

doi:10.3969/j.issn.1672-4348.2020.03.006

基于轻量化的物流栏板车车身结构有限元分析

张东贵¹, 刘成武², 肖开政¹, 王乾廷³, 林光磊³, 范永达¹

(1.福建省闽铝轻量化汽车制造有限公司, 福建 南平 353000;
2.福建工程学院 机械与汽车工程学院, 福建 福州 350118;
3.福建工程学院 材料科学与工程学院, 福建 福州 350118)

摘要:为解决车辆负载过重问题,对铝合金栏板车车身及车架进行三维建模,利用 HyperWorks 构建车身及车架的有限元模型。模拟栏板车满载时的弯曲、扭转、紧急制动和紧急转弯 4 种工况,施加相应的载荷与边界条件。经过有限元仿真分析,获得了该车身(包括车架)在不同工况下的应力分布状况,在存有较大设计余量的基础上,采用减薄壁厚和移动横梁的方法对车身结构改进。结果表明:改进后的车身结构能够满足各典型工况的强度和刚度性能要求,质量比改进前减少了 5.7%,从而为栏板车的结构设计和改进提供依据。

关键词:轻量化;铝合金;栏板车;典型工况

中图分类号: U463.32 **文献标志码:** A **文章编号:** 1672-4348(2020)03-0235-06

Finite element analysis of the body structure of logistics pallet car based on lightweight

ZHANG Donggui¹, LIU Chengwu², XIAO Kaizheng¹, WANG Qianting³, LIN Guanglei³, FAN Yongda¹
(1.Fujian Aluminum Lightweight Automobile Manufacturing Co. Ltd., Nanping 353000, China;
2.School of Mechanical and Automotive Engineering, Fujian University of Technology, Fuzhou 350118, China;
3.School of Materials Science and Engineering, Fujian University of Technology, Fuzhou 350118, China)

Abstract: In order to solve the problem of overload of the vehicle, 3D model of the body and frame of the aluminum alloy pallet car was built, and a finite element model of the body and frame was constructed with HyperWorks. After that, four working conditions of full-load bending, torsion, emergency braking and turning were simulated, and the corresponding loads and boundary conditions were applied. Consequently, the stress distribution of the body and the frame under different conditions was obtained through finite element analysis. Based on the existence of a large design margin, the method of thinning the wall thickness and moving the beams was used to improve the car body structure. Results show that the improved body structure can meet the strength and stiffness performance requirements of each typical working condition, and the mass is reduced by 5.7% compared with that before the improvement, thus providing a basis for the structural design and improvement of the pallet car.

Keywords: lightweight; aluminum alloy; pallet car; typical working conditions

据欧洲铝协的研究表明,汽车质量每降低 100 kg,每 100 km 可节约 0.6 L 燃油;汽车每减重 10%,油耗可降低 6%~8%^[1]。物流栏板车的车身结构作为主要的承载基体,它的强度、刚度以及典型工况下的静态特性关系到安全性、操控性及平顺性,其轻量化研究将带来十分可观的节能效益。

在轻量化材料的应用研究上,有专家学者在轻卡、客车和 SUV 等车上对车架、悬挂系统、主销

连接等结构采用了铝合金材料,经过仿真分析验证了轻量化措施的可行性^[2-6],也有学者对现存的铝、镁合金如何与普通钢合理装配提出见解^[7]。关于车身结构优化,有学者减小某载货车前桥的横截面尺寸改变临界载荷进行减重^[8]。更多专家学者通过多学科多目标优化设计的方法开展深入系统的轻量化结构优化分析研究^[9-12]。

相较于传统的合金钢,铝合金在比刚度、比强度、抗腐蚀性及机械加工性能均有明显的优势,采用铝合金能够实现较大减重。目前关于镁铝合金等轻量化材料的研究成果已大量应用在汽车上,但大多集中在客车与轿车的零部件,而将铝、镁合金轻量化材料应用在物流栏板车上的相关文献见诸不多,因此对该类车型进行轻量化设计,对于提高其载货重量和燃油经济性具有重要意义。本研究以铝合金栏板车为研究对象,对其车身(包括车架)结构进行典型工况静态特性仿真分析,探究车身结构的应力分布状况,从而为栏板车的轻量化设计与应用提供指导。

1 有限元模型的建立

1.1 车架和车身结构特性

栏板车车架是由两根通长的槽钢纵梁和数根横梁构成的穿梁式车架,其中,纵梁是采用优质锰板埋弧焊接成工字形的鹅颈式结构,横梁冲压成槽型并贯穿纵梁进行整体焊接,车架采用喷丸处理。栏板车的地板和侧墙等车身部位为铝合金挤压型材,牵引销以及支腿等底架为优质钢板锻造,栏板采用封闭型腔铝合金型材结构形式。车架总长为 16 000 mm,高 1 500 mm,宽 3 000 mm,质量 1 469 kg,车身侧墙腹板高度 500 mm。

根据其栏板车的二维结构工程图构建三维实体模型,在导入有限元软件 HyperWorks 之前,在不影响车身车架力学性能的前提下,对实体模型进行合理简化:(1)略去某些蒙皮和某些非承载结构,计算结果与实际相比安全性更好;(2)采取壳单元来模拟现实安装在车身(包括车架)上规则的型材;(3)基于车身和车架结构的强度和刚度受附件的复杂形状影响较小,因此可略去附件在车身上的形状。

1.2 车身有限元模型的建立

经过简化后的车身模型为车身与车架组合的装配体,采用 HyperWorks 软件中提供的壳单元来

模拟车身和车架结构,采用焊点单元来模拟车架中横梁与纵梁以及车架与车身不同材料之间连接的焊点,经过单元网格的合理划分,最终得到离散的车身-车架有限元模型,如图 1 所示。整个栏板车车身模型包括 1 314 590 个单元、1 176 090 个节点和 29 862 个焊点单元。

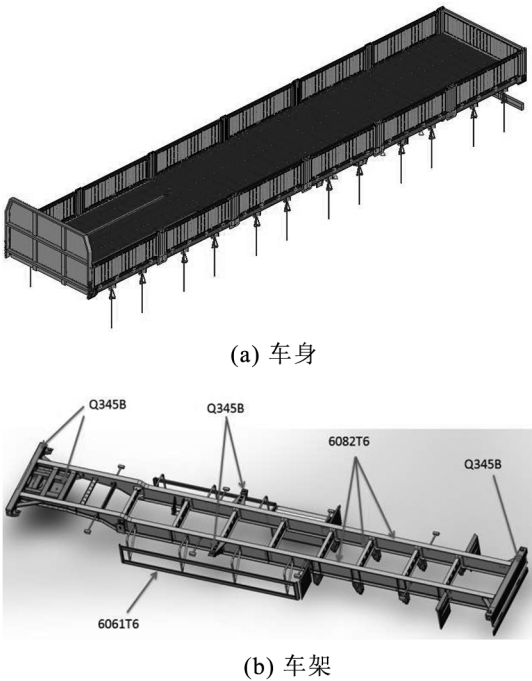


图 1 车身-车架有限元模型

Fig.1 Finite element model of the body structure and the frame

栏板车车身选用 6061T6 铝合金型材,车架中局部采用 Q345B 结构钢制作,其余全部为 6 系铝件制作,通过传统电阻点焊将钢件和铝件焊接在一起,材料具体应用部位如图 1(b)所示。实际应用在车架和车身部位的材料力学特性可依据 GBT6892-2006 和 GBT1591-2008 选取,如表 1 所示。

表 1 栏板车车身(包括车架)材料力学参数

Tab.1 Material mechanical parameters of the body (including frame) of the pallet car

材料种类	密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	弹性模量 E / GPa	泊松比 μ	屈服极限 σ_s / MPa
6061T6	2 700	70	0.33	240
6082T6	2 700	70	0.33	260
Q345B	7 900	210	0.30	345

1.3 载荷与边界条件处理

作为栏板车承受载荷之一的车身(包括车架)的重量以均布载荷分布施加在对应的节点上,载货重力可作为集中载荷以支点跨距的形式分布到面或节点。根据满载要求,在有限元模型中进行重量加载,用质量单元均布在铝合金车身

上,总重 34 t。其中,前端梁加载 3 t,后端梁加载 2 t,主纵梁 29 t。计算分析时,在车架纵梁鹅颈部位的连接盘区域约束除绕 Y 轴和 Z 轴转动外其余 4 个方向的自由度,在后端 6 个轮胎处,左后侧约束 Y 轴和 Z 轴移动自由度,右后侧约束 Z 轴移动自由度,具体配重与约束如图 2 所示。

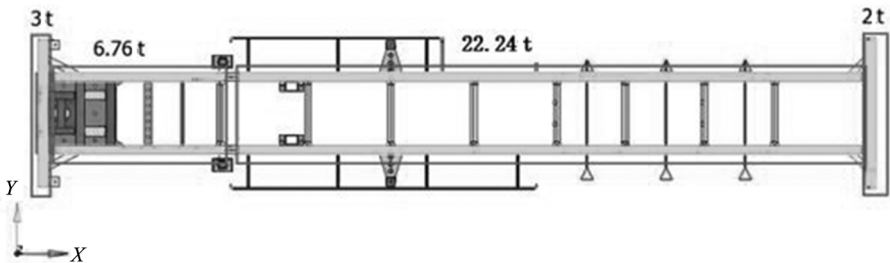


图 2 载荷处理与边界约束
Fig.2 Load handling and boundary constraints

2 栏板车身及车架的静态特性有限元分析

栏板车在实际物流运输时会采取不同的行驶工况,有时载货驶过凹坑或发生侧倾,有时也会紧急减速或碰到路障快速转弯,这就导致栏板车的受力状况时刻变化,这些复杂行驶状况带来的附加载荷必须由高强度和刚度的车身结构保障安全。试验选取最具代表性的 4 种工况:水平弯曲、极限扭转、紧急制动、紧急转弯,通过有限元分析静态特性获得车身结构的应力分布情况。

2.1 工况设置

由于路况不好会对栏板车车身造成不小的冲击载荷,在仿真时需要针对不同工况考虑 1.5 至 2.5 的动载荷系数。设定弯曲工况动载荷系数 2.5,制动工况、转弯工况、扭转工况的动载荷系数为 1.5。根据半挂车的实际行驶工况及 JT/T389《厢式货车技术标准》的要求,具体工况加载如表 2 所示。

表 2 工况设置
Tab.2 Working condition settings

工况	横向(Y 向)	纵向(X 向)	垂向(Z 向)
水平弯曲			2.5 g
极限扭转			1.5 g
紧急制动		- 0.7 g	1.5 g
紧急转弯	- 0.4 g		1.5 g

注: g 为重力加速度

2.2 典型工况强度分析

2.2.1 水平弯曲工况

弯曲工况下通常模拟栏板车在平整路面下匀速行驶或满载时的应力分布,主要评估栏板车在此状态下各部位的强度和刚度,为将仿真结果尽可能符合真实行驶场景,对栏板车底板施加 34 t 的均布载荷,此工况的边界约束条件是:约束牵引销 X、Y、Z 向的平动自由度及 X 向的转动自由度,约束左后 3 轮 Y、Z 向自由度,约束右后 3 轮 Z 方向的平动自由度。

完成前处理任务后,经后处理模块 HyperView 仿真得到了在满载弯曲工况下车架与车身的应力分布情况,图 3 表示栏板车钢制部分和铝制部分在该工况下整体的应力值和应力最大值处,为使最大应力处清晰查看,将变形后的结果做了一定放大处理。

由图 3 可知:紧急转弯工况下,其中最大等效应力 303.1 MPa 发生在车架钢制部分的鹅颈处工字梁下翼板处,屈服强度为 345.0 MPa;栏板车铝制部分侧墙中部的部分应力较集中,最大应力值为 194.4 MPa,材料屈服强度为 240.0 MPa。可知两处最大应力值均小于材料的屈服极限。车身及车架的强度都能满足设计要求。

2.2.2 扭转工况

扭转工况主要采取将一个车轮抬高一定高度的悬空状态仿真实际的车架扭转此工况下评估负载车身自质量和最大载质量的扭转应力分布。载

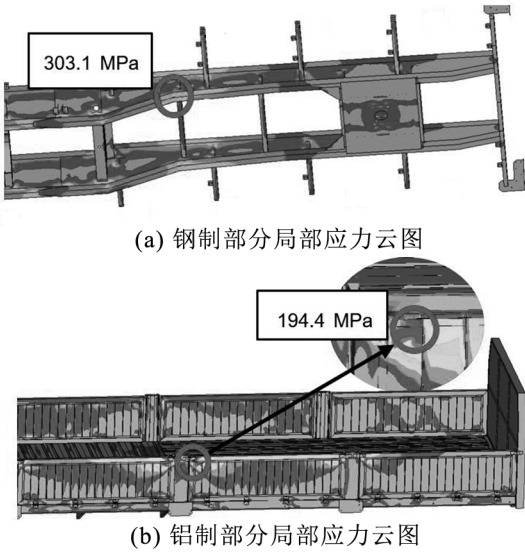


图 3 弯曲工况下栏板车应力分布图

Fig.3 Stress distribution diagram of the pallet car under bending conditions

荷处理将板簧连接点强迫 Z 向位移+20 mm,此时的边界约束条件是:约束牵引销 X、Y、Z 向的平动自由度及 X 向的转动自由度,约束左右轮 Z 方向的平动自由度,对右后 3 轮 Y 方向的强制位移 20 mm。同样经过 HyperView 后处理流程完成后得到栏板车在极限扭转工况下车架和车身的等效应力云图和应力最大值产生处。为表示最大应力值处更明显,将车架受力变形的结果进行一定的放大,如图 4 所示。

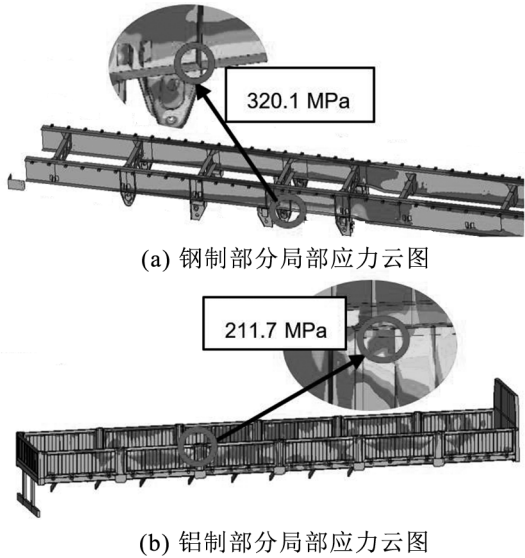


图 4 扭转工况下栏板车应力分布图

Fig.4 Stress distribution diagram of the pallet car under torsion

图 4(a)、(b)分别是栏板车车身及车架在紧急扭转工况下的局部应力图,最大应力出现在车架的板簧悬架处加强筋,其应力值为 320.1 MPa 发生在钢制部位,钢材应力值小于材料的屈服强度值(345.0 MPa);栏板车铝制部分变形部位与弯曲工况一致,应力集中发生在栏板侧墙中部,最大应力值为 211.7 MPa。因为最大应力值均小于相应结构材料的强度要求,可认为强度合格。

2.2.3 紧急制动工况

满载的栏板车在紧急制动时会因最大制动加速度产生沿纵向的惯性力作用,这种载荷剧变会使车身应力显著变化,此工况分析地面制动力对车身与车架的影响。除了在垂向施加 1.5 g 重力,另外将纵向 -0.7 g 的惯性力施加在车架上,边界条件与水平弯曲工况一致。

经过有限元模拟仿真后得到了栏板车在紧急制动工况下的应力云图,对应应力值较大处进行适当的放大,图 5(a)为栏板车钢制部分局部应力图,图 5(b)为栏板车铝制部分局部应力图。

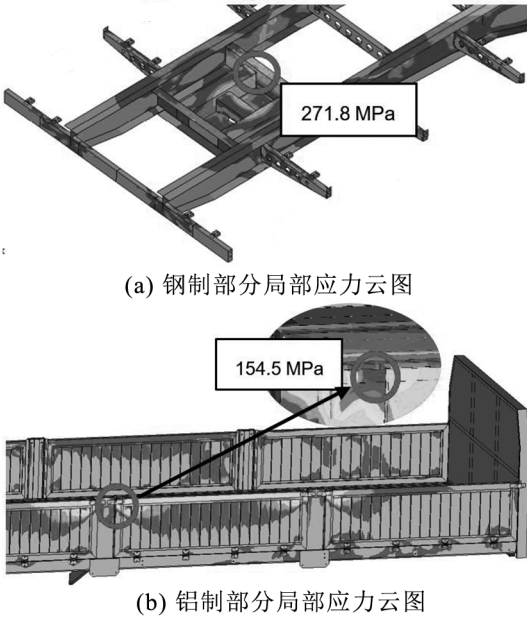


图 5 紧急制动工况下栏板车应力分布图

Fig.5 Stress distribution diagram of the pallet car under emergency braking conditions

根据车架应力云图 5(a)可知,紧急制动工况下,车身结构中钢材应力值最大为 271.8 MPa,出现在牵引销处钢板区域,其应力值小于钢材的屈服极限 345.0 MPa,认为强度符合要求。由图 5(b)可知该工况下,栏板车的铝材部分应力值最

大为 154.5 MPa,侧墙中部处应力值小于铝材的屈服强度值 (240.0 MPa),但应力仍相对集中值得注意。

2.2.4 紧急转弯工况

栏板车在紧急转弯时其车身结构在承受自身及载货重量以外还会受到离心力作用产生侧倾载荷,该工况主要考虑栏板车在侧向惯性力作用下的受力状况,分析其钢制和铝制部位能否满足承受由紧急转弯引起的侧倾载荷。此工况的载荷施加是基于弯曲工况,另将横向-0.4 g 的横向加速度施加在车架上,边界条件与水平弯曲工况一致。

利用 HyperWorks 进行求解计算,在经过一系列的前后处理得到栏板车在紧急转弯工况下车架及车身的应力分布情况,如图 6 所示。

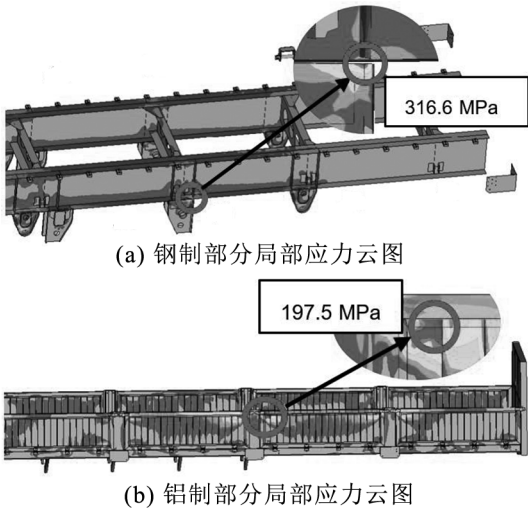


图 6 紧急转弯工况下栏板车铝制部分局部应力图

Fig.6 Stress distribution diagram of the pallet car under emergency turning conditions

经分析,紧急转弯工况下栏板车中钢材应力值大于 300.0 MPa 的区域有 1 处,最大应力出现在板簧悬架支座处,其应力值为 316.6 MPa,钢材应力值小于材料的屈服强度值 345.0 MPa。栏板车铝制部分最大应力值为 197.5 MPa,出现在侧墙中部处,其应力值小于铝材的屈服强度值 (240.0 MPa),栏板车车身结构都能满足强度要求。

3 车身结构轻量化改进与校核

基于上述应力分布状况,此栏板车车身与车架能满足不同工况的强度要求,但是在各工况下均有较大的设计余量,存在一定的改进空间。在

扭转、紧急转弯工况下,板簧悬架处与侧墙中部局部应力过大,为了防止在轻量化结构设计时局部应力进一步增加,也需要进行结构的改进,本文从以下措施验证轻量化的可行性:

(1)将车架上第 8 根连接两个纵梁之间的横梁前移 80 mm,以避免与板簧悬架处加强筋的连接,减少该处应力集中。

(2)壁厚减薄。将车身侧墙腹板壁厚由 30 mm 减少为 26 mm;将车架纵梁壁厚由 8 mm 减少为 6 mm。

经过以上改进设计的车身结构的质量由原来 1 469 kg 减少到 1 386 kg,质量减少了 83 kg,与车架原来的质量相比减少了 5.7%,实现了轻量化目标,通过校核,改进后的车身结构仍能满足各工况的强度要求。针对一些工况下局部应力过大问题,改进后的车身结构应力集中效应得到明显改善;由于车身结构壁厚有所减薄,各工况下的栏板车身侧墙中部的最大应力变大,但仍在满足强度要求的合理范围内。其中,局部应力最大的扭转工况下,板簧悬架处加强筋的最大应力从原来的 320.1 MPa 降低至 304.6 MPa,车身侧墙中部的应力从 211.7 MPa 增加至 223.4 MPa,应力云图如图 7 所示。

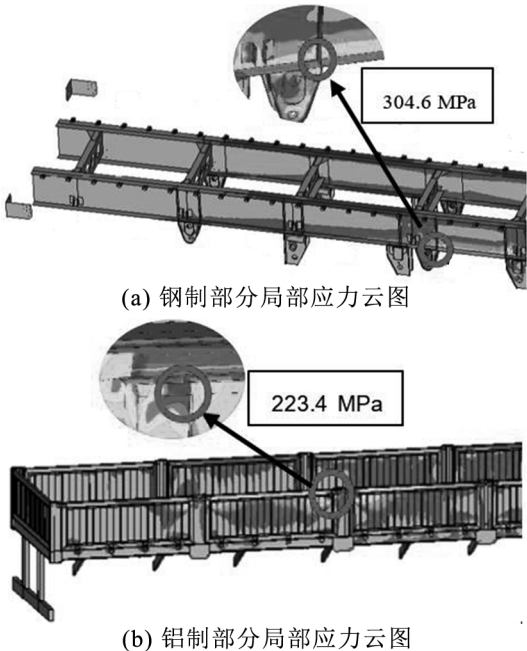


图 7 改进后的栏板车车身结构应力云图

Fig.7 Stress nephogram of the body structure of the improved pallet car

4 结论

本研究基于轻量化设计目标对铝合金栏板车进行了车身结构静态特性仿真分析,栏板车车身与车架在满载弯曲、扭转、紧急制动和紧急转弯 4 种典型工况下的应力分布均在材料的屈服极限内;在存有一定设计余量的基础上,通过减薄壁厚以及移动横梁的方式改进了车身结构,改进后的

车身结构既符合各行驶工况的强度要求,车身质量也有所降低,满足了轻量化设计要求,为栏板车的轻量化结构设计与应用提供了依据。

经过设计改进的车身结构在某些局部部位仍有一定的安全裕度,以栏板车车身结构质量最轻为优化目标的轻量化结构设计有待进一步分析与探讨。

参考文献:

- [1] 范子杰, 桂良进, 苏瑞意. 汽车轻量化技术的研究与进展[J]. 汽车安全与节能学报, 2014, 5(1): 1-16.
- [2] 宋燕利, 徐勤超, 徐峰祥, 等. 考虑振动特性的钢铝复合车架多学科优化[J]. 中国机械工程, 2019, 30(7): 846-851, 876.
- [3] PARK J, KIM K. Optimal design of camber link component for light weight automobile using CAE (Computer Aided Engineering)[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2013, 14(8): 1433-1437.
- [4] PARK J, KIM S, CHOI B, et al. Optimal design of rear chassis components for lightweight automobile using design of experiment[J]. Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, 2010, 41(5): 391-397.
- [5] 王凯, 何勇灵, 孟广威. 客车铝合金车架设计与典型工况分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2018, 44(8): 1780-1786.
- [6] NAM J, SHIN H, CHOI G. Durability prediction for automobile aluminum frontsubframe using nonlinear models in virtual test simulations[J]. International Journal of Automotive Technology, 2014, 15(4): 593-601.
- [7] 李永兵, 马运五, 楼铭, 等. 轻量化多材料汽车车身连接技术进展[J]. 机械工程学报, 2016, 52(24): 1-23.
- [8] 郑松林, 王彦生, 卢曦, 等. 基于强度变化特征的汽车结构件轻量化设计方法[J]. 机械工程学报, 2008, 44(2): 129-133.
- [9] 兰凤崇, 庄良飘, 钟阳, 等. 乘用车车身结构轻量化设计技术研究与实践[J]. 汽车工程, 2010, 32(9): 763-768, 773.
- [10] 苏瑞意, 桂良进, 吴章斌, 等. 大客车车身骨架多学科协同优化设计[J]. 机械工程学报, 2010, 46(18): 128-133.
- [11] 潘锋, 朱平. 面向约束优化的改进响应面法在车身轻量化设计中的应用[J]. 机械工程学报, 2011, 47(10): 82-87.
- [12] 贾秀娴, 杜宇, 于野, 等. 声黑洞理论应用于板类结构的轻量化减振分析[J]. 振动工程学报, 2018, 31(3): 434-440.

(责任编辑: 方素华)