DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.101

双动力高速动车组动力包框架仿真及试验研究

宋清林，林建华，李文勇，类延磊，杨化龙，朱　丹
（中车大连机车研究所有限公司 研发中心，辽宁 大连 116021）

摘　要：文章介绍了双动力高速动车组动力包的结构特点，利用HyperMesh软件建立动力包框架有限元模型；根据EN 12663-1标准确定动力包框架的静强度和疲劳强度工况；根据Von Mises应力评估动力包框架结构的静强度；根据DVS 1612标准评估动力包框架的焊接疲劳强度。利用ANSYS软件，对动力包框架进行自由模态分析；根据双层隔振理论建立动力包动力学模型；根据ISO 10816-6标准，计算动力包的振动烈度；根据ISO 8528-9标准，对动力包框架进行振动试验。通过对动力包框架的仿真分析和振动试验，结果表明，动力包框架能够满足相关标准设计要求。

关键词：高速动车组；动力包；静强度；疲劳强度；模态分析；隔振效率；振动烈度

中图分类号：U266.2；U292.91+4　**文献标识码：**A　**文章编号：**1000-128X（2024）01-0046-12

0　引言

动力包是轨道交通车辆的关键部件之一，其内燃电传动方式可以为动车组提供动力牵引，由于在实际运行中，环境恶劣，工况比较复杂，因此其框架的刚度和强度必须满足运行要求，而且还要保证车辆运行过程中的安全性和平稳性，对动力包框架的结构进行强度仿真分析，并对动力包框架进行振动试验，确保动力包框架满足设计要求。

目前，国际上最优秀的动力包供应商MTU已与西门子、阿尔斯通等轨道交通车辆制造商开展了广泛合作，交付了约6 000套动力包产品，其动力包产品包括：S1800系列动力包，其柴油机功率等级覆盖315~390 kW，排放标准满足EU ⅢA/B要求；S1600系列动力包，其柴油机功率等级覆盖565~700 kW，排放标准满足EU ⅢB要求。

国内相关学者和工程设计人员对动力包也做了大量工作，文献[1]基于振动速度和振动能量方法，评价了内燃动车组动力包的柴油机组振动烈度；文献[2]基于颗粒阻尼对动力包构架进行减振研究，结合有限元方法和模态试验，分析构架动力学特性；文献[3]介绍了研制满足米轨动车组的内燃电传动动力包的设计；文献[4]分析了动力包吊挂结构对车体振动特性的影响，并优化了动力包吊挂结构设计；文献[5]对动力包双层隔振系统进行了地面台架试验，分析了隔振效果；文献[6]根据柴油机组激振力的频率特性，定量对双层隔振系统进行模态匹配分析；文献[7]提出两级优化设计方法，对动力包进行了隔振性能测试。

本文研究对象为双动力高速动车组的动力包框架，利用HyperMesh和ANSYS有限元分析软件，对动力包框架进行静强度[8]、疲劳强度、模态分析、振动试验检测，验证了动力包框架设计的合理性，可满足双动力高速动车组的运营要求。

1　双动力高速动车组及动力包技术参数

动车组的主要特点是双动力驱动模式，采用“受电弓模式+内燃模式”，能够满足在电气化线路和非电气化线路穿行混跑的需求，车辆还可以在紧急情况下

基金项目：辽宁省科学计划项目（2021JH1/ 10400073）
通信作者：宋清林（1992—），男，硕士，主要从事轨道交通动力设备研究与设计工作；E-mail: 2284535503@qq.com
引用格式：宋清林, 林建华, 李文勇, 等. 双动力高速动车组动力包框架仿真及试验研究[J]. 机车电传动, 2024(1): 46-57.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.101.
Citation：SONG Qinglin, LIN Jianhua, LI Wenyong, et al. Simulation and experimental research on the power pack frame of dual-power high-speed multiple-unit trains[J]. Electric drive for locomotives,2024(1): 46-57.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.101.

自动将供电模式从受电弓受流供电转换为柴油机发电，从而提高车辆的可靠性。列车编组采用4车编组(拖车+动车+动车+拖车)，每辆拖车包含1个动力包，如图1和图2所示。

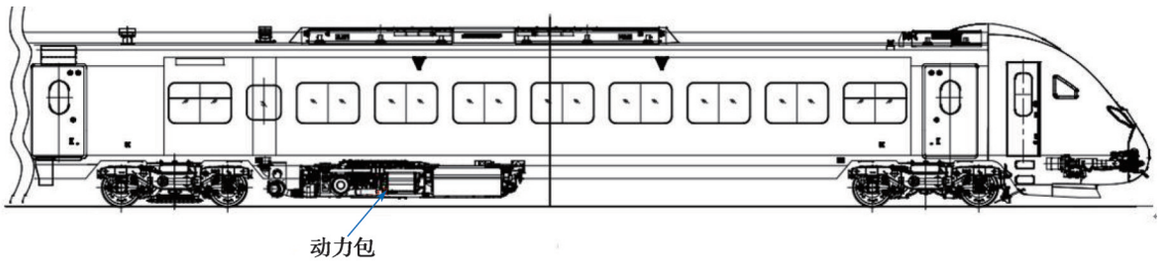


图1　拖车

Fig. 1　Trailer

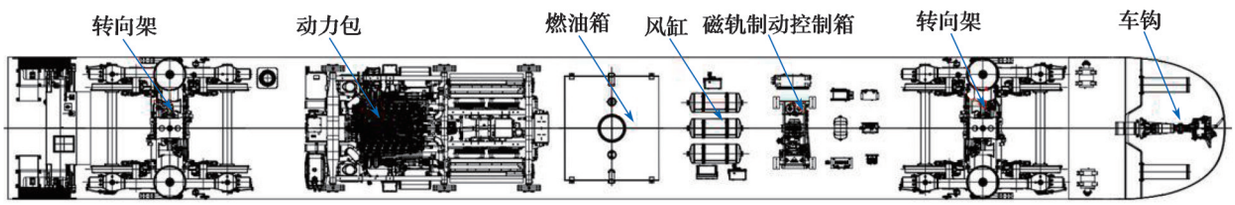


图2　车下设备

Fig. 2　Undercarriage equipment

动车组应用环境及线路条件如表1所示，动车组主要技术参数如表2所示，动力包总体技术参数如表3所示。

表1　高速动车组应用环境与线路条件

Table 1　Application environment and line conditions of high-speed multiple-unit trains

项目	参数值或说明	项目	参数值或说明
适应环境温度/℃	−6.6~36.0	轨距/mm	1 676
适应最大相对湿度/%	62.7	最大坡度/‰	16
适应相对海拔/m	≤570	环境条件	工作于风、雨、雪天气，高盐环境，容易受粉尘和烟雾危害

表2　高速动车组主要技术参数

Table 2　Main technical parameter of high-speed multiple-unit trains

参数名称	参数值	参数名称	参数值
载客人数	236	车顶距轨面高度/mm	4 186
车辆定距/mm	17 300	动力包距轨面高度/mm	200
车体长度/mm	25 890	客室地板面距轨面高度/mm	1 170
运行速度/(km·h^{-1})	160		

2　动力包框架结构及计算模型

2.1　动力包结构

针对内燃电力双动力高速动车组动力牵引装置的需求，该动力包采用12缸“V”型柴油机，额定输出功率660 kW，主要由柴油机、永磁同步发电机、柴油机的辅助系统、动力包框架、电气系统、冷却系统、双层隔振系统等组成。动力包通过“V”型橡胶减振器安装在动车组的车体下方，动力包的结构如图3所示。

表3　动力包主要技术参数

Table 3　Main technical parameter of power pack

参数名称	参数值	参数名称	参数值
额定输出功率/kW	660	整备质量/kg	7 300
额定转速/(r·min^{-1})	1 800	空载线电压波形畸变率/%	≤5
最低工作转速/(r·min^{-1})	1 100	外形尺寸(长×宽×高)/mm	5 300×2 690×860
额定输出电压/V	3 AC 2 355	传动方式	交流电传动
额定输出电流/A	172		

柴油机的飞轮端和永磁同步发电机通过联轴器连接，组成柴油发电机组，并且通过4个圆锥形橡胶减振器安装在框架安装座上。冷却系统由冷却液、增压空气和液压油组成，包括2套冷却装置、液压电机、冷却风扇、水冷却器、空气中冷器、液压油冷却器，2套冷却装置通过圆锥形减振器安装在框架上。柴油机的自由端串联安装联轴器，驱动液压泵，进而控制驱动冷却系统的冷却风扇。

与国外的动力包相比，该型动力包性能有进一步的优化：①框架结构轻量化，减重10%，动力包各系统布局更合理，其外形尺寸满足动车组下部限界的要求，高度尺寸为柴油机的净高度，结构更紧凑；②动力包的排气后处理采用“SCR+DPF”，排放等级满足内燃动车的EUV排放要求；③冷却系统采用温控自动调节，可以最大限度地降低辅助功率，提高动力包的输出功率，功率等级提高5%，满足动车组的牵引功率需求。

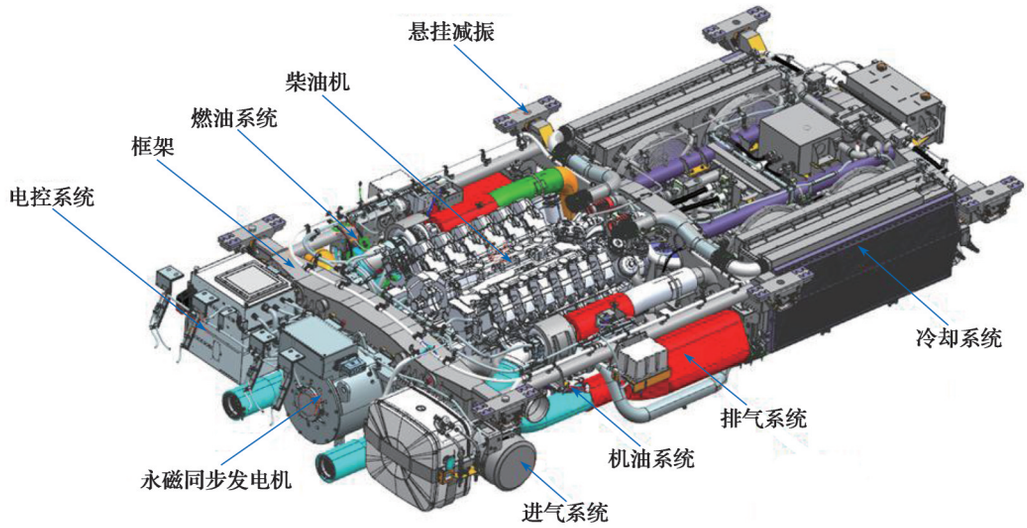
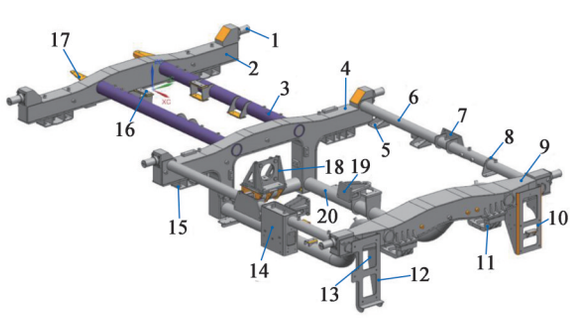


图3 动力包结构示意图

Fig. 3 Schematic diagram of power pack structure

2.2 动力包框架结构

动力包框架材质选用符合GB/T 1591 要求的Q345E钢，框架为焊接结构，具体结构如图4所示。其中，端梁、中间梁和前端梁为板焊箱型结构，是横向主承载梁；纵梁(一)、纵梁(二)和边梁各有2根，采用圆形梁；柴油机和发电机通过4点弹性吊挂在框架中间，两侧边梁分别吊挂2套柴油机进气系统、排气消音器和燃油系统，冷却装置、静液压泵、膨胀水箱、静液压油箱吊挂在柴油机自由端，电控箱和超级电容箱吊挂在柴油机飞轮端的发电机两侧，框架通过6个“V”型橡胶减振器悬挂在动车组车体下部。



1—动力包吊挂座；2—端梁；3—纵梁(一)；4—中间梁；5—SCR后处理系统吊挂座；6—边梁；7—DCU吊挂座；8—机油系统吊挂座；9—前端梁；10—尿素罐吊挂座；11—发电机吊挂座；12—电控系统吊挂座；13—进气系统吊挂座；14—燃油系统吊挂座；15—冷却装置吊挂座；16—静液压油箱吊挂座；17—膨胀水箱吊挂座；18—静液压泵吊挂座；19—柴油机吊挂座；20 —纵梁(二)。

图4 动力包框架结构

Fig. 4 Power pack frame structure

2.3 动力包框架计算模型

为了保证仿真分析的准确性，对动力包框架的横向主承载梁结构采用四边形的壳单元离散，各吊挂座采用六面体单元进行离散，划分单元的尺寸为5 mm，连接用的螺栓通过梁单元进行模拟，圆锥形和“V”型橡胶减振器通过橡胶弹簧单元进行模拟，有限元模型总共包括785 203个节点和133 007个单元。

动力包通过“V”型橡胶减振器悬挂于车体边梁上，对吊挂座上安装在车体上的所有螺栓约束6个方向的自由度，柴油机技术参数如表4所示，柴油机在额定转速1 800 r/min时的激振力和激振力矩分别如表5和表6所示，经过计算合力矩为2 800 N·m，将柴油机和发电机的4个减振器弹簧单元通过刚性单元连接于1个质点，在质点处施加柴油机激振力矩，模拟车体施加给动力包的载荷，同时分析采用大质量惯性释放法进行验证，动力包所有吊挂连接的部件简化为质量点固定在框架上，包括进气系统、排气系统、燃油系统、机油系统、电控系统等。冷却系统通过橡胶减振器吊装在框架上，冷却系统的风扇在转速较低时，离心惯性力较小，可以看作一个无激励源子系统，当冷却系统的风扇转速较高时，风扇存在不平衡质量的时候就会产生离心惯性力[9]，离心惯性力如表7所示，旋转设备产生的激振力F为

$$F = m\frac{\sigma^2}{e} = m\sigma\omega \tag{1}$$

式中：F为冷却系统激振力；m为风扇质量；ω为风扇旋转角速度；σ为风扇动平衡精度（常数）。

动力包的边界条件如图5所示。

表4 柴油机技术参数

Table 4 Technical parameters of diesel engine

参数名称	参数值	参数名称	参数值
气缸个数	12	缸径/mm	128
排列形式	V型90°	平均有效压强/kPa	2 070
额定转速/(r·min^{-1})	1 800	压缩比	19:1
额定功率/kW	735	质量/kg	1 880
活塞冲程/mm	157	点火次序	1,12,2,11,3,10 6,7,5,8,4,9

表5　柴油机额定转速状态的激振力

Table 5　Exciting force of diesel engine at rated speed

项目	惯性力		
	1阶往复	2阶往复	离心
幅值/N	119	33	223
频率/Hz	30	60	30
力的方向	气缸中心线(y向)	气缸中心线(y向)	随曲轴旋转
位置	曲轴中心	曲轴中心	曲轴中心

表6　柴油机额定转速状态的激振力矩

Table 6　Exciting force moment of diesel engine at rated speed

项目	惯性力矩			倾倒力矩	
	1阶往复	2阶往复	离心	3阶	9阶
幅值/(N·m)	30	8	57	2 555	296
频率/Hz	30	60	30	30	270
力矩作用平面	气缸中心线组成的面(xOy面)	气缸中心线组成的面(xOy面)	随曲轴旋转	绕曲轴(x轴)回转	绕曲轴(x轴)回转
位置	曲轴中心	曲轴中心	曲轴中心	曲轴中心	曲轴中心

表7　冷却系统离心惯性力

Table 7　Centrifugal inertia force of cooling system

参数名称	最高转速/($r\cdot min^{-1}$)	风扇质量/kg	动平衡精度/($m\cdot s^{-1}$)	离心惯性力/N
参数值	2 700	16	0.002 5	11.3

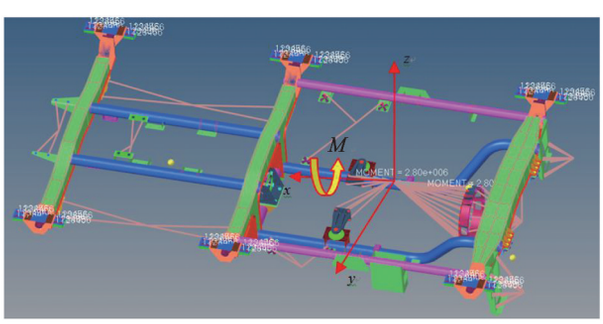


图5　动力包框架的边界条件

Fig. 5　Boundary conditions of the power pack frame

3　动力包框架仿真分析

3.1　分析载荷

动力包框架的静强度工况根据标准EN 12663:2010确定，该型动车组属于P-I类车辆，主要考虑以下载荷：横向载荷按照±1g计算，纵向载荷按照±5g计算，垂向载荷按照(1±c)g计算，其中g是重力加速度，c是根据动车组的纵向中心线来确定的参数，动力包是安装在 车端的，因此这里取c=2[10]。

动力包框架的疲劳强度工况根据标准EN 12663:2010确定，由于动车组的动力作用和动力包自身的附加载荷，主要考虑以下载荷：横向载荷按照±0.15g计算，纵向载荷按照±0.2g计算，垂向载荷按照(1±0.15)g计算[11-12]。

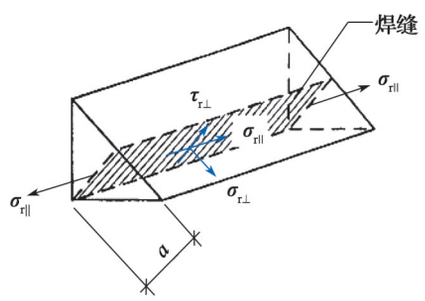
动力包框架的母材Q345E钢屈服强度为345 MPa，框架焊缝处取安全系数1.15，因此许用屈服强度为300 MPa。框架的主体采用板厚8~12 mm，局部安装座的板厚20 mm。

动力包框架的静强度等效应力(Von Mises应力)可以根据第四强度的理论进行评估，其等效应力计算公式为

$$\sigma_e=\sqrt{\frac{1}{2}\left(\sigma_1-\sigma_2\right)^2+\left(\sigma_2-\sigma_3\right)^2-\left(\sigma_3-\sigma_1\right)^2} \tag{2}$$

式中：σ_e为等效应力；σ_1, σ_2, σ_3分别为第一主应力、第二主应力和第三主应力。

动力包框架焊缝的应力分量的示意图如图6所示。



$\sigma_{r\perp}$—动力包框架焊缝的垂向正应力；$\sigma_{r\parallel}$—动力包框架焊缝的平行正应力；$\tau_{r\perp}$—动力包框架焊缝的垂向切应力；$\tau_{r\parallel}$—动力包框架焊缝的平行切应力；a—焊缝的高度[12]。

图6　焊缝应力示意图

Fig. 6　Schematic diagram of weld stress

焊缝的等效应力为

$$\sigma_{eq,w}=\sqrt{\sigma_{r\parallel}^2+\sigma_{r\perp}^2-\sigma_{r\parallel}\sigma_{r\perp}+3\tau_{r\parallel}^2+3\tau_{r\perp}^2} \tag{3}$$

动力包框架焊缝的疲劳强度可以根据标准DVS 1612进行分析，其中焊缝对应的最小循环周期为10^7次，由于标准DVS 1612对应的焊缝疲劳寿命为2×10^6次，因此这里计算的焊缝疲劳极限强度需要转化成1×10^7对应的疲劳极限，分析计算的所有焊缝需要满足EN 15085标准的规定[13]。

3.2　静强度分析结果

动力包框架母材的静强度最大应力位置位于柴油机安装底座筋板处，最大应力为155.6 MPa，如图7所示；焊缝的静强度最大应力位置位于柴油机安装底座筋板焊缝处，最大应力为102.2 MPa，如图8所示。母材和焊缝的静强度最大应力均小于许用强度300 MPa，因此动力包框架满足静强度设计要求。

3.3　疲劳强度分析结果

动力包框架的母材疲劳强度最大应力位置位于框架的纵梁(二)和前端梁的连接处，最大应力为53.5

MPa，如图 9 所示，母材疲劳强度许用应力按照标准 EN 1993-1-9 中表 8.1 中的 140 类型确定，许用应力为 90 MPa；动力包框架的焊缝疲劳强度最大应力位置位于框架的纵梁(二)和中间梁的连接处，最大应力为 41.2 MPa，如图 10 所示，焊缝接头型式按照 EN 1993-1-9 标准中的表 8.5 和表 8.6 确定，框架焊缝接头类型包括 80 和 71，许用应力分别为 51 MPa 和 46 MPa。计算结果表明，动力包框架的母材和焊缝疲劳强度均可以满足设计要求。

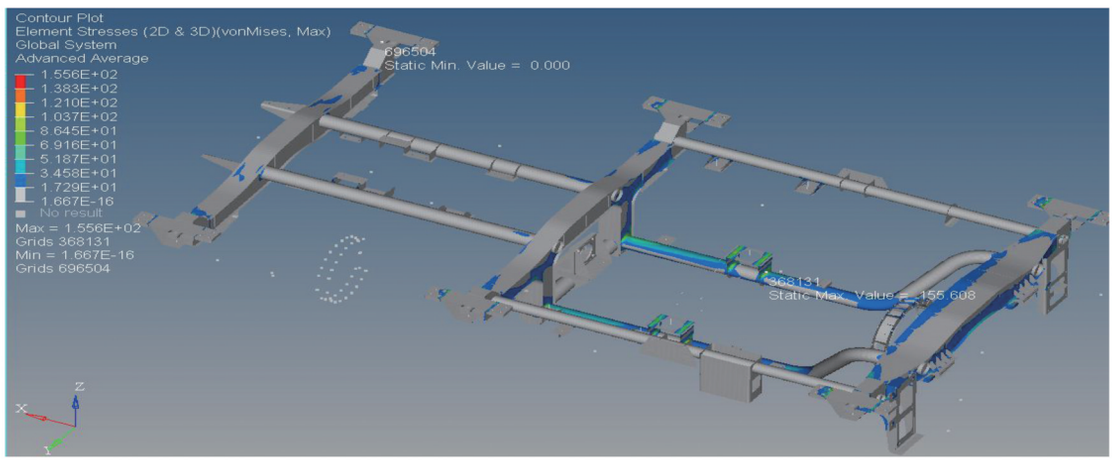


图 7　框架静强度应力云图

Fig. 7　Cloud chart of static strength stress of the frame

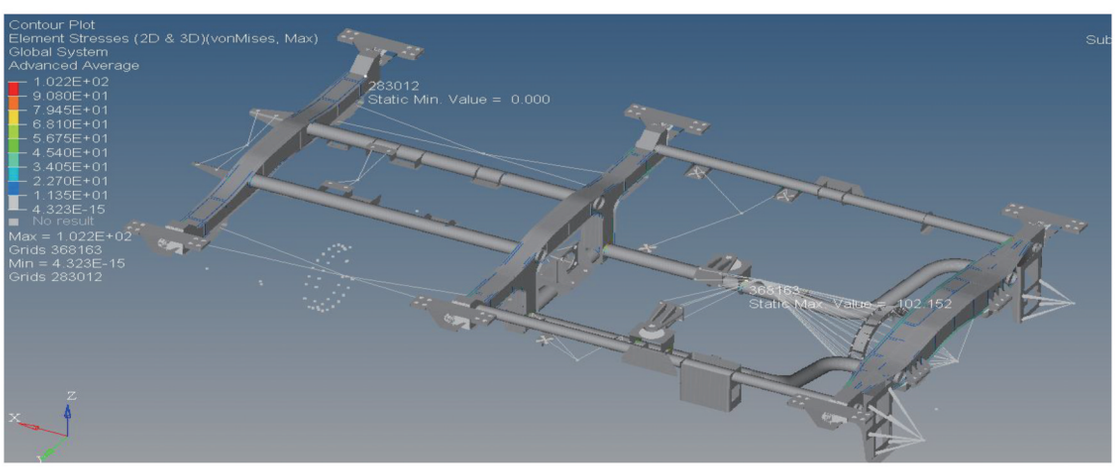


图 8　框架焊缝静强度应力云图

Fig. 8　Cloud chart of static strength stress of frame welds

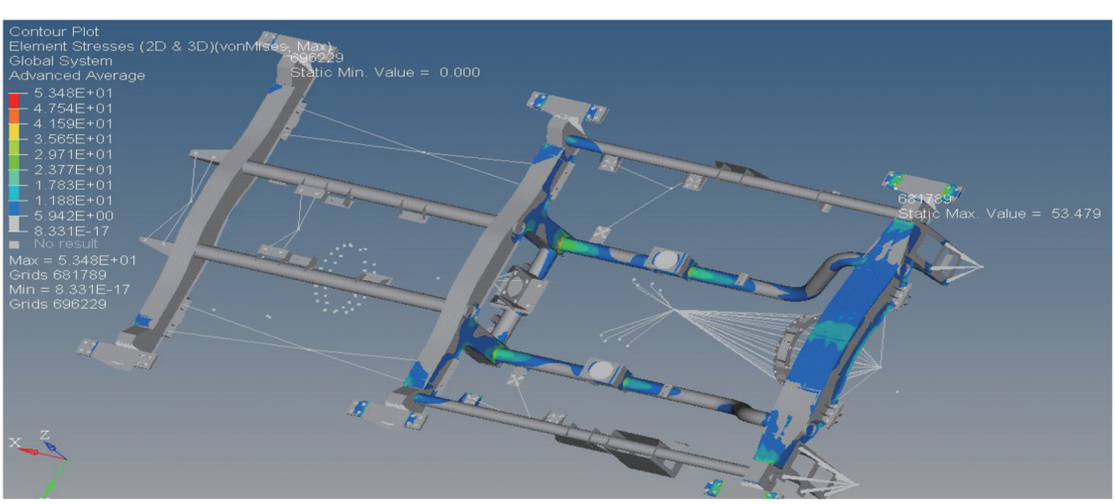


图 9　框架的疲劳强度应力云图

Fig. 9　Cloud chart of fatigue strength stress of the frame

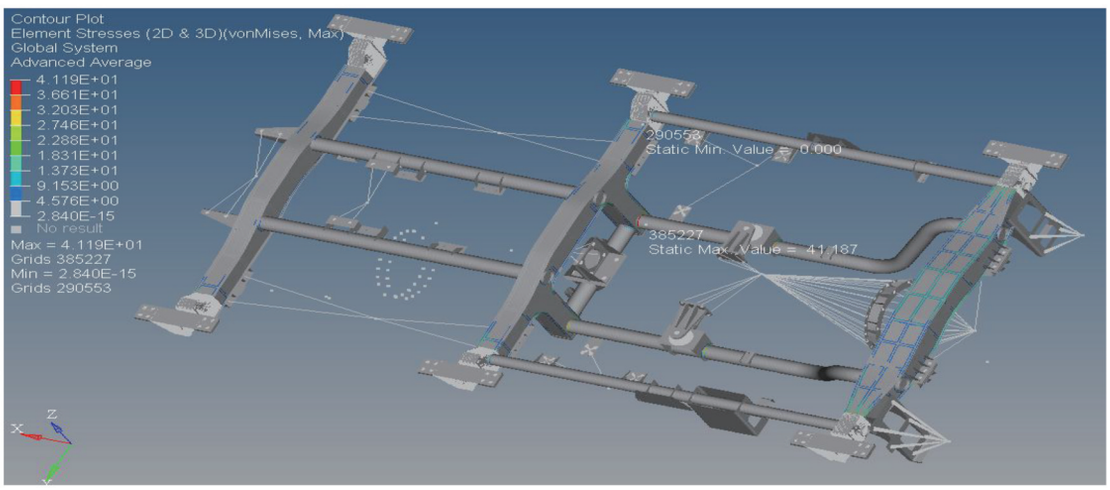


图 10　框架的焊缝疲劳强度应力云图

Fig. 10　Cloud chart of fatigue strength stress of frame welds

4　动力包框架模态分析

通过对动力包框架的模态分析，可以获得动力包框架的固有频率和振型，避免动力包框架和动车组车体的固有频率接近而发生共振的情况，由于动力包是通过“V”型橡胶减振器悬挂在动车组的下部，因此动力包框架的模态为自由振动，通过 ANSYS 有限元软件分析，可以得到动力包框架的前 6 阶模态和振型，如表 8 所示，其中动车组车体的一阶垂弯模态频率为 10.22 Hz，如图 11 所示，动力包框架的一阶垂弯模态频率为 14.83 Hz，如图 12 所示，因此动力包框架的刚度可以满足设计要求，不会发生共振情况[14]。

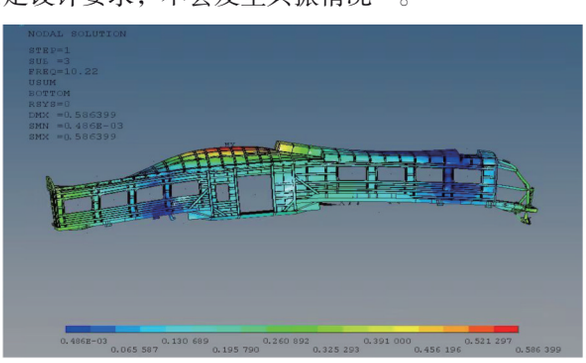


图 11　动车组一阶垂弯模态频率

Fig. 11　First-order vertical bending modal frequency of multiple-unit trains

表 8　动力包框架的前 6 阶模态固有频率和振型

Table 8　Inherent frequencies and vibration modes of the power pack frame of the first 6 order

模态阶数	频率/Hz	振型
1	13.33	一阶扭转
2	14.83	一阶垂弯
3	21.79	一阶横弯
4	24.98	二阶扭转
5	33.94	二阶横弯
6	45.69	二阶垂弯

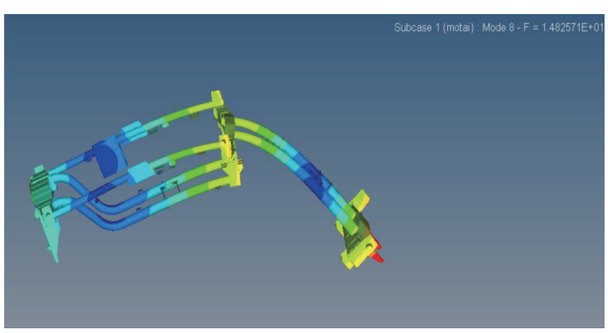


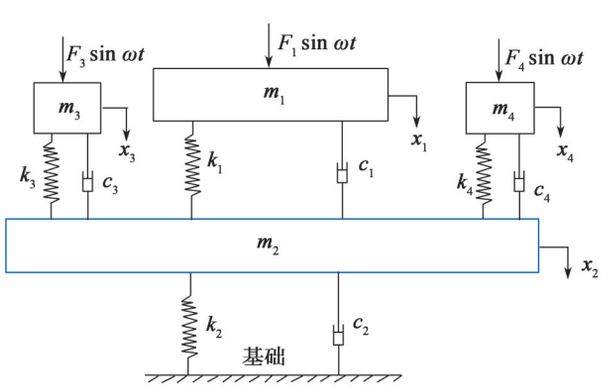
图 12　动力包框架一阶垂弯振型

Fig. 12　First-order vertical bending mode of the power pack frame

5　动力包框架隔振分析

5.1　隔振分析理论

动力包的动力学模型（见图 13）是一个具有多个



m_1—柴油发电机组的质量；c_1—柴油发电机组的阻尼；k_1—柴油发电机组的刚度；m_2—动力包框架的质量；c_2—动力包框架的阻尼；k_2—动力包框架的刚度；m_3—冷却装置 1 的质量；c_3—冷却装置 1 的阻尼；k_3—冷却装置 1 的刚度；m_4—冷却装置 2 的质量；c_4—冷却装置 2 的阻尼；k_4—冷却装置 2 的刚度；x_1—柴油发电机组的位移；x_2—动力包框架的位移；x_3—冷却装置 1 的位移；x_4—冷却装置 2 的位移；$F_1 \sin \omega t$—柴油发电机组的激振力；$F_3 \sin \omega t$—冷却装置 1 的激振力；$F_4 \sin \omega t$—冷却装置 2 的激振力。

图 13　动力包的动力学模型

Fig. 13　Dynamic model of the power pack

子系统的双层隔振系统，其中柴油发电机组、冷却装置和动力包框架的减振器是第一级隔振系统，动力包框架和车体“V”型橡胶减振器是第二级隔振系统。以动力包的质心为原点，建立含子系统的24自由度的双层隔振系统动力学模型，如图13所示[15]。

动力包的运动微分方程为

$$m\ddot{x}+c\dot{x}+kx=f(t) \tag{4}$$

式中：m为系统质量；c为系统阻尼；k为系统刚度；x, $\dot{x}$, $\ddot{x}$分别为系统的位移、速度和加速度；$f(t)$为系统激振力。

动力包系统的质量、阻尼和刚度矩阵均为24阶矩阵，并且对应的位移、速度、加速度，也是24阶矩阵[14]，具体的形式为：

$$\boldsymbol{M}=\begin{bmatrix} \boldsymbol{M}_{11,6\times6} & \boldsymbol{0}_{6\times6} & \boldsymbol{0}_{6\times6} & \boldsymbol{0}_{6\times6} \\ \boldsymbol{0}_{6\times6} & \boldsymbol{M}_{22,6\times6} & \boldsymbol{0}_{6\times6} & \boldsymbol{0}_{11,6\times6} \\ \boldsymbol{0}_{6\times6} & \boldsymbol{0}_{6\times6} & \boldsymbol{M}_{33,6\times6} & \boldsymbol{0}_{6\times6} \\ \boldsymbol{0}_{6\times6} & \boldsymbol{0}_{6\times6} & \boldsymbol{0}_{6\times6} & \boldsymbol{M}_{44,6\times6} \end{bmatrix} \tag{5}$$

$$\boldsymbol{C}=\begin{bmatrix} \boldsymbol{C}_{11,6\times6} & -\boldsymbol{C}_{11,6\times6} & \boldsymbol{0}_{6\times6} & \boldsymbol{0}_{6\times6} \\ -\boldsymbol{C}_{11,6\times6} & \boldsymbol{C}_{11,6\times6}+\boldsymbol{C}_{22,6\times6}+\boldsymbol{C}_{33,6\times6}+\boldsymbol{C}_{44,6\times6} & -\boldsymbol{C}_{33,6\times6} & -\boldsymbol{C}_{44,6\times6} \\ \boldsymbol{0}_{6\times6} & -\boldsymbol{C}_{33,6\times6} & -\boldsymbol{C}_{33,6\times6} & \boldsymbol{0}_{6\times6} \\ \boldsymbol{0}_{6\times6} & -\boldsymbol{C}_{44,6\times6} & \boldsymbol{0}_{6\times6} & -\boldsymbol{C}_{44,6\times6} \end{bmatrix} \tag{6}$$

$$\boldsymbol{K}=\begin{bmatrix} \boldsymbol{K}_{11,6\times6} & -\boldsymbol{K}_{11,6\times6} & \boldsymbol{0}_{6\times6} & \boldsymbol{0}_{6\times6} \\ -\boldsymbol{K}_{11,6\times6} & \boldsymbol{K}_{11,6\times6}+\boldsymbol{K}_{22,6\times6}+\boldsymbol{K}_{33,6\times6}+\boldsymbol{K}_{44,6\times6} & -\boldsymbol{K}_{33,6\times6} & -\boldsymbol{K}_{44,6\times6} \\ \boldsymbol{0}_{6\times6} & -\boldsymbol{K}_{33,6\times6} & -\boldsymbol{K}_{33,6\times6} & \boldsymbol{0}_{6\times6} \\ \boldsymbol{0}_{6\times6} & -\boldsymbol{K}_{44,6\times6} & \boldsymbol{0}_{6\times6} & -\boldsymbol{K}_{44,6\times6} \end{bmatrix} \tag{7}$$

$$\boldsymbol{X}=\left[x_1,y_1,z_1,\alpha_1,\beta_1,\gamma_1,x_2,y_2,z_2,\alpha_2,\beta_2,\gamma_2,x_3,y_3,z_3,\alpha_3,\beta_3,\gamma_3,x_4,y_4,z_4,\alpha_4,\beta_4,\gamma_4\right]^{\mathrm{T}} \tag{8}$$

$$\boldsymbol{F}=\left[F_{x1},F_{v1},F_{z1},M_{x1},M_{v1},M_{z1},F_{x2},F_{v2},F_{z2},M_{x2},M_{v2},M_{z2},F_{x3},F_{v3},F_{z3},M_{x3},M_{v3},M_{z3},F_{x4},F_{v4},F_{z4},M_{x4},M_{v4},M_{z4}\right]^{\mathrm{T}} \tag{9}$$

式中：$\boldsymbol{M}$, $\boldsymbol{C}$, $\boldsymbol{K}$, $\boldsymbol{F}$分别为动力包的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵和激振力矩阵；$\boldsymbol{M}_{11}$, $\boldsymbol{C}_{11}$, $\boldsymbol{K}_{11}$分别为柴油发电机组的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵；$\boldsymbol{M}_{22}$, $\boldsymbol{C}_{22}$, $\boldsymbol{K}_{22}$分别为动力包框架的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵；$\boldsymbol{M}_{33}$, $\boldsymbol{C}_{33}$, $\boldsymbol{K}_{33}$分别为冷却装置1的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵；$\boldsymbol{M}_{44}$, $\boldsymbol{C}_{44}$, $\boldsymbol{K}_{44}$分别为冷却装置2的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵[13]；(x_1, y_1, z_1),(x_2, y_2, z_2),(x_3, y_3, z_3),(x_4, y_4, z_4)分别为以柴油发电机组、动力包框架、冷却装置1、冷却装置2的质心为原点的局部坐标系；$(\alpha_1, \beta_1, \gamma_1)$，$(\alpha_2, \beta_2, \gamma_2)$，$(\alpha_3, \beta_3, \gamma_3)$，$(\alpha_4, \beta_4, \gamma_4)$分别为柴油发电机组、动力包框架、冷却装置1、冷却装置2的惯性主轴；$F_{x1}, F_{v1}, F_{z1}, M_{x1}, M_{v1}, M_{z1}$分别为柴油发电机组沿参考坐标系$x_1$、$y_1$、$z_1$和惯性主轴$\alpha_1$、$\beta_1$、$\gamma_1$的激振力和力矩；$F_{x2}, F_{v2}, F_{z2}, M_{x2}, M_{v2}, M_{z2}$分别为动力包框架沿参考坐标系$x_2$、$y_2$、$z_2$和惯性主轴$\alpha_2$、$\beta_2$、$\gamma_2$的激振力和力矩；$F_{x3}, F_{v3}, F_{z3}, M_{x3}, M_{v3}, M_{z3}$分别为冷却装置1沿参考坐标系$x_3$、$y_3$、$z_3$和惯性主轴$\alpha_3$、$\beta_3$、$\gamma_3$的激振力和力矩；$F_{x4}$, F_{v4}, F_{z4}, M_{x4}, M_{v4}, M_{z4}分别为冷却装置2沿参考坐标系x_4、y_4、z_4和惯性主轴α_4、β_4、γ_4的激振力和力矩。

动力包系统的阻尼矩阵表示为[12]

$$\boldsymbol{C}=\frac{\eta}{\omega}\boldsymbol{K} \tag{10}$$

式中：ω为动力包振动频率；η为损耗因子，取值η=0.1。

振动强度可以通过位移、速度或加速度来衡量，而振动烈度可以很好地描述振动强度的大小，振动烈度指机械系统的振动速度的方均根值，对应的是振动速度的有效值，它可以描述各次谐波总振动能量的大小[16]，其数学表达式为

$$V_{\mathrm{ims}}=\sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T v^2(t)\,\mathrm{d}t} \tag{11}$$

式中：V_{ims}为振动烈度；T为试验检测信号的长度，s；$v(t)$为机械系统的振动速度，mm/s。

机械系统振动烈度为

$$V_{\mathrm{rms}}=\sqrt{\left(\frac{\sum V_x}{N_x}\right)^2+\left(\frac{\sum V_y}{N_y}\right)^2+\left(\frac{\sum V_z}{N_z}\right)^2} \tag{12}$$

式中：$\sum V_x$, $\sum V_y$, $\sum V_z$分别为在x、y、z方向上（方向定义根据标准EN 12663:2010确定），振动检测点在同一工况的方均根速度之和；N_x, N_y, N_z分别为在x、y、z方向上，同一工况所对应的振动检测点个数[16]。

传递率为

$$J=\frac{M_x}{M_0}\times100\% \tag{13}$$

式中：J为传递率；M_0为动力包系统的激振力矩幅值；M_x为动力包系统传递给动车组的总力矩幅值。

动力包系统传递给动车组的总力矩幅值M_x为

$$M_x=\sum_{i=1}^{n}\left(F_{zi}y_i-F_{vi}z_i\right) \tag{14}$$

式中：F_{zi}, F_{vi}为第i个减振器沿z方向和y方向上所承受的动反力；z_i, y_i为在动力包双层隔振系统中第i个减振器沿z方向和y方向上与动力包框架质心的距离[16]。

5.2 减振器刚度计算

减振器的安装位置如图14所示，通过对动力包的质心位置和减振器的安装位置进行分析，得出减振器刚度见表9。

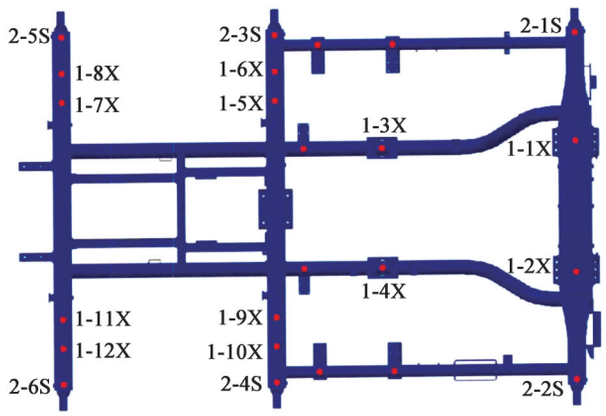


图 14　动力包框架的减振器安装位置

Fig. 14　Position of power pack frame shock absorber

表 9　减振器刚度计算

Table 9　Calculation of absorber stiffness　　N/mm

设备	位置	*x* 方向		*y* 方向		*z* 方向	
		动刚度	静刚度	动刚度	静刚度	动刚度	静刚度
柴油机和发电机	1-1	2 497	2 081	873	728	1 921	1 601
	1-2	2 497	2 081	873	728	1 921	1 601
	1-3	1 664	1 387	581	485	1 280	1 607
	1-4	1 664	1 387	581	485	1 280	1 607
冷却系统	1-5	559	429	559	429	430	330
	1-6	559	429	559	429	430	330
	1-7	559	429	559	429	430	330
	1-8	559	429	559	429	430	330
	1-9	559	429	559	429	430	330
	1-10	559	429	559	429	430	330
	1-11	559	429	559	429	430	330
	1-12	559	429	559	429	430	330
动力包框架与车体	2-1	4 066	3 389	1 421	1 185	3 128	2 607
	2-2	4 066	3 389	1 421	1 185	3 128	2 607
	2-3	2 409	2 007	842	702	1 853	1 544
	2-4	2 409	2 007	842	702	1 853	1 544
	2-5	1 300	1 083	455	379	1 000	833
	2-6	1 300	1 083	455	379	1 000	833

动力包在不同减振器刚度的组合下，可以得到的模态计算结果如表 10 所示。对动力包子部件的固有频率在 6 个刚体自由度的方向进行比较，可以看出各方向的固有频率相差均较大，因此动力包部件不会发生耦合共振的情况；动力包框架的垂弯固有频率为 28 Hz，柴油机和发电机的沉浮固有频率为 5.09 Hz，冷却系统的固有频率为 10.25 Hz，彼此之间相差较大，也不会发生耦合共振的情况。计算结果表明，动力包框架的减振器刚度设计可以满足动力包的部件之间不发生耦合共振的技术要求。

5.3　隔振传递率计算

在高速动车组动力包动力学模型中，动力包框架设置的隔振系统是一个 24 自由度的动力学模型，取阻尼比为 0.6，计算动力包系统在不同激励频率作用下的力传递率，其中动力包的二级隔振传递率曲线见图 15 所示，动力包在其工作转速的范围内(1 100~1 800 r/min)，满足传递率小于 10% 的要求。

表 10　模态计算

Table 10　Modal calculation

阶数 *n*	频率/Hz	主要振型
1	3.39	柴油发电机组横移
2	5.09	柴油发电机组沉浮
3	5.76	柴油发电机组纵移
4	8.16	框架横移，冷却装置 1 和冷却装置 2 同向横移
5	10.25	柴油发电机组点头，冷却装置 1 和冷却装置 2 沉浮
6	12.24	框架沉浮，柴油发电机侧滚
7	14.50	框架沉浮，冷却装置纵移
8	13.84	冷却装置点头，框架纵移
9	16.80	框架摇头
10	17.56	框架点头，冷却装置反向横移
11	19.32	冷却装置侧滚
12	23.00	冷却装置 1 和冷却装置 2 摇头
13	26.35	冷却装置 1 和冷却装置 2 反向点头
14	28.00	框架侧滚，框架局部弹性模态
15	32.42	框架扭转
16	33.40	框架局部模态
17	36.80	框架局部模态
18	42.30	框架局部模态

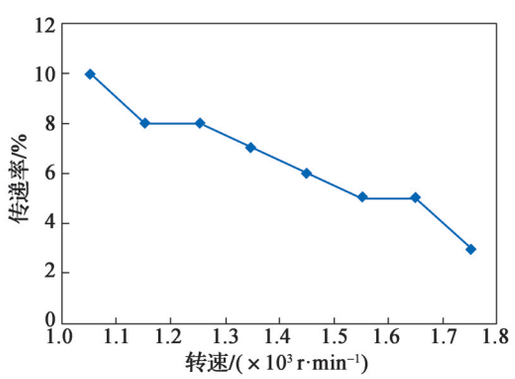


图 15　动力包二级隔振的传递率曲线

Fig. 15　Transmissibility curve of the secondary vibration isolation of the power pack

5.4　振动烈度计算

为了全面评估双动力高速动车组动力包双层隔振系统的隔振性能，计算动力包的振动烈度值。依据标准 ISO 10816-6: 1995 的规定，动力包属于 V 类设备，振动烈度需要满足 B 级要求，计算动力包在不同转速下的振动烈度值、动反力和振动传递率，具体如表 11 所示。

振动计算结果表明，双动力高速动车组动力包在其工作转速的范围内(1 100~1 800 r/min) 的振动烈度达到了 B 级以上，动力包的振动状态良好，满足设计要求，二级减振器在柴油做功均匀的情况下最大动反力为 97 N，小于双动力高速动车组车体要求的 100 N，对车体的影响小。

表 11　振动计算

Table 11　Vibration calculation

转速/(r·min⁻¹)	动力包设计刚度			
	动反力/N	传递率/%	振动烈度/(mm·s⁻¹)	振动烈度级
1 100	75	10	5.84	A
1 200	78	8	5.66	A
1 300	85	8	5.10	A
1 400	89	7	6.53	A
1 500	93	6	5.35	A
1 600	94	5	5.88	A
1 700	95	5	7.69	B
1 800	97	3	8.89	B

6　动力包框架振动试验

动力包的振动测试依据标准 ISO 8528-9:1997 设置振动检测点，动力包台架试验如图 16 所示，局部检测点如图 17 所示。振动时间历程如图 18 和图 19 所示，以



图 16　动力包台架试验

Fig. 16　Power pack bench test

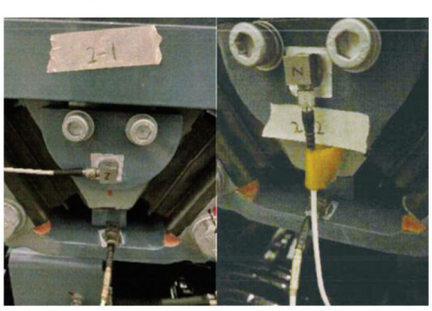


图 17　测点 2-1 和 2-2 位置图

Fig. 17　Positions of measurement points 2-1 and 2-2

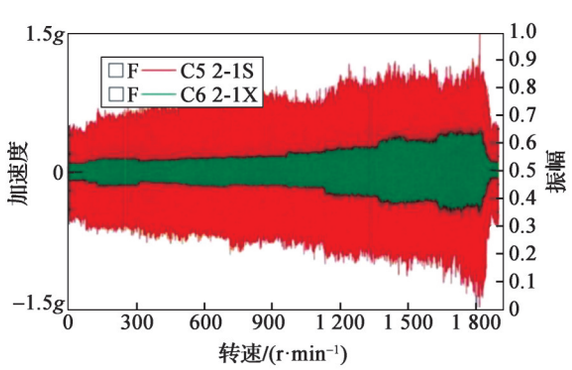


图 18　测点 2-1 振动时间历程

Fig. 18　Vibration time history of measurement points 2-1

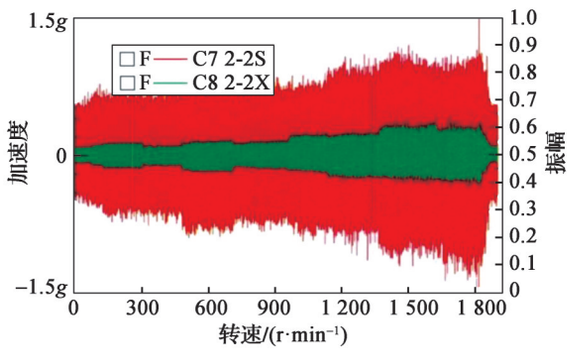


图 19　测点 2-2 振动时间历程

Fig. 19　Vibration time history of measurement points 2-2

2-1 和 2-2 点为例，试验采集得到动力包各振动测试点的振动加速度，经过积分处理可以得到各振动检测点 3 个方向的速度有效值，通过计算可得到振动烈度值，如图 20 所示；测试所得的隔振效率结果如图 21 所示。由图 20 和图 21 可知，振动烈度满足 B 级要求，试验结果与计算相符；隔振效率达到 90%，满足要求，与计算结果相符[17]。

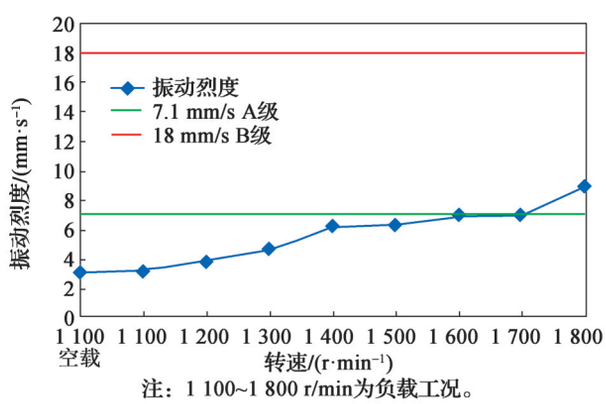


图 20　振动烈度试验结果

Fig. 20　Vibration intensity test results

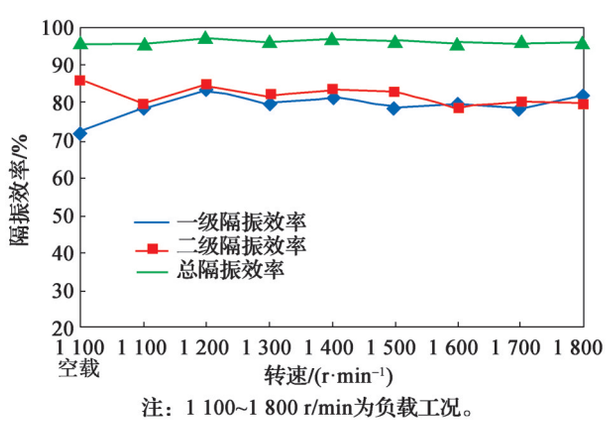


图 21　隔振效率试验结果

Fig. 21　Vibration isolation efficiency test results

各试验工况下的动反力具体如表 12 所示。由表 12 可知，当转速为 1 300 r/min 时，动力包的动反力最小，1 600 r/min 时动力包的动反力达到最大，最大值为 91.45 N, 小于动车组要求的 100 N，符合隔振设计的要

求。动反力的试验结果和仿真计算结果的最大值均小于100 N，但是还是存在一定的差别，因此需要对试验和仿真计算结果进行对比分析，分析仿真计算的不足。在柴油机转速1 100 r/min工况下，动反力的仿真结果和试验结果比较接近，但在柴油机转速1 200~1 800 r/min工况下，动反力的仿真结果明显高于试验结果。这是由于仿真假设动力包为刚体，计算的是刚体模型对应的动反力，但在实际测试中，随着柴油机转速的提高，动力包柔性体部分会对试验结果产生明显影响，此时动力包作用包括刚体和柔性体两部分的作用，而在转速较低时，由于柔性体的影响作用不大，动力包仍可以看成刚体。假设动力包仿真计算的刚体和试验时刚体部分对动反力的影响基本一致，并且假设以仿真结果为准，则可以将动力包柔性体的影响作用进行量化，如表13所示。由表13可知，在1 800 r/min时，柔性体的影响作用最大，此时激振频率较高，动力包接近于柔性体。通过该结果可以初步预估动力包在不同转速下仿真结果门槛值，确保动力包的动反力满足动车组的设计要求。

表12　动反力试验数据

Table 12　Dynamic reaction test data　　N

测点	转速/(r·min^{-1})							
动反力	1 100	1 200	1 300	1 400	1 500	1 600	1 700	1 800
2-1	11.37	4.60	10.70	9.80	14.62	15.86	8.49	16.32
2-2	16.16	15.80	14.17	31.61	25.10	24.13	12.29	11.15
2-3	15.47	15.66	8.47	8.32	9.03	11.54	4.05	7.99
2-4	10.13	18.64	13.14	18.62	18.66	17.48	14.25	14.45
2-5	9.48	8.58	6.80	3.91	3.48	20.16	30.28	6.34
2-6	15.40	12.36	2.19	8.83	8.38	2.28	8.68	4.42
动反力合力	78.01	75.64	55.47	81.09	79.27	91.45	78.04	60.67

表13　柔性体对动力包动反力的影响贡献比

Table 13　Contribution ratio of the influence of the flexible bodies on the dynamic reaction of the power pack

对比项目	转速/(r·min^{-1})						
	1 200	1 300	1 400	1 500	1 600	1 700	1 800
仿真计算(刚体)动反力/N	78.00	85.00	89.00	93.00	94.00	95.00	97.00
试验(刚体+柔性体)动反力/N	75.64	55.46	81.09	79.27	91.44	78.04	60.67
柔性体影响贡献比/%	3.03	34.75	8.89	14.76	2.72	17.85	37.45

7　结论

通过对双动力高速动车组动力包框架的静强度、疲劳强度和模态分析以及振动试验验证，可以得出以下结论：

①动力包框架的静强度满足设计要求。动力包框架焊接母材的最大应力出现在柴油机的安装底座的筋板处，最大应力为155.6 MPa；动力包框架焊缝的最大应力出现在柴油机的安装底座筋板处，最大应力为102.2 MPa。

②动力包框架的疲劳强度满足设计要求。动力包框架的焊接母材的最大应力出现在框架的弯形纵梁和横梁的连接处，最大应力为53.5 MPa；动力包框架的焊缝最大应力出现在框架的圆梁和横梁的连接处，最大应力为41.2 MPa。

③动力包框架的一阶垂弯模态频率为14.83 Hz，动车组车体的一阶垂弯模态频率为10.22 Hz，动力包框架的刚度可以满足设计要求，不会发生共振的情况。

④动力包框架的减振器刚度设计，可以满足动力包的部件不发生耦合共振的要求。动力包框架的设计，可以保证动力包在正常工作转速范围内的振动烈度达到B级以上，动力包的振动状态良好，动力包框架的隔振效率可以满足90%以上的要求，并通过试验验证。

参考文献：

[1] 于金朋, 黄冠华, 张卫华, 等. 基于振动能量的内燃动车组柴油机组振动烈度分析[J]. 北京交通大学学报, 2014, 38(6): 47-51.
YU Jinpeng, HUANG Guanhua, ZHANG Weihua, et al. Analysis of vibration intensity for diesel group based on vibration energy for DMU[J]. Journal of Beijing jiaotong university, 2014, 38(6): 47-51.

[2] 肖望强, 陈辉, 许展豪, 等. 基于颗粒阻尼的内燃动车组动力包构架多工况减振研究[J]. 机械工程学报, 2022, 58(4): 250-257.
XIAO Wangqiang, CHEN Hui, XU Zhanhao, et al. Study on the vibration reduction of internal combustion EMU power-pack frame under multiple loading conditions based on particle damping[J]. Journal of mechanical engineering, 2022, 58(4): 250-257.

[3] 李文勇, 曹晓龙, 刘盛强, 等. 马来西亚米轨动车组内燃电传动动力包设计[J]. 机车电传动, 2020(3): 42-46.
LI Wenyong, CAO Xiaolong, LIU Shengqiang, et al. Power pack design for diesel electric drive of Malaysian meter rail DMU[J]. Electric drive for locomotives, 2020(3): 42-46.

[4] 王晨, 徐凤妹, 许自强, 等. 高速列车车体与动力包设备耦合振动分析[J]. 机车电传动, 2016(5): 12-16.
WANG Chen, XU Fengmei, XU Ziqiang, et al. Coupling vibration analysis between the DMUs carbody and power pack structure[J]. Electric drive for locomotives, 2016(5): 12-16.

[5] 孙玉华, 董大伟, 闫兵, 等. 双层隔振系统隔振效果实验分析[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(3): 547-552.
SUN Yuhua, DONG Dawei, YAN Bing, et al. Experimental isolation effect analysis of two-stage vibration isolation sys-

tem[J]. Journal of vibration, measurement & diagnosis, 2015, 35(3): 547-552.

[6] 孙玉华, 董大伟, 闫兵, 等. 双层隔振系统模态匹配分析及其振动特性[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(4): 727-731.
SUN Yuhua, DONG Dawei, YAN Bing, et al. Modal matching analysis and vibration characteristics of two-stage vibration isolation system[J]. Journal of vibration, measurement & diagnosis, 2014, 34(4): 727-731.

[7] 陈俊, 董大伟, 时威振, 等. 带子系统的动力包双层隔振系统隔振设计研究[J]. 振动与冲击, 2016, 35(16): 211-218.
CHEN Jun, DONG Dawei, SHI Weizhen, et al. Vibration isolation design for a powerpack two-stage isolation system with a subsystem[J]. Journal of vibration and shock, 2016, 35(16): 211-218.

[8] 邓雄方, 安保明, 陈跃忠. 浮车型 5 模块有轨电车铰接装置静强度分析及试验[J]. 机车电传动, 2021(6): 55-58.
DENG Xiongfang, AN Baoming, CHEN Yuezhong. Static strength analysis and test of articulated equipment of suspended modular tram with 5 modules[J]. Electric drive for locomotives, 2021(6): 55-58.

[9] 张艳斌, 张世雄, 孙维光, 等 . 混合动力动车组动力包隔振设计及试验研究[J/OL]. 机械工程学报: 1-10. (2023-01-11) [2023-07-06]. http://kns. cnki. net/kcms/detail/11.2187.th.20230110.1333.003.html.
ZHANG Yanbin, ZHANG Shixiong, SUN Weiguang, et al. Vibration isolation design and test research of powerpack for hybrid multiple unit[J/OL]. Journal of mechanical engineering: 1-10. (2023-01-11) [2023-07-06]. http://kns. cnki. net/kcms/detail/11.2187.th.20230110.1333.003.html.

[10] 李祥涛, 米彩盈. 动力集中型动车组动力车车体强度分析[J]. 机车电传动, 2019(1): 51-55.
LI Xiangtao, MI Caiying. Strength analysis for motor car body of power centralized EMU[J]. Electric drive for locomotives, 2019(1): 51-55.

[11] 杨帆, 柴学彬, 高翔, 等. 动车组动力车减振器座及焊缝疲劳寿命评估[J]. 中国铁道科学, 2022, 43(4): 113-120.
YANG Fan, CHAI Xuebin, GAO Xiang, et al. Fatigue life assessment of vibration damper base and weld in EMU power trains[J]. China railway science, 2022, 43(4): 113-120.

[12] 王红, 刘万选, 商跃进. 基于热点应力的国产化 Y25 型转向架焊接构架疲劳强度分析[J]. 中国铁道科学, 2013, 34 (4): 66-70.
WANG Hong, LIU Wanxuan, SHANG Yuejin. Fatigue strength analysis on welded frame of domestic Y25 bogie based on hot spot stress[J]. China railway science, 2013, 34 (4): 66-70.

[13] 周韶泽, 郭硕, 张军, 等 . 基于子结构瞬态结构应力的轨道车辆焊接结构疲劳寿命评估方法研究[J]. 铁道学报, 2022, 44(9): 48-54.
ZHOU Shaoze, GUO Shuo, ZHANG Jun, et al. Research on fatigue life evaluation method for welded structure of rail vehicle based on transient structural stress of substructure [J]. Journal of the China railway society, 2022, 44(9): 48-54.

[14] 张军, 张晓林, 方吉 . 动车组车体模态灵敏度及优化设计研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(12): 93-101.
ZHANG Jun, ZHANG Xiaolin, FANG Ji. Research on modal sensitivity and optimization design for car body of the EMU [J]. Journal of mechanical engineering, 2018, 54 (12): 93-101.

[15] 黄雪飞, 于金朋, 张丽博, 等. 车下设备与车体接口双层隔振系统隔振参数研究[J]. 噪声与振动控制, 2015, 35(3): 67-72.
HUANG Xuefei, YU Jinpeng, ZHANG Libo, et al. Study on vibration isolator parameters of the double-layer vibration isolation system of body-equipment EMU[J]. Noise and vibration control, 2015, 35(3): 67-72.

[16] 王思明, 张立民. 某型地铁车辆设备吊挂刚度与车体模态匹配研究[J]. 铁道机车车辆, 2020, 40(4): 116-118.
WANG Siming, ZHANG Limin. Research on matching of suspension stiffness with elastic carboy of a metro vehicle [J]. Railway locomotive & car, 2020, 40(4): 116-118.

[17] 李超, 孙晖东, 李志永, 等. 焊接转向架构架仿真分析及试验研究[J]. 机车电传动, 2020(1): 129-131.
LI Chao, SUN Huidong, LI Zhiyong, et al. Simulation analysis and experimental investigation for a welding bogie frame [J]. Electric drive for locomotives, 2020(1): 129-131.

Simulation and experimental research on the power pack frame of dual-power high-speed multiple-unit trains

SONG Qinglin, LIN Jianhua, LI Wenyong, LEI Yanlei, YANG Hualong, ZHU Dan

(Research and Development Center, CRRC Dalian Institute Co., Ltd., Dalian, Liaoning 116021, China)

Abstract: In this paper, the structural characteristics of the power pack in dual-power high-speed multiple-unit trains were presented. The finite element model of the power pack frame was established using HyperMesh, and the static strength and fatigue strength conditions of the power pack frame were determined based on EN 12663-1. The static strength of the power pack frame structure was evaluated using Von mises stress theory, and the welding fatigue strength according to DVS 1612. ANSYS software was utilized for free mode analysis of the power pack frame, while a dynamics model was developed on the basis of the double-layer vibration isolation theory. Vibration intensity of the power pack was calculated following ISO 10816-6, and vibration tests were conducted on the power pack frame in accordance with ISO 8528-9. Through simulation analysis and vibration tests on the power pack frame, the results show that the power pack frame satisfies the design requirements specified by relevant standards.

Keywords: high-speed multiple-unit trains; power pack; static strength; fatigue strength; modal analysis; vibration isolation efficiency; vibration intensity

收稿日期：2023-06-02；修回日期：2023-08-05