

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.06.033

混合动力轨道车转向架构架结构优化

汪龙,王玉艳,孙丽萍

(大连交通大学 机车车辆工程学院,辽宁 大连 116028)

摘要:以某混合动力轨道车转向架构架为研究对象,应用 HyperMesh 有限元软件,根据相关规范,计算超常载荷工况和模拟运营载荷工况下构架的静强度;根据强度计算结果,对构架的侧梁及端梁的内部筋板进行拓扑优化,考虑实际加工情况等因素确定筋板方案;对构架整体进行尺寸优化。优化后构架的静强度和疲劳强度均满足规范的要求,优化后构架质量减少了 6.83%,轻量化效果较为明显,为以后混合动力轨道车转向架构架结构设计提供了一定参考。

关键词:混合动力轨道车;构架;拓扑优化;尺寸优化

中图分类号:U260.331 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2025)06-0178-06

Structure Optimization of Bogie Frame for Hybrid Rail Vehicle

WANG Long, WANG Yuyan, SUN Liping

(School of Locomotive and Rolling Stock Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China)

Abstract: With the bogie frame of a hybrid rail vehicle being the research object, this paper uses HyperMesh finite element software to calculate the static strength of the frame under extraordinary load condition and simulated operation load condition in accordance with the relevant specifications. Based on the strength calculation results, topology optimization is carried out for the internal ribs of the side and end beams of the frame, and the rib scheme is determined considering the actual processing conditions and other factors. The size of the overall the frame is optimized. Both static and fatigue strengths of the optimized frame meet the regulatory requirements, and the mass of the optimized frame is reduced by 6.83%, with significant lightweight effect, which provide favorable reference for the structural design of the bogie frame of hybrid rail vehicle in the future.

Keywords: hybrid rail vehicle; frame; topology optimization; size optimization

0 引言

高速铁路的发展与崛起,是改革开放以来党领导中国特色社会主义建设取得的重大成就之一^[1]。随着我国铁路提速及高速铁路的快速发展,不但对铁路巡检、救援、线路维修及施工作业的工程轨道车需求不断增大,而且对轨道车的运行速度以及施工能力的要求也不断提高^[2]。针对这一需求,以柴油发电机组和动力蓄电池组共同作为动力源的混合动力工程轨道车应运而生,其具有效率高、能耗低、绿色环保等特点。转向架是高速动车核心构件之一^[3],负责支撑车体、承载货物,并传递牵引力和制动力^[4],具有缓冲振动和导向功能,转向架质量通常占整车质量的 1/3,对转向架进行减质量更易取得明显效果^[5]。构架作为转向架核心的部件,也是其余零部件的安装基础,承受各零部件所产生的载

荷^[6]。在保证运行安全且满足刚度和强度的需求下,对构架进行结构优化设计实现轻量化也是一个重要的研究方向^[7]。

1 转向架构架有限元分析

1.1 构架结构简介

构架承担着车体的垂向载荷、制动载荷、牵引载荷以及轨道不平顺载荷等^[8],是由一个横梁、两个侧梁和两个端梁组焊成为“日”型构架。横梁、侧梁、端梁均由立板、上盖板、下盖板、筋板组焊而成。横向止挡座、牵引座、齿轮箱座和牵引电机座焊接在横梁上。轴箱拉杆座、一系、二系垂向减振器座、横向减振器座和一系、二系弹簧座焊接在侧梁上。制动安装座分别安装在侧梁及横梁上。一系和二系弹簧均为双圈螺旋钢弹簧。构架上所有钢板件材料均为 Q345A。

第一作者简介:汪龙(1994—),男,内蒙古自治区阿拉善人,硕士研究生,研究方向为车辆结构分析与现代设计方法,547913403@qq.com。

1.2 有限元模型的建立

有限元仿真和试验是检验结构静强度的重要手段^[9]。利用 HyperMesh 仿真软件建立构架有限元模型。对横梁、侧梁及端梁的各部件如上盖板、下盖板、立板、弹簧座等,选择 10 mm 壳单元进行离散;对于铸件,如轴箱拉杆座、齿轮箱座、牵引电机座、二系垂向减振器座等,选择了 10 mm 实体单元进行离散;采用 1D 单元中的 CERIG 单元将牵引电机、齿轮箱、轮对等结构的质心位置与其对应的安装座进行刚性连接;选择 1D 单元中的 COMBIN14 单元模拟一系弹簧,一系弹簧单元一端在一系弹簧座中心并与一系弹簧座进行刚性连接,另一端在轴箱转臂处与轴心进行刚性连接。构架有限元模型共有 377 510 个单元,包括 132 个 1D 单元、243 154 个 2D 单元、134 224 个 3D 单元,构架有限元模型如图 1 所示。

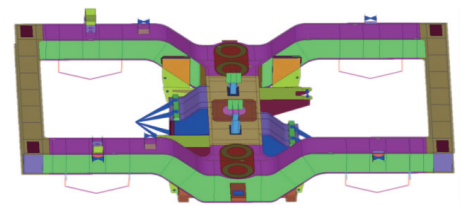


图 1 构架有限元模型

1.3 计算载荷

混合动力轨道车车辆总质量为 56 t,设置两台转向架,每台转向架质量为 7.5 t,通过转向架旁承承载。根据规范 TB/T 3549.1—2019《机车车辆强度设计及试验鉴定规范 转向架 第 1 部分:转向架构架》和 TB/T 2368—2005《动力转向架构架强度试验方法》确定计算载荷^[10],包括超常载荷、特殊超常载荷、模拟主要运营载荷、模拟特殊运营载荷,具体载荷的类型和数值如表 1、表 2 及表 3 所示。

表 1 构架上的超常载荷和模拟主要运营载荷

计算载荷	垂向载荷 F_z/kN	横向载荷 F_y/kN	菱形载荷 (每车轮 F_{x1}/kN)	纵向载荷 (每构架 F_{x2})	扭曲载荷/ $\%$
超常载荷	281.26	121.46	35.48	3g	10
模拟主要运营载荷	200.90	68.60	13.72	76.00 kN	5

表 2 特殊超常载荷

单位:kN

计算载荷	电机载荷	制动载荷	减振器载荷	齿轮箱载荷
特殊超常载荷	垂向 $F_{cz\max}$ 40.572 -27.048		一系垂向 F_{cz} ± 5.00	
	横向 F_{cymax} ± 20.286	纵向 F_{cx} 15.54	二系垂向 F_{cz} ± 14.00	垂向 F_{cz} ± 21.75
	纵向 $F_{cx\max}$ ± 20.286		横向 F_{cy} ± 13.60	

表 3 模拟特殊运营载荷

单位:kN

计算载荷	电机载荷	制动载荷	减振器载荷	齿轮箱载荷
模拟特殊运营载荷	垂向 $F_{mz\max}$ 27.048 -13.524		一系垂向 F_{mz} ± 3.75	
	横向 $F_{my\max}$ ± 6.762	纵向 F_{mx} 13.15	二系垂向 F_{mz} ± 10.50	垂向 F_{mz} ± 18.40
	纵向 $F_{mx\max}$ ± 13.524		横向 F_{my} ± 9.45	

超常载荷用于评估构架的静强度^[11],其中垂向载荷作用在构架两侧中央弹簧座处;横向载荷作用在横向止挡、中央弹簧座处;菱形载荷作用在转向架端轴的车轮位置,正反两个方向施加;纵向载荷是由于调车等引起的,取运用中可能出现的最大加速度 3g;扭曲载荷考虑 10‰线路扭曲,模拟转向架脱轨的状态。

模拟主要运营载荷用于构架的疲劳强度评估^[12],其中扭曲载荷考虑 5‰线路扭曲;纵向载荷,对于动力转向架,根据最大启动牵引力(或制动力)计算得到,施加在转向架每个车轮位置,左右两侧方向相同。

特殊超常载荷作用下,构架及其吊挂装置不应产生永久变形。模拟特殊运营载荷主要考虑电

机载荷、齿轮箱载荷、制动载荷及减振器载荷^[13]。模拟特殊运营载荷产生的应力要与模拟主要运营载荷所产生的应力叠加,叠加后的结果不能超过疲劳极限图给出的极限应力。

1.4 构架静强度计算分析

1) 超常载荷工况

依据规范,共制定 4 种超常载荷工况。特殊

超常载荷在超常载荷工况 2 下施加。超常载荷工况下,最大应力发生在第 2 工况,应力值为 171.9 MPa,发生在侧梁上盖板拐角圆弧处;各工况下构架最大 Von Mises 应力均小于材料 Q345A 的许用应力 313 MPa(在超常载荷工况下,将材料屈服强度 345 MPa 除以系数 1.1),如表 4 所示。

表 4 超常载荷工况下构架的最大 Von Mises 应力

超常载荷 工况	垂向载荷/kN		横向载荷/kN	扭曲载荷/‰	菱形载荷/kN	纵向载荷	最大 Von Mises 应力/MPa
	F_{z1}	F_{z2}					
1	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	F_{ymax}	10	—	—	145.1
2	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	0	—	—	—	171.9
3	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	F_{ymax}	—	F_{x1max}	—	138.3
4	$F_{zmax}/2$	$F_{zmax}/2$	0	—	—	3g	136.6

2) 模拟运营载荷工况

依据规范,确定了 9 种模拟运营载荷工况。模拟运营载荷工况下,最大应力发生在第 5 工况,应力值为 146.0 MPa,发生在侧梁上盖板拐角圆弧处,各工况下构架最大 Von Mises 应力均小于材料 Q345A 的许用应力 216 MPa(在模拟运营载荷工况下,将材料屈服强度 345 MPa 除以系数 1.6),如

表 5 所示,表中侧滚系数 $\alpha = 0.1$,浮沉系数 $\beta = 0.2$ 。应力云图如图 2 所示,应力较大部分主要集中在二系弹簧座附近,其余结构处应力较小。因此可以考虑对构架内部筋板进行拓扑优化,对构架各板壳单元厚度进行尺寸优化,使优化后的筋板布置更合理,应力分布更均匀并且达到轻量化设计。

表 5 模拟运营载荷工况下构架的最大 Von Mises 应力

模拟运营 载荷 工况	垂向载荷/kN		横向 载荷/ kN	扭曲 载荷/ ‰	菱形 载荷/ kN	纵向 载荷/ kN	电机 载荷/ kN	齿轮箱 载荷/ kN	制动 载荷/ kN	减振器 载荷/ kN	最大 Von Mises 应力/MPa
	F_{z1}	F_{z2}									
1	$F_z/2$	$F_z/2$	0	—	—	—	—	—	—	—	113.1
2	$F_z(1+\alpha-\beta)/2$	$F_z(1-\alpha-\beta)/2$	0	—	—	—	垂向 F_{mzmax}	—	—	一系垂向	107.9
3	$F_z(1+\alpha-\beta)/2$	$F_z(1-\alpha-\beta)/2$	$+F_y$	5	—	—	—	—	—	—	127.8
4	$F_z(1+\alpha+\beta)/2$	$F_z(1-\alpha+\beta)/2$	0	—	—	—	—	—	—	—	126.2
5	$F_z(1+\alpha+\beta)/2$	$F_z(1-\alpha+\beta)/2$	$+F_y$	5	F_{x1}	F_{x2}	横向 F_{mymax}	垂向 F_{mz}	纵向 F_{mx}	二系垂向 F_{mz}	146.0
6	$F_z(1-\alpha-\beta)/2$	$F_z(1+\alpha-\beta)/2$	0	—	—	—	—	—	—	—	107.2
7	$F_z(1-\alpha-\beta)/2$	$F_z(1+\alpha-\beta)/2$	$-F_y$	5	—	—	—	—	—	—	116.5
8	$F_z(1-\alpha+\beta)/2$	$F_z(1+\alpha+\beta)/2$	0	—	—	—	纵向 F_{mxmax}	—	—	横向 F_{my}	118.2
9	$F_z(1-\alpha+\beta)/2$	$F_z(1+\alpha+\beta)/2$	$-F_y$	5	—	—	—	—	—	—	119.7

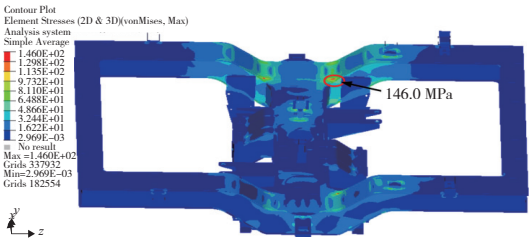


图 2 模拟运营载荷工况 5 下构架 Von Mises 应力分布云图

2 构架拓扑优化

2.1 拓扑优化简介

拓扑优化是前景最好的结构优化技术^[14],该方法的基本思想是,把结构的最优拓扑问题转换成在给定的设计空间中寻找最优的材料分布,或力的传递路径,从而在满足各种性能及具体要求

的前提下得到质量最轻的设计^[15]。连续体结构的拓扑优化主要是以结构内是否存在孔洞、孔洞的位置、数量以及形状等为依据来进行拓扑优化。连续体结构拓扑优化不涉及结构具体的尺寸设计,它可以在不需确定结构拓扑形状的前提下,依据已知的边界条件、载荷条件等来决定较为合适的结构形式,为设计人员提供最优的材料分布布局 and 全新的设计方案^[16]。

2.2 拓扑优化

本文主要是以构架侧梁及端梁为设计区域,采用拓扑优化对侧梁及端梁内部的筋板分布位置进行寻优。因此以之前建立构架侧梁及端梁有限元模型为基础,在侧梁及端梁箱体内部进行 3D 实体网格填充。其中将设计区域定义为由 3D 实体网格填充的侧梁及端梁。由构架静强度分析结果可知,在超常载荷工况下,工况 2 应力最大;模拟运营载荷工况下,工况 5 应力最大,因此选取这两个工况进行拓扑优化研究。

拓扑优化参数如下。

1) 设计变量:实体网格填充侧梁及端梁的单元密度。

2) 约束条件:侧梁体积分数不超过 30%、端梁不超过 35%,超常载荷工况 2 下许用应力不超过 313 MPa、模拟运营载荷工况 5 下许用应力不超过 216 MPa。

3) 目标函数:上述两工况下加权应变能最小。

本次拓扑优化共进行了 81 步,通过对 Current Value 阈值的不同设定,可以对材料的去除或保留有一个直观的显示,经过对阈值的不断调试,在阈值为 0.5 时效果最为明显。图 3—图 6 为侧梁及端梁等值面图。在去除不相关的材料后,得到的等值面图便可作为最终筋板的参考依据。



图 3 密度阈值为 0.5 的一位侧梁



图 4 密度阈值为 0.5 的二位侧梁



图 5 密度阈值为 0.5 的一位端梁



图 6 密度阈值为 0.5 的二位端梁

2.3 拓扑优化后筋板建立

经过拓扑优化得到的设计虽然可以在 Iso Value 模块下可以清晰地看到纵横交错的筋板分布,但是在实际加工过程中各种形态不一的筋板很难得以实现,尤其对筋板进行焊接时,有可能会造成应力集中^[17]。通过对拓扑优化结果的分析,去除单元薄且连接不完整部分,考虑实际焊接时遇到的困难及应力集中等情况,对端梁筋板取舍时将筋板连接过多地方舍去,形成新筋板布置如图 7、图 8 所示,经过拓扑优化后的构架总质量为 2 139 kg,较原构架减少 117 kg。

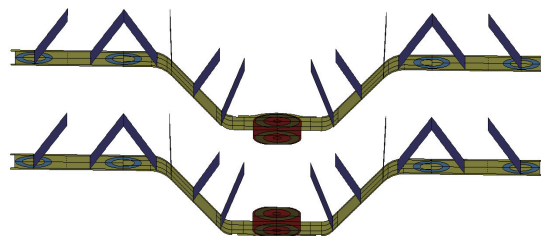


图 7 构架侧梁内部筋板布置

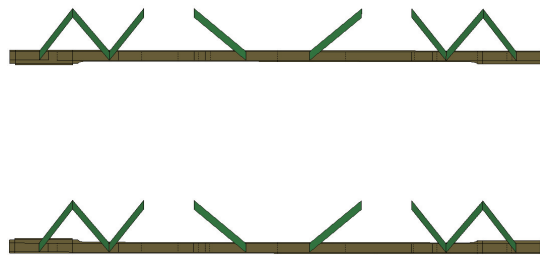


图 8 构架端梁内部筋板布置

3 构架尺寸优化

3.1 尺寸优化参数设置

尺寸优化作为 OptiStruct 中使用最广泛的优

化方法,在模型形状已经确定的条件下,通过改变结构单元的属性以此达到对模型轻量化的设计^[18]。

尺寸优化有限元模型载荷工况与约束设置与拓扑优化一致,在超常载荷工况 2、模拟运营载荷工况 5 下进行优化分析,尺寸优化过程中设计变量的上、下限设置为初始厚度的 $\pm 40\%$ 。尺寸优化的具体问题描述如下。

1) 设计变量: 构架侧梁、端梁、横梁各板壳单元厚度尺寸共定义 17 个设计变量。

2) 约束条件: 超常载荷工况 2 下,板壳单元最大应力不超过 313 MPa;模拟运营载荷工况 5 下,板壳单元最大应力不超过 216 MPa。

3) 目标函数: 质量最小。

3.2 尺寸优化结果分析

构架尺寸优化后,各板厚初始值及优化结果如表 6 所示,由于原构架各板厚设置合理,因此各设计变量的板厚值降幅不明显。将优化值重新对模型各板梁附属性后,得到经过尺寸优化后构架总质量为 2 102 kg,较拓扑优化后的构架减少 37 kg。

表 6 各板厚初始值及优化结果 单位:mm

序号	设计变量名称	初始值	优化值	圆整值
1	端梁盖板	10.0	10.0	10.0
2	端梁补板	15.0	14.0	14.0
3	端梁立板	8.0	8.0	8.0
4	端梁筋板	6.0	4.7	5.0
5	侧梁盖板	12.0	10.3	10.5
6	侧梁补板	7.0	7.0	7.0
7	侧梁立板	12.0	10.7	11.0
8	侧梁筋板	6.0	5.0	5.0
9	横梁补板	12.0	12.0	12.0
10	横梁立板	8.0	8.0	8.0
11	横梁筋板	12.0	12.0	12.0
12	横梁隔板	8.0	7.0	7.0
13	横梁 1 号隔板	10.0	8.3	8.5
14	横梁 2 号隔板	12.0	10.0	10.0
15	横梁 3 号隔板	8.0	6.3	6.5
16	横梁上盖板	12.0	12.0	12.0
17	横梁下盖板	10.0	10.0	10.0

4 优化后构架静强度及疲劳强度计算分析

4.1 优化后构架静强度计算分析

1) 超常载荷工况

超常载荷工况下,最大应力发生在第 2 工况,应力值为 174.8 MPa,发生在侧梁下盖板与制动座连接处。各工况下最大 Von Mises 应力值均小于许用应力。

2) 模拟运营载荷工况

模拟运营载荷工况下,最大应力发生在第 5 工况,应力值为 152.2 MPa,发生在侧梁下盖板与制动座连接处,各工况下最大 Von Mises 应力值均小于许用应力。

4.2 优化后构架疲劳校核

依据抗拉强度不小于 520 MPa 的钢材 Goodman smith 图对疲劳安全系数进行校核^[19],在模拟运营载荷作用下,优化后构架母材疲劳校核曲线如图 9 所示;优化后构架焊接部位疲劳校核曲线如图 10 所示。转向架构架在两种载荷工况下产生的应力幅值、平均应力,都在相应材料或接头的疲劳极限线图范围内。

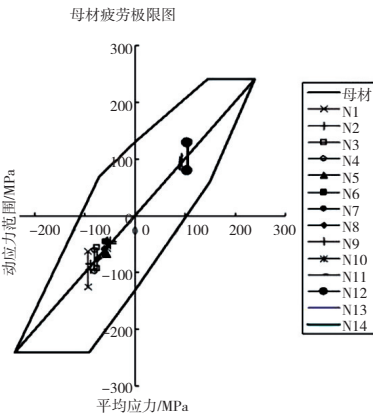


图 9 优化后构架母材的疲劳校核曲线

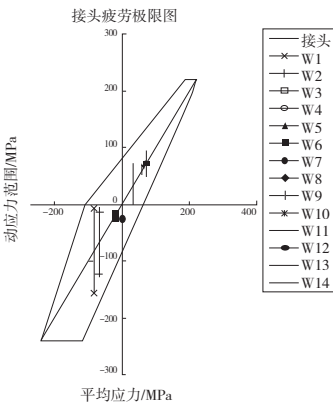


图 10 优化后构架焊接部位的疲劳校核曲线

5 结语

本文依据规范以混合动力轨道车转向架构架为模型对其静强度做计算分析,在超常载荷工况和模拟运营载荷工况下构架的应力均小于材料的许用应力,构架的静强度满足规范要求。通过对静强度结果分析,除二系弹簧座附近应力较大,其余结构处应力相对较小。因此对构架侧梁及端梁进行3D实体网格填充,以填充好的侧梁及端梁为设计区域对构架侧梁及端梁的内部筋板进行拓扑优化,制定了新的侧梁及端梁筋板布置方案。以17个板壳单元厚度为设计变量,对拓扑优化后的构架进行尺寸优化。对优化后的构架进行静强度分析,再利用Goodman曲线校核构架的疲劳强度,优化后构架静强度及疲劳强度均满足规范要求。经过两次优化后,构架质量共减少154 kg,减少了6.83%,轻量化效果较为明显。

参考文献:

- [1] 张宝运. 改革开放以来中国高铁事业发展与改革研究综述[J]. 重庆交通大学学报(社会科学版), 2025, 25(3): 39-50.
- [2] 蒋军, 乔燕, 孙海东. 一种快速轨道交通转向架构架强度计算与分析[J]. 科学技术创新, 2022(18): 70-73.
- [3] 师玲萍. 高速动车组转向架关键部件性能分析[J]. 今日制造与升级, 2025(6): 26-28.
- [4] 蒋咏志, 王东, 刘文杰, 等. 重载悬挂式罐车设计及转向架构架结构优化[J]. 重庆交通大学学报(自然科学版), 2025, 44(7): 1-6.
- [5] 李秋泽, 单巍, 张英春, 等. 中国高速动车组转向架技术发展及展望[J]. 机车电传动, 2023(2): 14-35.
- [6] 王顺, 刘余龙, 吴才香, 等. 某型低地板转向架构架结构设计及强度分析[J]. 装备制造技术, 2024(4): 147-149, 168.
- [7] 李富强, 郭鹏飞, 王培东. 轨道交通车辆转向架结构设计研究[J]. 轨道交通装备与技术, 2020(6): 25-26.
- [8] 罗汉, 刘余龙, 陈姝枚. 200 km 转向架构架结构设计及有限元分析[J]. 机械工程与自动化, 2024(5): 113-114, 117.
- [9] 路学, 黄运华. 基于有限元的运输车转向架强度分析[J]. 冶金设备, 2024(4): 43-47, 120.
- [10] 张振先, 吴兴文, 吴圣川, 等. 铁道车辆转向架振动疲劳载荷定义方法探讨[J]. 机械工程学报, 2024, 60(22): 311-328.
- [11] 李梁京, 王继荣, 李军, 等. 地铁列车转向架构架载荷谱校准方法研究[J]. 青岛大学学报(工程技术版), 2023, 38(4): 65-70.
- [12] 梁昊, 米彩盈. 转向架构架局部结构优化与轻量化研究[J]. 机车电传动, 2020(1): 121-125.
- [13] 商跃进, 刘惠萱, 王彤基. 新型高速工程车转向架构架强度评估[J]. 中国工程机械学报, 2025, 23(1): 163-168.
- [14] 丁卯, 耿达, 周明东, 等. 基于变密度法的结构强度拓扑优化策略[J]. 上海交通大学学报, 2021, 55(6): 764-773.
- [15] 马建勇, 马术文, 张海柱, 等. 高速列车转向架轻量化设计评估系统构建[J]. 机械, 2024, 51(3): 52-58, 73.
- [16] 王能. 工程轨道车转向架构架结构优化研究[D]. 大连: 大连交通大学, 2012.
- [17] 肖天宇, 邹建文, 王瑛琪. 转向架端部设备安装优化设计[J]. 智慧轨道交通, 2024, 61(3): 90-93.
- [18] 张嘉鹭, 马军, 竺亚升. SKMB-200 型转向架构架强度与结构优化仿真分析[J]. 实验技术与管理, 2021, 38(2): 140-143, 148.
- [19] 王蒙, 朱涛, 王超, 等. 转 K6 转向架交叉杆疲劳寿命分析[J/OL]. 机械设计与制造, (2025-08-08) [2025-08-19]. <https://doi.org/10.19356/j.cnki.1001-3997.20250808.019>.

收稿日期: 2023-10-27