* - \alpha_j) K(x_i, x_j) \\ \text{s. t. } & \begin{cases} \sum_{i=1}^l \alpha_i^* = \sum_{i=1}^l \alpha_i \\ 0 < \alpha_i^* \leq C & (i=1, 2, \dots, l) \\ 0 < \alpha_i \leq C & (i=1, 2, \dots, l) \end{cases} \quad (10) \end{aligned}$$

根据 Kuhn-Tucker 条件,只有一部分支持向量系数 $(\alpha_i - \alpha_i^*) \neq 0$,其他非支持向量系数 $(\alpha_i - \alpha_i^*) = 0$ 。支持向量机回归可进一步表示为

$$f(x) = \sum_{i=1}^l (\alpha_i - \alpha_i^*) K(x_i, x) + b \quad (11)$$

其中: $K(x_i, x_j) = \Phi(x_i) \Phi(x_j)$ 为满足 Mercer 定理的核函数; α_i 和 α_i^* 为 Lagrange 乘子。

选取高斯径向基函数为核函数,设 $K(x_i, x_j) = \exp(-g \|x_i - x_j\|^2)$,代入式(11),对 Matlab 中的支持向量机工具箱 LS_SVMlab 进行编程^[11-12],构建支持向量回归机。根据正交表 $L_{16}(4^4)$ 进行车体有限元仿真计算,将输入条件和输出结果代入支持向量回归机求得支持向量系数 α_i, α_i^* 和 b 。经过调试,调整核函数宽度 $\sigma^2 = 25$,错分惩罚因子 $C = 2\ 000$,以 1 阶频率和 6 阶频率为例,构造的响应面模型如图 8,9 所示。由图 8,9 可以看出,1 阶频率对设计参数成线性关系,而 6 阶频率则成明显的非线性关系,表明支持向量机响应面模型可以更加准确地描述模型修正目标与设计变量的关系。

由频率相对误差式(1)和振型相关度式(2),得到有限元模型修正最终的优化函数为

$$\max J = \frac{1}{12} \sum_{i=1}^6 \{ [1 - \text{ER}(\omega_i^t, \omega_i^s)] + \text{MAC}(\varphi, \varphi^*) \} \quad (12)$$

通过建立的支持向量机响应面模型对式(12)进行优化求解,得出优化函数的响应面模型见图 10。

3.4 模型确认

对图 10 所示的优化目标响应面进行优化计算,优化后各设计参数为: $E = 250\ 019\ 748\ 442.1 \text{ Pa}$; $\rho = 7\ 211.62 \text{ kg/m}^3$ 。优化目标值为 0.92。将修正所得的设计参数输入有限元模型中进行仿真计算,得到修正后各阶频率见表 5,振型见图 11,修正后有限元振型与模态试验振型相关性见图 12。

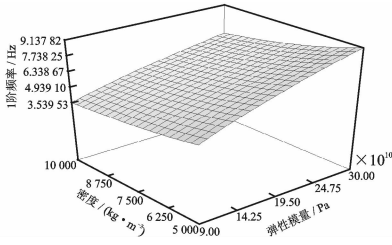


图 8 1 阶频率响应面

Fig. 8 The first frequency RSM model

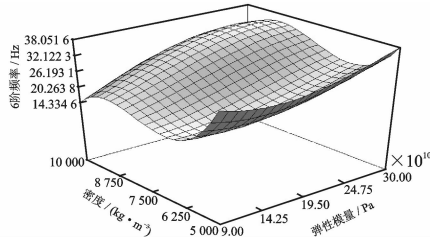


图 9 6 阶频率响应面模型

Fig. 9 The sixth frequency RSM model

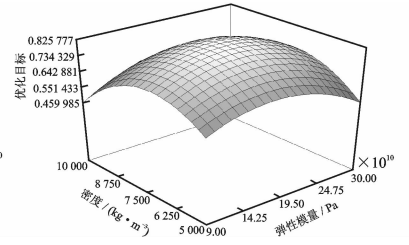


图 10 优化函数响应面模型

Fig. 10 Optimize function RSM model

表 5 车体固有频率修正值与试验值对比

Tab. 5 Frequency comparisons of updated value and test value

阶数	修正值/Hz	试验值/Hz	误差/%
1	21.764	20.9	4.1
2	35.815	33.4	7.2
3	48.860	47.1	3.8
4	51.454	54.9	6.3
5	58.549	61.2	4.4
6	66.916	70.4	4.9

振型的相关度进行对比,如表 6 所示。

表 6 有限元模型修正前后的 MAC 对比

Tab. 6 MAC comparisons of FE modal and updated modal

相关性	计算值	修正值
MAC ₁₁	0.721	0.909
MAC ₂₂	0.666	0.846
MAC ₃₃	0.785	0.912
MAC ₄₄	0.575	0.805
MAC ₅₅	0.678	0.798
MAC ₆₆	0.694	0.814

由表 5、表 6、图 11 和图 12 可看出,修正后有限元模型各阶频率相对误差最大为 7.2%,最小为 3.8%,平均误差为 5.1%;各阶振型相关性最小为 0.798,最大为 0.912,平均为 0.848,与修正前的有限元模型相比有大幅度提高,达到了模型修正的效果。

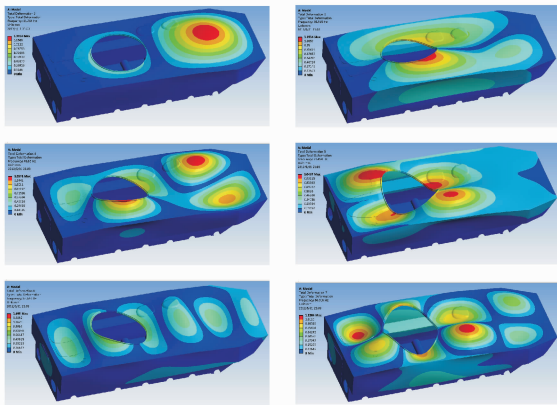


图 11 修正后前 6 阶振型

Fig. 11 the first six modal after updated

4 模型应用

将修正后的车体有限元模型导入该步兵战车 ADAMS 整车刚柔耦合动力学模型中,对整车刚柔耦合模型进行动力学仿真分析。由于步兵战车行进间射击时炮口振动测试困难,对步兵战车路面行驶时车体振动进行试验和仿真,以描述车体结构正确性对行进间路面载荷传递精度的影响。

试验和仿真的边界条件为:高低射角为 15°,方位射角为 0°,以 C 级随机路面模拟直线跑道,以 20 m/s 车速行驶 5 s。取车体前部正上方安装 500g 加速度传感器,并对模型中车体正上方对应节点垂向振动加速度进行测量,对仿真与试验测得的车体振动加速度功率谱进行比较,得出功率谱密度曲线如图 13 所示。

由图 13 可以看出,经过有限元模型修正后的车体模型与实测振动频率均集中在 0.9 Hz 左右,而相同边界条件下,修正前车体振动频率集中在 5 Hz 左右,证明了模型修正的有效性和准确性。与车体结构模态频率相比较,车体行驶过程中振动频率远低于各阶振动频率,且不成整数倍,无共振危险。

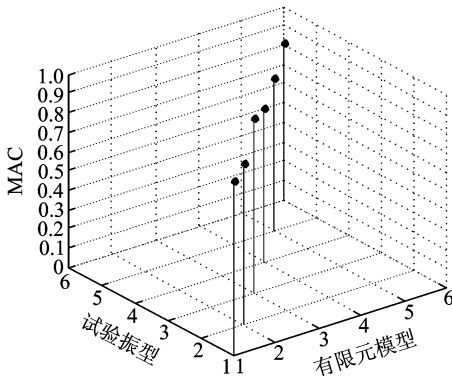


图 12 修正后有限元振型与模态试验振型相关性

Fig. 12 MAC between updated modal and experiment modal

对车体有限元修正前后的模态振型与试验模态

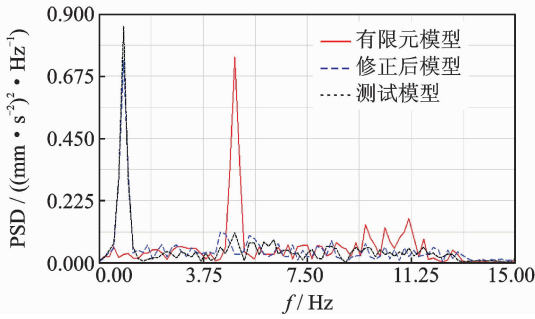


图13 修正前后车体功率谱分析

Fig. 13 PSD analysis of car-body

5 结束语

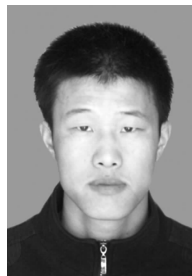
笔者基于模态试验和支持向量机响应面修正算法对某新型步兵战车车体结构有限元模型进行了修正。经过修正,模型各阶固有频率相对试验模态的最大误差由 18.6% 变为 7.2%, 最小误差由 9.1% 变为 3.8%, 平均误差由 13.9% 变为 5.1%。各阶振型相对试验模态的相关性最小值由 0.575 变为 0.798, 最大值由 0.785 变为 0.912, 平均值由 0.686 变为 0.848。将修正前后的有限元模型与实测数据进行比较,发现修正后的车体振动特性与实际情况更加相符,表明支持向量机响应面模型修正算法有效提高了车体结构有限元模型的准确度,使简化的有限元模型更加真实地反映车体结构的动力特性,为保证发射动力学模型的精度提供了基础条件。

参 考 文 献

- [1] 徐达,韩振飞,苏忠亭. 基于虚拟样机技术的某小口径自动炮射击仿真分析[J]. 装甲兵工程学院学报, 2011, 25(4):47-49.
Xu Da, Han Zhenfei, Su Zhongting. Numerical simulation of a small-caliber gun based on virtual prototype technique[J]. Journal of Academy of Armored Force Engineering, 2011, 25(4):47-49. (in Chinese)
- [2] 史跃东,王德石. 考虑惯性效应的移动弹丸作用下身管振动特性[J]. 兵工学报, 2011, 32(1):414-419.
Shi Yuedong, Wang Deshi. Study on vibration characteristics of barrel subjected to moving projectile considering inertia effect[J]. Acta Armamentarii, 2011, 32(1): 414-419. (in Chinese)
- [3] 徐达,胡俊彪,穆歌. 基于刚柔耦合的坦克炮发射动力学仿真分析[J]. 装甲兵工程学院学报, 2009, 23(4):45-48.
Xu Da, Hu Junbiao, Mu Ge. Simulation analysis on tank gun firing dynamic based on rigid-flexible coupling[J]. Journal of Academy of Armored Force Engineering, 2009, 23(4):45-48. (in Chinese)
- [4] John E M. Assignment of eigenvalue sensitivities from receptance measurements[J]. Mechanical Systems and

Signal Processing, 2009, 23:1931-1939.

- [5] 程霄翔,费庆国,何顶顶,等. 基于响应面的大型输电塔结构有限元模型动力修正[J]. 振动与冲击, 2011, 30(5):116-121.
Cheng Xiaoxiang, Fei Qingguo, He Dingding, et al. Dynamic updating of a large transmission tower's finite element model based on response surface methodology [J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(5): 116-121. (in Chinese)
- [6] 武兵,林健,熊晓燕. 基于支持向量回归的多参数设备故障预测方法[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(5): 791-795.
Wu Bing, Lin Jian, Xiong Xiaoyan. Method of mechanical equipment fault prognosis based on multi-parameter support vector regression[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(5):791-795. (in Chinese)
- [7] Mottershead J E, Friswell M I. Model updating in structural dynamics: a survey[J]. Journal of Sound and Vibration, 1993, 167:347-375.
- [8] 董绍江,汤宝平,宋涛. 改进投票策略的 Morlet 小波核支持向量机及应用[J]. 振动、测试与诊断, 2011, 31(3):314-317.
Dong Shaojiang, Tang Baoping, Song Tao. Morlet wavelet kernel SVM improved by voting strategy and its application[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(3):314-317. (in Chinese)
- [9] Chen P H, Fan R E, Lin C J. A study on SMO-type decomposition methods for support vector machine [J]. IEEE Trans on Neural Networks, 2006, 17(4): 893-908.
- [10] Zhang Xuegong. Introduction to statistical learning theory and support vector machines [J]. Acta Automatica Sinica, 2000, 26(1):32-42.
- [11] 杨小森,闫维明,陈彦江,等. 基于模型修正的大跨斜拉桥损伤识别方法[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(2): 202-206.
Yang Xiaosen, Yan Weiming, Chen Yanjiang. Damage identification method of cable-stayed bridge based on modal updating[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(2):202-206. (in Chinese)
- [12] 杨海峰,韩晖,吴子燕. 基于 MIGA 的结构模型修正及其应用[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(2):178-185.
Yang Haifeng, Han Hui, Wu Ziyen. Structure modal updating and its application based on MIGA[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(2):178-185. (in Chinese)



第一作者简介:苏忠亭,男,1984年3月生,博士研究生。主要研究方向为火炮发射过程的振动特性。

E-mail: suzt1984@163.com