

分类号: U463

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2210120103



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 长玻纤增强聚丙烯汽车后尾门

结构轻量化研究

论 文 作 者 王巧玉

校 内 导 师 王建彬 教授

校 外 导 师 周超群 高级工程师

专业学位类别 机 械

研究方向(领域) 汽车轻量化

论文提交日期: 2024 年 6 月 1 日

分类号：U463

单位代码：10363

密 级：公开

学 号：2210120103

长玻纤增强聚丙烯汽车后尾门结构轻量化研究

LIGHTWEIGHT OF LONG GLASS FIBER REINFORCED
POLYPROPYLENE AUTOMOBILE REAR STRUCTURE

学生姓名： 王巧玉

指导教师： 王建彬教授

校外导师： 周超群高级工程师

专 业： 机械

研究方向： 汽车轻量化

论文答辩日期： 2024 年 5 月 25 日

安徽工程大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：我恪守学术道德，崇尚严谨学风。所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已明确注明和引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品及成果的内容。论文为本人亲自撰写，我对所写的内容负责，并完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：王巧书

日期：2024 年 5 月 31 日

安徽工程大学学位论文版权使用授权书

学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅或借阅。本人授权安徽工程大学可以将本学位论文的全部内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保密 ☐，在 年解密后适用本版权书。

本学位论文属于

不保密 ☒。

学位论文作者签名：王磊

日期：2024 年 5 月 31 日

指导教师签名：王建设

日期：2024 年 5 月 31 日

长玻纤增强聚丙烯汽车后尾门结构轻量化研究

摘 要

后尾门作为汽车中的大型开闭件，不仅是体现外观造型和行驶安全性的主要指标，同时也是实现整车轻量化的重要组成部分。传统汽车后尾门内外板多为钣金冲压而成，受工艺限制外型较为单一，且与配件形成合件的装配工艺较为复杂，不利于集成化和轻量化发展。高性能增强聚丙烯凝固后机械性能稳定，符合安全指标要求，易于成型，在汽车零部件材质选用中日益常见。为了进一步探索塑料应用的安全性，本文选用长玻纤增强聚丙烯作为材质，以塑代钢实现汽车后尾门的结构轻量化设计，主要开展了以下工作：

(1)通过拉伸试验对不同应变率、不同温度和应变率-温度耦合作用下的长玻纤增强聚丙烯复合材料进行拉伸试验，观察拉伸强度、断裂应力以及样件断口形貌的变化规律。结果表明，拉伸强度和拉伸断裂应力随应变率的增大逐渐增加，随温度的升高逐渐降低；耦合作用下拉伸强度和拉伸断裂应力产生叠加，前者受应变率影响较大，高温时后者受温度的影响较为显著；低应变率时纤维破坏形式主要为拔出，高应变率时纤维破坏形式主要为断裂。对比发现，含量分别为 40%和 60%的长玻纤增强聚丙烯复合材料在不同工况下的拉伸强度与拉伸断裂应力差距不大。

(2)选用含量为 40%的长玻纤增强聚丙烯复合材料为材质，构建某款汽车后尾门的三维数学模型，采用有限元法模拟分析汽车后尾门模态和静力学特性。结果表明，该款汽车后尾门的前六阶模态频率分别为 29.41Hz、

40.90Hz、52.66Hz、58.90Hz、60.77Hz、69.90Hz，均高于设定值 25.00Hz，可避免共振现象，满足工况要求。在工况设定载荷下，后尾门扭转、弯曲、横向及不同安装点刚度均高于设定值，满足静力学性能指标，其中扭转刚度与设定值较为接近，表明样件的轻量化设计可进一步进行优化。

(3)采用变密度法构建汽车后尾门数学模型，确定优化参数，进行单工况拓扑优化。利用拓扑优化思想，引入权重因子建立后尾门多工况拓扑优化模型，分析优化结果，重构汽车后尾门几何模型，实现轻量化设计。结果表明，拓扑优化后的汽车后尾门重量仅为 13.51kg，与优化前相比减重 1.89kg，减重率达到了 9.8%，且优化后的模态性能与扭转刚度等性能得到了较为明显的提升。

(4)采用龙门伺服万能材料试验机对某款汽车后尾门样件进行力学性能试验，分析加载状态下后尾门扭转、弯曲、横向及不同安装点载荷对变形的影响规律，对比实验获取的刚度值与仿真模拟结果。可知，后尾门不同位置点的刚度力学性能指标均满足企业设定值，未有明显的变形与开裂，且试验结果与优化仿真结果较为接近，验证了长玻纤增强聚丙烯后尾门结构轻量化设计的可行性与可靠性。

关键词：汽车后尾门，长玻纤增强聚丙烯，多工况拓扑优化，轻量化

RESEARCH ON LIGHTWEIGHTING OF AUTOMOBILE REAR TAILGATE STRUCTURE WITH LONG GLASS FIBER REINFORCED POLYPROPYLENE COMPOSITES

ABSTRACT

The rear tailgate, as a large opening and closing part in a car, is not only a major indicator of appearance and driving safety, but also an important part of the lightweighting of the whole vehicle. Traditional automotive rear tailgate inner and outer panels are mostly sheet metal stamping, subject to technological constraints of the appearance of a single, and with the formation of components of the assembly process is more complex, not conducive to the development of integration and lightweight. The high performance reinforced polypropylene has stable mechanical properties after solidification, meets the requirements of safety indicators, easy to mould, and is increasingly common in the choice of materials for automotive parts. In order to further explore the safety of plastic applications, this paper chooses long glass fiber reinforced polypropylene as the material to achieve the structural lightweight design of the rear tailgate of a car by replacing steel with plastic. The following work was mainly carried out:

(1) Through the tensile test on different strain rates, different temperatures and strain rate - temperature coupling under the action of long glass fiber reinforced polypropylene composites tensile test, observation of tensile strength, fracture stress, and sample fracture morphology change rule. The results showed that the tensile strength and tensile breaking stress increased gradually with the

increase of strain rate and decreased gradually with the increase of temperature. The coupling effect produces a superposition of tensile strength and tensile breaking stress, with the former being more affected by strain rate and the latter being more significantly affected by temperature at low temperatures. The main form of fiber damage is pull-out at low strain rates and breakage at high strain rates. Comparison of the tensile strength and tensile breaking stress of long glass fiber reinforced polypropylene composites with contents of 40% and 60% respectively were found to be not much different at different working conditions.

(2) Long glass fiber reinforced polypropylene composites with a content of 40% were selected as the material to construct the three-dimensional mathematical model of the rear tailgate of a certain car. The finite element method is used to simulate and analysis the modal and static characteristics of the rear tailgate. The results show that the first six orders of modal frequencies of the rear tailgate of this car are 29.41Hz, 40.90Hz, 52.66Hz, 58.90Hz, 60.77Hz and 69.90Hz, which are higher than the set value of 25.00Hz, and the resonance phenomenon can be avoided to satisfy the requirements of working conditions. Under the set load of working conditions, the rear tailgate torsion, bending, transverse and different installation point stiffnesses are all higher than the set values, which meet the static performance index. Meanwhile, the torsional stiffness is closer to the set value, indicating that the lightweight design of the sample can be further optimized.

(3) The variable density method is used to construct a mathematical model of the rear tailgate of the car, determine the optimization parameters, and carry out the topology optimization for single working condition. Using the idea of topology optimization, introduce the weighting factor to establish the rear tailgate multi-condition topology optimization model, and analysis the optimization results. Reconstruct the rear tailgate geometry model to achieve lightweight

design. The results show that the topology-optimized rear tailgate weighs only 13.51 kg, which is 1.89 kg less than the pre-optimized one, and the weight reduction rate reaches 9.8%. The modal performance and torsional stiffness of the optimized rear tailgate have been improved significantly.

(4) A gantry servo universal material testing machine is used to carry out mechanical property tests on the rear tailgate samples of a certain model of automobile, and analysis the influence of rear tailgate torsion, bending, transverse and different mounting point loads on the deformation law under the loading condition. And compare the stiffness values obtained from the experiment with the simulation results. It can be seen that the mechanical performance indexes of the rear tailgate stiffness at different locations meet the set value of the enterprise, and there is no obvious deformation and cracking. The test results are close to the optimization simulation results, which verifies the feasibility and reliability of the lightweight design of the long glass fiber reinforced polypropylene rear tailgate structure.

Wang Qiaoyu (Mechanical)

Supervised by Wang Jianbing

KEY WORDS: Automobile rear door; long glass fiber reinforced polypropylene; multi-condition topology optimization; lightweight

目录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 研究背景与意义.....	1
1.2 国内外研究现状.....	3
1.2.1 国内外汽车轻量化研究现状.....	3
1.2.2 国内外汽车后尾门轻量化研究现状.....	6
1.2.3 国内外长玻纤增强聚丙烯复合材料拉伸性能研究现状.....	8
1.3 研究的主要内容及方法.....	9
第 2 章 LFPP 拉伸试验性能研究	11
2.1 引言.....	11
2.2 LFPP 拉伸试验方案设计	11
2.2.1 试样材料与制备.....	11
2.2.2 试验设备.....	12
2.2.3 试验设计.....	12
2.3 LFPP 拉伸力学性能分析	14
2.3.1 不同应变率下拉伸力学性能分析.....	14
2.3.2 不同温度下拉伸力学性能分析.....	16
2.3.3 不同应变率和温度下拉伸力学性能分析.....	18
2.4 LFPP 试样断面微观形貌分析	21
2.5 本章小结.....	24
第 3 章 后尾门有限元建模基础与力学性能分析.....	25
3.1 引言.....	25
3.2 有限元分析理论介绍.....	25
3.3 模态分析理论介绍.....	28
3.4 后尾门有限元模型的建立.....	29
3.4.1 后尾门的模型介绍.....	29
3.4.2 后尾门有限元模型的建立.....	30
3.4.3 后尾门有限元模型材料设定.....	32

3.5 后尾门模态和静力学分析.....	33
3.5.1 后尾门模态分析.....	33
3.5.2 后尾门静力学分析.....	35
3.6 本章小结.....	40
第 4 章 后尾门的多工况拓扑优化.....	41
4.1 引言.....	41
4.2 后尾门的多工况拓扑优化.....	41
4.2.1 ANSYS 及扑优化介绍.....	41
4.2.2 单工况拓扑优化分析.....	44
4.2.3 多工况拓扑优化分析.....	46
4.3 后尾门改进与分析.....	47
4.3.1 重建后尾门模型.....	47
4.3.2 重建后尾门模态分析.....	48
4.3.3 重建后尾门静力学分析.....	49
4.4 本章小结.....	51
第 5 章 后尾门轻量化性能的试验验证.....	52
5.1 引言.....	52
5.2 后尾门的刚度试验.....	52
5.2.1 刚度试验目的与试验设备.....	52
5.2.2 刚度试验方法与结果.....	53
5.3 本章小结.....	57
第 6 章 总结与展望.....	58
6.1 研究总结.....	58
6.2 研究展望.....	59
参考文献.....	60
攻读硕士学位期间发表学术论文及参研项目.....	68
致谢.....	69

插图清单

图 1-1 2015-2022 年全球和中国汽车保有量和生产量趋势图.....	1
图 1-2 1990-2023 年全球 CO ₂ 排放量趋势图	2
图 1-3 二氧化碳排放途径来源及占比	2
图 1-4 汽车轻量化技术类型图	3
图 1-5 采用铝合金后尾门的车型	7
图 1-6 传统钣金后尾门与符合材料后尾门对比简图	7
图 2-1 长玻纤增强聚丙烯拉伸试样	11
图 2-2 拉伸示意图	12
图 2-3 试验设备图	12
图 2-4 LGFPP 在不同应变速率下的真实应力-应变曲线.....	15
图 2-5 不同应变速率下 LGFPP 拉伸强度和拉伸断裂应力的变化曲线	16
图 2-6 LGFPP 在不同温度下的真实应力-应变曲线.....	17
图 2-7 不同温度下 LGFPP 拉伸强度和拉伸断裂应力的变化曲线	18
图 2-8 LGFPP 在不同应变速率和温度下的真实应力-应变曲线.....	19
图 2-9 应变速率-温度耦合下的拉伸强度和拉伸断裂应力对比图.....	20
图 2-10 两应变率不同温度下拉伸强度和拉伸断裂应力增长率的变化曲线	20
图 2-11 LGFPP 试样样品断裂图	21
图 2-12 LGFPP 样品的 SEM 显微图	22
图 2-13 LGFPP 样品在不同加载速率和不同温度下的微观图	23
图 3-1 结构域内应力分量	25
图 3-2 汽车后尾门三维模型	29
图 3-3 后尾门有限元模型建立流程图	30
图 3-4 后尾门圆角去除对比图	31
图 3-5 划分网格后的后尾门	32
图 3-6 模态的约束	33
图 3-7 后尾门前六阶模态云图	34
图 3-8 扭转刚度的约束与载荷	36
图 3-9 扭转刚度的位移云图	36

图 3-10 弯曲刚度的约束与载荷	36
图 3-11 弯曲刚度的位移云图	36
图 3-12 横向刚度的约束与载荷	37
图 3-13 横向刚度的位移云图	37
图 3-14 铰链安装点刚度的约束与载荷	37
图 3-15 铰链安装点刚度的位移云图	37
图 3-16 撑杆安装点刚度的约束与载荷	38
图 3-17 撑杆安装点刚度的位移云图	38
图 3-18 锁安装点刚度的约束与载荷	39
图 3-19 锁安装点刚度的位移云图	39
图 3-20 尾灯安装点刚度的约束与载荷	39
图 3-21 尾灯安装点刚度的位移云图	39
图 3-22 缓冲块安装点刚度的约束与载荷	40
图 3-23 缓冲块安装点刚度的位移云图	40
图 4-1 拓扑优化流程图	43
图 4-2 扭转刚度的拓扑优化图	45
图 4-3 弯曲刚度的拓扑优化图	45
图 4-4 横向刚度的拓扑优化图	45
图 4-5 铰链安装点刚度的拓扑优化图	45
图 4-6 撑杆安装点刚度的拓扑优化图	45
图 4-7 锁刚度的拓扑优化图	45
图 4-8 尾灯刚度的拓扑优化图	46
图 4-9 缓冲块刚度的拓扑优化图	46
图 4-10 多工况拓扑优化结果图	47
图 4-11 重建后后尾门几何模型	47
图 4-12 优化后后尾门前六阶模态云图	49
图 4-13 优化后尾静力学分析云图	51
图 5-1 汽车后尾门	52
图 5-2 龙门伺服万能材料试验机	52

图 5-3 扭转刚度试验结果	55
图 5-4 弯曲刚度试验结果	55
图 5-5 横向刚度试验结果	55
图 5-6 铰链安装点刚度试验结果	55
图 5-7 气撑杆安装点刚度试验结果	55
图 5-8 锁安装点刚度试验结果	55
图 5-9 尾灯安装点刚度试验结果	56
图 5-10 缓冲块安装点刚度试验结果	56

插表清单

表 1-1 某汽车镁合金零部件减重量4

表 2-1 材料参数 11

表 2-2 试验设计方案 13

表 3-1 网格质量检验标准31

表 3-2 后尾门材料及属性33

表 3-3 后尾门前六阶模态的频率及相应振形35

表 4-1 后尾门优化前后前六阶模态对比表49

表 4-2 后尾门优化前后静力分析结果对比51

表 5-1 龙门伺服万能材料试验机规格53

表 5-2 试验分组明细54

表 5-3 试验分组结果对比56

第1章 绪论

1.1 研究背景与意义

汽车作为耐用消费品为人们的日常出行带来便利，促进了生活质量的大幅提升。同时，汽车产品由于其制造门槛相对较高、产业链长，已成为制造业发展水平的显著标志。经过百余年的发展，汽车产业成长为技术密集型的现代化产业，在国民经济增长和人们消费结构的升级中扮演重要角色。我国自 2009 年成为全球第一大汽车销售国后^[1]，于 2022 超过日本年成为全球第一大汽车出口国^[2]。图 1-1 为 2015-2022 年来全球与中国汽车保有量和生产量趋势图，可看出汽车行业在我国占有重要地位，据公安部统计，截至 2023 年底，中国汽车产量首次突破 3 亿，高达 3.02 亿辆，保有量达到 3.36 亿辆，相比 2022 年增加 1700 万辆。

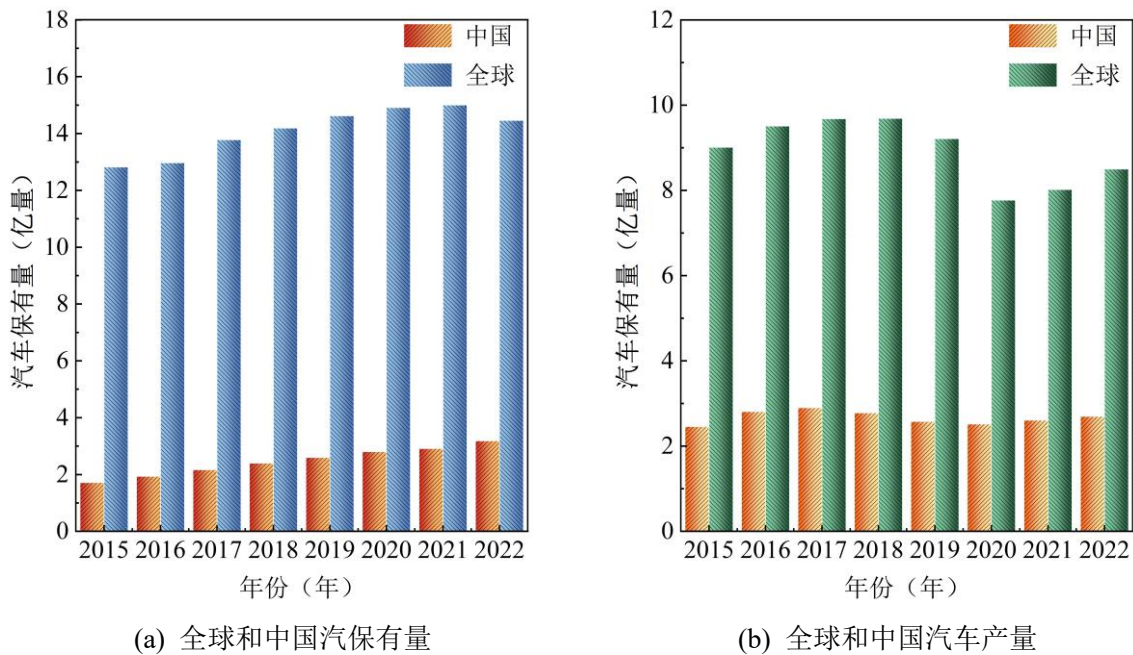


图 1-1 2015-2022 年全球和中国汽车保有量和生产量趋势图

随着汽车保有量的快速增长，大量含有二氧化碳等有害的汽车尾气不断排放，已成为环境污染的主要来源之一。图 1-2 可观察到 1990-2023 年全球 CO₂ 排放量整体呈上升趋势，且据 NOAA 观测，2023 年 CO₂ 浓度高达 419.3ppm。而从 ICCT 统计整理得出的图 1-3 二氧化碳排放途径来源及占比可知，来自道路运输的二氧化碳排放量约占总体二氧化碳排放量的 23%。为了减少汽车尾气排放带来的环境压力，采用燃料电池等非常规

的车用燃油，开发新能源汽车代替传统燃油车可有效解决尾气排放。但由于新能源汽车系统结构相对复杂，且燃料电池的续航能力有待进一步提升、充电时间较长、制造回收麻烦等致使新能源汽车的使用和维护成本相对较高^[3]，短期内难以全面替代传统燃油汽车。故现阶段，降低燃油使用量，提高燃油的燃烧效率仍是减少汽车尾气排放的有效手段。

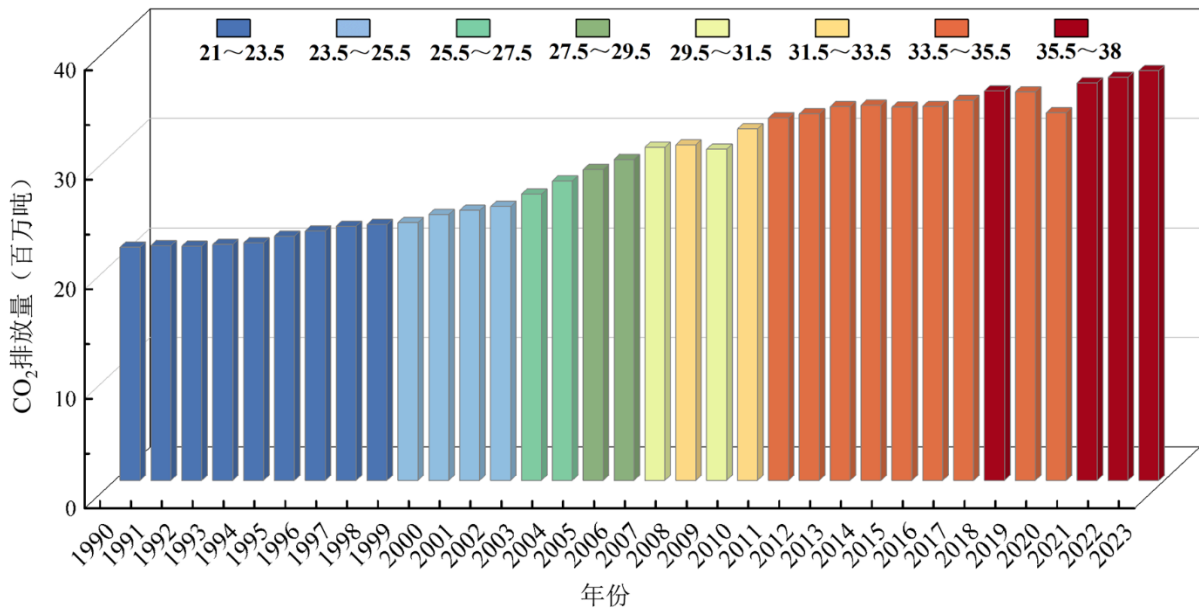


图 1-2 1990-2023 年全球 CO₂ 排放量趋势图

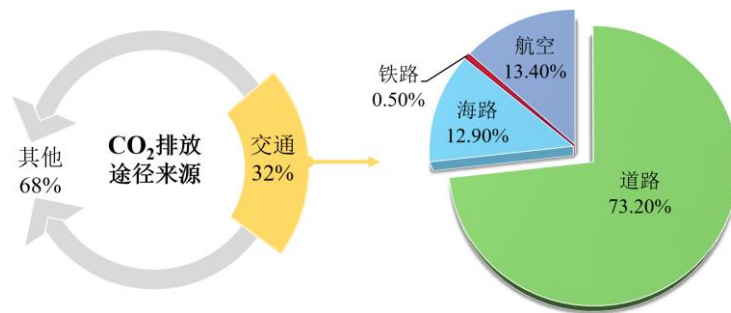


图 1-3 二氧化碳排放途径来源及占比

汽车重量和燃油的消耗息息相关，是影响汽车尾气排放的重要指标。在保证安全的前提下，减小汽车重量，实现汽车轻量化是降低能源消耗和减少尾气排放的重要举措之一，同时也是提高燃油效率、提高性能、节省材料和降低成本的举措之一。行驶百公里的汽车重量每减轻 10%，其尾气排放和油耗将分别减少 5%~6%和 6%~8%，即汽车减轻 100kg，尾气中 CO₂ 的排放可减少约 0.1g/km，燃油可节省 3~5ml/km^[4-6]。

后尾门作为汽车中的大型且独立的开闭件，直接影响着整车质量、外型美观性、行驶舒适性和行驶安全性。因此，在保证后尾门安全性能的前提下，对其进行轻量化设计能够推动节能减排的实现，对车身其他零件实现轻量化具有一定参考意义。

1.2 国内外研究现状

汽车轻量化是以安全性能达到标准为前提，对汽车零部件进行减重设计的一种技术。20世纪80年代国外对汽车轻量化展开了研究，最开始是为了减轻赛车的重量，使赛车获得更好的操纵能力和更快的速度，随后逐渐发展到整个汽车行业。如图1-4，目前汽车轻量化研究主要针对材料、结构、工艺三个方面开展^[7-9]。

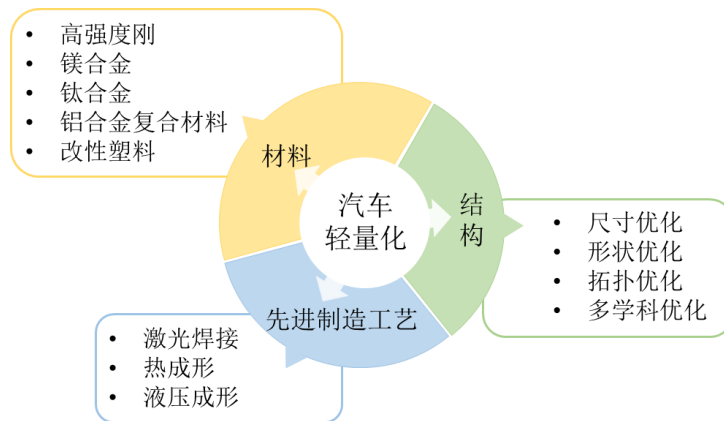


图 1-4 汽车轻量化技术类型图

材料轻量化是用轻质材料代替钢材，可根据汽车零部件具体位置和要求选择适合的轻质材料，多材料轻量化汽车是未来的一个重要发展方向。

结构轻量化通过相关技术仿真分析优化零部件结构，可以去除零部件多余的材料、薄壁零部件等方法充分利用材料实现减重。

先进制造工艺是解决材料在制造和衔接过程中产生问题的重要手段，可以更加精细的加工和衔接材料以实现汽车轻量化。

1.2.1 国内外汽车轻量化研究现状

（1）材料轻量化：被广泛应用于汽车中的轻质材料有铝合金、镁合金、高强度钢、复合材料等等。

铝合金具有密度小、弹性好、比强度高、比刚度高、导热性好、抗腐蚀性强、可回收等优点，同时铝的地球资源储备丰富，储备量排名第三且超过8%^[10-13]。常见铝合金

分为1~8系，其中2、5、6系常运用于：活塞、底座等发动机系统；车身骨架、车门等车身系统；变速箱壳体、离合器壳体等传动系统；中冷器、空调管路等热交换系统^[14-16]。1999年全车重895kg的全铝制汽车奥迪A2正式大规模生产，与传统汽车相比减重大约40%。因此铝中加入其他元素制得的铝合金具有巨大的发展潜力和研究价值。

镁合金比钢轻75%，比钛轻50%，比铝轻33%^[9]，同样具有高的比强度和比刚度，然而其耐腐蚀性较差影响了整车耐用性，因而腐蚀保护是镁合金的重要研究方向^[17,18]。但作为最轻材料之一，镁合金也被应用于汽车发动机支架、变速箱、座椅框架、仪表盘、内门板、前端等结构中^[19,20]，表1-1^[21]可见镁合金零部件减重量。目前，法拉利、奔驰、沃尔沃、捷豹、福特、奇瑞、荣威等车企的部分车型已采用镁合金CCB^[22]，且汽车行业正逐渐开拓镁合金的使用范围。

表 1-1 某汽车镁合金零部件减重量

汽车零部件	原重量(kg)	镁重量(kg)	减重比(%)
壳体	12.8	5.4	58
动力系统	55.2	36.2	35
电器外壳	3.2	1.8	44
框架	14.5	7.2	50
悬挂件	62.2	25.9	58
内饰件	31.2	21	33
刹车	3.9	1.8	54
转向	5.6	3.9	30
方向盘	4.0	0.9	78
脚踏板	5.0	101	78
阀体零件	2.5	0.7	72
轮毂	23	18	22
合计	188.6	103.2	45

高强度钢相比普通钢材具有更轻的重量，具有较好的性能和出色的加工性能，且成本价格低^[23,24]。由于有色合金在汽车中还存在关键性障碍未突破，高强度钢是大范围代替汽车用钢的首选材料。从第一代高强度钢发展到具有更高度和更低成本的第三代高强

度钢^[25]，这使高强度钢更广泛的应用于汽车中实现减重。

复合材料作为环保可持续发展的重要材料之一，因其低的密度、高的比强度、好的耐腐蚀性和灵活的设计性，近年来受到国内外学者的重视^[8,26,27]。聚合物复合材料、陶瓷基复合材料和金属基复合材料等复合材料在汽车材料市场占比保持增长趋势，其中聚合物复合材料占据主导地位，65%左右的聚合物复合材料应用于汽车外部件和内部件，剩余部分会在结构和动力系统中使用^[28,29]。

(2) 结构轻量化：计算机技术的发展，使尺寸、形貌、拓扑和多学科优化也越来越成熟的应用于汽车轻量化设计中。

尺寸优化作为结构优化中较早被提出的一种优化方法，随着计算机技术的发展，有限元软件和各类算法的出现结合尺寸优化使其更加准确地模拟和分析复杂结构，目前已处于较成熟阶段。尺寸优化以优化部件尺寸为设计变量，在满足刚度、强度等性能要求的同时，优化结构的厚度和截面面积等变量^[7,30]。而形貌优化也以满足性能要求为前提，对优化零部件整体形状进行优化调整，在相同材料情况下减轻优化对象重量。陆善彬等人^[31]对汽车前端进行了尺寸和形貌优化设计，采用等效静态载荷方法优化实现了7.03%的减重。孙丰科等人^[32]基于多目标遗传算法对起重机车架进行尺寸优化设计，最终减重6.3%。

拓扑优化自Bendsøe和 Kikuchi^[33]提出以来发展迅速，主要应用于汽车零部件结构概念设计中，具有设计效率高、节省材料、降低成本等优点^[34-37]，在汽车轻量化中具有巨大潜力，并被广泛使用^[38,39]。拓扑优化是旨在获取材料在结构中的最佳分布，保留有用的材料，去除多余的材料，用以满足特定性能目标和约束条件的一种方法^[40]。拓扑优化结构分为连续型结构和离散型结构两种，早期受限于计算机性能，优化侧重于连续型结构，随之计算机性能的提升和对拓扑优化的深入研究，也加深了离散型结构的优化。高云凯和段少东^[41]对客车底架进行了第二代非支配遗传算法的离散拓扑优化，使之减重89kg。苏瑞意等人^[42]采用了遗传算法的离散结构拓扑优化方法，对全承载大客车车架进行优化实现减重20.8kg。

多学科设计优化的发展是为了解决多个学科领域交互形成的工程问题。汽车设计中考虑到NVH、多起车祸等目标互相冲突的不同学科，多学科设计优化可以实现最佳折中

解决方案被广泛应用于汽车领域^[43-45]。多个性能目标和多学科领域的交互关系增加了问题的维度和复杂性，给多学科设计优化带来了挑战^[46,47]，未来还有待研究。

(3) 先进制造工艺轻量化：新型链接技术中的激光焊接以及先进制造工艺中的液压成型技术占据着主要地位。

激光焊接技术自二十世纪六十年代发展至今，因其具有效率高、焊接速度快、焊接变形小、可实现多种材料间的链接等优点而广泛使用于汽车领域^[48,49]，通过具体焊接件的厚度和性能合理的进行焊接，以此实现轻量化。马艳^[50]对新能源汽车的电池组整体从材料、结构和加工工艺上进行了轻量化设计，通过激光焊接U型钣金，在强度得到加强的同时实现约180g的减重。液压成型是利用空腔内高压液体传递压力，配合模具得到所需形状的构件^[51]。对于形状复杂、整体性能高、生产过程中易发生变形的零件，采用液压成型具有明显优势^[52]，液压成型技术在提升零件质量的同时可减少零部件数量，从而推动汽车轻量化的发展^[53]。徐鸣涛等人^[54]采用管件液压成形工艺，提高吸能盒耐撞性能的同时也减轻了其重量。

1.2.2 国内外汽车后尾门轻量化研究现状

传统的汽车后尾门材质多为钢材，经过冲压工艺制件链接而成。传统钣金后尾门大多通过结构优化设计实现减重，谢新生^[55]等人考虑汽车尾门的扭转刚度性能对钣金尾门内板进行拓扑优化设计，根据优化结果采用多孔减重实现0.15kg减重。但由于传统钣金尾门零部件较多，后尾门主体优化后仍需对零部件进行调整和优化，使得整体轻量化设计过程较为复杂，同时受制于冲压模具和冲压工艺的影响，后尾门的外型较为单一，不利于部件的轻量化发展。

为更好地推动汽车后尾门轻量化的实现，轻质材料成为了重点研究对象。宝马（如图1-5a宝马740Li）、奔驰（如图1-5b奔驰S450）、奥迪（如图1-5c奥迪A8L）和捷豹（如图1-5捷豹XFL）等品牌旗下的高端车型常采用铝合金后尾门，凯迪拉克SLS和梅赛德斯-奔驰E系类旅行车在尾门中采用了镁合金。但考虑到制造成本较为昂贵，大多数车型不会采用镁铝合金制作后尾门。此时具有良好性能且较低生产成本的复合材料成为汽车后尾门轻质材料的热门选择项，并逐步代替传统汽车后尾门，两种材料后尾门对比简图见图1-6。



(a) 宝马 740Li



(b) 奔驰 S450

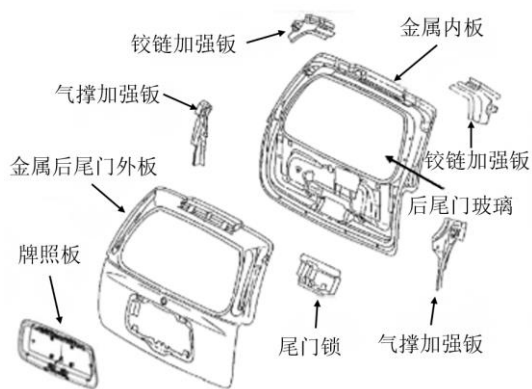


(c) 奥迪 A8L

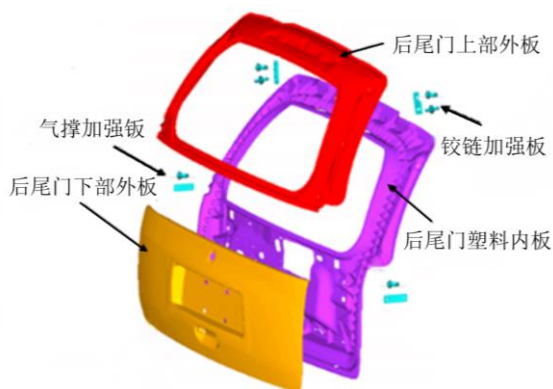


(d) 捷豹 XFL

图 1-5 采用铝合金后尾门的车型



(a) 传统钣金后尾门



(b) 复合材料后尾门

图 1-6 传统钣金后尾门与复合材料后尾门对比简图^[56]

Mihaela SIMION^[57]、H Ahmad^[58]、M. Özgür Seydibeyoğlu^[59]、邢号彬^[60]、李多^[61]等人研究证实了复合材料实现后尾门轻量化的可行性和重要性。采用轻质材料实现汽车后尾门为第一步减重，随后可进行先进制造工艺轻量化或结构轻量化设计进一步减轻后尾门重量。例如Andrew Ngai等人^[62]改进Penso压制复合材料技术工艺和尾门的几何形状，与钢板尾门相比不仅达标，还节省了66%的重量。袁率^[63]利用材料-厚度一体的多目标优化方法对后背门进行轻量化设计，提出了两种优化方案，分别实现4.12kg和7.64kg的减

重。赖春辉^[56]针对复合材料尾门进行了内板结构轻量化优化、部件厚度尺寸优化和内板加强筋的形貌优化,相比金属尾门实现了5.3%的减重。成艾国^[64]等人对某款新能源车的长玻纤增强复合材料后尾门采用了一种结构拓扑-参数一体化设计方法,对比钢制后尾门最终实现了27.2%的重量。李泽阳等人^[65]对注塑短纤维增强复合材料的汽车尾门内板进行了材料-结构优化,通过材料提取和映射方法优化后的汽车尾门内板减重10.5%。综上可知汽车后尾门正朝着高度集成化塑料后尾门发展也是重点研究对象^[66],其中长玻纤增强聚丙烯复合材料作为后尾门内板首选材料受到广泛关注。

1.2.3 国内外长玻纤增强聚丙烯复合材料拉伸性能研究现状

二十世纪三十年代玻璃纤维增强树脂基复合材料问世,此后得到迅速发展,于二十世纪五十年代美国首次制备出玻璃纤维热塑性复合材料,我国发展相对较迟,七十年代才展开玻璃纤维增强聚丙烯复合材料的研究^[67]。长玻纤增强聚丙烯复合材料是一种轻量型复合材料,一般由玻璃纤维和聚丙烯基体组成,具有密度小、强度和比刚度高、抗冲击和变形能力强、尺寸稳定性和耐久性好的性能以及回收利用等优点^[68-70]。因此,应用范围广泛,在车身门板、前端框架、保险杆支架、汽车内饰等汽车领域采用玻璃纤维增强聚丙烯复合材料减轻汽车重量,实现以塑代钢^[71-73]。汽车在行驶过程中或发生事故时,汽车部件可能会处于不同应变率环境,且不同区域地段环境温度皆不同,因而应变率和温度导致材料的力学性能变化对汽车行驶安全影响重大。

Shuyong Duan等人^[71,74,75]先后对空气铺网技术制作且含量为50%和20%的长玻纤增强聚丙烯复合材料进行拉伸性能研究,在0.001/s至50/s的应变率范围内,拉伸极限强度和极限应变明显提高,且与纤维含量20%相比,纤维含量为50%时提高效果更加明显。Junjia Cui等人^[76]研究了低、中、高应变率(0.001/s~400/s)下注射成型且纤维含量40%的长玻纤增强聚丙烯复合材料的拉伸性能及其破坏形式,得出结论:随着应变率的增加,LGFPP的极限强度和总伸长率分别提高了约两倍和一倍,同时其界面结合性能得到增强,使得材料断口纤维断裂增加,纤维拉拔程度减小。鲁雄等人^[77]通过层合热压法制得纤维含量为0%、10%、20%、35%的GF/PP复合样件,在 10^{-4} 、 5×10^{-4} 、 2.5×10^{-4} 、 $1.25 \times 10^{-4} \text{ s}^{-1}$ 应变率下进行拉伸性能测试,测试结果可知拉伸断裂应用和拉伸应力值随着应变率增大而增大。Do-Hyoung Kim^[78]、Marcus Schoßig^[79]、Zhanyu Zhai^[80]等人也同样对玻璃纤

纤维增强聚丙烯类复合材料在不同应变率下进行拉伸性能研究,研究表明应变率影响玻璃纤维增强聚丙烯复合材料的拉伸力学性能。秦唯铭^[81]等人开展了长玻纤增强聚丙烯在不同温度内的拉伸试验,试验可知随着温度的升高拉伸强度下降明显。J.M.L.Reis^[82]等人研究了纤维含量高达70%的玻璃纤维增强聚合物(GFRP)在不同温度(20/40/60/80°C)和不同应变率 $6\times 10^{-5}/1.6\times 10^{-4}/1.6\times 10^{-3}\text{s}^{-1}$ 下的拉伸性能,试验结果表明温度和应变率对GFRP的拉伸性能影响较大,极限拉伸强度主要受应变率影响,模量主要受温度影响。Lichao Yu和Yan Ma^[83]对聚丙烯和纤维含量为25%的短玻纤增强聚丙烯进行了不同加载速率、温度等压缩力学性能的研究,研究表明两种材料的动态力学性能都受到不同应变率和不同温度的影响,增加加载速率或降低温度会使模量和断裂强度增加,也会降低断裂伸长率。

1.3 研究的主要内容及方法

本文采用长玻纤增强聚丙烯复合材料实现汽车后尾门材料轻量化,随后对该材质后尾门进行结构轻量化设计。首先研究了长玻纤增强聚丙烯复合材料在不同应变率、不同温度和应变率-温度耦合作用下的拉伸力学性能,选取40%含量长玻纤增强聚丙烯复合材料作为后尾门内板材料,搭建后尾门有限元模型,并保证静力学、动力学性能达标的前提下进行多工况拓扑优化其结构,最后通过试验验证该优化的可行性。

本论文的工作主要从下面几个部分开展:

第1章:介绍了汽车轻量化技术总体发展背景及研究意义;阐述了汽车轻量化途径及研究方法、汽车后尾门轻量化的研究进展以及长玻纤增强聚丙烯复合材料拉伸力学性能的研究现状。

第2章:介绍了试验材料与设备,根据不同温度、不同应变率以及应变率-温度耦合情况设计长玻纤增强聚丙烯复合材料的拉伸试验。根据试验结果分析两含量长玻纤增强聚丙烯的拉伸力学性能以及试样断口微观形貌。

第3章:简要介绍了有限元分析理论,通过CATIA建立的汽车后尾门三维模型来建立有限元模型,并详细阐述了汽车后尾门有限元模型建立的过程。根据第二章试验选择内板材料,并对汽车后尾门的有限元模型进行静力学和动力学的性能分析,即前六阶模态和扭转刚度、弯曲刚度、横向刚度、铰链安装点刚度、撑杆安装点刚度、锁安装点刚

度、尾灯安装点刚度、缓冲块安装点刚度八个静力学性能。

第4章：介绍了汽车后尾门拓扑优化设计过程。针对八种刚度性能工况进行各自的拓扑优化设计，并综合考虑八种刚度性能工况协同的拓扑优化结果，参考优化结果重新构建汽车后尾门几何模型，分析对比优化前后汽车后尾门的静力学、动力学性能。

第5章：基于优化后的汽车后尾门展开静力学性能试验验证。记录试验过程中的数据，试验结束后对试验进行整理与分析，根据性能标准验证轻量化研究的合理性。

第6章：概括并总结了全文开展的主要工作内容，同时对未来的后续研究工作进行展望。

第2章 LFPP 拉伸试验性能研究

2.1 引言

为实现后尾门材料轻量化，内板选定为长玻纤增强聚丙烯复合材料，材料力学性能与后续开发密切关联，为综合考虑材料的性能与经济性，本章通过电子万能试验机对不同含量的长玻纤增强聚丙烯复合材料进行拉伸试验，考虑汽车行驶中环境因素，拉伸试验选取合适的应变率和环境温度设计拉伸试验方案，根据长玻纤增强聚丙烯材料的拉伸试验数据进行分析，得到对应环境因素下材料真实应力应变曲线、拉伸强度、拉伸断裂应力和试样断口微观形貌图。

2.2 LFPP 拉伸试验方案设计

2.2.1 试样材料与制备

试验中两种含量长玻纤增强聚丙烯的原料皆选用聚丙烯和玻璃纤维（芜湖恒信汽车轻量化部件制造有限公司提供），两者材料性能见表2-1，其中长玻璃纤维分别占长玻纤增强聚丙烯复合材料重40%和60%。通过注塑成型法制得若干哑铃拉伸样件，拉伸样件的试样如图2-1。试样厚度和宽度分别为4mm和10mm。

表 2-1 材料参数

材料	密度($\text{g}\cdot\text{cm}^{-3}$)	占比(%)	
长玻璃纤维	2.54	40	60
聚丙烯	0.91	60	40

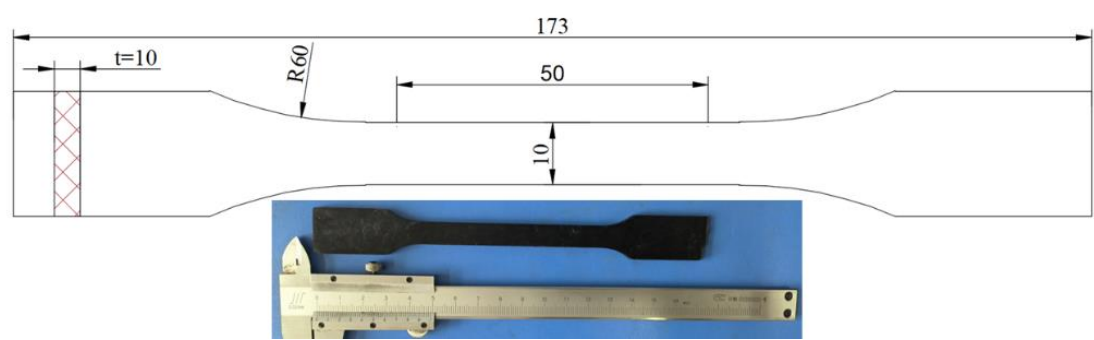


图 2-1 长玻纤增强聚丙烯拉伸试样

2.2.2 试验设备

本实验中的拉伸测试均为单轴静载荷拉伸，拉伸试验均在生产于深圳三思纵横科技股份有限公司的电子万能试验机(型号UTM4104)和高低温试验箱(型号WGDY-4150S)上进行，最大载荷为10KN。为保证试样在拉伸过程中不发生滑移且能被牢固地夹紧，采用楔形夹具进行夹持，拉伸示意图如图2-2。

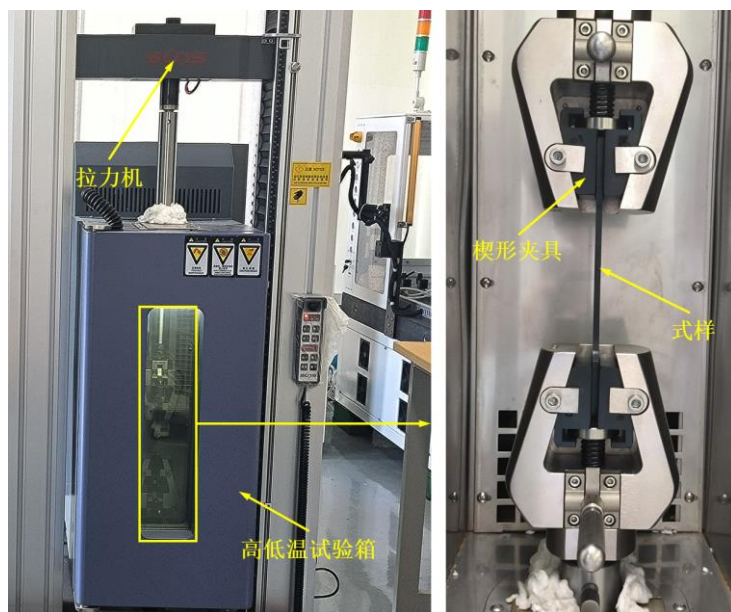
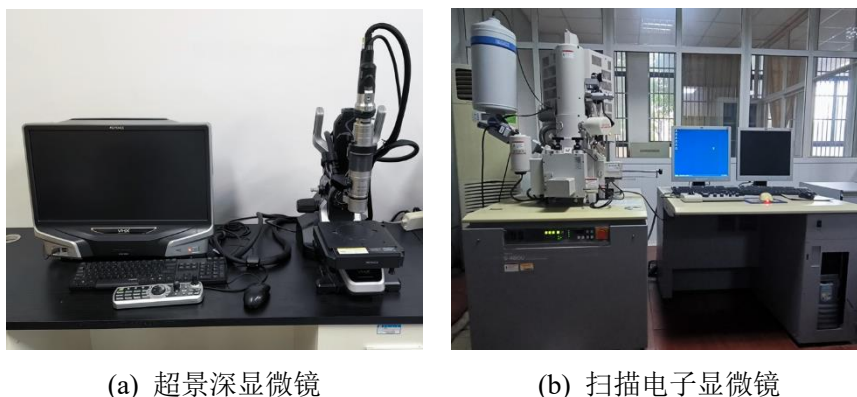


图 2-2 拉伸示意图

为了分析不同应变率及温度对断裂表面的特征和影响，采用日本Hitachi公司生产的型号S-4800扫描电子显微镜和日本KEYENCE公司生产的型号VHX-5000超景深显微镜（实物如图2-3）观察试样断口形貌。



(a) 超景深显微镜

(b) 扫描电子显微镜

图 2-3 试验设备图

2.2.3 试验设计

表2-2为两种含量长玻纤增强聚丙烯复合材料的拉伸试验设计方案。通常情况下，三

个及三个以上的倍数应变率能够确定拉伸试验应变率的敏感性^[80]。因此，第1、2组试验在室温25℃环境下，分别对不同应变率： 10^{-4} 、 10^{-3} 、 10^{-2} 、 10^{-1}s^{-1} 进行拉伸实验。为研究环境温度对长玻纤增聚丙烯的影响，采用高低温试验箱，调节范围为-40℃-150℃，试验箱内配有风扇可使箱体内受温均匀。第3、4组试验分别在-25、0、25、50、75℃温度下进行应变率为 10^{-4}s^{-1} 的拉伸试验，进行温度试验前，楔形夹具夹持固定试样，使之位于高低温试验箱体中部位置，通过高低温试验箱设定所需温度，当达到设定温度后再进行拉伸试验。为研究应变率和温度叠加作用时所带来的影响，第5、6组试验在 10^{-1} 和 10^{-4}s^{-1} 应变率情况下进行-25、0、25、50、75℃的拉伸试验。

表 2-2 试验设计方案

试验组	长玻纤含量	应变率(s^{-1})	温度($^{\circ}\text{C}$)
1	40%	$10^{-4}/10^{-3}/10^{-2}/10^{-1}$	25
2	60%	$10^{-4}/10^{-3}/10^{-2}/10^{-1}$	25
3	40%	10^{-4}	-25/0/25/50/75
4	60%	10^{-4}	-25/0/25/50/75
5	40%	$10^{-4}/10^{-1}$	-25/0/25/50/75
6	60%	$10^{-4}/10^{-1}$	-25/0/25/50/75

由于拉伸试验过程中测量瞬时横截面积十分困难，试验得到的工程应力-应变曲线不能反映材料的真实应力应变关系，因此通过公式(2-1)和(2-2)计算得到真实应力和真实应变^[84-86]。

$$\sigma_t = \sigma_e (1 + \varepsilon_e) \quad (2-1)$$

$$\varepsilon_t = \ln(1 + \varepsilon_e) \quad (2-2)$$

其中： σ_t 为真实应力， σ_e 为工程应力， ε_t 为真实应变， ε_e 为应变工程应变。

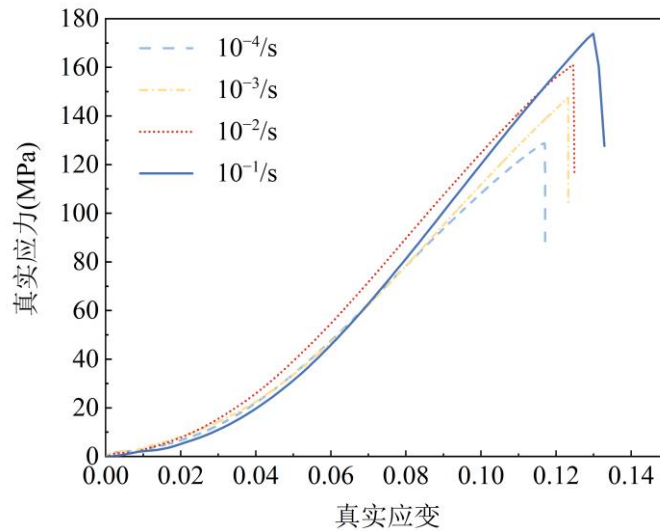
拉伸断裂应变关联着材料韧性，拉伸断裂应变增加则韧性增大，在断裂过程中韧性的提升表示了拉伸过程中材料能吸收更多能量^[87]。当车辆受到外来冲击时，材料能够通过吸收多的能量来提升车辆的安全性能。通过公式^[88](2-3)计算得到材料拉伸断裂应变，式中 l 和 l_0 分别为试样的拉伸长度和初始长度。

$$\varepsilon = \frac{l-l_0}{l_0} \times 100\% \quad (2-3)$$

2.3 LFPP 拉伸力学性能分析

2.3.1 不同应变率下拉伸力学性能分析

在环境温度为25℃情况下，长玻纤增强聚丙烯在选定的四种不同应变率进行拉伸试验，两种不同含量的长玻纤增强聚丙烯样件在拉伸断裂时伴随较大响声，得到拉伸断裂时间分别为：1241.4s、132s、13s、1.5s（40%含量）和902.3s、94.7s、8.6s、1.1s（60%含量），即表明拉伸断裂时间随着应变率的增加而减少。真实应力-应变曲线如图2-4(a)和(b)，可知随着应变率的增加，极限强度随之增加。曲线由上升段和下降段两部分组成，且曲线主要表现在上升段内，达到最大应力后样件迅速破坏。其中曲线在上升阶段的后半部分趋向于近似线性的原因可能是长玻璃纤维承受应力并且能够保持相对稳定的载荷。在到达最大应力前的上升段呈非线性关系，应变率为 10^{-1}s^{-1} 的应力应变曲线在上升段与其他三条应力应变曲线产生交点，是由于应变率较大时，试样拉断时间短致使没有时间分布载荷。通过公式(3)计算得到40%和60%下拉伸断裂应变在应变率 10^{-4} 增到 10^{-1}s^{-1} 时分别增时加了7.6%和12.0%。



(a) LGFPP-40%

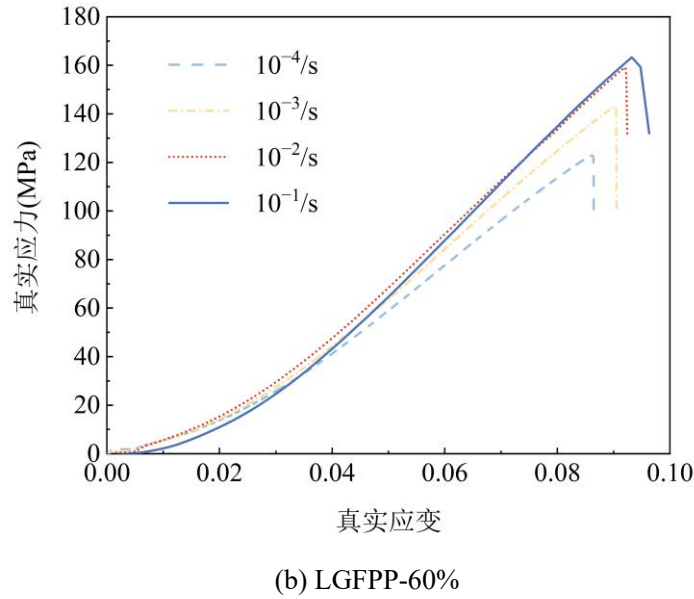
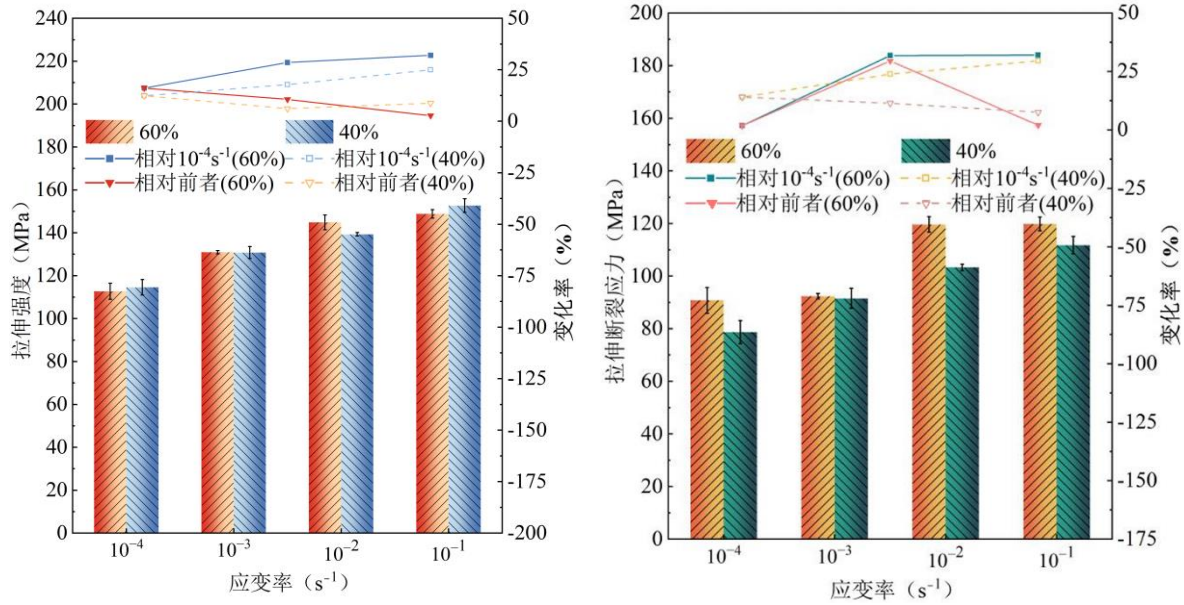


图 2-4 LGFPP 在不同应变速率下的真实应力-应变曲线

图2-5(a)所示为不同应变率下拉伸强度变化图，可知相同含量长玻纤增强聚丙烯的拉伸强度随着应变率的增持有持续且明显的增加，但增长趋势逐渐减慢。正如Marcus Schoßig^[79]和 Mahmood M. Shokrieh^[89]等人所指出玻璃纤维增强聚合物复合材料的拉伸强度。拉伸强度增长可能是应变率的增长使拉断时间减少，纤维和基体没有充足的时间使自身缺陷发展断裂，更多的是分子内化学键的断裂，增加了分子间作用力。但增长趋势减缓可能由于应变率的增大，试样各处发生纤维断裂，使得分子间作用力有所减小。图2-5(b)为不同应变率下拉伸断裂应力变化图，可知随着应变率的增加，拉伸断裂应力相比于 10^{-4} s^{-1} 应变率分别增加了2.2%、31.8%、32.0%(60%)14.0%、23.8%、29.6%(40%)和，相邻两拉伸断裂应力分别增加了2.2%、29.5%、0.2%(60%)和14%、11.4%、7.6%(40%)。这表明随着应变率的增加，长玻纤增强聚丙烯符合材料的拉伸断裂应力也随之增加。其中40%含量长玻纤增强聚丙烯的拉伸强度和拉伸断裂应力增长较为稳定，60%含量长玻纤增强聚丙烯的拉伸断裂应力在 10^{-4} 至 10^{-2} s^{-1} 低应变率内增加幅度明显。综上可知，长玻纤增强聚丙烯复合材料的拉伸性能对应变率具有影响性。



(a) 拉伸强度变化图

(b) 拉伸断裂应力变化图

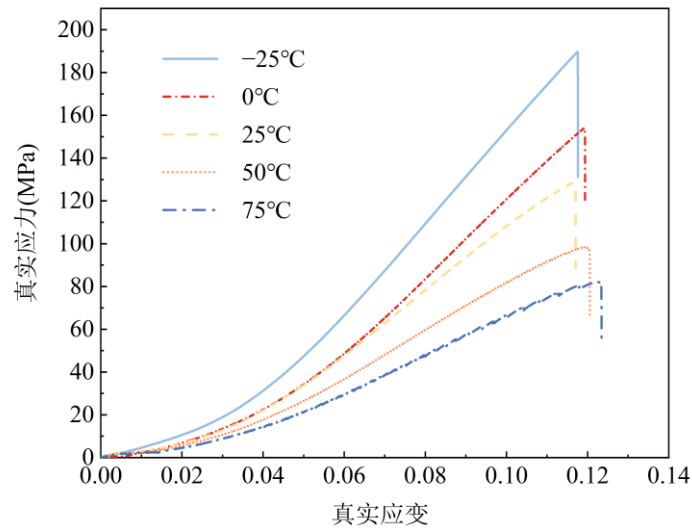
图 2-5 不同应变速率下 LGFPP 拉伸强度和拉伸断裂应力的变化曲线

60%含量的长玻纤增强聚丙烯在应变率从 10^{-2} 至 $10^{-1} s^{-1}$ 时, 拉伸断裂应力几乎没太大变化的主要原因可能是: 试样在拉伸过程中, 由于聚丙烯基体的承载能力较差, 因此首先断裂的是因承载较大而发生断裂长玻璃纤维, 其周围未发生断裂的长玻璃纤维会吸收断裂长玻璃纤维传递而来的能量产生应力集中现象, 最终造成未断裂的长玻璃纤维因承载过多而断裂, 致使样件断裂呈现为脆性断裂。当长玻璃纤维含量较高时, 长玻璃纤维承载过多造成应力集中的现象也更为明显, 同时在应变率较高时, 最先断裂的长玻璃纤维表现为独立性并于多处位置断裂, 长玻璃纤维会吸收多处传递而来的能量, 使试样的断裂表现得更加剧烈且快速, 从而样件断裂口的破坏也更为严重。所以应变率从 10^{-2} 至 $10^{-1} s^{-1}$ 时, 断裂时间明显缩短且断裂拉伸应力变化非常小。

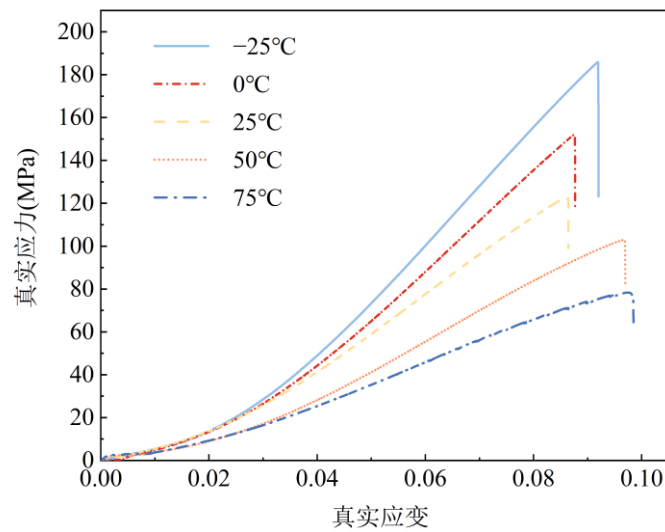
2.3.2 不同温度下拉伸性力学能分析

进行拉伸实验前, 为更好探究温度的依赖性, 减小应变率所带来的影响, 应变率选定为 $10^{-4} s^{-1}$ 。为更直观地观察试样对温度的影响性, 以间隔 $25^{\circ}C$ 等量变化选取温度, 并于 -25 、 0 、 25 、 50 、 $75^{\circ}C$ 五个温度下分别进行, 试样断裂时同样伴有较大响声, 得到拉断时长分别为: 1247.4s、1267.2s、1241.4s、1281s、1313.4s(40%)和963、915.8、903、1017.6、1034.4s(60%), 可知较 $25^{\circ}C$ 相比, 相隔 $25^{\circ}C$ 的低温和高温环境下拉伸断裂时间有所增长,

且在高温环境下增长更为明显。图2-6为不同温度长玻纤增强聚丙烯的真实应力-应变曲线，曲线同样有上升段和下降段两部分组成，整体拉伸过程同前3.1分析一致。



(a) LGFPP-40%



(b) LGFPP-60%

图 2-6 LGFPP 在不同温度下的真实应力-应变曲线

图2-7(a)可知拉伸强度随着温度的增加而减小，相比-25°C分别下降了17.8%、33.5%、44.9%、58.1%(60%)和18.9%、32.1%、48.3%、59.2%(40%)。图2-7(b)得拉伸断裂应力随着温度的升高逐渐降低，相较-25°C分别降低了3.9%、19.2%、33.3%、50.1%(60%)和9.0%、32.5%、50.7%、53.2%(40%)，两相邻温度间的拉伸断裂应力降低率分别是3.9%、15.9%、17.5%、25.2%(60%)和9.0%、25.8%、26.9%、5.2%(40%)。

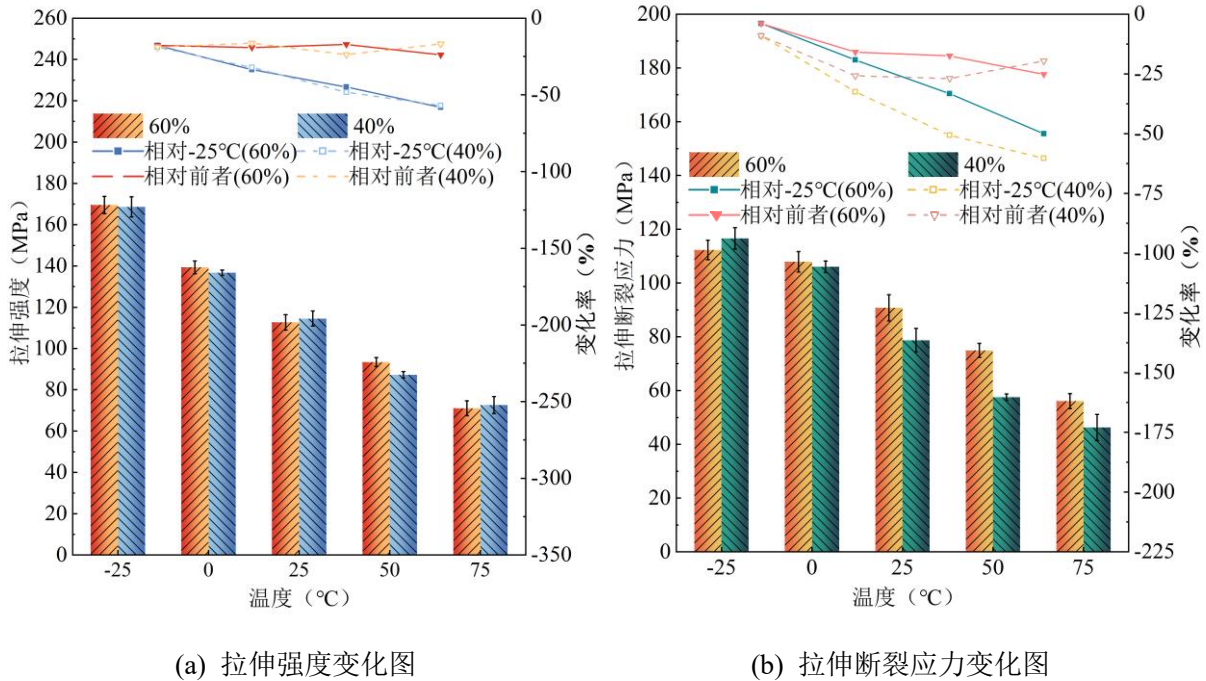


图 2-7 不同温度下 LGFPP 拉伸强度和拉伸断裂应力的变化曲线

在低温环境下,试样会出现冻结现象,且聚丙烯基体分子之间运动缓慢,随着温度的降低,试样分子链和长玻璃纤维被拉断需要更大的力。因此在同一拉伸速率时,相比室温拉伸断裂所需时间更长。随着温度的升高,聚丙烯基体和长玻璃纤维分子之间的运动会越发剧烈,同时会导致基体出现软化现象,该现象随温度升高而明显。由于聚丙烯基体的软化现象,拉伸所需时间将会随着温度的增加而增加,且比低温状态下需要更多时间。同时因为温度过高,聚丙烯基体内部会产生裂纹,致使长玻璃纤维和聚丙烯基体之间能量的传递减弱,所以拉断试样所需的力也随着越发剧烈的分子运动、强烈的软化现象和传递能量的减弱而减小,即得到实验中极限强度、拉伸断裂应力和拉伸断裂强度呈现下降趋势。

由于试样在低温环境下分子运动缓慢,在高温环境下材料发生软化,致使25°C到-25°C和75°C时,材料分子链的断裂会受到一定阻碍,试样拉伸长度会增加,从而影响到拉伸断裂应变使之增加。

2.3.3 不同应变率和温度下拉伸力学性能分析

为更好且直观地了解试样应变率-温度耦合情况下所带来的影响,在五个温度(-25、0、25、50、75°C)下选取较大应变率 10^{-1}s^{-1} 进行拉伸实验,与 10^{-4}s^{-1} 的应变率进行比较得

到图2-8、图2-9和图2-10。

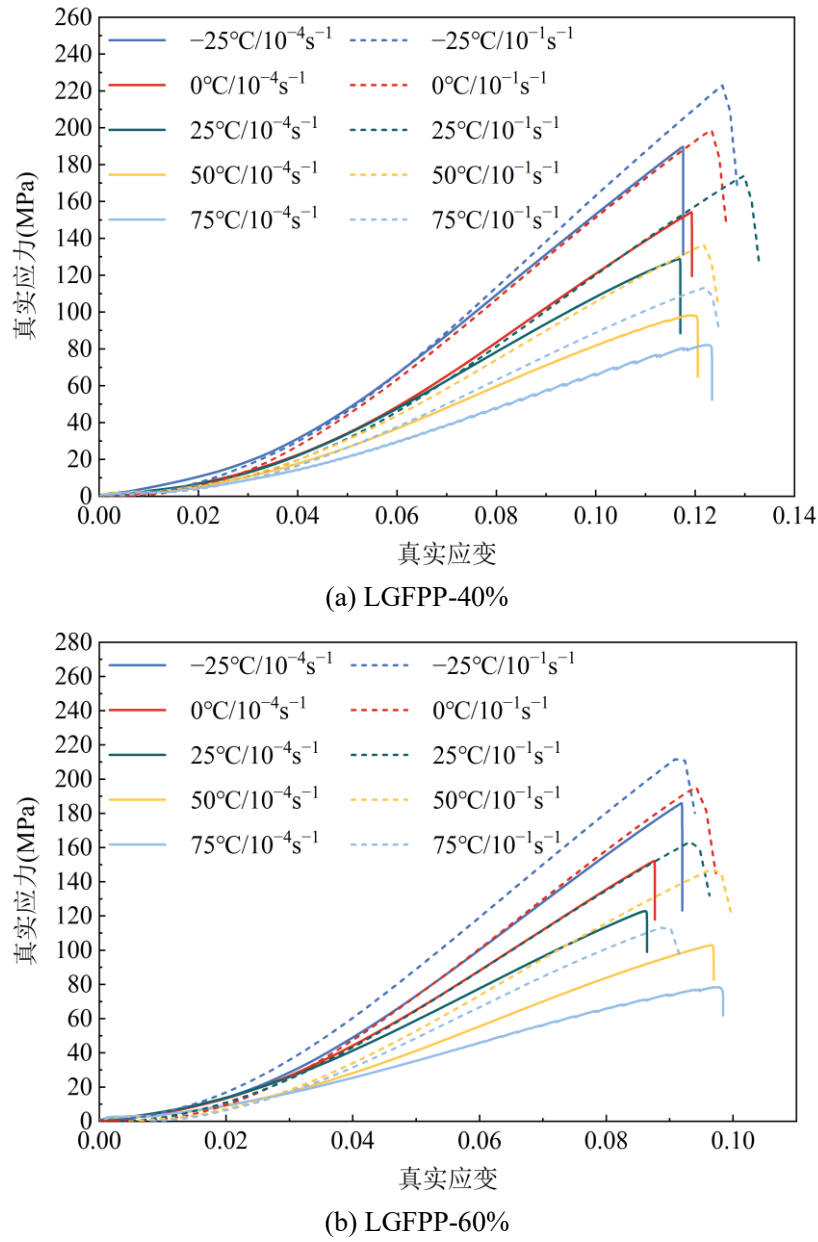
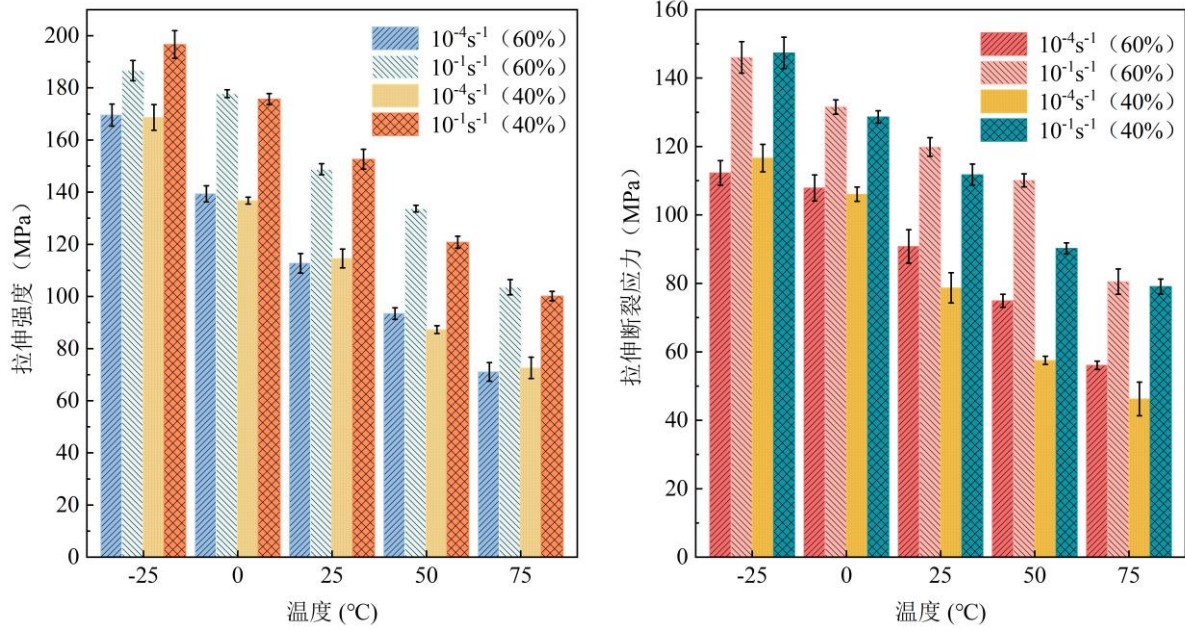


图 2-8 LGFPP 在不同应变速率和温度下的真实应力-应变曲线

两应变率不同温度实验对比真实应力-应变曲线图2-8可观察到，在同一应变率环境下，随着温度增加，极限强度、测得拉伸所需的最大力和断裂力都减小。在同一温度环境下，随着应变率减小，拉伸所用极限强度、测得拉伸所需的最大力和断裂力都减小。



(a) 拉伸强度变化图

(b) 拉伸断裂应力变化图

图 2-9 应变速率-温度耦合下的拉伸强度和拉伸断裂应力对比图

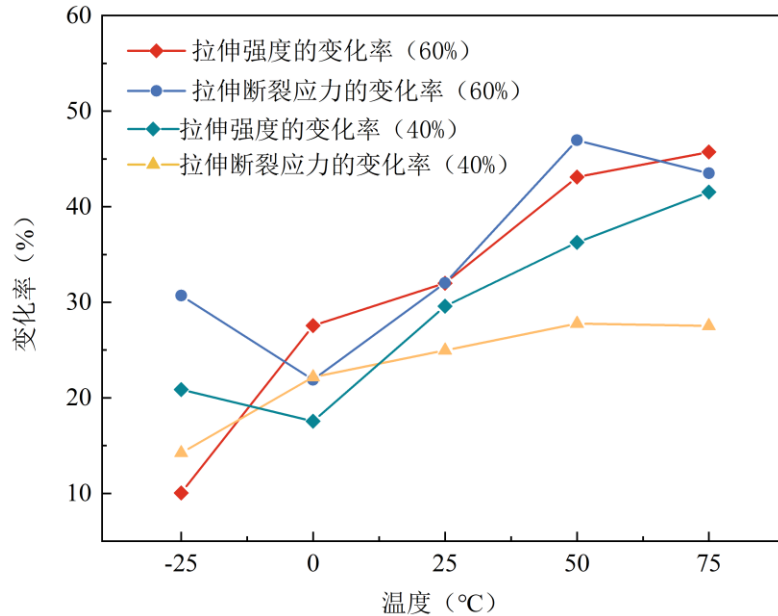


图 2-10 两应变率不同温度下拉伸强度和拉伸断裂应力增长率的变化曲线

图2-9(a)表明,在同一含量和温度下应变速率较大时,拉伸强度与拉伸断裂应力都明显增大。图2-10可看出随着温度的升高,两应变率间拉伸强度的增长率整体呈上升趋势。-25到75°C内, 10^{-4} 和 10^{-1} s^{-1} 的拉伸强度分别下降了58.1%、41.5%(60%)和59.2%、54.5%(40%),说明随着温度升高和应变率加大,拉伸强度受到应变率影响,在-25-75°C下降趋势减慢。图2-9(b)可知升高温度,拉伸断裂应力也随着应变率加大而加大,60%和

40%含量长玻纤增强聚丙烯在两应变率间拉伸断裂应力的变化率对应图2-10中黄色和蓝色曲线中的五个点。从曲线趋势可以看出，整体呈上升趋势，50℃-75℃，增长率呈下降趋势，这表明当应变率加大时，高温下拉伸断裂应力有显著影响。所以叠加温度-应变率共同作用于长玻纤增强聚丙烯拉伸时，对拉伸强度和拉伸断裂应力有叠加影响。

2.4 LFPP 试样断面微观形貌分析

不同应变率和温度下部分试样断口表面图2-11可以观察到断口处断裂不平齐，其中纤维包裹着部分基体一同拔出形成了断口凸起现象，这一现象与应变率和温度无关，而是由于注塑成型工艺造成的^[90,91]。

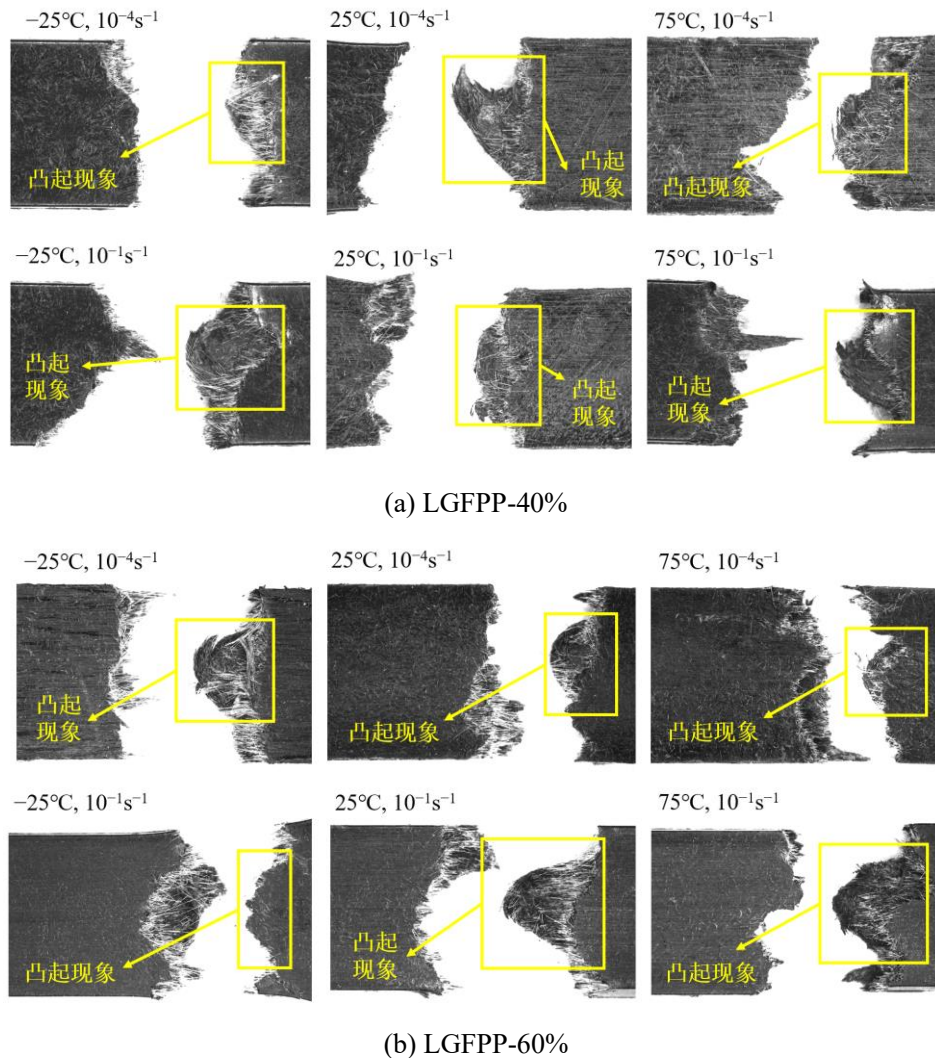


图 2-11 LGFPP 试样样品断裂图

在拉伸过程中，试样微观断裂失效主要表现为纤维断裂和拔出现象，图2-12(a)可以观察到基体内留有小圆孔洞，其是纤维拔出基体后留下的；且在低应变率微观形貌下可

观察到纤维破坏形式主要变现为拔出；长玻璃纤维表面有絮状物，这是由较低应变率和较高温度共同影响的，聚丙烯基体发生软化，在拉伸过程中随着玻璃纤维的拔出而拉长。图2-12(b)中为高应变率下的试样微观形貌图，局部放大断裂的长玻璃纤维形貌图可以观察到纤维断口表面凹凸不平，且长玻璃纤维更多是呈断裂的，即在高应变率时纤维破坏形式主要表现为断裂；玻璃纤维的表面整体较为光滑，这主要是由于应变率较大，试样断裂呈现出脆性断裂的特征；同时，可以观察出聚丙烯基体受到较低温度的影响出现明显裂纹。

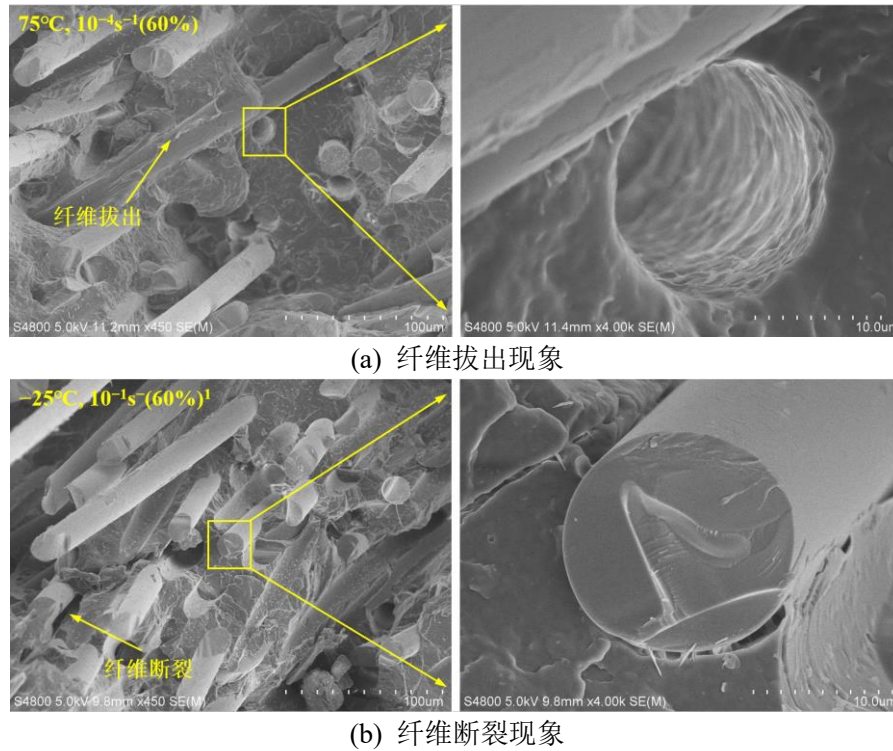
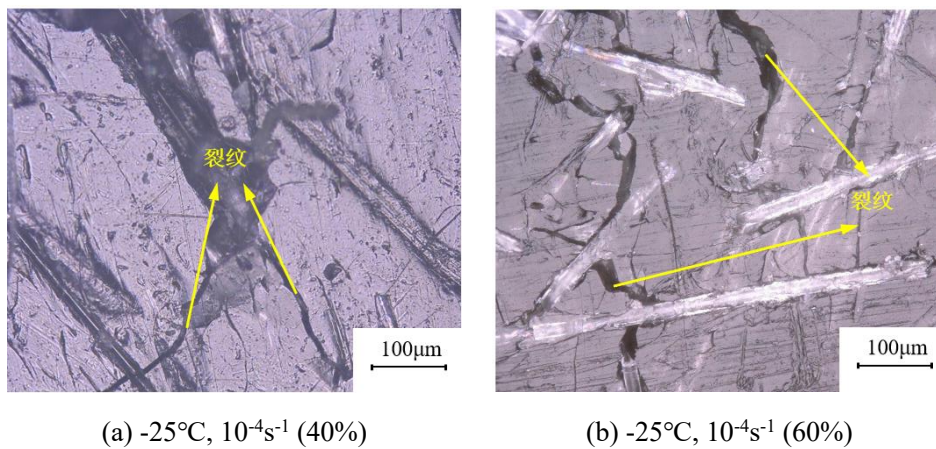


图 2-12 LGFPP 样品的 SEM 显微图



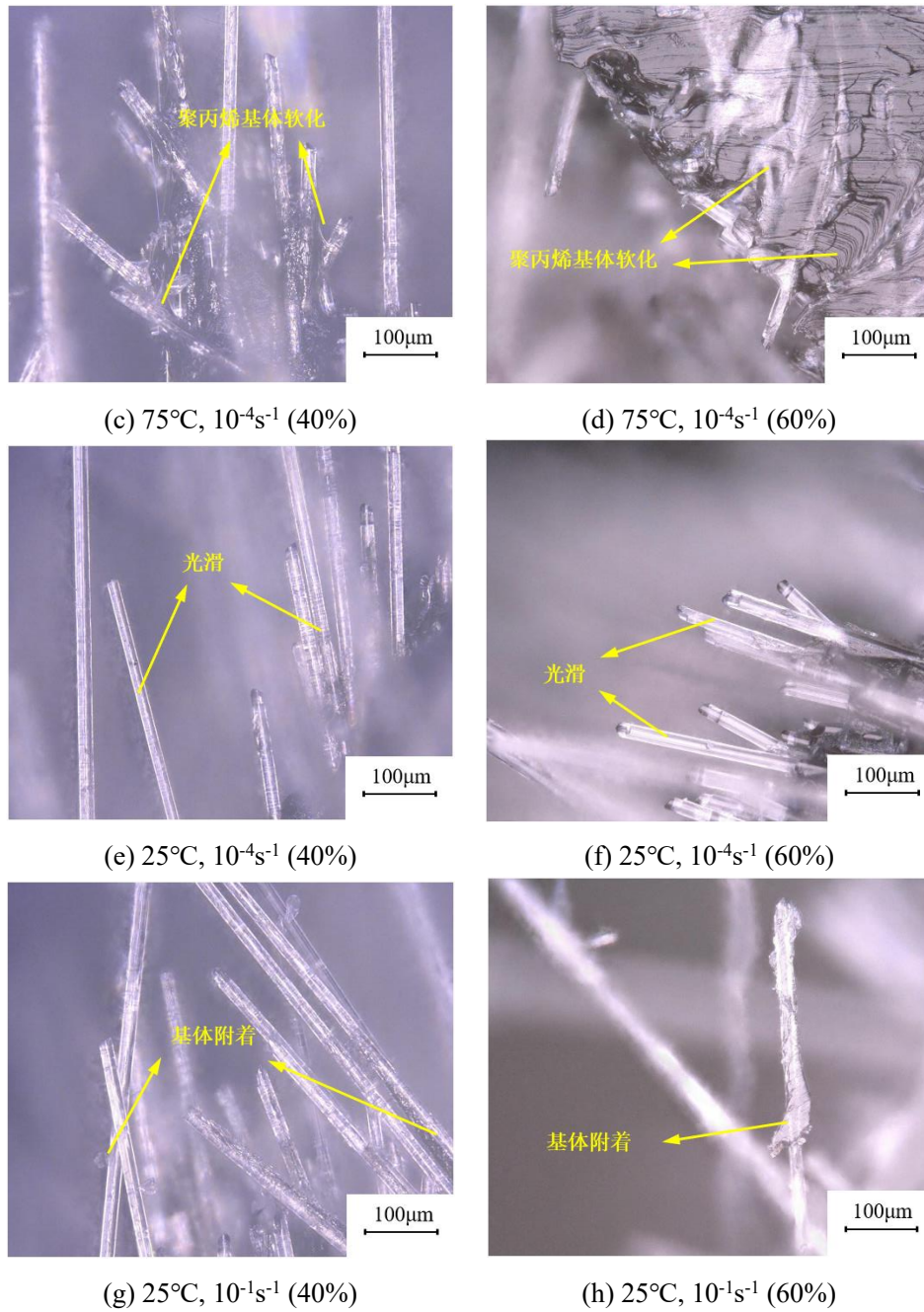


图 2-13 LGFPP 样品在不同加载速率和不同温度下的微观图

为更直观对比出-25°C和75°C的聚丙烯基体所发生的变化，采用超景深显微镜得到图2-13，其中(a)、(b)、(c)和(d)主要观察试样断口处外表面，可看出-25°C时，聚丙烯基体出现明显裂纹；在75°C时，聚丙烯基体软化现象也较明显。图2-13(e)、(f)、(g)和(h)对比了相同温度不同应变率下的长玻璃纤维，当应变率越大时，纤维附带这一些基体被拉断，这是由于应变率较大使试样各处发生断裂，且附着于长玻璃纤维表面的基体瞬间被带出。

2.5 本章小结

本章介绍长玻纤增强聚丙烯材料拉伸试验的制备和设备,设计拉伸试验在不同应变率、不同环境温度以及应变率-温度耦合情况下的试验方案。根据之前设计的长玻纤增强聚丙烯复合材料拉伸试验进行试验研究分析。可知应变率对长玻纤增强聚丙烯复合材料具有明显影响性;长玻纤增强聚丙烯复合材料受温度影响,对比-25℃,升至75℃时,基体发生裂纹,长玻璃纤维与基体间能量传递减弱,拉伸强度和拉伸断裂应力都随之增加;同时在应变率与温度耦合作用时,对拉伸强度和拉伸断裂应力有叠加影响。应变率 10^{-1} 相比 10^{-4}s^{-1} 的拉伸断裂应力增长率在-25℃-0℃温度带来影响较大,0℃-75℃,应变率影响较大,但拉伸断裂应力增长率整体趋势呈现为上升, 10^{-1} 相比 10^{-4}s^{-1} 的拉伸强度增长率也呈上升趋势;在常温与 10^{-2}s^{-1} 应变率状态下,60%含量的拉伸性能优于40%,但在低温、高温与其他应变率状态时,两含量的拉伸强度与拉伸断裂应力相差不大。

第3章 后尾门有限元建模基础与力学性能分析

3.1 引言

有限元法在汽车设计中被广泛应用，可以有效地模拟汽车后尾门的受力情况，同时得到较为可靠的模拟结果。本章建立了某款汽车后尾门三维模型，结合第二章选择汽车后尾门内板材料，并通过软件Hyperworks建立其有限元模型。有限元分析汽车后尾门的模态和刚度是后尾门结构设计及优化的重要前提和保障^[92]。根据汽车后尾门有限元模型进行其模态和不同工况下的静力学分析，得到对应的应力和变形云图。

3.2 有限元分析理论介绍

有限元分析将连续体离散化，是求解偏微分方程的重要数值计算方法。此概念名称第一次由Clough提出，伴随着计算机的高速发展，有限元分析在结构、电磁以及流体等领域也被广泛采用，在结构分析中，常对模态、刚度、强度等进行分析。

在结构域内的任意一点需要考虑平衡方程、几何方程和物理方程^[93]。在结构域内的任意一点有六个应力状态，如图3-1所示，分别用 σ_x ， σ_y ， σ_z 代表正应力和 τ_{xy} ， τ_{yz} ， τ_{zx} 表示切应力。

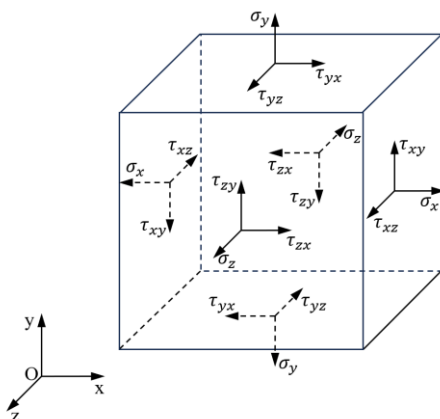


图 3-1 结构域内应力分量

通过三个正应力和切应力得到静应力平衡方程：

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + X = 0 \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + Y = 0 \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + Z = 0 \end{cases} \quad (3-1)$$

式中 X 、 Y 、 Z 分别代表各方向上的外力。

根据各应变分量和位移分量系的几何学关系得到几何方程：

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \\ \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \\ \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \\ \gamma_{xy} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \\ \gamma_{yz} = \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \\ \gamma_{zx} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \end{cases} \quad (3-2)$$

式中 u 、 v 、 w 分别为 x 、 y 、 z 三个方向上的位移分量， ε_x 、 ε_y 、 ε_z 为 x 、 y 、 z 三个方向上的正应变， γ_{xy} 、 γ_{yz} 、 γ_{zx} 为 xOy 、 yOz 、 zOx 三个平面内的切应变。

对各向同性材料，应力分量表示应变分量的物理方程为：

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)] \\ \varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_z + \sigma_x)] \\ \varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)] \\ \gamma_{xy} = \frac{1}{G} \tau_{xy} \\ \gamma_{yz} = \frac{1}{G} \tau_{yz} \\ \gamma_{zx} = \frac{1}{G} \tau_{zx} \end{cases} \quad (3-3)$$

式中 E 、 μ 、 G 分别为弹性模量、泊松比和剪切弹性模量。

通过位移或外力边界条件可求解偏微分方程，但在结构分析领域中面对复杂的求解情况时，常常对结构采用离散化和数值近似思想，将其划分成一个个单元，并追踪到一个个单元用简单的基函数进行近似替代，以四面体举例说明^[94]。

四个节点 x 、 y 、 z 三个方向上的位移分量用 u_i 、 v_i 、 w_i ($i=1,2,3,4$) 表示，得到单元位移为：

$$\mathbf{q}^e = [u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2, u_3, v_3, w_3, u_4, v_4, w_4]^T \quad (3-4)$$

单元内任意点的位移场为：

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 & 0 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & N_3 & 0 & 0 & N_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ w_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ w_2 \\ u_3 \\ v_3 \\ w_3 \\ u_4 \\ v_4 \\ w_4 \end{bmatrix} = \mathbf{N} \mathbf{q}^e \quad (3-5)$$

式中 $\mathbf{N}$ 为单元的插值函数。

根据位移得应变为：

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix} = \mathbf{B} \mathbf{q}^e \quad (3-6)$$

式中 $\mathbf{B}$ 为应变-位移矩阵。

根据应变得应力为：

$$\sigma = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}]^T = D\varepsilon = DBq^e \quad (3-7)$$

式中弹性矩阵 $D = \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)}$

$$\begin{bmatrix} 1-\mu & \mu & \mu & 0 & 0 & 0 \\ \mu & 1-\mu & \mu & 0 & 0 & 0 \\ \mu & \mu & 1-\mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2} \end{bmatrix}。$$

根据虚位移原理得到刚度方程为：

$$f = kq^e \quad (3-8)$$

式中 f ， k 分别表示单位载荷和单元刚度矩阵。引入位移和载荷边界条件解得各个节点位移，最终求解到对应应力和应变。

3.3 模态分析理论介绍

模态是结构振动特性的一种表征，模态分析是该特性的一种方法。模态分析的目的在于求得对应的模态和模态振型，通过物理坐标系到模态坐标系的转换，求解分析振动微分方程^[95]，其中振动微分方程为：

$$[K]x + [C]\dot{x} + [M]\ddot{x} = F(t) \quad (3-9)$$

式中三个矩阵分别是矩阵 $[K]$ ——质量矩阵、矩阵 $[C]$ ——阻尼矩阵和矩阵 $[M]$ ——刚度矩阵，三个节点向量分别是 x ——节点位移向量、 $\dot{x}$ ——节点速度向量和 $\ddot{x}$ ——节点加速度向量， $F(t)$ 随时间变化的外部载荷向量。

在求解自由模态时，可以不考虑外界载荷和阻尼，及 $[C]$ 和 $F(t)$ 为 0，则微分方程为：

$$[K] + [M]\ddot{x} = 0 \quad (3-10)$$

简谐函数的解为：

$$x = a \sin \omega t \quad (3-11)$$

式中 a 和 ω 分别代表为 ω 对应的振型和圆周率。

将公式(3-11)带入(3-10)中并化简得方程：

$$([K] - \omega^2 [M])a = 0 \quad (3-12)$$

为保证公式(3-12)有非零解的条件为：

$$([K] - \omega^2 [M]) = 0 \quad (3-13)$$

则可求得 n 个不同解，及可得 n 阶模态频率。

3.4 后尾门有限元模型的建立

3.4.1 后尾门的模型介绍

本文研究的后尾门是一辆车型长度、宽度和高度分别为4630、1910、1655mm的汽车，汽车后尾门三维模型的背面和正面如图3-2所示。

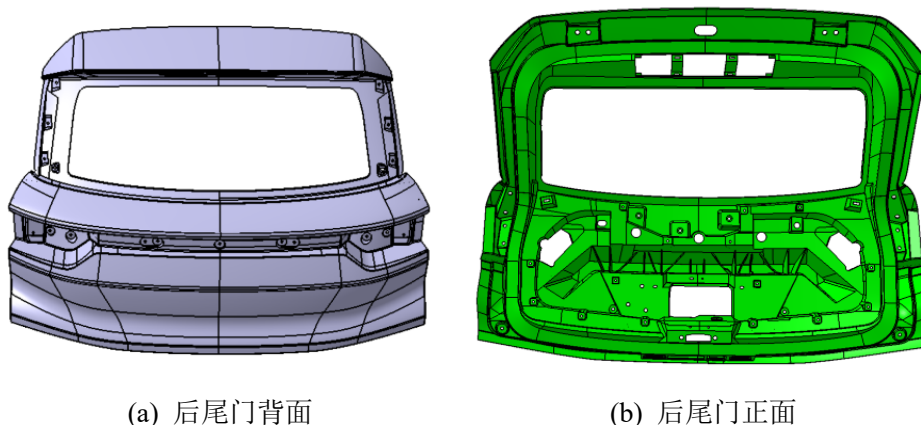


图 3-2 汽车后尾门三维模型

HyperMesh在几何清理和网格划分方面具有强大功能，可有效提高有限元模型的建立，是有限元分析前处理的一个重要处理平台并被广泛使用^[96]。后尾门有限元模型的前处理和准确建立直接影响着后尾门的分析和优化，本文通过HyperWorks进行后尾门有限元模型的建立，主要流程包括后尾门几何模型导入、几何清理、网格划分及其质量检查、后尾门模型零件连接、材料属性定义和生成文件，整体建立过程较为繁琐。具体流程图如图3-3。

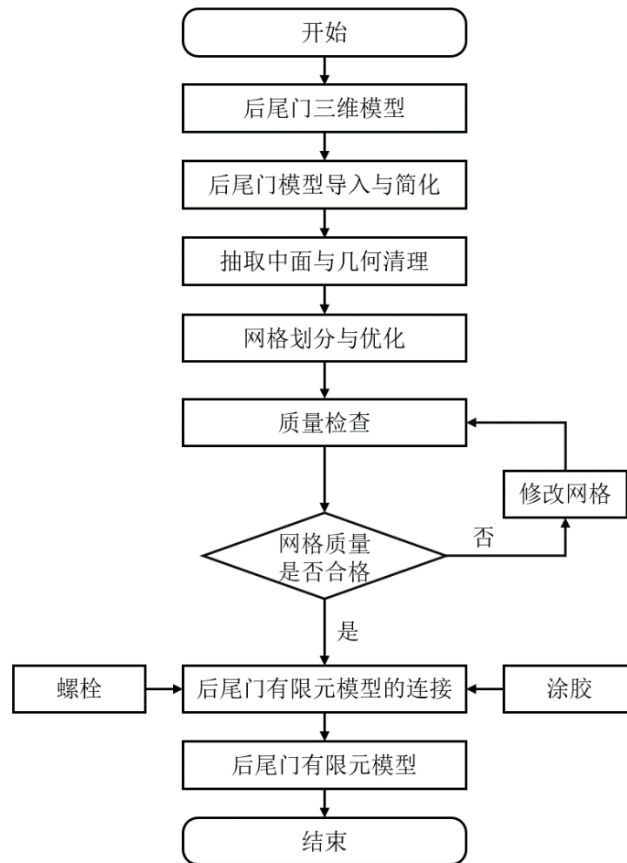


图 3-3 后尾门有限元模型建立流程图

3.4.2 后尾门有限元模型的建立

将文件格式为STP的后尾门三维模型导入HyperWorks软件,通过图3-3流程进行有限元模型的建立。

(1) 后尾门模型简化与几何清理

导入后的后尾门几何模型整体结构较复杂,为提高后尾门模型建立和模拟计算的效率,可对后尾门模型进行适当简化。后尾门模型中具有许多对后尾门整体性能没有影响且半径较小的圆角,考虑减少中面抽取后续几何清理和修复的工作量,可在进行中面抽取前对后尾门几何模型进行圆角的去除,如图3-4所示。抽取中面后会出现面缺失、面错位、面缝隙等影响后期网格划分和模型建立精确度的现象,因此中面抽取前需进行简化并对抽取后的后尾门中面进行几何清理和修复。

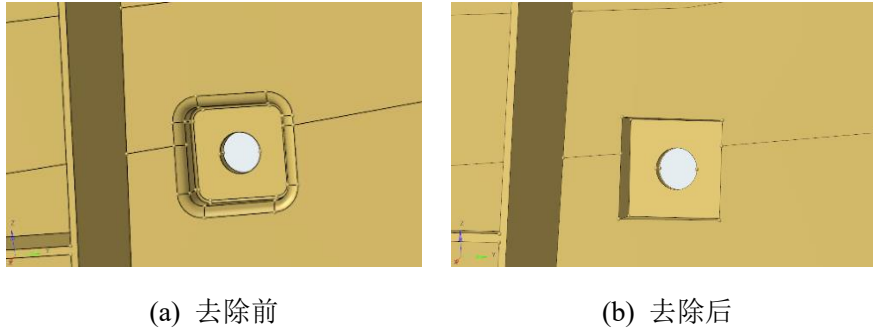


图 3-4 后尾门圆角去除对比图

(2) 网格划分和质量检查

几何清理完成后进行网格划分，其中网格尺寸的大小和形状直接影响着后期计算的效率和精度。考虑后尾门模型整体较大且面面相交较为复杂对后期计算量和计算精度的影响，选择大小为3mm的四边形单元来划分后尾门有限元模型的网格，为保证后尾门具有较高的网格质量，采用人工手动方式划分网格。后尾门整体网格划分完成后，可能会存有不合格单元，为保证计算精度需要对不合格单元进行优化，通过panels内2D中qualityindex进行网格质量检查，检验标准包含单元最小尺寸、单元最大尺寸、雅可比等参数^[97]，根据经验和企业要求检验标准表如表3-1所示。

表 3-1 网格质量检验标准

参数	标准
三角形单元最小内角	20°
三角形单元最大内角	120°
雅可比	>0.7
单元纵横比	<5
四边形单元最小内角	45°
四边形单元最大内角	130°
单元翘曲度	<15°
单元扭曲度	<40°

针对不合格的单元通过qualityindex中cleanup tools进行place node、smooth、split quad element等操作进行网格优化，或通过Geometry-Elements-Edit-Edit Elements中Smooth、Move、Split、Replace等操作进行网格优化，最终得到499797个网格单元的后尾门。

（3）后尾门有限元模型的连接

汽车中通常采用焊接、粘胶、螺栓等连接方式整合为一个整体车辆，其中后尾门主要由外板和内板构成完整后尾门结构，主要连接方式有螺栓连接和粘胶连接。螺栓连接能够在便利拆卸的同时具有良好连接稳定性来保证后尾门的强度要求，由于螺栓连接具有较大的刚度，因此在后尾门有限元模型中采用刚性连接单元RBE2单元进行连接。粘胶连接是实现后尾门外板和长玻纤增强聚丙烯内板连接的主要连接方式，可以使后尾门更好地实现力的传递，采用Connectors中area实现粘胶连接。最终得到后尾门有限元模型，如图3-5。



图 3-5 划分网格后的后尾门

3.4.3 后尾门有限元模型材料设定

不同材料具有不同性能，为保证后尾门有限元模型模拟分析真实工况下的情况，在模态与刚度分析前需要赋予材料属性使材料具有其本身的性能。汽车后尾门模型主要由长玻纤增强聚丙烯、PP+EPDM和钣金材料组成。闫溥^[98]等人对不同含量的LGF进行性能研究，研究表明含量超过40%后的拉伸强度增长趋势渐变平缓。与此同时，图2-5、图2-7、图2-9可知，在相同应变率下，两含量长玻纤增强聚丙烯的拉伸强度在低温和高温环境中差距较小。且在25℃时，四个应变率两含量的拉伸强度差距也较小，考虑性能与成本选用40%的长玻纤增强聚丙烯材料作为汽车后尾门内板的材料。因此，在Hyperworks软件中建立Material并输入其对应的材料参数，本文后尾门外板、内板和加强板分别采用PP+EPDM-T30、LGFPP-40和SPHC材料，材料具体属性如表3-2所示。完成材料属性设定

后建立Property，设定不同部分的厚度，最终在后尾门对应的部件赋予其所对应的材料和厚度。

表 3-2 后尾门材料及属性

材料	弹性模量(MPa)	泊松比	密度(g/mm³)
PP+EPDM-T30	1800	0.35	1.13
LGFPP-40	7300	0.35	1.22
SPHC	210000	0.3	7.85

3.5 后尾门模态和静力学分析

3.5.1 后尾门模态分析

车辆正常行驶过程中，由于路面颠簸或汽车本身原因出现振动，为保证车辆正常行驶过程中不发生共振现象，后尾门约束后进行模态分析，约束条件设置如图3-6所示。



图 3-6 模态的约束

根据建立的汽车后尾门有限元模型进行Optistruct计算，计算结束后通过Hyperview察看模态仿真文件，得到前六阶模态仿真结果如图3-7，对应振型如表3-1所示。

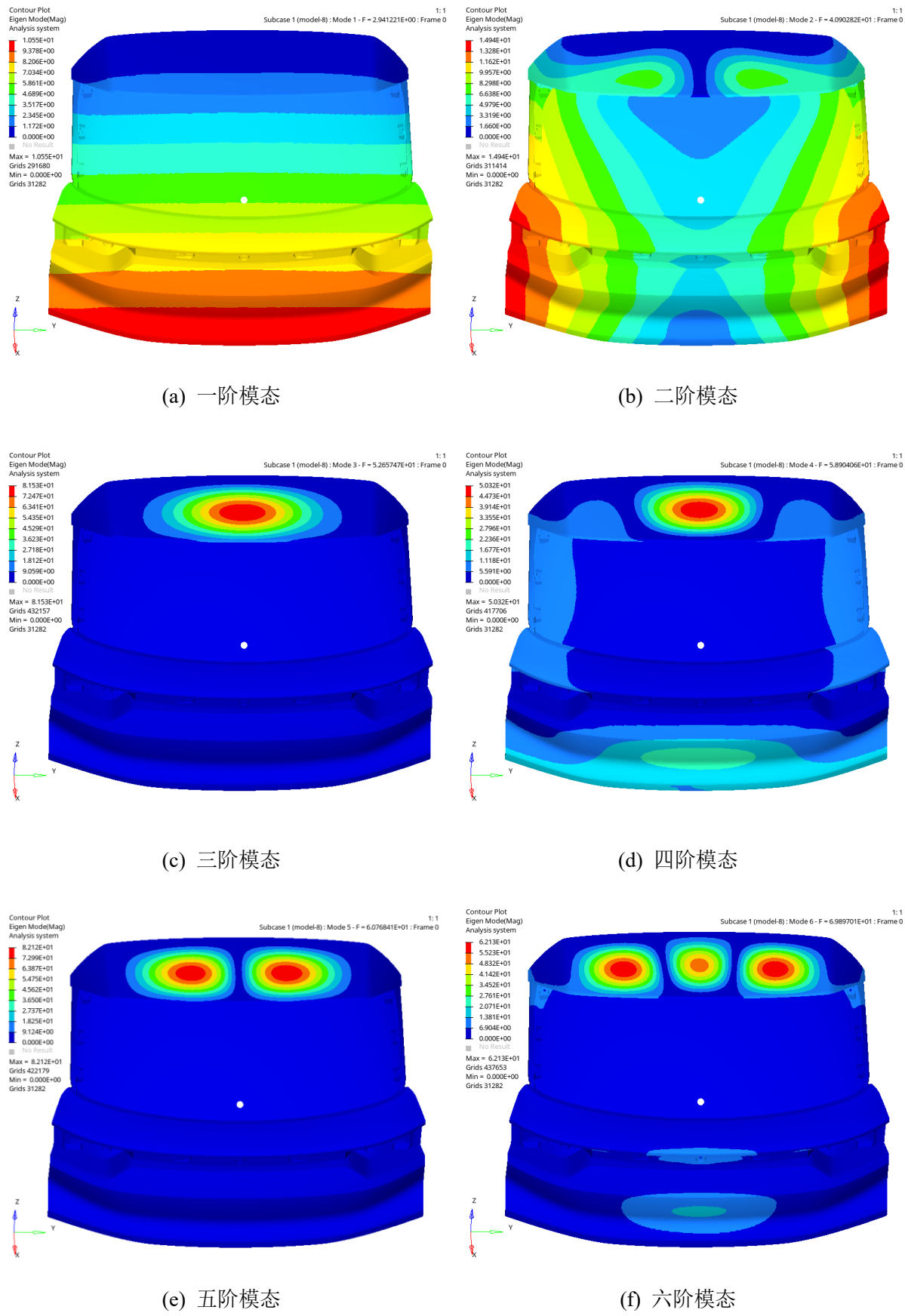


图 3-7 后尾门前六阶模态云图

表 3-3 后尾门前六阶模态的频率及相应振形

模态阶数	计算值(Hz)	振型描述
1	29.41	整体弯曲模态
2	40.90	整体扭转模态
3	52.66	外板局部呼吸模态
4	58.90	外板局部呼吸模态+局部轻微扭转变形
5	60.77	外板正反呼吸振动
6	69.90	外板局部振动+局部轻微弯曲变形

根据图3-6和表3-3分析得：后尾门一阶模态振型为整体后尾门弯曲变形，最大变形发生在后尾门底部呈横向分布，其频率为29.41Hz；后尾门二阶模态振型为整体后尾门扭转变形，以后尾门纵向中心线为旋转轴做扭转变形，最大变形发生在后尾门两侧车灯至底部位置，其频率为40.90Hz；后尾门三阶模态振型为后尾门外板Z轴负向局部呼吸振动，最大变形发生在后尾门上半部分中间位置，其频率为52.66Hz；后尾门四阶模态振型为后尾门外板Z轴负向局部呼吸振动和两侧等局部轻微扭转变形，最大变形发生在后尾门上半部分中间位置，其频率为58.90Hz；后尾门五阶模态振型为后尾门外板左侧Z轴正向局部呼吸振动和右侧Z轴负向局部呼吸振动组成的正反呼吸振动，最大变形发生在以后尾门外板上半部分纵向中心线为对称轴的两侧位置，其频率为60.77Hz；后尾门六阶模态振型为外板扭转组合变形和整体后尾门下半部分局部微弯曲变形，最大变形发生在后尾门外板上半部分，后尾门外板上半部分中间位置发生Z轴正向局部变形和外板上半两侧Z轴负向局部变形，且整体后尾门两侧车窗以及底部位置发生轻微弯曲变形，其频率为69.90Hz；

3.5.2 后尾门静力学分析

汽车后尾门作为开闭件被频繁使用，为保证汽车行驶安全和后尾门正常开闭，需要后尾门具有足够的刚度，避免出现刚度不够造成后尾门变形并引起车体封闭性差的现象。本文基于前文所建立的汽车后尾门有限元模型进行扭转刚度、弯曲刚度、横向刚度、铰链安装点刚度、撑杆安装点刚度、锁安装点刚度、尾灯安装点刚度和缓冲块安装点刚度静力学分析。

(1) 扭转刚度

设置约束条件和加载情况：固定铰链安装孔和缓冲块Z向支撑，在另一侧缓冲块施加200N载荷，如图3-8。通过HyperView查看Optistruct计算得到的结果位移云图如图3-9所示。

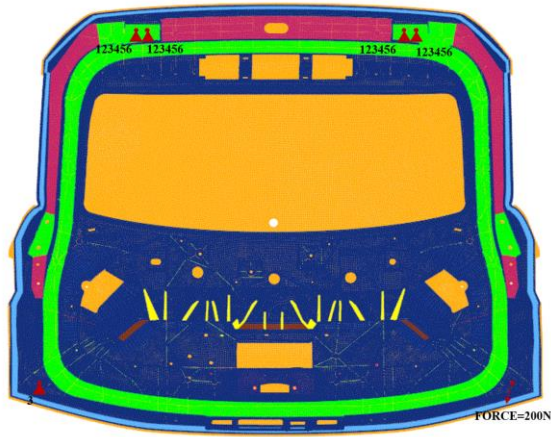


图 3-8 扭转刚度的约束与载荷

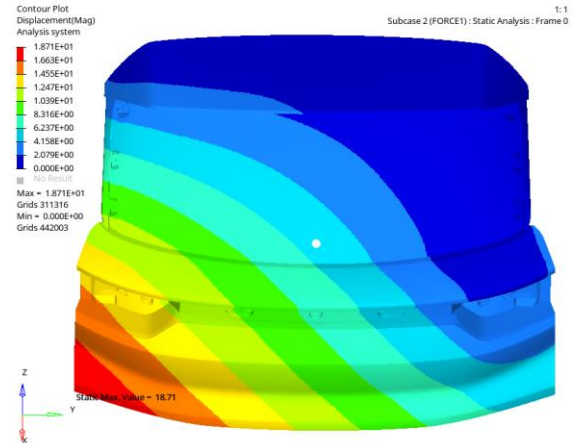


图 3-9 扭转刚度的位移云图

根据图3-9分析可知，于后尾门右侧缓冲块处施加200N载荷产生的最大变形量为18.71mm，后尾门最大变形量发生在受力侧缓冲块位置，即其扭转刚度为10.68N/mm，符合标准，即后尾门的扭转刚度满足要求。

(2) 弯曲刚度

设置约束条件和加载情况：固定铰链安装孔和缓冲块Z向支撑，在后尾门锁处施加200N载荷，如图3-10。通过HyperView查看Optistruct计算得到的结果位移云图如图3-11所示。



图 3-10 弯曲刚度的约束与载荷

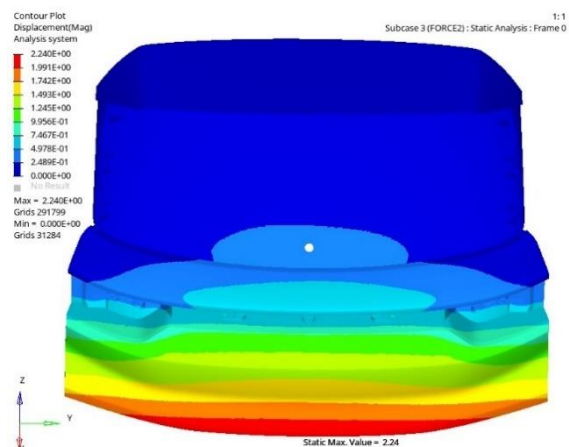


图 3-11 弯曲刚度的位移云图

根据图3-11分析可知，于后尾门锁处施加200N载荷产生的最大变形量为2.24mm，后

尾门最大变形量发生在后尾门底部位置，即其弯曲刚度为89.29N/mm，符合标准，即后尾门的弯曲刚度满足要求。

(3) 横向刚度

设置约束条件和加载情况：如图3-12，固定铰链安装孔和后尾门锁Z向支撑，在后尾门锁处施加200N载荷。通过HyperView查看Optistruct计算的结果位移云图如图3-13所示。

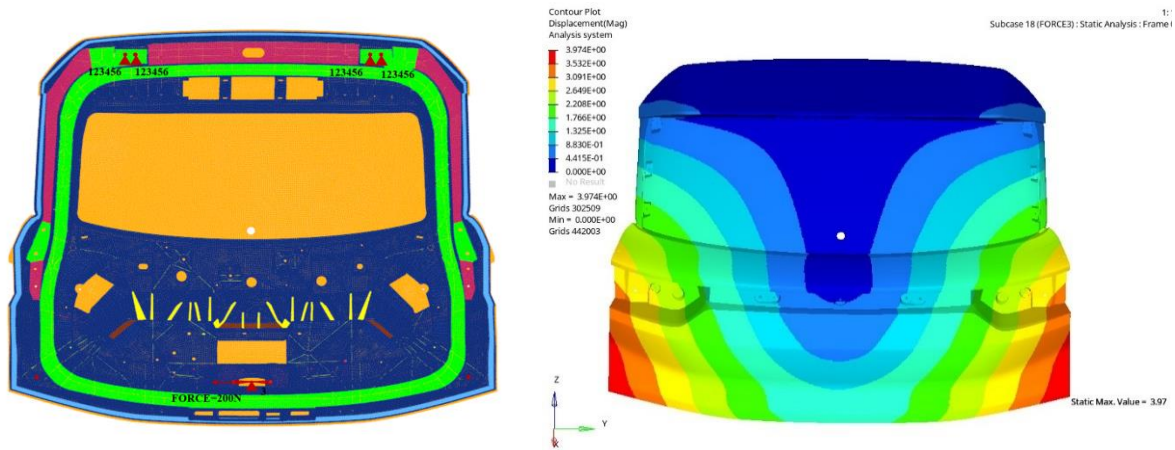


图 3-12 横向刚度的约束与载荷

图 3-13 横向刚度的位移云图

根据图3-13分析可知，于后尾门铰链安装孔处施加横向200N载荷产生的最大变形量为3.97mm，后尾门最大变形量分别发生在后尾门左侧尾部，即其横向刚度为50.38N/mm，符合标准，即后尾门的横向刚度满足要求。

(4) 铰链安装点刚度

设置约束条件和加载情况：固定后尾门所有翻边，铰链安装孔法向施加300N载荷，如图3-14。通过HyperView查看Optistruct计算得到的结果位移云图如图3-15所示。

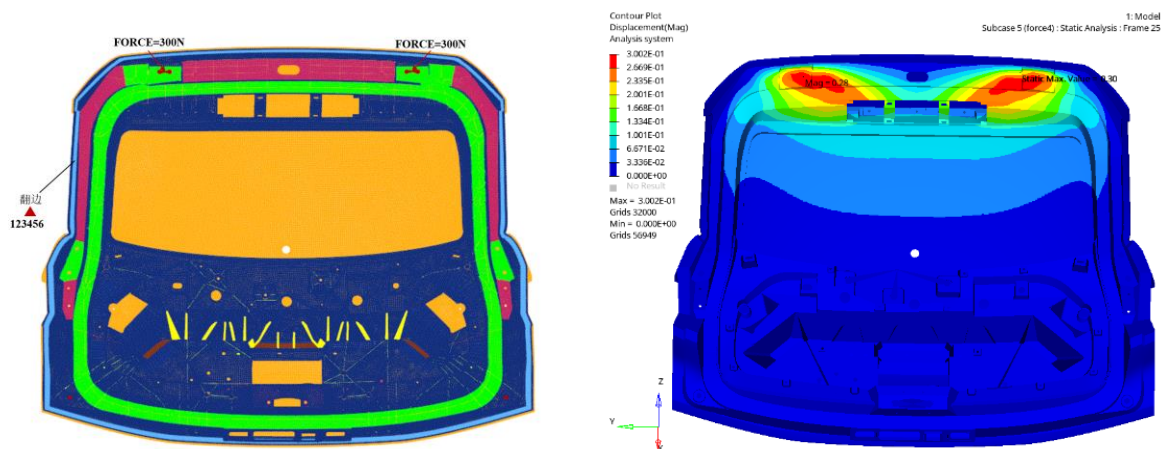


图 3-14 铰链安装点刚度的约束与载荷

图 3-15 铰链安装点刚度的位移云图

根据图3-15分析可知，于后尾门铰链安装孔处施加300N载荷产生的最大变形量为0.30mm，较大变形量为0.28mm，后尾门最大变形量和较大变形量分别发生在施加载荷的右侧和左侧铰链安装孔处的位置，即其铰链安装点刚度分为1000N/mm和1071.43N/mm，符合标准，即后尾门的铰链安装点刚度满足要求。

（5）撑杆安装点刚度

设置约束条件和加载情况：固定后尾门所有翻边，撑杆安装孔法向施加300N载荷，如图3-16。通过HyperView查看Optistruct计算得到的结果位移云图如图3-17所示。

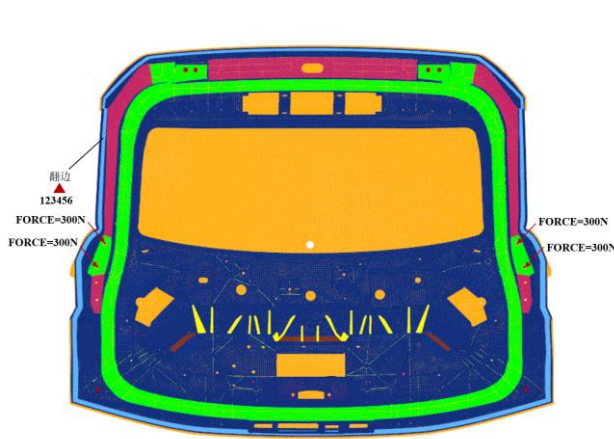


图 3-16 撑杆安装点刚度的约束与载荷

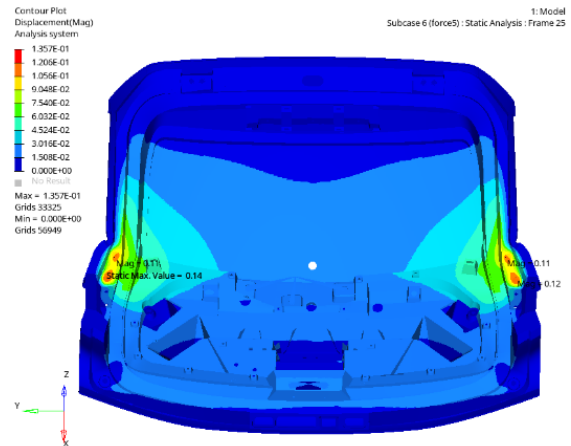


图 3-17 撑杆安装点刚度的位移云图

根据图3-17分析可知，于后尾门撑杆安装点处施加300N载荷产生的左右四处较大变形量和最大变形量为0.11mm、0.14mm、0.11mm、0.12mm，后尾门四处较大变形量发生在施加载荷的撑杆安装点的位置，即其左右气撑杆安装点刚度皆为2727.27N/mm，左右电动撑杆安装点刚度分别为2142.86N/mm和2500N/mm，符合标准，即后尾门的撑杆安装点刚度满足要求。

（6）锁安装点刚度

设置约束条件和加载情况：固定后尾门所有翻边，锁安装孔法向施加300N载荷，如图3-18。通过HyperView查看Optistruct计算得到的结果位移云图如图3-19所示。

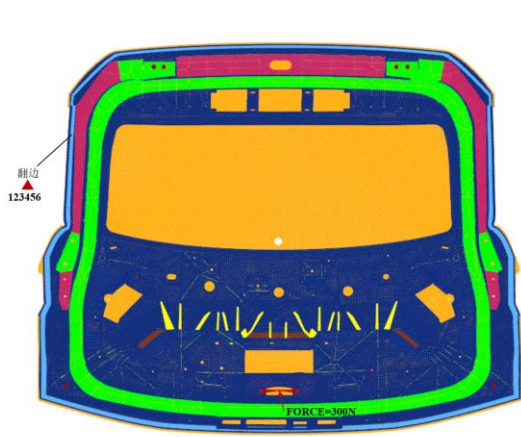


图 3-18 锁安装点刚度的约束与载荷

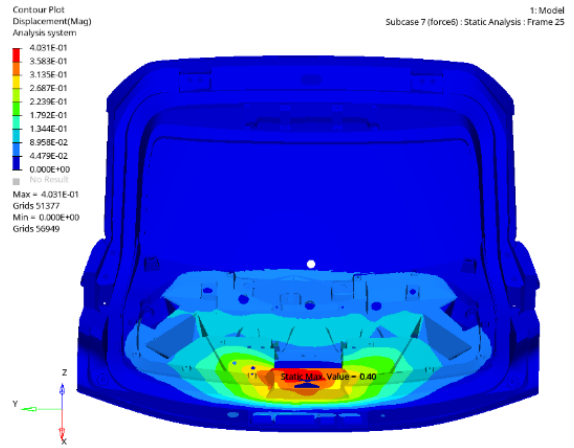


图 3-19 锁安装点刚度的位移云图

根据图3-19分析可知，于后尾门锁安装点处施加300N载荷产生的最大变形量为0.40mm，后尾门最大变形量发生在施加载荷的锁安装点的位置，即其锁安装点刚度为750N/mm，符合标准，即后尾门的锁安装点刚度满足要求。

(7) 尾灯安装点刚度

设置约束条件和加载情况：固定后尾门所有翻边，尾灯安装孔法向施加150N载荷，如图3-20。通过HyperView查看Optistruct计算得到的结果位移云图如图3-21所示。

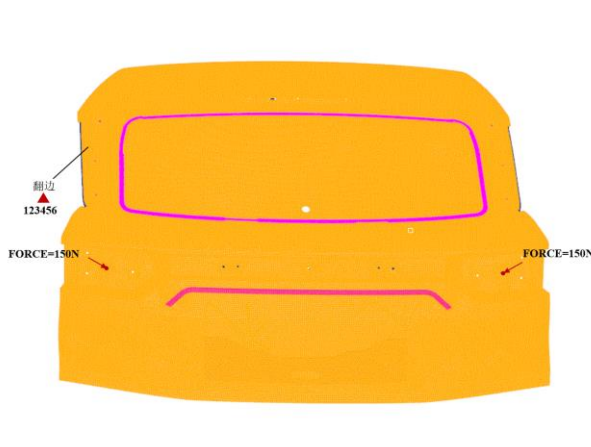


图 3-20 尾灯安装点刚度的约束与载荷

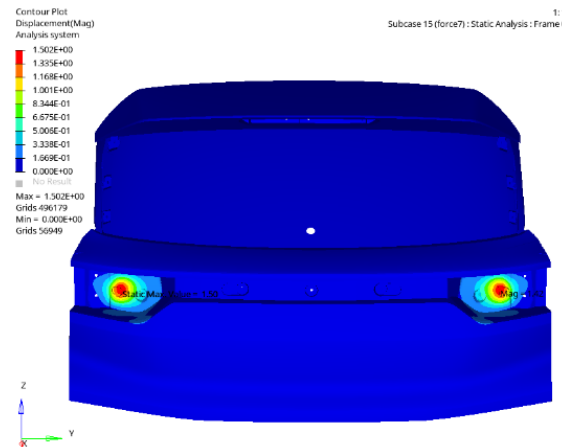


图 3-21 尾灯安装点刚度的位移云图

根据图3-21分析可知，于后尾门尾灯安装点处施加300N载荷产生的左右两处最大变形量和较大变形量为1.50mm和1.42mm，后尾门两处最大变形量发生在施加载荷的尾灯安装点的位置，即其尾灯安装点左右两侧刚度分别为100N/mm和105.63N/mm，符合标准，即后尾门的尾灯安装点刚度满足要求。

(8) 缓冲块安装点刚度

设置约束条件和加载情况：固定后尾门所有翻边，缓冲块安装孔法向施加300N载荷，如图3-22。通过HyperView查看Optistruct计算得到的结果位移云图如图3-23所示。



图 3-22 缓冲块安装点刚度的约束与载荷

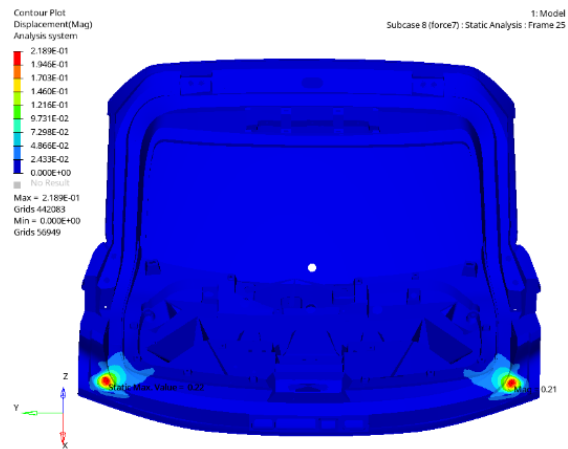


图 3-23 缓冲块安装点刚度的位移云图

根据图3-23分析可知，于后尾门缓冲块安装点处施加300N载荷产生的左右两处最大变形量和较大变形量为0.22mm和0.21mm，后尾门两处较大变形量发生在施加载荷的缓冲块安装点的位置，尾灯安装点左右两侧刚度分别为1363.63N/mm和1428.57N/mm，符合标准，即后尾门的缓冲块安装点刚度满足要求。

3.6 本章小结

本章首先概述了汽车后尾门有限元模型建立的软件和流程，具体介绍了汽车后尾门有限元模型进行几何清理、网格划分、连接、材料属性定义的建立具体流程；接着完成汽车后尾门有限元前处理，并进行了模态和刚度性能的有限元分析与评价，通过Optistruct求解并过Hyperview中处理结算结果，可知前六阶模态、扭转刚度、弯曲刚度、横向刚度、铰链安装点刚度、撑杆安装点刚度、锁安装点刚度、尾灯安装点刚度和缓冲块安装点刚度满足要求且还有改进空间。

第4章 后尾门的多工况拓扑优化

4.1 引言

汽车在实际使用时,受到各种不同的路况、自然环境、人为疏忽等多因素耦合影响,使得汽车安全的不确定性大大增加。长玻纤增强聚丙烯复合材料汽车后尾门在满足各工况安全性能的条件下,需进行结构优化设计实现进一步减重。本章基于变密度法对八个工况进行了各自的拓扑优化设计,为更真实地反映汽车的使用场景,需要多工况模拟进行拓扑优化分析。

ANSYS软件因其操作简单、功能强大和数据共享方便被广泛应用,本章联合ANSYS Workbench与Hyperworks软件,根据前文八个工况进行单工况与多工况拓扑优化。同时,根据优化云图结合设计经验重构汽车后尾门,并与优化前汽车后尾门进行性能对比分析。

4.2 后尾门的多工况拓扑优化

4.2.1 ANSYS 及扑优化介绍

ANSYS软件是由美国ANSYS公司开发的一款大型通用有限元软件,可进行结构、热传递、流体动力学、磁场、多耦合等多方面分析求解,具有操作方便简单、功能全面且强大、实现数据共享以及对接大多数计算机辅助设计软件等优点,目前在众多行业中广泛应用。ANSYS Workbench平台具有较强和较优的后处理能力,丰富的结果分析工具能更好的查看和分析结果,且具有模块众多,其中拓扑优化模块能够快捷的确定结构最佳几何形状^[99]。本章对后尾门模型的结构进行轻量化设计研究,以符合标准的后尾门一阶频率和刚度性能为保证,通过ANSYS Workbench软件进行各个单工况和多工况拓扑优化分析,根据分析结果获得减重的后尾门模型。

拓扑优化(topology optimization)是结构优化中常见的方法之一,根据给定的约束与指标,在给定的设计区域内寻求材料的最佳分布。即在给定设计区域内,保留或者删除某些结构部分,实现最小结构重量等目标,为后续设计提供良好的参考^[100]。拓扑优化按目标数量可分为单工况拓扑优化和多工况拓扑优化。其中单工况拓扑优化根据某一组确定的载荷来求解,该解不一定满足其他加载工况的性能标准。多工况拓扑优化可考虑多个工况的情况,避免单工况拓扑优化的局限性。拓扑优化在结构形式上可分为两类:

离散体结构拓扑优化和连续体结构拓扑优化。离散体结构拓扑优化是将原结构离散，通过杆件链接离散的节点，从而组成基结构，通过数学归纳的方法删除没作用的杆件，最终得到最佳拓扑优化结果，该法面对复杂的数学推导，在复杂结构中有一定局限性。连续体拓扑优化方法通过网格划分将无限个设计变量转为有限个单元变量，采用数学规划法等，并根据约束条件删除单元变量，最终得到组成的结构。目前，连续体拓扑优化发展较成熟，能够解决复杂的工程问题。变密度法、均匀化方法、渐进结构优化法、水平集方法等都包含于连续体拓扑优化中，其中变密度法具有计算效率高、数学模型简洁易实现的优点，是拓扑优化中发展最快、研究最多且最具代表的方法之一。变密度法的原理是设定结构的材料密度与材料的某物理参数为函数关系，使密度变化范围在 $[0,1]$ 区间内，其中引入惩罚函数来调整密度。完整的拓扑优化流程图如图4-1所示，具体步骤为：

(1) 输入原模型。

(2) 建立有限元模型，定义结构问题。完成有限元模型的建立需确定单元类型并定义材料特性，设置边界条件。在ANSYS Workbench中能用于拓扑优化的单元类型包括：壳单元（shell93）、二维实体单元（PLANCE2和PLANCE82）、三维实体单元（SOLID92和SOLID95）。

(3) 确定优化区域、优化类型和目标函数：选择结构中的优化的区域与非优化的区域以及单工况拓扑优化或多工况拓扑优化类型；确定优化目标函数，如质量体积最小化、柔度最小化等。

(4) 设置响应约束。

(5) 完成拓扑优化计算并查看拓扑优化结果。可通过伪密度分布云图展现计算结果，图中密度趋于0的为删除材料部分，趋于1的为材料保留部分。

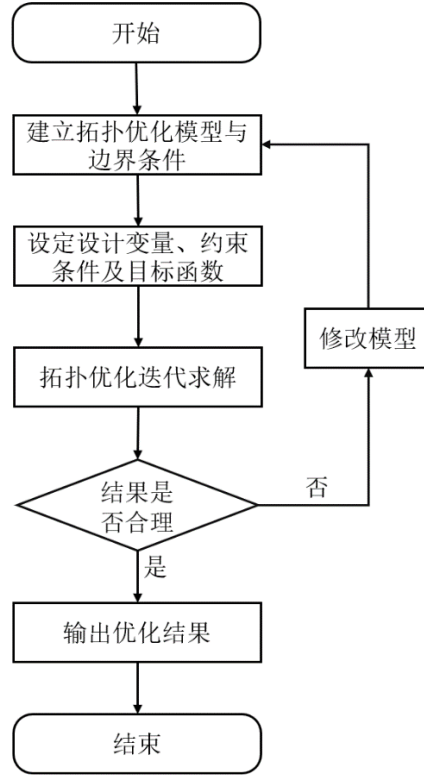


图 4-1 拓扑优化流程图

使用变密度法进行拓扑优化计算时，以最小柔度为目标举例。基本公式为：

$$\begin{cases} c = \beta \delta \\ c = F^T U \\ F = KU \end{cases} \quad (4-1)$$

式中， c 是结构应变能； β 是结构所受外力； U 是位移矩阵； F 是外向力； δ 是节点位移； K 是刚度矩阵。

得应变能公式为：

$$c = U^T KU \quad (4-2)$$

引入SIMP模型，得单工况拓扑优化数学模型公式为：

$$\begin{cases} \min c(\rho) = U^T KU = \sum_{e=1}^N (\rho)^P u_e^T k_0 u_e \\ \text{subject to} \begin{cases} \frac{V}{V_0} = \frac{\sum_{e=1}^N V_e \rho}{V_0} \leq \eta \\ 0 \leq \rho_{\min} \leq \rho \leq \rho_{\max} \leq 1 \end{cases} \end{cases} \quad (4-3)$$

其中, $c(\rho)$ 、 ρ 分别为结构柔度和单元相对密度; N 为单元总数; k_0 为单元刚度矩阵; u_e 为单元节点位移; 三个体积 V 、 V_0 、 V_e 分别表示为优化前体积、优化后体积和单元体积; η 为质量保留比; $\rho_{\max}$ 为材料相对密度极大值; $\rho_{\min}$ 为材料相对密度极小值; P 为惩罚因子, 通常情况下取 $2 < p < 6$, 本文中 $p=3$ 。

同样得到多工况拓扑优化数学模型为:

$$\left\{ \begin{array}{l} \min c(\rho) = \sum_{i=1}^m \omega_i c_i = \left\{ \sum_{i=1}^m \omega_i^p \left[\frac{c_i(\rho_i) - c_i^{\min}}{c_i^{\max} - c_i^{\min}} \right]^p \right\}^{\frac{1}{p}} \\ \text{subject to} \left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^m \omega_i = 1 \\ \frac{V}{V_0} \leq \eta \\ 0 \leq \rho_{\min} \leq \rho \leq \rho_{\max} \leq 1 \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (4-4)$$

式中, i 为工况数; N 为工况总数; ω_i 、 ρ 、 $c_i^{\max}$ 、 $c_i^{\min}$ 分别为第 i 个工况下的权重因子、材料相对密度、目标函数的最大值、目标函数的最小值。

4.2.2 单工况拓扑优化分析

本文根据原始汽车后尾门结构的设计要求, 在 ANSYS Workbench 中导入后尾门原始三维模型, 建立有限元模型, 设定后尾门内板的玻璃下半区域为优化区域, 而后尾门中的外板、加强板不需要进行优化设计, 因此, 将这些区域定为非优化区域, 即不需要拓扑优化的区域。

进行拓扑优化分析时, 应设置响应及目标。其中柔度 c 最小化 (即结构应变能最小, 柔度越小, 后尾门结构刚度最大化) 为目标函数, 选择体积分数为单工况拓扑优化响应, 其上限设定为 0.5, 即优化后的体积不超过初始优化体积的 50%。迭代次数选定为 50 次, 迭代精度设定为 5×10^{-4} , 惩罚因子选取 3。拓扑优化计算求解得到八个工况的拓扑优化云图如图 4-2~图 4-9, 图中深色区域的密度为 0.6-1.0, 即为保留材料部分。

T: Topology Optimization
Topology Density
Typ: Topologiedichte
Anzahl der Iterationen: 15
2023/12/29 15:43

Entfernen (0.0 bis 0.4)
Grenzwert (0.4 bis 0.6)
Beibehalten (0.6 bis 1.0)



图 4-2 扭转刚度的拓扑优化图

S: Topology Optimization
Topology Density
Typ: Topologiedichte
Anzahl der Iterationen: 12
2023/12/29 15:44

Entfernen (0.0 bis 0.4)
Grenzwert (0.4 bis 0.6)
Beibehalten (0.6 bis 1.0)



图 4-3 弯曲刚度的拓扑优化图

R: Topology Optimization
Topology Density
Typ: Topologiedichte
Anzahl der Iterationen: 15
2023/12/29 15:45

Entfernen (0.0 bis 0.4)
Grenzwert (0.4 bis 0.6)
Beibehalten (0.6 bis 1.0)



图 4-4 横向刚度的拓扑优化图

Q: Topology Optimization
Topology Density
Typ: Topologiedichte
Anzahl der Iterationen: 6
2023/12/29 15:48

Entfernen (0.0 bis 0.4)
Grenzwert (0.4 bis 0.6)
Beibehalten (0.6 bis 1.0)



图 4-5 铰链安装点刚度的拓扑优化图

P: Topology Optimization
Topology Density
Typ: Topologiedichte
Anzahl der Iterationen: 6
2023/12/29 15:46

Entfernen (0.0 bis 0.4)
Grenzwert (0.4 bis 0.6)
Beibehalten (0.6 bis 1.0)



图 4-6 撑杆安装点刚度的拓扑优化图

O: Topology Optimization
Topology Density
Typ: Topologiedichte
Anzahl der Iterationen: 11
2023/12/29 15:46

Entfernen (0.0 bis 0.4)
Grenzwert (0.4 bis 0.6)
Beibehalten (0.6 bis 1.0)



图 4-7 锁刚度的拓扑优化图

H: Topology Optimization
 Topology Density
 Typ: Topologiedichte
 Anzahl der Iterationen: 6
 2023/12/29 15:46
 Entfernen (0.0 bis 0.4)
 Grenzwert (0.4 bis 0.6)
 Beibehalten (0.6 bis 1.0)



图 4-8 尾灯刚度的拓扑优化图

J: Topology Optimization
 Topology Density
 Typ: Topologiedichte
 Anzahl der Iterationen: 6
 2023/12/29 15:47
 Entfernen (0.0 bis 0.4)
 Grenzwert (0.4 bis 0.6)
 Beibehalten (0.6 bis 1.0)



图 4-9 缓冲块刚度的拓扑优化图

根据计算结果图4-2~图4-9可观察出，各个刚度下的性能都对汽车后尾门内板结构影响较大。其中图4-2和图4-4都较为清晰的展示出各自的传力路径。但是图4-3、图4-5、图4-6、图4-7、图4-8和图4-9的结果出现较为明显的材料去除，虽符合各自工况下的性能标准，但不符合实际。因此，对汽车后尾门进行多工况拓扑优化设计是有必要的。

4.2.3 多工况拓扑优化分析

由于单工况拓扑优化设计较为单一，考虑实际运用中复杂的工况，也为了设计更为合理的汽车后尾门，综合以上八种工况进行多工况协同的拓扑优化设计。4.2.2节中以各自性能情况下的柔度最小化为优化目标，而多工况协同优化过程中各个工况的刚度都是不一样的，为了得到最优的材料分布计算结果，本节引入权重系数，通过折中多个工况的目标函数得到最优解。多工况协同拓扑优化目标仍然为柔度 c 最小化，建立优化数学模型为：

$$\begin{cases} C_{\omega}(X)_{\min} = \sum_{i=1}^M \omega_i c_i \\ \text{subject to} = \begin{cases} \frac{V(X)}{V_0} \leq \eta \\ 0 \leq X_i \leq 1, i = 1, \dots, M \end{cases} \end{cases} \quad (4-5)$$

其中： $C_{\omega}(X)$ 为多工况的柔度目标函数， M 为设计变量的数量， ω_i 为第 i 个工况的加权系数， c_i 为第 i 个工况的柔度， $V(X)$ 为优化后结构的有效体积。实应变， ε_e 为应变工程应变。目前，权重分配以主观意识为主，将其设定为 $W = [\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4, \omega_5, \omega_6, \omega_7, \omega_8]$ ，

本文认为八种工况下重要程度相当，因此设定为 $W = [1/8, 1/8, 1/8, 1/8, 1/8, 1/8, 1/8, 1/8]$ 。

多工况协同拓扑优化计算经过7次迭代，目标函数呈现收敛状态。拓扑结果如图4-10所示，可以看出，后尾门内板玻璃下半部分较为清晰的展示出了传力路径和尾门材料的分布情况，为后续的重构工作提供了参考。



图 4-10 多工况拓扑优化结果图

4.3 后尾门改进与分析

4.3.1 重建后尾门模型

通过前文拓扑优化云图结果可知汽车后尾门结构材料的分布情况与载荷的传递路径，以此为设计参考思路，并根据经验在CATIA内进行后尾门模型几何重构。新后尾门模型主要对内板进行重构，同根据内板安装孔微调外板安装孔位置，还考虑生产制造造型要求以及加工工艺等条件得到最终汽车后尾门模型，如图4-11。

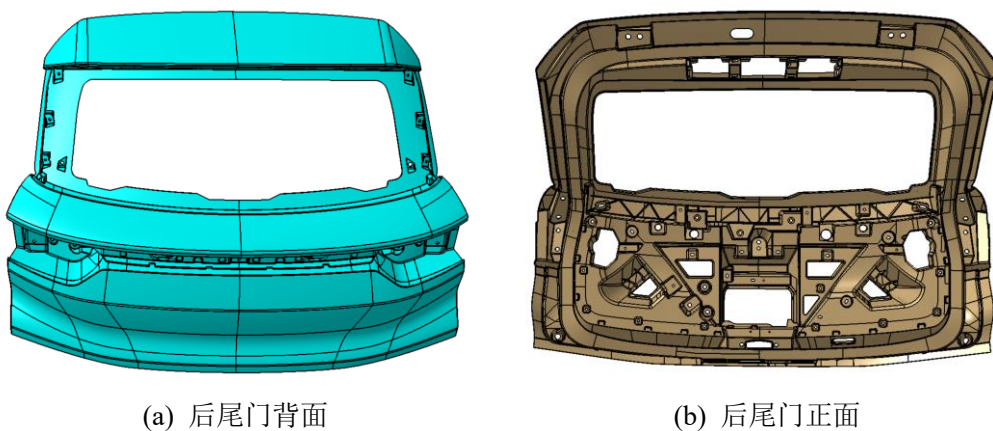


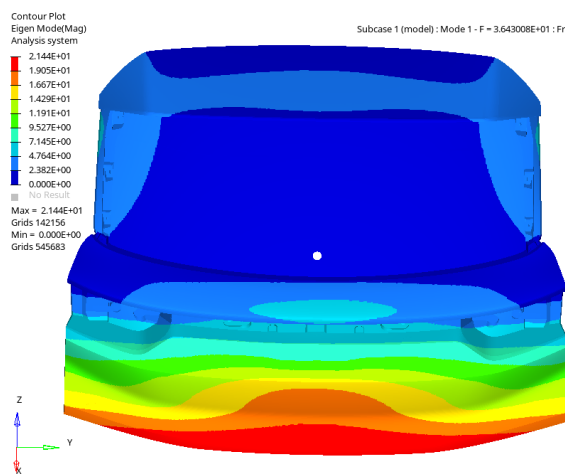
图 4-11 重建后后尾门几何模型

优化后除去玻璃的汽车后尾门重量为13.51kg，与原始车架重量14.98kg相比，减轻

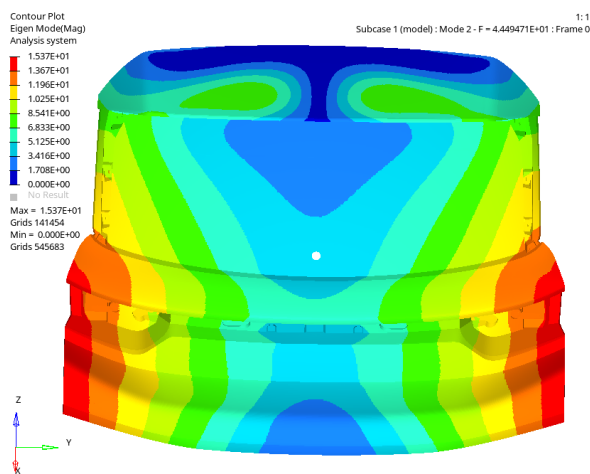
了1.89kg，减重率达到9.8%。

4.3.2 重建后尾门模态分析

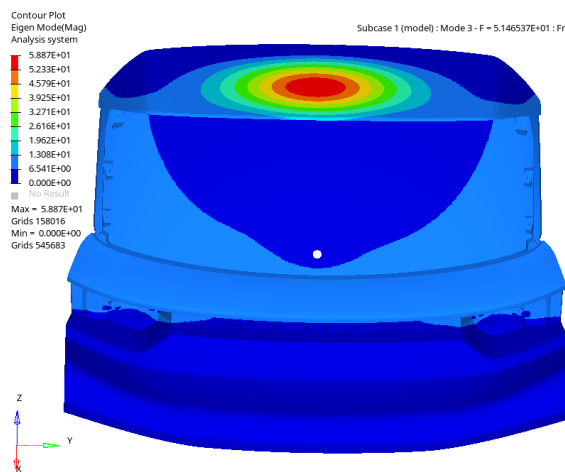
为验证新实现减重目标后的汽车后尾门模型是否符合设计要求，通过仿真计算新汽车后尾门模型模态及静力学性能判断。根据前文有限元模型建立方法，同样建立优化后汽车后尾门有限元模型，计算得到优化后汽车后尾门的前六阶频率和振型。优化后车架的前六阶模态云图如图4-12所示，后尾门优化前后的模态对比结果如表4-1所示。



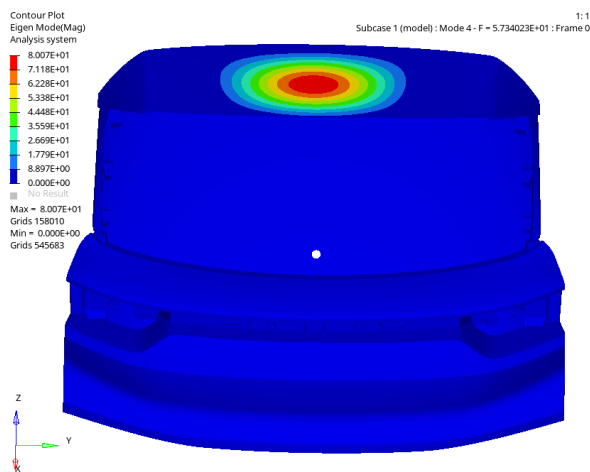
(a) 一阶模态



(b) 二阶模态



(c) 三阶模态



(d) 四阶模态

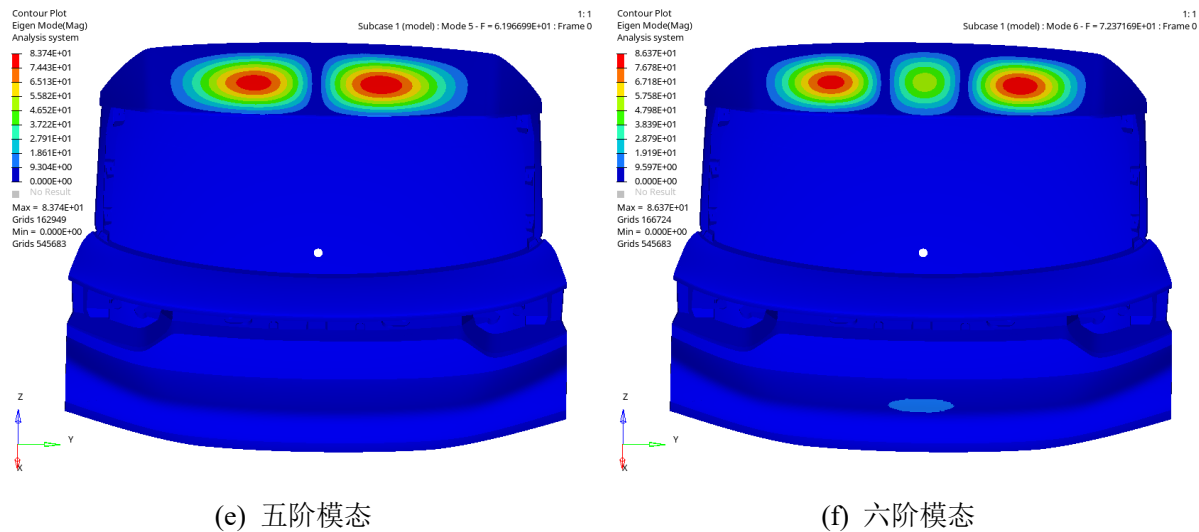


图 4-12 优化后后尾门前六阶模态云图

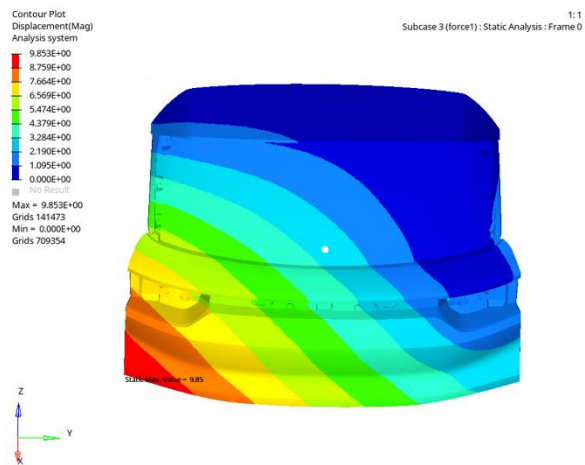
表 4-1 后尾门优化前后前六阶模态对比表

模态阶数	优化前固有频率(Hz)	优化后固有频率(Hz)
1	29.41	36.43
2	40.90	44.49
3	52.66	51.47
4	58.90	57.34
5	60.77	61.97
6	69.90	72.37

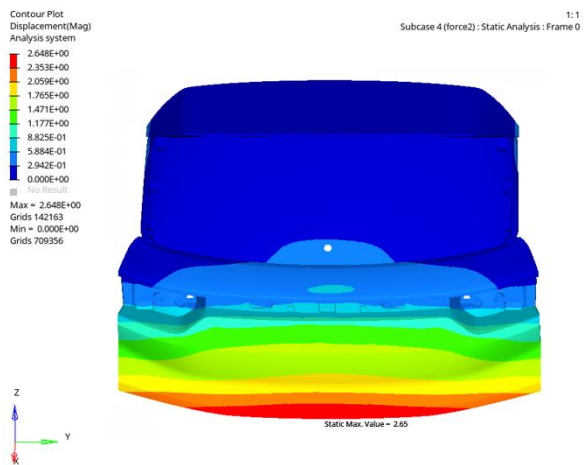
根据图4-12和表4-1可知，优化前后振型大致相同，优化后汽车后尾门的一阶频率得到了较大提高，从而确保汽车在行驶中可避免因路面颠簸造成的共振现象。

4.3.3 重建后尾门静力学分析

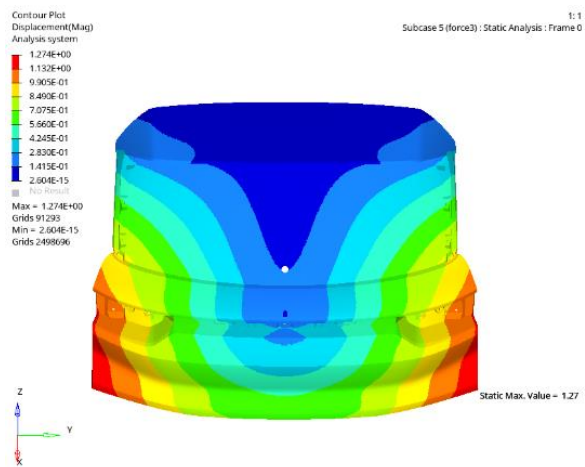
按照3.4节同样设置约束与载荷，得到八个刚度变形云图如图4-13所示，后尾门优化前后的动力学性能对比结果如表4-2所示。可知，优化前后汽车后尾门各刚度性能皆符合标准条件。优化后的后尾门质量减少了9.8%，且部分刚度性能得到改善，有些刚度性能对比优化前略有减小，但均满足对应性能的变形量与应力的设计标准，因此轻量化设计合理。



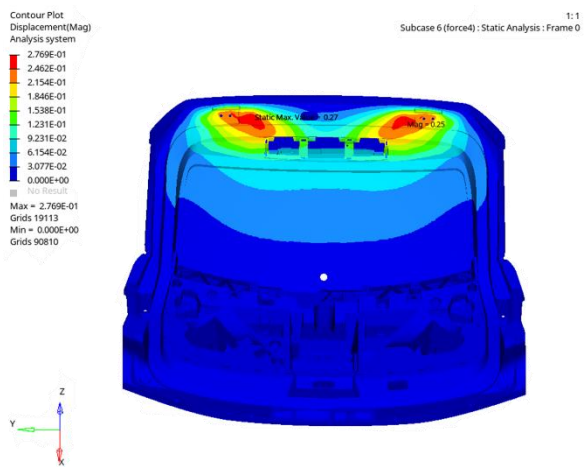
(a) 扭转刚度的位移云图



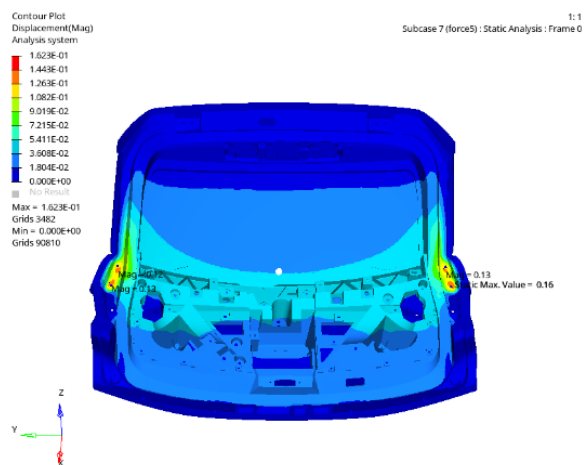
(b) 弯曲刚度的位移云图



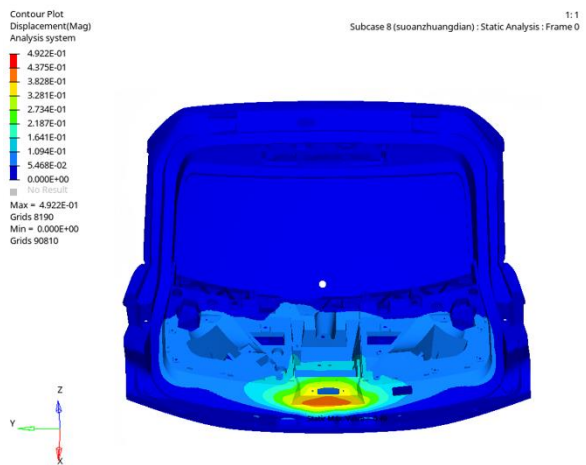
(c) 横向刚度的位移云图



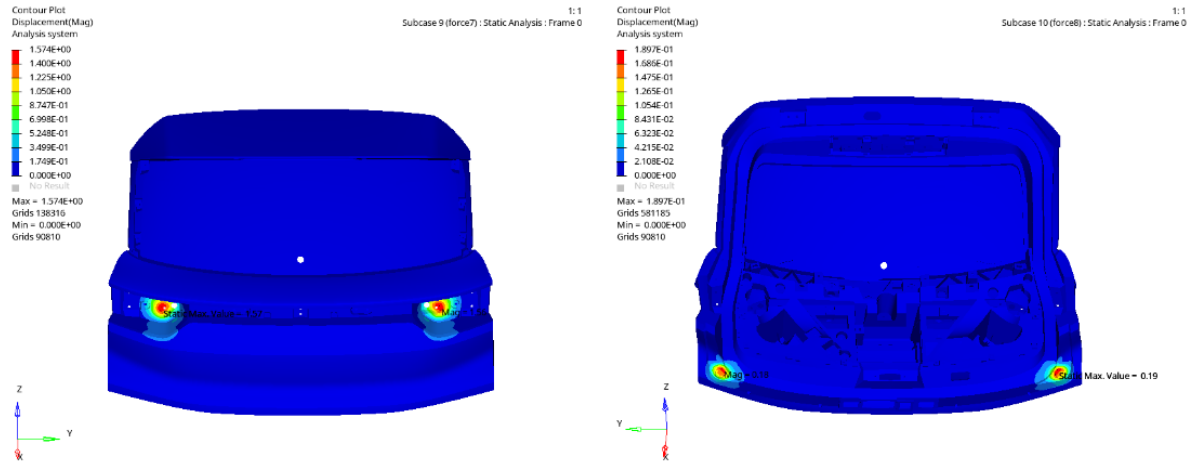
(d) 铰链安装点刚度的位移云图



(e) 撑杆安装点刚度的位移云图



(f) 锁安装点刚度的位移云图



(g) 尾灯安装点刚度的位移云图

(h) 缓冲块安装点刚度的位移云图

图 4-13 优化后尾静力学分析云图

表 4-2 后尾门优化前后静力分析结果对比

性能名称	刚度		标准
	优化前	优化后	
扭转刚度	10.68N/mm	20.30N/mm	$\geq 10\text{N/mm}$
弯曲刚度	89.29N/mm	75.47N/mm	$\geq 30\text{N/mm}$
横向刚度	50.35N/mm	157.48 N/mm	$\geq 40\text{N/mm}$
铰链安装点刚度	1000N/mm	1071.43N/mm	$\geq 1000\text{N/mm}$
气撑杆安装点刚度	2727.27N/mm	1875N/mm	$\geq 1000\text{N/mm}$
锁安装点刚度	750N/mm	612.24N/mm	$\geq 400\text{N/mm}$
尾灯安装点刚度	100N/mm	95.54N/mm	$\geq 80\text{N/mm}$
缓冲块安装点刚度	1363.63N/mm	1578.95N/mm	$\geq 1000\text{N/mm}$

4.4 本章小结

本章考虑汽车行驶工况较为复杂，进行了八个单工况拓扑优化以及多工况拓扑优化进行计算，求解得到优化云图，并以此为参考重建汽车后尾门模型，重建的汽车后尾门模型减重率达到9.8%，为确保重构模型的准确性，对优化后的汽车后尾门进行模态及静力学分析，对比前后性能可知性能符合设计标准，且优化后的部分性能得到改善。

第5章 后尾门轻量化性能的试验验证

5.1 引言

有限元模型在简化和计算过程中与实际情况存在一定误差，为保证汽车后尾门的正常工作和合理化生产，需要进行刚度力学性能验证，使之达到各自性能指标。基于前文分析的汽车后尾门静力学性能和动力学对优化后的汽车后尾门进行力学性能试验验证，通过龙门伺服万能材料试验机作为试验平台进行试验。

5.2 后尾门的刚度试验

5.2.1 刚度试验目的与试验设备

如图5-1为轻量化后的汽车后尾门，为保证轻量化后的汽车后尾门的有效性和正常使用，通过载荷试验验证优化后汽车后尾门的静力学性能，确保各个性能满足实际工况的需求。

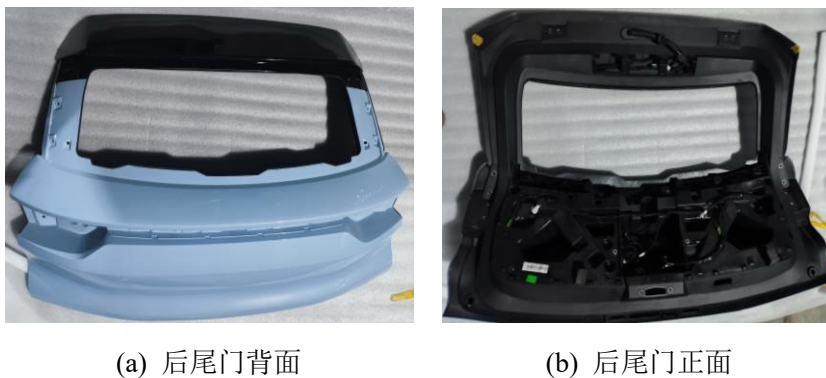


图 5-1 汽车后尾门



图 5-2 龙门伺服万能材料试验机

如图5-2所示, 试验设备为龙门伺服万能材料试验机(TH-8405S), 由苏州拓博机械设备有限公司生产制造, 设备包含数字控制的计算机和生长量自动追踪装置, 设备指标见表5-1。

表 5-1 龙门伺服万能材料试验机规格

名称	调节范围
准确度等级	优于 0.5N
试验力	垂直方向: 2000kg
	水平方向: 1000kg
试验力示值允许误差极限	示值的 $\pm 0.5\%$
变形测量范围	0.2%-100%FS
变形示值误差极限	示值的 $\pm 0.5\%$
位移示值误差极限	示值的 $\pm 0.5\%$
负荷测量范围	0.2%-100%FS
力控速率调节范围	0.01-10%FS/S
力控速率控制精度	设定值的 $\pm 1\%$
变形速率调节范围	0.02-5%FS/S
变形速率控制精度	设定值的 $\pm 1\%$
位移速度调节范围	垂直方向: 0.01-250mm/min
	水平方向: 0.01-250mm/min
位移速率控制精度	速率 $< 5\text{mm/min}$ 时, 设定值的 $\pm 1.0\%$
	速率 $\geq \text{mm/min}$ 时, 设定值的 $\pm 0.5\%$
恒力	0.5%-100%FS
恒变形	0.5%-100%FS
恒位移控制范围	0.5%-100%FS

5.2.2 刚度试验方法与结果

试验前将汽车后尾门摆放固定于试验架上, 试验过程中以均速施加载荷, 并记录变形与力的实验室数据进行结果分析。为提高优化的可信度, 试验过程中载荷加载位置与大小与前文仿真分析应保持一致, 试验分组明细具体见表5-2。

表 5-2 试验分组明细

组号	名称	载荷位置	载荷大小 (N)
1	扭转刚度	缓冲块安装孔法向	200
2	弯曲刚度	锁扣处法向	200
3	横向刚度	锁扣处横向	200
4	铰链安装点刚度	铰链安装孔法向	300
5	气撑杆安装点刚度	撑杆安装孔法向	300
6	锁安装点刚度	锁安装孔法向	300
7	尾灯安装点刚度	尾灯安装孔法向	150
8	缓冲块安装点刚度	缓冲块安装孔法向	300

测量扭转刚度时，将汽车后尾门摆放于试验架上，按照汽车后尾门扭转刚度要求，固定铰链安装孔和一侧缓冲块，以5mm/min的速度在另一侧缓冲块法向施加200N载荷；测量弯曲刚度时，将汽车后尾门摆放于试验架上，按照汽车后尾门弯曲刚度要求，固定铰链安装孔和缓冲块，以5mm/min的速度在锁扣法向施加200N载荷；测量横向刚度时，将汽车后尾门摆放于试验架上，按照汽车后尾门横向刚度要求，固定铰链安装孔和锁扣，以5mm/min的速度在锁扣横向施加200N载荷；测量铰链安装点刚度时，将汽车后尾门摆放于试验架上，按照汽车后尾门铰链安装点刚度要求，固定尾门包边，以5mm/min的速度在铰链安装孔法向施加300N载荷；测量撑杆安装点刚度时，将汽车后尾门摆放于试验架上，按照汽车后尾门气撑杆安装点刚度要求，固定尾门包边，以5mm/min的速度在撑杆安装孔法向施加300N载荷；测量锁安装点刚度时，将汽车后尾门摆放于试验架上，按照汽车后尾门锁安装点刚度要求，固定尾门包边，以5mm/min的速度在锁安装孔法向施加300N载荷；测量尾灯安装点刚度时，将汽车后尾门摆放于试验架上，按照汽车后尾门尾灯安装点刚度要求，固定尾门包边，以5mm/min的速度在尾灯安装孔法向施加150N载荷；测量缓冲块安装点刚度时，将汽车后尾门摆放于试验架上，按照汽车后尾门缓冲块安装点刚度要求，固定尾门包边，以5mm/min的速度在缓冲块安装孔法向施加300N载荷；记录各试验力与变形量的数据。

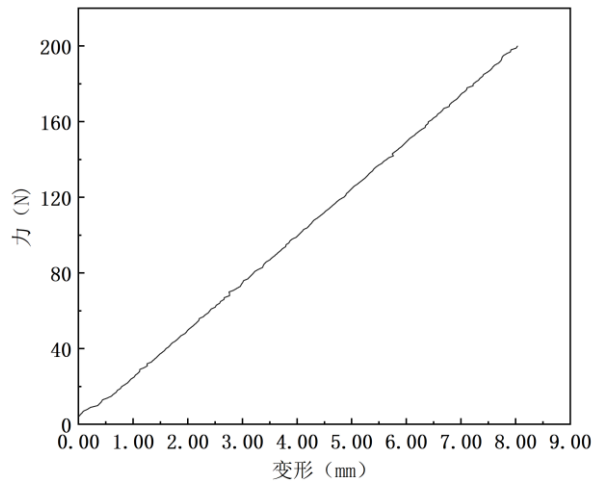


图 5-3 扭转刚度试验结果

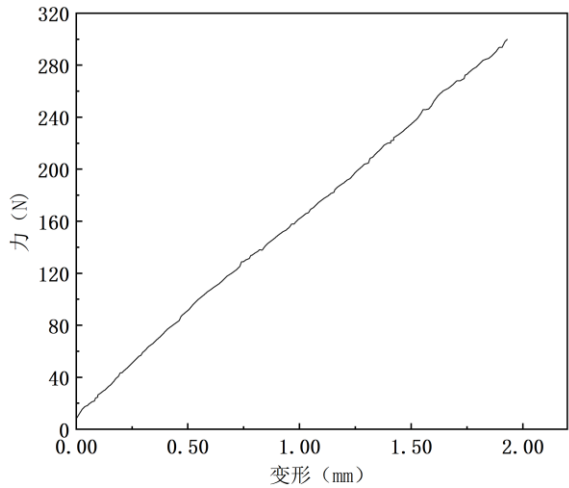


图 5-4 弯曲刚度试验结果

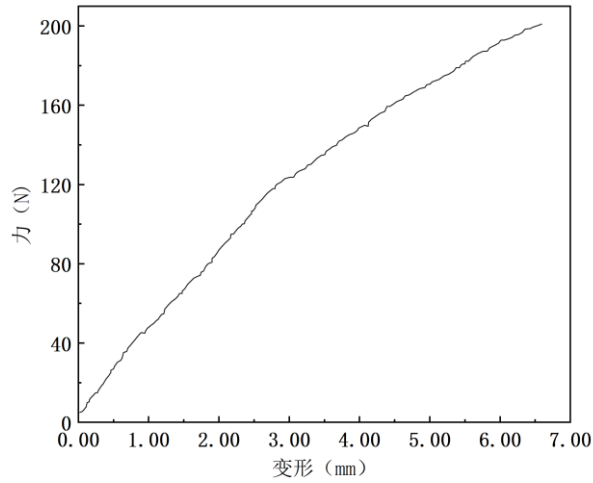


图 5-5 横向刚度试验结果

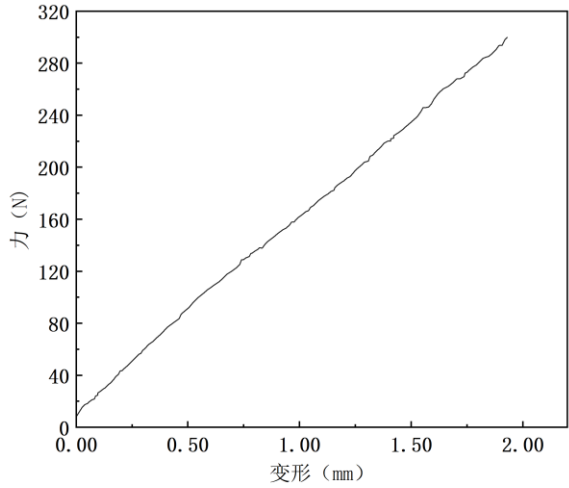


图 5-6 铰链安装点刚度试验结果

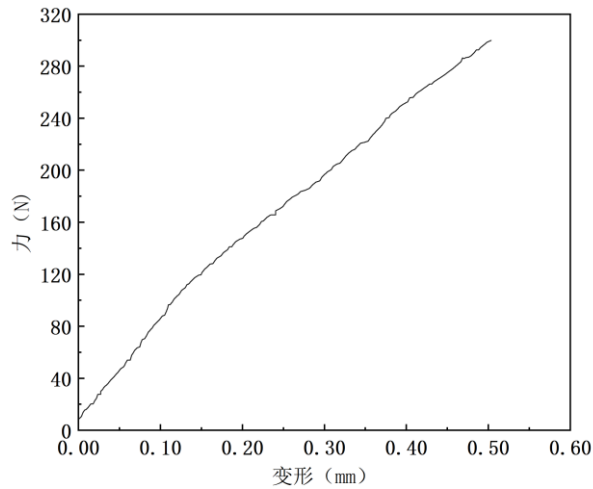


图 5-7 气撑杆安装点刚度试验结果

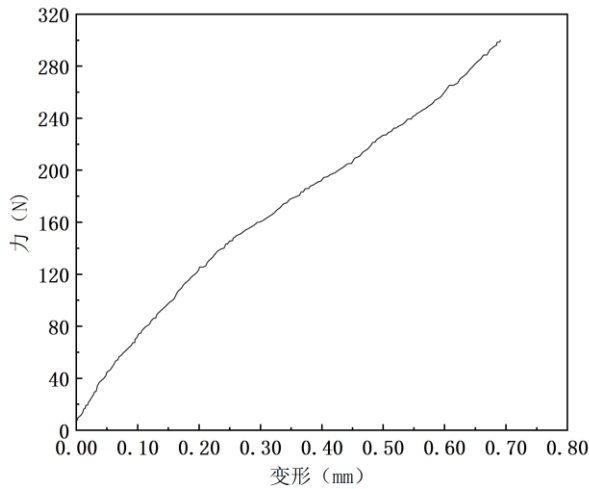


图 5-8 锁安装点刚度试验结果

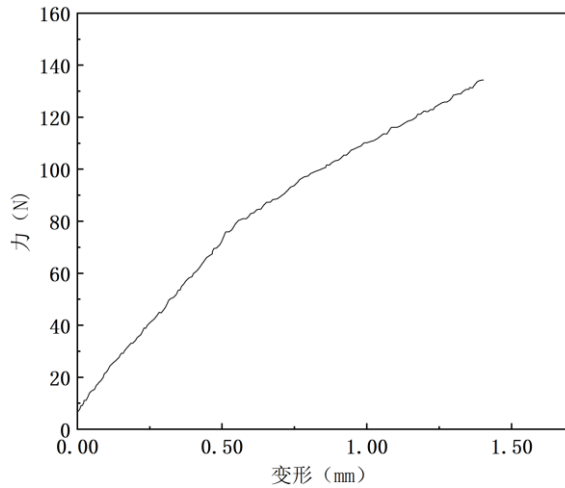


图 5-9 尾灯安装点刚度试验结果

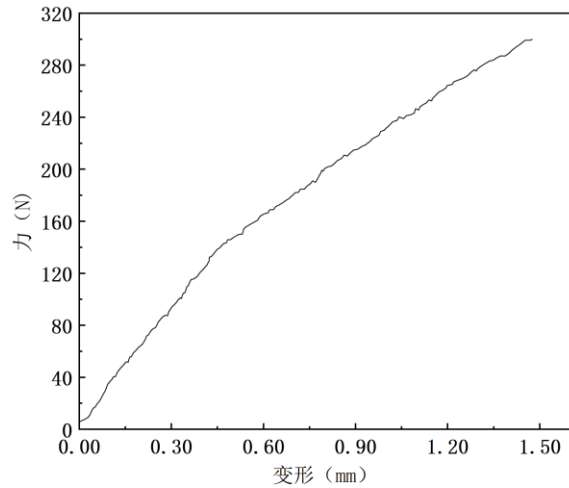


图 5-10 缓冲块安装点刚度试验结果

根据图5-3至5-10可知，试验力与位移基本处于线性状态，基于图形取平均值，得到汽车后尾门扭转刚度结果为24.9N/mm；弯曲刚度结果为67.6N/mm；横向刚度结果为91.9N/mm；铰链安装点刚度结果为166.7N/mm；气撑杆安装点刚度结果为584.9N/mm；后尾门锁安装点刚度结果为465N/mm；尾灯安装点刚度结果为98.5 N/mm；缓冲块安装点刚度结果为226N/mm。试验结束后可观察到汽车后尾门无明显的变形、开裂，结合某企业的规范要求判定符合要求。

表 5-3 试验分组结果对比

名称	标准	优化后仿真结果	试验结果
扭转刚度	$\geq 10\text{N/mm}$	20.30N/mm	24.9N/mm
弯曲刚度	$\geq 30\text{N/mm}$	75.47N/mm	67.6 N/mm
横向刚度	$\geq 40\text{N/mm}$	157.48 N/mm	91.9N/mm
铰链安装点点刚度	$\geq 1000\text{N/mm}$	1071.43N/mm	1106.7N/mm
气撑杆安装点刚度	$\geq 1000\text{N/mm}$	1875N/mm	1384.9N/mm
锁安装点刚度	$\geq 400\text{N/mm}$	612.24N/mm	465.3N/mm
尾灯安装点刚度	$\geq 80\text{N/mm}$	95.54N/mm	98.5 N/mm
缓冲块安装点刚度	$\geq 1000\text{N/mm}$	1578.95N/mm	1226.8N/mm

表5-3可知仿真结果与试验结果均满足标准，但是两者之间存在一定差距，这是由于有限元模型建立过程中简化了后尾门模型和修改网格等操作与实际汽车后尾门存在一定差距，同时还存在离散化误差、有限元计算误差等使得仿真分析结果与试验结果之间

存在一定误差。

5.3 本章小结

本章对轻量化后的汽车后尾门进行了力学试验验证试验验证。分别对汽车后尾门扭转刚度、横向刚度、铰链安装点刚度、气撑杆安装点刚度、锁安装点刚度和缓冲块安装点刚度进行试验验证，试验结果明显大于标准，复合设计要求。通过测试后的汽车后尾门没有明显的变形、松旷、开裂等破坏异常，结合试验测试结果可知轻量化后的汽车后尾门满足强度要求。即轻量化设计后的汽车后尾门满足静态强度性能，因此轻量化设计的汽车后尾门具有实际应用价值。

第6章 总结与展望

6.1 研究总结

本文主要对某企业研发的某款汽车后尾门作为研究对象,根据实际工况下性能要求进行轻量化设计。首先,研究了40%和60%含量的长玻纤增强聚丙烯复合材料在不同温度、不同应变率及其耦合作用下的拉伸性能;通过Hyperworks软件建立汽车后尾门的有限元模型,选择40%含量的长玻纤增强聚丙烯作为后尾门内板材料,并进行动态力学性能和刚度力学性能研究;根据实际工况,利用多工况拓扑优化对汽车后尾门进行设计研究,并依据优化结果重构汽车后尾门几何模型与有限元模型,分析可知减重后的汽车后尾门满足动态力学性能和刚度力学性能标准,通过试验对比仿真结果验证了刚度性能得可靠性。本文主要研究工作如下:

(1)以含量为40%和60%得长玻纤增强聚丙烯复合材料作为汽车后尾门内板轻质材料,考虑汽车行驶环境,对材料进行不同应变率、不同温度以及耦合作用下的拉伸试验,具体分析材料的拉伸强度与拉伸断裂应力。可知长玻纤增强聚丙烯复合材料的拉伸强度和拉伸断裂应力随着应变率的增持有持续且明显的增加;拉伸强度和拉伸断裂应力随着温度的增加而减小;-25到75℃内, 10^{-4} 和 10^{-1}s^{-1} 的拉伸强度分别下降了59.2%、54.5%(40%)和58.1%、41.5%(60%),耦合作用下对拉伸强度和拉伸断裂应力有叠加影响,-25℃-0℃温度下增大应变的会对拉伸断裂应力产生明显影响,使之增长率减缓。同时通过扫描电子显微镜和超景深显微镜观察长玻纤增强聚丙烯样件端口微观结构,可知试样微观断裂失效主要表现为纤维断裂和拔出现象。

(2)导入原始汽车后尾门几何模型于Hyperworks中完成有限元模型的建立,其中进行了模型简化、中面抽取、几何清理、网格划分与优化和模型连接设定,设定模型的材料属性与厚度后开始有限元分析。分析得到一阶频率29.41Hz、扭转刚度10.68N/mm、弯曲刚度89.29N/mm、横向刚度50.35N/mm、铰链安装点刚度1000N/mm、气撑杆安装点刚度2727.27N/mm、锁安装点刚度750N/mm、尾灯安装点刚度100N/mm以及缓冲块安装点刚度1363.63N/mm,可知都满足其性能标准且汽车后尾门存在一定优化设计空间。

(3)联合Hyperworks与ANSYS workbench完成拓扑有优化与仿真分析。首先对各个

工况采用变密度法进行拓扑优化，扭转刚度和横向刚度的优化结果展示了较为清晰的传力路径，其余工况下的优化结果表现为明显的材料去除。因此为更好的设计汽车后尾门，进行了多工况拓扑优化，引入权重计算得到较为清晰传力路径和尾门材料的结果。随后根据多工况拓扑优化结果重建汽车后尾门几何模型及其有限元模型，重构后的后尾门重量为13.51kg，与原始车架相比减重率达到了9.8%。最后进行模态和刚度的力学性能分析，可知各性能同样满足标准，且扭转刚度、弯曲刚度和横向刚度性能得到较为明显的提升。

(4)通过龙门伺服万能材料试验机进行刚度力学性能试验，在缓冲块安装孔法向、锁扣处法向、锁扣处横向、铰链安装孔法向、撑杆安装孔法向、锁安装孔法向、尾灯安装孔法向以及缓冲块安装孔法向施加对应的力，记录各刚度试验的力与变形的数据并观察试验后的汽车后尾门模型，整理可知各自刚度皆满足性能标准且后尾门模型没有发现破坏，验证了优化设计的可行性。

6.2 研究展望

本文研究的汽车后尾门在轻量化设计研究中取得一定成果，但是由于本人水平、成本、时间和实验条件等限制，还存在着不足之处，希望在以后的研究中能够进一步改善：

(1)由于设备和成本的限制，本文只对40%和60%含量的长玻纤增强聚丙烯复合材料进行不同温度与不同应变率下的拉伸性能研究，后续在条件允许的情况下可进一步对更多含量长玻纤增强聚丙烯复合材料进行弯曲、冲击等性能的研究。

(2)汽车后尾门实际工况较为复杂，本文只针对八个经典的工况进行分析，一定程度上存在不足之处，后续在时间充足的条件下可进一步丰富更多工况下的研究。

(3)由于设备、时间和成本的限制，本文只对静力学刚度进行试验验证，为保证后尾门模态试验的准确性，需以整车进行试验，后续在条件允许的情况下可进一步进行模态试验。

参考文献

- [1] 温昕. 拥抱合作共创全球汽车精彩未来[N]. 新能源汽车报, 2023-07-31(010).
- [2] 杨一, 王小军, 任筱楠, 等. 日媒: 中国汽车挑战日系车核心市场环球时报[N]. 环球时报, 2023-07-10(011).
- [3] Zhang L, Zhu C, Yu S, etc. Status and challenges facing representative anode materials for rechargeable lithium batteries[J]. Journal of Energy Chemistry, 2022, 66(03): 260-294.
- [4] 才胜, 罗颖辉, 李青林. 农业机械轻量化技术研究现状与发展趋势[J]. 机械工程学报, 2021, 57(17): 35-52.
- [5] 司敬庭. 汽车门锁的轻量化设计研究[D]. 江南大学, 2022.
- [6] 陈文博, 牛润泽, 潘星, 等. 铝合金在汽车轻量化中的应用及重卡轻量化实例[J]. 汽车实用技术, 2020, 45(16): 49-51.
- [7] Xu G, Liang W, Cai J, etc. Automotive Lightweight Design Modeling And Intelligent Optimization Learn Key Technologies[C]. 2023 IEEE 10th International Conference on Cyber Security and Cloud Computing (CSCloud)/2023 IEEE 9th International Conference on Edge Computing and Scalable Cloud (EdgeCom), 2023: 381-386.
- [8] 李光霁, 刘新玲. 汽车轻量化技术的研究现状综述[J]. 材料科学与工艺, 2020, 28(05): 47-61.
- [9] Czerwinski F. Current Trends in Automotive Lightweighting Strategies and Materials[J]. Materials, 2021, 14(21): 6631.
- [10] 熊培练. 汽车材料及结构轻量化的研究进展[J]. 时代汽车, 2020(01): 96-97.
- [11] 陆玉凯, 熊树生, 周沁悠, 等. 汽车轻量化技术方法研究[J]. 时代汽车, 2023(18): 130-132.
- [12] Mehta D S, Masood S H, Song W Q. Investigation of wear properties of magnesium and aluminum alloys for automotive applications[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2004, 155-156: 1526-1531.
- [13] Cui J, Roven H J. Recycling of automotive aluminum[J]. Transactions of Nonferrous Metals Society of China, 2010, 20(11): 2057-2063.
- [14] Fridlyander I N, Sister V G, Grushko O E, etcl. Aluminum Alloys: Promising Materials in

- the Automotive Industry[J]. *Metal Science and Heat Treatment*, 2002, 44(9): 365-370.
- [15] Hirsch J. Recent development in aluminium for automotive applications[J]. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, 2014, 24(7): 1995-2002.
- [15] Hirsch J. Recent development in aluminium for automotive applications[J]. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, 2014, 24(7): 1995-2002.
- [16] 苏彦芳. 铝材料在汽车轻量化中的应用分析[J]. *汽车测试报告*, 2023(09): 88-90.
- [17] Joost W J, Krajewski P E. Towards magnesium alloys for high-volume automotive applications[J]. *Scripta Materialia*, 2017, 128: 107-112.
- [18] 任东亭, 王文权, 张新戈, 等. 镁合金基体等离子喷涂 Al-Al₂O₃复合涂层组织与耐腐蚀性能研究[J/OL]. *材料导报*, 1-16 [2024-03-13].
- [19] Viswanadhapalli B, Bupesh Raja V K. Application of Magnesium Alloys in Automotive Industry-A Review[C]. *Emerging Trends in Computing and Expert Technology*, 2020: 519-531.
- [20] Gerken R T, Ghaffari B, Sachdev A K, etc. Low-Cost Magnesium Alloy Sheet Component Development and Demonstration Project[J], 2022, 5(2022-01-0248): 15-32.
- [21] 纪宏超, 李轶明, 龙海洋, 等. 镁合金在汽车零部件中的应用与发展[J]. *铸造技术* [J], 2019, 40(01): 122-128.
- [22] Liu B, Yang J, Zhang X, etc. Development and application of magnesium alloy parts for automotive OEMs: A review[J]. *Journal of Magnesium and Alloys*, 2023, 11(1): 15-47.
- [23] Baluch N, Udin Z M, Abdullah C S. Advanced High Strength Steel in Auto Industry: an Overview[J]. *Engineering, Technology & Applied Science Research*, 2014, 4(4): 686-689.
- [24] 赵征志, 陈伟健, 高鹏飞, 等. 先进高强度汽车用钢研究进展及展望[J]. *钢铁研究学报*[J], 2020, 32(12): 1059-1076.
- [25] Frómeta D, Lara A, Grifé L, etc. Fracture Resistance of Advanced High-Strength Steel Sheets for Automotive Applications[J]. *Metallurgical and Materials Transactions A*, 2021, 52(2): 840-856.
- [26] Gupta M K, Srivastava R K. Mechanical Properties of Hybrid Fibers-Reinforced Polymer Composite: A Review[J]. *Polymer-Plastics Technology and Engineering*, 2016, 55(6): 626-642.
- [27] Stoycheva S, Marchese D, Paul C, etc. Multi-criteria decision analysis framework for

- sustainable manufacturing in automotive industry[J]. Journal of Cleaner Production, 2018, 187: 257-272.
- [28] Zhang W, Xu J. Advanced lightweight materials for Automobiles: A review[J]. Materials & Design, 2022, 221: 110994.
- [29] Agarwal J, Sahoo S, Mohanty S, etc. Progress of novel techniques for lightweight automobile applications through innovative eco-friendly composite materials: A review[J]. Journal of Thermoplastic Composite Materials, 2019, 33(7): 978-1013.
- [30] 王赢利. 新能源汽车白车身结构拓扑及尺寸优化设计[D]. 大连理工大学, 2012.
- [31] 陆善彬, 蒋伟波, 左文杰. 基于等效静态载荷法的汽车前端结构抗撞性尺寸和形貌优化[J]. 振动与冲击, 2018, 37(07): 56-61.
- [32] 孙丰科, 高顺德, 徐金帅, 等. 汽车起重机车架多目标尺寸优化设计[J]. 机械, 2022, 49(10): 67-73.
- [33] 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.
- [34] 胡琦, 陶彦瑾, 韩世东, 等. 高速无人飞行器伞吊点隔框拓扑优化设计[J]. 机械制造与自动化, 2023, 52(04): 221-224.
- [35] 时光辉, 贾宜播, 郝文字, 等. 基于数据驱动的舵面结构优化设计[J]. 力学学报: 1-11.
- [36] 敬海泉, 罗楷明, 何旭辉. 基于等效静荷载法的移动荷载结构拓扑优化[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2022, 53(11): 4292-4299.
- [37] Zhuang C, Xiong Z, Ding H. Bézier extraction based isogeometric topology optimization with a locally-adaptive smoothed density model[J]. Journal of Computational Physics, 2022, 467: 111469.
- [38] 任佳智, 徐帆. 浅谈汽车轻量化技术[J]. 内燃机与配件, 2021(16): 177-178.
- [39] Li J, Tan J, Dong J. Lightweight Design of Front Suspension Upright of Electric Formula Car Based on Topology Optimization Method[J]. World Electric Vehicle Journal, 2020, 11(1): 15.
- [40] 邱克鹏, 陈智谋, 张建刚, 等. 基于形状记忆合金声子晶体的带隙优化设计[J]. 力

- 学学报, 2023, 55(06): 1278-1287.
- [41] 高云凯, 段少东. 基于 NSGA-II 算法的客车底架的离散拓扑优化[J]. 同济大学学报 (自然科学版), 2017, 45(11): 1664-1669.
- [42] 苏瑞意, 钟薇, 桂良进, 等. 全承载大客车车架的拓扑优化设计[J]. 汽车安全与节能学报, 2015, 6(01): 66-71.
- [43] Liu Z, Zhu P, Chen W, etc. Multidisciplinary optimization of auto-body lightweight design using modified particle swarm optimizer[J]. SAE International Journal of Materials and Manufacturing, 2018, 11(4): 373-384.
- [44] 董若岩. 基于材料-结构的桁架式耐撞车身多学科轻量化研究[D]. 郑州大学, 2022.
- [45] 赵炳婕, 顾成波. 多学科设计优化在汽车零件轻量化中的应用[J]. 汽车零部件, 2018(12): 15-19.
- [46] 刘钊, 凌闻元. 考虑不确定性的多学科设计优化方法研究综述[J]. 包装工程, 2021, 42(02): 35-42.
- [47] Meng D, Yang S, He C, etc. Multidisciplinary design optimization of engineering systems under uncertainty: a review[J]. International Journal of Structural Integrity, 2022, 13(4): 565-593.
- [48] 林文超. 汽车铝合金车身焊接工艺开发与应用分析[J]. 时代汽车, 2023(15): 132-134.
- [49] 王瑜, 舒乐时, 耿韶宁, 等. 汽车车身激光焊接技术的现状与发展趋势[J]. 中国激光, 2022, 49(12): 184-201.
- [50] 马艳. 基于 LRU 模式的新能源汽车标准模组规划设计[J]. 武汉船舶职业技术学院学报, 2023, 22(04): 83-91.
- [51] 赵俭. 汽车钣金液压成型技术应用研究[J]. 时代汽车, 2021(18): 125-126.
- [52] Xu F, Sun G, Li G, etc. Crashworthiness design of multi-component tailor-welded blank (TWB) structures[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2013, 48(3): 653-667.
- [53] 郁焕敬. 汽车车身轻量化设计探讨[J]. 汽车测试报告, 2023(05): 22-24.
- [54] 徐鸣涛, 王丽娟, 陈宗渝, 等. 基于管件液压成形工艺的汽车吸能盒改进设计及成形分析[J]. 机械强度, 2017, 39(04): 864-869.
- [55] 谢新生, 刘震鹏, 陈邦栋. 基于结构拓扑优化的轻量化汽车尾门设计[J]. 时代汽车, 2022(13): 103-105.

-
- [56] 赖春辉. 复合材料汽车尾门的设计与开发[D]. 湖南大学, 2020.
- [57] Simion M, Vilău C, Chiorean R, etc. Study of The mechanical behavior of a tailgae made of carbon fiber composite material[J]. ACTA TECHNICA NAPOCENSIS-Series: APPLIED MATHEMATICS, 2023, 66(3):333-340.
- [58] Ahmad H, Markina A A, Porotnikov M V,等. A review of carbon fiber materials in automotive industry[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, 971(3): 032011.
- [59] Seydibeyoğlu M Ö, Doğru A, Kandemir M B, etc. Lightweight composite materials in transport structures, Lightweight Polymer Composite Structures: CRC Press, 2020: 103-130.
- [60] 邢号彬, 付燕鹏, 谭敦松, 等. 复合材料尾门轻量化设计[J]. 上海汽车, 2017(02): 37-39.
- [61] 李多, 代德才, 王帅, 等. 基于刚度要求的 SUV 车型尾门轻量化研究[J]. 汽车实用技术, 2017(19): 106-109.
- [62] Ngai A, Arnold M. Analysis of a Pressed Composite Automotive Tailgate Using ANSA and μ ETA[C]. 6th BETA CAE International Conference, 2015.
- [63] 袁率. 基于多目标优化方法的汽车背门结构轻量化设计[D]. 武汉理工大学, 2019.
- [64] 成艾国,王超,陆日进等.复合材料尾门结构拓扑-参数一体化轻量化设计[J/OL]. 中国机械工程: 1-11[2024-03-13]
- [65] 李泽阳, 刘钊, 朱平. 注塑短纤维增强复合材料汽车尾门内板轻量化设计[J]. 汽车工程, 2022, 44(05): 789-797.
- [66] Mao H, Wang Y, Yang D. Study of injection molding process simulation and mold design of automotive back door panel[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2022, 36(5): 2331-2344.
- [67] 申文轲. 5G 天线外罩用纤维增强聚丙烯基叠层复合材料机械性能研究[D]. 东华大学, 2023.
- [68] Chen T, Mansfield C D, Ju L, etc. The influence of mechanical recycling on the properties of thermotropic liquid crystalline polymer and long glass fiber reinforced polypropylene[J]. Composites Part B: Engineering, 2020, 200: 108316.
- [69] Goh G D, Yap Y L, Agarwala S, etc. Recent Progress in Additive Manufacturing of Fiber

- Reinforced Polymer Composite[J]. *Advanced Materials Technologies*, 2019, 4(1): 1800271.
- [70] Zhai Z, Jiang B, Drummer D. Tensile Creep Behavior of Quasi-Unidirectional E-Glass Fabric Reinforced Polypropylene Composite[J]. *Polymers*, 2018, 10(6): 661.
- [71] Duan S, Yang X, Tao Y, etc. Experimental and numerical investigation of Long Glass Fiber Reinforced Polypropylene composite and application in automobile components[J], *Transport*, 2018, 33(5): 1135-1143.
- [72] Du B, Li Z, Bai H, etc. Mechanical Property of Long Glass Fiber Reinforced Polypropylene Composite: From Material to Car Seat Frame and Bumper Beam[J]. *Polymers*, 2022, 14(9): 1814.
- [73] Reale Batista M D, Drzal L T, Kiziltas A, etc. Hybrid cellulose-inorganic reinforcement polypropylene composites: Lightweight materials for automotive applications[J]. *Polymer Composites*, 2020, 41(3): 1074-1089.
- [74] Duan S, Mo F, Yang X, etc. Experimental and numerical investigations of strain rate effects on mechanical properties of LGFRP composite[J]. *Composites Part B: Engineering*, 2016, 88: 101-107.
- [75] Duan S, Mo F, Wei K, etc. Study on strain-rate-dependent behaviour and constitutive model of long glass fibre reinforced polypropylene composite[J]. *International Journal of Automotive Composites*, 2018, 4(1): 1-14.
- [76] Cui J, Wang S, Wang S, etc. The Effects of Strain Rates on Mechanical Properties and Failure Behavior of Long Glass Fiber Reinforced Thermoplastic Composites[J]. *Polymers*, 2019.
- [77] 鲁雄, 杨旭静, 段书用, 等. 玻纤增强聚丙烯复合材料的应变率敏感特性[J]. *材料工程*, 2018, 46(04): 146-151.
- [78] Kim D-H, Kang S-Y, Kim H-J, etc. Strain rate dependent mechanical behavior of glass fiber reinforced polypropylene composites and its effect on the performance of automotive bumper beam structure[J]. *Composites Part B: Engineering*, 2019, 166: 483-496.
- [79] Schoßig M, Bierögel C, Grellmann W, etc. Mechanical behavior of glass-fiber reinforced thermoplastic materials under high strain rates[J]. *Polymer Testing*, 2008, 27(7): 893-900.
- [80] Zhai Z, Jiang B, Drummer D. Strain rate-dependent mechanical behavior of quasi-

- unidirectional E-glass fabric reinforced polypropylene composites under off-axis tensile loading[J]. *Polymer Testing*, 2018, 69: 276-285.
- [81] 秦唯铭, 杜冰, 朱绍伟, 等. 环境温度对长玻纤增强聚丙烯单向拉伸力学性能的影响[J]. *材料导报*, 2023(20): 1-11.
- [82] Reis J M L, Coelho J L V, Monteiro A H, etc. Tensile behavior of glass/epoxy laminates at varying strain rates and temperatures[J]. *Composites Part B: Engineering*, 2012, 43(4): 2041-2046.
- [83] Yu L, Ma Y. Loading rate and temperature dependence of flexural behavior in injection-molded glass fiber reinforced polypropylene composites[J]. *Composites Part B: Engineering*, 2019, 161: 285-299.
- [84] 孙雨薇, 李哲, 崔高伟, 等. 低温环境下典型船体结构的反复碰撞损伤[J]. *船舶工程*, 2022, 44(06): 22-27+77.
- [85] 韩亚威, 杨璐, 彭磊, 等. 高温高应变率下 LY315 钢材动态力学性能研究[J]. *建筑结构学报*, 2023, 44(01): 319-326.
- [86] 夏玉峰, 蒋伟, 程千等. 等温压缩过程中 Ti-6Al-4V-0.1Ru 合金的热变形行为 (英文) [J]. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, 2020, 30(01): 134-146.
- [87] Li F-J, Liang J-Z, Zhang S-D, etc. Tensile Properties of Polylactide/Poly(ethylene glycol) Blends[J]. *Journal of Polymers and the Environment*, 2015, 23: 407-415.
- [88] 艾珈伊. 基于硼酸酯键交联的自修复水凝胶及其性能研究[D]. 广西大学, 2020.
- [89] Shokrieh M M, Omid M J. Tension behavior of unidirectional glass/epoxy composites under different strain rates[J]. *Composite Structures*, 2009, 88(4): 595-601.
- [90] Lienhard J, Discher D, Hohe J. Strain rate dependent damage evolution in long glass fiber reinforced polypropylene[J]. *Composites Science and Technology*, 2020, 189: 108007.
- [91] Mortazavian S, Fatemi A. Effects of fiber orientation and anisotropy on tensile strength and elastic modulus of short fiber reinforced polymer composites[J]. *Composites Part B: Engineering*, 2015, 72: 116-129.
- [92] 袁廷辉. 某微客尾门的布置设计及轻量化设计研究[D]. 江苏大学, 2018.
- [93] 白影春, 李超, 陈潇凯. 汽车结构优化设计理论及应用[M]. 2022.
- [94] 汪勇. 重型商用车驾驶室轻量化优化设计[D]. 吉林大学, 2019.

- [95] 程振文, 赵磊, 吴志林. 轻量化复合材料枪管振动特性分析[J]. 兵器装备工程学报, 2022, 43(12): 153-157.
- [96] 王钰栋, 金磊, 洪清泉. HyperMesh HyperView 应用技巧与高级实例[M]. 机械工业出版社: 2012.
- [97] Ji H, Zhang J, Yan X. Simulation and Verification of the Body-in-White Finite Element Model Based on Static Stiffness[C]. 2020 5th International Conference on Electromechanical Control Technology and Transportation (ICECTT), 2020: 50-53.
- [98] 闫溥, 蒋文远, 黄骏霖, 等. 全塑尾门长玻纤增强聚丙烯的制备及性能研究[J]. 现代塑料加工应用, 2018, 30(06): 5-8.
- [99] 吴秀帅. 钢坯快速标识设备结构分析与优化[D]. 天津科技大学, 2021.
- [100] 马芳武, 王卓君, 杨猛等. 汽车后副车架轻量化概念设计方法研究[J]. 汽车工程, 2021, 43(05): 776-783+790.

攻读硕士学位期间发表学术论文及参研项目

一、发表学术论文

- [1] Wang, Q. Wang, J. Wang, A. etc. Effect of Strain Rate and Temperature on the Tensile Properties of Long Glass Fiber-Reinforced Polypropylene Composites[J]. Polymers, 2023, 15: 3260.
- [2] 王巧玉,周超群,王建彬,等.塑料后尾门的拓扑优化及其轻量化研究[J].井冈山大学学报(自然科学版),2023,44(03):83-90.
- [3] Zhang W, Wang A, Wang Q, etc. Advances in Fatigue Performance of Metal Materials with Additive Manufacturing Based on Crystal Plasticity: A Comprehensive Review[J]. Materials, 2024, 17(5):1019.

二、专利

- [1] 王建彬,王巧玉,胡家乐,周超群,郭盼,赵翔.一种汽车用多向开启的后尾门 202311327430.X. (发明专利受理)
- [2] 王建彬、王巧玉、胡家乐. 2023SR1341492. 汽车后尾门工程数据库智能信息化管理系统[软件]. 2022(2022.4.13). 国家版权局.
- [3] 王建彬、王巧玉、胡家乐. 2023SR1341492. 汽车后尾门生产性能信息综合监测软件[软件]. 2022(2022.10.8). 国家版权局.
- [4] 王建彬、王巧玉、胡家乐. 2023SR1341492. 汽车前端模块工程数据库信息采集管理系统[软件]. 2022(2022.4.19). 国家版权局.

三、参研项目

- [1] 安徽省高校优秀青年人才支持计划重点项目(gxyqZD2019051);
- [2] 安徽省发改委新能源汽车专项 (皖发改产业函[2019]534 号)

致谢

总言来日方长，却忘珠流壁转，九月金秋，初入校园，仍记当年满怀憧憬，行文至此，已是盛夏，当下百感交集。终不似，少年游，凡是过往，皆为序章，为期三年的安徽工程大学研究生学习生涯即将迎来最后篇章，同时即将迎来新的篇章。此时此景，感慨万千，往昔在心，落笔难详，唯有感激。

一生所幸，乃生华夏，生于你怀，承一脉血流淌，见证百年，望大好山河。感谢党和国家不断促进教育发展，圆莘莘学子的学习梦和成才梦。愿山河无恙，祖国繁荣昌盛，国泰民安。

一朝沐杏雨，一生念师恩，感谢我的导师王建彬教授，三年来给予我许多教导、帮助与关怀，为我提供了良好科研环境和科研条件，在论文选题、开题、内容结构以及写作中提出了许多宝贵意见与指导。师泽如光，微以致远，传道受业解惑，何其有幸，得遇良师。同时感谢求学路上遇到的每一位老师，承蒙教会，心存感激，愿吾师如月之恒，如日之升，如南山之寿，如松柏之茂。

父母之爱子，则为之计深远。感谢我的爸爸妈妈生我、养我、育我、护我、爱我，是你们带我来到这美丽且精彩的世界，给了我一个充满爱与幸福的家。也是你们从幼儿园至研究生期间为我提供了二十多年的教育，在求学路上一直支持着我。愿爸爸妈妈平安喜乐，岁月无恙。

山水一程，三生有幸。感谢我的同窗、室友和朋友，在我遇到困难时给予我的帮助、鼓励和关怀，让我不断进步去克服困难，三年来互相帮助、鼓励、学习和进步。时间为证，岁月为名，友谊长存，感恩相识，愿大家前程似锦，未来可期，不负韶华。

感谢学校，给我提供了良好的学习环境和温馨的寝室环境，也提供了一方净土，让我能勇敢的面向社会和未来。春夏秋冬，生生不息，愿母校更加灿烂辉煌。

最后感谢自己，坚持学习至今，有了这难忘的研究生三年生活，愿自己以梦为马，随处可栖，梦在远方，路在脚下。

尚德敏学 唯实惟新

