第52卷 第12期
2024年12月

华南理工大学学报（自然科学版）
Journal of South China University of Technology
（Natural Science Edition）

Vol. 52 No. 12
December 2024

doi：10. 12141/j. issn. 1000-565X. 230737

基于响应面模型的电动汽车电池箱体优化设计

王宁珍[1] 秦康杰[1] 唐亮[1†] 上官利坚[2] 周孚鹏[3] 上官文斌[4]

（1. 北京林业大学 工学院，北京 100083；2. 宁波拓普集团股份有限公司，浙江 宁波 315800；3. 祥鑫科技股份有限公司，广东 东莞 523870；4. 华南理工大学 机械与汽车工程学院，广东 广州 510640）

摘 要：为改善电动汽车电池箱的性能，加强各组件的安全可靠性，以某电动汽车的电池箱体为研究对象，对箱体内不同位置的电池模组的加速度响应进行研究，发现z方向3组电池模组的功率谱密度曲线的计算值和试验结果吻合性较好。考虑箱体上盖、箱体前端件、箱体后端件、箱体中部件、模组固定支架和加强件的尺寸参数，建立了电池箱主要部件的尺寸参数与固有频率、变形量和振动响应关系的响应面代理模型，开展了电池箱随机振动和机械冲击的计算，并验证了模型的正确性。基于Box-Behnken响应面法设计试验，获得了6个设计变量、3个水平的试验组合，得到相应的试验设计矩阵。采用多元回归分析拟合得到了多项式响应面近似模型，并使用多目标遗传算法进行迭代和优化，得到电池箱体的最佳尺寸参数。试验结果表明，与原模型相比，优化后箱体的一阶固有频率提高29. 12%，变形量减少29. 39%，振动响应降低40. 31%，实现了轻量化。该文的建模和分析方法可用于计算电池箱体零部件对电池箱整体结构的影响，通过优化设计改善电池箱体的性能，加强各组件的安全可靠性。

关键词：电池箱体；响应面模型；随机振动；优化设计

中图分类号：U461.91 **文章编号：**1000-565X（2024）12-0043-09

动力电池作为电动汽车的“心脏”，通过提供电能来保证电动汽车的正常行驶，而电池箱体作为动力电池的保护壳，对保障电池的安全发挥着不可替代的作用。目前，保证电池箱体的强度并实现箱体轻量化已经成为汽车领域的一个重要研究方向。

针对电池箱的随机振动，很多学者开展了研究[1-4]。Hooper等[3]定义了电动汽车电池的新型振动测试方法，以18650电池为研究对象，使用多轴振动台对其进行六自由度振动，以电池的阻抗、开路电位和电池的能量容量作为检测标准，完善了锂离子电池振动测试的安全策略。刘顺[4]将螺杆轴向应力功率谱密度（PSD）均方根和螺栓应变能作为电池箱螺栓振动松动的评估参数，基于随机振动分析结果，对螺栓松动松弛性能进行评估，找出风险性较高的螺栓，并优化螺栓间距，优化后z向螺杆的轴向应力功率谱密度均方根减小了38%，螺栓应变能减小了46%，螺栓连接振动松动的风险降低，提高了电池箱的连接可靠性。但目前业内对于电池箱体中电池模组的随机振动还缺乏研究，鉴于此，文中拟对功率谱载荷下的电池模组振动展开分析。

收稿日期：2023-11-27

基金项目：国家自然科学基金资助项目（51975057）；北京市自然科学基金资助项目（3244034）

Foundation items：Supported by the National Natural Science Foundation of China（51975057）and Beijing Natural Science Foundation（3244034）

作者简介：王宁珍（1991—），女，博士，副教授，主要从事汽车防撞吸能与轻量化研究。E-mail：ningzhenwang@bjfu. edu. cn

† **通信作者：**唐亮（1982—），女，博士，教授，主要从事智能驾驶汽车安全性研究。E-mail：happyliang@bjfu. edu. cn

电池箱体在具备足够机械性能的同时，还须轻量化。如果电池箱体过重，所能携带的模组电芯数量就会减少，从而使汽车续航里程降低，因此，箱体的轻量化设计对电池包系统的结构优化来说显得尤为重要[5]，它可以在保证机械性能安全的前提下让汽车携带更多的电芯。

针对电池箱体的结构优化，学者们也进行了较多研究。Li等[6]采用四阶段方法对电池箱侧壁厚度、底部厚度、模组侧壁及底板厚度进行了优化，在满足变形测试要求的情况下，优化后的箱体质量从标准设计方案的18 kg减少至15.9 kg，减重11.67%。Bao等[7]为确保电池模组中的锂离子电池得到妥善保护，设计了电池座以支撑和保护锂离子电池，并提出了一种复合设计优化方法来优化电池座的机械性能。Xiong等[8]采用正交试验方法建立了电池箱体的响应面模型，为箱体组件设计了不同的材料和壁厚组合，以最大限度地减轻其质量，优化后的电池包系统的耐撞性计算结果得到了有效验证。Niu等[9]以强度、变形和固有频率等机械性能参数为研究变量，利用ANSYS和NSGA-Ⅱ等方法优化电池设计，得到了最大变形减少22.2%、最小固有频率提高3.2%、质量减小11.6%的设备。欧阳威等[10]提出了一种数值优化与有限元仿真相结合的动力电池箱体轻量化设计方法，采用多元回归分析和帕累托方差分析拟合得到了多项式响应面近似模型，并将其引入轻量化优化数学模型中进行了迭代优化。

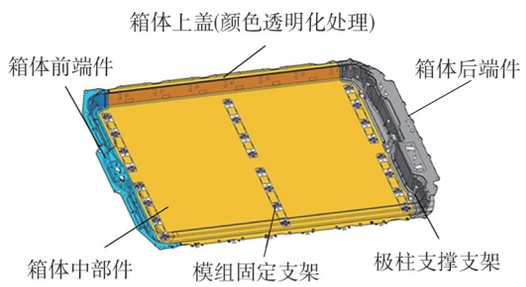
文中以某款电动汽车的电池箱体为研究对象，对箱体内电池模组的振动性能进行了计算分析，建立了电池箱体的响应面模型，分析得到零部件尺寸参数与固有频率、变形量和振动响应的关系，以期实现电池箱体的结构优化。

1 动力电池包系统的有限元建模

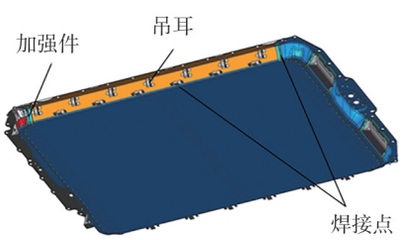
1.1 电池箱体的有限元模型

文中以某电动汽车的动力电池箱体为研究对象，该箱体的主要结构部件包括箱体上盖、箱体前端件、箱体后端件、箱体中部件、模组固定支架、极柱支撑支架、吊耳等，如图1所示。

箱体上盖与箱体下部各部件之间采用螺栓连接，对螺栓孔进行几何处理以得到质量更好的网格，从而获得更加准确的分析结果。吊耳与箱体中部件、加强件、箱体前后端件在实际中均是通过焊接形式进行连接，如图1(b)所示。电池模组通过模组固定支架安装在箱体内部，箱体前端件开孔以集中电池管理系统(BMS)线束[11]。



(a) 动力电池箱体的三维模型



(b) 吊耳、加强件的焊接示意

图1 电池箱体示意图

Fig. 1 Schematic diagrams of battery box

动力电池箱体的前后端件材料均为CR270BH钢，该材料主要应用于汽车、太阳能、金属制品、家电等领域。箱体上盖采用CR380LA钢材，该材料具有良好的耐久性、耐热性和焊接性能。其余零部件采用CR460LA钢。3种材料的属性见表1。

表1 电池箱体材料属性

Table 1 Material properties of battery box

钢材型号	杨氏模量/MPa	泊松比	密度/(g·cm^{-3})	屈服极限/MPa	抗拉极限/MPa
CR270BH	2.06×10^5	0.3	7.85	270	410
CR380LA	2.06×10^5	0.3	7.85	380	510
CR460LA	2.06×10^5	0.3	7.85	460	600

将三维模型导入有限元分析软件HyperMesh中进行有限元网格划分。由于电池箱体各零部件均为钢板冲压件，所以采用壳单元进行网格划分。网格划分参数如表2所示。

1.2 电池模组的有限元模型

电池模组是电池箱的核心部件，占整个电池箱质量的大部分。文中研究的焦点集中在箱体本身，因此将电池模组模型进行几何处理，选用方形电池，略去导线、接线柱等细节特征，如图2所示。将复杂的电池模组简化为方形电池，同时考虑模组的质量，将其安装在模组固定支架上，这样可以更好地模拟实际情况。

表2　电池箱体各部件的有限元参数

Table 2　Finite element parameters of battery box components

序号	部件名称	钢材类型	单元类型	单元厚度/mm	单元边长/mm
1	箱体前端件	CR270BH	壳单元	1.5	5
2	箱体后端件	CR270BH	壳单元	1.5	5
3	箱体中部件	CR460LA	壳单元	1.5	5
4	箱体上盖	CR380LA	壳单元	1.0	5
5	模组固定支架	CR460LA	壳单元	1.5	3
6	加强件	CR460LA	壳单元	3.0	3
7	极柱支撑支架	CR460LA	壳单元	1.5	3
8	吊耳	CR460LA	壳单元	2.0	3

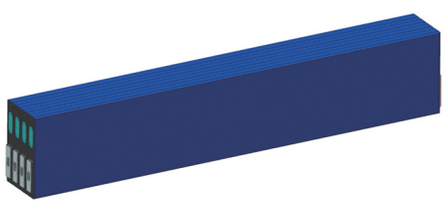


图2　电池模组的三维模型

Fig. 2　3D model of battery module

建立图3所示的电池包系统有限元模型，用来验证数值计算结果的可信度。其中，箱体内的电池模型采用刚体模拟，重点关注电池箱体本身的变形情况，电池模组通过六面体网格划分，电池箱体零件采用壳单元划分。电池箱体各零部件均采用壳单元，最小网格边长为5 mm，共284 731个；电池模组采用体单元，其中实体单元223 080个，节点251 856个，最小雅各比为0.5，单元翘曲角不大于20°，满足计算要求。

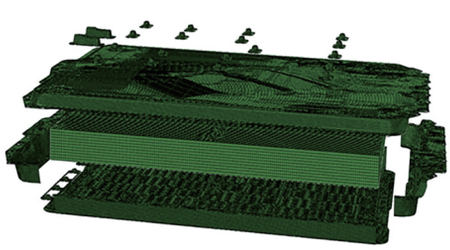


图3　电池包系统的有限元模型

Fig. 3　Finite element model of battery pack system

2　电池包系统的机械性能分析

2.1　功率谱载荷作用下电池箱的振动分析

2.1.1　分析方法

在进行随机振动分析之前，首先要创建台架试验刚性单元、设定台架试验的边界条件，再进行频响特性的扫频分析。扫频频率的最大值大于输入的最高随机振动频率，扫频范围为5~200 Hz。根据GB/T 31467.3—2015《电动汽车用锂离子动力蓄电池包和系统安全性与测试方法》[13]的规定，蓄电池包的振动试验需在3个方向上进行(从z轴开始，然后是y轴，最后是x轴)，3个方向的功率谱密度如图4所示。

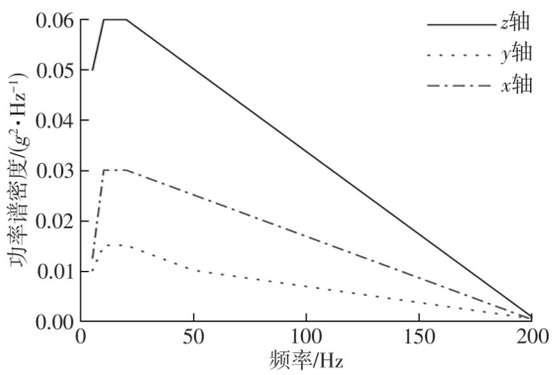


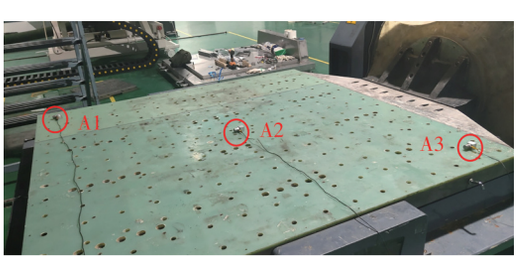
图4　3个方向的随机振动功率谱密度

Fig. 4　Power spectral density in three directions of random vibration

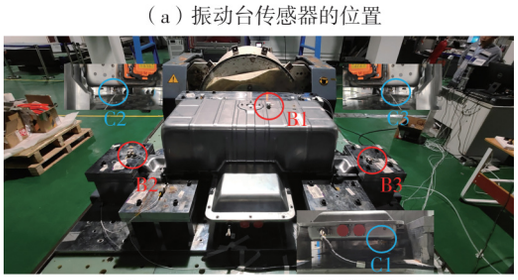
2.1.2　试验方法

试验流程如下：将加工好的的电池箱作为样包用于随机振动预试验，考虑到相比于x、y方向，z方向所受影响更为复杂，故在振动台上进行z方向的随机振动，以验证系统是否正常工作，并了解电池模组在单方向上的振动状况。

将加速度传感器均匀地布置在振动台面、夹具和电池箱上，通过对比传感器获得的加速度测量值与输入的加速度值，便可以保证振动信号的传递。各个加速度传感器的编号和安装位置如图5所示，



(a) 振动台传感器的位置



(b) 工装和电池箱传感器的位置

图5　传感器位置

Fig. 5　Sensors location

共有6个传感器，其中编号A1、A2、A3代表振动台传感器，编号B1、B2、B3代表工装和电池箱传感器。

在完成以上振动信号的检查后，对电池箱进行随机振动试验。以z向随机振动试验为例，首先输入随机振动功率谱密度参数，然后将传感器C1、C2、C3安装在3组电池模组上(如图5(b)所示)，用以检测电池模组的加速度响应。

对测试得到的振动加速度按式(1)进行处理，即对时域范围内离散采样的加速度值进行傅里叶变换，将其转换为频域范围内的加速度值：

$$X[k]=\sum_{n=0}^{N-1}x(n)\times e^{-2i\pi N_n} \tag{1}$$

式中：$X[k]$为频域信号幅值；k为频率；$x(n)$为原始信号；n为时域离散信号的点数，取值范围为0~N-1；i为虚部；N_n为时域输入序列的样值。

随机振动试验结束后，对电池箱进行共振频率分析。表3列出了振动前后电池箱的共振频率。在电池箱的随机振动试验完成后，读取BMS监测设备的监测参数，发现电芯各性能参数无明显改变，证明试验后电池箱功能无损坏。

表3 z向振动前后电池箱的共振频率对比

Table 3 Comparison of battery box's resonance frequencies before and after the vibration in z direction

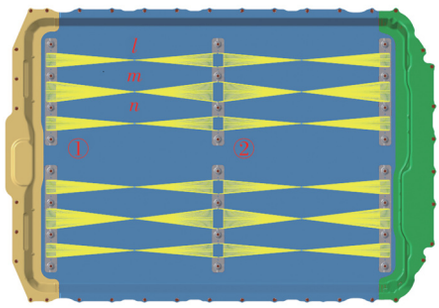
传感器编号	振动前共振频率/Hz	振动后共振频率/Hz	频率差/Hz
B1	90.2	83.7	6.5
B2	81.8	74.4	7.4
	92.3	85.4	6.9
	233.2	236.1	2.9
B3	91.7	88.2	3.5

由表3可知，电池箱随机振动前后的共振频率差均小于10 Hz，说明z向随机振动对电池箱结构无明显损坏。

为进一步了解电池箱的性能，对随机振动后的电池箱进行各项性能检查，发现电池箱压降为23.2 Pa，绝缘电阻均为11 MΩ，说明随机振动后电池箱的各项性能仍满足设计要求[14]。

2.1.3 电池模组功率谱密度计算与试验结果

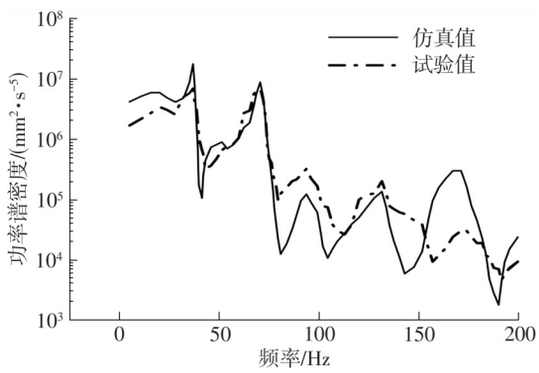
为了解电池模组的性能，将电池箱体内的模组简化为质量点，并将这些点作为一个集合进行试验。电池模组的安装位置如图6所示。图7所示为计算得到的各电池模组(编号N1、N2、N3，分别对应质量点l、m、n)的功率谱密度。



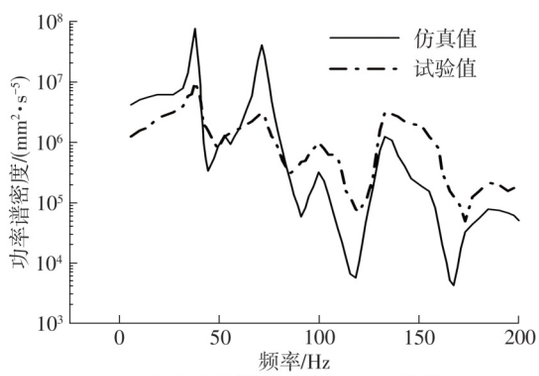
模组支架安装在①和②之间

图6 电池模组安装位置等效质量点

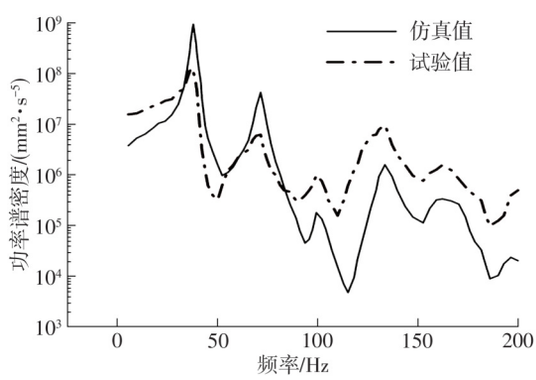
Fig. 6 Equivalent mass points of battery module's mounting position



(a) 电池模组N1的z向PSD曲线



(b) 电池模组N2的z向PSD曲线



(c) 电池模组N3的z向PSD曲线

图7 电池模组随机振动时的z向PSD曲线

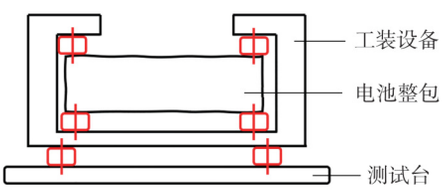
Fig. 7 Curves of PSD in z direction of the battery module under random vibration

图7曲线代表了安装在不同位置的电池模组的功率谱密度。可以发现，z方向上的3组电池模组，其功率谱密度计算值和试验值吻合良好。上述结果亦可作为输入条件，用于进一步研究电芯的相关机械性能。

2.2　冲击载荷下电池箱的应力分析

2.2.1　分析方法

按图8所示建立含工装设备的电池箱体有限元模型。首先把电池箱体置于工装设备内，将箱体前端件和后端件的两端安装点与工装设备进行连接，然后将工装设备与测试台进行连接，以保证电池箱体能稳定放置于测试台上。最后对电池箱体各个方向分别施加相应要求的半正弦冲击波，从最大应力等角度对研究对象进行分析。



红色区域表示各部分之间的连接关系

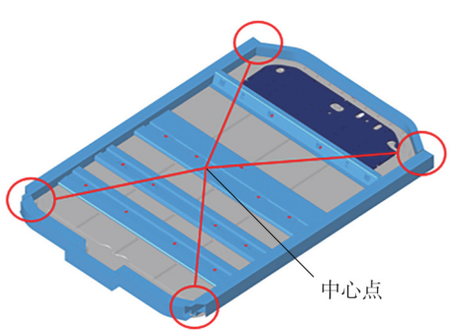
图8　电池箱体工装有限元模型示意图

Fig. 8　Schematic diagram of the finite element model of battery box with fixture

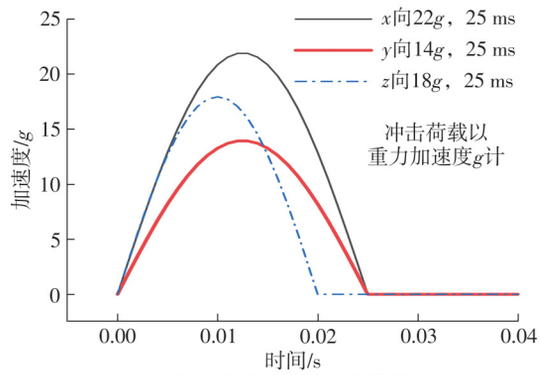
如图9所示，在仿真过程中，对电池箱体的挂载点与工装设备进行约束，并将工装设备的4个角耦合至1个中心点，将机械冲击的加速度加载到该点上，模拟电池箱体在实车上受到的冲击[15-16]。

2.2.2　计算结果与分析

通过施加x、y、z轴的加速度冲击荷载，仿真得到电池箱体极柱支撑支架、箱体上盖和模组固定支架处的最大应力，分别为447.0、379.5和529.3 MPa，如图10红色区域箭头所示。其中，z轴方向的最大应力超过了材料CR460LA的屈服应力，说明模组固定支架存在明显的应力集中区域，有失效风险。



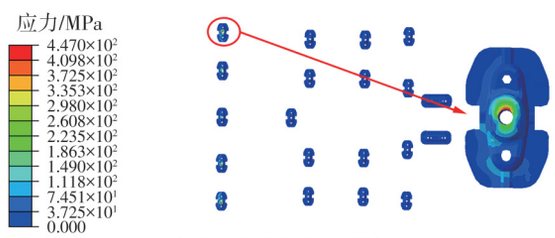
（a）加载点示意



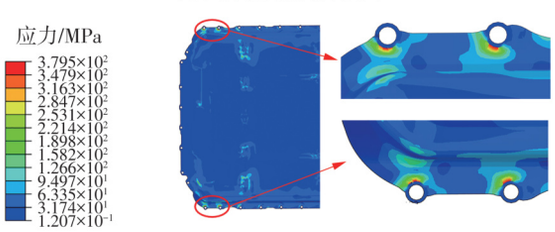
（b）各方向的加速度曲线

图9　电池箱体在3个方向的冲击荷载

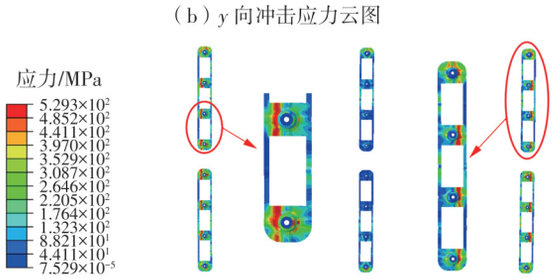
Fig. 9　Impact loads in three directions of battery box



（a）x 向冲击应力云图



（b）y 向冲击应力云图



（c）z 向冲击应力云图

图10　电池箱体各组件的最大应力分析

Fig. 10　Maximum stress analysis of each component of the battery pack

3　电池箱体优化

3.1　基于响应面的目标函数

利用Box-Behnken响应面法建立试验方案，通过试验得到某点附近频率、变形量和最大应力均方根的实际响应值，采用多元二次方程来拟合因素和效应值之间的函数关系，通过对回归方程的分析来寻求最优工艺参数。选择6个主要箱体部件的厚度作为设计变量，具体如表4所示。

表4 设计变量信息

Table 4 Information of design variables

变量符号	变量名称	取值范围/mm
a	箱体前端件厚度	1~4
b	箱体后端件厚度	1~4
c	箱体中部件厚度	1~4
d	箱体上盖厚度	1~3
e	模组固定支架厚度	1~2
f	加强件厚度	1~4

同时以电池箱体的一阶固有频率、变形量以及最大应力均方根作为目标输出，基于加权最优组合原理，得到目标函数T如下：

$$T(a,b,c,d,e,f)=n_1F(a,b,c,d,e,f)+n_2D(a,b,c,d,e,f)+n_3R(a,b,c,d,e,f) \quad (2)$$

式中，n_1、n_2、n_3分别为一阶固有频率、变形量以及最大应力均方根的权重，F、D、R分别为关于一阶固有频率、变形量以及最大应力均方根的函数。考虑到电动汽车的安全性，电池箱的一阶固有频率应满足设计要求，且电池模组需要受到电池箱体的保护，以免发生危险。据此，将权重n_1设定为0.5，权重n_2设定为0.3，而最大应力均方根作为随机振动的评价指标，其权重n_3仅设定为0.2[17]。

基于以上变量，通过Box-Behnken响应面法设计了54组测试样品，表5列出了试验设计矩阵。在此前标准试验的基础上对箱体进行随机振动分析，得到目标函数值[19]。在随机振动条件下，x轴和y轴振动通常较小，z轴振动最大，因此对54个测试样本的z轴随机振动进行了仿真。

表5 试验矩阵设计

Table 5 Design of experimental matrix

编号	电池箱体结构参数						输出结果		
	a	b	c	d	e	f	最小固有频率/Hz	变形量/mm	最大应力均方根/MPa
1	2.5	1.0	2.5	2.0	1.0	2.0	28.98	11.53	131.0
2	3.0	2.5	2.5	1.0	1.0	3.5	29.80	18.44	152.8
3	2.5	2.5	2.5	2.0	1.5	3.5	29.76	11.00	104.5
4	2.5	2.5	2.5	2.0	1.5	3.5	29.76	11.00	104.5
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
53	3.5	3.5	3.5	2.0	1.5	3.0	33.54	9.04	56.6
54	2.5	4.0	4.0	2.0	1.0	3.5	29.76	11.00	104.5

3.2 电池箱体性能响应面模型的建立

图11所示为各实际设计响应与模型预测响应的奇偶检验图。落在检验图对角线上或对角线附近区域的点越多，则表明响应面回归方程的准确性越高。由图11可知，拟合得到的各设计响应面模型的校验值基本上紧邻检验图对角线，说明试验值与模型预测值之间具有较好的吻合度。

3.3 优化设计结果

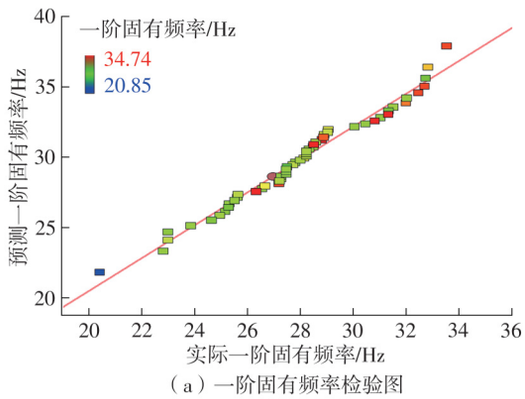
将拟合得到的有效响应面模型代入电池箱体的优化数学模型中进行迭代求解，基于多目标遗传算法优化得到一系列最优解集合[20]，从中选出3个候选方案，具体如表6所示。表7示出了每个方案所对应的目标函数(输出)值。

根据箱体优化方案1(前端件厚度2.23 mm、箱体后端件厚度2.40 mm、箱体中部件厚度3.31 mm、箱体上盖厚度2.60 mm、模组固定支架厚度1.59 mm、加强件厚度3.81 mm)来制作电池箱体。通过对结构件厚度进行调整，由表8可以发现，与原数学模型相比，优化后箱体的一阶固有频率提高了29.12%，变形量减小了29.39%，振动响应降低了40.31%。

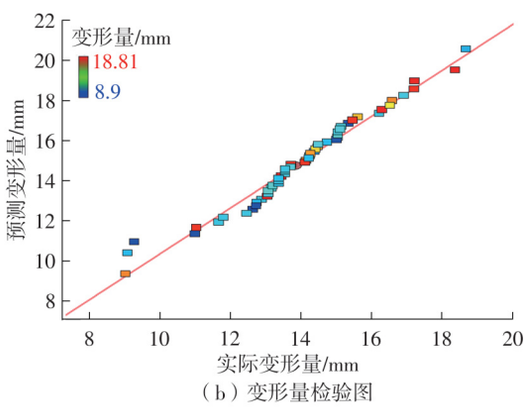
表6 候选优化方案

Table 6 Candidate optimization schemes

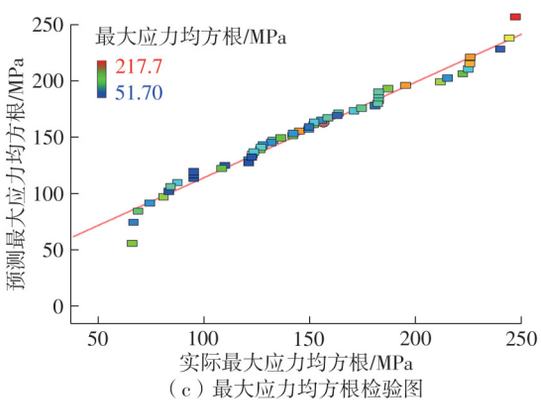
设计变量(输入)	不同方案的变量取值		
	方案1	方案2	方案3
a/mm	2.23	3.35	1.56
b/mm	2.40	3.26	3.58
c/mm	3.31	1.13	2.95
d/mm	2.60	1.32	1.87
e/mm	1.59	1.80	1.68
f/mm	3.81	2.49	3.09



（a）一阶固有频率检验图



（b）变形量检验图



（c）最大应力均方根检验图

图 11　各实际设计响应和模型预测响应的奇偶检验图

Fig. 11　Plots of parity test for each actual design response and model-predicted response

表 7　候选优化方案的目标函数值

Table 7　Objective function values of the candidate optimization schemes

参数	目标函数值		
	方案 1	方案 2	方案 3
一阶固有频率/Hz	37. 06	35. 61	32. 49
变形量/mm	11. 41	14. 22	12. 05
最大应力均方根/MPa	70. 73	54. 35	49. 01

表 8　优化前后电池箱体性能对比

Table 8　Comparison of battery box performance before and after the optimization

目标函数(输出)	取值		变化幅度/%
	优化前	优化后	
一阶固有频率/Hz	28. 70	37. 06	29. 12
变形量/mm	16. 16	11. 41	29. 39
最大应力均方根/MPa	118. 50	70. 73	40. 31

4　结语

文中对电动汽车电池箱体内的电池模组进行了计算分析，得到了不同位置处的功率谱密度曲线。通过构建电池模组的等效质量点发现，z方向上的3组电池模组的功率谱密度曲线计算值和试验结果吻合较好。通过建立电池箱体的响应面模型，文中分析得到了零部件尺寸参数与固有频率、变形量、振动响应的关系。采用优化方案制作的电池箱体与原数学模型相比，其一阶固有频率提高了29. 12%，变形量减小了29. 39%，振动响应降低了40. 31%，因此可基于此实现电池箱体的结构优化，提升电池箱体的性能。后续在有条件的情况下，可以设置对照组电池箱进行对比试验，以进一步减小试验误差，提高准确性。

参考文献：

[1] HE B，WANG H，HE X. Vibration test methods and their experimental research on the performance of the lead-acid battery [J]. Journal of Power Sources，2014，268：326-330.

[2] GALOS J，KHATIBI A A，MOURITZ A P. Vibration and acoustic properties of composites with embedded lithium-ion polymer batteries [J]. Composite Structures，2019，220：677-686.

[3] HOOPER J M，MARCO J，CHOUCHELAMANE G H，et al. Multi-axis vibration durability testing of lithium ion 18650 NCA cylindrical cells [J]. Journal of Energy Storage，2018，15：103-123.

[4] 刘顺. 纯电动车电池箱体随机振动条件下连接分析[D]. 南昌：南昌大学，2021.

[5] 李全，王俊升，王兵，等. 纯电动汽车电池包轻量化设计综述 [J]. 汽车工程学报，2022，12(4)：431-445.
LI Quan，WANG Junsheng，WANG Bing，et al. A review

of lightweight design of battery packs for pure electric vehicles [J]. Journal of Automotive Engineering, 2022, 12(4): 431-445.

[6] LI S, CHEN F, AKHIL G, et al. Design optimization of battery pack enclosure for electric vehicle [J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2018, 58(1): 331-347.

[7] BAO N, ZHAO R. Design optimization of battery holder for electric vehicle [C]//Proceedings of 2018 6th International Conference on Mechanical, Automotive and Materials Engineering. [S.l.]: IEEE, 2018.

[8] XIONG Y, PAN Y, WU L, et al. Effective weight reduction and crash worthiness analysis of a vehicle's battery-pack system via orthogonal experimental design and response surface methodology [J]. Engineering Failure Analysis, 2021, 128: 105635/1-20.

[9] NIU X, GARG A, GOYAL A, et al. A coupled electrochemical-mechanical performance evaluation for safety design of lithium-ion batteries in electric vehicles: an integrated cell and system level approach [J]. Journal of Cleaner Production, 2019, 222: 633-645.

[10] 欧阳威, 王丽娟, 陈宗渝, 等. 基于响应面法的动力电池包箱体轻量化优化设计 [J]. 机械设计与制造, 2021(2): 246-251, 256.
OUYANG Wei, WANG Lijuan, CHEN Zongyu, et al. Lightweight optimization design of power battery pack case based on response surface method [J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2021(2): 246-251, 256.

[11] DANZI F, SALGADO R M, OLIVEIRA J E, et al. Structural batteries: a review [J]. Molecules, 2021, 26(8): 2203/1-40.

[12] YANG H. A review of structural batteries implementations and applications [C]//Proceedings of 2020 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo. [S.l.]: IEEE, 2020.

[13] 电动汽车用锂离子动力蓄电池包和系统安全性与测试方法: GB/T 31467.3—2015 [S].

[14] HAIBA M, BARTON D C, BROOKS P C. Review of life assessment techniques applied to dynamically loaded automotive components [J]. Computers & Structures, 2002, 80: 481-494.

[15] REN L, MA J, TONG Y, et al. A review of fatigue life prediction method for portal crane [M]//IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. [S.l.]: IOP Publishing, 2021.

[16] WANG S, LIU X, JIANG C, et al. Prediction and evaluation of fatigue life for mechanical components considering anelasticity-based load spectrum [J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2021, 44(1): 129-140.

[17] 李志杰, 陈吉清, 兰凤崇, 等. 机械外力下动力电池包的系统安全性分析与评价 [J]. 机械工程学报, 2019, 55(12): 137-148.
LI Zhijie, CHEN Jiqing, LAN Fengchong, et al. System safety analysis and evaluation of power battery packs under mechanical external force [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(12): 137-148.

[18] 叶子波, 符兴锋, 周斯加. HEV后碰撞安全性仿真和试验研究[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2011, 39(11): 138-143.
YE Zi-bo, FU Xing-feng, ZHOU Si-jia. Simulation and experimental study on rear crash safety of HEV [J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2011, 39(11): 138-143.

[19] 金燕, 刘少军. 基于响应面法的热弹流润滑效应下滚动轴承疲劳可靠性分析 [J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2017, 45(2): 84-90.
JIN Yan, LIU Shaojun. Fatigue reliability analysis of rolling bearings under thermoelastic flow lubrication effect based on response surface method [J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2017, 45(2): 84-90.

[20] RUHATIYA C, BAO P N G, QUAN T L, et al. A hybrid multi-output-predictive modelling based NSGA Ⅱ approach for dimensions design optimization of battery pack module for electric vehicles [J]. Energy Storage, 2020, 2(2): e130/1-12.

Optimization Design of Battery Box of Electric Vehicles Based on Response Surface Model

WANG Ningzhen[1]　*QIN Kangjie*[1]　*TANG Liang*[1]　*SHANGGUAN Lijian*[2]　*ZHOU Fupeng*[3]　*SHANGGUAN Wenbin*[4]
(1. The School of Technology, Beijing Forestry University, Beijing 100083, China; 2. Ningbo Tuopu Group Co., Ltd., Ningbo 315800, Zhejiang, China; 3. Lucky Harvest Co., Ltd., Dongguan 523870, Guangdong, China; 4. School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510640, Guangdong, China)

Abstract: In order to improve the performance of the battery box of electric vehicles and strengthen the safety and reliability of each component, the acceleration response of the battery modules at different positions inside the box was investigated with the battery box body of an electric vehicle, finding that the calculation results of the power spectral density curves of the three groups of battery modules in the *z* direction are in good agreement with the test results. Then, by considering the dimensional parameters, such as the top cover of the box, the front end parts of the box, the rear end parts of the box, the middle parts of the box, the module fixing brackets and the reinforcement parts, a response surface proxy model, which describes the relationship between the dimensional parameters of the battery box's main parts and the intrinsic frequency, deformation as well as vibration response, was established, and the random vibration and the mechanical shock of the box were calculated, with the results verifying the correctness of the model. Based on the Box-Behnken response surface method for designing tests, several combinations of tests with six design variables and three levels were obtained, and the corresponding test design matrices were obtained. A polynomial response surface approximation model was fitted using multiple regression analysis, and the model was iterated and optimized using a multi-objective genetic algorithm to obtain the optimal dimensional parameters of the battery box. Experimental results show that, as compared with the original model, the first-order intrinsic frequency in the optimized case increases by 29.12%, the deformation reduces by 29.39%, and the vibration response reduces by 40.31%, which means a successful lightweighting. The modelling and analyzing methods in this paper can be used to calculate the influence of the battery box components on the overall structure of the battery box, improve the performance of the battery box through optimized design, and strengthen the safety and reliability of each component.

Key words: battery box; response surface model; random vibration; optimization design