

试验台工装拓扑优化及尺寸优化设计

汪炯藤 阳光武 肖守讷 朱涛 杨冰 蔡松岑

(西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室, 成都 610031)

摘要:【目的】拓扑优化是一种当前使用较为普遍的优化方法,其通过优化材料构造,在给定的设计空间和约束条件下找到结构设计的最优形状、实现轻量化和满足约束条件。基于变密度拓扑优化法的思想,以某试验台工装结构为分析对象,阐述了建立拓扑优化的数学模型及求解方法,以期为基于先进设计方法的结构设计提供参考。【方法】首先,在HyperMesh仿真软件中采用OptiStruct模块创建工装有限元模型,以最小质量和最大1阶频率为优化目标,对单工况下的工装结构进行拓扑优化及尺寸优化,合理布置材料分布及优化板件厚度,提高工装设计质量;其次,根据优化结果及制造加工实用性,设计新的工装结构;最后,在Nastran模块中按照GB/T 21563—2018标准对工装模型进行强度校核。工装结构完成实际加工后,将其置于振动台上,分别实施纵向、横向与垂向扫频试验,随后将试验结果与仿真结果进行对比。【结果】结果表明,1阶模态频率从766 Hz提升至1 009 Hz,提高了31.72%;同时,工装质量从51 kg降至44.26 kg,减轻13.24%,且强度符合设计标准,整体达到了预期的优化目标。

关键词: 试验台工装; 拓扑优化; 尺寸优化; 模态分析; 强度校核

中图分类号: TU178.5 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2026.03.007

0 引言

试验台工装是在实验室或生产线上使用的一种装置,用于固定、支撑、连接和测量被测试对象(如电子产品、机械部件、材料等)。它可以精确地定位和固定被测试的产品或零部件,确保在试验期间保持正确的姿态和位置,有效地模拟实际使用条件。试验台工装在产品开发、质量控制和生产过程中起着至关重要的作用。它能缩短试验准备时间,提高测试过程的效率和重复性,批量测试时其效果更为显著。

试验台工装的设计应考虑到试验的安全性、准确性和操作的便捷性。随着试验装备的不断更新,工装结构也需要适应更复杂、更严峻的试验条件。因此,工装结构需要不断进行优化,以满足实际需求。目前最常用的方法是拓扑优化。拓扑优化是一种通过优化材料构造,在给定的设计空间和约束条件下找到结构设计的最优形状、实现轻量化和满足约束条件的优化方法。研究领域主要包括连续体拓扑优化和离散体拓扑优化。在连续体拓扑优化中,可以在保证材料消耗程度的前提下,最大限度地提高结构的力学性能^[1]。对于连续体的优化模型,其数学模型^[2]可表示为

$$\begin{cases} \text{Find } x = (x_1, x_2, x_3, \dots, x_N)^T \\ \text{Min } c(x) = \mathbf{F}^T \mathbf{U} \end{cases} \quad (1)$$

$$\text{s.t.} \begin{cases} V \leq fV_0 \\ \mathbf{F} = \mathbf{K}\mathbf{U} \\ 0 \leq x_{\min} \leq x_i \leq 1 \end{cases} \quad (2)$$

式中, $x_i (i=1, 2, \dots, N)$ 为设计变量,代表离散单元的相对密度,范围为 $[x_{\min}, 1]$,为避免总刚度矩阵奇异,设定 $x_{\min}=0.001$; \mathbf{F} 为外力向量; \mathbf{U} 为结构的位移向量; V 为优化后的结构体积; f 为体积约束参数,表示优化后体积的上限; V_0 为初始体积; \mathbf{K} 为总刚度矩阵。

目前,连续体拓扑优化的研究方法包括均匀化法^[3]、变密度法^[4]、水平集法^[5]、渐进结构优化法^[6]和独立连续映射法^[7]。

近年来,国内外的学者根据以上所述研究方法对试验工装拓扑优化进行了研究,并取得了显著的成果。史天翔等^[8]利用有限元仿真和变密度法对吊装工装进行了拓扑优化设计,在满足刚度和强度要求的前提下,成功将吊装工装的质量减小了48%。王子宁等^[9]将拓扑优化与 6σ 稳健性优化相结合,采用变密度法对支撑座工装进行轻量化设计,实现了67%的减重率,并提升了支撑座工装的强度和刚度。王海涛等^[10]

收稿日期: 2024-07-15 修回日期: 2024-08-16

基金项目: 中国铁路总公司科技研究开发计划(P2018J001)

作者简介: 汪炯藤,男,1999年生,四川成都人,硕士研究生; 主要研究方向为车辆结构强度及可靠性、随机振动疲劳、结构拓扑优化; E-mail: 1979754338@qq.com。

阳光武(通信作者),男,1977年生,四川金堂人,博士,研究员; 主要研究方向为车辆结构强度及可靠性、随机振动疲劳、结构拓扑优化; E-mail: gwyang@home.swjtu.edu.cn。

引用格式: 汪炯藤,阳光武,肖守讷,等. 试验台工装拓扑优化及尺寸优化设计[J]. 机械强度,2026,48(3):60-67.

WANG Jiongteng, YANG Guangwu, XIAO Shoune, et al. Topology optimization and dimensional optimization design of test bench fixtures[J]. Journal of Mechanical Strength, 2026, 48(3): 60-67.



免费获取

利用有限元分析软件对大型机床的推力测量工装进行了优化和分析,显著减轻了工装的质量,并提高了测量结果的精度和可靠性。胡培龙等^[1]基于变密度法建立了拓扑优化模型,对单工况下的骨架结构进行了优化设计,研发出了新的骨架结构,增强了骨架的强度并减轻了质量。

1 设计概述及目标

近年来,计算机辅助工程(Computer-Aided Engineering, CAE)被广泛应用于新产品的研发设计。充分利用相关仿真软件和理论方法对产品进行仿真分析,对于确定产品的开发周期至关重要。优化技术的质量取决于优化结果的可制造加工性。加工困难或高成本的优化结果缺乏实用价值。HyperMesh 软件内置 OptiStruct 求解器,该求解器在拓扑优化中充分考虑了零件的可加工性。它使用变密度拓扑优化法或折衷规划法构建工装拓扑优化模型,并进行了相应的数学迭代计算。

如图 1 所示,工装设计的基本思路是通过 HyperMesh 软件建立工装的数学模型,并施加相应的约束条件;随后,在 OptiStruct 优化求解器中利用适当的拓扑优化方法对工装进行分析计算,以实现工装结构的优化设计,并满足设计目标。

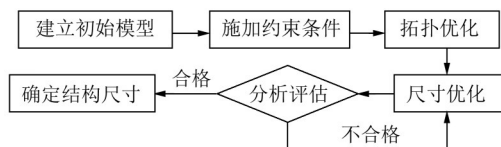


图1 优化思路

Fig. 1 Optimization ideas

如图 2 所示,原始工装模型具有以下特征:后板上设有 4 个约束孔,用于连接固定电线支架模型;底板上设有 30 个螺栓孔,用于将工装牢固地固定在试验台上。所有板材的厚度均为 10 mm。横板由 3 层组成,从上至下厚度依次为 5 mm、10 mm 和 10 mm。竖板也由 3 层组成,厚度均为 15 mm。横板和竖板上的圆孔用于减轻整体质量。这些特征确保了工装模型具有良好的结构强度和稳定性,同时也降低了模型的整体质量,便于操作和安装。这些设计理念有助于提高工装在实际试验中的性能和适用性。

如图 3 所示,原始工装的质量为 51 kg,1 阶模态频率为 766 Hz。为了对该结构进行尺寸优化,选择各部件板厚作为设计变量。优化的约束条件是确保质量小于 50 kg,优化目标是最大化 1 阶模态频率。经过优化后的结构如图 4 所示,工装的质量成功减小到 50 kg,并且 1 阶模态频率提高至 920 Hz。

尺寸优化后,工装结构的 1 阶模态仍有进一步提升的空间。如图 1 所示,原始工装结构和尺寸已经固

定,无法继续优化。因此,需要重新设计工装结构以满足设计目标:在试验台工装总质量不超过 50 kg 的前提下,实现最高 1 阶模态频率。

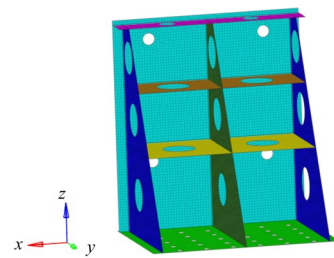


图2 原始工装结构

Fig. 2 Original fixture structure

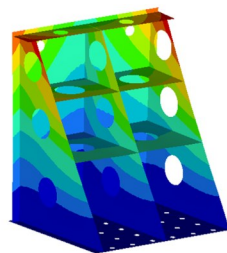


图3 优化前结构 (766 Hz)

Fig. 3 Structure before optimization (766 Hz)

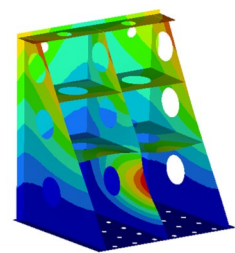


图4 优化后结构 (920 Hz)

Fig. 4 Optimized structure (920 Hz)

一种思路是重新构想一个实体块,通过拓扑优化重新调整材料分布来达到优化设计。随后进行尺寸优化,调整板件厚度等参数,以实现最佳解。

2 模型初步建立

在进行拓扑优化之前,需要确定设计域和非设计域。设计域通常指的是结构中受力关键的区域,需要对该区域进行材料分布优化,非设计域则包括约束区域或需要固定的区域。

将工装模型假设为一个实体块,后板和底板分别与试验模型和试验台通过螺栓连接,因此将后板和底板划分为非设计域,其余部分则属于设计域。

在仿真软件 HyperMesh 的 OptiStruct 模块中建立工装有限元模型。如图 5 所示,使用六面体实体单元进行建模。为了更准确地模拟试验情况,需要测量试验模型的质量和重心位置,用 mass 点模拟试验模型,

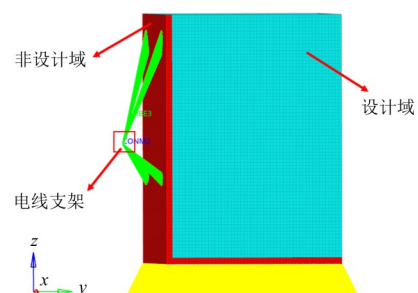


图5 实体块工装

Fig. 5 Solid block fixture

并通过rb3模拟螺栓将其悬挂在后板上。试验模型的质量为12 kg。底板完全固定在试验台上,在有限元模型中,对底板单元的节点施加6个方向的全约束,以此模拟底板的固定状态。

工装材料选用结构钢,其力学性能如表1所示。

表1 材料力学性能

Tab. 1 Mechanical properties of materials

弹性模量/MPa	泊松比	密度/(kg/m ³)	屈服应力/MPa
2.1×10^{11}	0.3	7 850	235

3 模型优化设计

3.1 拓扑优化

实际工装设计中,在确保工装结构总质量不超过特定限制的情况下,实现所需性能标准是一项具有挑战性的任务。本文采用变密度拓扑优化的方法,为重新设计工装结构提供了一种有效途径。在变密度拓扑优化法中,常用的插值模型是固体各向同性惩罚微结构(Solid Isotropic Microstructures with Penalization, SIMP)模型^[12]。SIMP方法核心思想是引入连续变量描述材料分布,即每个单元的“单元密度”作为设计变量,与材料弹性模量关联,取值为0~1。通过优化这一变量,实现最佳的材料布局。对中间密度值施加惩罚,可确保密度分布趋向于0或1,进而产生清晰的材料边界。优化后,单元密度接近1,表示为重要材料、需保留,接近0,表示可去除。该法实现了材料的高效利用,从而得到有效的优化结构。其幂指数函数表达式^[13]为

$$\begin{cases} E_i(x_i) = x_i^p E_0, p \geq 1 \\ \rho_i(x_i) = x_i \rho_0, 0 < x_i \leq 1 \end{cases} \quad (3)$$

式中, E_i 为插值后的材料弹性模量; p 为惩罚因子; ρ_i 为单元*i*的密度; ρ_0 为实体材料密度。

接着,将探讨如何利用变密度拓扑优化法重新设计工装结构,使其达到最高1阶模态频率。通过合理设置优化目标和约束条件,可以使优化效率最大化,并满足以下试验台工装设计要求。

1) 工装设计目标:保持试验台工装总质量不超过50 kg,同时实现最高1阶模态频率。

2) 拓扑优化目标:实现工装模型的1阶模态频率的最大化。

3) 约束条件:设计域体积限制在原体积的20%以内。

4) 设计变量:设计空间单元密度,通过调整密度分布来优化结构形态。

经过迭代计算,工装的1阶模态频率的优化结果如图6所示。在满足约束条件的前提下,最高1阶模态频率达到了1 130 Hz。

优化过程中,一共进行了34次迭代;随着迭代次

数的增加,工装1阶频率呈先上升后下降的总体趋势,并最终趋于稳定。变化趋势如图7所示。

RETAINED RESPONSES TABLE							
Response User-ID	Type	Response Label	Subcase Grid/ /RANDPS Element/ /Model MID/PID/ +Frcncy Mode No. /Times	DOF/ Comp /Reg	Response Value	Objective Reference/ Constraint Bound	Viol. %
2	FREQ	frequenc	1	1	--	1.130E+03 MAX	
1	VOLFR	vol	--	--	TOTL	2.000E-01 < 2.000E-01	0.0 A

图6 最高1阶频率结果

Fig. 6 Results of the highest first-order frequency

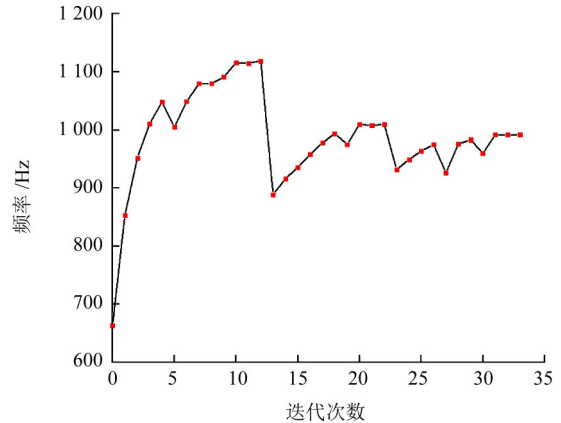


图7 1阶模态随迭代次数变化曲线

Fig. 7 Curve of the first-order mode changing with the number of iterations

图8所示为不同单元密度下的拓扑优化结果,展示了密度阈值从0.1~0.9对应的结构模型。通过调整当前密度阈值,可以观察到相应密度阈值下的模型,以更清晰地查看材料分布和载荷传递路径。随着密度阈值的增大,工装的轮廓也变得越清晰,最终生成的单元趋近于空集或实体^[14]。

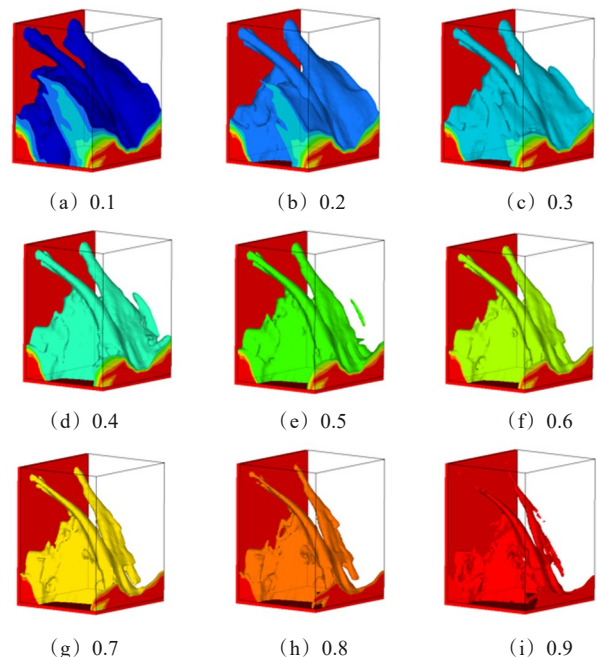


图8 不同密度阈值优化结果

Fig. 8 Optimization results with different density thresholds

在设计工装模型结构时,可以参考密度阈值为 0.4 的拓扑优化结果。该结果具有较理想的材料分布和结构形态;同时可参考密度阈值设定为 0.9 的优化结果,需着重关注该结果中所体现的关键载荷传递路径。这些路径在工装中承担着关键的力学载荷传递功能,对于工装的稳定性和强度至关重要。

图 9 所示为密度阈值为 0.4 的拓扑优化结果在不同视角下的模型。该优化结果呈现出规则实体形状,需要将其设计成易于加工的规则板件。如图 10 所示,工装结构的关键部位包括从上至下的左、右 2 块斜板、连接底板与后板的左右对称梯形竖板以及竖板与斜板之间垂直于上部斜板的连接斜板。为了满足工装强度要求和加工工艺性,增加一块顶板和一块中间板,并通过竖板连接 2 块板,以确保工装模型的载荷传递符合拓扑优化结果。

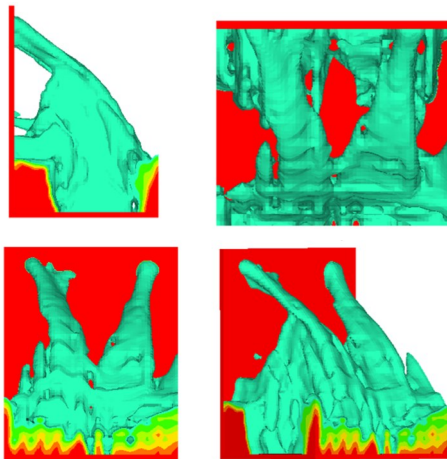


图 9 密度阈值为 0.4 时的拓扑优化结果

Fig. 9 Topology optimization results at a density threshold of 0.4

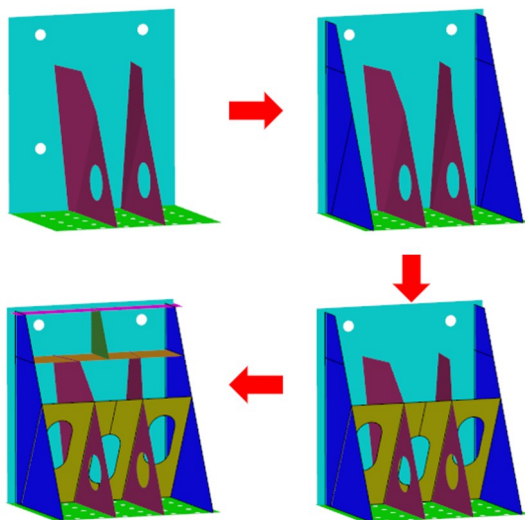


图 10 工装设计思路

Fig. 10 Design ideas of the fixture

根据拓扑优化结果,初步设计了工装模型,如图 11 所示。该模型采用四面体壳单元进行建模。底板上均匀分布有振动台相连接的螺栓孔,后板上有 4

个螺栓孔,用于试验模型的螺栓连接。为了便于安装底板和后板上的螺栓孔,在中间的 2 块板上进行了挖孔处理。

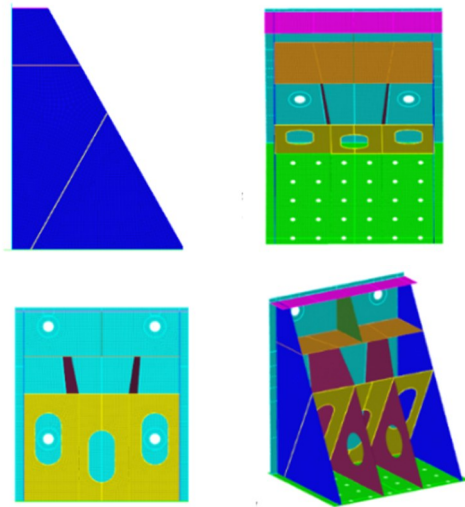


图 11 工装结构壳单元模型

Fig. 11 Shell element model of the fixture structure

以上设计,既考虑到拓扑优化结果的形状特征,又满足了工装的强度要求和加工工艺性。

为便于下文内容描述,为工装各部件赋予编号,如图 12 所示。

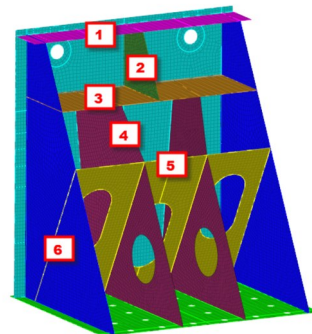


图 12 工装板件的编号

Fig. 12 Number of fixture panels

如表 2 所示,底板和后板厚度不变,为 10 mm。其余各部件板厚以原始工装为参考,将质量控制在 50 kg 左右。

表 2 板件厚度

Tab. 2 Plate thickness

板件编号	1	2	3	4	5	6
板厚/mm	5	5	5	10	15	15

确定各板板厚后,工装结构总质量为 50.5 kg。求得该工装结构 1 阶模态为 932 Hz,结构 1 阶振型如图 13 所示。

新设计的工装结构 1 阶模态未能达到拓扑优化的最优解,这可能是对结构进行了修改以及各板厚未能达到最优解。因此需要在拓扑优化结果的基础上进

行尺寸优化,进一步改进工装的性能。

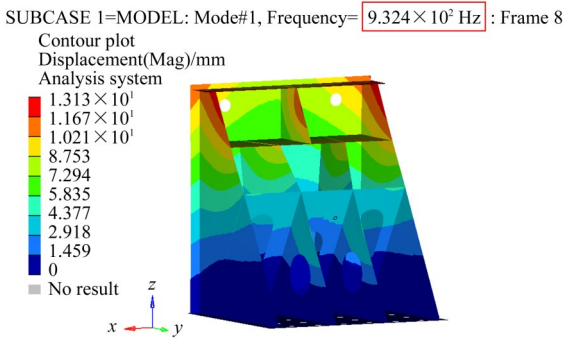


图 13 拓扑优化后工装 1 阶振型

Fig. 13 First modal vibration of the topology optimized fixture

3.2 尺寸优化

在优化中,约束能保证设计符合要求,目标函数使优化结果不断接近最优解。由于拓扑优化的目的是用最小的质量达到最大 1 阶模态,所以约束条件要求可设计域体积需控制在上限以内(该上限不得超过原体积的 20%),目标函数为 1 阶模态最大^[15]。尺寸优化是优化的最后一步,需确保工装 1 阶模态频率最大。拓扑优化最优 1 阶模态是 1 119 Hz,以此为依据,设置尺寸优化约束为:模型 1 阶模态频率下限为 1 000 Hz,目标函数为工装质量最小,设计变量为工装各板板厚。

板厚设置如图 14 所示,以拓扑优化后模型板厚为基础板厚,优化板厚区间为 2~20 mm。

DESVAR ID	Label	Lower Bound	Design Variable	Upper Bound
1	s1haoban	2.000E+00	5.000E+00	2.000E+01
2	s2haoban	2.000E+00	5.000E+00	2.000E+01
3	s3haoban	2.000E+00	5.000E+00	2.000E+01
4	s4haoban	2.000E+00	1.000E+01	2.000E+01
5	s5haoban	2.000E+00	1.500E+01	2.000E+01
6	s6haoban	2.000E+00	1.500E+01	2.000E+01

图 14 板厚设置

Fig. 14 Setting of the plate thickness

经多次优化后,得出板厚优化的最优解,如表 3 所示。考虑到工装加工工艺性,对于各板板厚采用向上取整的方法确定板厚取值。

表 3 尺寸优化结果

Tab. 3 Results of the size optimization

板件编号	厚度最优解/mm	最终取值/mm
1	2.665	3
2	2.360	3
3	2.268	3
4	11.22	12
5	10.54	11
6	12.56	13

根据模态仿真结果及工装结构重要载荷传递路径,在各板中央挖取减重孔,以最大限度地降低工装

质量。确定好板厚及工装质量后,用四面体实体单元对工装结构重新建模,再次仿真验证结果。模态计算结果如图 15 所示。

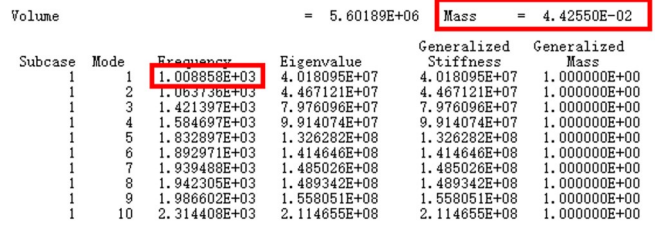


图 15 模态计算结果

Fig. 15 Results of the modal calculation

最终工装结构 1 阶振型如图 16 所示。得出该工装 1 阶频率为 1 009 Hz,质量为 44. 26 kg。1 阶频率较最原始工装提高 31. 7%,质量减轻 13. 2%。

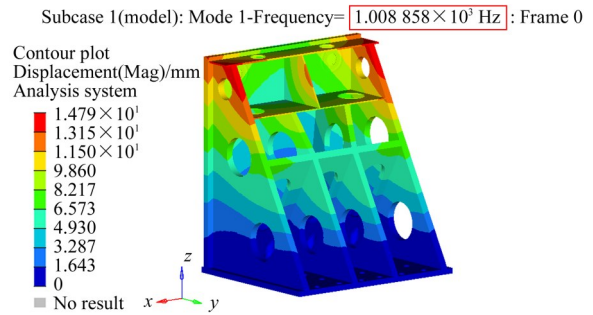


图 16 最终工装结构 1 阶振型

Fig. 16 First modal vibration of the final fixture structure

3.3 强度计算

为保证拓扑优化设计后工装模型的可靠性,针对该模型进行强度校核。电线支架安装于车轴两端的端盖上,且该支架位于一系悬挂下方,未经过减振装置。根据 GB/T 21563—2018 标准,安装在轨道机车车辆轮对装置上的组件、设备和部件或总成属于 3 类车轴安装。在 HyperMesh 软件的 Nastran 模块中对工装模型的纵、横、垂 3 个方向都施加正、负 100g ($g=9.8 \text{ m/s}^2$) 的加速度,共 6 个工况,对应的强度校核结果如表 4 所示。结果表明,工装结构强度符合设计要求。

因篇幅有限,这里仅展示最大应力垂向正冲击的应力云图,如图 17 所示。

表 4 强度校核结果

Tab. 4 Results of the strength check

工况	工装最大应力/MPa	许用应力/MPa
纵向正冲击	8.5	235
纵向负冲击	8.5	235
横向正冲击	9.6	235
横向负冲击	9.8	235
垂向正冲击	11.3	235
垂向负冲击	11.1	235

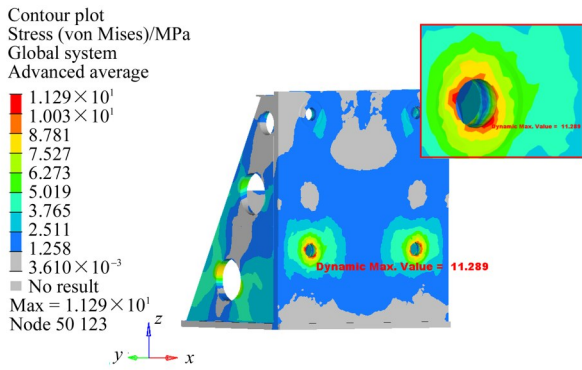


图 17 垂向正冲击应力云图

Fig. 17 Stress contour of the vertical positive impact

4 扫频试验

4.1 台架试验设计

扫频试验测试对象是新设计的工装结构, 组装在振动台上的工装结构如图 18 所示。

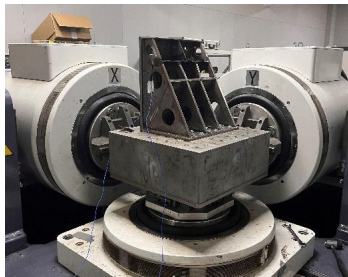


图 18 安装在振动台上的工装结构

Fig. 18 Fixture structure mounted on the vibration table

扫频试验是台架试验中常用的试验方法, 主要用于结构振动响频检查, 以共振原理为基础, 获得采集信号的振动幅值, 确定共振点, 找出共振频率, 了解结构的频率特性。针对模态仿真求得的 1 阶振型, 选取振动幅值较大的位置布置加速度测点, 模态仿真 1 阶振型幅值放大 10 倍后的振型如图 19 所示。

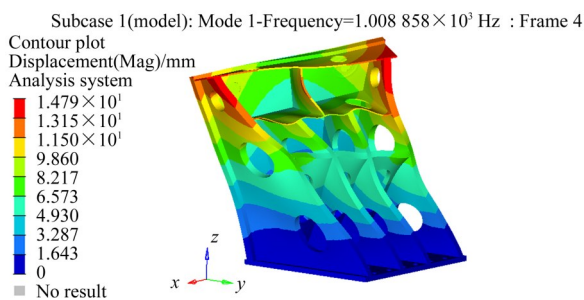


图 19 幅值放大 10 倍后的振型

Fig. 19 Vibration mode after amplifying the amplitude by 10 times

位移放大 10 倍后, 结构 1 阶振型为工装围绕 z 轴扭转, 可以看出位移最大的部位集中在工装上部, 加速度测点选择位移明显部位, 编号为 A₁, 测点位置如图 20 所示。

在三轴振动台上对工装结构分别进行纵向、横向、垂向扫频试验, 扫频范围为 5~1 500 Hz, 采用先恒定位

移后恒定加速度的控制方式。扫频速率为 1 oct/min, 扫频加速度幅值为 1g。采集仪采样频率为 5 000 Hz。

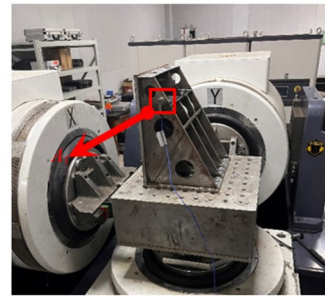


图 20 加速度测点布置示意图

Fig. 20 Schematic diagram of acceleration measurement locations

4.2 试验结果

扫频试验采集的加速度测点信号为时域信号, 需要利用傅里叶变换对采集到的信号进行时频分析。此次试验采用快速傅里叶变换 (Fast Fourier Transform, FFT)^[16] 对采集信号进行处理, FFT 是一种高效的离散傅里叶变换 (Discrete Fourier Transform, DFT) 算法。DFT 基本算式为

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n)e^{-i2\pi kn/N}, k = 0, 1, \dots, N-1 \quad (4)$$

式中, $X(k)$ 为频域输出序列; N 为数据点总数; $x(n)$ 为输入序列。

FFT 将 N 点的 DFT 拆分为 2 个 $N/2$ 点的 DFT, 大幅降低了计算复杂度。其核心表达式为

$$X(k) = [X_e(k) + e^{-i2\pi kn/N} X_o(k)] \quad (5)$$

式中, $X_e(k)$ 和 $X_o(k)$ 分别为偶数和奇数下输入序列的 $N/2$ 点 DFT。

根据 FFT 原理, 在 nCode 信号处理软件中分析数据, 处理得到 A₁ 测点的加速度纵向、横向、垂向单轴扫频结果, 如图 21~图 23 所示。

观察扫频试验共振响应频谱图, 将所采集信号的波峰视为工装结构的固有频率, 结果如表 5 所示。

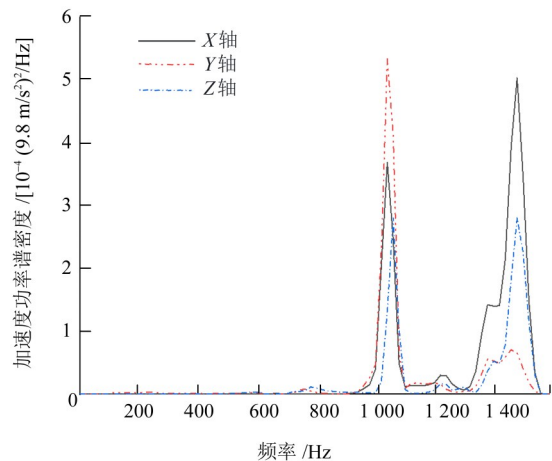


图 21 纵向扫频试验共振响应频谱图

Fig. 21 Spectral diagram of the resonance response in the longitudinal sweep test

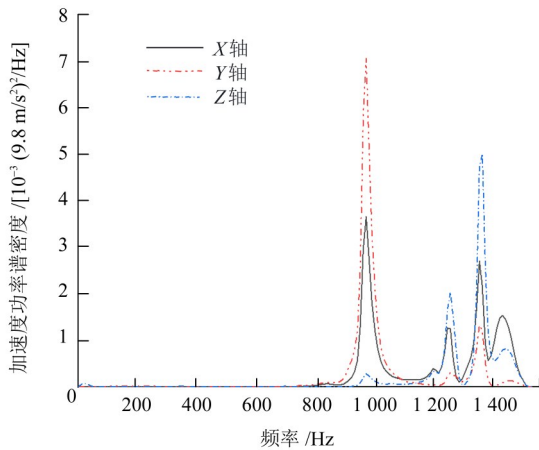


图 22 横向扫频试验共振响应频谱图

Fig. 22 Spectral diagram of the resonance response in the transverse sweep frequency test

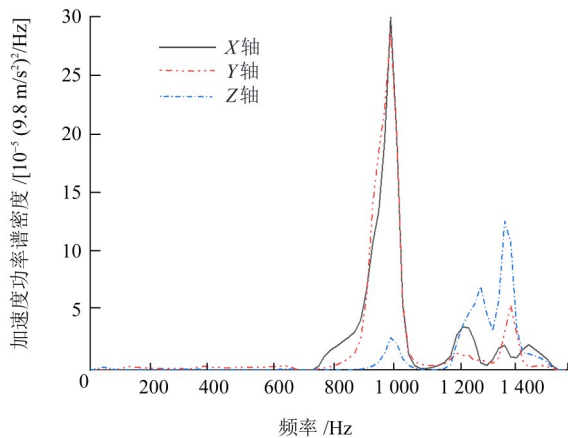


图 23 垂向扫频试验共振响应频谱图

Fig. 23 Spectral diagram of the resonance response in the vertical sweep frequency test

表 5 各方向的扫频试验结果

Tab. 5 Results of the isotropic sweep frequency test

方向	1 阶模态频率/Hz
纵向	1 016.2
横向	969.7
垂向	978.3

对比纵、横、垂三向扫频试验结果,取最小 1 阶模态频率为工装结构 1 阶模态频率,即 969.7 Hz,与仿真 1 阶模态结果误差为 3.87%,小于 5%。

通过纵向扫频试验得出的工装结构 1 阶模态频率为 1 016.2 Hz;横向扫频试验得出的工装结构 1 阶模态频率为 969.7 Hz;垂向扫频试验得出的工装结构 1 阶模态频率为 978.3 Hz。与模态仿真结果相比,误差控制在 5% 以内。

5 结论

对试验台工装进行了一系列的拓扑优化和尺寸优化设计,通过合理的材料分布和结构重构,在提升

结构 1 阶模态频率的同时降低了结构质量,达到了优化目标,使其更符合实际应用需求。主要结论如下:

1) 在 HyperMesh 仿真软件中,使用 OptiStruct 模块,基于变密度法的拓扑优化算法对工装结构进行了拓扑优化。经过 34 次迭代,确定了工装结构的最佳载荷传递路径,并以此为基础自主设计了新的工装结构;随后,在该模块中进行了多次尺寸优化,不断调整板厚度,得到板厚最优解,并设计出最优工装结构。

2) 综合使用拓扑优化和尺寸优化,有助于得到效果更好的工装结构优化效果;此外,采用挖取减重孔的方法可以明显减轻结构质量。

3) 经过拓扑优化和尺寸优化后设计的工装模型,在满足性能要求和强度设计要求的前提下,1 阶模态频率提高了 31.72%,工装质量减轻了 13.24%。

4) 通过纵向扫频试验得出,仿真与试验结果一致,证明了新工装结构不仅减轻了质量,也提高了结构的 1 阶模态频率,为类似工装结构的优化提供了参考。

参考文献 (References)

- [1] 赵婉霖,徐安,林海东. 基于 SIMP 方法的多约束连续体拓扑优化方法研究[J]. 四川建筑科学研究,2021,47(5):26-34. ZHAO Wanlin, XU An, LIN Haidong. SIMP-based topology optimization of continuum structure with multiple constraints[J]. Sichuan Building Science, 2021, 47(5): 26-34. (In Chinese)
- [2] 汤颖颖. 基于变密度法的连续体拓扑优化设计[D]. 西安:长安大学,2008:15-16. TANG Yingying. Topology optimization design of continuum based on variable density method [D]. Xi'an: Chang'an University, 2008: 15-16. (In Chinese)
- [3] BENDSØE M P, KIKUCHI N. Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1988, 71 (2) : 197-224.
- [4] 肖贺平,王涛,邓承浩,等. 拓扑优化在概念设计中的应用研究 [C]//中国汽车工程学会. 2019 中国汽车工程学会年会论文集 (2). 北京:机械工业出版社,2019:4. XIAO Heping, WANG Tao, DENG Chenghao, et al. Application research of topology optimization in conceptual design [C]//China Society of Automotive Engineers. Proceedings of the 2019 China Society of Automotive Engineers Annual Conference (II). Beijing: China Machine Press, 2019: 4. (In Chinese)
- [5] SETHIAN J A, WIEGMANN A. Structural boundary design via level set and immersed interface methods[J]. Journal of Computational Physics, 2000, 163(2):489-528.
- [6] XIE Y M, STEVEN G P. A simple evolutionary procedure for structural optimization [J]. Computers & Structures, 1993, 49 (5) : 885-896.
- [7] 龙凯,左正兴. 连续体结构拓扑优化的节点独立连续映射法[J]. 应用力学学报,2009,26(2):212-217. LONG Kai, ZUO Zhengxing. Nodal independent continuous map-

- ping method for topology optimization of continuum structures[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 2009, 26(2): 212-217. (In Chinese)
- [8] 史天翔, 郭建辉, 史江, 等. 基于 ANSYS Workbench 的吊装工装静力分析及拓扑优化设计[J]. *锻压装备与制造技术*, 2021, 56(6): 49-53.
SHI Tianxiang, GUO Jianye, SHI Jiang, et al. Static analysis and topology optimization design of hoisting tooling based on ANSYS Workbench[J]. *China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology*, 2021, 56(6): 49-53. (In Chinese)
- [9] 王子宁, 伍建军, 向健明, 等. 基于拓扑优化与 6σ 稳健性的检修工装支撑座轻量化设计[J]. *机械强度*, 2020, 42(1): 94-101.
WANG Zining, WU Jianjun, XIANG Jianming, et al. Lightweight design for overhaul tooling support seat based on topology optimization and six sigma robustness [J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2020, 42(1): 94-101. (In Chinese)
- [10] 王海涛, 李初晔. 基于拓扑优化的大推力测量工装设计及应用[J]. *制造技术与机床*, 2014(10): 30-33.
WANG Haitao, LI Chuye. Design and application based on topological optimization for measuring large-thrust technological tooling [J]. *Manufacturing Technology & Machine Tool*, 2014(10): 30-33. (In Chinese)
- [11] 胡培龙, 陆晓黎, 上官文斌. 汽车动力总成悬置骨架的拓扑优化设计[J]. *噪声与振动控制*, 2010, 30(6): 83-86.
HU Peilong, LU Xiaoli, SHANGGUAN Wenbin. Topological optimization design for powertrain mount framework of automobiles [J]. *Noise and Vibration Control*, 2010, 30(6): 83-86. (In Chinese)
- [12] RIETZ A. Sufficiency of a finite exponent in SIMP (power law) methods[J]. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2001, 21(2): 159-163.
- [13] 于万元, 王超, 宁胜花, 等. 基于拓扑优化的车身接附点结构设计[J]. *机械设计*, 2023, 40(增刊1): 63-66.
YU Wanyuan, WANG Chao, NING Shenghua, et al. Structural design of vehicle body attachment points based on topology optimization[J]. *Journal of Machine Design*, 2023, 40(Suppl. 1): 63-66. (In Chinese)
- [14] 孟祥超, 孙有平, 何江美, 等. 某车型铝合金前副车架拓扑优化概念设计[J]. *制造业自动化*, 2023, 45(10): 71-75.
MENG Xiangchao, SUN Youping, HE Jiangmei, et al. Conceptual design of topology optimization for aluminum alloy front subframe of a vehicle[J]. *Manufacturing Automation*, 2023, 45(10): 71-75. (In Chinese)
- [15] 俞秋惠, 陈剑. 振动试验夹具的优化设计及模态试验[J]. *噪声与振动控制*, 2010, 30(6): 67-69.
YU Qiuwei, CHEN Jian. Optimization design and modal test of fixtures for vibration testing[J]. *Noise and Vibration Control*, 2010, 30(6): 67-69. (In Chinese)
- [16] 张傲. 基于稀疏快速傅里叶变换的时频分析技术研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2018: 7-8.
ZHANG Ao. Research on time-frequency analysis technology based on sparse fast Fourier transform [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2018: 7-8. (In Chinese)

Topology optimization and dimensional optimization design of test bench fixtures

WANG Jiongteng YANG Guangwu XIAO Shoune ZHU Tao YANG Bing CAI Songcen

(State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: [Objective] Topology optimization is a widely used optimization method that optimizes material construction, finds the optimal shape of structural design under given design space and constraints, achieves lightweighting, and satisfies constraints. Based on the idea of variable density topology optimization method, taking the fixture structure of a certain test bench as the analysis object, and the establishment of a mathematical model and solution method for topology optimization were elaborated in detail, in order to provide reference for structural design based on advanced design methods. [Methods] Firstly, a finite element model of the tooling was established in the HyperMesh simulation software using the OptiStruct module. With the minimum mass and maximum first-order frequency as the optimization objectives, topology optimization and size optimization were conducted on the tooling structure under a single working condition. The material distribution was reasonably arranged and the thickness of the plates was optimized to improve the quality of tooling design. Secondly, based on the optimization results and the practicality of manufacturing and processing, a new tooling structure was designed. Finally, in the Nastran module, the strength check of the tooling model was carried out in accordance with the GB/T 21563—2018 standard. After the actual processing of the tooling structure was completed, the tooling was placed on a vibration table, and longitudinal, transverse and vertical sweep frequency tests were conducted respectively. Subsequently, the test results were compared with the simulation results. [Results] The results show that the first-order modal frequency has increased from 766 Hz to 1 009 Hz, representing a rise of 31.72%. Meanwhile, the fixture mass has decreased from 51 kg to 44.26 kg, a reduction of approximately 13.24%, its strength meets the design standards and the overall objective is successfully achieved.

Key words: Test bench fixture; Topology optimization; Size optimization; Modal analysis; Strength check

Corresponding author: YANG Guangwu, E-mail: gwyang@home.swjtu.edu.cn

Fund: Scientific Research and Development Plan of China Railway Corporation (P2018J001)

Received: 2024-07-15 Revised: 2024-08-16

(编辑: 刘欢欢)