



储能电池柜的振动试验与仿真

赵相如, 钟 博, 徐静宛, 邓树升, 曹 虎
(比亚迪股份有限公司, 广东 深圳 518000)

摘要: 随着储能行业的迅猛发展, 在运输过程中的安全性是储能系统结构评估的重点。为探明某储能电池柜的动力特性和随机振动下的受力机理, 本工作展开扫频振动试验, 得到储能电池柜x向的一阶频率为7.485 Hz, 阻尼比为0.051, y向的一阶频率为8.431 Hz, 阻尼比为0.070; 同时, 本工作采用国际安全运输协会(ISTA)3E路谱进行竖直方向(z向)随机振动试验, 试验表明, 柜体振动后基本完好。本工作基于有限元分析方法建立储能电池柜精细化仿真模型, 进行模态分析、扫频振动和随机振动仿真分析。模态分析的仿真与试验结果误差在5%以内, 验证了模型的有效性; 扫频振动仿真提取的加速度响应与实测数据对比, 以9号传感器为例, 吻合度较高; 随机振动仿真得到的应力云图与试验磨损位置吻合, 验证了有限元模型的准确性。本工作的研究成果为电池柜的振动性能评估和结构优化提供了重要参考, 验证后的有限元模型可有效预测电池柜的振动特性, 为后续产品设计和结构优化提供可靠的技术支撑。

关键词: 储能电池柜; 振动台试验; 扫频振动; 随机振动; 有限元分析

doi: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2025.0964

中图分类号: TM 911

文献标志码: A

文章编号: 2095-4239 (2026) 02-594-10

Vibration testing and numerical simulation of energy storage battery cabinets

ZHAO Xiangru, ZHONG Bo, XU Jingwan, DENG Shusheng, CAO Hu
(BYD Company Limited, Shenzhen 518000, Guangdong, China)

Abstract: As the energy storage industry rapidly expands, ensuring the safety of energy storage systems during transportation has become a critical aspect of structural safety evaluations. This study investigates the dynamic characteristics and mechanical response of a specific energy storage battery cabinet under random vibration. Sinusoidal sweep vibration tests determined the first-order frequencies and damping ratios: 7.485 Hz with a damping ratio of 0.051 in the X-direction, and 8.431 Hz with a damping ratio of 0.070 in the Y-direction. Vertical (Z-direction) random vibration tests, conducted using the ISTA(International Safe Transit Association) 3E road spectrum, showed that the battery cabinet remained largely intact. A refined finite element analysis (FEA) model was developed to simulate the cabinet, with modal, sinusoidal sweep, and random vibration analyses performed. The modal analysis simulation results deviated by less than 5% from experimental measurements, validating the model's accuracy. Comparisons of acceleration responses from the sinusoidal sweep

收稿日期: 2025-10-27; 修改稿日期: 2025-12-13。

第一作者: 赵相如 (1999—), 女, 硕士, 研究方向为结构抗震、结构减隔震, E-mail: zhaoxiangru@hnu.edu.cn; 通信作者: 钟博, 博士, 工程师, 研究方向为有限元的超收敛与自适应分析、储能系统的结构抗震与结构仿真, E-mail: zhong.bo3@fdbatt.com。

引用本文: 赵相如, 钟博, 徐静宛, 等. 储能电池柜的振动试验与仿真[J]. 储能科学与技术, 2026, 15(2): 594-603.

Citation: ZHAO Xiangru, ZHONG Bo, XU Jingwan, et al. Vibration testing and numerical simulation of energy storage battery cabinets[J]. Energy Storage Science and Technology, 2026, 15(2): 594-603.

simulations, exemplified by sensor #9, showed strong agreement with experimental data. Moreover, stress distribution maps from the random vibration simulations corresponded well with wear-prone areas observed experimentally, further confirming the FEA model's reliability. This research provides valuable guidance for evaluating the vibration performance and optimizing the structural design of battery cabinets, offering a robust technical foundation for future energy storage products.

Keywords: energy storage battery cabinet; shaker table test; sweep frequency vibration; random vibration; finite element analysis

在全球能源结构转型与碳达峰碳中和(“双碳”)目标的驱动下,储能技术成为未来电力系统提升新能源发电接入、消纳能力和提升电力系统灵活性的重要支撑,其正在经历爆发式增长^[1-2]。电化学储能技术由于具有能量密度、效率、成本、建设周期等方面的优势,在新型储能市场中占有了绝对优势地位。其中,锂离子电池在储能行业中的应用最为广泛。储能电池柜作为储能系统的核心组件,其结构可靠性直接影响储能系统整体的运行安全性。随着储能行业的飞速发展,储能系统的全球化运输需求激增,其在运输过程中的结构安全性成为焦点问题。储能电池柜的振动敏感特性主要源于其特殊的结构特征:高能量密度设计导致单柜质量很大,其质量惯性显著高于传统电力设备,动力荷载作用对其安全性有很大挑战。运输过程中的振动会导致储能电池柜产生损伤,甚至发生结构破坏。特别值得注意的是,运输振动会导致储能电池柜出现无法及时察觉的隐性损伤,且该隐性损伤具有累积效应,严重影响储能系统的寿命。

在现有的研究中,对储能电池柜在运输条件下的结构响应分析相对匮乏,研究主要集中在电池包,尤其是车用动力电池包上。对其动力响应研究主要集中在模态分析,随机振动响应分析,冲击、跌落、碰撞等工况的分析与相应的结构优化设计上^[3]。研究方法的差异主要来源于模型的精细化程度,多数研究采用质量点或刚体模拟电池^[4],简化电池之间的连接结构;进一步地,部分学者将电池简化为均质实体^[5-6],并建立了精细化电池包有限元模型^[7]。这些研究都为结构安全分析提供了技术支持,但储能电池柜的结构细节、安装边界都与动力电池包不同,以上研究分析很难对储能电池柜建模提供有效指导和验证。

为更加全面地了解储能电池柜的振动特性和运

输条件下的结构动力响应,本工作对某储能电池柜进行了振动试验,得到了其动力特性以及随机振动下的结构响应。同时,本工作建立了储能电池柜的精细化有限元模型,对试验工况进行模态分析、扫频振动及随机振动仿真分析,验证有限元模型的准确性。

1 振动试验理论

1.1 有阻尼体系对简谐荷载的反应

简谐荷载作用下的单自由度体系的运动方程和初始条件见式(1)。

$$\begin{aligned} m\ddot{u} + c\dot{u} + ku &= p_0 \sin \omega t \\ u|_{t=0} &= u(0), \dot{u}|_{t=0} = \dot{u}(0) \end{aligned} \quad (1)$$

式中, m 为质量; c 为阻尼; k 为刚度; u 为位移; $\dot{u}$ 为速度; $\ddot{u}$ 为加速度; p_0 为简谐荷载的幅值; ω 为简谐荷载的圆频率; t 为时间。

运动方程的全解 $u(t)$ 等于通解 u_c 与特解 u_p 之和,见式(2)。

$$u(t) = u_c + u_p = e^{-\zeta\omega_n t} (A \cos \omega_D t + B \sin \omega_D t) + C \sin \omega t + D \cos \omega t \quad (2)$$

A 、 B 、 C 、 D 计算方法见式(3)~式(6)。

$$A = u(0) + u_{st} \frac{2\zeta\omega/\omega_n}{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [2\zeta(\omega/\omega_n)]^2} \quad (3)$$

$$B = \frac{\dot{u}(0) + \zeta\omega_n u(0)}{\omega_D} - u_{st} \frac{[1 - (\omega/\omega_n)^2] - 2\zeta^2}{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [2\zeta(\omega/\omega_n)]^2} \frac{\omega/\omega_n}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (4)$$

$$C = u_{st} \frac{1 - (\omega/\omega_n)^2}{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [2\zeta(\omega/\omega_n)]^2} \quad (5)$$

$$D = u_{st} \frac{-2\zeta\omega/\omega_n}{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [2\zeta(\omega/\omega_n)]^2} \quad (6)$$

式中, u_{st} 为等效静位移; ω_D 为阻尼体系自振圆频; ω_n 自振圆频率; ζ 为阻尼比。

振动频率等于体系自振频率 ω_n 的瞬态反应项会因阻尼的存在而很快衰减,最后结构的反应仅为

由外荷载直接引起的稳态反应。瞬态反应项以结构的自振频率振动,反映结构的动力特性;稳态反应项以外荷载的激励频率振动,反映输入荷载的性质。稳态反应项见式(7)。

$$u(t) = C \sin \omega t + D \cos \omega t = u_0 \sin(\omega t - \phi) \quad (7)$$

式中, u_0 为稳态振动的振幅; ϕ 为相角。

动力放大系数 R_d 定义为式(8)。

$$R_d = \frac{1}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [2\zeta(\omega/\omega_n)]^2}} \quad (8)$$

在简谐荷载作用下,结构共振反应是一个重要现象:在进行强迫振动的体系中,当激励频率稍微变化时,其反应即减小,此时对应的体系状态为共振。动力放大系数峰值点对应的频率为共振频率,即 $\omega = \omega_n \sqrt{1 - 2\zeta^2}$,但一般工程中阻尼较小,共振频率、无阻尼体系自振频率和有阻尼体系自振频率相差不大,一般定义 $\omega = \omega_n$ 时为共振。本工作将通过扫频振动时各加速度测点的响应峰值来确定结构的自振频率(共振频率)。

在工程中,常用简谐振动(强迫振动)试验确定体系的黏性阻尼比。因为动力放大系数受 ζ 控制, ζ 影响 R_d 的峰值大小和曲线的形状。利用体系对简谐荷载的响应结果可以求解体系的阻尼比,这主要有两种方法:共振放大法和半功率带宽法。

其中,半功率带宽法是工程中运用最为广泛的方法,本工作采用该方法计算结构阻尼比 ζ , 计算公式见式(9)。

$$\zeta = \frac{f_2 - f_1}{2f_0} \quad (9)$$

式中, f_1 和 f_2 分别为 R_d 曲线上振幅值等于 $(1/\sqrt{2})$ 倍的最大振幅值的两个点对应的频率值($f_2 > f_1$); f_0 为最大振幅点对应的频率值。

1.2 结构随机振动

车辆在公路上行驶时,因路面不规则性、车辆动态系统及外部环境等因素的共同作用,会产生不可预测的、非周期性的、具有统计特性的振动现象。这种没有确定的变化形式,也没有必然的变化规律,无法用关于时间 t 的确定函数进行描述的工程振动为随机振动。随机振动虽然不能用确定性函数表达,却能用统计特性进行描述。

1.2.1 随机过程的概率描述

随机过程在任意时刻的状态是随机变量,因此可以利用随机变量的概率描述方法来描述随机过程

的统计特征。

设 $X(t)$ 是随机过程,一般地,当时间 t 取任意 n 个数值 $t_1, t_2, \dots, t_n$ 时, n 维随机变量

$$[X(t_1), X(t_2), \dots, X(t_n)]$$

的分布函数记为式(10)。

$$F_n(x_1, x_2, \dots, x_n; t_1, t_2, \dots, t_n) =$$

$$P[X(t_1) \leq x_1, X(t_2) \leq x_2, \dots, X(t_n) \leq x_n] \quad (10)$$

其称为随机过程 $X(t)$ 的 n 维分布函数。如果存在函数 $f_n(x_1, x_2, \dots, x_n; t_1, t_2, \dots, t_n)$ 使

$$F_n(x_1, x_2, \dots, x_n; t_1, t_2, \dots, t_n) =$$

$$\int_{-\infty}^{x_1} \int_{-\infty}^{x_2} \dots \int_{-\infty}^{x_n} f_n(x_1, x_2, \dots, x_n; t_1, t_2, \dots, t_n) dx_1 \dots dx_n$$

成立,则称 $f_n(x_1, x_2, \dots, x_n; t_1, t_2, \dots, t_n)$ 为随机过程 $X(t)$ 的 n 维概率密度函数。

n 维分布函数(或概率密度函数)能够近似描述随机过程 $X(t)$ 的统计特性。显然, n 取值越大,则 n 维分布函数描述随机过程的特性也越趋于完善。

1.2.2 平稳随机过程

随机过程按照均值和标准差是否随时间变化,分为平稳随机过程和非平稳随机过程。平稳随机过程的概率分布在任意时间内具有一致性,可得到一个与采样时刻无关的概率分布函数。

平稳随机过程的 n 维分布函数对任意实数 ε 满足关系式式(11)。

$$F_n(x_1, x_2, \dots, x_n; t_1, t_2, \dots, t_n)$$

$$= F_n(x_1, x_2, \dots, x_n; t_1 + \varepsilon, t_2 + \varepsilon, \dots, t_n + \varepsilon) \quad (n = 1, 2, \dots, n) \quad (11)$$

如果概率密度存在,上述平稳条件等价于式(12)。

$$f_n(x_1, x_2, \dots, x_n; t_1, t_2, \dots, t_n)$$

$$= f_n(x_1, x_2, \dots, x_n; t_1 + \varepsilon, t_2 + \varepsilon, \dots, t_n + \varepsilon) \quad (n = 1, 2, \dots, n) \quad (12)$$

设 $X(t)$ 是平稳随机过程,则可见式(13)。

$$f_1(x_1, t_1) = f_1(x_1, t_1 + \varepsilon) \quad (13)$$

设时间间距 $\tau = t_2 - t_1$, 于是 $X(t)$ 的自相关函数仅是单变量 τ 的函数,即式(14)。

$$R_X(\tau) = E[X(t)X(t + \tau)] \quad (14)$$

为进一步掌握结构振动过程的特征,还需要研究随机过程的频率结构,即随机过程的频率成分和每种频率成分的幅值或能量。一般通过 Fourier 变换得到平稳随机过程 $X(t)$ 的功率谱密度。本工作采用国际安全运输协会(ISTA)3E 路谱进行竖向(z 向)随机振动试验,该路谱即为一种功率密度谱,描述了振动能量在频域上的分布。

2 试验设计

2.1 试验产品与设备

试验采用某储能电池柜，外壳尺寸为1130 mm×1203 mm×2521 mm，质量为3920 kg。为保证试验的安全性，试验前将冷却液放空，电芯放电至5%荷电状态(SOC)。试验前样机功能无异常，可正常充放电，主要器件固定牢固，螺栓均有力矩标识，箱体焊缝完好，如图1(b)所示。

试验委托苏州苏试广博环境可靠性实验室有限公司进行，试验加载设备采用电动振动试验系统(DC-40000-400)，控制仪采用多通道数据采集系统(Spider-80xi-16)，如图1(a)所示。振动台台面位移范围为 ± 25.5 mm，速度范围为 ± 2000 mm/s，最大加速度为99.932g，采样频率为3200 Hz，分析频率为1250 Hz。

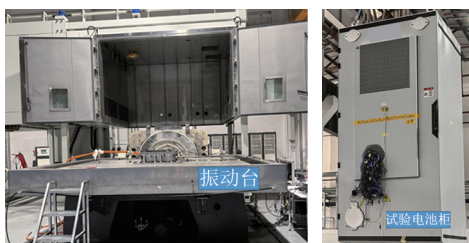


图1 试验产品与仪器 (a) 振动台设备；(b) 试验电池柜
Fig. 1 Test battery cabinets and instrumentation
(a) vibration table, (b) test battery cabinet

2.2 试验加载装置

将电池柜放置于振动台中间，为模拟电池柜在储能系统中的实际情况，设计加载装置，如图2所示。电池柜下方设有底座，底座通过螺栓固定在振动台上，电池柜底部在靠近前门处有两根螺栓与底座连接，在靠近后门处与底座间设置定位销；工装顶部设有横梁，与电池柜通过螺栓连接。其中，电池柜进行前后门方向(x向)的振动试验时，三角形支撑工装安装于前后门处，如图2(a)所示，进行侧向(y向)的振动试验时，三角形支撑工装安装于两个侧面处，如图2(b)所示，进行竖直方向(z向)的随机振动试验时，三角形支撑工装同样安装于两个侧面。

2.3 测点布置

采用压电加速度计(2106C)采集关键部件的加速度响应。振动台上设置加速度传感器1#~4#，用于监测和控制振动台加速度，如图3所示。在前门

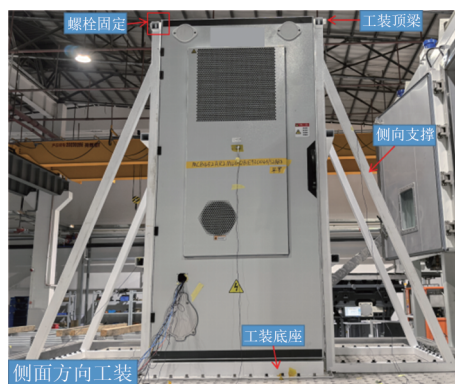


图2 试验加载装置 (a) 前后门方向工装；(b) 侧面方向工装

Fig. 2 Test loading fixture (a) front and rear door loading direction fixture, (b) lateral direction loading fixture

电池模组端板上布设加速度传感器9#、10#、11#、12#、13#和17#，横梁上布设加速度传感器7#、14#，横梁连接件上布设加速度传感器15#，在烟感和温感装置处布设加速度传感器6#、8#，电池管理系统(battery management system, BMS)上布设加速度传感器24#；在后门电池模组端板上布设三向加速度传感器21#、22#，在模组底梁处布设加速度传感器5#、20#，如图4所示。

试验全程采用Object Dictionary(OD)调试上位机监测采集电池柜的各项信息，关注电芯电压，保证试验的安全性。

2.4 试验内容

2.4.1 扫频振动试验

对电池柜进行x和y方向的扫频振动试验，x方向为电池柜的前后门方向，y方向为电池柜的侧面

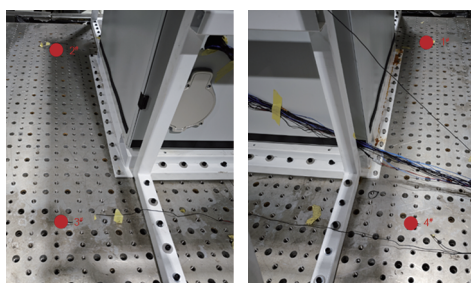


图3 振动台上传感器布置
Fig. 3 Sensor layout on vibration table

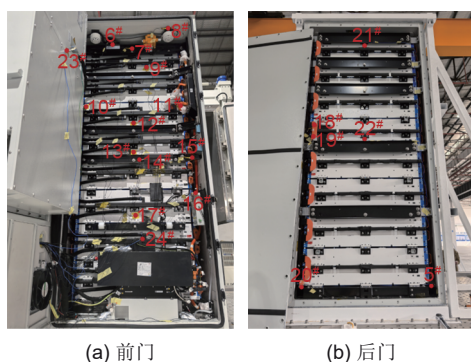


图4 电池柜上传感器布置示意 (a) 前门; (b) 后门
Fig. 4 Sensor layout on battery cabinet (a) front door, (b) rear door

方向。各方向的扫频范围均为5~200 Hz, 加速度幅值均为0.1 g, 采用对数扫频, 扫频速率为1倍频程/min, 采集到的振动台扫频的加速度-频率曲线如图5所示, 全文图表中g均为重力加速度, 取 9.81m/s^2 。

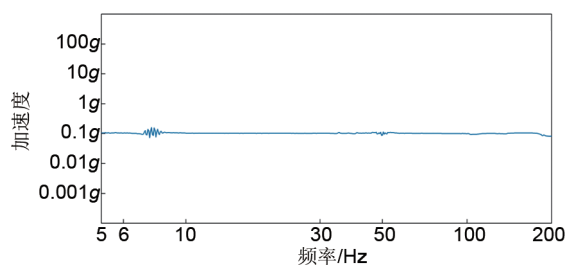


图5 振动台加速度-频率曲线
Fig. 5 Acceleration-frequency curve of vibration table

2.4.2 随机振动试验

对电池柜进行竖直方向(z向)的随机振动试验, 采用ISTA 3E谱, 频谱曲线如图6所示, 振动持续时间为2 h。ISTA 3E测试标准是国际安全运输协会针对集合运输包装制定的标准测试程序, 其应用符合大型储能电池柜质量大、电池模组固定为整体

单元、需要卡车长途运输的特点。

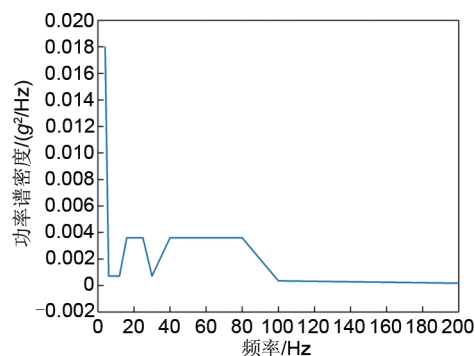


图6 ISTA 3E谱
Fig. 6 ISTA 3E vibration profile

3 试验结果

3.1 扫频振动试验

通过x、y方向的扫频振动试验, 可以得到各布设传感器位置的加速度响应曲线, 如图7所示。该曲线可以直接反映电池柜对激励信号的放大和衰减情况, 即电池柜的动力特性。以位于电池柜前门最高横梁上的加速度测点7#为例, 根据加速度响应曲线可得到电池柜x向的自振频率为7.487 Hz, y向的自振频率为8.447 Hz。

在系统振动过程中, 结构耗散能量使振动幅度逐渐下降, 这种消耗振动能量的能力称为阻尼。在

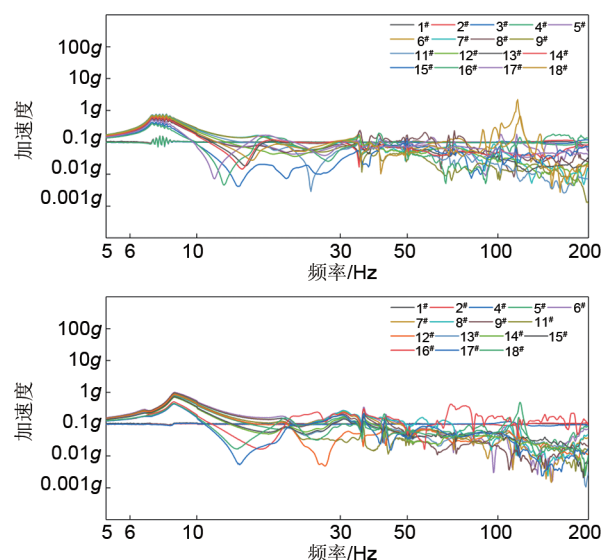


图7 扫频振动加速度响应曲线 (a) x向扫频加速度响应曲线; (b) y向扫频加速度频响曲线
Fig. 7 Acceleration response curve (a) x-axis frequency response curve, (b) y-axis frequency response curve

强迫振动过程中，阻尼会使谱峰频率略有下降且幅值减小，本工作采用半功率带宽法进行阻尼系数的测定。根据式(9)可计算结构每一阶的阻尼比 ξ ，其方法示意如图8所示，得到的各加速度测点x、y方向固有频率和阻尼如表1和表2所示。

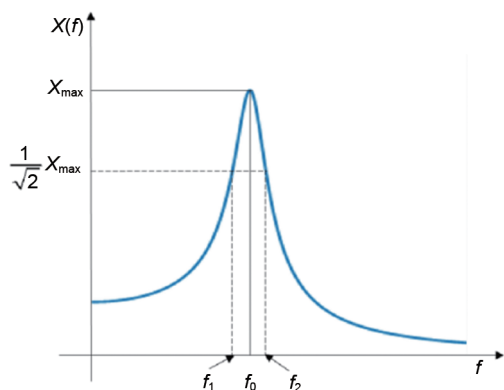


图8 半功率带宽法示意

Fig. 8 Half-power bandwidth method for damping ratio calculation

表1 y方向扫频各测点阻尼

Table 1 Damping ratios at multiple test points on y-axis

传感器编号	f_0/Hz	f_1/Hz	f_2/Hz	ξ
7 [#]	8.447	8.123	9.412	0.07615
9 [#]	8.447	8.119	9.395	0.07550
11 [#]	8.432	8.119	9.361	0.07366
12 [#]	8.432	8.119	9.344	0.07266
13 [#]	8.432	8.104	9.277	0.06955
14 [#]	8.432	8.104	9.261	0.06857
15 [#]	8.432	8.090	9.277	0.07041
17 [#]	8.402	8.017	9.063	0.06221
21 [#]	8.432	8.104	9.178	0.06363
22 [#]	8.417	8.003	9.194	0.07076

表2 x方向扫频各测点阻尼

Table 2 Damping ratios at multiple test points on x-axis

传感器编号	f_0/Hz	f_1/Hz	f_2/Hz	ξ
7 [#]	7.487	7.209	8.032	0.05497
9 [#]	7.487	7.222	8.032	0.05411
11 [#]	7.487	7.235	8.003	0.05131
12 [#]	7.487	7.235	7.988	0.05034
13 [#]	7.487	7.222	7.960	0.04929
14 [#]	7.487	7.222	7.960	0.04929
15 [#]	7.487	7.183	7.931	0.04998
17 [#]	7.473	7.196	7.917	0.04825

对每个测点的加速度响应曲线进行分析求解，去除具有干扰性的局部振动频率，得到各测点的共振频率 f_0 ，并对各测点结果进行统计分析，取频率和阻尼比的平均值作为电池柜的第一阶自振频率和阻尼比，见表3。

表3 x和y方向频率与阻尼

Table 3 Resonance frequencies and damping ratios on x- and y-Axes

x(前后工装)		y(侧向工装)	
频率/Hz	阻尼比	频率/Hz	阻尼比
7.485	0.05094	8.431	0.07031

3.2 随机振动试验

3.2.1 竖直方向(z向)随机振动试验

竖直方向随机振动试验需要安装侧向工装，现场如图9所示，采用ISTA 3E路谱，振动持续时间为2 h，振动1 h时停机一次进行检查。试验过程中电池柜柜体晃动幅度较小，撞击声音较小，各测点加速度响应如图11、图12所示。试验结束，柜体外观与结构未发现明显的损坏或形变。工装顶部横梁处的螺栓在振动过程中出现松动，如图10所示。打开柜门，检测螺栓扭矩衰减情况，柜体内部横梁上的螺栓扭矩未有明显衰减，但电池柜柜底右侧的固定螺栓扭矩由50 N·m衰减至23 N·m，衰减了54%。该螺栓连接电池柜与工装底座，又因柜体质量大，在持续随机振动下螺栓承受较大的应力，导致预紧力显著下降。该螺栓属于电池柜安装螺栓，后续可加固，但其松动会影响试验荷载传递的真实性与可靠性，后续试验对该类连接需要采取防松动措施。



图9 z向随机振动现场图

Fig. 9 Laboratory setup for random vibration test on z-axis

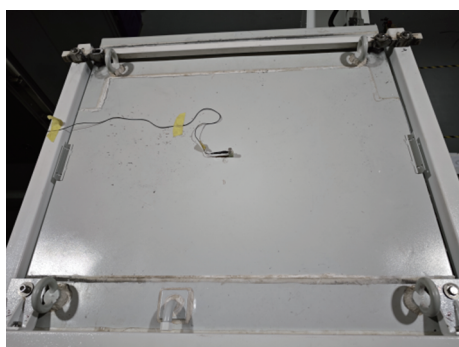


图10 柜顶工装横梁螺栓

Fig. 10 Structural bolt at cabinet top mounting point of load application fixture

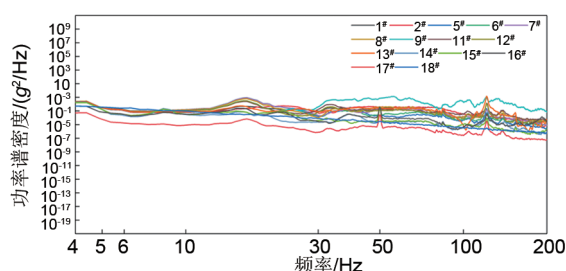


图11 z向随机振动各测点加速度响应曲线(前1 h)

Fig. 11 Acceleration response curves from z-direction random vibration test (first 1 hour)

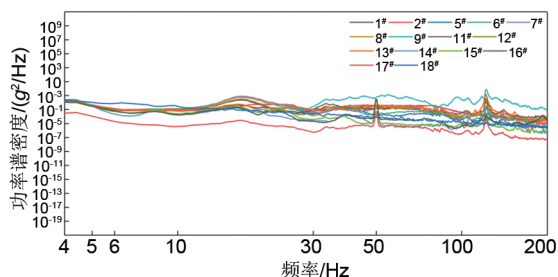


图12 z向随机振动各测点加速度频响曲线(后1 h)

Fig. 12 Acceleration response curves from z-direction random vibration test (last 1 hour)

4 有限元建模

鉴于 abaqus 前处理功能较为烦琐, 本工作采用 hypermesh 作为前处理软件, abaqus 作为求解软件。模型共 509785 个单元、418273 个节点, 模型如图 13 所示。

4.1 材料属性

有限元模型各构件的材料属性如表 4 所示。

4.2 边界条件

模型的边界条件与试验情况(2.2 节)保持一致: 工装底部螺栓孔处采用运动耦合约束(couple-kin)抓取于一点, 该点 6 个自由度全约束, 如图 14



图13 电池柜有限元模型图 (a) 侧向方向; (b) 前后门方向

Fig. 13 Finite element model diagram (a) lateral direction, (b) longitudinal direction

表4 各构件材料属性

Table 4 Material properties of structural components

材料	密度/(t/mm³)	弹性模量/MPa	泊松比	屈服强度/MPa
冷轧碳素钢板(SPCC)	7.85E-09	210000	0.3	200
Q355	7.85E-09	210000	0.3	355
铝板	2.77E-09	69000	0.3	—

所示。

电池柜柜底与底部工装结构的连接如图 15 所示, 靠近前门的三角形支撑与工装底座用梁(beam)单元模拟螺栓连接, 靠近后门的定位销与工装底座设置面面接触作用关系。

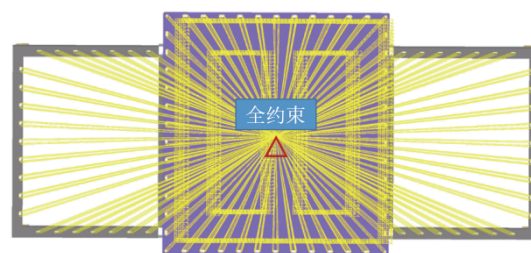


图14 模型工装边界条件

Fig. 14 Boundary conditions

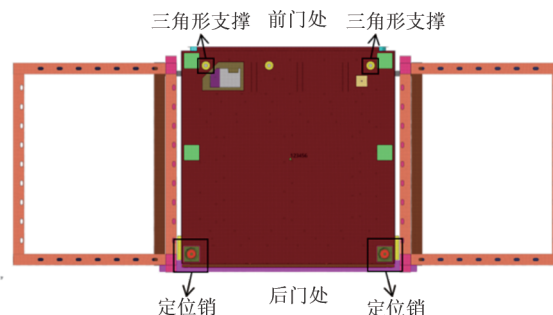


图15 电池柜与工装连接方式

Fig. 15 Mounting method of test fixture to battery cabinet

4.3 模态分析

模态分析时,定位销处设置法向“硬”接触,切向“罚”函数,第一步,考虑几何非线性进行静力分析,第二步,引入静力分析的结果,进行模态分析。有限元分析计算得到的模态结果见表5。电池柜前后工装情况下,在x向的首阶振动为第二阶,频率为7.727 Hz,试验求得该方向的首阶频率为7.485 Hz,仿真结果比试验大3.23%;电池柜侧向工装情况下,在y向的首阶振动为第二阶,频率为8.746 Hz,试验求得该方向的首阶频率为8.431 Hz,仿真结果比试验大3.74%。

误差产生的原因,一方面是建模简化,因仿真主要分析电池柜的力学性能,故未建立液冷管、BMS、烟感温感装置等非结构性元件;另一方面,仿真采用的材料本构模型可能无法充分反映材料的真实性能。但仿真结果与试验结果误差均在5%以内,可以认为该模型具有较高的准确性。

表5 有限元模态分析结果

Table 5 The results of the finite element modal analysis

x(前后工装)		y(侧向工装)	
阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz
1	6.473	1	6.782
2	7.727(+3.23%)	2	8.746(+3.74%)
3	10.930	3	10.659
4	13.496	4	13.638
5	13.661	5	13.659
6	15.548	6	15.490
7	16.241	7	16.715
8	17.401	8	17.435
9	18.231	9	17.974
10	18.733	10	18.780

4.4 扫频振动仿真

基于建立的有限元模型,施加与试验一致的加速度激励,并采用试验测定的阻尼比参数,进行扫频振动仿真分析。提取布设加速度传感器位置处各节点的加速度响应,并与试验结果进行对比。以9#传感器为例,图16与图17分别为x向与y向扫频仿真与试验的加速度响应曲线,二者在幅值与频率特征上较为吻合,验证了模型的准确性。

本仿真分析基于线性假设,未考虑材料、几何和接触非线性等因素,因此在局部频段和高响应区域存在一定偏差。

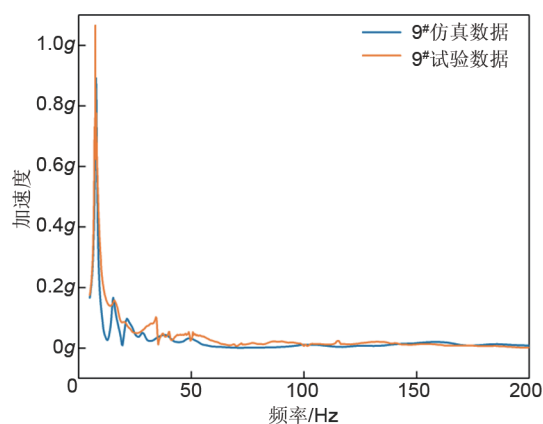


图16 x向扫频振动仿真与试验加速度响应曲线
Fig. 16 Comparison of x-axis sweep vibration simulation and test acceleration response spectra

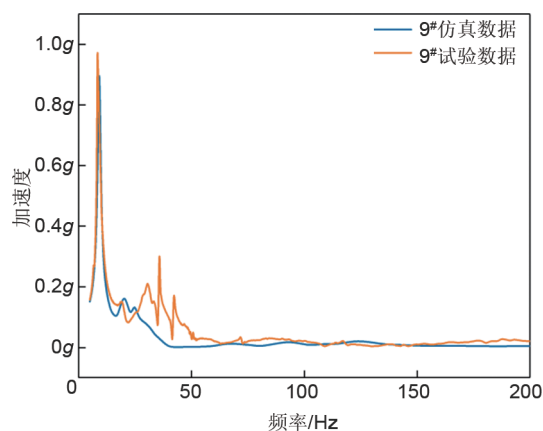


图17 y向扫频振动仿真与试验加速度响应曲线
Fig. 17 Comparison of y-axis sweep vibration simulation and test acceleration response spectra

4.5 随机振动仿真

4.5.1 竖直方向(z向)随机振动仿真

z向随机振动采用侧向工装的有限元模型,模型图见图13(a),输入ISTA 3E谱。电池柜整体位移如图18所示,最大位移为3.493 mm,发生在柜顶处。工装应力见图19,工装顶部横梁螺栓连接处应力较大,最大为159.5 MPa,工装底部与电池柜螺栓连接的位置也有较大应力。电池柜的应力如图20所示,在横梁连接件位置会有较大的应力,其中最大值出现在最下层的后横梁处,为114.4 MPa。该工况仿真得到的应力结果均小于材料的屈服强度,表明工装与电池柜均处于弹性工作范围内,没有出现塑性形变的风险。仿真表明,z向随机振动对工装和柜体结构损伤较小,这与试验现象基本一致。

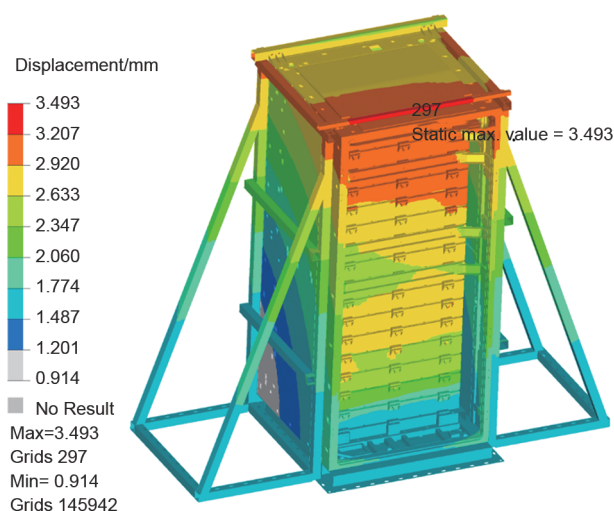


图 18 电池柜位移云图

Fig. 18 Displacement contour plot of battery cabinet

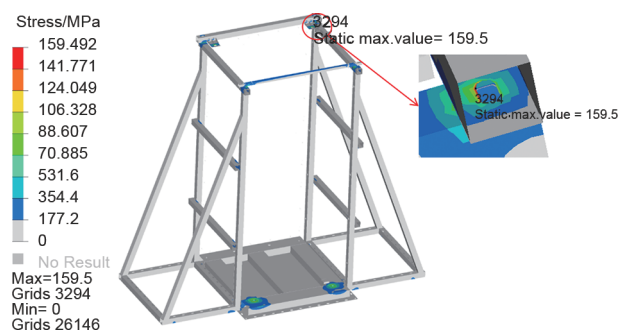


图 19 工装应力云图

Fig. 19 Stress contour plot of loading device

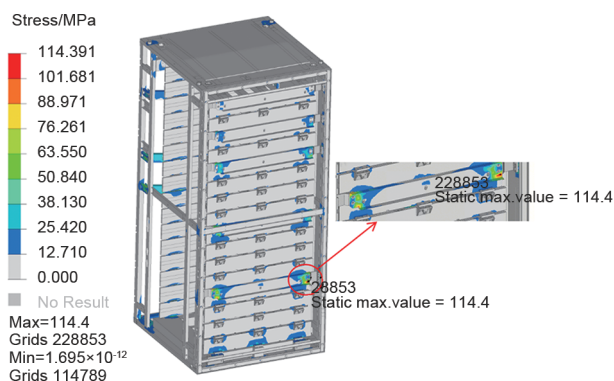


图 20 电池柜应力云图

Fig. 20 Stress contour plot of battery cabinet

5 结论

本工作围绕储能电池柜的振动特性展开, 通过试验与仿真相结合的方式进行了系统研究。具体包括电池柜 x 、 y 方向的扫频振动试验, 输入 ISTA 3E 路谱, 进行竖直方向 (z 向) 随机振动试验, 并开展

相应的仿真分析, 主要结论如下。

(1) 基于扫频振动试验中各测点的加速度频谱曲线, 识别了电池柜在 x 、 y 方向的一阶频率和阻尼比, 为有限元模型的验证提供了关键数据支撑。

(2) 对储能电池柜进行竖直方向 ISTA 3E 随机振动试验, 试验过程中柜体晃动幅度较小, 撞击声音较小。试验结束后未发现明显结构损坏, 表明该储能电池柜安全性能良好。

(3) 建立电池柜的精细化有限元模型, 开展了考虑接触刚度和预载大变形的模态分析, 计算得到的 x 、 y 方向的首阶频率, 与试验结果误差在 5% 以内, 验证了模型的有效性。基于该有限元模型进行 x 、 y 方向的扫频振动仿真分析, 各测点加速度响应曲线与试验加速度传感器测得数据较吻合, 进一步证明了该有限元模型的准确性。

(4) 本工作采用的随机振动仿真分析是一种频域分析方法, 该方法基于线性假设, 仅能计算结构在频域内的线弹性应力与位移响应的统计特性, 无法考虑几何非线性、材料非线性及接触非线性效应, 亦不能反映激励的时间历程特征 (如持续时间和能量累积)。因此, 仿真结果主要用于识别结构在随机振动下的整体响应趋势和高应力分布区域, 与试验中观察到的潜在损坏位置较为吻合。但该方法不能直接预测局部塑性损伤或疲劳破坏。后续研究拟采用非线性时程分析方法, 进一步提高仿真预测的准确性。

本工作的研究成果为电池柜的振动性能评估和结构优化提供重要参考, 验证后的有限元模型可有效预测电池柜的振动特性, 为后续产品设计和结构优化提供可靠的技术支撑。

参考文献

- [1] 陈海生, 刘畅, 徐玉杰, 岳芬, 等. 储能在碳达峰碳中和目标下的战略地位和作用[J]. 储能科学与技术, 2021, 10(5): 1477-1485. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2021.0389.
- CHEN H S, LIU C, XU Y J, YUE F, et al. The strategic position and role of energy storage under the goal of carbon peak and carbon neutrality[J]. Energy Storage Science and Technology, 2021, 10(5): 1477-1485. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2021.0389.
- [2] 裴哲义, 范高峰, 秦晓辉. 我国电力系统对大规模储能的需求分析[J]. 储能科学与技术, 2020, 9(5): 1562-1565. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2020.0252.
- PEI Z Y, FAN G F, QIN X H. Demand analysis of large scale energy storage in China's power system[J]. Energy Storage

- Science and Technology, 2020, 9(5): 1562-1565. DOI:10.19799/j.cnki.2095-4239.2020.0252.
- [3] 白聪儿, 汪小芳, 黄文强, 等. 基于 OptiStruct 的储能电池包运输条件下的结构安全分析与优化[J]. 机电工程技术, 2023, 52(10): 207-210. DOI:10.3969/j.issn.1009-9492.2023.10.041.
- BAI C E, WANG X F, HUANG W Q, et al. Safety analysis and optimization of energy storage battery pack under transportation condition based on OptiStruct[J]. Mechanical & Electrical Engineering Technology, 2023, 52(10): 207-210. DOI: 10.3969/j.issn.1009-9492.2023.10.041.
- [4] 卞烨峰, 褚超美. 基于 OptiStruct 的电动汽车电池包结构仿真及验证[J]. 农业装备与车辆工程, 2020, 58(5): 131-134. DOI: 10.3969/j.issn.1673-3142.2020.05.029.
- BIAN Y F, CHU C M. Simulation and verification of battery pack structure of electric vehicle based on OptiStruct[J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2020, 58(5): 131-134. DOI: 10.3969/j.issn.1673-3142.2020.05.029.
- [5] 黄培鑫, 兰凤崇, 陈吉清. 随机振动与冲击条件下电动车电池包结构响应分析[J]. 汽车工程, 2017, 39(9): 1087-1093, 1099. DOI: 10.19562/j.chinasae.qcgc.2017.09.017.
- HUANG P X, LAN F C, CHEN J Q. The structural response analysis of EV battery pack under random vibration and impact conditions[J]. Automotive Engineering, 2017, 39(9): 1087-1093, 1099. DOI:10.19562/j.chinasae.qcgc.2017.09.017.
- [6] 兰凤崇, 刘金, 陈吉清, 等. 电动汽车电池包箱体及内部结构碰撞变形与响应分析[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2017, 45(2): 1-8. DOI:10.3969/j.issn.1000-565X.2017.02.001.
- LAN F C, LIU J, CHEN J Q, et al. Deformation and response analysis of pack and internal structure of electrical vehicle battery in collision[J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2017, 45(2): 1-8. DOI: 10.3969/j.issn.1000-565X.2017.02.001.
- [7] 刘家员. 某新能源车电池包有限元分析与优化[D]. 锦州: 辽宁工业大学, 2018.
- LIU J Y. Finite element analysis and optimization of a new energy car battery pack[D]. Jinzhou: Liaoning University of Technology, 2018.