

分类号: U463.33

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2210120141



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 PHEV 动力总成悬置系统隔振
分析及优化研究

论 文 作 者 张明亮
校 内 导 师 潘道远 副教授
校 外 导 师 李祥 工程师
专业学位类别 机械
研究方向 (领域) 汽车动力学

论文提交日期: 2024 年 04 月 10 日

分类号: U463.33

单位代码: 10363

密 级: 公开

学号: 2210120141

PHEV 动力总成悬置系统隔振 分析及优化研究

Vibration Isolation Analysis and Optimization Research of PHEV Powertrain Suspension System

学 生 姓 名 : 张明亮

校 内 导 师 : 潘道远(副教授)

校 外 导 师 : 李祥(工程师)

专 业 : 机 械

研究方向(领域): 汽车动力学

论文答辩日期: 2024 年 05 月 17 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 张明亮

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或部分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。

本学位论文属于

保密 ☐，在 _____ 年解密后适用本版权书。

不保密 ☒。

学位论文作者签名：张明亮

日期：2024年 5 月 31日

指导教师签名：潘建忠

日期：2024年 5 月 31日

PHEV 动力总成悬置系统隔振分析及优化研究

摘 要

动力总成悬置系统是影响整车噪声(Noise)、振动(Vibration)、粗糙度(Harshness)即 NVH 性能的关键子系统,其隔振性能的优劣直接影响驾驶平稳性和乘坐舒适性。根据某汽车零部件公司设立的“新能源汽车动力总成减振关键技术研发及应用”项目,以某款插电式混合动力汽车(Plug-in Hybrid Electric Vehicle, PHEV)的动力总成悬置系统为研究对象,详细分析其隔振性能,并采用灰狼算法对其隔振性能进行优化设计。主要研究工作如下:

阐述了插电式混合动力汽车的发展现状,并详细分析了插电式混合动力总成面临的 NVH 问题。通过查阅国内外研究资料,总结了动力总成悬置系统在优化设计、性能仿真、性能试验三个方面的研究现状。根据动力总成悬置系统的基本功能和设计要求,应用拉格朗日法建立了悬置系统六自由度和整车十三自由度动力学模型。为探究混合动力汽车动力总成悬置系统的隔振效果,总结了传递率、固有频率、模态解耦及悬置支反力等评价指标。

利用 ADAMS 软件建立了动力总成悬置系统六自由度和整车十三自由度的仿真模型,并采用模态分析计算了系统的固有频率和解耦率。计算结果表明系统的固有频率分布不合理,以及个别模态解耦率过低。以悬置支反力振幅最小为优化目标,选取左悬置 X 向刚度、左悬置 Z 向刚度、右悬置 X 向刚度、右悬置 Z 向刚度、后悬置 X 向

刚度作为设计变量，建立了动力总成悬置系统的优化模型。

提出了一种基于灰狼算法的动力总成悬置系统优化设计方法。首先采用正交试验法计算 5 个设计变量对优化目标的影响。然后根据正交试验数据，应用响应面法求解优化目标与设计变量的二阶响应面。最后利用灰狼算法计算二阶响应面的最小值。将优化前后的动力总成悬置系统进行对比分析。分析结果表明：优化后系统固有频率分布更合理，解耦率有了明显改善。左、右悬置支反力振幅在 Z 向分别降低了 25.9%、25.5%，后悬置支反力振幅在 X 向降低了 29.7%。

根据动力总成悬置系统优化设计方法计算的刚度参数制作了悬置样件，并进行了实车模态试验。为了测试动力总成悬置系统的隔振性能，测量系统主被动侧的振动加速度。以怠速工况为例，计算实车在 D 档、N 档、R 档三种档位下的隔振率。试验结果表明：不同档位下各悬置隔振率均大于 17dB，满足实际工程需求，验证了优化方法的有效性和实用性。提出的基于灰狼算法的动力总成悬置系统优化设计方法为悬置系统开发提供了有效的技术支持，有助于提升混合动力汽车 NVH 性能。

关键词：动力总成悬置系统，隔振性能，优化设计，灰狼算法，响应面法，正交试验法

Vibration Isolation Analysis and Optimization Research of PHEV Powertrain Suspension System

ABSTRACT

The powertrain suspension system is a crucial subsystem affecting the Noise, Vibration, and Harshness (NVH) performance of the entire vehicle, with its vibration isolation performance directly influencing driving stability and ride comfort. According to the "Research and Application of Key Technologies for Vibration Reduction in New Energy Vehicle Powertrain" project established by a certain automotive component company, the powertrain suspension system of a specific Plug-in Hybrid Electric Vehicle (PHEV) is taken as the research object. Detailed analysis of its vibration isolation performance is conducted, and the Grey Wolf Algorithm is employed to optimize its vibration isolation performance. The main research tasks are as follows:

The current status of development of plug-in hybrid electric vehicles is elucidated, followed by a detailed analysis of the NVH issues faced by PHEV powertrains. By reviewing both domestic and international research materials, the research status of powertrain suspension systems is

summarized in three aspects: optimization design, performance simulation, and performance testing. Based on the fundamental functions and design requirements of powertrain suspension systems, a six-degree-of-freedom suspension system model and a thirteen-degree-of-freedom vehicle dynamics model are established using the Lagrangian method. To investigate the vibration isolation effect of the powertrain suspension system in hybrid electric vehicles, evaluation metrics such as transmissibility, natural frequency, modal decoupling, and suspension support reaction forces are summarized.

Using ADAMS software, simulation models for both the six-degree-of-freedom powertrain suspension system and the thirteen-degree-of-freedom whole vehicle are established. Modal analysis is employed to calculate the system's natural frequencies and decoupling ratios. The calculation results indicate unreasonable distribution of the natural frequencies and some modal decoupling ratios are excessively low. With the optimization objective of minimizing the amplitude of suspension support forces, the left suspension X stiffness, left suspension Z stiffness, right suspension X stiffness, right suspension Z stiffness, and rear suspension X stiffness are selected as design variables, and an optimization model for the powertrain suspension system is established.

A method for optimizing the powertrain suspension system based on the Grey Wolf Algorithm is proposed. Initially, the Orthogonal

Experimental Design is employed to assess the impact of five design variables on the optimization objective. Subsequently, based on the data obtained from the orthogonal experiments, the Response Surface Methodology is applied to determine the second-order response surface between the optimization objective and the design variables. Finally, the Grey Wolf Algorithm is utilized to compute the minimum value of the second-order response surface. A comparative analysis is conducted on the powertrain suspension system before and after optimization. The analysis results indicate that after optimization, the distribution of the natural frequencies in the system becomes more reasonable, and the decoupling ratio has significantly improved. The amplitudes of the left and right suspension support forces in the Z direction decrease by 25.9% and 25.5%, respectively, while the amplitude of the rear suspension support force in the X direction decreases by 29.7%.

Based on the optimization design method of the powertrain suspension system, stiffness parameters were calculated and used to produce suspension samples, followed by modal tests on actual vehicles. To evaluate the vibration isolation performance of the powertrain suspension system, vibration accelerations on both the active and passive sides of the system were measured. Taking the idle condition as an example, the isolation rates of the vehicle were calculated for three gear positions: Drive (D), Neutral (N), and Reverse (R). Experimental results show that

the isolation rates for different gear positions are all greater than 17 dB, meeting practical engineering requirements, thus validating the effectiveness and practicality of the optimization method. The proposed optimization design method for the powertrain suspension system based on the Grey Wolf Algorithm provides effective technical support for suspension system development and contributes to improving the NVH performance of hybrid vehicles.

KEY WORDS: powertrain mounting system, vibration isolation performance, optimal design, grey wolf algorithm, response surface methodology, orthogonal experimental method

目录

摘 要.....	I
ABSTRACT.....	III
目录.....	VII
第 1 章 绪论.....	1
1.1 研究背景和意义	1
1.2 插电式混合动力汽车 NVH 问题研究现状.....	2
1.2.1 插电式混合动力汽车.....	2
1.2.2 NVH 问题研究现状	4
1.3 动力总成悬置系统研究现状	5
1.3.1 悬置系统优化设计研究现状.....	6
1.3.2 悬置系统性能仿真研究现状.....	8
1.3.3 悬置系统性能试验研究现状.....	9
1.4 课题来源和研究内容	10
1.4.1 课题来源.....	10
1.4.2 研究内容.....	10
第 2 章 动力总成悬置系统动力学建模.....	12
2.1 动力总成悬置系统概述	12
2.1.1 动力总成悬置系统基本功能.....	12
2.1.2 动力总成悬置系统设计要求.....	12
2.2 动力总成悬置系统动力学模型	13
2.2.1 动力总成悬置系统六自由度动力学建模.....	13
2.2.2 整车十三自由度动力学建模.....	18
2.3 动力总成悬置系统评价指标	23
2.3.1 传递率.....	24

2.3.2 固有频率.....	25
2.3.3 解耦率.....	26
2.3.4 支反力.....	26
2.4 本章小结	27
第 3 章 动力总成悬置系统优化模型.....	28
3.1 悬置系统模型参数	28
3.1.1 模型参数获取.....	28
3.1.2 固有频率和解耦率计算.....	31
3.1.3 支反力计算.....	35
3.2 悬置系统优化模型	38
3.2.1 设计变量.....	38
3.2.2 优化目标.....	38
3.2.3 约束条件.....	39
3.3 本章小结	40
第 4 章 基于灰狼算法的动力总成悬置系统优化设计.....	41
4.1 灰狼算法	41
4.1.1 灰狼算法来源.....	41
4.1.2 灰狼算法原理.....	42
4.2 正交试验法	44
4.2.1 正交试验.....	45
4.2.2 正交表设计.....	46
4.3 响应面法	50
4.3.1 响应面建模.....	50
4.3.2 响应面求解.....	52
4.4 基于灰狼算法的优化设计	53
4.4.1 优化算法设计.....	53
4.4.2 优化结果分析.....	54
4.5 本章小结	58

第 5 章 动力总成悬置系统模态及隔振率试验.....	59
5.1 动力总成悬置系统模态试验	59
5.1.1 模态测试试验.....	59
5.1.2 模态测试试验结果分析.....	61
5.2 动力总成悬置系统隔振率试验	64
5.2.1 隔振率测试试验.....	64
5.2.2 隔振率测试试验结果分析.....	66
5.3 本章小结	68
第 6 章 总结和展望.....	69
6.1 总结	69
6.2 展望	70
参考文献.....	71
攻读学位期间发表的学术成果.....	79
致 谢.....	80

第 1 章 绪论

1.1 研究背景和意义

随着工业化的快速发展和人口数量的持续上升,全球对能源的需求呈不断增长之势。而传统能源如石油作为主要的能源输出,其有限的储量和不可再生的特性使得能源供应不稳定,价格波动频繁,对全球经济和环境造成了巨大的影响。与此同时,随着汽车的普及和市场的快速增长,尾气排放所带来的全球变暖和气候变化等环境问题也日益凸显^[1]。为了应对这些挑战,各国政府和汽车生产厂商开始积极探索并发展替代能源和环保技术^[2,3]。

新能源汽车因其具有良好的经济性、环保型、动力性等性能,逐渐成为汽车行业未来发展的主导方向^[4]。新能源汽车主要包括氢燃料电池汽车(FCV)、混合动力汽车(HEV)与纯电动汽车(EV)。电动汽车的普及对于减少石油资源的依赖和降低环境污染具有重要意义。尽管纯电动汽车以其零排放、低噪声、简洁的设计受到推崇,但当前纯电动汽车的普及仍受限于电池技术的限制,特别是续航里程难以满足长途出行的需求。此外,电池的安全性和折旧成本等问题也尚未得到有效解决^[5,6]。燃料电池汽车,通过车载燃料电池转换能量驱动汽车,被广泛视为新能源汽车发展中理想的选择。然而,氢燃料电池汽车目前也面临储氢技术和燃料电池寿命短的技术挑战。混合动力汽车是目前市场上主要的新能源车型,是指由两个或两个以上的动力系统集成的混动系统的车辆。而插电式混合动力汽车作为混合动力汽车的一种,除了克服了纯电动和燃油车的部分缺点外,附加了充电的功能,具有更加优秀的燃油经济性^[7,8]。

现如今,汽车产业的持续发展和技术水平的不断提高,使得汽车已经不再是单纯的追求安全性和动力性能的交通工具。在这样的背景下,整车制造商必须不断努力提高汽车的研发水平和创新能力,来满足消费者市场对于汽车驾驶和乘坐舒适性的要求。为了改善 NVH 特性,汽车制造商采取了多种技术和措施。例如,通过改进发动机设计和隔音材料的应用,减少发动机振动和噪声的传递;通过优化底盘结构,降低振动的水平;以及通过使用先进的模拟仿真和测试方法来评估和优化车辆的 NVH 特性。随着相关研究技术的成熟,对动力总成悬置系统进行

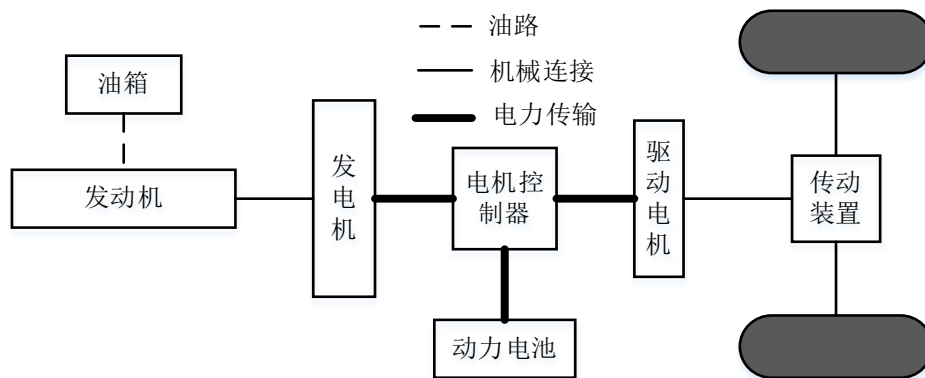
合理的匹配优化研究已经成为一种行之有效的方法^[9,10]。

动力总成悬置系统是一种将动力总成弹性地连接到车架或车身的振动系统，其传递振动的特性很大程度上决定了整车的 NVH 性能表现^[11]。动力总成的振动噪声是整车振动的一个重要来源，悬置是动力总成和车体之间振动传递的主要路径，基于隔振原理、动力学理论以及振动噪声的相关理论对动力总成悬置系统的参数进行调整优化^[12,13]。设计合理的汽车动力总成悬置系统能有效减轻动力总成及车身的振动，显著提升汽车的驾乘舒适度，提高汽车操纵性和稳定性，减少零部件的磨损和故障，提高燃油经济性和环保性能，推动汽车技术的进步，满足消费者对于安全、舒适和可靠性的需求^[14]。而混合动力汽车需要额外的电动机、电池组和控制系统等设备，车辆的结构可能也需要进行一定的调整和加固，其振动和噪声的特性与传统燃油车有很大的差异，所以混动汽车的动力总成悬置系统的优化设计也越来越受到研究人员的关注和重视^[15]。通过不断优化和扩展研究，将研究成果应用到产品开发实践中，不仅有助于提升汽车产品的整体品质，还能为汽车产业的进步带来创新的推动力和新的活力。

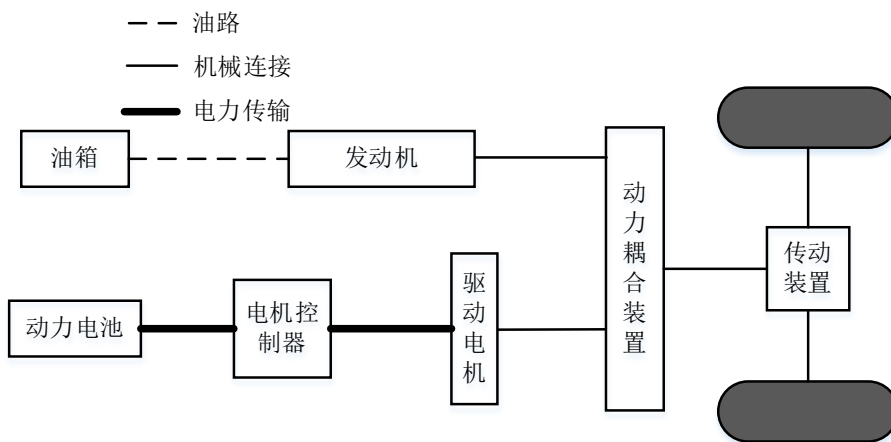
1.2 插电式混合动力汽车 NVH 问题研究现状

1.2.1 插电式混合动力汽车

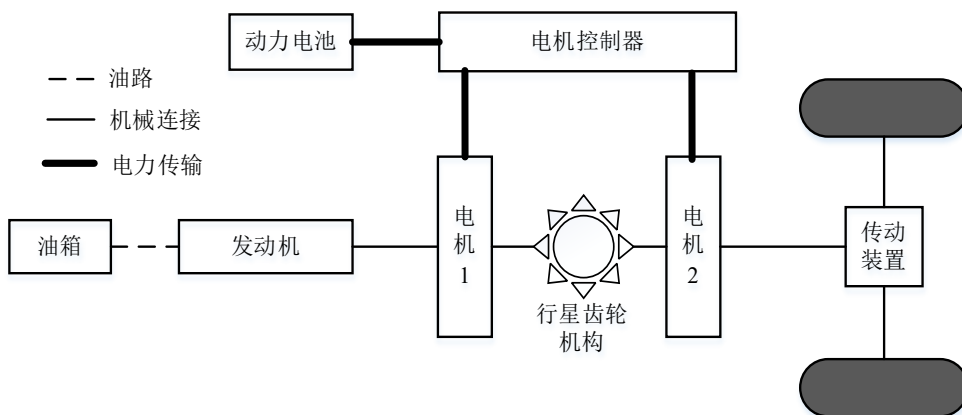
插电式混合动力汽车作为新能源汽车的代表之一，在当前发展阶段展现出了其独特的优势。该车型结合了发动机和电动机的双重动力系统，既能在纯电模式下实现零排放，又能在亏电状态下通过发动机介入提供额外的动力支持。从能量管理角度来看，PHEV 能够在电能方面提供有效的补充，从而显著提高燃油效率，使其在环保和经济性方面具有双重优势^[16]。插电式混合动力汽车根据其动力能量的耦合机制，主要分为三大类型：串联式、并联式、混联式^[17]，如图 1-1 所示。该分类反映了不同的动力系统配置和能量流的路径，每种类型都有其独特的工作特点和效率优势。



(a) 串联式插电混合动力汽车



(b) 并联式插电混合动力汽车



(c) 混联式插电混合动力汽车

图 1-1 插电式混合动力汽车分类

在汽车发展的历史中，传统的内燃机在较长一段时间里几乎占据了整个市场，近年来才开始大力发展新能源汽车。20 世纪 90 年代，美国便开始了对 PHEV 的研究工作。在此期间，相关部门人员和学者相继成立多个机构，如 PHEV 国家工程中心、混合动力汽车联盟和加州汽车协会等，致力于推动 PHEV 技术发展和商

业化进程。紧接着，美国汽车品牌雪佛兰在 2007 年推出其首款插电式混合动力车型 Volt，并在 2010 年正式向市场推广。此后，福特、凯迪拉克等汽车品牌制造商也相继研发成功了 PHEV 车型，逐步在全球市场中占据一席之地。在亚洲地区，日本丰田汽车公司作为混合动力汽车市场的先驱，凭借其成熟的动力系统技术，于 1997 年推出了首款混联式混合动力汽车 Prius，并在接下来的五年时间里推出了 Prius 的插电混合动力版本，如图 1-2 所示。丰田汽车也在 2012 年推出了雅阁插电式混动汽车^[18]。PHEV 汽车产品的持续进化得益于电池、电机、发动机等核心部件的技术进步以及配套设施的逐步优化和普及。

我国的汽车工业相较于发达国家起步较晚，并长期在内燃机等关键技术方面受到限制。然而，新能源汽车的技术革新为我国汽车工业提供了迎头赶上的机遇^[19]。自“九五”计划期间着力于新能源汽车产业的研发，迄今为止我国的新能源汽车尤其是插电式混合动力汽车领域取得了显著的成就。比如比亚迪汽车公司在 2012 年推出王朝系列的“秦”插电式混合动力汽车，如图 1-3 所示。之后又相继推出了“唐”、“宋”、“元”等三款插电式混动车型^[20]。随着国内新能源发展热潮，上汽、一汽、北汽、吉利、长安等各大品牌车企都进行了 PHEV 车型的投入和研发。



图 1-2 丰田普锐斯



图 1-3 比亚迪“秦”

1.2.2 NVH 问题研究现状

随着更为复杂的混动车型的出现，人们对于汽车的 NVH 性能要求更为严格。目前，专家学者们对混合动力汽车的振动和噪声问题的研究重点主要集中在电机产生的电磁噪声，以及发动机在频繁启停过程中产生的瞬态冲击等特有的工作特性上。关于混合动力汽车悬置系统的研究还相对较少，使得我们对混合动力汽车

整体振动噪声的控制和减少仍存在一定的局限性。如 Yoshioka T、Sugita H 等人^[21]重点关注了混合动力汽车发动机在行驶过程中需要频繁启停。以普锐斯和雷克萨斯两款混动车型为例，深入分析了驱动电机和发电机的噪声特性，并以传统燃油车在 NVH 性能表现方面进行了全面的比较。Mosquera-Sanchez J A 等人^[22]提出一种混合动力系统框架提高乘客驾驶舱内的感知，经过实验验证，具有真实的静止混合动力系统噪声，显示出在缩放的车辆模型内的多个位置的音质增强。Chen S、Hu M 等人^[23]针对混合动力汽车的驱动系统中的扭转振动是由周期性扭矩波动产生的这个问题，提出了一种采用有源谐波电流注入的 HEV 驱动系统扭转振动的抑制方法，该方法可以有效地降低驱动系统的二次、四次、六次和八次谐波转矩的幅值，确保动力系统的稳定运行。陈龙、陶磊^[24]提出并验证了基于电磁阻尼自适应模糊控制的传递系扭转主动控制方法解决混合动力汽车(HEV)发动机启停过程伴随的转矩脉动。

混合动力汽车车型通常会比传统燃油车型更重一些，这是因为混合动力车型双动力源驱动系统需要额外的电动机、电池组和控制系统等设备，会提高车辆的整体重量，对于动力总成悬置系统所受到的激励力而言，发动机的振动占主要地位，电机的振动占次要地位^[25]。为了满足混合动力系统的需求，车辆结构可能需要进行一定程度的调整和加固，以保证其能够承受更大的动力和扭矩输出。此外，在怠速工况下，混合动力汽车需要与传统燃油车相比具有相同或更好的振动衰减能力，悬置的刚度需求通常会降低。另外，混动车型的悬置系统在车辆行驶过程中会承载更多来自不同路面的冲击和震动，通过悬置元件的结构设计和材料的选择，优化悬置系统的设计和调校，可以有效减少整车在行驶过程中产生的振动和噪声，提升乘坐舒适性和可靠性^[26,27]。

1.3 动力总成悬置系统研究现状

随着人们对汽车 NVH 特性的关注度不断提高，国内外的研究人员致力于探索有效的方法来降低汽车动力总成的振动，如何提高汽车的乘坐舒适性成为当前研究的焦点。早期汽车工程师主要依赖于实践经验来开发悬置系统，但由于受到开发周期、制造技术和成本等因素的限制，早期的悬置系统往往无法实现理想隔振效果^[28]。随着时间的推移和技术的发展，振动分析的理论被应用于悬置系统的

开发设计过程中。近些年,优化方法和仿真技术的使用在动力总成悬置系统的设计中日益普遍,极大地推动了设计工作的进步^[29]。通过运用先进的计算机辅助分析技术,设计师可以更准确地预测和评估悬置系统的性能,并优化其结构和参数,主要技术包括有限元分析、多体动力学模拟、优化算法等。

有限元分析技术可以模拟悬置系统的振动行为,预测关键部件的应力、变形等情况,从而帮助优化材料选用和结构设计,提高悬置系统的强度和耐久性^[30]。多体动力学模拟技术可以模拟整个车辆系统的振动响应,包括发动机、悬置系统和车辆底盘等。通过对各个子系统之间的相互作用进行分析,可以更好地把握悬置系统与其他部件的协调关系,以实现更好的整车协调性和平稳性^[31]。而优化算法的应用能够帮助车辆研究人员在考虑多个性能指标和约束条件的情况下,寻找到最佳的悬置系统设计方案。通过对各个参数进行调整和优化,可以提高悬置系统的舒适性、减振效果和噪音控制能力^[32,33]。然而,基于计算机辅助分析的仿真结果虽然可以提供全面的系统性能评估,帮助了解不同参数对悬置系统的影响,但由于受限于模型的简化和假设的准确性,仿真结果与实际情况存在一定的偏差。通过采用仿真和试验相结合的方式可以弥补这一偏差,实体试验测试可以提供更真实的环境和数据,帮助发现仿真模型中可能存在的局限性,并进行指导设计和改进^[34]。

当前,国内外专家和学者在悬置系统领域进行了广泛的研究,他们从多个角度展开探索,并取得了许多重要的研究成果。本文将从以下三个方面进行阐述。

1.3.1 悬置系统优化设计研究现状

2000年,Jeong T、Singh R^[35]讨论了汽车发动机-变速箱系统的多维安装方案,重点研究了扭矩滚动轴解耦。提出新的动态解耦理论,开展了对称和非对称系统的封闭形式解决方案,验证了预测频谱的有效性,并改进了设计策略。

2001年,Baldanzini N 等人^[36]提出了一种创新的动态设计方法,应用遗传算法优化包含了副车架的动力总成悬置系统,使从每个支座传递到底盘的力的振幅之和最小化。

2006年,Sirafi M 等人^[37]讨论了动力总成刚体模态分离的变异性,取决与悬置参数以及副车架安装的刚度值的变异性。建立了六自由度和十二自由度模型进

行详细的试验设计研究。

2008年, Peng Z K、Lang Z Q^[38]总结了系统的非线性对悬置系统输出频率响应特性的影响。通过理论分析和仿真研究,得出了系统非线性对发动机悬置输出频率响应特性影响的重要结论。

2010年, Nariman-Zadeh N 等人^[39]提出一种新的多目标遗传算法,用于优化五自由度车辆振动模型,同时考虑了五个相互冲突的目标函数,为车辆振动模型设计提供了更多可能性。同年, Hafidi 等人^[40]依据三种解耦设计理论,对客车悬置元件安装位置进行了优化配置分析。

2014年, Kolte 等人^[41]通过计算和优化悬置参数来满足 NVH 性能目标,并使用粒子群优化算法进行参数优化,通过详细的过程解释和案例研究,展示了如何根据 NVH 目标和系统接口确定设计约束,并验证了优化结果与仿真数据的一致性。

2020年, Truong N H 等人^[42]提出一种将多目标粒子群算法与遗传算法相结合的混合算法,用于设计和实现动力总成悬置系统刚度参数的成本优化。通过对比分析证明了混合算法在动力总成悬置系统刚度参数优化上的潜力。

国内学者在悬置系统优化理论的研究上开始得相对较晚,但通过吸收借鉴国际上先进的悬置系统开发经验,已经取得了丰富的研究成果。

2003年,吕振华、罗捷等人^[43]研究分析了动力总成悬置系统多种因素的影响,主要包括发动机配置和车辆隔振需求。通过研究优化悬置参数,提升了系统的解耦性能和隔振性能。同年,方锡邦等人^[44]建立了动力总成悬置系统六自由度的动力学模型。通过采用模型参数化分析方法,以悬置性能参数为设计变量,并以系统振动传递率最小为目标函数,对动力总成悬置系统进行了优化设计。优化设计的结果有效降低了轿车在各种工况下由发动机激励引起的振动。

2007年,上官文斌、徐驰等人^[45]通过计算轿车动力总成的幅频响应,阐述了设计液阻悬置滞后角峰值频率和大小的方法。结果表明,该设计能有效控制动力总成的垂直和扭转振动,降低悬置支承点的动反力,减少车身振动和车内噪声。

2008年,周冠南、蒋伟康等人^[46]使用 SQP 优化算法对某车型的悬置系统进行了优化设计,调整悬置刚度使传递到车身的动反力最小。同时确保悬置具有足够的刚度,限制静变形和振动在安全范围内。优化后悬置系统隔振性能显著提高,

传递力仅为原系统的50%。

2012年,上官文斌、陈大明等人^[47]提出一种动力总成悬置系统固有特性的优化方法,通过设计各个悬置的力-位移特性曲线并核算动力总成悬置的位移。结果表明优化后的同一套结构的悬置在车型系列中各动力总成均获得良好的固有频率分布,满足不同行驶工况下各个动力总成的位移控制要求。

2016年,黄家铭、田晋跃等人^[48]基于Adams软件中的Isight优化模块与Matlab的集成,建立了某纯电动客车电机动力总成悬置系统的刚体动力学模型,并对其激励进行了分析。通过多岛遗传算法在Isight中进行优化设计,成功提高了优化后悬置系统的隔振性能。

2021年,胡金芳等人^[49]考虑了惯性通道解耦盘式液压悬置的幅频非线性特性。在整车二自由度模型的基础上,采用模式搜索算法对液压悬置的内部参数、车身的传递系数和车身的传递加速度系数进行了优化设计。结果表明,该优化设计方法效果良好,特别是在怠速工况下,悬置传递到车身的动反力明显降低。

1.3.2 悬置系统性能仿真研究现状

2003年,Diemer P 等人^[50]探讨了结合新旧仿真和实验方法来优化动力装置与车辆结构的连接,以改善车内结构噪声和振动。通过多体仿真方法确定支架的最佳配置,并在原型车上测试其效果。研究了支架共振对噪声的影响,并提出了优化支架设计的新方法。同年,Suh M W 等人^[51]将车辆系统的强迫振动分析和发动机悬置系统的模态解耦分析应用于发动机悬置的设计。结果表明,优化结果得到了改进。

2005年,Georg Eisele 等人^[52]介绍了车辆内部噪声仿真方法,通过分析,可以识别并修改关键得噪音路径,以达到理想得噪声特性。实验通过改变发动机悬置系统硬件并对比实测数据与仿真预测来验证方法的有效性。

2019年,Abedi R 等人^[53]讨论了通过优化发动机悬置来提升车辆 NVH 性能和乘客舒适度的方法,同时考虑了发动机振动对车辆行驶和制动的影响。通过全面数值模拟和仿真分析,考虑了发动机内部的各种因素,旨在不损害发动机性能的前提下减少车辆振动。

2012年,郭荣等人^[54]通过动力总成源-路径-接收器模型,分析了声学传递函

数和操作力。对某车辆进行了测试,发现右侧支架是主要噪声贡献路径。通过改进支架设计,显著降低了内部噪音水平,并消除了轰鸣声。这项研究有助于汽车工程师进行噪声和声音设计。

2014年,陈克等人^[55]建立了加速度均方根值定义的系统隔振传递率表达式,并基于双层隔振机理,分别建立了动力总成六自由度悬置模型和包括车架的十二自由度整车模型。通过仿真分析比较了两种模型的固有特性和频域响应,在怠速工况下研究了悬置软垫处的加速度响应,并最终得出各悬置点的隔振传递率曲线。研究结果显示,整车模型能够有效反映悬置系统的振动特性及其隔振传递率。

2016年,潘道远等人^[56]建立了十三自由度数学模型,提出了基于 TPA 的汽车平顺性分析方法。在仿真计算基础上结合实车试验,验证了模型的正确性。

2021年,田小彦等人^[57]在考虑电机悬置系统模态和解耦等设计边界条件的基础上,建立了综合评价指标,并优化了悬置刚度和间隙等关键设计参数,从而为悬置系统的正向设计提供了有效依据。

2022年,雷超宏等人^[58]针对某电动汽车的悬置系统,采用能量解耦法分析了其六自由度振动耦合特性,并提出了基于扭矩轴理论和遗传算法的悬置位置和刚度优化设计方法。最后,通过整车仿真验证,结果表明优化后的悬置系统在整车上的解耦程度和原地起步加速瞬态特性得到了明显改善,提高了车辆乘坐的舒适性。

1.3.3 悬置系统性能试验研究现状

2003年,Foumani M S 等人^[59]提出了一种新的发动机悬置优化技术,基于实验数据而非依赖于复杂的数学模型。该方法通过类似现有的试错实验来执行,并通过四分之一车辆模型的实验验证了其有效性,为机械和土木结构的振动控制提供了一种高效且经济的优化途径。同年,陈树勇^[60]以轿车动力总成悬置系统为研究对象,通过对动力总成悬置隔振系统的仿真计算,得到不同工况下动力总成质心处的各种运动响应曲线和各个悬置点支承处的动反力曲线,以实车不同工况下进行了隔振性能试验验证模型的正确和隔振性能的提升。

2016年,Ooi L E 等人^[61]提出了一种新的发动机悬置系统动态优化方法,该方法考虑了悬置的频率依赖性,通过精确测量和优化悬置的位置与角度,显著降

低了力传递和发动机位移。同年,姜晓军^[62]设计并搭建了一种将三维扫描仪和三线摆相结合测量高精度的动力总成的质心位置和惯性参数的实验台。基于获取的参数建立动力总成悬置系统六自由度仿真模型,以能量分布率最优为目标进行悬置元件三向主轴刚度的优化,结果表明优化后各能量分布百分比均有不同程度的提高。

2021年,陈克等人^[63]进行了纯电动汽车和燃油车的道路试验,采用频谱分析法对比了两者的频域特性,并结合悬置隔振率和车内振动响应,研究了悬置刚度对悬置隔振性能的影响。结果表明,纯电动汽车动力总成产生的振幅小、频率范围广,降低橡胶悬置刚度可以提高动力总成的高频振动隔振效果。为保障乘员舒适性,纯电动汽车动力总成悬置应兼顾高频段和550 Hz 以下频段的隔振效果。

1.4 课题来源和研究内容

1.4.1 课题来源

课题来源于某汽车零部件公司设立的“新能源汽车动力总成减振关键技术研发及应用”项目,以某款插电式混合动力汽车的动力总成悬置系统为研究对象,对其动力总成悬置系统的隔振性能及优化设计进行详细分析。

1.4.2 研究内容

主要做了以下的研究内容:

1) 通过查找和阅读大量的相关文献,介绍了插电式混合动力汽车的发展背景和意义,总结了混动车型面临的 NVH 问题研究。概括了国内外动力总成悬置系统研究现状以及改善汽车乘坐舒适性的优化研究方法。阐述了动力总成悬置系统的基本功能和设计要求。从多体系统动力学角度出发,推导了动力总成悬置系统的六自由度和更加复杂全面的整车十三自由度的振动微分方程,并通过 ADAMS 动力学分析软件建模分析不同自由度悬置系统的固有特性和动态特征。基于结果分析,选取悬置支反力振幅最小为目标函数,设定易于改变的悬置刚度为设计变量。

2) 为进行悬置系统的优化设计,针对目标函数的选择,提出了一种基于灰

狼算法的优化设计方法。首先采用正交试验法计算分析左悬置 X 向刚度、左悬置 Z 向刚度、右悬置 X 向刚度、右悬置 Z 向刚度、后悬置 X 向刚度这 5 个设计变量对优化目标的影响。然后根据正交试验数据建立优化目标和设计变量之间的二阶响应面。最后利用灰狼算法求解二阶响应面的最小值。

3) 根据动力总成悬置系统优化设计方法计算的刚度参数制作了悬置样件,并进行了实车模态试验。为了测试动力总成悬置系统的隔振性能,测量系统主被动侧的振动加速度。以怠速工况为例,计算实车在 D 档、N 档、R 档三种档位下的隔振率。通过仿真和试验相结合的方式验证优化设计方法对于混合动力汽车的动力总成悬置系统隔振性能优化的有效性和实用性。

第 2 章 动力总成悬置系统动力学建模

随着汽车行业的快速发展和车型的持续迭代,消费者对于汽车的期待不再仅限于驾驶安全性能,汽车的驾乘舒适性已然成为了众多人员日益关注的重点。特别是车辆的 NVH 性能表现方面,将直接影响到驾乘人员的直观体验。据知名汽车评估机构 J.D.power 的数据显示,约有三分之一的车辆质量评价指标与 NVH 性能紧密相关^[64]。因此,动力总成悬置系统在车辆的整体设计中占据着重要的地位。

2.1 动力总成悬置系统概述

2.1.1 动力总成悬置系统基本功能

动力总成悬置系统,作为车辆的一种弹性连接机构,通过悬置元件将动力总成与车身紧密而灵活地结合起来。在当代汽车工程中,该系统发挥着至关重要的作用。早些时期,不采用悬置系统进行柔性连接,而直接将发动机、变速箱等核心部件刚性地安装在车架上,不仅在崎岖的道路上会引起车辆的剧烈振动和冲击,即使行驶在平坦的路面也会带来额外的噪声困扰。此外,弹性悬置系统的存在还能校正因车架变形而导致的安装误差,确保动力总成的精确对位和运行的稳定性^[65]。因此,悬置系统在现代汽车制造领域中占据了核心地位,其合理的优化设计对于提升整车的 NVH 性能至关重要,能够极大地增强驾驶和乘坐体验。

动力总成悬置系统的主要功能作用:首先是稳固地支撑动力总成,要求悬置元件具有一定的刚度准则;其次,隔振的作用也非常重要,主要负责最大限度地减弱动力总成向车身传递的振动,并缓解不平路面带来的冲击对动力总成的影响;最后是限位作用,悬置系统还需在保障隔振效果的基础上,有效控制动力总成的位移范围,防止其与车辆的其它部件发生碰撞或干涉,确保系统的安全稳定运行^[66]。

2.1.2 动力总成悬置系统设计要求

为了确保动力总成悬置系统能够有效地发挥其支撑、隔振和限位的关键功能,

在进行系统优化过程中，须考虑以下几个方面的因素^[67]：

- (1) 悬置安装的数量和位置须与车型进行匹配；
- (2) 悬置元件的刚度和阻尼须满足双向隔振的要求；
- (3) 各方向的固有频率合理分布，错开其它子系统的固有频率，防止发生共振；
- (4) 各方向能量传递解耦。

2.2 动力总成悬置系统动力学模型

2.2.1 动力总成悬置系统六自由度动力学建模

从隔振性能的角度看，汽车的动力总成及其悬置元件共同构成了一个弹性振动系统，其固有频率一般介于 6~30 Hz 之间。在这个频率区间内，动力总成的振动行为主要表现为刚体模态，因此可以将动力总成视为一个空间刚体进行简化处理。由于悬置元件在空间任意方向上都有弹性和阻尼特性，常被简化为空间中沿相互垂直的三个轴向上具有弹性及阻尼的装置^[68]，如图 2-1 所示。

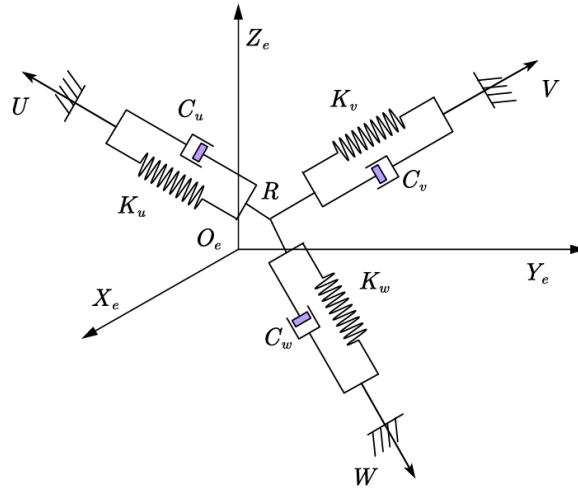


图 2-1 弹性阻尼元件示意图

在图 2-1 中， $O_e-X_eY_eZ_e$ 是动力总成悬置系统的质心坐标系， $R-UVW$ 是悬置元件的局部坐标系。 K_u 、 K_v 、 K_w 分别是悬置元件的三个弹性主轴刚度值， C_u 、 C_v 、 C_w 分别是悬置元件三个弹性主轴方向的阻尼值。

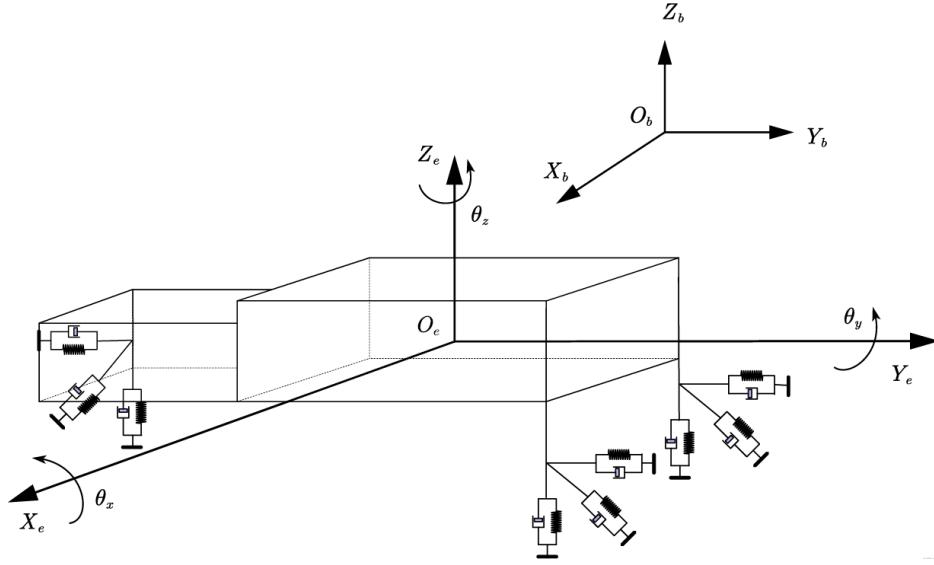


图 2-2 六自由度模型

图 2-2 为动力总成悬置系统六自由度模型。其中， $O_e-X_eY_eZ_e$ 为动力总成的质心坐标系， θ_x 、 θ_y 、 θ_z 分别为悬置系统在坐标系中绕 X 轴、Y 轴、Z 轴的转动的回转角。

建立振动方程的典型方法是拉格朗日法(Lagrange)，基于将系统中的总动能和总势能转化为系统变量的表达式，再利用拉格朗日方程计算偏导数，从而得到系统的动力学方程，其提供了一种系统化的方法分析和理解复杂系统的振动特性。

动力总成悬置系统的微分方程：

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial V}{\partial q} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}} = F_i \quad (2-1)$$

式中： T 、 V 、 D 分别为系统动能、势能、耗散能； q 为系统广义坐标； F_i 为系统所受广义力即外部激励。

$$\mathbf{q} = [x \quad y \quad z \quad \theta_x \quad \theta_y \quad \theta_z]^T \quad (2-2)$$

系统的动能 T 包含两部分，分别是平动动能 T_σ 和转动动能 T_p ，可表示为：

$$T = T_\sigma + T_p = \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2) + \frac{1}{2} m \sum_{i=1}^n m_i v_i^2 \quad (2-3)$$

式中： x 、 y 、 z 为质心位置的位移； m 、 m_i 分别为动力总成质量和第 i 个微小质量； v_i 为动力总成第 i 个微小部分质量相对于系统质心的速度。

以 $\mathbf{i}$ 、 $\mathbf{j}$ 、 $\mathbf{k}$ 表示沿三个坐标方向的单位矢量，则角速度 $\dot{\theta}$ 可以表示为：

$$\dot{\theta} = \dot{\theta}_x \mathbf{i} + \dot{\theta}_y \mathbf{j} + \dot{\theta}_z \mathbf{k} \quad (2-4)$$

则系统中任意一点相对质心的矢径为：

$$\mathbf{r}_i = x_i \mathbf{i} + y_i \mathbf{j} + z_i \mathbf{k} \quad (2-5)$$

任意一点相对质心的速度为：

$$\begin{aligned} \mathbf{v}_i &= \dot{\theta} \times \mathbf{r}_i = (\dot{\theta}_x \mathbf{i} + \dot{\theta}_y \mathbf{j} + \dot{\theta}_z \mathbf{k}) \times (x_i \mathbf{i} + y_i \mathbf{j} + z_i \mathbf{k}) \\ &= (-y_i \dot{\theta}_z + z_i \dot{\theta}_y) \mathbf{i} + (-z_i \dot{\theta}_x + x_i \dot{\theta}_z) \mathbf{j} + (-x_i \dot{\theta}_y + y_i \dot{\theta}_x) \mathbf{k} \end{aligned} \quad (2-6)$$

则可得系统的转动动能 T_ρ 为：

$$\begin{aligned} T_\rho &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n m_i v_i^2 \\ &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n m_i [(-y_i \dot{\theta}_z + z_i \dot{\theta}_y)^2 + (-z_i \dot{\theta}_x + x_i \dot{\theta}_z)^2 + (-x_i \dot{\theta}_y + y_i \dot{\theta}_x)^2] \\ &= \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^n m_i (y_i^2 + z_i^2) \right] \dot{\theta}_x^2 + \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^n m_i (z_i^2 + x_i^2) \right] \dot{\theta}_y^2 \\ &\quad + \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^n m_i (x_i^2 + y_i^2) \right] \dot{\theta}_z^2 - \frac{1}{2} \left(\sum_{i=1}^n m_i x_i y_i \right) \dot{\theta}_x \dot{\theta}_y \\ &\quad - \frac{1}{2} \left(\sum_{i=1}^n m_i y_i z_i \right) \dot{\theta}_y \dot{\theta}_z - \frac{1}{2} \left(\sum_{i=1}^n m_i z_i x_i \right) \dot{\theta}_z \dot{\theta}_x \end{aligned} \quad (2-7)$$

由转动惯量和惯性积的定义可得：

$$\begin{aligned} I_{xx} &= \sum_{i=1}^n m_i (y_i^2 + z_i^2); \quad I_{yy} = \sum_{i=1}^n m_i (z_i^2 + x_i^2); \quad I_{zz} = \sum_{i=1}^n m_i (x_i^2 + y_i^2) \\ I_{xy} &= \sum_{i=1}^n m_i x_i y_i; \quad I_{yz} = \sum_{i=1}^n m_i y_i z_i; \quad I_{zx} = \sum_{i=1}^n m_i z_i x_i \end{aligned} \quad (2-8)$$

则系统动能为：

$$\begin{aligned} T &= T_\sigma + T_\rho \\ &= \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2) + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n m_i v_i^2 \\ &= \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2) \\ &\quad + \frac{1}{2} I_{xx} \dot{\theta}_x^2 + \frac{1}{2} I_{yy} \dot{\theta}_y^2 + \frac{1}{2} I_{zz} \dot{\theta}_z^2 - I_{xy} \dot{\theta}_x \dot{\theta}_y - I_{yz} \dot{\theta}_y \dot{\theta}_z - I_{zx} \dot{\theta}_z \dot{\theta}_x \end{aligned} \quad (2-9)$$

写成矩阵形式，此二次型记为：

$$T = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \dot{x} & \dot{y} & \dot{z} & \dot{\theta}_x & \dot{\theta}_y & \dot{\theta}_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m & & & & & \\ & m & & & & \\ & & m & & & \\ & & & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ & & & -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ & & & -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \\ \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \\ \dot{\theta}_z \end{bmatrix} \quad (2-10)$$

$$= \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{M} \dot{\mathbf{q}}$$

式中：

$$\text{质量矩阵为 } \mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & & & & & \\ & m & & & & \\ & & m & & & \\ & & & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ & & & -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ & & & -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix}; \text{ 动力总成速度矩阵 } \dot{\mathbf{q}} = \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \\ \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \\ \dot{\theta}_z \end{bmatrix}。$$

动力总成悬置系统的势能通常只考虑因弹性悬置变形产生的势能，设各个弹性元件的坐标为 x_i 、 y_i 、 z_i 。其在广义坐标中各坐标的变化及位移的表达式如下：

$$\begin{aligned} \Delta x_i &= x + z_i \theta_y - y_i \theta_z \\ \Delta y_i &= y - z_i \theta_x + x_i \theta_z \\ \Delta z_i &= z + y_i \theta_x - x_i \theta_y \\ \Delta \mathbf{r}_i &= \Delta x_i \mathbf{i} + \Delta y_i \mathbf{j} + \Delta z_i \mathbf{k} = x \mathbf{i} + y \mathbf{j} + z \mathbf{k} + \boldsymbol{\theta} \cdot \mathbf{r} \end{aligned} \quad (2-11)$$

写成矩阵形式如下：

$$\begin{bmatrix} \Delta x_i \\ \Delta y_i \\ \Delta z_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_i & -y_i \\ 0 & 1 & 0 & -z_i & 0 & x_i \\ 0 & 0 & 1 & y_i & -x_i & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x & y & z & \theta_x & \theta_y & \theta_z \end{bmatrix}^T \quad (2-12)$$

$$= \mathbf{D}_i \mathbf{q}$$

$$\text{式中： } \mathbf{D}_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_i & -y_i \\ 0 & 1 & 0 & -z_i & 0 & x_i \\ 0 & 0 & 1 & y_i & -x_i & 0 \end{bmatrix} \text{ 为位置转移矩阵。}$$

设悬置弹性主轴分别为 u 、 v 、 w 沿主轴放向上的位移分别为 Δu_i 、 Δv_i 、 Δw_i ，即各弹性主轴总的位移变化为：

$$\Delta d = \begin{bmatrix} \Delta u_i \\ \Delta v_i \\ \Delta w_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha_{ui} & \cos \beta_{ui} & \cos \gamma_{ui} \\ \cos \alpha_{vi} & \cos \beta_{vi} & \cos \gamma_{vi} \\ \cos \alpha_{wi} & \cos \beta_{wi} & \cos \gamma_{wi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x_i \\ \Delta y_i \\ \Delta z_i \end{bmatrix} \quad (2-13)$$

$$= \mathbf{A}_i \mathbf{D}_i \mathbf{q}$$

式中： $\mathbf{A}_i = \begin{bmatrix} \cos \alpha_{ui} & \cos \beta_{ui} & \cos \gamma_{ui} \\ \cos \alpha_{vi} & \cos \beta_{vi} & \cos \gamma_{vi} \\ \cos \alpha_{wi} & \cos \beta_{wi} & \cos \gamma_{wi} \end{bmatrix}$ 为方向转移矩阵。

动力总成悬置系统的势能 V 为：

$$V = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (k_{ui} \Delta u_i^2 + k_{vi} \Delta v_i^2 + k_{wi} \Delta w_i^2)$$

$$= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \begin{bmatrix} \Delta u_i & \Delta v_i & \Delta w_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{ui} & 0 & 0 \\ 0 & k_{vi} & 0 \\ 0 & 0 & k_{wi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta u_i \\ \Delta v_i \\ \Delta w_i \end{bmatrix} \quad (2-14)$$

$$= \frac{1}{2} \mathbf{q}^T \mathbf{K} \mathbf{q}$$

式中： $\mathbf{K}$ 为系统的刚度矩阵：

$$\mathbf{K} = \sum_{i=1}^n \mathbf{D}_i^T \mathbf{A}_i^T \mathbf{K}_i \mathbf{A}_i \mathbf{D}_i \quad (2-15)$$

式中： $\mathbf{K}_i$ 为第 i 个悬置元件的刚度矩阵：

$$\mathbf{K}_i = \begin{bmatrix} k_{ui} & & \\ & k_{vi} & \\ & & k_{wi} \end{bmatrix} \quad (2-16)$$

悬置系统内部存在粘性阻尼特性，能够有效地消耗振动能量，耗散能 D 表达式为：

$$D = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (c_{ui} \Delta \dot{u}_i^2 + c_{vi} \Delta \dot{v}_i^2 + c_{wi} \Delta \dot{w}_i^2)$$

$$= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \begin{bmatrix} \Delta \dot{u}_i & \Delta \dot{v}_i & \Delta \dot{w}_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c_{ui} & & \\ & c_{vi} & \\ & & c_{wi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \dot{u}_i \\ \Delta \dot{v}_i \\ \Delta \dot{w}_i \end{bmatrix} \quad (2-17)$$

$$= \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{C} \dot{\mathbf{q}}$$

式中： $\mathbf{C}$ 为系统的阻尼矩阵， $\mathbf{C}_i$ 为第 i 个悬置元件的阻尼如下：

$$\mathbf{C} = \sum_{i=1}^n \mathbf{D}_i^T \mathbf{A}_i^T \mathbf{C}_i \mathbf{A}_i \mathbf{D}_i, \mathbf{C}_i = \begin{bmatrix} c_{ui} & & \\ & c_{vi} & \\ & & c_{wi} \end{bmatrix} \quad (2-18)$$

通过上式(2-9)、(2-14)、(2-17)，求解得到悬置系统的振动微分方程如下：

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F}_i \quad (2-19)$$

式中： $\mathbf{M}$ -系统质量矩阵； $\mathbf{C}$ -系统阻尼矩阵； $\mathbf{K}$ -系统刚度矩阵； $\mathbf{F}_i$ -广义力矩阵，如下：

$$\mathbf{F}_i = \begin{bmatrix} F_x & F_y & F_z & M_x & M_y & M_z \end{bmatrix}^T \quad (2-20)$$

忽略系统阻尼和外部激励因素的影响，得到描述系统自由振动微分方程为：

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{0} \quad (2-21)$$

令解 $\mathbf{q} = \mathbf{A} \sin(\omega t + \varphi)$ ，求解式（2-21）得到：

$$\mathbf{M}^{-1} \mathbf{K} \mathbf{A} = \omega^2 \mathbf{A} \quad (2-22)$$

式中： ω^2 为特征方程的特征值； ω 为系统的固有频率； $\mathbf{A}$ 为系统的特征向量。

2.2.2 整车十三自由度动力学建模

上一节分析了动力总成悬置系统的六自由度动力学模型以及系统振动微分方程的求解。然而，在真实的汽车使用场景中，动力总成悬置系统是置于一个复杂的多自由度车辆环境中的。虽然简化的模型在操作上更为便捷，但它却无法充分考虑到车身重量、悬挂系统的刚性和阻尼特性、轮胎的硬度等因素的影响^[69]。

随着汽车动力性能和燃油经济性需求的提升，车辆轻量化成为了一个热门话题，间接导致了动力总成与车身的相对质量比重有所增加。因此，构建一个更为准确的动力总成悬置系统-整车模型显得尤为重要，这样的模型能够更加精确地模拟各种激励力对车辆振动的具体影响。通过分析整车环境下动力总成的固有特性和频率响应，可以更合理地设计悬置系统，有效降低汽车的振动和噪音，进而优化动力总成悬置系统的性能，对于提高汽车的整体舒适性具有极为重要的意义^[70]。

为了基于整车状态下进行动力总成悬置系统的设计研究，建立图 2-3 所示的整车十三自由度的动力学分析模型^[71]。

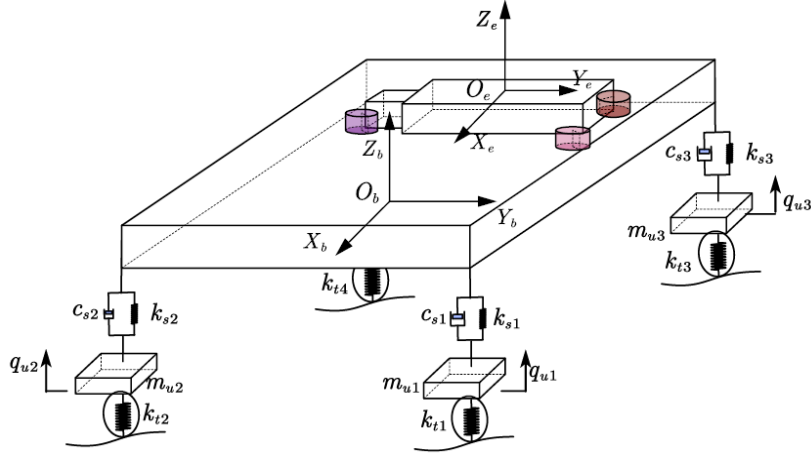


图 2-3 十三自由度整车模型示意图

在动力总成质心处和车身质心处建立坐标系 $O_e - X_e Y_e Z_e$ 和 $O_b - X_b Y_b Z_b$ 。其中, X_b 指向汽车行驶相反方向, Z_b 垂直向上, Y_b 由右手定则确定, 其中动力总成质心坐标系与车身坐标系保持一致。整车十三自由度模型规定如下:

(1) 动力总成有 6 个方向的自由度: $x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z$; 质量为 m ; 转动惯量为 I_{xx}, I_{yy}, I_{zz} ; 惯性积为 I_{xy}, I_{yz}, I_{xz} ; 质心坐标为 $O_e - X_e Y_e Z_e$ 。

(2) 车身的自由度为: $z_b, \theta_{bx}, \theta_{by}$; 质量为 m_b ; 转动惯量为 I_{xx}^b, I_{yy}^b ; 惯性积为 I_{xy}^b ; 质心坐标为 $O_b - X_b Y_b Z_b$ 。

(3) 非簧载质量的垂向运动自由度为: $z_{t1}, z_{t2}, z_{t3}, z_{t4}$; 质量为 m_u ; 质心位置为 x_{ti}, y_{ti}, z_{ti} 。

定义系统的广义坐标为:

$$\mathbf{Q} = [x \ y \ z \ \theta_x \ \theta_y \ \theta_z \ z_b \ \theta_{bx} \ \theta_{by} \ z_{t1} \ z_{t2} \ z_{t3} \ z_{t4}]^T \quad (2-23)$$

式中: $x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z$ 为动力总成自由度; $z_b, \theta_{bx}, \theta_{by}$ 为车身自由度; $z_{t1}, z_{t2}, z_{t3}, z_{t4}$ 为非簧载质量的自由度。

动力总成的动能为:

$$\begin{aligned} T_{b1} = & \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2) \\ & + \frac{1}{2} I_{xx} \dot{\theta}_x^2 + \frac{1}{2} I_{yy} \dot{\theta}_y^2 + \frac{1}{2} I_{zz} \dot{\theta}_z^2 \\ & - I_{xy} \dot{\theta}_x \dot{\theta}_y - I_{yz} \dot{\theta}_y \dot{\theta}_z - I_{xz} \dot{\theta}_x \dot{\theta}_z \end{aligned} \quad (2-24)$$

车身的动能为：

$$T_{b2} = \frac{1}{2} m_b \dot{z}_b^2 + \frac{1}{2} I_{xx}^b \dot{\theta}_{bx}^2 + \frac{1}{2} I_{yy}^b \dot{\theta}_{by}^2 - I_{xy}^b \dot{\theta}_{bx} \dot{\theta}_{by} \quad (2-25)$$

非簧载质量的动能为：

$$T_{b3} = \frac{1}{2} m_{u1} \dot{z}_{t1}^2 + \frac{1}{2} m_{u2} \dot{z}_{t2}^2 + \frac{1}{2} m_{u3} \dot{z}_{t3}^2 + \frac{1}{2} m_{u4} \dot{z}_{t4}^2 \quad (2-26)$$

即整车十三自由的系统总动能 T_b 为：

$$T_b = T_{b1} + T_{b2} + T_{b3} = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{Q}}^T \mathbf{M}_z \dot{\mathbf{Q}} \quad (2-27)$$

式中：质量矩阵 $\mathbf{M}_z$ 为：

$$\mathbf{M}_z = \begin{bmatrix} m & & & & & & & & & & & & \\ & m & & & & & & & & & & & \\ & & m & & & & & & & & & & \\ & & & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{yx} & & & & & & & \\ & & & -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} & & & & & & & \\ & & & -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} & & & & & & & \\ & & & & & & m_b & & & & & & \\ & & & & & & & I_{xx}^b & -I_{xy}^b & & & & \\ & & & & & & & -I_{xy}^b & I_{yy}^b & & & & \\ & & & & & & & & & m_{u1} & & & \\ & & & & & & & & & & m_{u2} & & \\ & & & & & & & & & & & m_{u3} & \\ & & & & & & & & & & & & m_{u4} \end{bmatrix} \quad (2-28)$$

悬置系统的势能 V_{b1} 计算方法如下：

当不考虑动力总成因在重力场内因位置变化而导致的势能变化时，系统中弹性元件的存储的势能代表了系统的总势能。系统中第 i 个悬置点位移为：

$$\begin{bmatrix} \Delta x_{mi} \\ \Delta y_{mi} \\ \Delta z_{mi} \end{bmatrix} = \mathbf{B}_{mi} \mathbf{Q} \quad (2-29)$$

式中：

$$\mathbf{B}_{mi} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_i - z_0 & -(y_i - y_0) & 0 & 0 & -(z_i - z_b) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -(z_i - z_0) & 0 & x_i - x_0 & 0 & z_i - z_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & y_i - y_0 & -(x_i - x_0) & 0 & -1 & -(y_i - y_b) & x_i - x_0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}。$$

悬置坐标系下位移可表示为：

$$\mathbf{u}_i = \begin{bmatrix} \Delta u_{mi} \\ \Delta v_{mi} \\ \Delta w_{mi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha_{ui} & \cos \beta_{ui} & \cos \gamma_{ui} \\ \cos \alpha_{vi} & \cos \beta_{vi} & \cos \gamma_{vi} \\ \cos \alpha_{wi} & \cos \beta_{wi} & \cos \gamma_{wi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x_{mi} \\ \Delta y_{mi} \\ \Delta z_{mi} \end{bmatrix} = \mathbf{T}_i \mathbf{B}_{mi} \mathbf{Q} \quad (2-30)$$

则悬置系统的势能为：

$$\begin{aligned} V_{b1} &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (k_{ui} \Delta u_{mi}^2 + k_{vi} \Delta v_{mi}^2 + k_{wi} \Delta w_{mi}^2) \\ &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \begin{bmatrix} \Delta u_{mi} & \Delta v_{mi} & \Delta w_{mi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{ui} & & \\ & k_{vi} & \\ & & k_{wi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta u_{mi} \\ \Delta v_{mi} \\ \Delta w_{mi} \end{bmatrix} \\ &= \frac{1}{2} \mathbf{Q}^T \mathbf{K}_1 \mathbf{Q} \end{aligned} \quad (2-31)$$

式中：悬置系统的刚度矩阵为 $\mathbf{K}_1 = \sum_{i=1}^n \mathbf{B}_{mi}^T \mathbf{T}_i^T \mathbf{K}_i \mathbf{T}_i \mathbf{B}_{mi}$ ；

$$\text{悬置的刚度为：} \mathbf{K}_i = \begin{bmatrix} k_{ui} & & \\ & k_{vi} & \\ & & k_{wi} \end{bmatrix}。$$

悬架系统的势能 V_{b2} 计算过程为：

悬架的垂向位置变化为：

$$\begin{cases} \Delta z_{s1} = z_b - (x_{s1} - x_b) \theta_{yb} + (y_{s1} - y_b) \theta_{xb} - z_{t1} \\ \Delta z_{s2} = z_b - (x_{s2} - x_b) \theta_{yb} + (y_{s2} - y_b) \theta_{xb} - z_{t2} \\ \Delta z_{s3} = z_b - (x_{s3} - x_b) \theta_{yb} + (y_{s3} - y_b) \theta_{xb} - z_{t3} \\ \Delta z_{s4} = z_b - (x_{s4} - x_b) \theta_{yb} + (y_{s4} - y_b) \theta_{xb} - z_{t4} \end{cases} \quad (2-32)$$

式中： Δz_{s1} 、 Δz_{s2} 、 Δz_{s3} 、 Δz_{s4} 可以表示为：

$$\begin{bmatrix} \Delta z_{s1} \\ \Delta z_{s2} \\ \Delta z_{s3} \\ \Delta z_{s4} \end{bmatrix} = \mathbf{E}_i \mathbf{Q}^T \quad (2-33)$$

其中位置转移矩阵为：

$$\mathbf{E}_i = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & y_{s1} - y_b & -(x_{s1} - x_b) & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & y_{s2} - y_b & -(x_{s2} - x_b) & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & y_{s3} - y_b & -(x_{s3} - x_b) & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & y_{s4} - y_b & -(x_{s4} - x_b) & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \quad (2-34)$$

悬架系统的势能 V_{b2} 为:

$$\begin{aligned} V_{b2} &= \frac{1}{2}k_{s1}\Delta z_{s1}^2 + \frac{1}{2}k_{s2}\Delta z_{s2}^2 + \frac{1}{2}k_{s3}\Delta z_{s3}^2 + \frac{1}{2}k_{s4}\Delta z_{s4}^2 \\ &= \frac{1}{2}\mathbf{Q}^T \mathbf{E}_i^T \mathbf{K}_{si} \mathbf{E}_i \mathbf{Q} \end{aligned} \quad (2-35)$$

悬架系统的刚度矩阵为 $\mathbf{K}_2 = \sum_{i=1}^n \mathbf{E}_i^T \mathbf{K}_{si} \mathbf{E}_i$ ，悬架的刚度为:

$$\mathbf{K}_{si} = \begin{bmatrix} k_{s1} & & & \\ & k_{s2} & & \\ & & k_{s3} & \\ & & & k_{s4} \end{bmatrix} \quad (2-36)$$

非簧载质量的势能 V_{b3} 的计算过程为:

轮胎的垂向位移变化为:

$$\begin{cases} \Delta z_{t1} = z_{t1} - z_{h1} \\ \Delta z_{t2} = z_{t2} - z_{h2} \\ \Delta z_{t3} = z_{t3} - z_{h3} \\ \Delta z_{t4} = z_{t4} - z_{h4} \end{cases} \quad (2-37)$$

式中: Δz_{t1} 、 Δz_{t2} 、 Δz_{t3} 、 Δz_{t4} 可表示为:

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} \Delta z_{t1} \\ \Delta z_{t2} \\ \Delta z_{t3} \\ \Delta z_{t4} \end{bmatrix} = \mathbf{F}_i \mathbf{Q}^T + \mathbf{J}_i \mathbf{z}_{hi} \quad (2-38)$$

式中:

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_i &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \\ \mathbf{J}_i &= \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{z}_{hi} = [z_{h1} \quad z_{h2} \quad z_{h3} \quad z_{h4}]^T. \end{aligned}$$

非簧载质量的势能 V_{b3} 为:

$$\begin{aligned} V_{b3} &= \frac{1}{2}k_{t1}\Delta z_{t1}^2 + \frac{1}{2}k_{t2}\Delta z_{t2}^2 + \frac{1}{2}k_{t3}\Delta z_{t3}^2 + \frac{1}{2}k_{t4}\Delta z_{t4}^2 \\ &= \frac{1}{2}\mathbf{H}^T\mathbf{F}_i^T\mathbf{K}_u\mathbf{F}_i\mathbf{H} \end{aligned} \quad (2-39)$$

其中轮胎系统的刚度矩阵为 $\mathbf{K}_3 = \sum_{i=1}^n \mathbf{F}_i^T\mathbf{K}_u\mathbf{F}_i$ ，轮胎的刚度为:

$$\mathbf{K}_u = \begin{bmatrix} k_{t1} & & & \\ & k_{t2} & & \\ & & k_{t3} & \\ & & & k_{t4} \end{bmatrix} \quad (2-40)$$

系统的总势能为:

$$V_b = V_{b1} + V_{b2} + V_{b3} = \frac{1}{2}\mathbf{Q}^T \sum_i^3 \mathbf{K}_i \mathbf{Q} \quad (2-41)$$

式中: 系统刚度矩阵 $\mathbf{K}_z = \mathbf{K}_1 + \mathbf{K}_2 + \mathbf{K}_3$ 。

系统的耗散能与系统势能类似, 需要将相应的刚度改为阻尼, 位移转变为速度即可求出整车十三自由度模型的系统总耗散能 D_b 和系统阻尼矩阵 $\mathbf{C}_z$ 。

将所求的系统总动能、总势能、总耗散能代入拉格朗日方程求解整车十三自由度模型的振动微分方程为:

$$\mathbf{M}_z\ddot{\mathbf{Q}} + \mathbf{C}_z\dot{\mathbf{Q}} + \mathbf{K}_z\mathbf{Q} = \mathbf{F}_z \quad (2-42)$$

式中: $\mathbf{M}_z$ -质量矩阵; $\mathbf{C}_z$ -阻尼矩阵; $\mathbf{K}_z$ -刚度矩阵; $\mathbf{F}_z$ -广义力矩阵。

2.3 动力总成悬置系统评价指标

设计开发动力总成悬置系统的核心目标是有效抑制动力总成产生的振动向车身或车架的传播, 并减轻来自路面的不规则激励对动力总成振动传递的作用, 以实现振动的双向隔离效果。悬置系统在隔振方面的性能表现, 与整车的噪声、振动和粗糙度 (NVH) 特性有直接的关系。因此, 对振动隔离的基本原理和评价隔振效果的关键指标进行深入探究变得格外关键。

2.3.1 传递率

动力总成悬置系统，作为一个多自由度的复杂运力学系统，在评估其隔振性能时，通常从更为简单的单自由度振动系统研究，通过对基础模型的隔振机理进行分析，可以较快地得出隔振的相应结论，逐渐推广应用到具有更多自由度的复杂振动系统中，以实现更深入的理解^[72]。

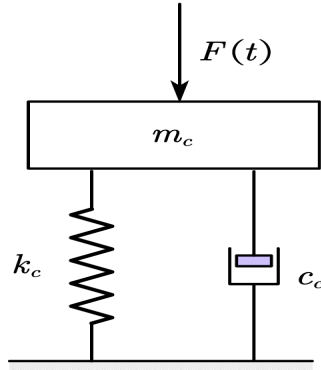


图 2-4 单自由度振动系统

图 2-4 为单自由度振动系统。由牛顿第二定律可得，质量块 m_c 的运动微分方程为：

$$m_c \ddot{x}(t) + c_c \dot{x}(t) + k_c x(t) = F(t) \quad (2-43)$$

不考虑阻尼且不施加外力时：

$$m_c \ddot{x}(t) + k_c x(t) = 0 \quad (2-44)$$

求解该方程，可得通解为：

$$x = A \sin(w^2 t + \varphi) \quad (2-45)$$

然后，令 $F(t) = F_0 \sin wt$ ，且考虑阻尼的情况下，单自由度振动微分方程为：

$$m_c \ddot{x}(t) + c_c \dot{x}(t) + k_c x(t) = F_0 \sin wt \quad (2-46)$$

求得该方程的通解为：

$$x = A e^{-nt} \sin(\sqrt{w_n^2 - n^2} t + \alpha) + \frac{g}{\sqrt{(w_n^2 - w^2)^2 + (2nw)^2}} \sin(wt - \varphi) \quad (2-47)$$

式中： $n = \frac{c}{2m}$ ； $w_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ ； $g = \frac{F_0}{m}$ 。

在振动分析的通解中，首项表示瞬态振动，这种振动会因为阻尼的作用随时间推移逐渐衰减为零，通常不予考虑。而第二项描述了一种稳定的等幅振动状态，

常用于表征系统在持续外力作用下的强迫振动特性。式(2-47)可简化为：

$$x = \frac{F_0 / k}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + 4\zeta^2 \lambda^2}} \sin(\omega t - \varphi) \quad (2-48)$$

式中：频率之比 $\lambda = \frac{\omega}{\omega_n}$ ； 阻尼比 $\zeta = \frac{c}{c_n}$ 。

推导出单自由度系统的传递率 T_A 为：

$$T_A = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta\lambda)^2}}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} \quad (2-49)$$

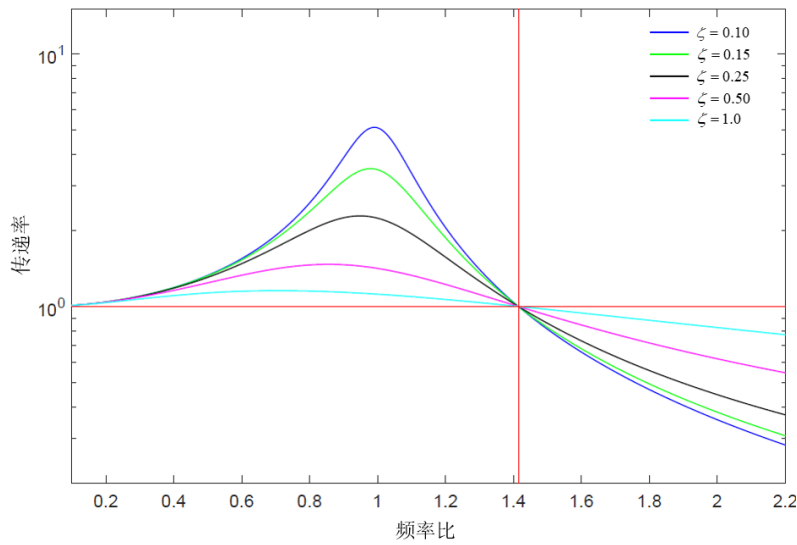


图 2-5 不同阻尼比下的传递率与频率比关系曲线 ζ

根据传递率 T_A 的数学公式，绘制出图 2-5 的曲线，可知当频率比 $\lambda < \sqrt{2}$ 时，无论阻尼比 ζ 的取值，其传递率都是大于 1 的，无法起到隔振的作用。因此，在设计隔振系统时必须要保证频率比 $\lambda > \sqrt{2}$ ，此时的传递率会随着频率比的增大而逐渐衰减，则系统隔振性能表现提升。

2.3.2 固有频率

在动力总成悬置系统的优化设计中，需要调整系统的固有频率模态，避免不同子系统间发生共振现象。通常情况下，悬置系统的固有频率设定在 5-20 Hz 之间，目的是规避汽车怠速工况下的激振频率。参照图 2-5 所示，当激振频率接近系统的固有频率时，振动幅度会显著增加；当激振频率超过系统固有频率的 $\sqrt{2}$ 倍临界值时，则系统的振动传递率小于 1，能实现有效的隔振作用。为实现有效的

隔振，需特别关注动力总成在绕曲轴旋转方向及垂直方向的激励。确保在这两个方向上的频率间隔应保持在 2 Hz 以上。同时，对于动力总成在各个方向上的振动耦合特性，其他方向的频率间隔应至少为 1 Hz^[73,74]。

2.3.3 解耦率

当多个方向的模态振动不再相互独立时，便会存在振动耦合现象。这种情况下，对某一方向的振动激励可能会引起另一个方向上的共振，导致结构干涉或破坏。在评估动力总成悬置系统的隔振设计优劣时，解耦的程度是一个至关重要的评价标准。在汽车的各个相连子系统中，过高的模态耦合度可能导致子系统间的共振，进而引发振动，影响系统的正常运行。

模态解耦率作为评价悬置系统隔振性能的重要标准。反映了沿特定坐标轴向的激振能量在系统中转换为系统能量的百分比。理想状态下，若一个多自由度系统的所有模态解耦率均达到 100%，则表明系统中各个方向的振动互不影响，可将系统视为若干个单自由度系统的组合。然而，在实际的工程实践中，系统的完全解耦是非常困难的。当系统第 i 阶固有频率为 w_i 时，第 k 个广义坐标上分得的动能所占百分比即该方向上的解耦率^[75,76]。一般解耦率的公式为：

$$T_p = \frac{\sum_{k=1}^n m_{kl}(A_i)_k(A_i)_l}{\sum_{l=1}^n \sum_{k=1}^n m_{kl}(A_i)_k(A_i)_l} \times 100\% \quad (2-50)$$

式中： T_p 为模态解耦率； m_{kl} 为系统质量矩阵第 k 行的第 l 列元素； A_i 为系统第 i 阶振型； $(A_i)_k$ 、 $(A_i)_l$ 为 A_i 的第 k 个元素和第 l 个元素。

2.3.4 支反力

悬置系统支反力振幅大小是评估系统隔振性能优劣的一个重要的指标，它直接反映了车架与动力总成之间的振动传递程度。理想的隔振设计，应最大限度降低振动向外部环境的传递，从而有效地管理和控制噪声及振动。由于动力总成悬置系统直接固定在汽车车架上，如果传递的力超过弹性元件的承受能力范围，不仅会导致车架承受更大的动态负荷，还可能加剧驾驶室和其它安装在车架上的子

系统的振动，不利于车辆行驶的平稳性和乘坐舒适性体验。从隔振角度看，悬置支反力大小可以反应振动的传递情况，通过调整悬置处支反力振幅大小，可以有效的管理和控制动力总成振动向车架的传递，其对应的函数表达式为：

$$J = \sum_{i=1}^n k_i \sqrt{F_i^T F_i} \quad (2-51)$$

式中： k_i 为加权系数； F_i 为第*i*个悬置的支反力。

降低动力总成向车身传递的力或力矩振幅有助于提升悬置元件的耐用性。在固定激励条件下，支反力振幅与悬置系统的力传递率直接相关。通过进行仿真分析，计算出悬置在车架不同方向的支反力，进而利用线性加权法综合数据，得到一个反映整体悬置系统振动传递效率的指标，来评估悬置系统的隔振效果^[77,78]。

2.4 本章小结

本章总结了动力总成悬置系统的基本功能与设计要求，构建了两种动力学模型：一种是标准的六自由度悬置系统模型；另一种是更为详细的整车十三自由度模型，后者整合了车身、悬架和轮胎等关键模块。利用拉格朗日方法，推导出两种模型的振动微分方程，为深入的仿真分析和参数调整打下了坚实的理论基础。此外，为了深入研究混合动力汽车动力总成悬置系统的隔振性能，归纳了包括传递率、固有频率、模态解耦和悬置支反力在内的关键评价指标，为后续的系统优化提供了重要的理论支持。

第 3 章 动力总成悬置系统优化模型

动力总成悬置系统的仿真建模和优化设计是借助于先进的计算机技术,对系统进行仿真模型构建和相关数据分析,目的是实现系统性能和结构的全面提升。通常建立一个精确机械系统的动力学仿真模型较为复杂,本章通过简化机械结构,在 ADAMS 软件中建立动力总成悬置系统六自由度和整车十三自由度的仿真模型,并对模型仿真结果进行分析^[79,80]。

3.1 悬置系统模型参数

3.1.1 模型参数获取

精确的参数对于动力总成悬置系统的固有频率计算、模态分析和参数优化的至关重要,是整个分析流程的基础。对于该款 PHEV 车型而言,其动力总成悬置系统采用了三支撑点的设计,由左侧、右侧以及后部的减振元件构成。在这一布局中,左右悬置主要承担支撑功能,而后悬置则负责防止动力总成的旋转,且特别采用了扭矩轴的布置方式。在整车模型参数中动力总成、车身的质量可以用称重法测量求得,分别为 211.2 kg 和 1183.8 kg。单个非簧载质量的称重质量为 22 kg。由于动力总成悬置系统复杂的几何形状和非标准化特性,使得直接测量转动惯量和惯性积参数困难,工程上一般采用扭摆法测量求取参数。扭摆法的基本原理是测定系统的单自由度扭摆振动的周期,推算出系统的惯性参数。扭摆法通常适用于一些较大质量且较小回转半径的刚体结构的参数测量,常用的扭摆法为三线扭摆法,其测量原理图如图 3-1 所示。

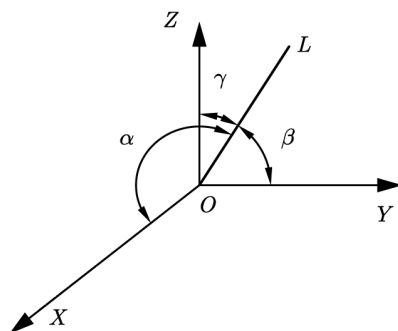


图 3-1 三线摆测量原理图

设 O-XYZ 为固定在系统中的参考坐标系,坐标原点 O 位于悬置系统的质心

位置，过质心平行发动机曲轴方向指向发动机皮带轮侧为 X 轴，垂直向上为 Z 轴，Y 轴根据右手定则可得^[81]。设 L 为系统中的任一点，则对过原点 O 的轴线 OA 的转动惯量 I_{oA} 可以通过公式求出：

$$I_{OA} = I_{xx} \cos^2 \alpha + I_{yy} \cos^2 \beta + I_{zz} \cos^2 \gamma - 2I_{yz} \cos \beta \cos \gamma - 2I_{xz} \cos \alpha \cos \gamma - 2I_{xy} \cos \alpha \cos \beta \quad (3-1)$$

式中： I_{xx} 、 I_{yy} 、 I_{zz} —绕参考坐标轴的转动惯量； I_{xy} 、 I_{xz} 、 I_{yz} —相对于参考坐标轴的惯性积； α 、 β 、 γ —为 OA 轴分别与坐标系 X、Y、Z 轴的夹角。

由式(3-1)可知，通过试验测定六组动力总成绕不同轴线的转动惯量以及轴线与参考坐标系的夹角，就可以通过求解相应的方程组确定动力总成的转动惯量和惯性积。

在三线摆实测现场，装置布局如图 3-2 中(a)所示，其主要由固定支架、圆盘和三根等长的悬线组成。测量时，首先步骤是在动力总成上确定一个基准坐标系，并在坐标原点处安装三个相互垂直的标尺，表示三维空间中的各坐标轴。随后，将动力总成通过吊装安置在圆台上的预定位置，如图 3-2 中(b)所示。在确保其保存静止状态后，利用量角器测量三个坐标轴与三线摆中心轴线之间的夹角。然后使动力总成绕着三线摆中心轴线进行旋转，同时使用光电传感器捕捉并记录动力总成摆动的周期性数据。在整个试验过程中，需要将动力总成摆放 6-10 种不同的姿态，并针对每一种姿态重复上述测量流程。最终，依靠实验设备内置的数据处理程序将采集的数据进行分析和拟合，从而准确计算出动力总成的惯性参数。所测量的动力总成参数及获取的车身惯性参数见表 3-1。



(a) 三线摆装置



(b) 三线摆试验

图 3-2 三线摆测量惯性参数

表 3-1 动力总成及车身惯性参数 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)

对 象	I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}	I_{xy}	I_{yz}	I_{xz}
动力总成	13.19	5.57	14.30	-11.70	-1.45	0.36
车 身	453.79	995.15	1167.44	4.28	0.35	-41.93

在进行悬置元件实际安装过程中,其位置的选择会受到周围其它部件的影响。合理选择适合的安装点对于实现悬置系统各个方向上的刚体模态有效解耦至关重要。动力总成质心、车身质心以及各悬置安装点在整车坐标系下的坐标如表 3-2 所示。

表 3-2 动力总成质心、车身质心和各悬置在整车坐标系下的位置 (mm)

坐标	动力总成质心	车身质心	左悬置	右悬置	后悬置
X	-155.8	1280.0	-114.1	-175.6	106.7
Y	-14.5	0.0	-470.3	485.5	-75.8
Z	187.3	257.9	301.0	364.2	-83.5

为了计算悬置系统的固有特性,需要对悬置元件进行三向刚度的测量。对于使用的橡胶悬置元件,其静态刚度的测定是在 MTS 试验台上进行的。具体操作时,将悬置元件利用钢制夹具固定后,逐步缓慢施加并卸除载荷,同时通过电脑端控制测量并记录悬置元件所受的力和位移数据,进而绘制出力与位移的关系曲线,获取悬置元件的载荷变化 ΔF 及相应的位移变化 ΔS ,二者的比值 $\Delta F / \Delta S$ 即为静刚度。现场试验测试设备具体布局如图 3-3 所示。由于悬置元件在不同动态载荷作用下的动态刚度存在差异,考虑悬置元件的动静比为 1.4。各悬置的初始三向动静刚度如表 3-3 示。各车轮刚度均设定为 180 N/mm 。各悬架的安装位置、三向刚度如表 3-4 所示。

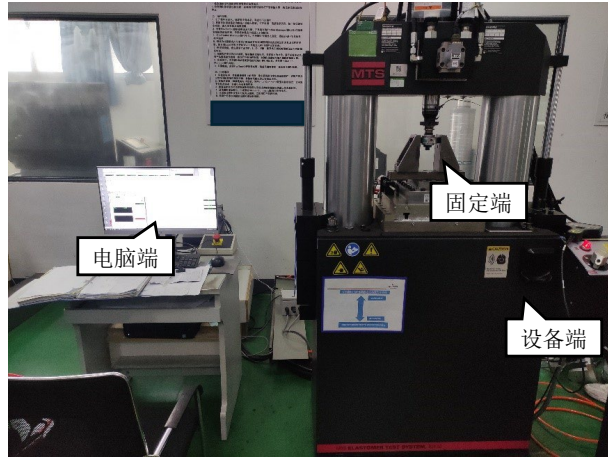


图 3-3 悬置元件刚度测量设备

表 3-3 各悬置的初始动静刚度

悬置	静刚度 (N/mm)			动刚度 (N/mm)		
	K_u	K_v	K_w	K_u	K_u	K_w
左悬置	109	116	167	153	162	234
右悬置	114	106	150	160	148	210
后悬置	146	10	10	205	14	14

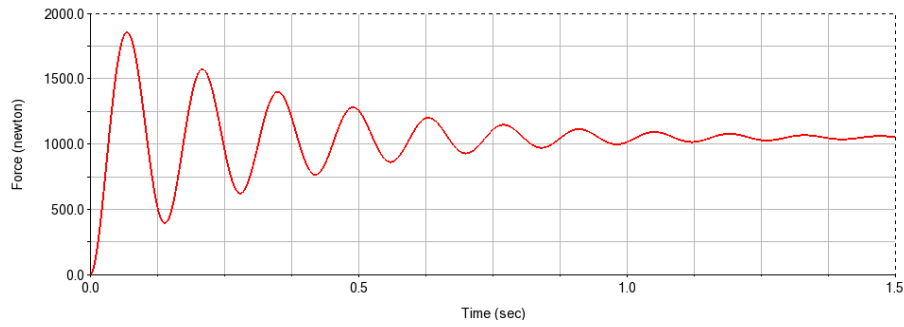
表 3-4 各悬架的安装位置、刚度及阻尼

悬架	整车坐标系下的坐标			刚度	阻尼
	X/mm	Y/mm	Z/mm	N/mm	$N \cdot s \cdot mm^{-1}$
左前悬	50.0	-780	20	26.1	1.7
右前悬	50.0	780	20	26.1	1.7
左后悬	2750.0	-780	15	23.0	1.1
右后悬	2750.0	780	15	23.0	1.1

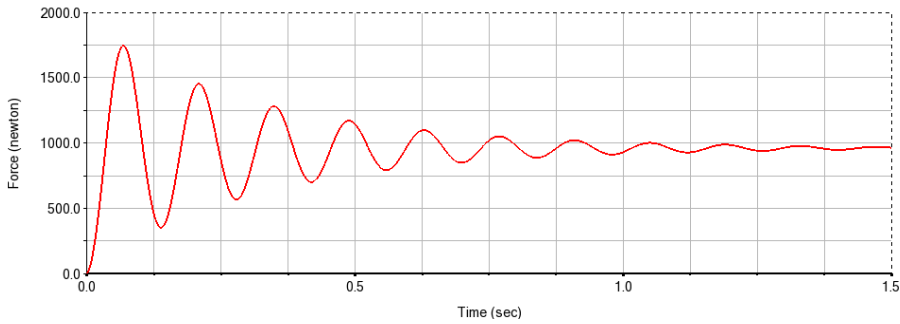
3.1.2 固有频率和解耦率计算

利用上一节所确定的动力总成悬置系统的各项参数，在 ADAMS 仿真软件中建立系统的仿真模型，进行系统固有特性和动态特性分析。模型主要的组成部分为刚体和约束，其中刚体部分对应的是动力总成，通常将其简化为一个具有空间六自由度的刚体模型，并通过调整命令配置模型所需的具体参数。对于约束部分，是通过模拟左、右、后三个悬置元件实现对动力总成的运动范围的约束。

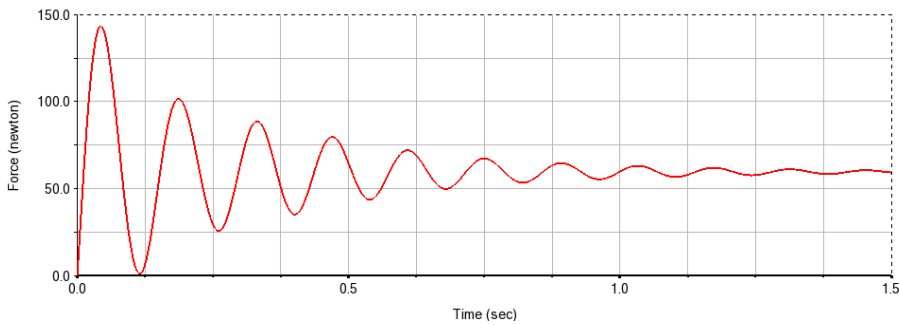
对处于静态且仅有重力作用下的悬置系统进行仿真,测量各个悬置元件 Z 向支反力,如图 3-4 中(a)、(b)、(c)所示。



(a) 左悬置 Z 向支反力曲线



(b) 右悬置 Z 向支反力曲线



(c) 后悬置 Z 向支反力曲线

图 3-4 各悬置 Z 向支反力曲线

从图 3-4 可以看出,左悬置 Z 方向的支反力 F_1 为 1050N,右悬置 Z 方向的支反力 F_2 为 961.3N,后悬置 Z 向的支反力 F_3 为 59.4N。左右两侧的悬置元件承载着动力总成大部分的质量,后悬置负责限定动力总成的位移,确保悬置系统满足设计规范。建立的模型中三个悬置的 Z 向支反力总和 F_o 为 2070N,如图 3-5 所示的各悬置 Z 向支反力之和的曲线。动力总成的质量为 211.2 kg,约为 2069.8N,与系统中三个悬置 Z 方向支反力总和基本相等,验证了建立的动力总成悬置系统六自由度模型的准确性。

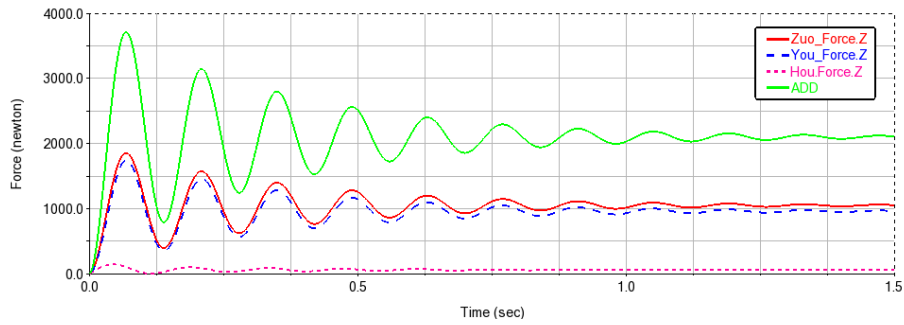


图 3-5 各悬置 Z 向支反力和之和

在确保建立模型准确的基础上，通过 ADAMS/Vibration 模块，仅在重力的作用下对动力总成悬置系统六自由度模型进行振动模态分析。计算得到悬置系统的固有频率和解耦率，如表 3-5 所示。

表 3-5 六自由度系统模态频率 (Hz) 及解耦率 (%)

固有频率	5.46	7.81	7.32	14.84	8.93	13.26
主要振型	Y 轴平动	X 轴平动	Z 轴平动	X 轴转动	Y 轴转动	Z 轴转动
解 耦 率	86.88	82.00	91.97	89.20	47.92	66.14
方 向	纵向	横向	垂向	侧倾	俯仰	横摆

从表 3-5 可以看出，最低频率为纵向 Y 轴平动模态频率为 5.46 Hz，最高频率为侧倾 X 轴转动模态频率为 14.84 Hz，但垂向和横向的频率间隔小于 1 Hz。通常情况下，若某个模态在特定频率下的能量占比超过 85%，则认为模态与其它模态之间的解耦程度达到了预期的标准。由表 3-5 可知，该系统在 Y 轴转动和 Z 轴转动的解耦率分别为 47.92% 和 66.14%，均不满足要求，振动耦合的情况严重。汽车行驶过程中，主要受到两大振源的影响：一是动力总成产生的激励；二是路面的不平整造成的激励。随着道路条件的提升，路面不平度带来的激励在很大程度上被减轻。因此，动力总成激励对汽车车体振动的影响变得更加显著。

为了更准确的反映动力总成悬置系统的振动特性，根据图 2-3 的十三自由度动力学模型建立仿真模型，在悬置系统六自由度模型的基础上，即考虑四个非簧载质量的垂向运动以及车身垂向、俯仰和侧倾运动，构成了能够充分反映汽车行驶平顺性的整车十三自由度模型。根据各悬置的初始静刚度各已知的参数，仿真计算求出十三自由度模型中动力总成的各阶固有频率及模态解耦率，结果如表 3-6 所示。

表 3-6 十三自由度模型固有频率 (Hz) 及解耦率 (%)

振 型	x	y	z	Rx	Ry	Rz
固有频率	7.82	5.49	9.47	14.99	8.79	13.28
解耦率	83.68	87.24	52.38	90.36	43.78	66.80

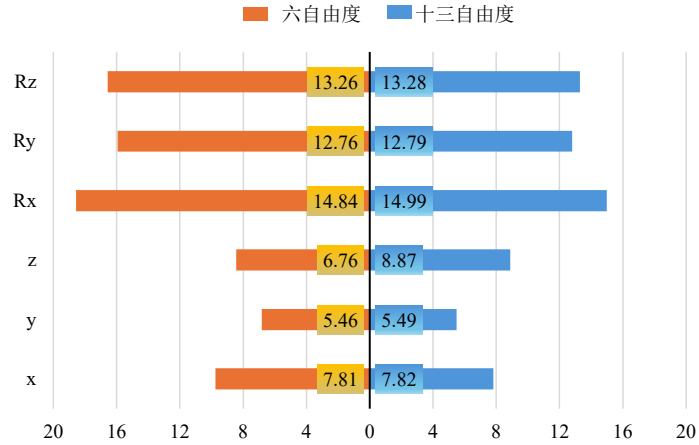


图 3-6 固有频率 (Hz) 对比

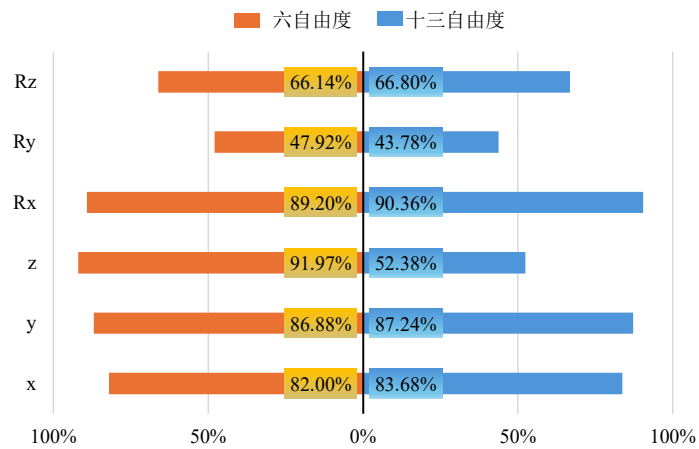


图 3-7 解耦率对比

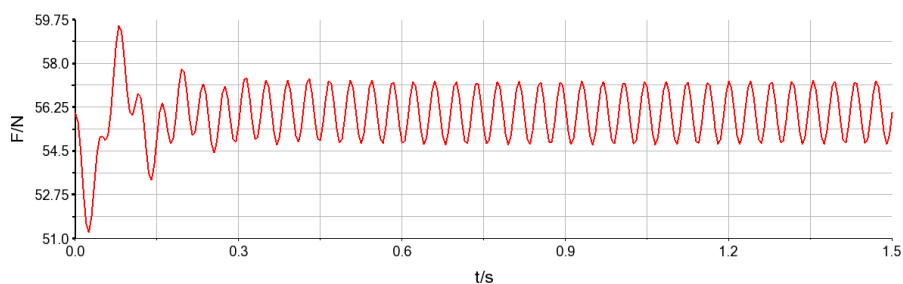
对比图 3-6 中不同自由度模型的动力总成固有频率，可以看出，传统六自由度模型计算的动力总成固有频率与十三自由度模型计算得到的固有频率在垂直方向上存在 2.1 Hz 差异，其他 5 个方向的固有频率计算结果基本一致。垂向固有频率计算结果的差异，主要原因是由于六自由度悬置系统模型将车身视为无限大的刚体^[82]。从图 3-7 中可以看出，六自由度和十三自由度模型在解耦率上的较大差异为垂直方向，解耦率分别为 91.97%和 52.38%，其它解耦率计算结果基本保持一致。

通过对比系统固有特性分析的结果,表明本文所建立的十三自由度整车模型能够取代传统的六自由度模型,且在模型的完整性上能更加全面的反映整车的特性,更适用于整车振动的隔振分析和优化研究。

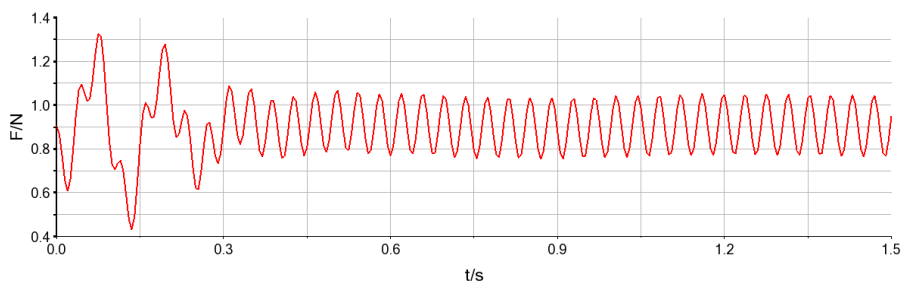
3.1.3 支反力计算

从隔振角度来看,悬置支反力可以反应力的传递情况,当汽车动力总成在工作时,在悬置元件的支撑点处会产生响应力,并向车身和车架产生激振。具体来说,可以通过改变悬置支反力的振幅大小,能够有效的控制动力总成振动的传递。

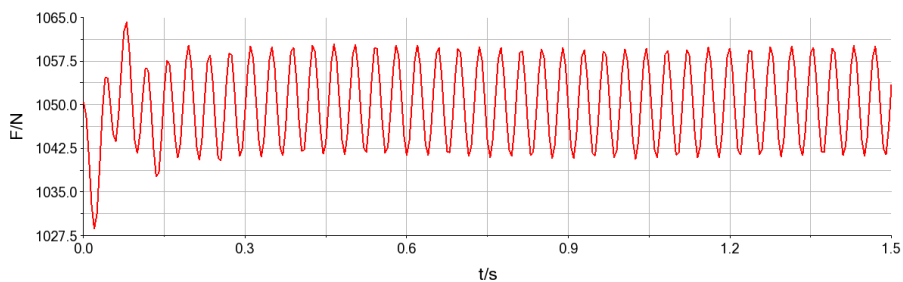
时域分析是使用 ADAMS/View 模块,对建立的仿真模型进行施加激励、仿真时间、步长等设置,获取各性能指标随时间变化的曲线图。本节对建立的整车十三自由度动力总成悬置系统模型进行仿真分析怠速工况下的各悬置支反力的时域响应情况。已知怠速工况下的转速 $n=777\text{ r/min}$, 激振频率为 $f=25.9\text{ Hz}$, 在动力总成质心处施加绕曲轴方向的振动力矩和垂直向上的惯性力。仿真过程中,设置仿真时间为 1.5 s , 步长设置为 500 , 在平衡状态开始进行仿真。仿真完成后通过软件后处理整理数据,分别测量左、右、后三个悬置 X、Y、Z 方向的支反力时域曲线,如图 3-8、3-9、3-10 所示。



(a) X 向支反力时域曲线

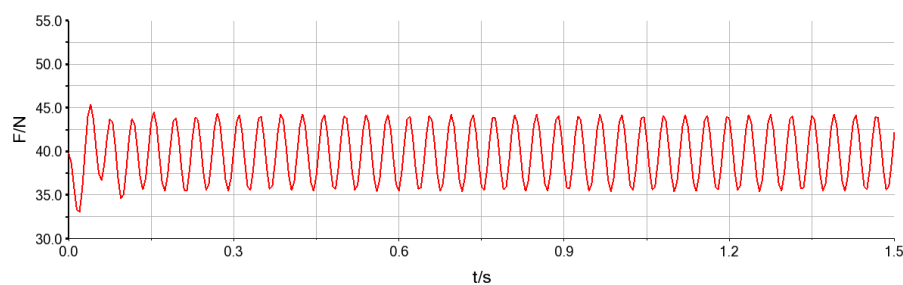


(b) Y 向支反力时域曲线

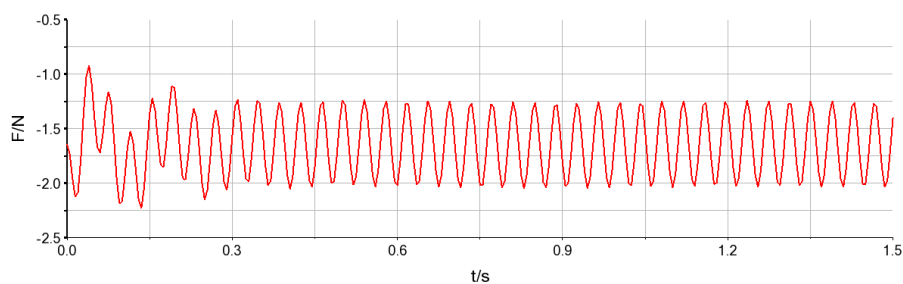


(c) Z 向支反力时域曲线

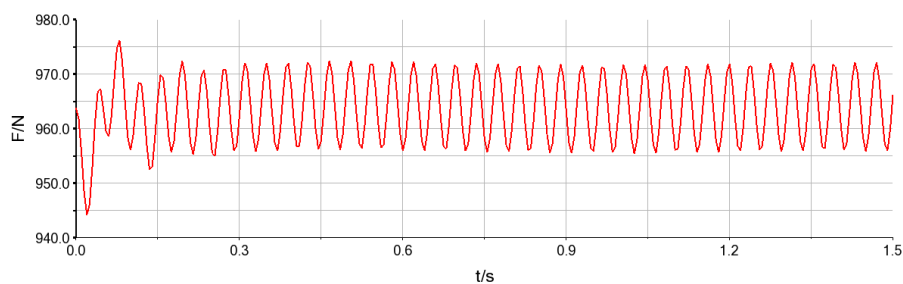
图 3-8 怠速工况下左悬置三向支反力时域曲线



(a) X 向支反力时域曲线

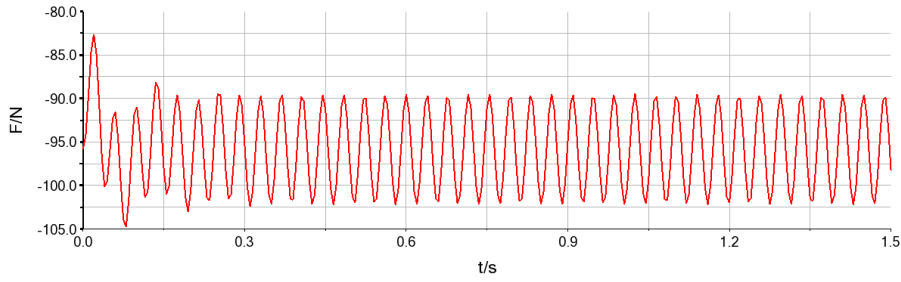


(b) Y 向支反力时域曲线

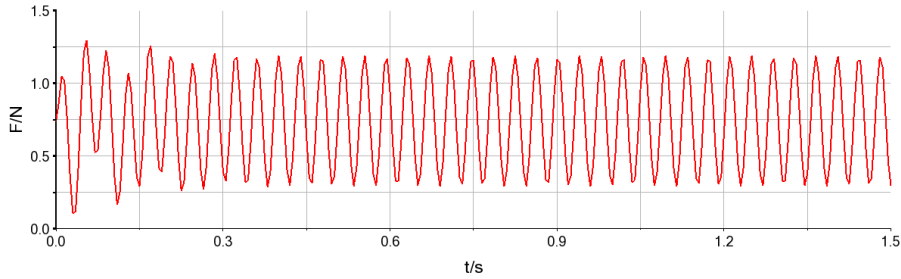


(c) Z 向支反力时域曲线

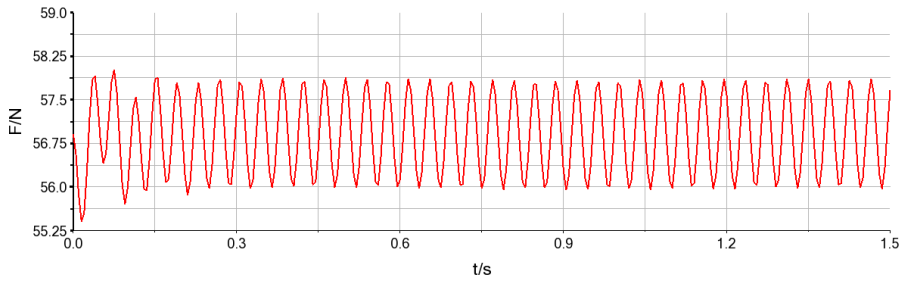
图 3-9 怠速工况下右悬置三向支反力时域曲线



(a) X 向支反力时域曲线



(b) Y 向支反力时域曲线



(c) Z 向支反力时域曲线

图 3-10 怠速工况下后悬置三向支反力时域曲线

从图 3-8、3-9、3-10 可以看出，振动响应在初始阶段较为显著，主要是由于系统的自由振动与强迫振动在起始时刻叠加的效果，后续逐渐趋于平稳，是因为倾覆力矩引起的振动持续存在，而自由振动的振幅对最终的振动状态影响甚微。观察图中纵坐标可知，左、右、后三个悬置的 Y 向支反力远小于其它方向，只起到辅助支撑的作用。而左、右悬置的 Z 向支反力远大于后悬置的 Z 向支反力，是振动传递的主要方向。悬置支反力的振幅大小是评价悬置系统隔振效果的一个重要指标，该值越小说明系统的隔振性能越好。从上述可知，初始动力总成悬置系统的固有特性表现不佳，各悬置支反力振幅较大，影响悬置系统的隔振效果，后续通过优化设计进行改善。

3.2 悬置系统优化模型

在动力总成悬置系统的减振优化设计中,需要平衡两个互相矛盾的需求。一方面,为了防止发动机振动导致的过度位移,悬置元件需要具有足够的刚度确保稳定支撑。另一方面,为了减小振动传递至车身或车架,悬置元件又需要具备较低的刚度水平,实现有效的隔振。因此,在悬置系统优化设计时,需要综合考虑这两个方面,实现刚度的恰当平衡。此外,悬置元件的安装位置、角度也在考虑的范围之内。

3.2.1 设计变量

在进行优化设计时,固定不变的参数称为设计常量,例如,动力总成和车身的质心位置、惯量参数等作为常量处理。与此相对的是设计变量,指的是在设计过程中能够被调整和优化的一系列独立参数。为减轻由动力总成激发的车内振动,设计过程中保持动力总成本身特性(如质量、转动惯量参数等)及车身结构不变的前提下,只调整悬置系统参数。其中包括对悬置刚度、安装位置和角度等参数进行分析研究。

对于研究对象插电式混合动力汽车,只专注于对动力总成悬置系统进行优化设计,而不对车辆的整体结构进行任何改动。优化过程中,考虑到成本效益和现有制造工艺的兼容性,对悬置元件的现有布置方式不做改动,即不对其安装位置和角度进行调整。由于悬置元件的刚度可以通过不同工艺等方法进行调整且易于改变,因此设计变量的选择主要针对每个悬置元件的 X、Y、Z 三个主轴方向上的刚度值大小。通过将各个悬置的刚度值大小作为可调整的设计变量,要保证各个悬置有足够的刚度,使其在各种工况条件下的静变形和振动幅度有效控制在允许的范围内。通过上节仿真结果的支反力的时域响应分析,选取左悬置 X 向刚度 K_{lx} 、左悬置 Z 向刚度 K_{lz} 、右悬置 X 向刚度 K_{rx} 、右悬置 Z 向刚度 K_{rz} 、后悬置 X 向刚度 K_{hx} 这 5 个刚度参数作为优化目标函数的设计变量。

3.2.2 优化目标

选择合适的优化目标是进行系统优化设计的前提。依据不同的评估方法,可

以构建出多样的目标函数，其可以作为评价设计方案性能的准则。在设计开发动力总成悬置系统的过程中，传统设计策略着重于系统固有频率和解耦率的优化。然而为了实现更好的隔振效果，还需要进一步探讨悬置对车身或动力总成的作用力，并准确识别作用力的主要方向。分析研究悬置支反力的动态特性不仅有助于系统在固有频率和解耦程度上的提升，还能根据力的传递和分布情况实现更高效的隔振效果。

降低悬置支撑处响应力对于提升系统隔振性能至关重要，因为动力总成的平移或旋转运动都会受到悬置点响应力的直接影响。当响应力的振幅降低时，意味着动力总成向车身传递的力或力矩也随着减小，进而有效降低悬置系统的振动传递。故本文选取悬置支反力振幅最小为优化目标，建立的目标函数为：

$$F_l = w_1 \cdot f_{lx} + w_2 \cdot f_{lz} + w_3 \cdot f_{rx} + w_4 \cdot f_{rz} + w_5 \cdot f_{hx} \quad (3-2)$$

式中： F_l 为悬置支反力目标值； f_{lx} 、 f_{lz} 、 f_{rx} 、 f_{rz} 、 f_{hx} 分别为悬置支反力振幅大小； w_1 、 w_2 、 w_3 、 w_4 、 w_5 分别为函数的加权系数。

根据动力总成悬置系统的特性分析，经过数据的归一化处理^[83]，得到目标函数的加权系数分别为：1、0.2、0.33、0.25、0.5。

3.2.3 约束条件

在参数优化的过程中，目标函数的求解需要在一系列不同约束条件定义的可行解空间内进行。通过约束可以确保优化设计既满足技术规范，又能达到预期的优化目的。本文约束设计变量刚度值的变化范围控制在初始动刚度的±30%的边界之内，如表 3-7 所示。

表 3-7 设计变量约束条件上下限

刚度 (N/mm)	下限	上限
K_{lx}	107	198
K_{lz}	164	304
K_{rx}	112	208
K_{rz}	147	273
K_{hx}	144	267

3.3 本章小结

本章根据相关标准获取以及通过实际模型测量获取动力总成悬置系统的必要参数，包括质量参数、惯性参数、刚度参数等。在 ADAMS 动力学分析软件中建立了动力总成悬置系统的六自由度和整车十三自由度仿真模型，对系统的固有频率和解耦率求解分析对比，结果表明：系统的固有频率分布不合理，以及个别模态的解耦率过低。同时验证了整车十三自由度对于动力总成悬置系统的优化设计较六自由度模型更具优势。通过对整车模型各悬置支反力的时域响应情况分析，确定以悬置支反力振幅最小为优化目标，以左悬置 X 向刚度、左悬置 Z 向刚度、右悬置 X 向刚度、右悬置 Z 向刚度、后悬置 X 向刚度作为设计变量，建立动力总成悬置系统的优化模型。

第4章 基于灰狼算法的动力总成悬置系统优化设计

本章在明确了优化目标、设计变量及约束条件的前提下，选取群智能优化算法中的灰狼算法进行目标函数求解。首先介绍了灰狼算法的来源及算法原理，为后续的算法设计提高理论基础。然后采取正交试验设计处理分析优化目标与多因素设计变量之间的关联特征，再利用响应面法建立目标与变量两者之间的二次多项的响应面模型。最后，设计灰狼算法对满足精度验证的近似模型进行寻优求解并完成优化前后的结果分析。

4.1 灰狼算法

4.1.1 灰狼算法来源

群体智能算法是一类模拟自然界生物行为规律的智能优化方法，是通过分析和总结生物的特定行为模式，构建相应的数学模型，用于解决函数优化和全局最优搜索问题。灰狼优化算法(Grey Wolf Optimization, GWO)便是其中之一，其灵感源自灰狼群体在捕食过程中的策略和行为。2014年，Mirjalili等^[84]人通过观察灰狼的狩猎行为，如追踪、包围和攻击猎物，提出了这一算法。该算法的设计基于灰狼社会中领导者与追随者间的合作与竞争机制，反映了自然界中灰狼高度协作和竞争的生存策略。

自然界中，狼是一种群居肉食动物，一般由5-12头狼组成。狼群内部遵循着一套严格的等级体系，该体系按照狼群地位的高低分为四个层次：位于顶端的是领袖 α ；其次是次级领袖 β ；然后是中级成员 δ ；最底层则是数量居多的从属成员 ω 。这种等级划分形成一种金字塔式的结构，如图4-1所示。

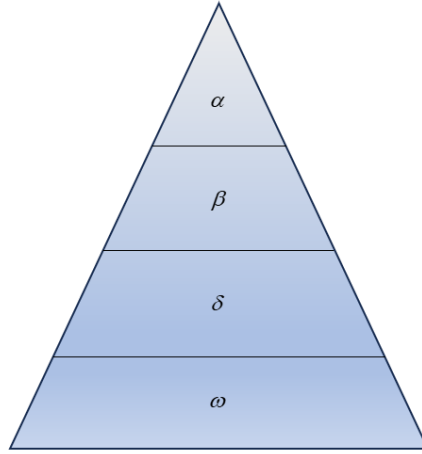


图4-1 灰狼种群等级制度示意图

位于狼群社会结构顶端的是领袖 α 狼，担当着决策者的角色，对狼群的狩猎策略和行动方向起着关键性的指导作用。紧随其后的是 β 狼，其作为领袖的得力助手，不仅要参与决策的执行，还负责监控下层狼群的动态，并提供反馈以巩固上层的领导地位。第三阶层 δ 狼一般由经验丰富的年长狼担任，这些狼可能是前任的领袖或副首领，主要肩负着侦查、狩猎、警戒和照料群体中弱势成员的责任。而最底层的 ω 狼构成了狼群的基础，虽然位于社会等级的末端，但在维持群体稳定和执行上级指令中发挥着不可或缺的作用^[85]。

4.1.2 灰狼算法原理

灰狼算法借鉴了自然界灰狼群体的等级体系与捕猎行为策略，通过建立数学模型的方式来模拟狼群的狩猎行为。灰狼群体在狩猎时会展现出跟踪、包围、攻击猎物的行为。这些行为在算法中被抽象为搜索策略，即算法中的 ω 狼在迭代过程中会根据适应度高的 α 、 β 、 δ 狼的位置不断更新自己的位置，来寻找最优解^[86]。

一般灰狼种群从远距离发起追击，最终对猎物目标形成包围，对猎物的包围过程的数学模型表达如下：

$$\bar{D} = |\bar{C} \cdot \bar{X}_p(t) - \bar{X}(t)| \quad (4-1)$$

$$\bar{X}(t+1) = \bar{X}_p(t) - \bar{A} \cdot \bar{D} \quad (4-2)$$

式中： $\bar{D}$ 为灰狼个体与猎物之间的距离； $\bar{X}_p$ 为目标的位置向量； t 代表当前的迭

代次数； $\vec{X}$ 是灰狼的位置向量； $\vec{A}$ 、 $\vec{C}$ 为协同系数向量，表达式如下：

$$\vec{A} = 2\vec{a} \cdot \vec{r}_1 - \vec{a} \quad (4-3)$$

$$\vec{C} = 2\vec{r}_2 \quad (4-4)$$

式中：收敛因子 $\vec{a}$ 的取值是线性变化的，用于控制搜索范围的收缩，随着迭代次数增加范围从2逐渐减小到0； $\vec{r}_1$ 和 $\vec{r}_2$ 是 [0,1] 之间的随机向量，用于增加搜索的随机性。

在灰狼群体进行捕食行动时， α 狼凭借卓越的感知能力定位猎物，并引导狼群进行行动。随着猎物位置的变动，狼群也会相应调整策略，紧随猎物的移动轨迹，逐步缩小包围圈，以确保捕猎的成功。追捕过程中，狼群会不断更新自己的位置。数学公式可以描述为：

$$\begin{aligned} \vec{D}_\alpha &= |\vec{C}_1 \cdot \vec{X}_\alpha(t) - \vec{X}(t)| \\ \vec{D}_\beta &= |\vec{C}_2 \cdot \vec{X}_\beta(t) - \vec{X}(t)| \\ \vec{D}_\delta &= |\vec{C}_3 \cdot \vec{X}_\delta(t) - \vec{X}(t)| \end{aligned} \quad (4-5)$$

式中： $\vec{D}_\alpha$ 、 $\vec{D}_\beta$ 、 $\vec{D}_\delta$ 表示 α 、 β 、 δ 与个体狼 ω 之间的距离； $\vec{X}_\alpha$ 、 $\vec{X}_\beta$ 、 $\vec{X}_\delta$ 分别代表 α 、 β 、 δ 狼的当前位置； $\vec{C}_1$ 、 $\vec{C}_2$ 、 $\vec{C}_3$ 分别表示0-2之间的随机数。

$$\vec{X}_1 = \vec{X}_\alpha - \vec{A}_1 \cdot (\vec{D}_\alpha) \quad (4-6)$$

$$\vec{X}_2 = \vec{X}_\beta - \vec{A}_2 \cdot (\vec{D}_\beta) \quad (4-7)$$

$$\vec{X}_3 = \vec{X}_\delta - \vec{A}_3 \cdot (\vec{D}_\delta) \quad (4-8)$$

$$\vec{X}(t+1) = \frac{\vec{X}_1 + \vec{X}_2 + \vec{X}_3}{3} \quad (4-9)$$

式中： $\vec{X}_1$ 、 $\vec{X}_2$ 、 $\vec{X}_3$ 表示灰狼最新位置； $\vec{X}(t+1)$ 定义了迭代 $t+1$ 次后 ω 狼的位置。

如图4-2为狼群位置更新示意图。

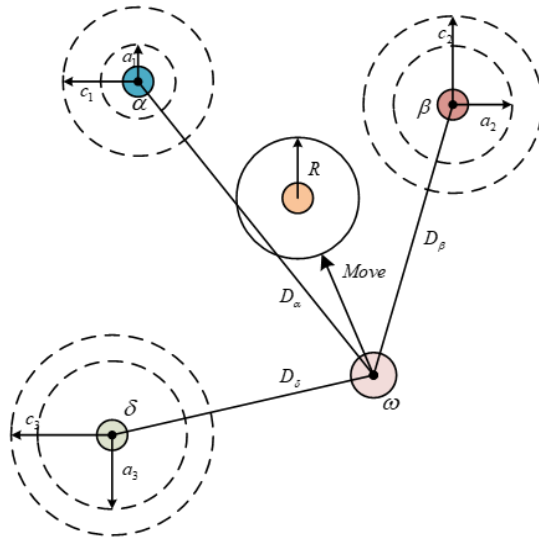


图4-2 灰狼种群位置更新示意图

灰狼群体在追踪猎物的过程中，主要依赖于群体中上层阶级 α 、 β 、 δ 狼的方位。初始时，狼群成员之间会分散开来，扩大范围各自进行，直至发现猎物踪迹，然后迅速集结，共同向猎物发起攻击。在灰狼算法中，参数A设置在区间范围 $[-1,1]$ 之间随机值时，群体会逐步缩小与猎物的距离，并寻找合适时机进行捕杀。若参数 $|A| > 1$ ，群体会向外扩大搜索半径，方便寻找更好的猎物。自然界中，灰狼捕猎也并不是十分顺利的，也会有扰动因素的发生阻碍狼群的追捕。在算法中，随机因素 $\vec{C}$ 的引入会使得狼群与猎物之间的距离产生不可预测的变化，其目的是防止搜索的过程过早收敛陷入局部最优，有助于探索全局最优解^[87]。

4.2 正交试验法

试验设计 (Design of Experiment, DOE) 是一种系统化的试验安排方法，旨在通过科学和标准化的测试流程实现最佳的试验目的。一个合理的试验设计是确保试验成功的关键，但如果缺乏对试验数据的有效计算和分析，就无法从结果中提炼出有价值的信息。精确的试验设计能够有效地组织各种试验因素(设计变量)，精确控制试验误差，从而在人力、财力、物力和时间上实现资源的最优利用，并获取尽可能多的高质量试验数据。反之，一个不科学的试验设计将导致不必要的资源浪费。

4.2.1 正交试验

在应用响应面法进行数学模型的拟合之前,首先需要选取适当数量的试验点。这些试验点的选定是通过对输入变量的特定组合进行计算,以获得相应的响应值,从而推导出响应面模型的参数。而正交试验设计作为一种多变量试验研究方法,是试验优化领域的一个关键技术。它能够合理而高效地配置试验因素,通过选择一部分具有代表性的试验来进行分析,从而反映出整个试验的全貌。这种方法避免了全面试验的繁琐,显著提高了试验的效率^[88]。正交试验设计可划分为单因素和多因素两大类别。单因素试验专注于单一影响因素的变化,其特点是试验次数较少且能快速得出结论,适用于单一变量分析的场景。而多因素试验涉及两个或更多变量,虽然试验次数较多且过程较为复杂,但借助正交表的使用,可以高效地开展试验,适用于多变量的综合分析。在明确了试验目的和评价指标之后,正交试验设计可以根据下图4-3正交试验流程图进行研究^[89]。

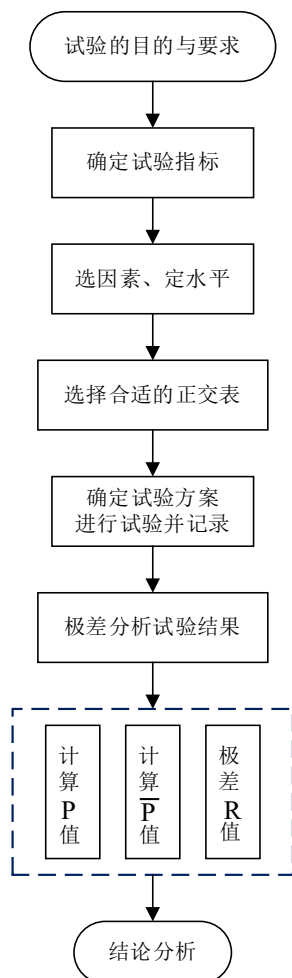


图 4-3 正交试验设计流程图

4.2.2 正交表设计

在进行试验设计时，试验因素和水平数一般是需要经验或者分析总结得出。对于多因素来说，需要根据试验的目的，选出试验指标影响较大的几个因素。根据优化目标分析，选取左悬置 X 向刚度 K_{lx} 、左悬置 Z 向刚度 K_{lz} 、右悬置 X 向刚度 K_{rx} 、右悬置 Z 向刚度 K_{rz} 、后悬置 X 向刚度 K_{hx} 这 5 个设计变量作为影响因素并确定其范围为 $\pm 30\%$ 的阈值边界^[90]。确定正交试验设计为 5 因素 5 水平，绘制正交试验参数水平表 4-1。根据试验的因素数和水平数，在资料库中查阅并挑选合适的正交试验表，本文采取 5×5 正交试验表如表 4-2 所示。

表 4-1 悬置刚度正交试验的参数水平

因素	水平				
	1	2	3	4	5
K_{lx}	107	130	153	176	198
K_{lz}	164	199	234	269	304
K_{rx}	112	136	160	184	208
K_{rz}	147	178	210	241	273
K_{hx}	144	175	205	236	267

表 4-2 5×5 正交试验表

序号	因素				
	K_{lx}	K_{lz}	K_{rx}	K_{rz}	K_{hx}
1	1	1	1	1	1
2	1	2	2	2	2
3	1	3	3	3	3
4	1	4	4	4	4
5	1	5	5	5	5
6	2	1	2	3	4
7	2	2	3	4	5

续表 4-2 5×5 正交试验表

序号	因素				
	K_{lx}	K_{lz}	K_{rx}	K_{rz}	K_{lx}
8	2	3	4	5	1
9	2	4	5	1	2
10	2	5	1	2	3
11	3	1	3	5	2
12	3	2	4	1	3
13	3	3	5	2	4
14	3	4	1	3	5
15	3	5	2	4	1
16	4	1	4	2	5
17	4	2	5	3	1
18	4	3	1	4	2
19	4	4	2	5	3
20	4	5	3	1	4
21	5	1	5	4	3
22	5	2	1	5	4
23	5	3	2	1	5
24	5	4	3	2	1
25	5	5	0	3	2

在选择合适正交表之后，根据表头设计所列出的参数水平，确定正交试验方案，将表中的数字 1、2、3、4、5 参照变量的取值范围依次填入表格，以悬置支反力为评价指标，依此进行 26 组试验，其中 0 组试验为初始参照组，得到的试验结果填入正交表中的指标一列，绘制得到的正交表 $L_{25}(5^5)$ 如下表 4-3 所示。

表 4-3 正交试验分析结果

序号	因素					评价指标
	K_{lx}	K_{lz}	K_{rx}	K_{rz}	K_{hx}	
0	153	234	160	210	205	9.873
1	107	164	112	147	144	8.250
2	107	199	136	178	175	8.469
3	107	234	160	210	205	9.593
4	107	269	184	241	236	10.760
5	107	304	208	273	267	11.969
6	130	164	136	210	236	9.468
7	130	199	160	241	267	10.631
8	130	234	184	273	144	9.650
9	130	269	208	147	175	9.468
10	130	304	112	178	205	9.648
11	153	164	160	273	175	9.512
12	153	199	184	147	205	9.296
13	153	234	208	178	236	10.455
14	153	269	112	210	267	10.201
15	153	304	136	241	144	9.673
16	176	164	184	178	267	10.337
17	176	199	208	210	144	9.333
18	176	234	112	241	175	9.509
19	176	269	136	173	205	10.646
20	176	304	160	147	236	10.500
21	198	164	208	241	205	10.341
22	198	199	112	273	236	10.520
23	198	234	136	147	267	10.352
24	198	269	160	178	144	9.272
25	198	304	184	210	175	10.494

试验完成后,关键是对正交试验的结果数据进行处理,依据处理结果进行准确分析和归纳,结果分析通常采用极差分析法和方差分析法^[91]。其中,方差分析通过放大数据波动的数值,计算结果更为准确,但其计算过程十分复杂,涉及对所有数据的综合处理。极差分析法又称为直观分析法,以其简洁明了和易于操作的特点,被广泛应用于各种场景。极差分析法数据处理分析如下表4-4所示。

表4-4 试验指标极差分析结果

		试验参数				
		K_{lx}	K_{lz}	K_{rx}	K_{rz}	K_{hx}
P	P_1	48.041	46.907	47.127	46.866	45.176
	P_2	48.865	48.248	48.607	48.182	47.451
	P_3	49.136	49.557	49.508	49.088	49.524
	P_4	50.324	50.347	50.536	50.913	51.703
	P_5	50.978	52.281	51.566	52.296	53.490
$\bar{P}$	$\bar{P}_1$	16.013	15.632	15.709	15.622	15.058
	$\bar{P}_2$	16.288	16.082	16.202	16.060	15.817
	$\bar{P}_3$	16.378	16.519	16.502	16.362	16.508
	$\bar{P}_4$	16.774	16.782	16.845	16.971	17.234
	$\bar{P}_5$	16.992	17.428	17.188	17.432	17.830
极差 R		0.979	1.792	1.4795	1.809	2.771
参数主次顺序		E>D>B>C>A				

表 4-4 中的 P 分别对应着各个影响因素在不同水平下的试验指标, $\bar{P}$ 分别对应着 P 的平均值, 极差 R 定义为同一列参数水平下的最高均值与最低均值的差值, 反映了在参数水平变化过程中试验指标的波动范围。较大的极差表明参数水平的变动对试验指标有显著的影响。通过分析表中的数据, 可以明确各参数与试验指标之间的关联程度, 并确定各因素对指标影响的相对重要性。结果表明, 影响试验指标的主次要参数顺序为 E>D>B>C>A, 其中, 后悬置 X 向刚度变化影响最大, 左悬置 Z 向刚度影响相对较小。

4.3 响应面法

4.3.1 响应面建模

近似模型方法是通过数学表达式模拟输入变量(自变量)与输出变量(因变量)的方法。有多种方法可以用于构建近似模型,其中包括响应面方法(RSM)、克里格模型(Kriging)方法和径向基函数(RBF)方法等,不同方法也会产生不同特点的近似模型。构建近似模型的关键在于如何准确地确立设计变量与响应的函数关系,用近似模型代替真实模型进行优化设计。构建近似模型流程如下4-4所示^[92]。

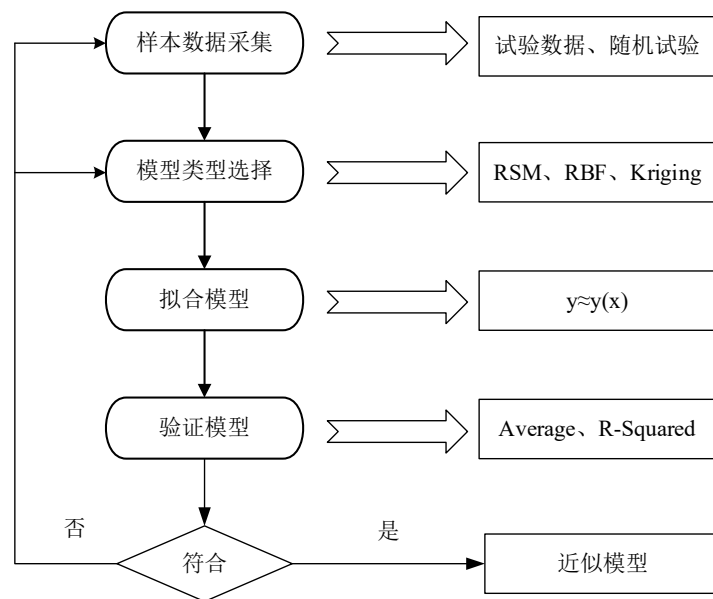


图4-4 近似模型构建流程

响应面法 (Response Surface Methodology, RSM) 是一种将实验设计和统计分析相结合的数学优化方法,最初由George E.P Box和K.B.Wilson^[93]提出。其核心在于创建一个合理的实验框架,基于框架收集实验数据,并通过回归方程分析拟合变量与响应目标之间函数关系。通过求解模型的最优解,确定最优参数组合。响应面法在处理非线性问题时显示出强大的能力,其涵盖了采样策略、模型构建、模型精确度检验和求解最优等关键步骤^[94]。具体来说,该方法是通过一系列采样数据,建立一个多项式模型近似地表示复杂的隐式状态函数。通过模拟和预测,不断调整和完善采样策略及迭代过程,目标是使这个多项式模型尽可能接近真实的隐式状态函数,即找到一个与实际观测值误差最小的近似表达。

响应面法建立数学模型的过程是一种构造近似显式数学模型的方法^[95]。该

关系式可以用式(4-10)所示:

$$\eta = f(x_1, x_2) \quad (4-10)$$

式中: x_1, x_2 为设计变量; f 为 x_1, x_2 的一个目标或近似函数; η 为目标值。

闭区间上的连续函数总能用一个多项式去逼近, 若响应量与设计变量是线性关系, 则可用一阶模型作为近似方程, 即:

$$Y = \lambda_0 + \lambda_1 x_1 + \lambda_2 x_2 + \cdots + \lambda_n x_n + \Delta \quad (4-11)$$

当响应量与自变量之间的关系不是严格的线性时, 通常需要采用更高阶的多项式进行更精确的近似模型。然而, 并不是多项式的阶次越高越好, 模型拟合能力的提升会导致计算复杂度的增加。工程实际中最常用二阶多项, 如式(4-12)所示:

$$Y = \lambda_0 + \sum_{i=1}^n \lambda_i x_i + \sum_{i=1}^n \lambda_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1+1}^n \lambda_{ij} x_i x_j + \Delta \quad (4-12)$$

式中: λ_0 、 λ_i 、 λ_{ii} 分别为常数项、一阶、二阶未知的系数; λ_{ij} 是交互作用系数; n 为设计变量的数量; x_i 、 x_j ($i, j = 1, 2, \dots, n$) 为设计变量; Y 表示目标函数值; Δ 表示实际和近似模型的误差。

响应面法求解是基于最小二乘法理论推导出来的, 其实质就是对数据进行最小二乘法拟合, 构建出一个能够近似描述响应值与试验数据关系的显式函数表达式。以 n 个设计变量为试验因素进行试验设计, 共进行 m 次试验, 得到一组设计目标 Y 的响应。

$$\mathbf{Y} = [Y_1 \quad Y_2 \quad \cdots \quad Y_m]^T \quad (4-13)$$

将式(4-13)写成矩阵形式:

$$\mathbf{Y} = \begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ \vdots \\ Y_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x_{11} & x_{21} & \cdots & x_{n1} \\ 1 & x_{12} & x_{22} & \cdots & x_{n2} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ 1 & x_{1m} & x_{2m} & \cdots & x_{nm} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \lambda_0 \\ \lambda_1 \\ \vdots \\ \lambda_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \Delta_0 \\ \Delta_1 \\ \vdots \\ \Delta_m \end{bmatrix} \quad (4-14)$$

即多元线性回归模型可表示为: $\mathbf{Y} = \mathbf{X}\boldsymbol{\lambda} + \boldsymbol{\Delta}$ 。

未知系数采用最小二乘法估算:

$$\hat{\boldsymbol{\lambda}} = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{Y} \quad (4-15)$$

根据响应面函数的完全二次多项式，若 Δ 服从 $N(0, \sigma_y^2)$ 正态分布，可通过相应的变换，令 $x_{1i} = x_i, x_{2i} = x_i^2$ 和 $x_{3i} = x_i x_j$ ，将其变为多元线性响应模型：

$$Y = \lambda_0 + \sum \lambda_{1i} x_{1i} + \sum \lambda_{2i} x_{2i} + \sum \lambda_{3i} x_{3i} + \Delta \quad (4-16)$$

根据正交试验表 4-3 所示，将悬置系统中左悬置 X 向刚度 K_{lx} 、左悬置 Z 向刚度 K_{lz} 、右悬置 X 向刚度 K_{rx} 、右悬置 Z 向刚度 K_{rz} 、后悬置 X 向刚度 K_{hx} 作为设计变量，构建二阶响应面模型为：

$$F_l = \lambda^T \mathbf{u} \quad (4-17)$$

式中： F_l 为悬置支反力的目标值； λ^T 为系数向量； $\mathbf{u}$ 为基函数向量；

$$\lambda = [\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 \cdots \lambda_{20}, \lambda_{21}]^T \quad (4-18)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{u} = [& 1, K_{lx}, K_{lz}, K_{rx}, K_{rz}, K_{hx}, K_{lx}^2, K_{lz}^2, K_{rx}^2, K_{rz}^2, K_{hx}^2, \\ & K_{lx}K_{lz}, K_{lx}K_{rx}, K_{lx}K_{rz}, K_{lx}K_{hx}, K_{lz}K_{rx}, K_{lz}K_{rz}, \\ & K_{lz}K_{hx}, K_{rx}K_{rz}, K_{rx}K_{hx}, K_{rz}K_{hx}]^T \end{aligned} \quad (4-19)$$

4.3.2 响应面求解

按照式 (4-15) 多元线性模型的方法处理，得到响应面模型回归系数。二阶响应面模型为：

$$\begin{aligned} F_l = & 5.957 + 0.133K_{lx} + 0.287K_{lz} + 0.089K_{rx} + 0.259K_{rz} + 0.548K_{hx} \\ & + 0.0115K_{lx}^2 + 0.0069K_{lz}^2 + 0.0137K_{rx}^2 + 0.0189K_{rz}^2 - 0.0225K_{hx}^2 \\ & + 0.0027K_{lx} \cdot K_{lz} - 0.0032K_{lx} \cdot K_{rx} - 0.0255K_{lx} \cdot K_{rz} + 0.0052K_{lx} \cdot K_{hx} \\ & - 0.0073K_{lz} \cdot K_{rz} - 0.0232K_{lz} \cdot K_{hx} + 0.0152K_{rx} \cdot K_{hx} \end{aligned} \quad (4-20)$$

式中： F_l 为支反力响应指标； K_{lx} 、 K_{lz} 、 K_{rx} 、 K_{rz} 、 K_{hx} 分别为左悬置 X 向刚度、左悬置 Z 向刚度、右悬置 X 向刚度、右悬置 Z 向刚度、后悬置 X 向刚度。

为了评价得到的数学模型的正确性，常采用相关系数 R^2 的评价方法，检验求得响应面的拟合程度^[96]。

$$R^2 = \frac{SSR}{SSY} = 1 - \frac{SSE}{SSY} \quad (4-21)$$

式中： SSY 为响应值与响应均值的平方和； SSE 为响应值与响应值估计值差的平方和； SSR 为响应值与响应均值差的平方和。表达式分别为：

$$SSY = \sum_{i=1}^m (F_i - \bar{F})^2 = \sum_{i=1}^m F_i^2 - m\bar{F}^2 = F^T F - \frac{(1^T F)^2}{m} \quad (4-22)$$

$$SSE = \sum_{i=1}^m (F_i - \tilde{F})^2 = (F - X\beta)^T (F - X\beta) = F^T F - \beta^T X^T F \quad (4-23)$$

$$SSR = SSY - SSE = \beta^T X^T F - \frac{(1^T F)^2}{m} \quad (4-24)$$

由式(4-21)可得： $R^2 = 0.9897$ 。其中， R^2 越趋近于 1，表明响应面数学模型的拟合质量越高，即该预测模型在允许的精度界限内具有较高的可信度，并且能准确映射出目标函数与设计变量之间的响应关系。据上述可得，该响应面模型能够较高等度的精确逼近真实模型，因此可以替代实际模型，用于系统的优化分析中。

4.4 基于灰狼算法的优化设计

4.4.1 优化算法设计

结合之前对整车十三自由度动力总成悬置系统模型的描述以及通过正交试验设计和响应面建立的数学模型来设计灰狼算法。

在算法执行过程中，主要包括以下关键步骤：

- 1、初始化：首先，随机生成一定数量的灰狼种群，并设定最大迭代次数、约束条件等；
- 2、计算适应度：评估每个灰狼的适应度值，根据每只灰狼的适应度选出上层阶级的狼 α 、 β 、 δ ；
- 3、更新位置：在每次迭代中，根据适应度更新 α 、 β 、 δ 狼的位置，并依据这些狼的位置更新 ω 狼的位置；
- 4、迭代过程：重复上述的过程，每次迭代都会根据当前的搜索情况更新灰狼的位置。随着迭代的不断进行，会逐渐接近最优解的位置。
- 5、收敛判断：在达到最大迭代次数或者满足某些约束条件的情况下，算法结束；
- 6、结果输出：输出最终的最优解。算法流程图4-5如下：

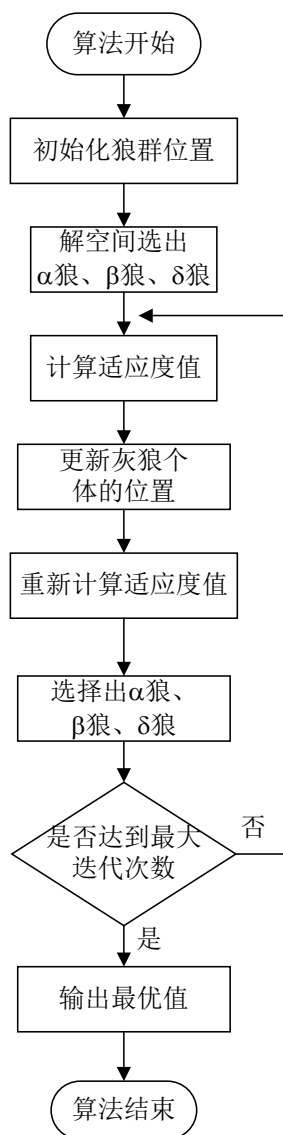


图4-5 灰狼算法流程图

4.4.2 优化结果分析

在 Matlab 中编写灰狼算法程序对响应面法数学模型寻优求解，设置初始化灰狼种群为 30，最大迭代次数为 500，运行灰狼算法脚本程序求解得到图 4-6 所示的算法迭代求解曲线。优化后的设计变量的刚度值与初始刚度对比如表 4-5 所示。

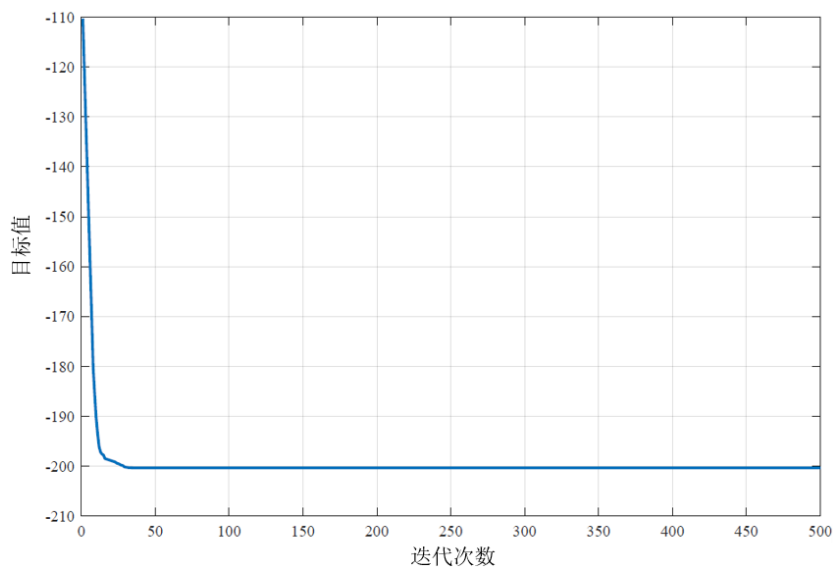


图 4-6 灰狼算法求解

由图 4-6 可以看出，灰狼算法经过 35 次的迭代后得到目标函数的最优值为 -200.39。在目标取得最优值时，得到各参数变量的刚度值与初始刚度对比如表 4-5 所示。

表 4-5 优化前后的动刚度值

	动刚度值 (N / mm)				
	K_{lx}	K_{lz}	K_{rx}	K_{rz}	K_{hx}
优化前	153	234	160	210	205
优化后	115	296	128	147	144

从表 4-5 可以看出，优化后设计变量的动刚度值与优化前存在明显的差异。此外，对目标函数进行优化的同时，需要兼顾动力总成悬置系统的固有频率分配合理以及系统解耦率能够达到较高的解耦程度。将优化后的刚度值替代初始值进行整车十三自由度模型的模态仿真，得到如图 4-7、4-8 所示的固有频率和解耦率的优化前后对比图。

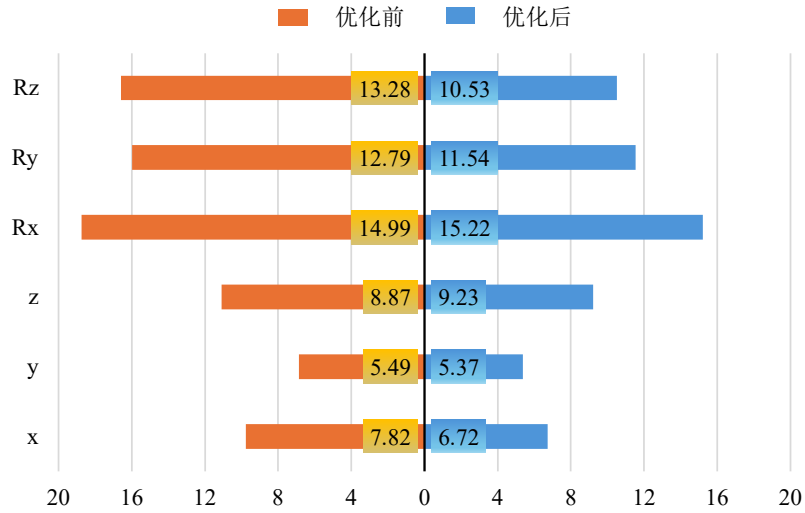


图 4-7 模态频率优化前后对比

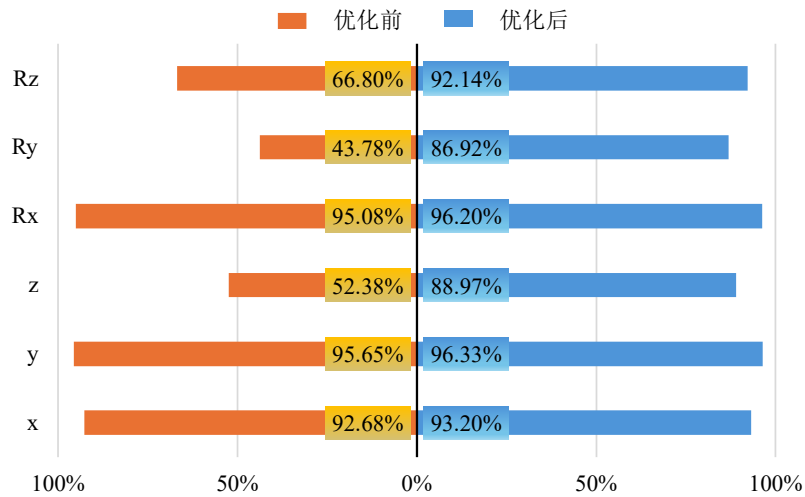


图 4-8 解耦率优化前后对比

通过对比图 4-7 中优化前后的频率分布情况可以看出，在针对支反力响应目标函数进行优化求解时，优化后的整车十三自由度模型其固有频率分布 5-16 Hz 之间，并且动力总成悬置系统的六阶模态频率之间都满足大于 1 Hz 的间隔，符合系统固有频率的合理分配。通过分析图 4-8 所示的优化前后解耦率对比数据，优化后的系统在各个方向的解耦率均有所提升。其中悬置系统 Z 向平动上的解耦率提升了 69.8%，而绕 Y 轴、Z 轴方向转动的解耦率分别提升至 86.92%和 92.14%。

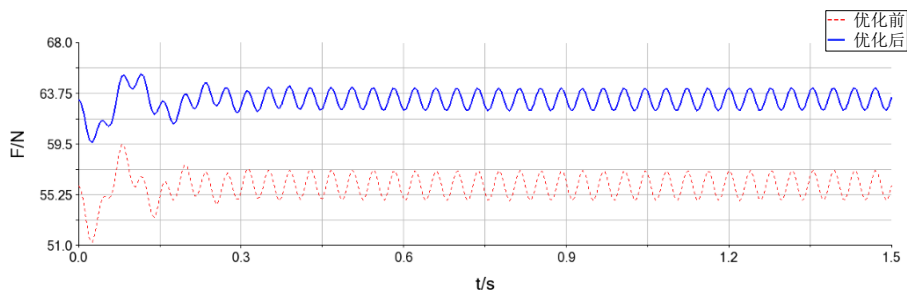


图 4-9 左悬置 X 向支反力优化前后对比

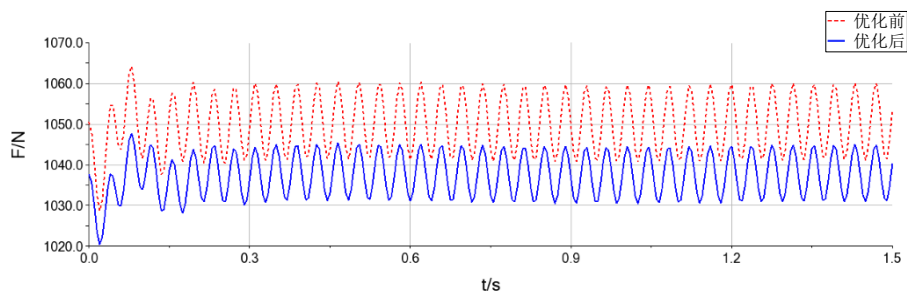


图 4-10 左悬置 Z 向支反力优化前后对比

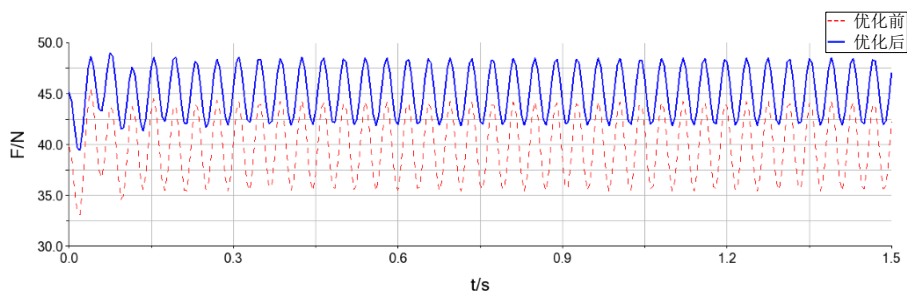


图 4-11 右悬置 X 向支反力优化前后对比

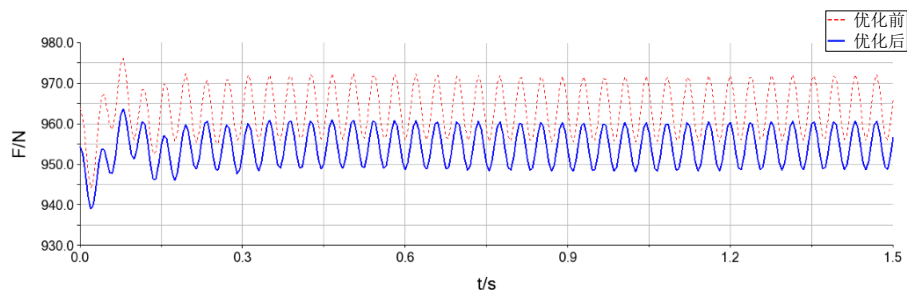


图 4-12 右悬置 Z 向支反力优化前后对比

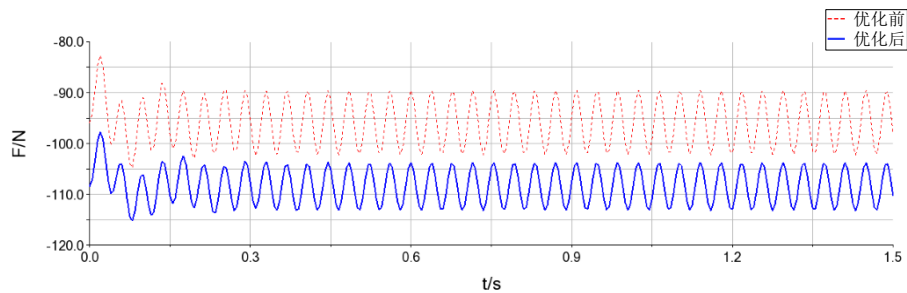


图 4-13 后悬置 X 向支反力优化前后对比

图 4-9~图 4-13 分别是优化前和优化后的悬置支反力的时域曲线。通过优化

前后的曲线对比来看，左悬置的 X、Z 向支反力振幅分别降低了 24%、25.9%，右悬置的 X、Z 向支反力振幅分别降低了 24.4%、25.5%，后悬置 X 向支反力振幅降低了 29.7%。各悬置支反力振幅响应较之前都有不同程度的减小，意味着动力总成向车体传递的力或力矩幅值的减小，显著提升了系统的隔振效果。此外，通过上述结果的分析也证实了在准确定义目标函数的前提下，采用基于灰狼算法对动力总成悬置系统优化设计是可行的。该方法不仅提高了系统的隔振性能，进一步验证了其在动力总成悬置系统优化设计中的有效性和实用性。

4.5 本章小结

本章提出了一种基于灰狼算法的动力总成悬置系统优化设计方法。首先采用正交试验法计算 5 个设计变量对优化目标的影响。然后根据正交试验数据，应用响应面法求解优化目标与设计变量的二阶响应面。最后，利用灰狼算法计算二阶响应面的最小值。将优化前后的动力总成悬置系统进行对比分析。分析结果表明：优化后系统固有频率分布更合理，解耦率有了明显改善。左、右悬置支反力振幅在 Z 向分别降低了 25.9%、25.5%，后悬置支反力振幅在 X 向降低了 29.7%。结果表明了悬置支撑处的振动响应力衰减，有效改善了悬置系统的隔振性能，有利于提升乘坐的舒适性。

第 5 章 动力总成悬置系统模态及隔振率试验

上文建立了动力总成悬置系统六自由度和整车十三自由度理论模型，并通过运用数值解的方法对悬置系统的隔振性能进行了深入分析和优化。但这些分析主要依赖于计算模态分析的方法，研究动力总成悬置系统动态特性。然而，建立的理论模型是对实际系统的简化，并且系统的实际工作环境可能偏离理想化的分析条件，获得的数值解会与实际结果存在着偏差。为确保分析的准确性，本章主要进行动力总成试验模态分析和整车怠速工况下隔振率测试，通过试验数据来检验仿真分析的可靠性和优化策略的有效性。

5.1 动力总成悬置系统模态试验

模态分析作为一种先进的技术手段，广泛应用于工程领域中，用于表明结构的动态行为，实质是将系统识别技术应用于振动问题的解决。试验模态分析是一种通过实际测量来获取结构模态参数的方法。试验模态分析主要通过采集目标点和激励点的振动信号，将采集到的信号求解出结构的频响函数，对频响函数进行参数识别，进而得到能够反映系统固有特性的模态频率、振型、阻尼等参数^[97]。为了更准确地反映车辆动力总成悬置系统在实际车辆运行状态下的真实情况，并减少拆卸动力总成可能带来的不便，计划对目标车型的动力总成悬置系统进行整车状态下的模态测试。试验模态分析过程如图5-1。

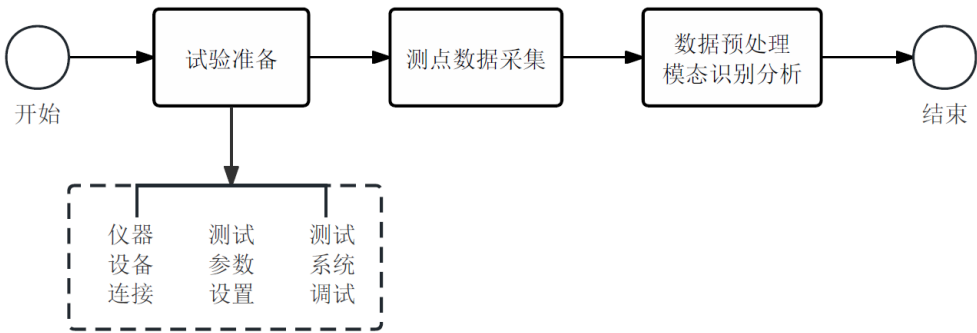


图5-1 试验模态分析流程

5.1.1 模态测试试验

以某款插电式混合动力汽车的动力总成悬置系统为试验研究对象，进行整车

状态下的刚体模态试验分析。在开展模态测试的过程中，测试点的布置须考虑传感器安装的便利性，并确保所选的点位能够有效捕捉到动力总成的振型特征。一般布置时至少要求建立 8 个测点位置，这样可以对动力总成结构进行一个较为完整的几何描述。通过这样的布置，能够获得关于动力总成振动特性的有效数据，为后续的试验奠定坚实的基础。本次试验在 Test.Lab 软件模块 GEOMETRY 中所建立的测点模型如图 5-2 所示。

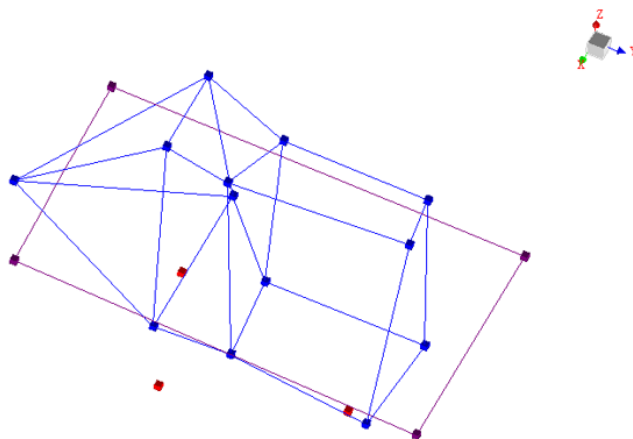


图 5-2 动力总成几何模型

在整车条件下进行动力总成安装时，动力总成是通过悬置元件连接在车架上。对于以实现动力总成能量解耦为目标设计中，动力总成悬置系统 Z 轴方向和绕 X 轴转动可能会与其它方向存在耦合现象，而在其它方向的振动响应相对较弱。为了全面激发动力总成在六个自由度方向上的刚体模态，需要进行多方向的同时激励。在选择激励点时，应考虑能够增加激励力矩，同时便于设备安装和数据采集。

进行试验时，将整车放置于水平台架上，以实现车辆的水平支撑。车辆静态放置如图 5-3 所示。放置方式是为了确保底盘区域有足够的空间放置所需的力传感器和减振器。试验过程中，车辆保持熄火状态，以消除自身和悬架系统可能产生的振动干扰。考虑到动力总成悬置系统本身的复杂特点，为了全面捕获系统的振动特性，在动力总成位置处布置三个激振器。激振器的总体布局如图 5-4 所示。



图 5-3 车辆放置方式

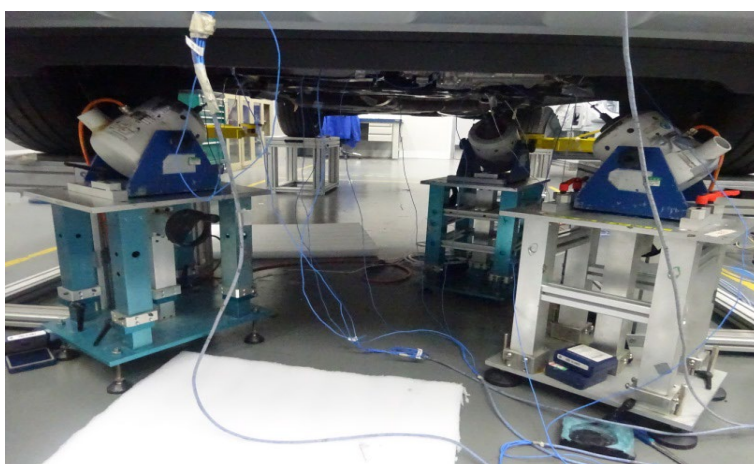


图 5-4 动力总成处激振器布置方式

5.1.2 模态测试试验结果分析

在模态测试过程中使用到的设备为：LMS 模态分析系统、美国 PCB 三向加速度传感器、力传感器、激振器以及功率放大器等。LMS Test.Lab 是一种综合性设备，专门用于振动和噪声测试的数据采集与分析。该设备能够同时处理来自多个通道的数据，并对采集到的信号执行复杂的后处理操作。测试过程中，力传感器用于精确测量激励信号，加速度传感器用于记录安装点的振动响应^[98]。

由于动力总成悬置系统的 6 阶刚体模态集中在 30Hz 范围内，因此将采样频率带宽设置为 64Hz，采样频率 128Hz，谱线数设置为 512，则频率分辨率为 0.125Hz，每次测试可进行多次重复平均。运用激振器对动力总成进行激励，使用相关的软件和振动加速度传感器进行数据的采集，将测量的数据进行存档，选取相关数据使用 PolyMAX 模块进行模态分析，得到整车状态下动力总成悬置系统的 6 阶刚体模态及其振型图。

试验测得的动力总成悬置系统的频响函数数据如图 5-5 所示，其中红色线为 FRF 频率响应曲线，绿色曲线为模态指示函数。通过观察频响函数的曲线，发现所测得的各测点的频响函数曲线的波峰波谷明显，曲线较为光滑，且动力总成悬置系统频率峰值基本分布在 5-16 Hz 区间内，与理论分析的悬置系统的固有频率基本吻合。

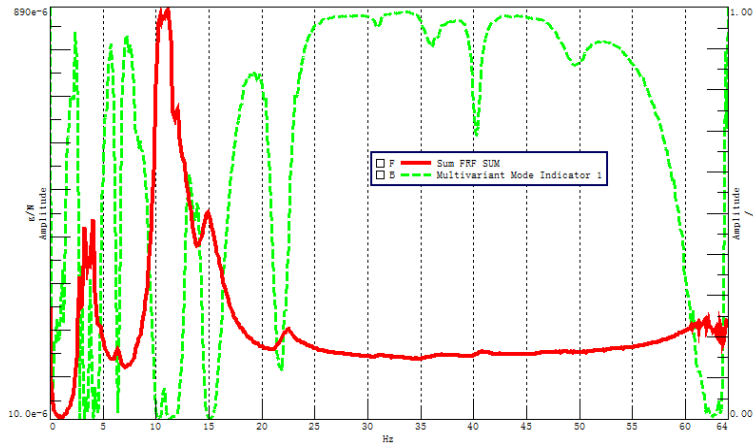


图 5-5 测点函数频响图

对采集的数据处理分析，得到整车状态下动力总成刚体模态的振型如图 5-6 所示，模态的固有频率、阻尼比以及主要振型，如表 5-1 所示：

表 5-1 整车状态下某 PHEV 动力总成刚体模态

振型	固有频率(Hz)	阻尼比(%)	振型类型
1	5.56	8.01	Y 向移动
2	7.02	5.08	X 向移动
3	9.37	3.33	Z 向移动
4	10.62	4.37	绕 Z 轴转动
5	12.04	4.20	绕 Y 轴转动
6	15.48	4.77	绕 X 轴转动

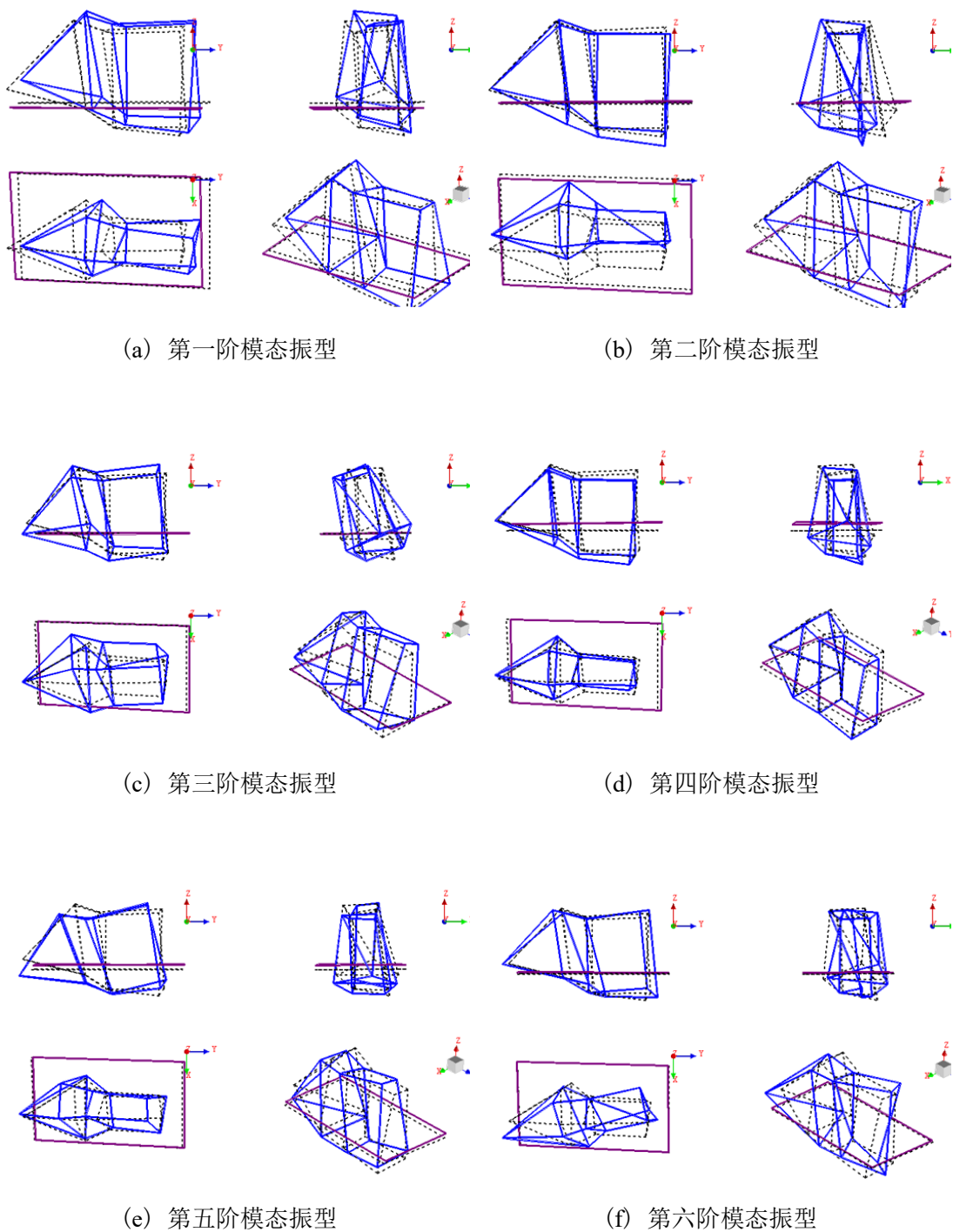


图 5-6 六阶刚体模态振型图

从上述模态分析的振型和频率来看,在整车状态下进行的实车测试的动力总成悬置系统刚体模态分布基本遵循了优化的结果。实际测量的模态频率分布在 5-16 Hz 之间,各模态频率之间的间隔进行了有效的扩大,表明了共振现象得到了有效缓解,能量解耦效果有所提升。实测数据与理论优化计算值基本接近,说明悬置系统元件的刚度调整优化取得了预期的成效。

5.2 动力总成悬置系统隔振率试验

5.2.1 隔振率测试试验

评价悬置系统隔振性能最有效的方法是直接测试各个悬置支反力振幅大小。然而，在实车测试过程中，对车身端悬置系统支反力测试较为困难。因此，在工程实践中，通常采用测试悬置动力总成端和车身端的加速度，再利用公式转换为悬置隔振率，以此作为评价悬置系统隔振性能的指标。在动力总成悬置系统实现模态解耦的情况下，每个模态都可被视为一个独立的单自由度振动系统。隔振率作为衡量系统隔振效果的关键指标，对于评估悬置系统的性能至关重要。通常，悬置元件通过支架连接动力总成与车身，车身侧称为被动侧，动力总成侧称为主动侧。隔振率的计算基于振动物体的响应与基础振动之间的比值。一般通过实车测试橡胶悬置的主、被动侧的 3 个方向的振动加速度之比来计算隔振性能。隔振率计算公式为：

$$T_{dB} = 20 \lg \frac{|a_a|}{|a_p|} \quad (5-1)$$

式中： T_{dB} 表示隔振率大小； a_a 、 a_p 分别为悬置系统主动侧、被动侧支架的振动加速度。

一般如果隔振率越大，则表明悬置的隔振性能越好。工程中通常要求隔振率大于 20 dB，表示悬置系统能够隔离 90% 的振动，才能说明隔振系统具有较好的隔振效果，即意味着从悬置动力总成主动端传递到车身被动端的加速度要衰减 10 倍以上。一般情况下，要求整个频率段内各个悬置的隔振率都要大于 20 dB 是比较困难的，只能尽可能提高隔振率。在工程实践中，普遍认为隔振率至少也得大于 15 dB 才能取得较好的隔振效果。测试时采用三向加速度传感器分别测试各个悬置元件三个方向的隔振率，并且使动力总成端和车身端的三向加速度传感器尽量靠近悬置元件，本次试验传感器布置方式如图 5-7、5-8、5-9 所示。

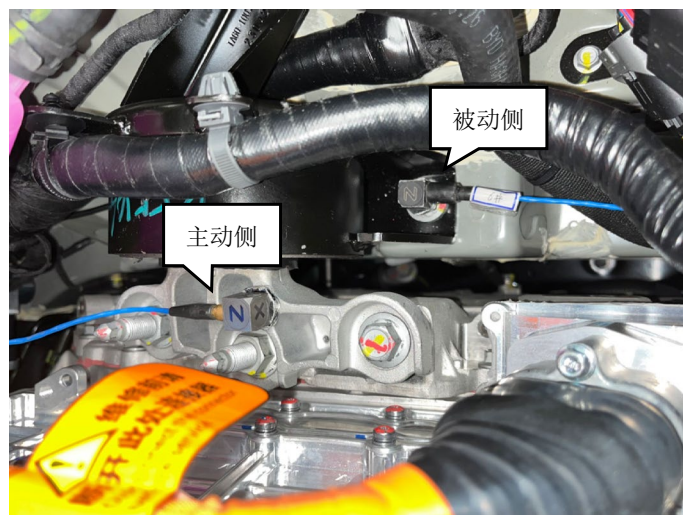


图 5-7 左悬置主被动侧振动测点布置

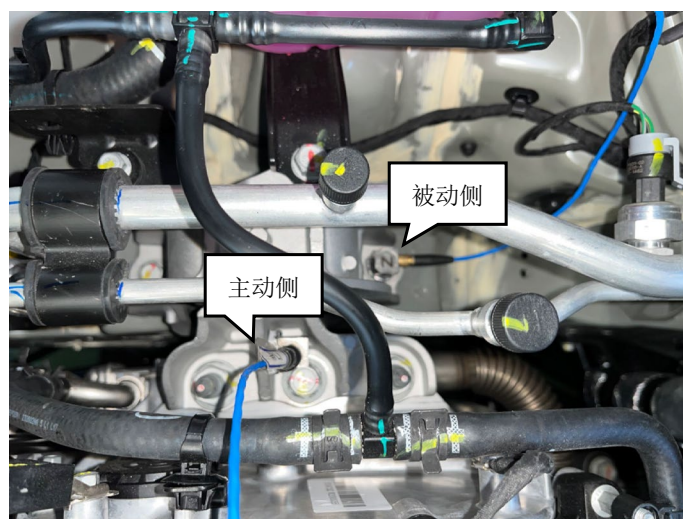


图 5-8 右悬置主被动侧振动测点布置

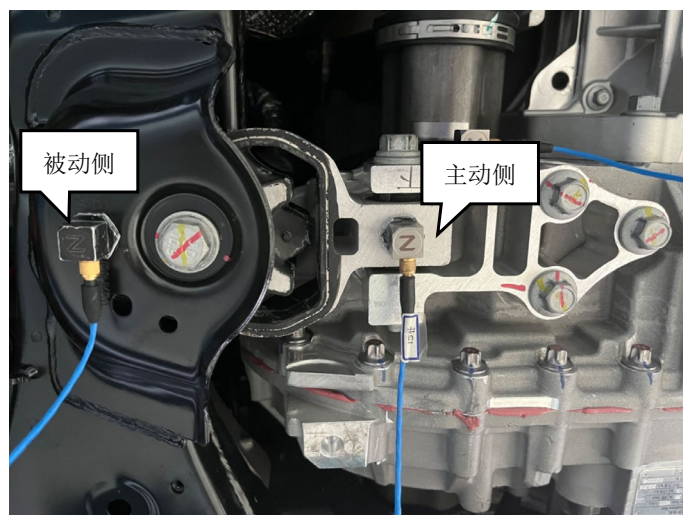


图 5-9 后悬置主被动侧振动测点布置

5.2.2 隔振率测试试验结果分析

本次隔振率测试设备为：LMS 数据采集仪器、PCB 加速度传感器、LMS.Test.Lab 数据处理分析软件。试验前将测试设备进行连接、检查并进行设备调试，确保各项设备处于正常的工作状态。

本试验的主要目的是对实车在行驶工况下的悬置系统振动加速度进行测试。在汽车行驶过程中，等待红绿灯或避让行人等都是较为常见的怠速工况且为振动隔振的主要工况之一。故本次试验方法是将车辆控制在怠速工况下，将实车档位分别调整到 D 档、R 档和 N 档来模拟汽车在不同路况下的行驶状态，之后需要在每种档位下测量三组数据保证数据的准确性和可靠性减小误差，且在测量每组数据时至少维持 20s 时间，之后将所测得的数据进行分析处理得到不同档位下各悬置的隔振率如表 5-2、5-3、5-4 所示。

表 5-2 怠速时 R 档悬置隔振率

悬置元件	方向	主动侧 (m/s^2)	被动侧 (m/s^2)	隔振率 (dB)
左悬置	X	1.449	0.041	31.0
	Y	0.114	0.015	17.6
	Z	0.154	0.034	20.1
右悬置	X	1.292	0.034	31.6
	Y	0.194	0.010	25.8
	Z	0.521	0.024	26.7
后悬置	X	0.673	0.009	37.5
	Y	0.158	0.022	17.1
	Z	0.345	0.032	20.7

表 5-3 怠速时 N 档悬置隔振率

悬置元件	方向	主动侧 (m/s^2)	被动侧 (m/s^2)	隔振率 (dB)
左悬置	X	1.037	0.022	33.5
	Y	0.098	0.012	18.2
	Z	0.125	0.02	19.9
右悬置	X	1.029	0.024	32.6
	Y	0.153	0.006	28.1
	Z	0.423	0.014	29.6
后悬置	X	0.587	0.007	38.5
	Y	0.126	0.017	17.4
	Z	0.305	0.029	20.4

表 5-4 怠速时 D 档悬置隔振率

悬置元件	方向	主动侧 (m/s^2)	被动侧 (m/s^2)	隔振率 (dB)
左悬置	X	1.398	0.028	34.0
	Y	0.167	0.022	17.6
	Z	0.177	0.030	21.4
右悬置	X	1.318	0.031	32.6
	Y	0.190	0.011	24.7
	Z	0.532	0.022	27.7
后悬置	X	0.839	0.015	35.0
	Y	0.185	0.023	18.1
	Z	0.420	0.042	20.0

从表 5-2、5-3、5-4 的测试结果来看，在实车处于怠速工况下的 R 档、N 档、D 档时各悬置元件 X 方向的隔振率均达到 30dB 及以上，各悬置元件的 Z 向的隔振率都满足于 20dB 及以上，各悬置元件的 Y 向的隔振率稍差基本处于 17~25dB 之间，表明了怠速工况下不同档位的隔振率都大于 15dB 满足工程实际的需求。由此也说明动力总成的振动经悬置系统传递到车架时衰减的足够多，隔振效果较好。同时验证了本文所提出的优化策略能够满足对于动力总成悬置系统优化设计的实际工程需求，从而提升驾驶及乘坐的舒适体验。

5.3 本章小结

本章首先对整车状态下的动力总成悬置系统进行了模态试验分析。通过整理和处理试验中获得的振动响应数据,并采用专业分析软件计算得到悬置系统结构的固有频率、模态振型、阻尼比等模态参数。可以更直观了解结构的振动特性,有助于验证所建立的仿真模型的准确性和可靠性,从而提高模型预测能力。为了测试动力总成悬置系统的隔振性能,测量系统主被动侧的振动加速度。以怠速工况为例,计算实车在 D 档、N 档、R 档三种档位下的隔振率。结果表明:不同档位下各悬置隔振率均大于17dB,各悬置元件对于动力总成传递到车身或车架的激励能够有效衰减和抑制,均能够满足工程实际需求。因此,利用仿真分析与试验分析相结合的方法,进行动力总成悬置系统匹配设计,不但可以提高效率,而且可以缩短动力总成悬置系统的设计开发周期,是一种科学、有效的现代开发手段。

第 6 章 总结和展望

6.1 总结

本文根据某汽车零部件公司设立的“新能源汽车动力总成减振关键技术研发及应用”项目，以某款插电式混合动力汽车的动力总成悬置系统为研究对象。在大量相关文献和科研成果的基础上，通过理论分析、软件应用及相关仿真试验相结合的方式探索和研究悬置系统的优化设计及其关键性能分析。最后，通过对比优化前后的仿真结果，结合试验模态分析及隔振率试验结果，完成了对动力总成悬置系统的优化设计工作，改善了悬置系统的隔振性能，提升了混合动力汽车 NVH 性能。该研究为动力总成悬置系统在实际工程领域的开发和应用中提供一定的参考，具有显著的工程实践价值。全文的主要工作内容和结论如下：

1) 根据动力总成悬置系统的基本功能和设计要求，建立两种不同自由度的悬置系统动力学模型：一种是传统的六自由度悬置系统模型，另一种是更为复杂全面的整车十三自由度模型，后者添加了车身、悬架、轮胎等模块。通过应用拉格朗日法推导出两种不同自由度系统的振动微分方程，为进一步的仿真分析和参数优化奠定充分的理论基础。为探究混合动力汽车动力总成悬置系统的隔振效果，总结了传递率、固有频率、模态解耦及悬置支反力等评价指标。为后续的优化设计思路提供理论依据。

2) 在 ADAMS 动力学分析软件中建立两种自由度系统的仿真模型。计算分析对比不同自由度模型的固有频率、解耦率。结果表明：系统的固有频率分布不合理，以及个别模态的解耦率过低。同时验证了整车十三自由度对于动力总成悬置系统的优化设计较六自由度模型更具优势。通过对整车模型各悬置支反力的时域响应情况分析，确定以悬置支反力振幅最小为优化目标，以左悬置 X 向刚度、左悬置 Z 向刚度、右悬置 X 向刚度、右悬置 Z 向刚度、后悬置 X 向刚度作为设计变量，建立动力总成悬置系统的优化模型。

3) 提出了一种基于灰狼算法的动力总成悬置系统优化设计方法。首先采用正交试验法计算 5 个设计变量对优化目标的影响。然后根据正交试验数据，应用响应面法求解优化目标与设计变量的二阶响应面。最后，利用灰狼算法计算二阶

响应面的最小值。将优化前后的动力总成悬置系统进行对比分析。分析结果表明：优化后系统固有频率分布更合理，解耦率有了明显改善。左、右悬置支反力振幅在 Z 向分别减少了 25.9%、25.5%，后悬置支反力振幅在 X 向减少 29.7%。结果表明了悬置支撑处的振动响应力衰减，有效改善了悬置系统的隔振性能，有利于提升乘坐的舒适性。

4) 根据动力总成悬置系统优化设计方法计算的刚度参数制作了悬置样件，并进行了实车模态试验。为了测试动力总成悬置系统的隔振性能，测量系统主被动侧的振动加速度。以怠速工况为例，计算实车在 D 档、N 档、R 档三种档位下的隔振率。试验结果表明：不同档位下各悬置隔振率均大于 17dB，满足实际工程需求，验证了优化方法的有效性和实用性。提出的基于灰狼算法的动力总成悬置系统优化设计方法为悬置系统开发提供了有效的技术支持，有助于提升混合动力汽车 NVH 性能。

6.2 展望

由于本人的专业水平以及时间有限，本文对于动力总成悬置系统的研究存在一些不足之处，今后可以在以下三个方面开展更加全面的研究和探索：

1) 由于汽车的结构十分复杂，本文研究建立的模型基础是一种简化的模型，忽略了各个因素的干扰，后续可以建立更为完善的动力总成整车模型，基于更为实际的整车振动状态进行 NVH 特性的讨论分析。

2) 在整车模型中考虑路面激励的情况，结合车辆的平顺性研究和驾乘人员的主观感受，利用有限元的分析方法对汽车操纵性和舒适性进行更加准确全面的分析研究，获得更好的驾驶体验和 NVH 性能。

3) 采用多目标函数和更为高级的智能进化算法进行优化，也可考虑多种算法分析对比，使得结果更为稳定可靠，动力总成悬置系统多个性能指标达到最优解。

参考文献

- [1] 柳卸林, 杨培培, 丁雪辰. 央地产业政策协同与新能源汽车产业发展:基于创
新生态系统视角[J]. 中国软科学, 2023, (11): 38-53.
- [2] 赵海贺, 陈泽宇, 覃承富等. 车用燃料电池氢气循环系统引射特性研究[J].
电力工程技术, 2022, 41(01): 173-179.
- [3] Lárusdóttir E B, Ulfarsson G F. Effect of driving behavior and vehicle
characteristics on energy consumption of road vehicles running on alternative
energy sources[J]. International Journal of Sustainable Transportation, 2015, 9(8):
592-601.
- [4] 楼狄明, 唐远贇, 房亮等. 并联式混合动力发动机神经网络法转矩预测与闭
环控制[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2023, 51(12): 1949-1958.
- [5] 高鉴, 童昕, 贺灿飞. 领先市场对中国汽车产业新能源技术转型的影响[J].
北京大学学报(自然科学版), 2023, 59(04): 671-680.
- [6] Liu Z, Hao H, Cheng X, et al. Critical issues of energy efficient and new energy
vehicles development in China[J]. Energy Policy, 2018, 115: 92-97.
- [7] 袁小晶, 马哲, 李建武. 中国新能源汽车产业锂资源需求预测及建议[J]. 中
国矿业, 2019, 28(08): 61-65.
- [8] Ye Y, Zhang J, Pilla S, et al. Application of a new type of lithium-sulfur battery and
reinforcement learning in plug-in hybrid electric vehicle energy management[J].
Journal of Energy Storage, 2023, 59.
- [9] Haris A, Motato E, Mohammadpour M, et al. On the effect of multiple parallel
nonlinear absorbers in palliation of torsional response of automotive drivetrain[J].
International Journal of Non-Linear Mechanics, 2017, 96: 22-35.
- [10] Lü H, Yang K, Huang X, et al. Uncertainty and correlation propagation analysis of
powertrain mounting systems based on multi-ellipsoid convex model[J].
Mechanical Systems and Signal Processing, 2022(173-): 173.
- [11] 陈哲明, 王恒, 付江华等. 汽车动力总成主动悬置系统力跟踪控制研究[J].
制造业自动化, 2020, 42(07): 82-86+105.

- [12] 郭一鸣, 吴钟恺, 上官文斌. 衬套型橡胶悬置结构形状的优化方法[J]. 振动与冲击, 2022, 41(05): 55-59+82.
- [13] 潘公宇, 付博文, 王功强等. 基于 TPA 和遗传算法的动力总成悬置系统优化设计[J]. 振动与冲击, 2021, 40(14): 279-286.
- [14] 吕辉, 李振聪, 杨坤等. 纯电动汽车悬置系统固有特性的不确定性和相关性传播分析[J]. 振动工程学报, 2023, 36(03): 671-679.
- [15] Qin Y, Tang X, Jia T, et al. Noise and vibration suppression in hybrid electric vehicles: State of the art and challenges[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2020, 124.
- [16] 高鉴, 童昕, 贺灿飞. 领先市场对中国汽车产业新能源技术转型的影响[J]. 北京大学学报(自然科学版), 2023, 59(04): 671-680.
- [17] 孙逢春, 何洪文. 混合动力车辆的归类方法研究[J]. 北京理工大学学报, 2002, (01): 40-44.
- [18] 王秉刚. 体验丰田插电式混合动力汽车[J]. 汽车与运动, 2012, (02): 9.
- [19] 任晓松, 孙莎, 马茜等. 新能源汽车推广政策、融资约束与绿色技术创新[J]. 管理评论, 2024, 36(01): 131-148.
- [20] 王秉刚. 赞比亚迪插电式混合动力汽车——“秦”[J]. 汽车与运动, 2014, (06): 12.
- [21] Yoshioka T, Sugita H. Noise and vibration reduction technology in hybrid vehicle development[R]. SAE Technical Paper, 2001.
- [22] Mosquera-Sanchez J A, Sarrazin M, Janssens K, et al. Multiple target sound quality balance for hybrid electric powertrain noise[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 99: 478-503.
- [23] Chen S, Hu M. Active torsional vibration suppression of hybrid electric vehicle drive system based on optimal harmonic current instruction calculation method[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2023, 205.
- [24] 陈龙, 陶磊. 混合动力汽车发动机启停工况扭振自适应模糊控制[J]. 重庆大学学报, 2024, 47(01): 104-114.
- [25] 于子强, 于慧, 于仁萍. 基于齿轮传递误差的电动汽车减速器 NVH 性能优化[J]. 机械传动, 2023, 47(10): 104-109.

- [26] 庄伟超, 王良模, 殷召平等. 基于遗传算法的混合动力汽车动力总成悬置系统的优化设计研究[J]. 振动与冲击, 2015, 34(08): 209-213.
- [27] 岳中英, 刘玉龙, 谢凯等. 混合动力汽车噪声和振动特性及其控制[J]. 汽车技术, 2018, (11): 27-31.
- [28] 周子琨, 夏二立, 陈梓铭等. 考虑被动侧动刚度的动力总成悬置传递率优化[J]. 噪声与振动控制, 2020, 40(01): 74-79.
- [29] Wang L R, Wang J C, Hagiwara I. An integrated characteristic simulation method for hydraulically damped rubber mount of vehicle engine[J]. Journal of sound and vibration, 2005, 286(4-5): 673-696.
- [30] 刘晓昂, 焦湘和, 武一民. 汽车独立悬架后桥悬置系统设计方法研究[J]. 中国机械工程, 2020, 31(05): 535-542.
- [31] 尹长城, 张云飞, 耿广锐等. 基于平顺性的商用车驾驶室悬置系统仿真及优化匹配研究[J]. 机械设计, 2023, 40(10): 128-135.
- [32] 潘道远, 程自力, 肖平等. SOA 优化 PID 控制在磁流变悬置系统中的应用[J]. 机械设计与制造, 2022, (06): 33-38+44.
- [33] 汪俊, 田中旭. 基于改进粒子群-禁忌搜索算法的悬置系统优化设计[J]. 机械强度, 2021, 43(03): 615-621.
- [34] 黄国强, 谭川, 魏铭等. 商用车驾驶室悬置系统动力学仿真[J]. 机械设计, 2016, 33(04): 64-66.
- [35] Jeong T, Singh R. Analytical methods of decoupling the automotive engine torque roll axis[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 234(1): 85-114.
- [36] Baldanzini N , Caprioli D , Pierini M .Designing the Dynamic Behavior of an Engine Suspension System Through Genetic Algorithms[J].Journal of Vibration and Acoustics, 2000, 123(4):p.480-486.
- [37] Sirafi M, Chang Y P, Qatu M S. Robustness of mount systems for idle NVH, Part I: centre of gravity (CG) mounts[J]. International Journal of Vehicle Noise and Vibration, 2006, 2(4): 317-333.
- [38] Peng Z K, Lang Z Q. The effects of nonlinearity on the output frequency response of a passive engine mount[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 318(1-2): 313-328.
- [39] Nariman-Zadeh N, Salehpour M, Jamali A, et al. Pareto optimization of a five-

- p>degree of freedom vehicle vibration model using a multi-objective uniform-diversity genetic algorithm (MUGA)[J]. Engineering Applications of Artificial Intelligence, 2010, 23(4): 543-551.
- [40] El Hafidi A, Martin B, Lored A, et al. Vibration reduction on city buses: Determination of optimal position of engine mounts[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010, 24(7): 2198-2209.
- [41] Kolte S U, Neihguk D, Prasad A, et al. A particle swarm optimization tool for decoupling automotive powertrain torque roll axis[R]. SAE Technical Paper, 2014.
- [42] Truong N H, Dao D N. New hybrid between NSGA-III with multi-objective particle swarm optimization to multi-objective robust optimization design for Powertrain mount system of electric vehicles[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2020, 12(2): 85-114.
- [43] 吕振华, 罗捷, 范让林. 汽车动力总成悬置系统隔振设计分析方法[J]. 中国机械工程, 2003(03): 91-95+6.
- [44] 方锡邦, 陈树勇, 张文炬. 轿车动力总成悬置系统隔振性能的仿真研究[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2003(02): 236-241.
- [45] 上官文斌, 黄天平, 徐驰等. 汽车动力总成悬置系统振动控制设计计算方法研究[J]. 振动工程学报, 2007, (06): 577-583.
- [46] 周冠南, 蒋伟康, 吴海军. 基于总传递力最小的发动机悬置系统优化设计[J]. 振动与冲击, 2008(08): 56-58+176-177.
- [47] 上官文斌, 陈大明, 叶必军等. 车型系列中动力总成悬置系统的设计[J]. 汽车工程, 2012, 34(01): 6-12.
- [48] 黄家铭, 田晋跃, 陈治领. 纯电动客车电机动力总成悬置系统的优化设计[J]. 噪声与振动控制, 2016, 36(04): 108-112.
- [49] 胡金芳, 张博阳, 徐有忠等. 液压悬置系统的幅频特性分析及优化设计[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2021, 44(08): 1009-1012+1025.
- [50] Diemer P, Hueser M G, Govindswamy K, et al. Aspects of powerplant integration with emphasis on mount and bracket optimization[R]. SAE Technical Paper, 2003.
- [51] Suh M W, Shim M B, Kim M S, et al. Multidisciplinary design optimization of engine mounts with consideration of the driveline[J]. Proceedings of the Institution

- of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2003, 217(2): 107-114.
- [52] Eisele G, Wolff K, Alt N, et al. Application of vehicle interior noise simulation (VINS) for NVH analysis of a passenger car[R]. SAE Technical Paper, 2005.
- [53] Abedi R, Shamekhia A H, Rahi A. Optimization approach to passive engine mounting system for reducing automotive vibrations[R]. SAE Technical Paper, 2019.
- [54] Guo R, Qiu S, Yu Q, et al. Transfer path analysis and control of vehicle structure-borne noise induced by the powertrain[J]. Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2012, 226(8): 1100-1109.
- [55] 陈克, 吕品. 汽车动力总成悬置系统隔振性能仿真方法[J]. 中国机械工程, 2014, 25(20): 2830-2834.
- [56] 潘道远, 王刚, 唐冶. 基于传递路径分析的激励对汽车平顺性的影响[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2016, 30(03): 16-21.
- [57] 田小彦, 刘雪莱, 邓松. 基于控制瞬态冲击电机振动的悬置系统优化方法[J]. 上海汽车, 2021(02): 41-45+51.
- [58] 雷超宏, 颜伏伍, 吴勇等. 某电动汽车动力总成悬置系统优化设计[J]. 西华大学学报(自然科学版), 2022, 41(02): 93-100.
- [59] Foumani M S, Khajepour A, Durali M. Optimization of engine mount characteristics using experimental/numerical analysis[J]. Journal of Vibration and Control, 2003, 9(10): 1121-1139.
- [60] 陈树勇. 轿车动力总成悬置系统隔振性能的研究[D]. 合肥工业大学, 2003.
- [61] Ooi L E, Ripin Z M. Optimization of an engine mounting system with consideration of frequency-dependent stiffness and loss factor[J]. Journal of Vibration and Control, 2016, 22(10): 2406-2419.
- [62] 姜晓军. 某型发动机动力总成悬置系统优化设计[D]. 哈尔滨工业大学, 2016.
- [63] 陈克, 骆嘉晖. 纯电动汽车动力总成悬置系统隔振性能研究[J]. 中国工程机械学报, 2021, 19(06): 492-499.
- [64] 周舟, 周建文, 姚凌云等. 整车 NVH 性能开发中的 CAE 技术综述[J]. 汽车

- 工程学报, 2011, 1(04):1 75-184.
- [65] 黄启涌. 某混合动力样车动力总成悬置系统隔振性能研究[D]. 吉林大学, 2007.
- [66] 童东红, 郝志勇. 基于 6σ 方法的悬置系统能量解耦与稳健设计[J]. 汽车工程, 2015, 37(02): 194-199.
- [67] 刘春梅, 黄德惠, 郑成等. 动力总成悬置系统的可靠设计[J]. 中国机械工程, 2020, 31(21): 2529-2534.
- [68] 徐石安, 肖德炳, 郑乐宁等. 发动机悬置的设计及其优化[J]. 汽车工程, 1983, (03):12-23.
- [69] Qatu M, Sirafi M, Johns F. Robustness of powertrain mount system for noise, vibration and harshness at idle[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2002, 216(10): 805-810.
- [70] Shangguan W B, Liu X A, Lv Z P, et al. Design method of automotive powertrain mounting system based on vibration and noise limitations of vehicle level[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 76: 677-695.
- [71] Wang D, Jiang M, He K, et al. Study on vibration suppression method of vehicle with engine start-stop and automatic start-stop[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, 142: 106783.
- [72] Xueqian C, Zhanpeng S, Qinshu H, et al. Influence of uncertainty and excitation amplitude on the vibration characteristics of rubber isolators[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 377: 216-225.
- [73] 王东亮, 杜遥, 孙玉华等. 轻型商用车动力总成悬置系统隔振优化研究[J]. 噪声与振动控制, 2022, 42(04): 208-213.
- [74] Şendur P, Tunç B. Design sensitivity and optimization of powertrain mount system design parameters for rigid body modes and kinetic energy distributions[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2020, 42(9): 486.
- [75] Xu X, Su C, Dong P, et al. Optimization design of powertrain mounting system considering vibration analysis of multi-excitation[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2018, 10(9): 168781401878824.
- [76] Shui Y, Wen H, Zhao J, et al. Optimization of Vehicle Powertrain Mounting System Based on Generalized Inverse Cascade Method under Uncertainty[J]. Applied

- Sciences, 2023, 13(13): 7615.
- [77] 王道勇, 赵学智, 上官文斌等. 发动机启停时动力总成悬置系统的设计方法研究[J]. 振动与冲击, 2018, 37(08): 141-145.
- [78] 赵丹丹, 杨明亮, 丁渭平等. 基于多输出回归的动力总成悬置系统刚度预测[J]. 机械设计与制造, 2022, (11): 228-232+238.
- [79] Wang D Y, Zhao X Z, Shangguan W B. Design method for a powertrain mounting system to decrease the vehicle key on/off vibrations[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2018, 232(9): 1221-1236.
- [80] Guo Z, Qin D, Li A, et al. Influence of random road excitation on DCT vehicle dynamic characteristics during starting and shifting[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2023, 37(9): 4567-4582.
- [81] 廖美颖, 王小莉, 李利平等. 基于悬吊法的汽车发动机惯性参数测试分析[J]. 客车技术与研究, 2019, 41(02): 52-56.
- [82] 刘晓昂, 上官文斌, 秦际宏等. 不同模型计算动力总成刚体模态方法[J]. 振动.测试与诊断, 2016, 36(02): 269-275+400.
- [83] 黄长均. 基于整车振动噪声控制的悬置系统优化设计[D]. 重庆大学, 2019.
- [84] Mirjalili S, Mirjalili S M, Lewis A. Grey wolf optimizer[J]. Advances in engineering software, 2014, 69: 46-61.
- [85] Ozsoydan F B. Effects of dominant wolves in grey wolf optimization algorithm[J]. Applied Soft Computing, 2019, 83: 105658.
- [86] Sharma I, Kumar V, Sharma S. A comprehensive survey on grey wolf optimization[J]. Recent Advances in Computer Science and Communications (Formerly: Recent Patents on Computer Science), 2022, 15(3): 323-333.
- [87] Saleem S, Ahmad I, Ahmed S H, et al. Artificial intelligence based robust nonlinear controllers optimized by improved gray wolf optimization algorithm for plug-in hybrid electric vehicles in grid to vehicle applications[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 75: 109332.
- [88] Hussein A ,Lajos B ,Peter F .Rapid prediction and optimization of the impact of printing parameters on the residual stress of FDM-ABS parts using L27 orthogonal array design and FEA[J]. Materials Today: Proceedings, 2023, 93(P4): 583-588.

- [89] 苏俊收, 刘汉光, 周朋辉等. 正交试验设计在工程车辆驾驶室悬置系统优化上的应用[J]. 机械设计与制造, 2022, (01):93-96.
- [90] 鲁大坤. 沙滩车动力总成悬置系统模态分析与悬置参数优化研究[D]. 山东交通学院, 2024.
- [91] Duan D, Poursoleiman R. Modified teaching-learning-based optimization by orthogonal learning for optimal design of an electric vehicle charging station[J]. Utilities Policy, 2021, 72: 101253.
- [92] 郑光泽, 董柱贤, 郝涛. 基于 RSM 模型的悬置系统刚度优化及稳健性分析[J]. 机械设计, 2020, 37(08): 71-77.
- [93] Box G, Wilson K. On the experimental attainment of optimum condition[J]. Journal of the Royal Statistical Society, 1951, 13(1): 1-45.
- [94] Xiong Y, Pan Y, Wu L, et al. Effective weight-reduction-and crashworthiness-analysis of a vehicle's battery-pack system via orthogonal experimental design and response surface methodology[J]. Engineering Failure Analysis, 2021, 128: 105635.
- [95] 刘维达, 王铁, 申晋宪等. 基于响应面法的驾驶室悬置系统平顺性优化[J]. 汽车工程, 2017, 39(03): 323-327+334.
- [96] Liu J, Yu F, Yan T, et al. Self-propulsion performance predictions of AUV based on response surface methodology[J]. Ocean Engineering, 2023, 287: 115923.
- [97] 赵庆. 某商用车动力总成悬置系统隔振性能分析与参数优化[D]. 吉林大学, 2022.
- [98] Guo R, Zhou Z, Xu S, et al. Dynamic modeling and optimization for powertrain shake characteristics of electric powertrain system with hydraulic engine mounts [J]. Journal of Vibration and Control, 2023; 0(0).

攻读学位期间发表的学术成果

学术论文：

- [1] 第一作者，变工况下半主动悬置系统滑模控制特性分析[J].重庆理工大学学报(自然科学), 2023, 37(06): 58-65

专利：

- [1] 第三作者，一种摆动式清扫装置.(实用新型) 授权号：CN218540539U
[2] 第四作者，一种夹持式梅花花蕾采收设备及使用方法.(发明授权)
授权号：CN115152424B
[3] 第四作者，一种蔬菜自动化腌制系统及腌制方法.(发明授权)
授权号：CN114831290B

科研竞赛

- [1] 排名第一，中国研究生数学建模竞赛三等奖。

致 谢

总觉来日方长，却不知岁月清浅，时节如流。三载悠悠，研途漫漫，始于桑落，别于荷月，提笔谢辞，落笔为终。不知不觉以行至与此，意味着研究生生涯进入尾声，感慨良多。在这段求学旅程的终点，我满怀感慨，想要向那些给予我支持和帮助的人表达我最深的谢意。

落其实者思其树，学其成时念吾师。感谢我的导师潘道远教授，在研一入校时，愿意接纳我，教导我。在研究生期间，不管是生活还是学业上，一直教诲我如何顺利完成学业任务，如何走好未来的道路。在学术上，您严谨的治学态度和深邃的学术见解为我树立了榜样。在生活上，也给予我无微不至的关怀和指导。您不仅是教导我的导师，更是我的人生的指向标。感谢您这三年的陪伴和教诲，我将永远铭记在心。

感谢挚友，愿岁并谢，与友长兮。感谢课题组的各位师弟们长久陪伴和帮助；感谢身边同学对我的勉励和支持；感谢同寝三年的室友，陪我度过了喜忧参半的研究生三年，愿意倾听我的坏情绪、在低谷时鼓励我，给予了我一段美好的回忆；再次感谢你们所有与我分享喜悦的日子；感谢你们的陪伴，让我的研究生生活充满了色彩和温暖。惟愿大家前程似锦，顶峰相见。

其次，我要深深地感谢我的父母。是你们含辛茹苦地抚养我长大，给予我无条件的爱和支持。在我求学的道路上，无论遇到多少困难，你们总是鼓励我坚持下去，告诉我“只要努力，就没有什么是不可能的”。你们是我坚强的后盾，是我前进的动力。感谢你们对我的信任和支持，我将用我的努力来回报你们。

三年的研究生生活即将结束，但这并不是终点，而是一个新的开始。我将带着这段经历，带着大家的期望和祝福，继续前行，去追寻我的梦想。在未来的道路上，我希望我能越走越远，成为我想成为的自己，完成我的梦想。我相信，只要我坚持不懈，总有一天，我会到达我想要去的地方。再次感谢大家，祝愿我们的未来都充满希望和光明！

尚德敏学 唯实惟新

