

分类号: U463.33

学校代码: 10363

密 级: 公开

学 号: 2210110110



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 乘用车半主动悬架减振器
阻尼力研究

论 文 作 者 卢娜

指 导 教 师 王幼民（教授）、李鑫（高工）

学 科（专业） 机械工程

研 究 方 向 数字化设计与制造

论文提交日期: 2024 年 5 月 31 日

分类号：U463.33

单位代码：10363

密 级：公开

学 号：2210110110

乘用车半主动悬架减振器阻尼力研究

RESEARCH ON THE DAMPING FORCE OF SEMI-ACTIVE SUSPENSION DAMPER FOR PASSENGER VEHICLE

学生姓名：_____卢娜_____

指导教师：_____王幼民（教授）、李鑫（高级工程师）_____

专 业：_____机械工程_____

研究方向：_____数字化设计与制造_____

论文答辩日期：_____2024 年 5 月 18 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： 

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。

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：

指导教师签名：

日期：2024 年 5 月 31 日

日期：2024 年 5 月 31 日

乘用车半主动悬架减振器阻尼力研究

摘 要

传统的悬架系统存在着诸多不足，亟需突破其发展瓶颈。智能材料的出现（如压电陶瓷、超磁致伸缩材料、电/磁流变液等）为解决相关问题提供了新的技术支持，磁流变减振器作为悬架系统的重要构件因其特有的优势成为半主动悬架的主要研究方向。

本文基于磁流变减振器国内外研究的现状，研究并探索了单筒式磁流变减振器设计中重点和难点部分，对单筒磁流变液阻尼器进行了结构设计及优化；提出了一种单筒式磁流变减振器阻尼力计算方法，自制了单筒式磁流变减振器，通过特性试验来验证设计的合理性，本文的主要研究内容如下：

(1)设计了单筒磁流变减振器结构，并对结构进行优化。设计了单筒式磁流变减振器的整体结构及磁路结构，计算和校核了其结构参数，确定了各零部件的加工材料，建立磁域模型并进行磁饱和分析，结果显示初步确定的结构参数符合设计要求，利用多目标优化遗传算法对结构参数进行了优化，获得优化后的结构参数。

(2)研究了单筒式磁流变减振器磁流变液阻尼力。对单筒式磁流变液减振器阻尼通道内流体阻尼力进行了分析，分析了单筒式磁流变液减振器阻尼通道内磁流变液的受力情况，并进行相应的计算分析，研究了阻尼通道内磁流变液的流动状态与阻尼力之间的关系，分别计算了不同状态下的阻尼力。

(3)研究了磁流变减振器动密封摩擦力。通过对磁流变减振器的密封特性和结构特征进行分析，建立了磁流变减振器的摩擦力学模型，研究了顶部密封的摩擦力学模型、流体模型和摩擦力模型，通过摩擦力模型进行动密封摩擦力计算公式的推导，求出磁流变液的粘滞阻尼力计算公式，推导出磁流变减振器动密封摩擦力的计算公式。

(4)单筒式磁流变减振器阻尼力试验。通过阻尼力测试台架进行减振器的性能试验，获取减振器的真实阻尼力作为对比数据，通过数据处理与分析得到试验结果，结果表明流道进、出口处的磁通密度与线圈电流成线性变化规律，阻尼力随线圈电流的增加呈现先增大后减小的变化规律。不通电流时，阻尼力随铁心运动速度的增大而增大，通入电流情况下，阻尼力受铁心速度的影响较小，阻尼力随铁心与缸筒间隙的变大而明显减小，并且随着间隙的增加，铁心运动速度对阻尼力的影响也减小。

关键词：磁流变，减振器，磁路，设计仿真，多目标优化，阻尼力

RESEARCH ON THE DAMPING FORCE OF SEMI-ACTIVE SUSPENSION DAMPER FOR PASSENGER VEHICLE

ABSTRACT

Conventional suspension systems have many shortcomings, and there is an urgent need to break through the bottleneck of their development. The emergence of smart materials (Examples include piezo-ceramics, hyper-magnetostrictive substances, and electrical/magnetic rheological solutions, etc.) has provided new technical support to solve the related problems. Magnetorheological damper as an important component of suspension system has become the main research direction of semi-active suspension due to its unique advantages.

Based on the current status of magnetorheological damper research at home and abroad, this manuscript studies and explores the key and difficult parts in the design of a Magneto-Rheological damper for a single cylinder, a single-cylinder magnetorheological fluid damper was structurally designed. The rationality of the design was verified through structural optimization and magnetic circuit simulation, and a method for calculating Single-cylinder magneto-hydrodynamic damper damping force was proposed and a damping force model of the single-cylinder magnetorheological damper was established. Based on the designed

structure, a single-cylinder magnetorheological damper was self-made, verifying the rationality of the design through characterization tests, the main study content of this manuscript is shown below:

(1) A single-cylinder magnetorheological damper structure was designed and optimized. The structure of single-cylinder magnetorheological damper was designed and optimized, design, calculation and calibration of the initial values of its main structural parameters; magnetic circle devise was carried out to determine the key parameters of the magnetic circuit of the single-cylinder magnetorheological damper as well as the machining materials of each component; the magnetic domain model of the single-cylinder magnetorheological damper was established, and magnetic saturation analysis was carried out, and the results show that the initially determined structural parameters were in line with the design requirements. A genetic algorithm for multi-objective optimization was used to optimize the structural parameters in terms of maximum damping force and power adjustable coefficient with the structural parameters as design variables, the structural parameters of the preliminarily-designed single-cylinder magnetorheological damper were optimized, and the optimized structural parameters were finally obtained.

(2) An investigation of the magneto-hydrodynamic fluids damper force in a mono-cylinder magneto-hydrodynamic damper was

carried out. Analyzed the fluid damper force in the damper path of a mono-cylinder Magneto-rheological damper, and the core will be subjected to three forms of forces, namely, friction, shear and pressure, during the effective working stroke. The force on the magnetorheological fluid in the damping channel of a single-cylinder magnetorheological fluid damper was analyzed, and the corresponding calculations were performed. The relationship between the flow state of magnetorheological fluid in the damping channel and the damping force was studied, and the damping force under different states was calculated respectively.

(3) The dynamic seal friction of the magnetorheological damper was studied. The tribomechanical friction model for the MRF was established based on the analysis of the sealing characteristics and structural features of the MRF, and the friction mechanics model, fluid model and friction model of the top seal were investigated, the derivation of the formula for calculating the dynamic sealing friction was carried out through the friction model, and the calculation equation of the magnetorheological fluid viscous damping force was obtained, and finally the calculation equation of the dynamic hermetic fence friction force of the magnetorheological damper was gained.

(4) Single-cylinder magnetorheological damper damping force experiment. In order to verify whether the performance of the designed single-cylinder magnetorheological damper meets the design

requirements and whether the results obtained by the damping force calculation method proposed in this manuscript paper were correct, the real damping force of the damper was obtained through the damping force test rig as a comparative data; the results show that the magnetic flux density at the inlet and outlet of the flow channel and the coil current becomes a linear rule of change, and the damping force with the increase of the coil current shows the rule of change of first increasing and then decreasing. The results show that the magnetic flux density at the inlet and outlet of the flow channel changes linearly with the coil current, and the damping force increases and then decreases with the coil current. In the absence of current, damper force decreases by increasing of core speed; in the presence of current, damper force was slightly affected by core speed, it decreases with decreasing of gap between core and cylinder barrel, and as the gap increases, the effect of core speed on damper force reduces.

KEYWORDS: Magnetorheology, Shock Absorber, Magneto-circuit, Simulation of Design, Multipurpose Optimization, Damping Force

目录

摘要	I
ABSTRACT	III
第 1 章 绪论	1
1.1 研究背景与意义	1
1.2 半主动悬架磁流变减振器国内外研究现状	2
1.2.1 半主动悬架的国内外研究现状	2
1.2.2 磁流变减振器结构设计优化的国内外研究现状	4
1.2.3 磁流变减振器阻尼力的国内外研究现状	5
1.3 本文主要研究内容	7
第 2 章 磁流变减振器结构设计及其结构参数优化研究	9
2.1 悬架动力学与减振器力传递关系	9
2.1.1 悬架构成与分类	9
2.1.2 乘用车 1/4 半主动悬架系统动力学模型	10
2.1.3 悬架系统与减振器之间力传递	11
2.2 磁流变液减振器工作模式及结构分类	11
2.2.1 磁流变液	11
2.2.2 工作模式	12
2.2.3 结构分类	13
2.3 磁流变液减振器结构设计	14
2.3.1 整体结构的设计	14
2.3.2 主要结构参数的选取与计算	15
2.4 磁流变液减振器磁路	18
2.4.1 磁路设计	18
2.4.2 磁路的磁场仿真研究	23
2.5 磁流变液减振器参数优化	29
2.5.1 多目标遗传算法	29
2.5.2 设计变量	30

2.5.3 目标函数	30
2.5.4 优化目标	31
2.5.5 优化结果分析	31
2.6 本章小结	34
第 3 章 磁流变减振器磁流变液阻尼力研究	35
3.1 磁流变液减振器阻尼通道内流体运动受力分析	35
3.1.1 阻尼力分析	35
3.1.2 运动受力分析	36
3.2 阻尼通道内磁流变液的流动状态与阻尼力的关系	39
3.2.1 当阻尼通道内磁流变液无流动和流动趋势时	40
3.2.2 当阻尼通道内磁流变液无流动但存在流动趋势时	40
3.2.3 当阻尼通道内磁流变液处于流动状态时	43
3.3 本章小结	46
第 4 章 磁流变减振器动密封摩擦力研究	48
4.1 磁流变减振器密封特点	48
4.1.1 密封材料特点	48
4.1.2 密封圈材料特性	49
4.1.3 密封结构	49
4.2 磁流变减振器顶端密封摩擦力学模型	50
4.2.1 Bingham 粘塑性模型	50
4.2.2 摩擦力模型	51
4.2.3 U 型密封圈和导向环的正压力	52
4.2.4 磁流变液的粘滞阻尼力	54
4.2.5 活塞杆所受总摩擦力	55
4.3 本章小结	56
第 5 章 磁流变减振器性能试验	57
5.1 磁流变减振器试验方案	57
5.1.1 试验设备	57
5.1.2 试验条件	58
5.1.3 试验方法	59

5.2 试验结果及数据处理	59
5.3 本章小结	64
第 6 章 结论与展望	65
参考文献	68
攻读学位期间的学术成果	74
致谢	75

第 1 章 绪论

悬架通过将路面的各种冲击转移到车身来减缓车辆行驶过程中产生的振动，成为汽车减震的关键组件。在行驶过程中，悬架中的减震器作为重要组成部分对车内乘客的舒适性至关重要。

1.1 研究背景与意义

传统的车辆悬架系统，减震装置包括阻尼元件、弹簧和导向机构，悬架系统利用阻尼元件和弹簧来减小路面不平造成的冲击。传统悬架中的阻尼器通常具有固定的阻尼性能，软性悬架可以增大弹簧行程，导致更大的振动幅度，降低了操控稳定性；相比之下，选择硬性悬架虽然能够提供更强的阻尼力来迅速减震，但会增加车身振动频率，影响乘车人员的舒适感受。

磁流变液(Magnetorheological Fluid,简称 MRF)是一种新型材料，当外加磁场时，会迅速转变为类固化，并具有粘塑性体力学特性，它具有耗能低、屈服应力大以及响应快速等优点，在结构阻尼减振领域得到了广泛应用。

磁流变减振器(Magnetorheological Damper,简称 MR 减振器)的优点包含了重量轻，能耗低，体积小，同时输出阻尼力可控且调节范围广泛^[1-2]，被广泛应用于汽车减振、建筑结构减震(如房屋/桥梁减震)、军事武器及人体骨骼等领域。据相关资料显示，中国的洞庭湖大桥和日本某大型博物馆的建筑都采用了磁流变减振器，用于减小斜拉索和地震对建筑造成的影响^[3]。

磁流变减振器的机械特性受到磁场、频率、幅度等因素的制约，其动力特性表现为较大的非线性。许多液压工程师致力于设计出快速、稳定和可靠的液压阀，是人们能够直接从液压执行器中获取有用的输出(即液压阀几乎不会造成干扰)。可控悬架阻尼器的流量和压力条件差异很大，设计响应迅速且性能良好的液压阀是一项极其困难的任务，为了解决这一问题，研究者们开始在悬架系统中广泛应用磁流变液。基于磁流变液的半主动悬架系统需要跨越多个领域的知识和技术，例如，悬架控制算法、车载电源和图像处理电路、密封/轴承材料、系统设计方法以及对于悬架阻尼器静态力和动态力的分析等。随着相关技术的不断发展，研究者在 21 世纪初成功研制出第一款基于磁流变液的汽车半主动悬架系统，该系统

具有非常出色的性能，例如，响应速度快、动态范围宽和可靠性强等，因此研究人员继续努力开发新产品，逐渐将磁流变汽车半主动悬架商业化。

1.2 半主动悬架磁流变减振器国内外研究现状

半主动悬架系统是当前国内外研究热点，该系统能够根据路面情况调整悬架刚度，提高汽车行驶的舒适性和稳定性。磁流变减振器的结构设计优化是提高系统性能的关键，国内外研究表明，通过优化减振器的内部结构和材料可以实现更好的减震效果。

1.2.1 半主动悬架的国内外研究现状

目前悬架系统分为被动悬架、半主动悬架和全主动悬架。这些分类不但有助于满足人们对汽车性能的不同需求，也推动了汽车工业技术的不断创新和进步。

被动悬架是由螺旋弹簧和固定阻尼器构成的，结构简单、可靠性高且成本低，被动悬架的振动特性是恒定的，需要在特定的速度和道路条件下才能实现最佳的减振效果。全主动悬架能够在任何时候都达到最佳的减振效果，它的控制系统比较复杂，需要大功率的驱动，依赖于控制器来提供阻尼，当系统出现故障时，悬架系统就不能进行阻尼输出，从而导致安全隐患。半主动悬架系统是将被动悬架与非主动悬架相结合，具备一定刚性的弹性部件且阻尼可调，半主动悬架的阻尼特性优良、能耗低及响应快速，有较好的应用前景^[4]。

半主动悬架注重控制策略、结构优化以及参数最优控制方面的研究，实现对悬架参数的自适应调节，提高系统的工作性能及整车的行驶性能，虽然成本相对被动悬架较高，但工作性能良好^[5]。

MOAAZA^[6]分别研究了天钩、地钩和混合控制各自存在的优缺点，通过对高低阻尼系数进行调整，明显减轻了车身振动，提高了车辆行驶的平顺性，这一发现为改善车辆运动性能提供了有益的参考。SOLOMON U^[7]提出了一种半主动悬架控制方法，根据悬架的期望工作位移来调节阻尼阀通径，从而实现对系统阻尼的精确调控。孙建民^[8]提出了基于模糊反馈增量式 PID 控制策略方法，来降低车辆的能耗并提高其平顺性。WANG Ruochen^[9]提出了一种悬架切换控制方法，并设计出一种切换控制器，借助了布谷鸟算法来实时优化天钩和被动阻尼系数的误差值得到子控制器的最优控制增益。ZHANG Yuxin^[10]设计了一款能量再生式悬架，

如图 1-1，为了保持马达单向旋转并回收振动能量，蓄能器用于补偿油液，防止空气进入，储存低压油，降低阀的开启压力和压降，减少能量损失。周创辉^[11]提出了一种改进天棚阻尼算法，为相关领域的研究和应用带来新的可能性和机遇；通过这种算法的应用，进一步提高悬架系统的性能表现，为实际工程中的运用提供更加可靠的技术支持。

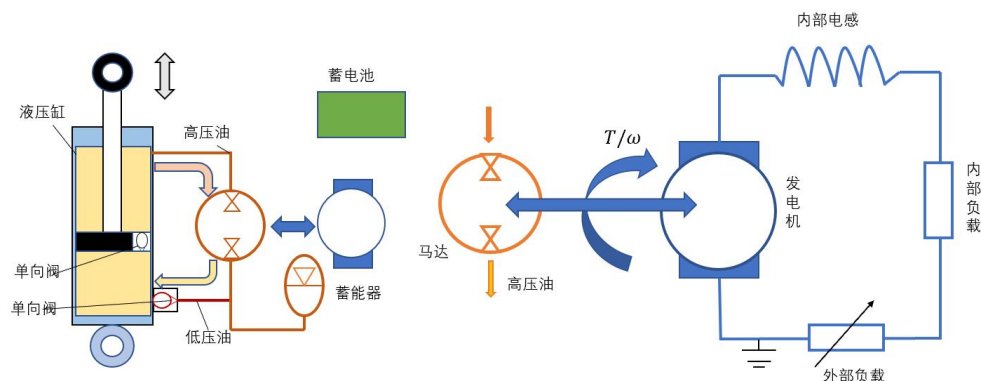


图 1-1 能量再生半主动悬架

AWAD M N^[12]为了提高悬架减振性能，针对馈能式悬架，采用基于 PSO 的 PID 控制策略进行优化，该策略的目标是降低超调和响应时间；通过借助四个单向阀构成整流回路以及外电阻来实现振动能量的回收，采用 PSO 算法来优化 PID 控制器参数，调整系统阻尼提高能量回收率。经过实验验证，这一方法可以有效地改善馈能式悬架系统的控制性能，显著提升悬架的减振性能和能量回收率，为提高汽车行驶舒适性和燃油效率提供了有效的解决方案。

研究表明，悬架结构的优化及刚度调节的研究对减轻振动和提高控制器的使用寿命具有重要意义。YANG Lin^[13]设计了一种油气惯性悬架，提出了一种基于模型预测控制(MPC)策略的分层控制方法，在控制调节阀阻尼、提升车辆动态性能的同时提升系统响应性能和阀的工作寿命。汪少华^[14]提出的刚度阻尼多级可调悬架系统，系统可以根据需要切换为不同的刚度模式，以实现更好的悬架效果。

半主动悬架表现出优良的性能、低能耗和易实现等特点，其适应性仍有待进一步提升。阻尼控制是一种技术成熟且实用的方法，而刚度调节却受到一定的限制，为了使半主动悬架系统更具竞争力，未来的研究需要集中在提高其适应性和效果上。本研究根据实际设计需求，对乘用车的半主动悬架进行了动力学模型研究，并建立了三自由度的 1/4 半主动悬架系统，对乘用车半主动悬架系统的动力学模型进行建模及分析。

1.2.2 磁流变减振器结构设计优化的国内外研究现状

Choi^[15]等人设计了一款自传感自供能的磁流变减振器，如图 1-2，减振器内部设计了一个能量收集装置，永磁体上下运动切割磁感线产生感应电动势，实现减振器自发电，降低能量损失。

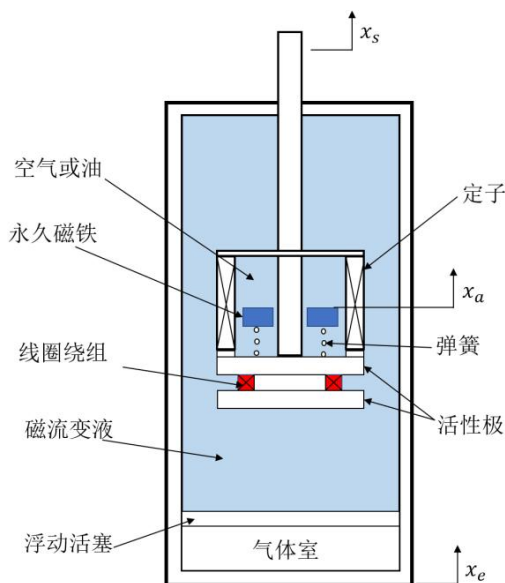


图 1-2 自传感自供能的磁流变减振器

Gavin^[16]等人设计了一种四线圈磁流变减振器，为提高磁场利用率增加了有效阻尼通道的长度，但内部活塞运动行程减小，很难应用。Seung-Bok^[17]设计了一款双筒式磁流变减振器，如图 1-3，增长了有效阻尼通道的长度，增大了输出阻尼力，该类减振器尺寸太大，只适用于客车减振上。

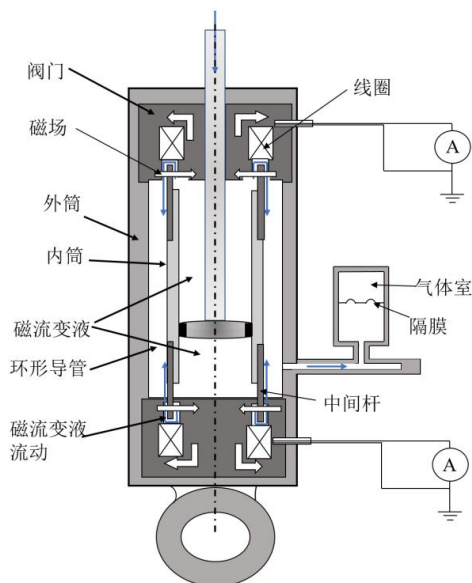
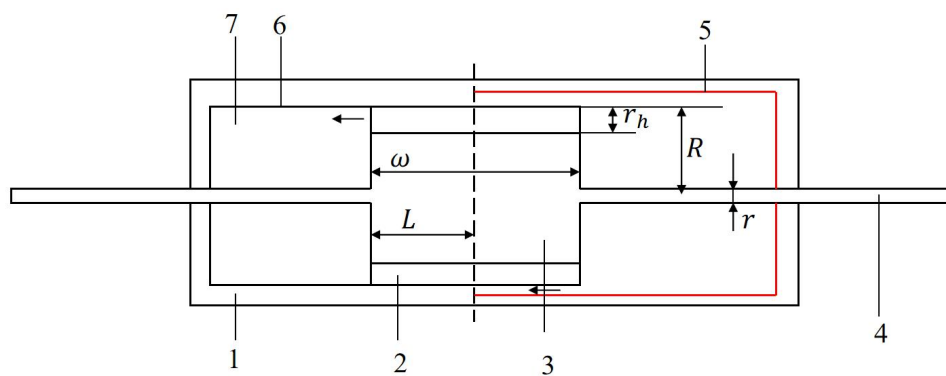


图 1-3 双筒式减振器

Bica^[18]等人设计了一款线圈外置式的 MR 磁流变减振器，解决了散热问题并提高了磁场利用率，但线圈更容易受到损坏，造成减振器失效。赵丹侠^[19]设计的蛇形流道磁流变减振器具有复杂的结构，能增大输出阻尼力，但结构复杂导致磁流变减振器的可靠性降低。段金福^[20]设计出一款串联式液流通道的磁流变减振器，采用串联液流通道的方式，形成 6 段有效液流区域，有效阻尼长度增加，同时提高了磁感线利用率。王慕凯^[21]设计的内旁路双阀磁流变减振器，则通过让磁感线多次穿过阻尼通道来达到减震效果。江苏大学的王风力^[22]设计了一款位移相关型忆阻尼器，如图 1-4，将记忆元件引入到了位移相关减振器中，通过惯容器实现液流通道长度随活塞位移发生变化，使粘滞阻尼力随之改变，达到阻尼系数连续可变的效果。



1-阻尼器外壳，2-通槽，3-活塞，4-活塞杆，5-大内圆面，6-小内圆面，7-油液

图 1-4 位移相关型的阻尼器

上述学者们设计的磁流变减振器存在着尺寸太大、活塞行程小、效率低及结构复杂等问题，设计出结构简单，体积小，输出阻尼力可控及调节范围宽等功能齐全的磁流变减振器还需要进一步研究。针对目前磁流变减振器结构存在的一些问题，本文设计了一种单简单出杆双线圈磁路的磁流变减振器结构，并对其结构进行了优化，建立了磁路部分的磁域模型并进行了仿真分析与磁饱和分析。

1.2.3 磁流变减振器阻尼力的国内外研究现状

磁流变液减振器是一种很有前途的的振动自动控制设备，磁流变减振器的机械特性受到磁场、频率、幅度等因素的制约，其动力特性表现为较大的非线性。

本世纪以来，国内外研究者们对 MR 减振器的阻尼力已进行了大量的研究。王维成^[23]等人对其工作时所受到的作用力进行了建模，并在此基础上进行了单筒充气式 MR 阻尼器的结构建模，并利用 MATLAB/Simulink 构建了该阻尼器的模

型仿真。闫占辉^[24]等人将各种类型的磁流变数学模式的优势相融合，建立如图 1-5 所示的一种改进的 Bouc-Wen 模式，并对各种电压、频率条件下的衰减特性进行了研究，对结构进行了设计，并对其结构进行了优化。

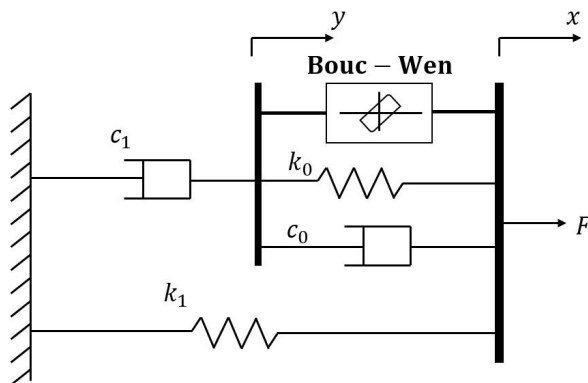


图 1-5 修正的 Bouc-Wen 模型

刘增光^[25]等人通过实验确定塞流区的边缘与柱塞的运动速率的关系，推导出了其输出阻尼力的公式，并与实测结果进行比较。胡远志^[26]根据磁流变液减振器的典型结构，分析不同内部流态和活塞的运动状况下阻尼力的计算模式；胡江林，吴超群^[27]通过正交试验得到磁路参数尺寸的最优组合，确定磁路结构优化参数，并进行阻尼特性测试来验证其设计的可靠性。

Yang^[28]等提出了一个改进的 Bouc-Wen 模型，改进了 Bouc-Wen 模型存在的缺点，降低了模型辨识过程的复杂度。Jiménez^[29]等提出了一种修正的 LuGre 摩擦模型，结构相对简单且参数个数明显减少，但模型中依旧存在滞回变量，给数值处理带来不便。Ikhoulane^[30]等建立了一种 Dahl 摩擦模型，提出一种基于多项式的阻尼系数表达方法，以 Dahl 算子代替 Bouc-Wen 算子，有效地减小了系统的识别难度。Kwok^[31]等采用双曲正交函数代替 Bouc-Wen 模型中的非线性微分方程，能够描述阻尼力滞回特性，模型结构简单便于推广。

Ni^[32]等研究了自感式 MR 阻尼器的力学模型，提出了一种 NARX 黑箱建模技术，该类模型普遍存在着实现过程复杂的缺点，建立非参数模型的过程更复杂；Munyanza Olivie^[33]等人建立了如图 1-6 所示的混合式磁流变阻尼器的二维轴对称模型，并使用有限元法对其磁场特性进行分析，利用实验设计(DoE)技术，优化设计过程以优化几何参数和产生的阻尼力；Xuan Tong^[34]等人研究在非均匀磁场分布不同的情况下，磁流变液的剪切应力与微观结构的差异。

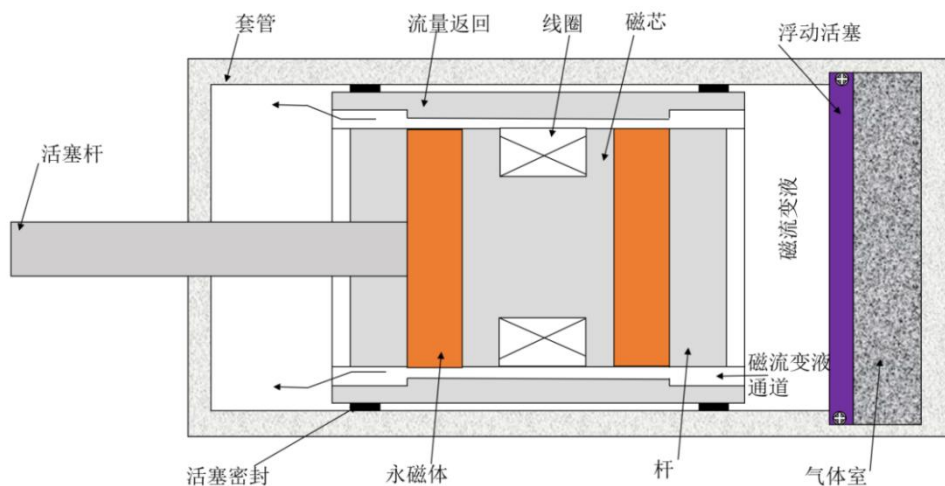


图 1-6 混合式磁流变阻尼器

综上所述，一些学者们建立的阻尼力模型存在着数值处理不便、过程复杂等问题，且以上研究主要是基于磁场因素下阻尼力的分析，并没有给出确切的计算方法。本文提出一种单筒式磁流变减振器阻尼力的计算方法，建立阻尼力计算模型与磁域模型，进行磁场仿真分析，得出磁通密度与线圈电流之间的关系，以及铁心运动速率变化时，线圈的阻尼作用力与线圈电流的变化规律，并结合相关实验得到相关阻尼特性。

1.3 本文主要研究内容

磁流变液因其特殊的流变性能受到越来越多的关注。磁流变阻尼器具有可控性好，响应快，能耗低的特点。

本文主要研究了乘用车半主动悬架减振器阻尼力，包括减振器的结构设计计算、结构参数优化以及阻尼力研究，并进行了性能试验。主要内容如下：

第 2 章对磁流变减振器结构进行设计及其结构参数优化研究。论述了悬架动力学与减振器力传递关系；论述了磁流变液减振器工作模式及结构分类；计算和校核了其结构参数，得出了初始数值，对磁路进行磁路设计，确定关键磁路参数，并对其结构参数及零件所采用的工艺材料进行初步研究；建立磁域模型进行了磁场分析与磁饱和分析，结果表明结构参数符合设计要求；利用多目标优化遗传算法，选取设计变量与优化目标，对结构参数进行了优化，得到了优化后的最终结构参数。

第 3 章根据第 2 章设计的减振器，对磁流变减振器磁流变液阻尼力研究。论

述了磁流变液减振器阻尼通道内流体阻尼力，不考虑运动超出了工作行程后缸体变形产生的力，在有效的工作行程内，铁心会受到三种形式的力，分别为摩擦力、剪切力和压力；论述磁流变液的运动受力情况，并进行分析计算，详细论述了阻尼通道内磁流变液的流动状态与阻尼力之间的关系，分别计算了不同流动状态下的阻尼力。

第4章对磁流变减振器动密封摩擦力进行研究。论述了磁流变减振器的密封特点、密封材料的分类和特性以及密封圈材料特性；建立磁流变减振器顶端密封的摩擦力学模型，包括本文采用的流体模型和摩擦力模型，进行密封圈与活塞杆之间的摩擦力计算公式以及磁流变液的粘滞阻尼力计算公式的推导，求得磁流变减振器动密封摩擦力的计算公式。

第5章进行了磁流变减振器性能试验。确定线圈的电流和通道的磁通密度以及磁通密度和磁流变液的剪切屈服强度之间的关系；验证本文提出的阻尼力计算方法得到的结果是否正确，通过阻尼力测试台架获取减振器的真实阻尼力作为对比数据。

第2章 磁流变减振器结构设计及其结构参数优化研究

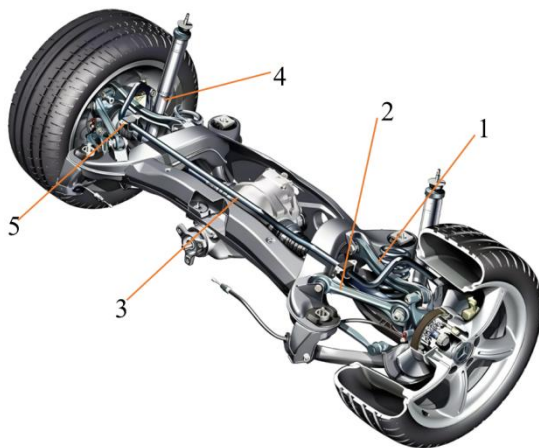
乘用车阻尼器依据不同的减振机理,可分为被动式、手动可调式和自适应式。自适应阻尼器是自主的,具备根据道路状况变化产生相应大小阻尼力的能力,适应范围为双位系统到连续可变系统。近年来磁流变液被应用于半主动汽车悬架系统中^[35-37]。

2.1 悬架动力学与减振器力传递关系

悬架是车辆转向系统中至关重要的机构,一般作用是连接挡泥板或非承载体与驱动桥或两轮,传递力和扭矩,缓冲路面。不平整形成的强大冲击力能够减少振动,保证长途客车平稳行驶,保证驾乘人员的舒适性和绝对安全。

2.1.1 悬架构成与分类

悬架结构的主要组成部分包含弹性元件、导向机构以及减震器,还有一些悬架的结构会包含缓冲块和横向稳定杆等构件^[38],如图 2-1。



1-螺旋弹簧, 2-横摆臂, 3-横向稳定器, 4-减振器, 5-转向节

图 2-1 悬架的总成图

弹性元件能有效地支承竖向荷载,降低因路面不平而引起的震动及颠簸。弹簧的基本原理是利用高弹性材料制作,当遇到强烈的撞击时,将其动能转换为弹性势能,并将其储存于车轮中,当车轮处于移动或恢复正常行驶时再将其释放出去。

导向机构负责传递力和力矩、导向以及调整车轮运动轨迹。

减振器是车用减振系统中最重要的一种构件，它具有快速减振、改善整车乘坐舒适性、改善轮胎与路面的附着性能等作用。另外，减震装置还能有效地减小车体各部位的动态负荷，从而延长车体的使用寿命。

横向稳定器是一种用钢板制作的横向稳定杆，并配有橡胶套管和支撑臂。侧向稳定装置是一种在汽车行驶过程中由车体（或车体）侧翻而产生的侧翻力矩，可以改善车辆的乘坐舒适性和转向稳定性。

悬架可根据车轮运动的关联性分为两种类型^[39]，如图 2-2 和 2-3。

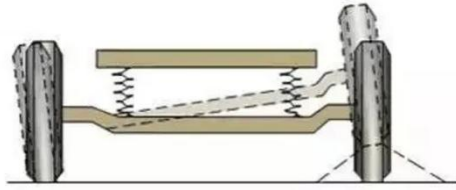


图 2-2 非独立悬架

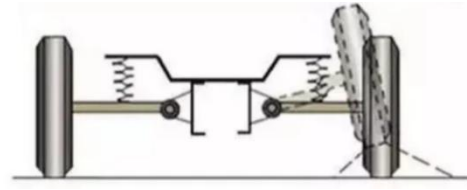


图 2-3 独立悬架

2.1.2 乘用车 1/4 半主动悬架系统的动力学模型

悬架系统动力学模型一般采用七自由度、四自由度、三自由度和两自由度模型。其中，三自由度模型简化了系统的输入，减少可性能参数，又比二自由度模型多考虑了其侧向的动态特性。本文建立一种三自由度的 1/4 乘用车半主动悬架模型。

图 2-4 和图 2-5 分别是三自由度 1/4 半主动悬架系统的简化模型以及侧向位移简化模型， m_1 和 m_2 分别表示乘用车悬架簧下质量和上质量， k_1 表示轮胎刚度， k_2 为悬架弹簧刚度， k'_2 代表悬架弹簧刚度水平分量， k_3 表示轮胎侧向刚度， c_1 是悬架阻尼系数， c_2 是轮胎侧向阻尼系数， c'_1 是悬架阻尼系数水平分量， α 为前轮外倾角。

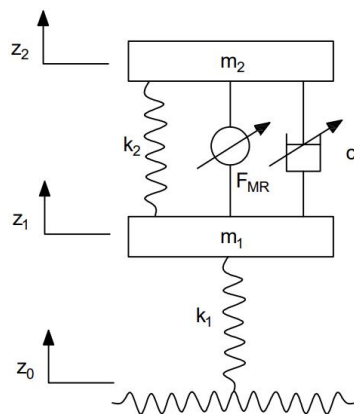


图 2-4 三自由度 1/4 半主动悬架系统的简化模型

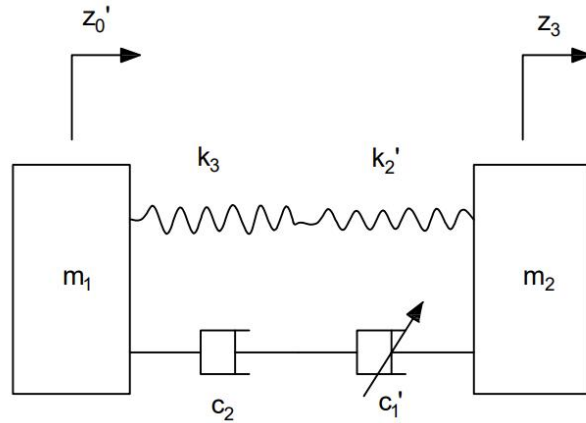


图 2-5 车身侧向位移简化模型

2.1.3 悬架系统与减振器之间的力传递

悬架系统的主要功能是支撑和悬挂车辆，同时保持车辆的稳定性和舒适性。其基本原理是通过减震器和弹簧来吸收和分散车辆行驶过程中产生的冲击和振动，使车辆保持平稳的行驶状态。

减振器是悬架系统的重要组成部分，其作用是通过阻尼力来控制车辆在行驶和通过不平路面时的弹簧振动。减振器能够吸收和消散车辆行驶过程中产生的能量，从而减少车辆的摆动和震动，提高行驶的稳定性和舒适性。

减振器的力传递关系是指减振器在车辆行驶过程中对振动的控制作用。当车辆通过不平路面或发生加速、制动等动作时，悬架系统产生振动，减振器通过阻尼力来抑制这种振动。减振器的阻尼力与车辆振动的速度和位移有关，通常采用线性或非线性的阻尼特性来控制振动^[40]。

减振器的设计和性能直接影响到车辆的行驶稳定性、舒适性和操控性。合适的减振器设置能够有效地控制车辆的振动和摆动，使车辆在行驶过程中保持平稳的状态，提高驾驶员和乘客的舒适感受，并且对车辆的操控性也有重要影响。

2.2 磁流变液减振器工作模式及结构分类

MR 减振器内部腔体以磁流变液作为阻尼介质，通过 MRF 在磁场作用下产生的流体表观粘度变化来改变阻尼力的输出。

2.2.1 磁流变液

磁流变液是一种新兴智能材料，本文选择一款某企业自用的磁流变液，根据

式(2-1)拟合出了磁流变液的剪切屈服应力^[41-43]，图 2-6 为其剪切应力与磁感应强度曲线关系。

$$\tau_y = -15.91B^6 + 35.26B^5 - 107.7B^4 + 88.42B^3 + 62.83B^2 + 17.78B - 0.1647 \quad (2-1)$$

式中， B -磁感应强度(T)。

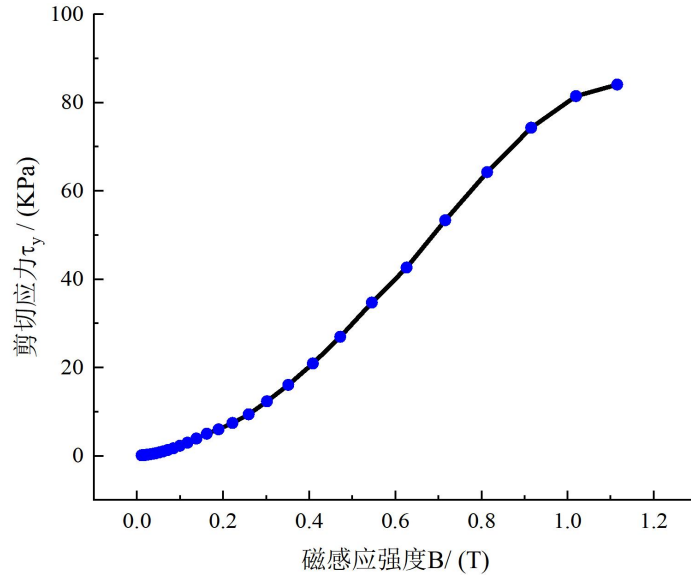


图 2-6 磁流变液的 $\tau_y - B$ 曲线

2.2.2 工作模式

MR 减振器的工作模式主要有四种^[44-45]，如图 2-7。

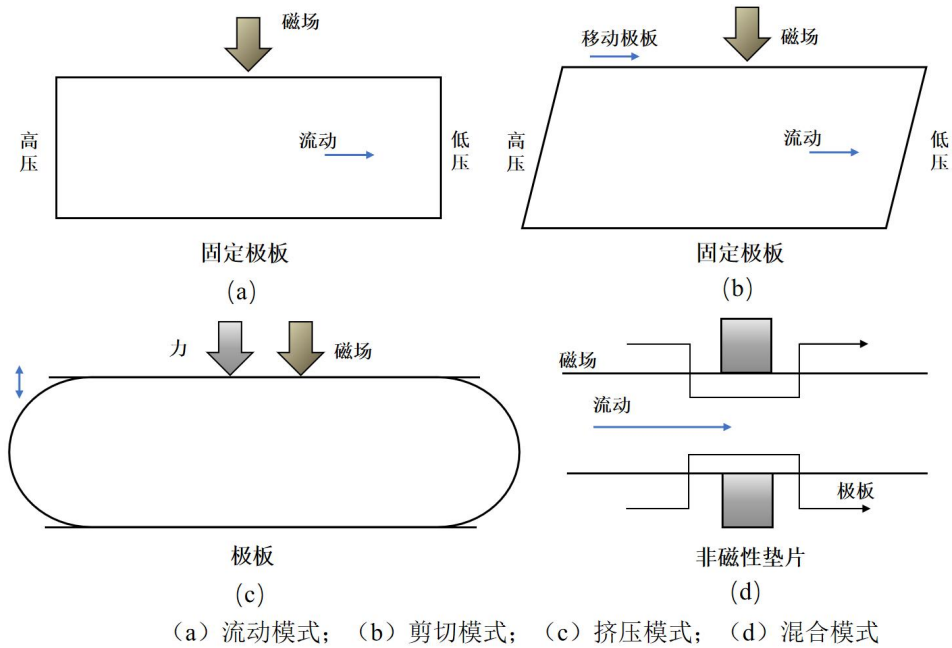


图 2-7 工作模式

(1) 流动模式。流体在两个固定平面（或同轴平面）之间流动，施加与流

动方向垂直的磁场控制 MRF 流变特性的变化。该模式下阻尼力的计算公式如式(2-2)。

$$F = \frac{12\mu L}{bh^3} A_p^2 v + \frac{3L\tau_y}{h} A_p \operatorname{sgn}(v) \quad (2-2)$$

式中, μ —MRF 动力粘度系数(Pa·s);

L —极板长度(m);

b —极板宽度(m);

h —极板间距离(m);

τ_y —剪切屈服强度(Pa);

A_p —活塞有效面积(m²);

v —活塞运动速度(m/s);

$\operatorname{sgn}(v)$ —速度 v 的符号函数, 有 $\operatorname{sgn}(v) = \begin{cases} 1, & v > 0 \\ -1, & v < 0 \end{cases}$

(2) 剪切模式。流体在两个平行且相对运动的平面之间流动, 施加与流动方向垂直的磁场控制 MRF 的流变性的变化。该模式下阻尼力的计算公式如式(2-3)。

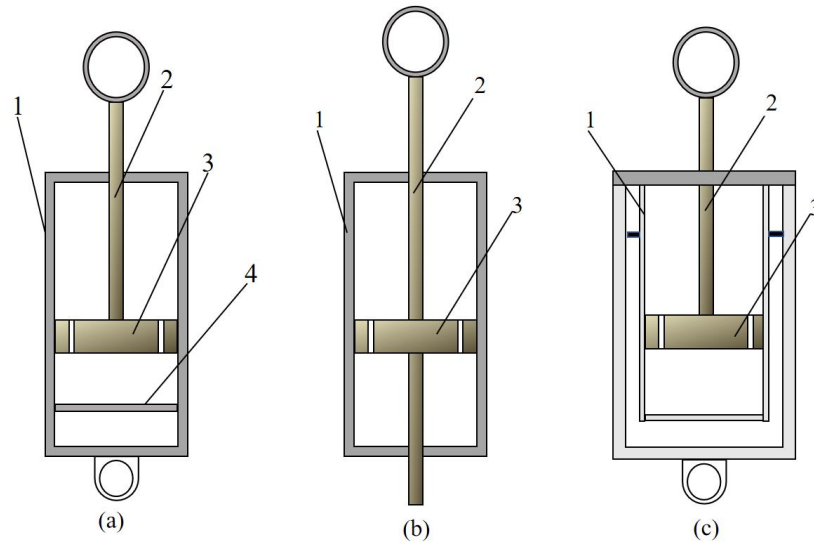
$$F = Lb\tau_y \operatorname{sgn}(v) + \frac{Lb\mu}{h} v \quad (2-3)$$

(3) 挤压模式。流体处于两个平行平面之间, 两极板之间的距离随给定的位移或输入力而变化。该模式只适用于振幅较小的场合。

(4) 混合模式。该模式所产生的压差远大于其余三种模式, 磁流变液最适合混合模式。

2.2.3 结构分类

磁流变减振器按照工作模式、缸筒结构、活塞(或磁流变控制阀)结构这三个方面进行分类^[46]。MR 减振器的结构型式主要包括单杆单筒型、双杆单筒型和单杆双筒型三种^[47-48]。如图 2-8。



1-缸筒；2-活塞杆；3-活塞；4-浮动活塞
(a)单杆单筒式 (b)双杆单筒式 (c)单杆双筒式

图 2-8 三种结构型式

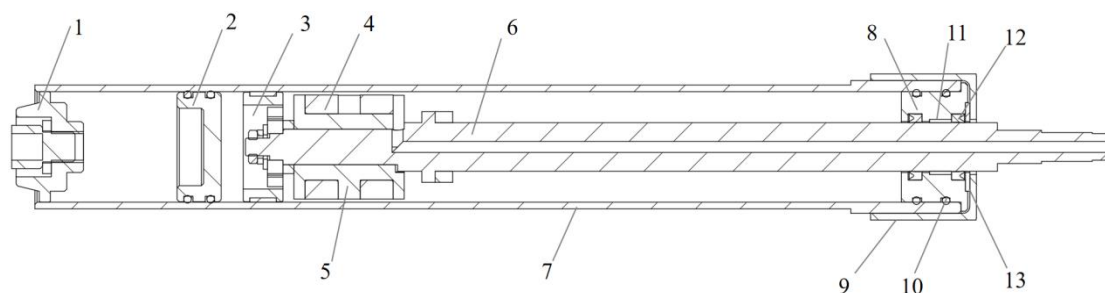
基于第 2.1 节所建立的乘用车半主动悬架系统，设计 MR 减振器时，必须同时兼顾其较低的压缩力和较高的恢复阻尼能力。双杆结构阻尼器的工作冲程比较大，双筒结构的减振器在两缸管之间设有底部阀，如果不能从根本上解决磁流变液沉降的问题，长时间运行后，减振器容易发生底阀堵塞。本文将 MR 减振器设计成单杆单筒充气式。

2.3 磁流变液减振器结构设计

MR 减振器的阻尼力 F 与 MRF 动力粘度系数 μ 、剪切屈服强度 τ_y 及铁心有效面积 A_p 等结构参数有关。MRF 动力粘度系数 μ 与其自身的特性有关，且剪切屈服强度 τ_y 与外加磁场有关。

2.3.1 整体结构的设计

考虑到乘用车悬架的安装尺寸以及磁流变液沉降造成的堵塞问题，磁流变减振器选择单杆单筒结构。为增加减振器的有效工作面积（以及由此产生的场致阻尼力），采用两级线圈控制阀。最终整体结构设计如图 2-9。



1-充气阀；2-浮动活塞；3-活塞；4-线圈；5-铁心；6-活塞杆；7-工作缸；8-顶端密封；9-顶盖；10-密封圈；
11-导向环；12-U 型圈；13-防尘圈

图 2-9 整体结构

由图 2-9，磁流变减振器的主要组成部分包括充气阀、浮动活塞、活塞、线圈、铁心、活塞杆、工作缸、顶端密封和顶盖等。两级线圈串联反向绕在铁心上，导线通过活塞杆内的通孔引出到减振器外与控制电源连接。在单筒式磁流变减振器的顶端密封部分，为了延长密封件的使用寿命，采用了两级 U 型圈密封以及附加的防尘圈，这样可以防止外界杂质和尘埃进入密封件。此外，在顶盖内孔的中央部位安装了导向环，其作用是防止铁心上下运动时活塞杆产生过大的干扰及活塞杆的导向。活塞杆与 U 型圈和导向环初次安装时添加润滑油，后续不再需要添加。即使磁流变液发生微小泄漏，其也能起到润滑作用。此外，对线圈外涂保护层进行保护。

单筒式磁流变减振器与传统减振器在工作原理上有所区别。传统减振器是通过液压油穿过阻尼通道，使得上下两个工作腔的压力变化从而产生阻尼力，以有效地调节振动。磁流变减振器是在活塞上下运动时，通过阻尼通道流经磁流变液，一部分磁流变液由于其特性在工作过程中会产生粘滞阻尼现象。当激励电流作用于活塞和工作腔之间时，磁场形成剪切应力，使得上下两个工作腔之间生成一定压力，进而产生可调节的阻尼力。此外，在充入惰性气体（例如氮）的过程中，充气阀会同时产生一种阻尼力，以抵消工作腔内的压力变化。

2.3.2 主要结构参数的选取与计算

基于文献[49]要求，对单筒式 MR 减振器的主要结构参数进行设计计算。

（1）工作缸直径

工作缸是磁流变减振器的主要受力部件，在设计选型时要进行验算与验证。工作缸筒的材料选用 45#钢。工作缸直径与阻力的范围如表 2-1 所示。

表 2-1 工作缸直径与阻力范围

工作缸直径 D (mm)	复原阻力(N)	压缩阻力(N)
20	200-1200	不大于 600
30	1000-2800	不大于 1000
40	1600-4500	400-1800
(45)	2500-5500	600-2000
50	4000-7000	700-2800
60	5000-10000	1000-3600

对工作缸进行强度验算，应满足以下验算条件。

假设额定压力为 p_n ，如式(2-4)。

$$p_n \leq 0.35 \frac{\sigma_y (D_0^2 - D^2)}{D_0^2} \quad (2-4)$$

式中， σ_y — 工作缸材料的屈服强度(Pa)；

D — 缸筒内径(mm)；

D_0 — 缸筒外径(mm)。

或如式(2-5)。

$$p_n \leq 0.5 \frac{\sigma_y (D_0^2 - D^2)}{\sqrt{3D_0^4 + D^2}} \quad (2-5)$$

本文缸筒内径为 50 mm，外径为 56.5 mm。工作缸长度为 420 mm。

(2) 阻尼间隙

阻尼间隙 h 是一个非常重要的参数。阻尼间隙值越大，输出功率越小，可调范围越大，磁路内空气间隙越大，磁路整体磁阻越大；因此，当给定激励电流时，阻尼通道中的磁场会迅速趋于饱和，从而对阻尼器阻尼力的大小产生影响。阻尼间隙 h 在 0.5-1.5 mm 之间是比较合理的，阻尼间隙 h 为 1.2 mm。

(3) 铁心直径

工作缸内径 $D=50\text{mm}$ ，阻尼间隙 $h=12\text{mm}$ 。所以铁心直径为 $D_2 = D - 2h = 47.6\text{mm}$ 。

(4) 活塞杆

活塞杆材料选用 45#钢。活塞杆直径一般取工作缸直径的 0.3-0.35，活塞杆直径 d 为 12.5 mm，同时活塞杆中间留有 5 mm 的导线通孔。

对活塞杆进行强度校核^[50]。

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{\pi d^2 / 4} < [\sigma]$$

式中， $[\sigma]$ —许用应力(MPa)， $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n_s}$ ；

σ_s —屈服极限(MPa)， $n_s = 1.2 \sim 1.5$ ；

$F_{\max}$ —最大卸荷力(N)。

代入数值计算得出。

$$\sigma_{\max} = \frac{7000}{\pi \times 0.012^2 / 4} = 61.92 \text{MPa} < [\sigma] = 170 \text{MPa}$$

在保证磁流变阻尼器工作间隙内磁场分布均匀、漏磁小的前提下，活塞杆的有效工作长度应满足其阻尼力最大值的要求。根据要求满足以下条件。

$$\frac{h}{l_s} \leq 0.2$$

已知阻尼间隙 $h = 1.2 \text{mm}$ ，可以得出 $l_s = 6 \text{mm}$ 。

初步确定的结构尺寸参数如表 2-2。

表 2-2 结构尺寸初步参数

参数名称	数值
工作缸内径 D (mm)	50
工作缸外径 D_1 (mm)	56.5
工作缸长度 L_1 (mm)	420
阻尼间隙 h (mm)	1.2
铁心直径 D_2 (mm)	47.6
活塞杆直径 d (mm)	12.5
活塞杆有效工作长度 l_s (mm)	6
磁流变液粘度 μ (pa·s)	0.6

2.4 磁流变液减振器磁路

在单筒式 MR 减振器中，磁场对性能的影响尤为显著。因此，磁路设计在结构设计中至关重要，而其中关键组成部分是励磁线圈。励磁线圈的许多因素直接影响着减振器的输出阻尼力。

2.4.1 磁路设计

磁路主要导磁的是铁磁性材料，其它物质仍有导磁能力，但相对于铁磁物质来说，只有很少一部分磁通量会通过铁芯之外的通路构成漏磁路^[51]，在理论上一般可忽略不计。

磁路设计主要包含磁通量与磁动势的关系及励磁电流与磁场强度的关系^[52-53]。

(1) 安培环路定理

安培环路定理是电磁学中最基本的公式之一，如式(2-6)。

$$NI = \oint_c H dl = \sum_{e=1}^n H_e l_e \quad (2-6)$$

式中， N —线圈的匝数；

I —线圈中流过的电流(A)；

H_e —闭环磁路磁场强度(A/m)；

l_e —闭环磁路的磁路长度(m)；

$H_e l_e$ —磁压降(Wb)。

电流与磁场强度之间的函数关系可以用式(2-7)表示。

$$H_e = \frac{NI}{l_e} \quad (2-7)$$

式中： NI —磁动势(AT)。

(2) 高斯定理

电磁学中高斯定理也被称为磁通量公式，计算公式为式(2-8)。

$$\Phi = \int_S B dS = B_f S_f = B_s S_s \quad (2-8)$$

式中， B_f —MRF 环形工作区域的磁通密度(T)；

S_f —MRF 环形工作区域的磁通面积(m^2);

B_s —其他部分磁路的磁通强度(T);

S_s —其他部分磁路的磁通面积(m^2)。

式(2-8)是磁路中各个磁通守恒的表达式。磁路的磁通能力主要取决于磁通密度最小的部位，即磁通最少的部位将首先获得磁饱和。假设磁流变液阻尼通道间隙处先达到磁饱和，再由此计算其他部分区域面积，可以确保其他部分磁路不会比磁流变液阻尼通道间隙处先达到饱和。

使其他部分磁路不先达到磁饱和，应满足式(2-9)。

$$S_s \geq S_{s,\min} \equiv \frac{B_{f,\max} S_f}{B_s} \quad (2-9)$$

式中， $S_{s,\min}$ —最小磁通面积(m^2);

$B_{f,\max}$ —最大磁通密度(T)。

在电磁设备或电磁元件中放置特定形状的铁心是非常重要的，因为励磁电流可以产生大磁通，而铁心可以有效地引导和增强磁场。因此，选择合适形状和材料的铁心对于提高电磁设备的性能至关重要，通过正确地放置铁心，可以使电磁元件更有效地产生磁场，从而实现更好的功能和效果，如式(2-10)。

$$\Phi = \frac{NI}{l / \mu S} = \frac{F}{R_m} \quad (2-10)$$

式中， $F = NI$ —磁动势(AT)，此为产生磁通的激励；

R_m —磁阻(Wb/A)；

l —磁路的平均长度(m)；

S —磁路的截面积(m^2)；

μ —磁路的磁导率。

为了防止线圈过热损耗，线圈中电流大小控制在 0-2 A。

磁路设计中需要注意的问题有以下几点：

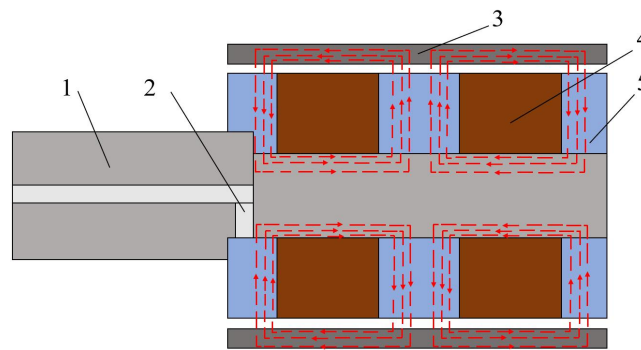
(1) 选取导磁材料。一般导磁材料尽可能选取导磁率高的材料，以满足工作区域的磁感应强度，可以降低磁路中铁心部分的损耗。本文铁心的材料选 DT4

型电工纯铁。

(2) 阻尼间隙。尽可能减小阻尼间隙，本文中阻尼间隙尺寸为 1.2 mm 。

(3) 励磁线圈。励磁线圈选用铜导线，励磁线圈尽可能选择直径较大的优质漆包线，减小线圈电阻及发热量。本文选择聚酯亚胺(QZY)漆包线，耐 180°C 高温，紫铜芯直径为 0.35 mm ，漆包线最大外直径为 0.4 mm 。在磁路的确定好尺寸后，需要考虑线圈的匝数^[54]。

如图 2-10 所示的双级线圈磁路结构示意图，铁心内部设有与活塞杆相互配合的孔，设有台阶通孔用来引出漆包线。



1-活塞杆；2-台阶孔；3-缸筒；4-线圈；5-铁心

图 2-10 磁路结构示意图

磁路部分的实际结构可以分为导磁结构和非导磁结构两部分，结构相对复杂，对磁路实际结构进行简化处理，图 2-11 为简化后的串联式磁路结构示意图。

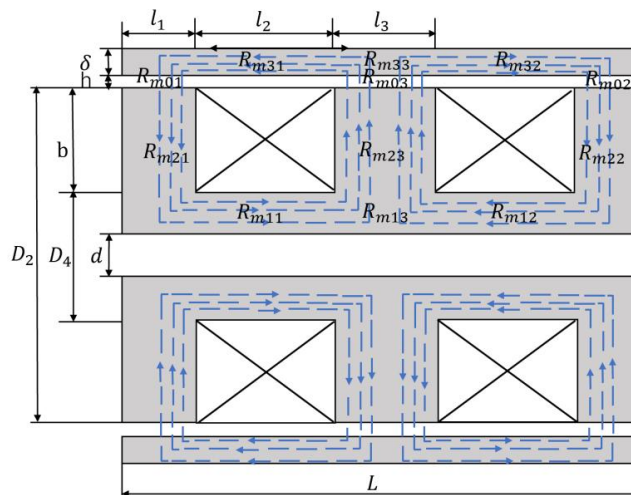


图 2-11 简化后的磁路结构示意图

为了便于计算磁路的磁阻，以及验证所设计的磁路是否合理，根据图 3-6 简化后的磁路结构示意图进一步简化，得到图 2-12 磁路结构简化图。

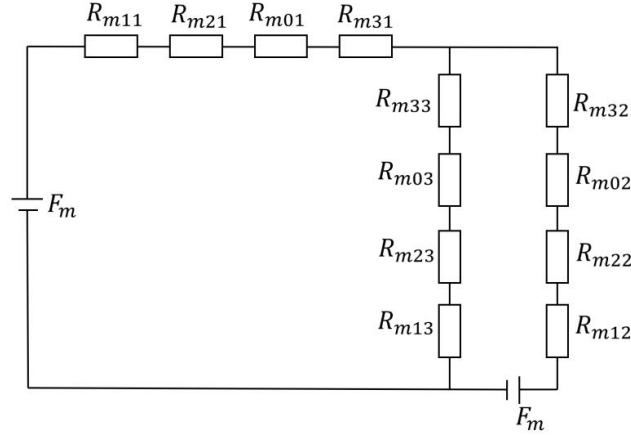


图 2-12 磁路结构简化图

铁心中心磁芯两端部分磁阻由式(2-11)表示。

$$R_{m11} = R_{m12} = \frac{L - l_1 - l_3}{2\mu_1\pi \left[\left(\frac{D_4}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right]} = \frac{L - l_1 - l_3}{\mu_1\pi \left(\frac{D_4^2}{2} - \frac{d^2}{2} \right)} \quad (2-11)$$

铁心两端磁极磁阻由式(2-12)表达。

$$R_{m21} = R_{m22} = \frac{D_2 - d}{2\mu_1\pi D_2 l_1} \quad (2-12)$$

铁心中间磁极磁阻为式(2-13)。

$$R_{m23} = \frac{D_2 - d}{2\mu_1\pi D_2 l_3} \quad (2-13)$$

MRF 阻尼通道间隙两端磁阻分别为式(2-14)。

$$R_{m01} = R_{m02} = \frac{\ln\left(\frac{D_2}{2} + h\right) - \ln\left(\frac{d}{2}\right)}{2\mu_0\pi l_1} \quad (2-14)$$

中间磁阻由式(2-15)表示。

$$R_{m03} = \frac{\ln\left(\frac{D_2}{2} + h\right) - \ln\left(\frac{d}{2}\right)}{2\mu_0\pi l_3} \quad (2-15)$$

缸筒两端部分磁阻分别为(2-16)。

$$R_{m31} = R_{m32} = \frac{L - l_1 - l_3}{2\mu_1\pi \left[\left(\frac{D_2}{2} + h + \delta \right)^2 - \left(\frac{D_2}{2} + h \right)^2 \right]} = \frac{L - l_1 - l_3}{2\mu_1\pi \delta (\delta + 2h + D_2)} \quad (2-16)$$

式中， μ_1 —优质碳素钢大的磁导率；

μ_0 —表示磁流变液的磁导率。

得出磁路总磁阻如式(2-17)。

$$R_{m1} = R_{m2} = R_{m11} + R_{m21} + R_{m01} + R_{m31} + R_{m03} + R_{m23} \quad (2-17)$$

理论计算时，漏磁现象可忽略不计，假设各部分磁场强度都分布均匀，由图 2-12， R_{m03} 和 R_{m23} 的磁通量是两个励磁线圈磁通量的和，由式(2-18)表达。

$$\phi = \phi_1 + \phi_2 \quad (2-18)$$

除中间磁极部分的磁通量为式(2-19)，与其对应的中间阻尼通道间隙外的磁路部分磁通量为式(2-20)。

$$\phi_{1\max} = \min\{\phi_{11\max}, \phi_{21\max}, \phi_{01\max}, \phi_{31\max}\} \quad (2-19)$$

$$\phi_{2\max} = \min\{\phi_{12\max}, \phi_{22\max}, \phi_{02\max}, \phi_{32\max}\} \quad (2-20)$$

当 $\phi_{03\max} \geq \phi_{03} = \phi_{1\max} + \phi_{2\max}$ 且 $\phi_{23\max} \geq \phi_{23} = \phi_{1\max} + \phi_{2\max}$ 时，表示磁路的设计是合理的。为了确保当磁路达到磁饱和状态时，阻尼间隙各部分的磁感应强度能达到最大值，用式(2-21)进行验证。

$$B_{01} = B_{02} = \frac{\phi_{\max}}{\pi(D_2 + h)l_1}, B_{03} = \frac{\phi_{\max}}{\pi(D_2 + h)l_3} \quad (2-21)$$

为了磁路的均匀分布，磁路的整体结构对称，两级线圈槽的大小及匝数相同，即 $l_3 = 2l_1$ ，满足 $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3$ 。该三个区域的磁感应强度相同，那么 $B_{01} = B_{02} = B_{03} = B_0$ 。由磁路定理可以得出式(2-22)、式(2-23)。

$$\phi_1 R_{m1} = NI \quad (2-22)$$

$$\phi_0 = \pi D_2 l_1 \cdot B_0 \quad (2-23)$$

已知 $I = 2A$ ， $B = 0.6T$ ，得出式(2-24)。

$$N = \pi D_2 l_1 R_{m1} \frac{B_0}{I} \quad (2-24)$$

代入磁路参数得 $N = 200$ 。依据铜线的截面积，以及考虑实际生产中的影响，选择绕线槽面积不小于 80 mm^2 。施加电流后阻尼通道内 MRF 产生的最大的磁感

应强度是固定预定值 $B_0 = 0.6\text{T}$ ，假设用 B_m 表示活塞铁心材料饱和磁感应强度， ϕ_0 表示每级绕线线圈产生的磁通量，磁路中各部分横截面积均不能低于 $S_0 = \frac{\phi_0}{B_0}$ ，如式(2-25)。

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{D_2}{2} > \sqrt{\frac{S_0}{\pi} + \left(\frac{d}{2}\right)^2} \\ l_3 = 2l_1 > \frac{D_2 S_0}{2\pi} \\ \delta > \sqrt{\frac{S_0}{\pi} + \left(\frac{D_2}{2} + h\right)^2} - h - \frac{D_2}{2} \end{array} \right. \quad (2-25)$$

表 2-3 为磁路部分的主要结构参数。

2-3 磁路部分的主要结构参数

参数名称	数值
线圈槽深度 b (mm)	9
铁心长度 L (mm)	50
铁心左侧长度 l_1 (mm)	6
线圈槽长度 l_2 (mm)	13
铁心中间长度 l_3 (mm)	12
线圈电流 I (A)	0~2
各级线圈匝数 N (匝)	200

2.4.2 磁路的磁场仿真研究

单筒式 MR 减振器是通过改变 MR 减振器内线圈组的磁场强度来调节输出阻尼力的大小及范围，MR 减振器的阻尼力可以通过调整电流的大小来进行，要确定线圈的电流和通道的磁通密度之间的关系，本节使用 Maxwell 软件对磁路部分进行有限元计算分析，分析在不同电流大小的情况下双级磁路内部磁场的分布情况。

基于设计的单筒式 MR 减振器结构建立了流道磁域模型，如图 2-13。由于模型仅仿真磁场分布，与磁场仿真无关的零件均省略，只保留缸筒、铁心、线圈以及阻尼通道内的磁流变液。

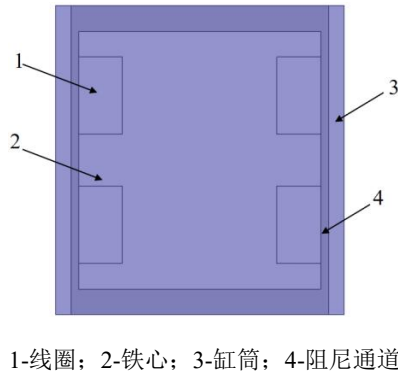


图 2-13 磁域模型

(1) 建立磁路磁场分析模型

磁场分析模型包括构建几何模型、定义材料特性和边界条件、设置激励条件、单元网格的划分及求解分析。

1) 磁路模型

在 Maxwell 中新建一个 project，选择 Magnetostatic 求解器进行求解。选择 Maxwell 2D 的静磁场进行磁路的有限元分析，根据结构参数，在 Ansoft Maxwell 软件中建立如图 2-14 所示的几何模型。

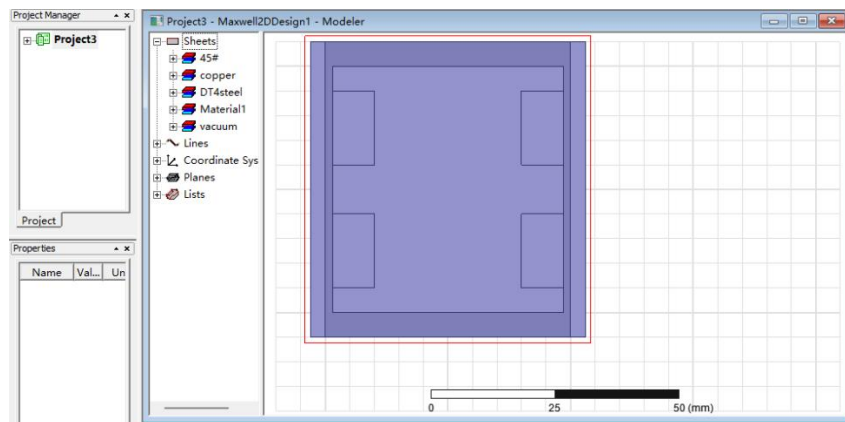


图 2-14 磁路几何模型

2) 定义材料特性

磁场分析前要定义材料特性。表 2-4 为工作缸材料(45#钢)的 B-H 值。表 2-5 为磁流变液的 B-H 值。表 2-6 为铁心的材料(DT4 型电工纯铁)的 B-H 值。线圈选择的材料为铜；其余部分定义为真空。

表 2-4 45#钢材料的 B-H 值

$B(T)$	$H(KA/m)$
0	0

0.2	0.4
0.4	0.5
0.5	0.65
0.6	0.8
0.75	0.9
0.85	1.2
1	1.5
1.25	2.36
1.5	4
1.6	5.4
1.7	7.8
1.8	11.2
1.9	16

表 2-5 磁流变液材料的 B-H 值

$B(T)$	$H(KA / m)$
0	0
0.0376	2
0.0811	8
0.1354	14
0.1789	23
0.2333	29
0.2768	37
0.3203	46
0.3637	55
0.4072	63
0.4507	72
0.5268	92
0.5703	104
0.6029	113
0.6356	124
0.6682	136
0.7008	147
0.7334	159
0.766	170
0.7878	182
0.8204	196

0.8421	208
0.8748	219
0.8965	234
0.9183	245
0.9509	260
0.9617	271

表 2-6 DT4 型电工纯铁材料的 B-H 值

$B(T)$	$H(KA/m)$
0	0
0.2	21.2
0.4	42
0.6	63.2
0.8	84.8
1	104
1.1	120
1.2	135
1.4	220
1.5	480
1.6	1600

3) 定义边界条件和激励

结构模型外需要设置一个边界条件，设置求解域 region 再定义电流激励，线圈匝数为 200，匝数与所加电流大小的乘积为多级线圈电流值，这里设置了四组数据，分别为 100A、200A、300A、400A。

4) 单元选择与网格划分

在 Ansoft Maxwell 软件里，选择“Mesh Operations”-“Assign”-“Inside Selection”模块中的“Length Based”进行网格划分。线圈部分单元网格长度设为 3 mm；铁心材料单元网格长度设为 6 mm；单筒式 MR 减振器中 MRF 阻尼通道间隙处的单元网格长度设为 2 mm；缸筒部分的单元网格长度设为 6 mm；其余部分设为 10 mm，如图 2-15。

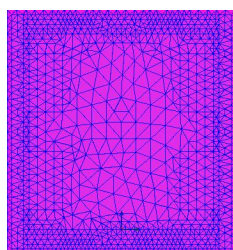


图 2-15 磁路网格划分

5) 求解

添加求解选项之后,即可对模型进行验证,当模型没有错误报告时,进行有限元模型分析求解步骤。求解完成之后,整理分析求解后的结论数据,并输出所要的数据与信息。

(2) 磁路饱和分析

磁路中磁通在任何地方都是等效的,导磁介质的磁感应强度有一个饱和特性,不会无限增加,其值是磁通面积与其饱和磁感应强度之积。磁路中磁通通过能力最小的部位是磁通最小的部位,其最小的部位先进入磁饱和状态,全磁路的磁通也处于饱和状态,从而对全磁路的磁通能力产生影响^[55]。当外加磁场继续增大时,磁流变液的磁场强度仍不会增大,从而制约了磁流变液的最大输出功率及可调节阻尼力的增长。开展磁路设计时对磁饱和进行研究,以避免过早产生磁饱和,从而提高磁流变液的磁通量,提高磁流变液的工作能力。磁路磁饱和分析结果汇总,如表 2-7。

表 2-7 磁路磁饱和分析结果

	铁心区域 R_{m11}	铁心区域 R_{m21}	铁心区域 R_{m23}	阻尼通道间隙区域 R_{m01}	缸筒区域 R_{m31}
磁通面积公式	$\pi = \left[\frac{D_4^2}{4} - \frac{d^2}{4} \right]$	$\pi D_2 l_1$	$\pi D_2 l_3$	$\pi D_2 l_1$	$\pi \delta (\delta + 2h + D_2)$
磁通面积值 (mm ²)	565.1	896.8	1793.6	896.8	543.4
磁饱和感应强度 $B / (T)$	1.5	1.5	1.5	0.6	1.5
最大磁通量 $\Phi / (Wb)$	0.000848	0.00135	0.00269	0.000538	0.000815
磁饱和顺序	III	IV	V	I	II

分析表 2-7 中的数值,阻尼通道间隙 R_{m01} 最先达到磁饱和状态,紧接着出现

磁饱和状态的区域是缸筒区域 R_{m31} 处。在磁通量一样的情况下，面积小的先达到饱和状态，铁心区域 R_{m11} 、铁心区域 R_{m21} 、铁心区域 R_{m23} 先后达到磁饱和状态。因此仅对阻尼通道间隙区域 R_{m01} 和铁心区域 R_{m11} 进行磁饱和状态分析，对单筒式磁流变减振器结构参数进行优化，以最大限度地实现这两个区域的磁饱和。

在 Maxwell 有限元仿真软件中，建立磁路结构及定义材料属性和边界条件后，输入激励电流 0.5 A、1 A、1.5 A、2 A，分析得出该磁域模型的电磁场分布情况，图 2-16 为磁路磁感应强度云图，图 2-17 为不同激励下磁感应强度。

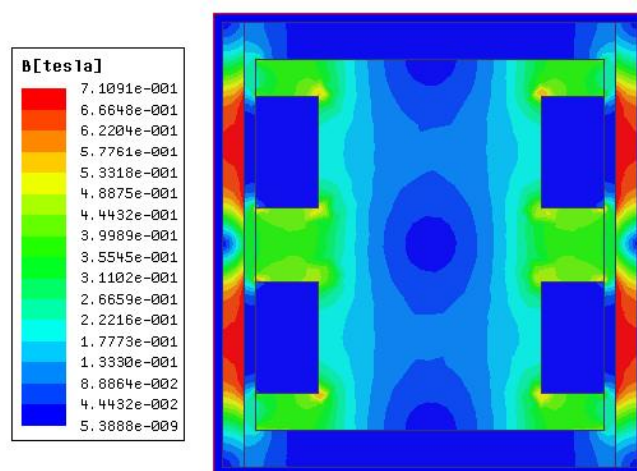


图 2-16 磁感应强度云图

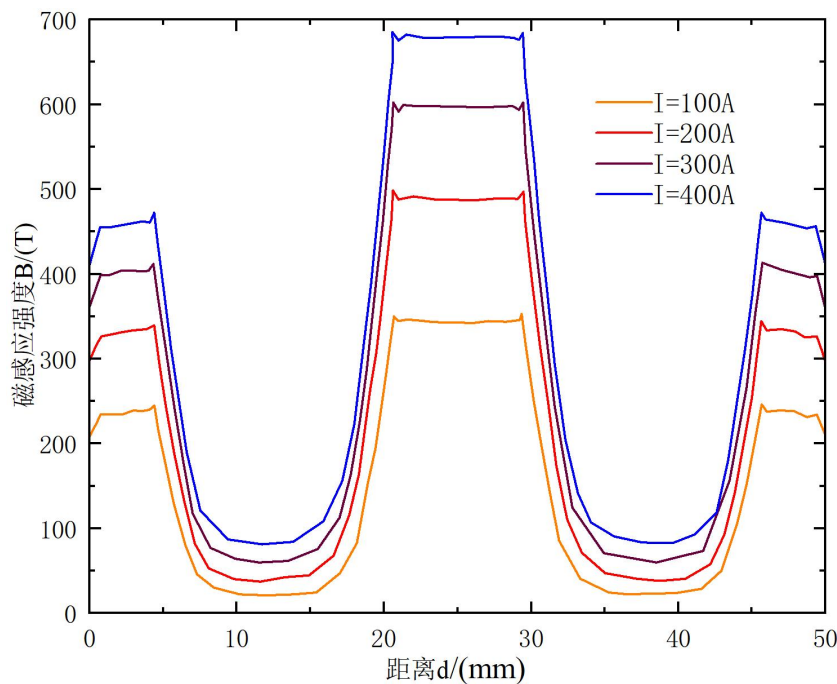


图 2-17 四种电流值下磁感应强度

由图 2-16 和图 2-17 可知，各个磁路饱和磁感应强度都处于其材料饱和磁感应强度最大范围值内，五个区域依次达到磁饱和状态的顺序与理论计算分析的结果相吻合，表明目前的设计计算符合设计要求。

2.5 磁流变液减振器参数优化

阻尼通道内磁场的大小与磁路的结构参数有关，随着磁路结构参数的变化，磁场也会发生相应的变化。为了有效改善单筒式磁流变减振器的性能，可以通过优化其结构参数来实现。

2.5.1 多目标遗传算法

本文使用多目标遗传算法(MOGA)对结构参数进行优化^[56-58]。

参数设置对于 MOGA 算法的运行结构有关键影响，包括种群规模、交叉概率、变异概率和进化代数等。因此，在启动 MOGA 算法之前，必须进行参数的适当配置。

种群规模一般选取 100。交叉概率过大或过小都会对下一代优良个体的产生造成影响，而过小的交叉概率还会降低收敛速度。因此，合适的交叉概率一般在 0.4 至 0.99 之间。过低的变异概率不利于新个体的生成，一般而言，变异概率选取在 0.0001 至 0.1 之间。进化代数是指算法中个体进化的次数，通常取值在 100 至 1000 之间。主要步骤流程如图 2-18。

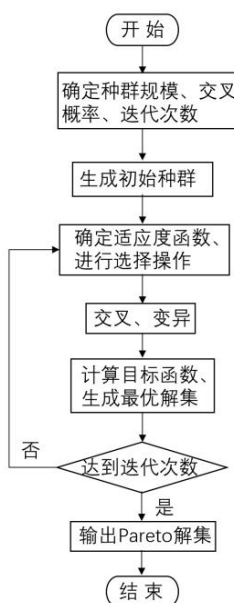


图 2-18 MOGA 操作流程

2.5.2 设计变量

考虑到 MR 减振器的磁路设计以及性能特点，将参数阻尼通道有效区域长度 l_1 、阻尼通道非有效区域长度 l_2 、阻尼通道间隙 h 以及线圈槽深度 b 、铁心线圈半径差 b_1 、缸筒厚度 δ 、活塞杆半径 r 这 7 个结构尺寸作为设计变量，如图 2-19。

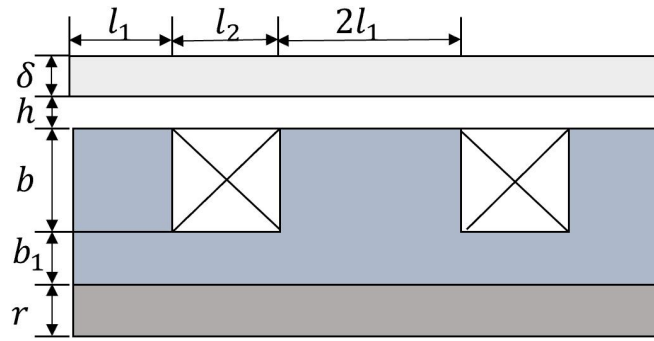


图 2-19 结构优化尺寸参数

综合考虑后定义结构参数优化范围如表 2-8。

表 2-8 优化变量

变量名称	设计初值	优化范围
阻尼通道间隙 h /(mm)	1.2	0.5~1.5
阻尼通道有效区域长度 l_1 /(mm)	6	5~8
阻尼通道非有效区域长度 l_2 /(mm)	13	10~18
线圈槽深度 b /(mm)	9	5~10
铁心线圈半径差 b_1 /(mm)	8.55	5~10
缸筒厚度 δ /(mm)	3.25	2.5~4
活塞杆半径 r /(mm)	6.25	5.5~7.5

2.5.3 目标函数

单筒式 MR 减振器作为阻尼力可调的减振器，其性能评价指标主要包括最大阻尼力、最大阻尼可调系数以及磁路响应时间^[59-61]。

当单筒式 MR 减振器达到磁通饱和状态和时，可以提供最大阻尼力。多目标优化所求为目标值最小，因此，可以将 $-F$ 设置为目标函数，那么，求解最大阻尼力问题就变为求解 $-F$ 最小值，根据 2.2.2 节 MR 减振器不同工作模式下的阻尼力基本计算公式。即可确定目标函数 f_1 。

$$f_1 = - \left[\frac{12\mu(4l_1 + 2l_2)A_p^2}{\pi D_1 h^3} v + \frac{12l_1 \tau_y A_p}{h} \text{sgn}(v) \right] \quad (2-26)$$

由式(2-26)，可以将 f_1 看成是由液体粘滞阻尼力 F_μ 和库伦阻尼力 F_τ 两个部分组成。 F_μ 与活塞的运动速度有关，而 F_τ 和磁场有关。

$$F_\mu = \frac{12\mu(4l_1 + 2l_2)A_p^2}{\pi D_1 h^3} v, F_\tau = \frac{12l_1 \tau_y A_p}{h} \text{sgn}(v)$$

最大动力可调系数可以表示为 F_τ 与 F_μ 的比值，如式(2-27)。

$$\beta = \frac{F_\tau}{F_\mu} = \frac{\pi D_1 l_1 \tau_y h^2}{(4l_1 + 2l_2)\mu A_p v} = \frac{(b + b_1 + r + h + \delta)l_1 \tau_y h^2}{\mu(2l_1 + l_2) \left[(b + b_1 + r + h + \delta)^2 - r^2 \right] v} \quad (2-27)$$

因此，可将优化目标函数设置为 $-\beta$ ，即可确定目标函数 f_2 ，如式(2-28)。

$$f_2 = - \frac{(b + b_1 + r + h + \delta)l_1 \tau_y h^2}{\mu(2l_1 + l_2) \left[(b + b_1 + r + h + \delta)^2 - r^2 \right] v} \quad (2-28)$$

2.5.4 优化目标

磁路也会影响到单筒式磁流变减振器的减振性能，磁流变液对单筒式 MR 阻尼器的阻尼特性也有一定的影响。当磁路响应时间较短时，单筒式 MR 阻尼器的减振效果较好。但是，当磁路响应时间不超过某一区间时，阻尼器的工作特性就会得到很好的满足，所以在进行结构优化时，没有考虑到磁路的响应时间影响^[62]。

确定了最大阻尼力的目标函数 $f_1 = -F$ ，最大阻尼可调系数的目标函数 $f_2 = -\beta$ 。活塞的运动速度为 0.52 m/s，综合考虑，确定 MRF 的粘度系数为 $\mu = 0.6 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ，剪切应力 $\tau_y = 45 \text{ KPa}$ ，可以确定优化目标。

$$700 \text{ N} \leq F_{\max} \leq 9800 \text{ N}; 1.5 \leq \beta \leq 5$$

2.5.5 优化结果分析

进行优化计算前，需要先设置算法的参数，样本容量设置为 100，交叉概率和变异概率分别设置为 0.65 和 0.02。

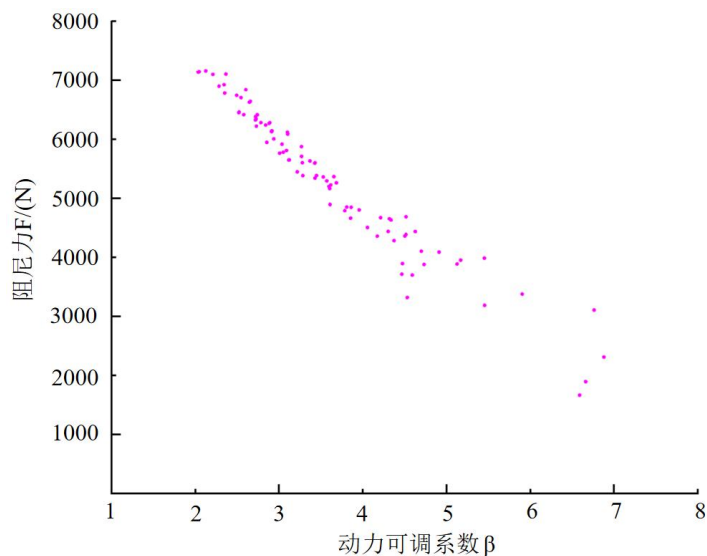


图 2-20 多目标优化的 Pareto 解集

在 MATLAB 中运行 gamultiobj-Multiobjective optimization using Genetic Algorithm 算法过程中,个体每进化一次就会更新一次,一直到算法运行结束,根据运行的结果,绘制了 Pareto 解集,如图 2-20。

因程序每次运行的初始值是随机的,部分最优解如表 2-9。

表 2-9 部分 Pareto 最优解集

$r /(\mathrm{mm})$	$b_1 /(\mathrm{mm})$	$b /(\mathrm{mm})$	$h /(\mathrm{mm})$	$\delta /(\mathrm{mm})$	$l_1 /(\mathrm{mm})$	$l_2 /(\mathrm{mm})$
6.311606871	9.732727407	9.129375759	1.46422771	3.35898735	7.725428826	16.02686701
6.331396281	9.841365835	8.628217095	1.42602006	3.39651123	7.854316655	16.81206134
6.014289081	9.683670273	6.590502692	1.49081218	3.481903558	6.037894608	15.45465174
6.561658376	9.449577032	9.473471732	1.48136652	3.041496408	7.463979994	15.71052236
5.623027014	9.757563358	9.577696964	1.49372412	3.586164578	7.799347776	16.93286166
6.725269066	9.91115927	9.814977491	1.47561981	3.150965145	5.909217948	17.82710228
6.963113654	9.842252813	9.73829283	1.46580763	3.025162603	6.40732068	17.75373117
6.965324952	9.687115941	9.66704259	1.4231919	3.663251684	7.275389058	15.70857347
6.959341899	9.656792661	8.945484686	1.47181972	3.758373975	6.813213775	17.08067318
6.680912508	9.183951187	9.62945117	1.47260273	3.693990802	7.532278371	16.21824594
6.635866352	9.688993048	9.319507373	1.4897588	3.617707572	7.672536742	17.07734583

6.659403492	9.733853524	9.278240499	1.49663171	3.647345162	7.567743349	16.85386838
6.979188147	9.811619038	8.987022794	1.4999981	3.677187299	7.8550666	16.57579374
6.988520873	8.970277084	9.481386397	1.49999864	3.865241497	7.777518281	15.54637074
6.806371044	9.396335931	9.864051103	1.49999939	3.599993947	7.890984673	15.70062222

由图 2-20 可知,在一定约束条件下,两个目标函数升高的关系相互矛盾,某一个目标函数升高,另一个目标函数就会降低。即阻尼力越小动力可调系数就越大,而阻尼力越大动力可调系数就越小。

本次优化考虑选取阻尼力较大的解,当动力可调系数为 2.2 时符合要求。由程序运行的结果,从图 2-20 多目标优化的 Pareto 解集中,选取一组最优解,并结合实际得到优化前后的设计参数如表 2-10。

表 2-10 优化前后结构参数

结构参数	优化前数值	优化后数值
$h /(\mathrm{mm})$	1.2	1.5
$l_1 /(\mathrm{mm})$	6	5
$l_2 /(\mathrm{mm})$	13	15
$r /(\mathrm{mm})$	6.25	6
$\delta /(\mathrm{mm})$	3.25	3
$b /(\mathrm{mm})$	9	8.5
$b_1 /(\mathrm{mm})$	8.55	9

优化前后的结构参数数值代入优化目标函数式(3-26)与式(3-28)中,可求得优化前目标函数 $f_1 = -6734.0293, f_2 = -1.8553$, 均处在优化目标范围内。优化后目标函数 $f_1 = -4306.9633, f_2 = -2.3359$, 也均处在优化目标范围内,优化后的最大阻尼力小于优化前的最大阻尼力,但最大阻尼可调系数增大了,在合理范围内,最大阻尼可调系数越大,可以提供更灵活、精确、适应性强和节能环保的振动控制解决方案,从而在各种工程应用中发挥重要作用。

最终确定的减振器整体结构尺寸如表 2-11。

表 2-11 单筒式 MR 减振器最终结构参数

参数	数值
$D /(\mathrm{mm})$	50
$D_1 /(\mathrm{mm})$	56
$D_2 /(\mathrm{mm})$	47
$D_4 /(\mathrm{mm})$	30
$L_1 /(\mathrm{mm})$	420
$L /(\mathrm{mm})$	50

2.6 本章小结

本章主要对 MR 减振器结构设计及其结构参数优化研究,主要完成的工作有:

(1) 论述了乘用车悬架系统的构成与分类,建立了 1/4 半主动悬架系统的动力学模型,论述了悬架与减振器之间力传递关系。

(2) 论述了 MR 减振器的工作模式及结构类型,详细论述了单筒 MR 变减振器的结构设计原理以及参数设计计算步骤,对单筒 MR 减振器的主要结构参数进行设计、计算和校核,得到结构参数的初始值。

(3) 开展磁路的设计计算,明确磁路部分的主要参数,确定了单筒式 MR 减振器的结构参数,对各个部件的工艺材料进行选择;简要论述了 MAXWELL 电磁场仿真软件,建立了 MR 减振器磁域模型,对 MR 减振器磁路部分进行磁饱和和分析。

(4) 提出了 MR 减振器磁路优化方法,采用多目标遗传算法对减振器结构进行优化,以阻尼通道有效区域长度 l_1 、阻尼通道非有效区域长度 l_2 、阻尼通道间隙 h 以及线圈槽深度 b 、铁心线圈半径差 b_1 、缸筒厚度 δ 以及活塞杆半径 r 作为设计变量,将最大阻尼力和阻尼可调系数作为优化目标,得到优化后的结构参数。

第 3 章 磁流变减振器磁流变液阻尼力研究

在磁流变液减振器的建模过程中,应该考虑材料的非线性、磁场波动、涡流、可压缩性以及流体的惯性和可塑性等因素。

3.1 磁流变液减振器阻尼通道内流体运动受力分析

本节先对单筒式磁流变液减振器阻尼力的组成进行分析,再对阻尼力进行合理的简化和假设,在此前提下,进行单筒式 MR 液减振器阻尼通道内的流体运动状态与力分析^[63]。

3.1.1 阻尼力分析

活塞、铁心、磁流变液及缸筒之间相互作用导致单筒式磁流变减振器阻尼力的产生。有效工作行程内铁心受到摩擦力、剪切力和压力。摩擦力主要由活塞与缸筒之间的摩擦及活塞杆与缸体之间的摩擦产生;而阻尼通道间隙处 MRF 的剪切应力与活塞杆表面处 MRF 的剪切应力是剪切力的主要组成;有杆腔内以及无杆腔内 MRF 的压强是压力的主要来源。

正常工作范围内的阻尼力为式(3-1)。

$$F = F_L + F_f \quad (3-1)$$

式中, F_L —流体产生的阻尼力(N),主要是压力和剪切力;

F_f —固体产生的阻尼力(N),主要是摩擦力。

实际情况中 MR 减振器的摩擦力和活塞杆到的剪切力相对于阻尼力较小,可以忽略不计。无杆腔内部 MRF 的压强等于阻尼通道上表面处 MRF 的压强,正常工作范围内近似地认为阻尼力只和阻尼通道内 MRF 有关,如式(3-2)。

$$F = F_p + F_\tau \quad (3-2)$$

式中, F_p —阻尼通道上、下表面处 MRF 压强产生的阻尼力(N);

F_τ —阻尼通道壁面处 MRF 的剪切应力产生的阻尼力(N)。

在单筒式 MR 减振器的阻尼通道中建立圆柱形坐标系来表述阻尼通道内

MRF 的运动和受力。阻尼通道内 MRF 的任意质点 z 在阻尼通道内的表示如图 3-1。

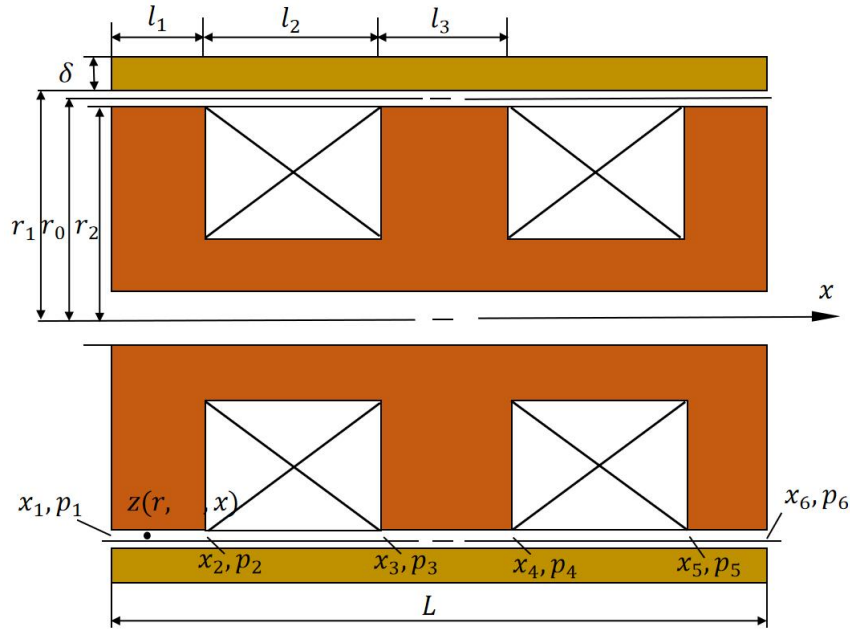


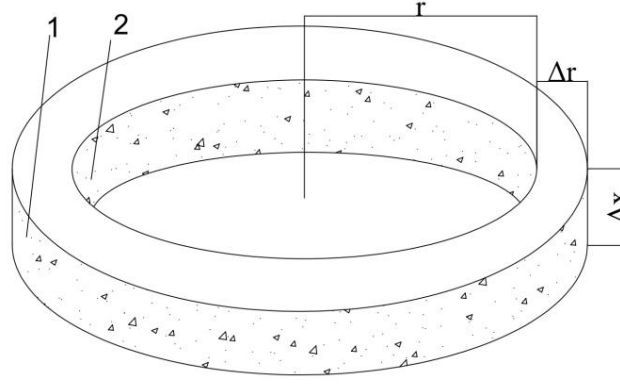
图 3-1 阻尼通道整体结构

阻尼通道内 MRF 的实际运动情况比较复杂，为了简化分析过程，在保证分析得到较为准确阻尼力的前提下，作出如下假设。

- (1) 假设整个阻尼通道内 MRF 流动状态是完全发展的；
- (2) 假设整个阻尼通道壁面处的 MRF 流速为零；
- (3) 整个阻尼通道内 MRF 的运动和受力近似关于 r_0 对称；
- (4) 将 MRF 视为理想的 Bingham 流体进行分析；
- (5) 假设 MRF 只在轴向方向上运动；
- (6) 假设有杆腔内和无杆腔内的 MRF 压强分布均匀且分别等于阻尼通道内上、下侧表面处 MRF 的压强。

3.1.2 运动受力分析

单筒式 MR 减振器垂直放置状态下(有杆腔在上方)，分析阻尼通道内 MRF 的运动和受力情况，阻尼通道内中的任一区域内选取环形柱状控制体如图 3-2。



1-外表面；2-内表面

图 3-2 环形柱状控制体

MR 减振器阻尼通道内任一区域控制体包围的 MRF 流体系统会受到表面力和体积力。阻尼通道内部的 MRF 只在 x 轴方向上有流动，流体系统只受沿 x 轴方向上的力，控制体上表面和下表面产生压力，外表面和内表面产生剪切力。

（1）环形柱状控制体内 MRF 受到的剪切力

假设 $\tau_{r+\Delta r}$ 是控制体外表面处 MRF 的内部剪切应力。 τ_r 是控制体内表面处 MRF 的内部剪切应力。假设剪切力方向向上为正方向，那么环形柱状控制体内 MRF 受到的剪切力为式(3-3)。

$$F_\tau = -[\tau_{r+\Delta r} \cdot 2\pi(r + \Delta r)\Delta x - \tau_r \cdot 2\pi r \Delta x] \quad (3-3)$$

（2）环形柱状控制体内 MRF 受到的压力

MRF 只在阻尼通道的垂直方向上有流动，假设 $p_{x+\Delta x}$ 是上表面 MRF 的内部压强， p_x 是下表面处 MRF 的内部压强，假设 MRF 受到的压力方向向上为正方向，那么控制体内 MRF 受到的压力为式(3-4)。

$$F_p = (p_x - p_{x+\Delta x}) \cdot \pi[(r + \Delta r)^2 - r^2] \quad (3-4)$$

由不可压缩条件可知，环形柱状控制体中的 MRF 受到的压力满足以下关系。对于第一磁场可控区域

$$F_{p1} = \frac{(p_1 - p_2) \cdot \Delta x}{x_2 - x_1} \cdot \pi[(r + \Delta r)^2 - r^2] (x_1 < x < x_2)$$

对于第一磁场不可控区域

$$F_{p2} = \frac{(p_2 - p_3) \cdot \Delta x}{x_3 - x_2} \cdot \pi[(r + \Delta r)^2 - r^2] (x_2 < x < x_3)$$

对于第二磁场可控区域

$$F_{p3} = \frac{(p_3 - p_4) \cdot \Delta x}{x_4 - x_3} \cdot \pi \left[(r + \Delta r)^2 - r^2 \right] (x_3 < x < x_4)$$

对于第二磁场不可控区域

$$F_{p4} = \frac{(p_4 - p_5) \cdot \Delta x}{x_5 - x_4} \cdot \pi \left[(r + \Delta r)^2 - r^2 \right] (x_4 < x < x_5)$$

对于第三磁场可控区域

$$F_{p5} = \frac{(p_5 - p_6) \cdot \Delta x}{x_6 - x_5} \cdot \pi \left[(r + \Delta r)^2 - r^2 \right] (x_5 < x < x_6)$$

式中, p_1 ——磁场可控区域阻尼通道上表面 MRF 内部压强(Pa);

p_2 ——磁场不可控区阻尼通道上表面 MRF 内部压强(Pa);

p_3 ——磁场不可控区阻尼通道下表面 MRF 内部压强(Pa);

p_4 ——二磁场可控区域阻尼通道上表面 MRF 内部压强(Pa);

p_5 ——二磁场不可控区阻尼通道上表面 MRF 内部压强(Pa);

p_6 ——三磁场可控区阻尼通道上表面处 MRF 内部压强(Pa)。

若压力的数值为正, 表明压力方向为 x 轴正方向。

(3) 环形柱状控制体内 MRF 受到的体积力

阻尼通道内控制体中的 MRF 受到自身的重力, 体积力可表示为式(3-5)。

$$F_g = -\rho g \cdot \pi \left[(r + \Delta r)^2 - r^2 \right] \cdot \Delta x \quad (3-5)$$

式中, g ——重力加速度(N/Kg), 体积力方向沿 x 轴指向 x 轴负方向。

控制体内 MRF 流体系统满足式(3-6)动量守恒关系。

$$F_p + F_\tau + F_g = \frac{dp_s}{dt} \quad (3-6)$$

第一磁场可控区域阻尼通道中控制体内 MRF 流体系统满足式(3-7)。

$$\begin{aligned} & \frac{(p_1 - p_2) \Delta x}{x_2 - x_1} \cdot \pi \left[(r + \Delta r)^2 - r^2 \right] - [\tau_{r+\Delta r} \cdot 2\pi(r + \Delta r) \Delta x - \tau_r \cdot 2\pi r \Delta x] - \\ & \rho g \cdot \pi \left[(r + \Delta r)^2 - r^2 \right] \cdot \Delta x = \frac{d \left\{ \rho v_r^2 + \pi [(\rho + \Delta r)^2 - r^2] \Delta x \right\}}{dt} \end{aligned} \quad (3-7)$$

式中, v_r ——整个控制体内 MRF 的速度(m/s)。

式(3-8)为第一磁场不可控区域阻尼通道中控制体内 MRF 流体系统。

$$\begin{aligned} & \frac{(p_2 - p_3)\Delta x}{x_3 - x_2} \cdot \pi[(r + \Delta r)^2 - r^2] - [\tau_{r+\Delta x} \cdot 2\pi(r + \Delta r)\Delta x - \tau_r \cdot 2\pi r\Delta x] - \\ & \rho g \cdot \pi[(r + \Delta r)^2 - r^2] \cdot \Delta x = \frac{d\{(\rho v_r^2 + \pi[(r + \Delta r)^2 - r^2] \cdot \Delta x)\}}{dt} \end{aligned} \quad (3-8)$$

式(3-9)为第二磁场可控区域阻尼通道中控制体内 MRF 流体系统。

$$\begin{aligned} & \frac{(p_3 - p_4)\Delta x}{x_4 - x_3} \cdot \pi[(r + \Delta r)^2 - r^2] - [\tau_{r+\Delta x} \cdot 2\pi(r + \Delta r)\Delta x - \tau_r \cdot 2\pi r\Delta x] - \\ & \rho g \cdot \pi[(r + \Delta r)^2 - r^2] \cdot \Delta x = \frac{d\{(\rho v_r^2 + \pi[(r + \Delta r)^2 - r^2] \cdot \Delta x)\}}{dt} \end{aligned} \quad (3-9)$$

式(3-10)为第二磁场不可控区域阻尼通道中控制体内 MRF 流体系统。

$$\begin{aligned} & \frac{(p_4 - p_5)\Delta x}{x_5 - x_4} \cdot \pi[(r + \Delta r)^2 - r^2] - [\tau_{r+\Delta x} \cdot 2\pi(r + \Delta r)\Delta x - \tau_r \cdot 2\pi r\Delta x] - \\ & \rho g \cdot \pi[(r + \Delta r)^2 - r^2] \cdot \Delta x = \frac{d\{(\rho v_r^2 + \pi[(r + \Delta r)^2 - r^2] \cdot \Delta x)\}}{dt} \end{aligned} \quad (3-10)$$

式(3-11)为第三磁场可控区域阻尼通道中控制体内 MRF 流体系统。

$$\begin{aligned} & \frac{(p_5 - p_6)\Delta x}{x_6 - x_5} \cdot \pi[(r + \Delta r)^2 - r^2] - [\tau_{r+\Delta x} \cdot 2\pi(r + \Delta r)\Delta x - \tau_r \cdot 2\pi r\Delta x] - \\ & \rho g \cdot \pi[(r + \Delta r)^2 - r^2] \cdot \Delta x = \frac{d\{(\rho v_r^2 + \pi[(r + \Delta r)^2 - r^2] \cdot \Delta x)\}}{dt} \end{aligned} \quad (3-11)$$

将式(3-7)、(3-8)、(3-9)、(3-10)、(3-11)两边同时除以 Δx 、 Δr 、 2π ，并令 $\Delta x \rightarrow 0$ ，得到剪切应力微分方程。再变形运算化简可得出不同区间阻尼通道中半径为 r 的 MRF 所受到的剪切应力大小，并求得处于半径 r 处的全部 MR 受到的总剪切力为式(3-12)。

$$F_r = -\pi(r^2 - r_0^2)[p_1 - p_6 - \rho g(x_6 - x_1)] - \text{sgn}(r - r_0) \cdot \rho(x_6 - x_1) \frac{dQ(r)}{dt} \quad (3-12)$$

式中， $Q(r)$ —阻尼通道中半径在 r_0 到 r 之间环形区域中流量随时间的变化。

剪切力取正值时，剪切力沿 x 轴指向 x 轴正方向。

3.2 阻尼通道内磁流变液的流动状态与阻尼力的关系

MR 减振器阻尼通道内 MRF 的流动状态可以分为三种：一是 MRF 无流动无流动趋势；二是 MRF 不流动但存在流动趋势；三是 MRF 处于流动状态。

3.2.1 当阻尼通道内磁流变液无流动和流动趋势时

无流动也无流动趋势的 MRF 剪切应力为零，由式(3-13)可知。

$$p_1 - p_6 = \rho g(x_6 - x_1) \quad (3-13)$$

常温情况下，活塞杆完全伸出且阻尼通道内 MRF 无流动也无流动趋势时，充气腔体积为 V_{n0} ，充气腔内压强为 P_{n0} 。常温下，假设活塞杆处于 x 位置且阻尼通道内 MRF 无流体流动也无流动趋势，充气腔体积为 V_{n1} ，压强为 P_{n1} 。同压强下惰性气体可压缩性远高于磁流变液，活塞杆进入缸体的体积等于充气腔体积的变化，此时充气腔的体积由式(3-14)表示。

$$V_{n1} = V_{n0} + \pi r_{rod}^2 x \quad (3-14)$$

式中， r_{rod} ($r_{rod} = 6\text{mm}$) — 活塞杆半径。

常温情况下，活塞处于静态平衡状态。

$$V_{n1} P_{n1} = V_{n0} P_{n0}$$

浮动活塞的响应速度过快，无杆腔中 MRF 的压强 p_1 始终近似等于充气腔内的压强 P_{n1} ，如式(3-15)。

$$p_1 = \frac{V_{n0} P_{n0}}{V_{n0} + \pi r_{rod}^2 x} \quad (3-15)$$

可知有杆腔内磁流变液的压强如式(3-16)。

$$p_6 = \frac{V_{n0} P_{n0}}{V_{n0} + \pi r_{rod}^2 x} - \rho g(x_6 - x_1) \quad (3-16)$$

磁流变液减振器的总输出力近似式(3-17)。

$$F = \frac{V_{n0} P_{n0} \cdot \pi D^2}{4V_{n0} + \pi d^2 x} - \left[\frac{4V_{n0} P_{n0}}{4V_{n0} + \pi d^2 x} - \rho g(x_6 - x_1) \right] \cdot \pi \left(\frac{D^2 - d^2}{4} \right) \quad (3-17)$$

当阻尼通道内 MRF 处于无流动和流动趋势状态时，阻尼通道内无剪切应力，磁流变液减振器的总输出力与充气腔的体积、压强、活塞杆直径及缸筒直径有关。

3.2.2 当阻尼通道内磁流变液无流动但存在流动趋势时

由式(3-12)可知，在阻尼通道内 MRF 无流动但有流动趋势的情况下，整个阻

尼通道半径 r 处的 MRF 受到的剪切力为式(3-18)。

$$F = \pi(r^2 - r_0^2)[p_1 - p_6 - \rho g(x_6 - x_1)] \quad (3-18)$$

式(3-19)为 MR 发生相对位移所需要的最小剪切力。

$$F = 2\pi r [\tau_{y1} \cdot (x_2 - x_1) + \tau_{y2} \cdot (x_3 - x_2) + \tau_{y3} \cdot (x_4 - x_3) + \tau_{y4} \cdot (x_5 - x_4) + \tau_{y5} \cdot (x_6 - x_5)] \quad (3-19)$$

式中, τ_{y1} — 第一磁场可控区域 MRF 屈服应力(MPa);

τ_{y2} — 第一磁场不可控区域 MRF 屈服应力(MPa);

τ_{y3} — 第二磁场可控区域 MRF 屈服应力(MPa);

τ_{y4} — 第二磁场不可控区域 MRF 屈服应力(MPa);

τ_{y5} — 第三磁场可控区域中 MRF 的屈服应力(MPa)。

MRF 受到剪切力最大的位置在半径 r_1 处, 阻尼通道内 MRF 想要流动, 要保证半径 r_1 处 MRF 受到的剪切力大于发生流动需要的最小剪切力。

当活塞静止并且处于 x_0 位置, 半径 r_1 处的 MRF 受到的剪切力为零, MRF 没有发生流动; 当活塞向下或者向上运动时, 初始时半径 r_1 处的 MRF 受到的剪切力依旧很小, MRF 不会发生流动, 阻尼通道可近似地将有杆腔和无杆腔分隔成两个密闭容腔。

无杆腔和有杆腔内部的压强决定半径 r_1 处的 MRF 受到的剪切力。假设向下运动时, MRF 发生流动的极限位移为 l , 活塞由 x_0 静止位置向下运动到 $(x_0 - l)$ 位置, 两腔压力始终相同, 无杆腔体积几乎不变, 活塞下表面位移扫过的体积等于充气腔内体积的变化, 假设此时充气腔体积由 V_{n1} 变成 V_{n2} , 压强由 P_{n1} 变为 P_{n2} , 如式(3-20)。

$$V_{n2} = V_{n1} - \pi R^2 l \quad (3-20)$$

整个过程中, 充气腔体积和压力变化可看作是理想气体的绝热变化, 如式(3-21)。

$$P_{n1} V_{n1}^{1.4} = P_{n2} V_{n2}^{1.4} \quad (3-21)$$

综上所述，充气腔在活塞处于 $(x_0 - l)$ 位置时，内部压力为式(3-22)。

$$p_{n2} = \frac{V_{n0} P_{n0} (V_{n0} + \pi r_{rod}^2 x_0)^{0.4}}{(V_{n0} + \pi r_{rod}^2 x_0 - \pi R^2 l)^2} \quad (3-22)$$

无杆腔内 MRF 在活塞处于 $(x_0 - l)$ 位置时压强为式(3-23)。

$$p_1' = p_{n2} \quad (3-23)$$

有杆腔内部压力和体积的变化满足式(3-24)。

$$M = \frac{-(p_2' - p_2)}{(V_2' - V_2)/V_2} \quad (3-24)$$

式中， M —MRF 的体积模量(Pa)；

p_2 —活塞位于 x_0 位置时有杆腔内部 MRF 的压强(Pa)；

p_2' —活塞位于 $(x_0 - l)$ 位置时有杆腔内部 MRF 的压强(Pa)；

V_2 —活塞位于 x_0 位置时有杆腔的体积(m^3)；

V_2' —活塞位于 $(x_0 - l)$ 位置时有杆腔的体积(m^3)。

式(3-25)为活塞位于 $(x_0 - l)$ 位置时，有杆腔内部 MRF 压强。

$$p_2' = \frac{4V_n p_{n0}}{4V_{n0} + \pi d^2 x_0} - \rho g(x_6 - x_1) - \frac{M(D^2 - d^2)l}{(H - x_0)(D^2 - d^2)} \quad (3-25)$$

式中， H —活塞杆完全伸出时铁心上表面离缸体顶部距离(m)。

活塞向下运动了 l 位移时，阻尼通道内 MRF 刚好发生流动，如式(3-26)。

$$\begin{aligned} p_1' - p_2' - \rho g(x_6 - x_1) = & \frac{2r_1}{(r_1^2 - r_0^2)} [(x_2 - x_1)\tau_{y1} + (x_3 - x_2)\tau_{y2} \\ & + (x_4 - x_3)\tau_{y3} + (x_5 - x_4)\tau_{y4} + (x_6 - x_5)\tau_{y5}] \end{aligned} \quad (3-26)$$

同理可知，假设活塞向上运动使 MRF 从静止到产生流动的极限距离为 l_f 。当

活塞从静止位置 x_0 处开始运动，且处于 $(x_0 - l)$ 至 $(x_0 + l)$ 之间的某个 x 位置时，阻尼通道内部 MRF 无流动只存在流动趋势，阻尼力完全由无杆腔和有杆腔内 MRF 的压强决定，该状态下 MR 减振器的输出阻尼力可以由式(3-27)近似表示。

$$F = \frac{V_{no} p_{no} (V_{no} + \pi d^2 x_0 / 4)^{0.4}}{(4V_{no} + \pi d^2 x_0 - \pi D^2 (x_0 - x))^{1.4}} [2\pi (D_2 + h)^2 - \pi D^2] - \left[\frac{4V_{no} p_{no}}{4V_{no} + \pi d^2 x_0} - \frac{M(x_0 - x)}{H - x_0} - \rho g(x_6 - x_1) \right] \times \left[\pi - D^2 - d^2 - 2(D_2 + h)^2 \right] / 4 + \pi [D^2 - (D_2 + h)^2] \cdot \rho g(x_6 - x_1) / 2 \quad (3-27)$$

由式(3-27)可知, 阻尼通道内 MRF 无流动但存在流动趋势时的阻尼力与充气腔的体积、压强以及缸筒直径、活塞杆直径、铁心直径、以及阻尼通道间隙有关, 以及与活塞杆完全伸出时, 铁心上表面距离缸体顶部留有的距离有关。随着 H 的增大, MR 减振器阻尼力减小。

3.2.3 当阻尼通道内磁流变液处于流动状态时

阻尼通道中各区域内的 MRF 在壁面处的剪切应力均超过其发生流动所需最小屈服应力, 阻尼通道内的 MRF 将会发生流动。

MRF 在外加磁场作用下会表现出非牛顿流体的流动特性, 研究 MRF 流动特性时, 采用 Bingham 流体模型进行研究^[64]。该流体模型可以由式(3-28)表示。

$$\begin{cases} \tau = \tau_Y + \mu \frac{du}{dy}, & \tau > \tau_Y \\ \tau = \tau_Y, & \tau \leq \tau_Y \end{cases} \quad (3-28)$$

式中, τ_Y —MRF 的剪切屈服强度(MPa);

μ —MRF 的粘度系数(Pa·s);

u —沿流动方向的速度(m/s)。

当 MRF 在减振器缸筒内流动时, 可以认为 MRF 仅有沿减振器轴向方向的运动速度, 而沿周向和径向的速度可忽略不计, MRF 在减振器内的流动模型可等效视为二维流场模型如图 3-3。

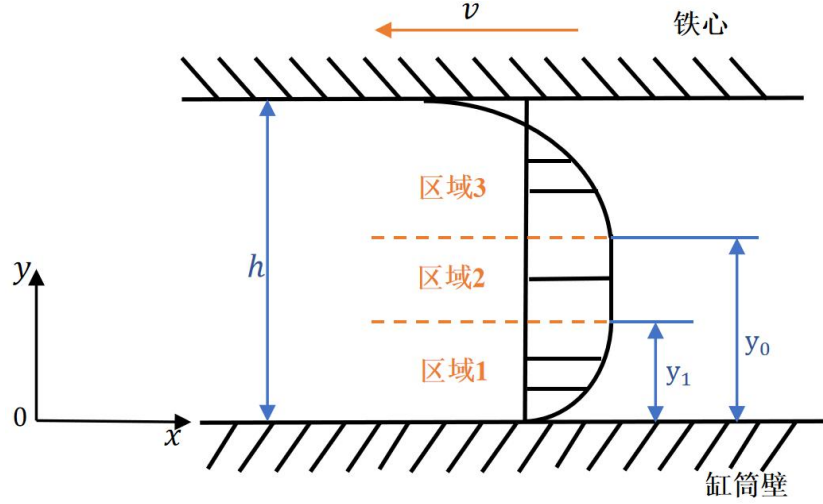


图 4-3 单筒式 MR 减振器流道内流体速度分布

由于 MRF 具有非牛顿流体流动特性，于是在流层内出现了“核区”，由于核区内的流体层间剪切强度小于临界剪切强度，所以，核区内的流体具有相同的流动速度。与流道内壁粘连的流体速度和流道内壁速度相同，流道内壁与核区之间的流体层内，其剪切强度高于剪切屈服强度，因此呈现出层流流动特性。

综上所述，可以将流道内的流体划分成三个流动区域，即：区域 1、区域 2 和区域 3，其中区域 2 表示核区，区域 1 和区域 3 表示层流区。由流动速度分布，可以得出不同流动区域内的边界条件，图 4-3 中的坐标系， x 轴代表铁心运动方向， y 轴代表减振器的径向，那么不同区域的边界条件可以表示为：

$$\text{区域 1: } 0 \leq y \leq y_1, u_1|_{y=0} = 0, \frac{du_1}{dy}|_{y=0} = 0$$

$$\text{区域 2: } y_1 \leq y \leq y_0, \frac{du_2}{dy} = 0$$

$$\text{区域 3: } y_0 \leq y \leq h, u_3|_{y=h} = -v, \frac{du_3}{dy}|_{y=h} = 0$$

通过对流体流动的控制方程积分如式(3-29)。

$$\frac{\partial r}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (3-29)$$

并结合上述不同区域的边界条件，可以得出三个不同区域的流速分布函数。

$$\text{区域 1: } u_1 = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y(y-2)y_1$$

区域 2: $u_2 = u_0$

区域 3: $u_3 = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 - \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} y_0 y + \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (2y_0 - h)h - v$

由于核区的流速处处相等，可得以下等式关系。

$$u_1|_{y=y_1} = u_0 = u_3|_{y=y_0}$$

解得：

$$y_0 = h - \sqrt{y_1^2 - \frac{2\mu v}{\frac{dp}{dx}}}$$

在各个区域中，液体的流量可以用式(3-30)来表达。

$$Q = -\frac{\pi D_2}{6\mu} \frac{dp}{dx} \left[3hy_1^2 - y_1^3 - (y_1^2 + \frac{4\mu v}{\frac{dp}{dx}}) \sqrt{y_1^2 - \frac{2\mu v}{\frac{dp}{dx}}} \right] - \pi D_2 v \sqrt{y_1^2 - \frac{2\mu v}{\frac{dp}{dx}}} \quad (3-30)$$

由核区非牛顿流体受力平衡可得：

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{2\tau_y}{y_0 - y_1} = \frac{2\tau_y}{h - y_1 - \sqrt{y_1^2 - \frac{2\mu v}{\frac{dp}{dx}}}}$$

解得如式(3-31)。

$$y_1 = \frac{1}{2} \left(h - \frac{2L\tau_y}{\Delta p} \right) + \frac{\mu v}{\left(h - \frac{2L\tau_y}{\Delta p} \right) \frac{dp}{dx}} \quad (3-31)$$

通过对非牛顿流体压力梯度做线性化处理，流道内的流体流量可以表示为式(3-32)。

$$Q = \frac{\pi D_2}{3} \left\{ \frac{\Delta p}{\mu L} \left(h + \frac{L\tau_y}{\Delta p} \right) \left[\frac{h}{2} - \frac{L\tau_y}{\Delta p} - \frac{\mu v L}{\Delta p \left(h - \frac{2L\tau_y}{\Delta p} \right)} \right]^2 - v \left[\frac{h}{2} - \frac{L\tau_y}{\Delta p} + \frac{\mu v L}{\Delta p \left(h - \frac{2L\tau_y}{\Delta p} \right)} \right] \right\} \quad (3-32)$$

根据铁心最大截面积，流道内的流体流量还可表示为式(3-33)。

$$Q = Av = \frac{\pi D_2^2}{4} v \quad (3-33)$$

式(3-31)中的 Δp 可以用式(3-34)表示。

$$\Delta p = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi D_2^2} \quad (3-34)$$

由式(3-30)-(3-34)可得阻尼力隐式模型如式(3-35)。

$$\begin{aligned} \frac{3}{4} D_2 v = & \frac{4F}{\pi D_2^2 \mu L} \left(h + \frac{\pi D_2^2 L \tau_y}{4F} \right) \left(\frac{h}{2} - \frac{\pi D_2^2 L \tau_y}{4F} - \frac{\pi D_2^2 \mu v L}{4Fh - 2\pi D_2^2 L \tau_y} \right)^2 \\ & - v \left(\frac{h}{2} - \frac{\pi D_2^2 L \tau_y}{4F} + \frac{\pi D_2^2 \mu v L}{4Fh - 2\pi D_2^2 L \tau_y} \right) \end{aligned} \quad (3-35)$$

输出阻尼力可以表示为式(3-36)。

$$\begin{aligned} F = & 16D_2 L^6 \tau_y^5 \pi - 3\pi D_2^2 v h^2 \mu - 12L^2 \pi D_2^2 v \mu \tau_y^2 + D_2 L h^5 \pi + \\ & 16D_2 L^3 h^3 \tau_y^2 \pi - 8D_2 L^4 h^2 \tau_y^3 \pi + 12L \pi D_2^2 v h \mu \tau_y - 16D_2 L^4 h \tau_y^4 \pi - \\ & 2D_2 h^3 \mu v \pi - 7D_2 L^2 h^4 \tau_y \pi - 4D_2 L h \mu^2 v^2 \pi - 4D_2 L^2 h^3 \mu v \pi + \\ & 4D_2 L^3 h \mu^2 v^2 \pi + 8D_2 L^2 \mu^2 v^2 \tau_y \pi + 4D_2 L^4 \mu^2 v^2 \tau_y \pi + 16D_2 L^3 \mu v \tau_y^3 \pi \\ & - 16D_2 L^5 \mu v \tau_y^3 \pi + 12D_2 L h^2 \mu v \tau_y \pi - 24D_2 L^2 h \mu v \tau_y^2 \pi + 12D_2 L^3 h^2 \mu v \tau_y \pi \end{aligned} \quad (3-36)$$

由(3-36)式可知，当阻尼通道内 MRF 处于流动状态时 MR 减振器的输出阻尼力与铁心直径、铁心运动速度、MRF 的剪切屈服强度、MRF 的粘度系数、MRF 沿流动方向的速度、阻尼通道长度以及阻尼通道间隙有关。当铁心直径、阻尼通道长度以及铁心运动速度增大时，阻尼力随之增大；而当阻尼通道间隙减小时，阻尼力增大。因此当阻尼通道内 MRF 处于流动状态时 MR 减振器的输出阻尼力与铁心直径、铁心运动速度以及阻尼通道长度成正比，与阻尼通道间隙成反比。

3.3 本章小结

本章主要对 MR 减振器 MRF 阻尼力研究，主要完成的工作有：

(1) 论述了 MR 减振器阻尼通道内流体阻尼力分析，不考虑运动超出工作行程后缸体变形产生的力，有效的工作行程内铁心会受到摩擦力、剪切力和压力，并分析了阻尼通道内 MRF 的运动受力。

(2) 详细论述了 MR 减振器阻尼通道内 MRF 的运动受力情况，分为三种状态，一是 MRF 无流动也无流动趋势，二是 MRF 不流动但存在流动趋势，三是 MRF 处于流动状态。

(3) 研究了三种状态下 MR 减振器的阻尼力，当阻尼通道内 MRF 无流动和

流动趋势时，阻尼通道内没有剪切应力，此时，活塞铁心只收到压强的作用力，MRF 不流动但存在流动趋势时阻尼力与两腔内 MRF 的压强有关，阻尼通道内 MRF 处于流动状态时阻尼力与多种因素有关，分别推导出三种状态下的 MR 减振器阻尼力理论计算式。

第4章 磁流变减振器动密封摩擦力研究

动密封摩擦是指在机械设备中，由于旋转部件和静止部件之间的接触，产生的摩擦现象。研究磁流变减振器动密封摩擦可以帮助我们了解磁流变减振器在减振效果和密封性能方面的表现，以及如何优化其设计和应用。

4.1 磁流变减振器密封特点

磁流变减振器密封具有自适应性、可调性、高密封效果、低摩擦损失以及长寿命等特点。磁流变减振器的密封特点可能会受到具体设计和工作条件的影响，因此，在具体应用中，需要综合考虑各种因素^[65]。

4.1.1 密封材料特点

磁流变减振器的密封材料需要具备一些特点，以保证其正常工作和优良的密封性能。

(1) 耐磨性。磁流变减振器在工作过程中，摩擦和磨损是难以避免的，因此密封材料需要具备良好的耐磨性，能够抵抗摩擦和磨损而不失效。

(2) 耐腐蚀性。密封材料需要能够在各种工作环境中长期稳定地工作，因此具备良好的耐腐蚀性。这包括对液体和气体的耐腐蚀性能。

(3) 适应性。密封材料需要能够适应磁流变减振器的工作条件和工作状态的变化，保持稳定的性能。

(4) 低摩擦系数。低摩擦系数对减小能耗、提高效率和延长使用寿命都有很大的益处。

(5) 良好的弹性和回弹性。密封材料需要具备一定的弹性和回弹性，以保证在工作过程中能够贴合密封面，提供有效的密封效果。

需要根据具体的应用场景和工作条件选择合适的密封材料，常见的磁流变减振器密封材料有橡胶、聚四氟乙烯(PTFE)、尼龙等。具体的材料选择需要综合考虑以上特点以及其他因素，如成本、可用性等^[66-67]，本文采用的密封圈及防尘圈都是丁腈橡胶材质。

4.1.2 密封圈材料特性

密封圈的材料有多种,包括丁腈橡胶(NBR)、氢化丁腈橡胶(HNBR)和聚四氟乙烯(PTFE)、不锈钢、铜、铝、玻璃纤维、陶瓷纤维和石棉等。

(1) 丁腈橡胶摩擦特性

橡胶材料的物理性能涵盖极低的杨氏模量和非凡的剪切应力,橡胶材料与钢铁金属表面相互作用力涵盖粘着摩擦力和滞后摩擦力^[68]。粘性滑动摩擦力是鉴于橡胶材料与双面相互间的粘附力不断、逐渐形成和完全破坏而逐步形成的,而明显的滞后滑动摩擦力是鉴于金属上的微凸体引起的周期性。当橡胶材料在表面粗糙度低的硬质表面上运动时,表现为粘着摩擦^[69-70]。

(2) 丁腈橡胶磨损特性

金属、塑料等材料的摩擦面一般表现为平行于摩擦方向的磨痕,而橡胶材料的磨痕则沿与摩擦方向垂直,并在其上形成一系列等间距、高度相等的“山脊”。

在以往的工作中,人们主要利用针齿模型和刃面模型来研究摩擦斑的产生及与之相关联的磨损过程。由于受针刃的法向与切向力的交互影响,橡胶材料的磨损呈现出周期性的表层撕裂,由此产生的舌状物与拉张应力引起的舌状物根部断裂,最终造成橡胶表层的磨损,并在其顶端形成“山形”状的磨损斑纹。

4.1.3 密封结构

磁流变液减振器的活塞杆顶端密封属于动密封,顶端密封中,活塞杆与顶盖间的动密封选择两级 U 型密封圈,并且在外部增加防尘圈,与 U 型密封圈串联使用,可以防止外部异物、灰尘进入密封件内,减少密封件的使用寿命,还可以起到辅助密封的作用。静密封采用两级 O 型密封圈,与此同时,顶盖内孔中部安装导向环,能够防止铁心上下运动时活塞杆产生较大的扰动,起到导向作用。由于 MRF 的轻微泄露会起到润滑的作用,活塞杆与 U 型圈和导向环在最开始安装的时候添加润滑油,后面不用再添加。图 4-1 为密封结构示意图。

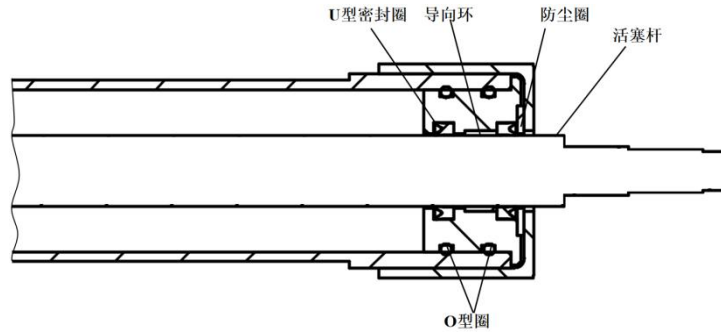


图 4-1 顶端密封结构示意图

在磁流变减振器的动密封中，除了考虑活塞杆的相对运动外，还需考虑磁流变液颗粒的因素。摩擦力的影响涉及减振器响应速度和密封件磨损率增加，导致密封可靠性及寿命下降。在输出阻尼力大、振幅大和频率高的磁流变减振器中，MRF 压强越大，接触压力就越高，会加剧磨损。润滑对密封性能影响巨大，若润滑膜过厚，摩擦磨损减少但泄漏增加；反之，摩擦磨损增加泄漏减少^[71]。

4.2 磁流变减振器顶端密封摩擦力学模型

根据 3.2.3 节可知，MRF 在外加磁场作用下会表现出非牛顿流体的流动特性，研究磁流变液流动特性时，本文采用 Bingham 流体模型进行研究。

4.2.1 Bingham 粘塑性模型

1987 年，Stanway^[72]提出了电流变体 Bingham 模型，国内外研究者们在此基础上做了大量研究。Shames^[73]应用该模型成功拟合了 MR 阻尼器的阻尼力。如图 4-2，该模型描述的阻尼力可由式(4-1)表达。

$$F = f_y \operatorname{sgn}(\dot{x}) + c_0 \dot{x} + f_0 \quad (4-1)$$

式中， x —活塞杆位移(m)；

c_0 —粘滞阻尼系数；

f_y —屈服力(N)，与 MRF 剪切屈服应力和电力有关；

f_0 —出力偏差，可忽略。

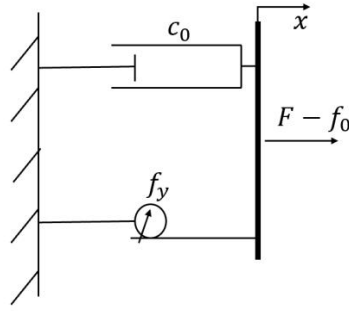


图 4-2 Bingham 模型结构示意图

4.2.2 摩擦力模型

Bingham 模型中阻尼力分为粘滞阻尼力 $c_0\dot{x}$ 和库仑阻尼力 $f_y\text{sgn}(\dot{x})$ ，磁场强度为零时，库仑阻尼力为零。忽略流体压力影响，单筒式 MR 减振器受力模型图如图 4-3。

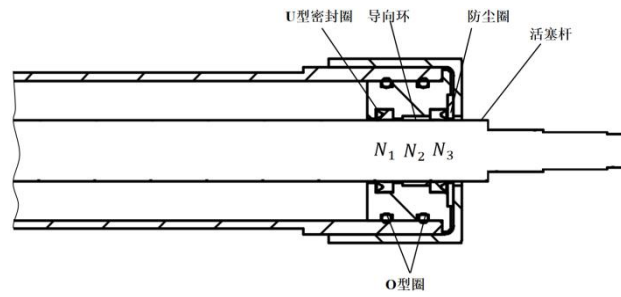


图 4-3 单筒式 MR 减振器的受力模型图

单筒式 MR 减振器顶端密封中，活塞杆往复运动过程中少量 MRF 泄露会使颗粒渗入到密封中，增大摩擦系数。

MR 减振器所受的总摩擦力 F_f 可以表示为式(4-2)。

$$F_f = \mu N + F_\mu = \mu_1(N_1 + N_3) + \mu_2 N_2 + F_\mu \quad (4-2)$$

式中， μ_1 —丁腈橡胶摩擦系数(NBR 材料的干摩擦系数约为 0.6-0.8；有润滑时摩擦系数约为 0.3-0.5)；

μ_2 —导向环材料的摩擦系数；

N_1 、 N_3 —U 型密封圈作用到活塞杆上的正压力(N)；

N_2 —导向环作用到活塞杆上的正压力(N)；

F_μ —MRF 的粘滞阻尼力(N)。

4.2.3 U 型密封圈与导向环的正压力

U 型密封圈的设计使其能够适应往复运动的应用场景。导向环主要是导向作用，主要适用于液压缸、气缸中活塞和活塞环的导向，起支承与导向作用。

(1) U 型密封圈的正压力

图 4-4 为密封圈载荷与几何尺寸示意图。悬臂长度 l ，厚度 h ，总体高度 H ，密封工作面宽度 ω ，外径和内径分别是 ϕD_w 、 ϕD_n ，密封圈与安装槽在径向方向存在装配间隙 δ ，密封件高压侧压力 p ，假设低压侧压力为零，密封压差 p 。建立以 U 型截面最深处为坐标原点，开口方向为 x 轴正方向的坐标系^[74]。

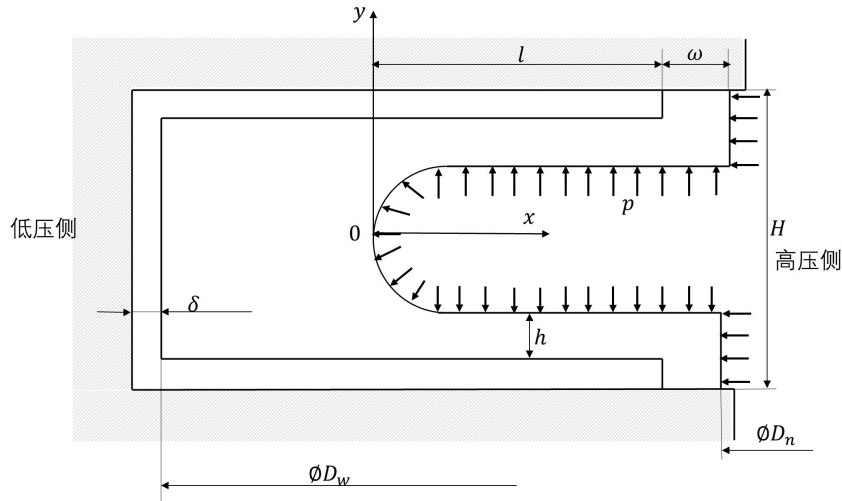


图 4-4 U 型密封圈结构和载荷分布

U 型密封圈的过盈量包括 U 型密封圈与其安装槽之间的几何过盈量 δ_1 和压力差产生的过盈量 δ_2 。 δ_2 由式(4-3)表达。

$$\delta_2 = \frac{pl^4}{8EI} \quad (4-3)$$

式中， I —截面抗弯截面模量(m^3)。

总过盈量 δ 为式(4-4)。

$$\delta = \frac{\delta_1}{2} + \delta_2 = \frac{\delta_1}{2} + \frac{pl^4}{8EI} \quad (4-4)$$

实际悬臂端受到约束反力 P 的计算方程为式(4-5)。

$$P = \frac{3EI}{l^3} \left(\frac{\delta_1}{2} + \frac{pl^4}{8EI} \right) \quad (4-5)$$

式中, P —U 型密封圈端部产生的密封紧力(N)。

实际工作条件下的密封紧力 P_r 由式(4-6)表示。

$$P_r = \frac{3E_T I}{l^3} \left(\frac{\delta_1 + \delta_T}{2} + \frac{pl^4}{8E_T l} \right) \quad (4-6)$$

式中, δ_T —热胀导致的过盈变化(μm);

E_T —工作温度下的弹性模量(Pa);

忽略不计工作面宽度 ω 带来的影响, 沿 x 方向的压差载荷弯矩方程为式(4-7)。

$$M_p(x) = \frac{p(l-x)^2}{2} \quad (4-7)$$

压差载荷导致的截面面内应力表达式如式(4-8)。

$$\sigma_p(x) = \frac{M_p(x)h}{2I} = \frac{p(l-x)^2 h}{4I} \quad (4-8)$$

同理分析, 密封紧力 P_r 产生的面内应力为式(4-9)。

$$\sigma_{P_r}(x) = \frac{3E_T}{2l^3} \left(\frac{\delta_1 + \delta_T}{2} + \frac{pl^4}{8E_T l} \right) (l-x)h \quad (4-9)$$

根据应力的叠加原理, 面内应力分布由式(4-10)表达。

$$\sigma_r(x) = \sigma_p(x) - \sigma_{P_r}(x) = \frac{p(l-x)^2 h}{4l} - \frac{3E_T}{2l^3} \left(\frac{\delta_1 + \delta_T}{2} + \frac{pl^4}{8E_T l} \right) (l-x)h \quad (4-10)$$

由此可知 U 型密封圈的正压力 N_1 、 N_3 如式(4-11)。

$$\begin{aligned} N_1 = N_3 &= \sigma_r(x) / S = \sigma_r(x) / \left[(3-\pi)(\delta+h) + l + \omega - \frac{H}{2(1-\pi)} \right] \pi \phi D_w \\ &= \left[\frac{p(l-x)^2 h}{4l} - \frac{3E_T}{2l^3} \left(\frac{\delta_1 + \delta_T}{2} + \frac{pl^4}{8E_T l} \right) (l-x)h \right] / \\ &\quad \left[(3-\pi)(\delta+h) + l + \omega - \frac{H}{2(1-\pi)} \right] \pi \phi D_w \end{aligned} \quad (4-11)$$

由式(4-11)可知, 减振器顶端密封处 U 型密封圈的正压力与 U 型密封圈的总的过盈量、厚度、悬臂长度、总体高度、密封工作面宽度、截面抗弯截面模量、外径、几何过盈量、弹性模量、密封压差以及过盈变化量有关。随着 U 型密封圈

外径的增大，减振器顶端密封处 U 型密封圈的正压力随之减小。

(2) 导向环的正压力

尼龙(PA)、聚四氟乙烯(PTFE)及酚醛夹布等是常见的导向环材料。PTFE 的优点是化学稳定性高和摩擦系数低，缺点是抗蠕变性差，一般会选择添加纤维、金属粉末、二硫化钼或石墨等进行改性，以提高其抗蠕变性和耐磨性^[75]。本文选择聚四氟乙烯加铜粉作为导向环的材料。

式(4-12)为导向环的理论计算式。

$$T = \frac{F \times S}{d \times \sigma} \quad (4-12)$$

式中， T —导向环宽度(mm)；

F —最大侧向力(N)；

S —安全系数，一般取值 4；

d —活塞杆直径(mm)；

σ —导向环的容许受压(MPa)，80° C 以下的聚四氟乙烯加铜粉材料的容许受压为 7.5 MPa。

MR 减振器顶端密封处导向环对活塞杆的正压力可近似等于导向环的最大侧向力，因此可以求得导向环对活塞杆的正压力为式(4-13)。

$$N_2 = F = Td\sigma / S \quad (4-13)$$

减振器顶端密封处导向环对活塞杆的正压力与导向环的宽度、活塞杆直径以及导向环的容许受压有关，导向环的正压力与导向环的宽度以及活塞杆的直径成正比，当导向环的宽度与活塞杆直径增大时，导向环的正压力随之增大。

4.2.4 磁流变液的粘滞阻尼力

MRF 的粘度由两个部分组成，一是含基载液的粘度，二是磁流变液的零场粘度，零场粘度也称为表观粘度^[76]。

根据 Bingham 力学模型，磁流变液的粘性阻尼力可用式(4-14)表示。

$$F_\mu = \eta_0 \dot{x} \quad (4-14)$$

式中， η_0 —磁流变液的粘度(Pa·s)。

活塞杆与 MRF 的接触与纯流体润滑相类似，MRF 的剪切应力影响了轴向摩

擦力(数值很小), MRF 的剪切应力与其动力粘度有关^[77-78], 靠近活塞杆表面的 MRF 会形成类油膜, 其所受剪切应力计算公式为式(4-15)。

$$\tau = -\frac{\Delta p \delta_f}{2L} + \frac{\mu_d v}{\delta_f} \quad (4-15)$$

式中, Δp —压差(Pa);

δ_f —法向位移 (m);

μ_d —MRF 的动摩擦因数;

v —活塞杆的运行速度(m/s);

L —接触长度(m)。

式(4-15)显示, 剪切应力由压差和壁面运动速度组成。剪切应力乘以活塞杆表面积可以表示活塞杆表面所受 MRF 的粘滞摩擦力。MRF 的粘滞阻尼力由式(4-16)表明。

$$F_\mu = \tau S = \pi d L \left(-\frac{\Delta p \delta_f}{2L} + \frac{\mu_d v}{\delta_f} \right) \quad (4-16)$$

式(4-16)表明, 磁流变液的粘滞阻尼力与活塞杆直径、阻尼通道长度、压差、法向位移、磁流变液的动摩擦因数以及活塞杆的运行速度有关, 磁流变液的粘滞阻尼力与活塞杆直径、阻尼通道长度以及活塞杆的运行速度成正比, 与压差和法向位移成反比, 当活塞杆直径、阻尼通道长度以及活塞杆的运行速度增大时, MRF 的粘滞阻尼力随之增大; 当压差和法向位移增大时, MRF 的粘滞阻尼力随之减小。

4.2.5 活塞杆所受总摩擦力

综上所述, 联合上节公式可以得出顶端密封总的摩擦力如式(4-17)。

$$\begin{aligned} F_f &= \mu N + F_\mu = \mu_1(N_1 + N_3) + \mu_2 N_2 + F_\mu \\ &= \frac{2\mu_1 \left[\frac{p(l-x)^2 h}{4l} - \frac{3E_T}{2l^3} \left(\frac{\delta_1 + \delta_r}{2} + \frac{pl^4}{8E_T I} \right) (l-x)h \right]}{\left[(3-\pi)(\delta+h) + l + \omega - \frac{H}{2(1-\pi)} \right] \pi} \Phi D_w \\ &\quad + \frac{\mu_2 T d \sigma}{S} + \pi d L \left(-\frac{\Delta p \delta_f}{2L} + \frac{\mu_d v}{\delta_f} \right) \end{aligned} \quad (4-17)$$

代入各项数值计算得到顶端密封总的摩擦力为 $F_f = 13.97\text{N}$ 。

由式(4-17)可知,磁流变减振器动密封摩擦的总摩擦力与摩擦系数、U型密封圈作用到活塞杆上的正压力、导向环作用到活塞杆上的正压力以及磁流变液的粘滞阻尼力有关,即磁流变减振器动密封摩擦的总摩擦力与与U型密封圈的总的过盈量、厚度、悬臂长度、总体高度、密封工作面宽度、截面抗弯截面模量、外径、几何过盈量、弹性模量、密封压差、过盈变化量、导向环的宽度、活塞杆直径、阻尼通道长度、压差、法向位移、磁流变液的动摩擦因数以及活塞杆的运行速度有关。随着U型密封圈外径的增大,总摩擦力随之减小。磁流变减振器动密封摩擦的总摩擦力与导向环的宽度以及活塞杆的直径成正比,当导向环的宽度与活塞杆直径增大时,磁流变减振器动密封摩擦的总摩擦力也会随着导向环的宽度与活塞杆直径的增大而增大。磁流变减振器动密封摩擦的总摩擦力与阻尼通道长度以及活塞杆的运行速度成正比,与压差和法向位移成反比,当阻尼通道长度以及活塞杆的运行速度增大时,磁流变减振器动密封摩擦的总摩擦力随之增大;当压差和法向位移增大时,磁流变减振器动密封摩擦的总摩擦力随之减小。

4.3 本章小结

本章主要对MR减振器动密封摩擦进行研究,主要完成的工作有:

(1)论述了单筒式磁流变减振器顶端密封的密封特点。详细描述了磁流变减振器密封材料的分类及特性,介绍了本文采用的密封圈材料特性。并介绍了本文设计的单筒式磁流变减振器在活塞杆与顶盖之间的导向、密封和防尘整体结构。

(2)提出了本文磁流变减振器顶端密封的摩擦力学模型。摩擦力学模型包括采用的流体模型和摩擦力模型,并通过摩擦力模型进行动密封摩擦力计算公式的推导,推导出密封圈与活塞杆之间的摩擦力以及磁流变液的粘滞阻尼力理论计算式。

(3)研究了磁流变减振器所受的总摩擦力与哪些因素有关,论述了磁流变减振器所受的总摩擦力与密封圈正压力、导向环正压力以及磁流变液粘滞阻尼力之间的关系,并推导出磁流变减振器动密封摩擦力的理论计算式。

第 5 章 磁流变减振器性能试验

在第 2 章的结构设计优化的基础上，通过仿真分析验证了设计的可行性，并确定了减振器相关参数。进行阻尼力的建模与分析，并进行机械设计制图加工，进行装配试验，如图 5-1 所示为单筒式 MR 减振器样机。最后搭建减振器阻尼力测试台并调试减振器装置，测试可行后进行实验测试分析。

MRF 的剪切屈服强度取决于外加磁通密度，MR 减振器的阻尼力可以通过调整电流的大小来进行，所以必须确定线圈的电流和通道的磁通密度以及磁通密度和 MRF 的剪切屈服强度之间的关系。后者可通过成熟的实验手段获得，前者可通过电磁有限元仿真得到。



图 5-1 单筒式 MR 减振器

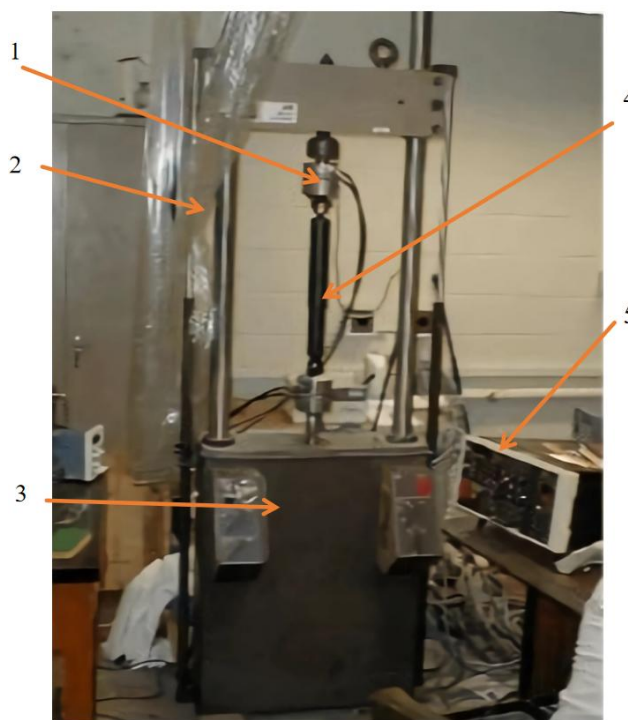
5.1 磁流变减振器试验方案

通过对优化后的单筒式磁流变减振器进行试验研究，并对其在不同电流、不同速度下的输出阻尼力进行测试，以验证该设计方法的合理性。与此同时，对所研制的 MR 减振器进行性能测试，为后续 MR 减振器的研制提供试验参考和相关经验。

5.1.1 试验设备

MR 减振器阻尼力测试台作为减振器行业里常用的设备，可以对减振器进行

多种性能测试。本次测试试验是在合作企业试验中心进行的，MR 减振器阻尼力测试设备是定制的一套用于振动测试的测试台，测试台如图 5-2 所示，磁流变减振器上端通过安装总成固定在测试台上，安装总成内含力传感器，用于测量阻尼力，减振器内部导线通过安装总成的过线孔与外部控制器连接，安装总成固定在测试台架的上滑块上，滑块可按照控制，沿滑轨执行指定速度的滑行。



1-力传感器；2-位移传感器；3-示功机；4-单筒式磁流变减振器；5-控制装置

图 5-2 单筒式 MR 减振器阻尼力测试台

5.1.2 试验条件

依据相关试验准则^[79]，采用图 5-2 单筒式磁流变减振器阻尼力测试台对单筒式磁流变减振器进行相关试验，具体试验条件设定如下：

- (1) 单筒式磁流变减振器在常温下存放不低于 6 小时后再进行试验；
- (2) 减振器测试振幅为 $\pm 50\text{ mm}$ (行程 100 mm)，简谐运动；
- (3) 试验初始位置设置：大致设置在 MR 减振器行程的中间部分；
- (4) 试验方向：铅锤方向；
- (5) 励磁电流范围： 0 A ，测试电流分别为： 0 A 、 0.5 A 、 1.0 A 、 1.5 A 、 2.0 A 、 2.5 A 、 3.0 A ；
- (6) 测试速度： 0.5 m/s 、 1.0 m/s 、 1.5 m/s 、 2.0 m/s 。

5.1.3 试验方法

根据自制的单筒式 MR 减振器结构尺寸，设计好单筒式磁流变减振器阻尼力测试台的上、下工装，将预先试验的单筒式磁流变减振器安装固定在测试台上，之后将单筒式磁流变减振器外露的导线与电流控制装置相连接，利用试验台上的输入输出数字信号装置对预先试验的各速度值进行设置，调整激励电流，使其能够在一个较小的范围内增加到最大，再将其减小到最低，再启动试验台，利用单筒 MR 阻尼器阻尼力测试平台的工作装置，测量不同电流和不同速度、不同位移下的阻尼力，获得所需要的试验数据。

5.2 试验结果及数据处理

根据磁流变减振器结构，铁心上的两级线圈匝数均为 200 匝，通过第三章提到的磁域模型，改变不同的线圈电流，可得到流道进、出口处的磁通密度值，结果如图 5-3。从磁通密度与电流间的对应关系不难看出，流道口处的磁通密度与电流之间成正比例变化，通过直线拟合，可近似得到流道口磁通密度与线圈电流间的表达式如式(5-1)。

$$B = 0.5875I \quad (5-1)$$

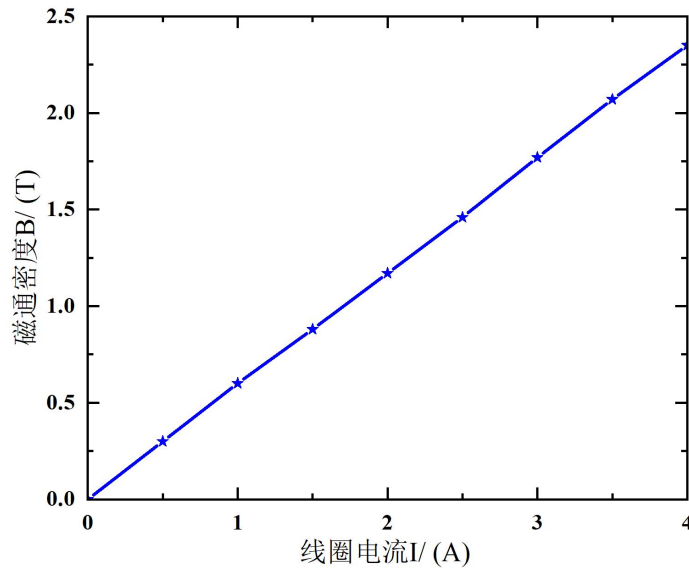


图 5-3 流道进出口磁通密度与线圈电流关系

本文所采用的磁流变液，通过性能测试，可知其剪切屈服强度 τ_y 与磁通密度 B 间的关系为式(5-2)。

$$\tau_y = -79.64B^3 + 111.4B^2 + 16.03B + 0.1251(kPa) \quad (5-2)$$

由(5-1)、(5-2)两式可得磁流变液剪切屈服强度与线圈电流间的关系,如式(5-3)。

$$\tau_y = -16.15I^3 + 38.45I^2 + 9.42I + 0.1251(kPa) \quad (5-3)$$

为了验证本文提出的阻尼力计算方法得到的结果是否正确,将通过阻尼力测试台架获取减振器的真实阻尼力作为对比数据。

通过测试得出不同铁芯速度下阻尼力与电流的数值,如表 5-1、5-2、5-3、5-4 及图 5-4、5-5、5-6 和图 5-7 所示。

表 5-1 铁心速度为 0.5m/s 时电流与阻尼力的数值

电流 I/(A)	0	0.5	1	1.5	2	2.5
阻尼力 F/(N)	165	740	1862	2695	2539	695

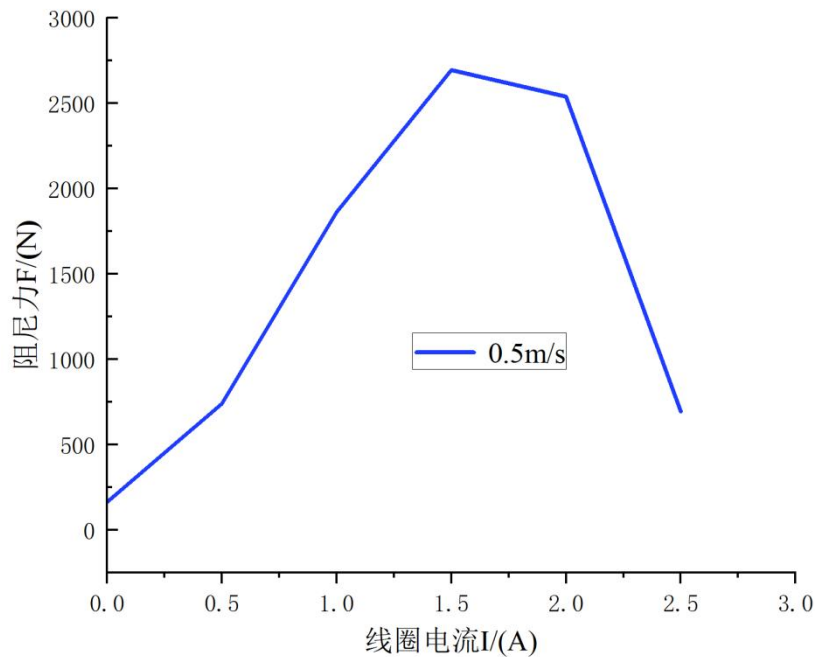


图 5-4 0.5m/s 铁心速度下阻尼力与线圈电流的关系

表 5-2 铁心速度为 1m/s 时电流与阻尼力的数值

电流 I/(A)	0	0.5	1	1.5	2	2.5
阻尼力 F/(N)	351	763	1883	2716	2561	718

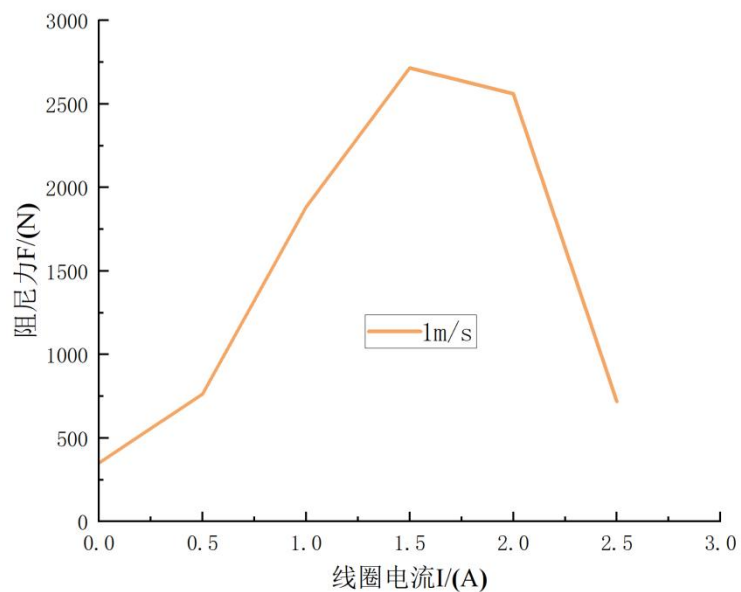


图 5-5 1m/s 铁心速度下阻尼力与线圈电流的关系

表 5-3 铁心速度为 1.5m/s 时电流与阻尼力的数值

电流 I(A)	0	0.5	1	1.5	2	2.5
阻尼力 F(N)	538	788	1906	2738	2582	744

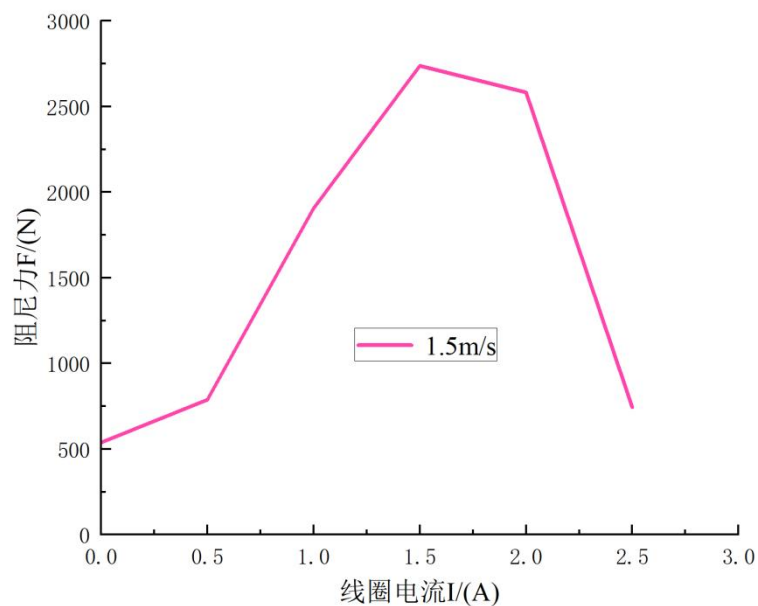


图 5-6 1.5m/s 铁心速度下阻尼力与线圈电流的关系

表 5-4 铁心速度为 2m/s 时电流与阻尼力的数值

电流 I(A)	0	0.5	1	1.5	2	2.5
阻尼力 F(N)	724	816	1929	2760	2605	772

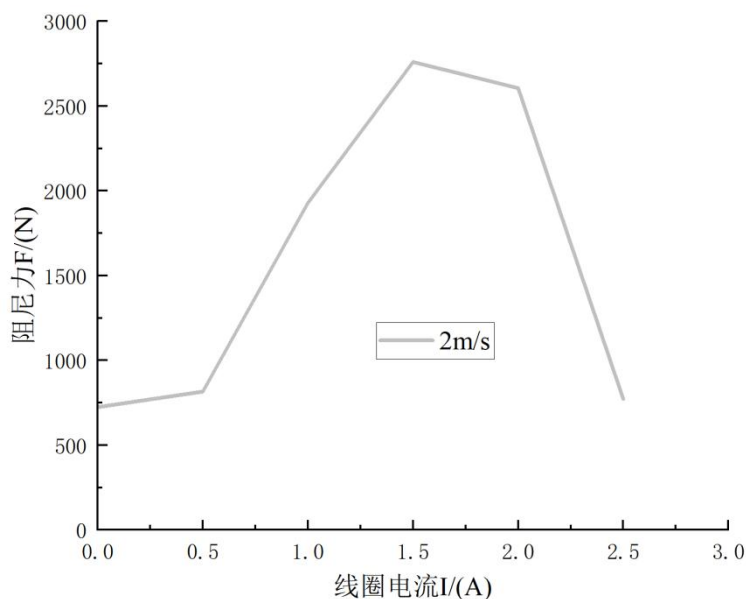


图 5-7 2m/s 铁心速度下阻尼力与线圈电流的关系

如图 5-8，展示了不同铁心速度下，阻尼力与线圈电流间的关系。从结果中可以很明显地看到，随着线圈电流的增加，由于磁流变液的流动性能，减振器的阻尼力呈现出先增大后减小的变化规律，只有线圈电流增大时，磁流变液的剪切屈服强度也成先增大后减小的变化规律，结果表明，在不同的条件下，磁流体的剪切屈服性能对流体的性能和阻尼力有很大的影响。还需要注意的是，当线圈中没有电流时，随着铁心运动速度的增加，阻尼力也随之变大，但当线圈通入电流后，虽然阻尼力也会随铁心运动速度增加而变大，但是变化幅度很小。结果中也给出了由实验测得的阻尼力数值，实验结果能够与计算结果较好地吻合。

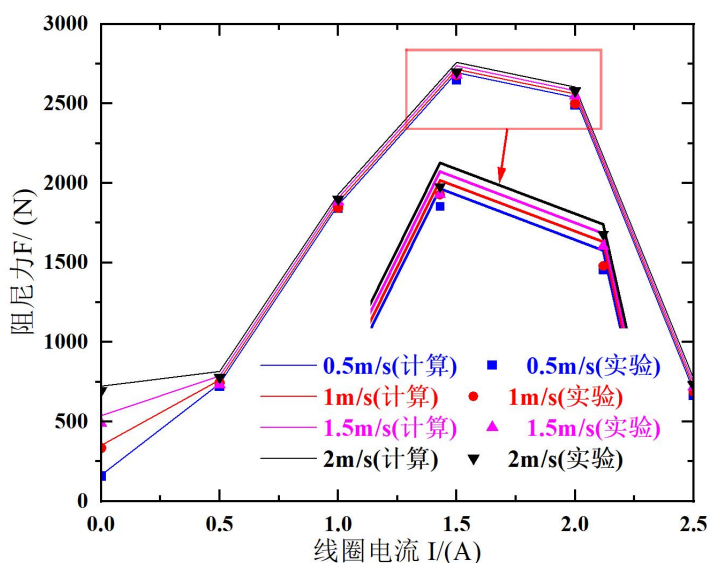


图 5-8 不同铁心速度下阻尼力与线圈电流的关系

试验还测试出当铁心与缸筒之间的间隙变化时，铁心速度和阻尼力随之变化的数值，分别测试了当阻尼间隙为 1 mm、1.5 mm 和 2 mm 时铁心速度与阻尼力的值。

表 5-5 当阻尼间隙为 1mm 时铁心速度与阻尼力值

铁心速度 v/(m/s)	0.3	0.5	0.8	1	1.2	1.5	1.8	2
阻尼力 F/(N)	4054	4084	4130	4161	4193	4242	4293	4327

表 5-6 当阻尼间隙为 1.5mm 时铁心速度与阻尼力值

铁心速度 v/(m/s)	0.3	0.5	0.8	1	1.2	1.5	1.8	2
阻尼力 F/(N)	2686	2695	2708	2716	2725	2738	2751	2760

表 5-7 当阻尼间隙为 2mm 时铁心速度与阻尼力值

铁心速度 v/(m/s)	0.3	0.5	0.8	1	1.2	1.5	1.8	2
阻尼力 F/(N)	2011	2014	2019	2023	2026	2032	2037	2040

图 5-9 给出了当铁心与缸筒间隙变化时，铁心速度与阻尼力的变化规律。从结果可知，间隙越小，阻尼力越大，这是因为，间隙越小，单位时间内通过流道的磁流变液流量越少，未能及时流出的磁流变液对铁心截面产生的阻力就越大。还能发现，当间隙较小时，铁心运动速度对阻尼力能够产生较明显的影响，但当间隙变大后，铁心运动速度的变化几乎对阻尼力不产生影响。

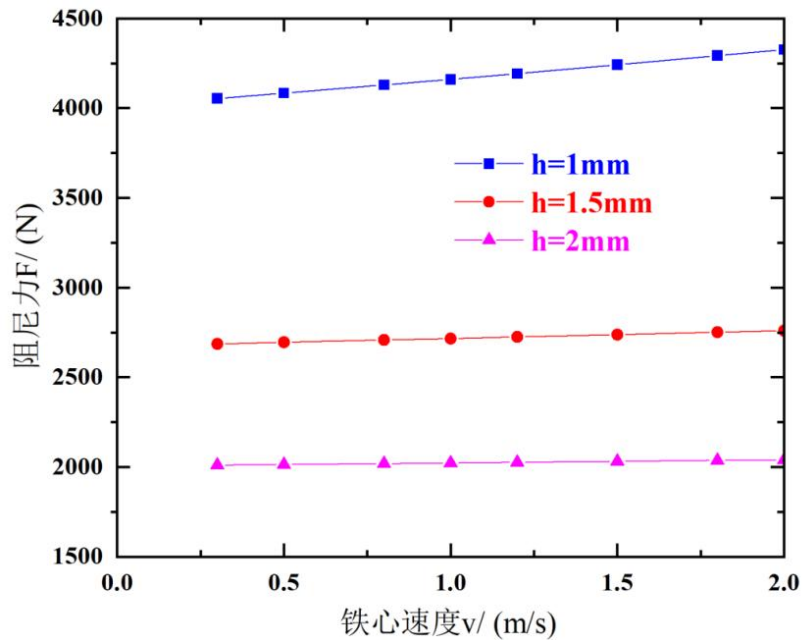


图 5-9 不同间隙下阻尼力与铁心速度的关系

结果表明，流道进、出口处的磁通密度与线圈电流成线性变化规律，阻尼力随线圈电流的增加呈现先增大后减小的变化规律。在不通电流时，阻尼力随铁心运动速度的增加而增大；通入电流后，阻尼力受铁心速度的影响很小。阻尼力随铁心与缸筒间隙的变大而明显减小，并且随着间隙的增加，铁心运动速度对阻尼力的影响也减小。

5.3 本章小结

本章在单筒式磁流变减振器阻尼力测试台上进行减振器的工作性能试验。主要完成的工作有：

(1) 通过仿真分析得出流道进、出口磁通密度与线圈电流关系，流道口处的磁通密度与电流之间成正比例变化；

(2) 通过改变减振器运动速度和加载电流的大小，得出不同铁心速度下，阻尼力与线圈电流的关系，在不同的条件下，磁流体的剪切屈服性能对流体的性能和阻尼力有很大的影响；

(3) 通过试验测出不同间隙下，阻尼力与铁心速度的关系，当间隙较小时，铁心运动速度对阻尼力能够产生较明显的影响，但当间隙变大后，铁心运动速度的变化几乎对阻尼力不产生影响。

第 6 章 结论与展望

结论

MR 具有在磁力作用下可以迅速、可逆性和可控性的流体流动性能，具有低耗能、大屈服应力、以及快速响应等优良特性，因此在结构阻尼减振领域得到了广泛应用。

本文研究了单筒式 MR 减振器结构设计存在的重点与难点问题，通过结构设计优化与磁路仿真来验证设计的合理性，建立了阻尼力模型，并提出了一种单筒式 MR 减振器阻尼力计算方法。通过单筒式磁流变减振器阻尼力测试台对单筒式 MR 减振器进行试验，验证所设计单筒式磁流变减振器的合理性和优化数据的正确性，本文的主要内容与结果如下：

(1) 对磁流变减振器结构进行设计计算及其结构参数优化。考虑悬架系统在垂直方向的运动特性和侧向位移后建立三自由度 1/4 半主动悬架系统。对减振器总体结构及磁路进行设计计算，确定结构参数，并对其结构参数及零件所采用的工艺材料进行初步研究。建立磁路有限元模型，并进行了磁路的有限元分析与磁饱和分析，确定了结构参数符合设计要求。利用多目标优化遗传算法，选择合适的参数作为设计变量，以最大阻尼力和动力可调系数为优化目标，对初步设计的单筒式磁流变减振器结构参数进行了优化，确定了优化后的结构参数。

(2) 基于设计优化后的单筒式磁流变减振器，对磁流变减振器磁流变液阻尼力进行研究。进行了磁流变液减振器阻尼通道内流体阻尼力分析，不考虑运动超出了工作行程后缸体变形产生的力，那么在有效的工作行程内，铁心会受到三种形式的力(摩擦力、剪切力和压力)；分析了单筒式磁流变液减振器阻尼通道内磁流变液的运动受力情况，并进行分析计算；分析阻尼通道内磁流变液的流动状态与阻尼力之间的关系，根据磁流变液的三种流动状态，分别计算不同状态下的阻尼力。

(3) 依据设计优化后的单筒式磁流变减振器结构，对单筒式磁流变减振器动密封摩擦进行研究。分析磁流变减振器的摩擦力学模型，建立了本文磁流变减振器顶端密封的摩擦力学模型，其中包括本文采用的流体模型和摩擦力模型；并

通过摩擦力模型进行动密封摩擦力计算式的推导，求出磁流变液的粘滞阻尼力计算式，最终求得磁流变减振器动密封摩擦力的理论计算式。

(4) 为了验证设计的单筒式磁流变减振器性能是否满足设计需求，为了验证本文提出的阻尼力计算方法得到的结果是否正确，进行减振器性能试验。将通过阻尼力测试台架获取减振器的真实阻尼力作为对比数据，结果表明，流道进、出口处的磁通密度与线圈电流成线性变化规律，阻尼力随线圈电流的增加呈现先增大后减小的变化规律。在不通电流时，阻尼力随铁心运动速度的增加而增大；通入电流后，阻尼力受铁心速度的影响很小。阻尼力随铁心与缸筒间隙的变大而明显减小，并且随着间隙的增加，铁心运动速度对阻尼力的影响也减小。验证了本文单筒式磁流变减振器结构设计及多目标优化方法的合理性，及提出的阻尼力计算方法的正确性，为今后单筒式 MR 减振器的设计提供有效的理论支撑。

本文主要的创新点在于：

(1) 设计出单筒单杆双线圈磁路减振器创新结构。针对双筒式磁流变减振器磁流变液易造成阀孔堵塞的问题对单筒式双磁路减振器结构进行研究，解决因磁流变液沉降导致阀孔闭塞的问题；建立磁路磁域模型并对其进行磁饱和分析。分析结果表明初步确定的各结构参数符合设计要求。

(2) 提出了磁流变减振器结构参数多目标优化方法，并进行优化。采用多目标优化遗传算法，以最大阻尼力和动力可调系数为优化目标，以阻尼通道有效区域长度、阻尼通道非有效区域长度、阻尼通道间隙以及线圈槽深度、铁心线圈半径差、缸筒厚度和活塞杆半径作为优化设计变量；依据优化结果的优化范围及磁路仿真分析结果选择设计变量最优值，并获得结构参数的最终值。

(3) 提出一种单筒式磁流变减振器阻尼力计算方法。建立了单筒式磁流变减振器阻尼力的计算模型，并建立单筒式磁流变减振器的磁域模型，求出铁心进、出口磁通密度与线圈电流间的关系。通过与实验结果作对比验证了单筒式磁流变减振器阻尼力计算方法。

展望

本文进行了单筒式磁流变减振器的结构设计优化及阻尼力的研究，并进行性能试验，试验结果良好，但未开展实车测试，在加工、制造及装配方面仍有许多

问题待解决，因此，要是产品达到工业化，还需深入研究：

（1）搭建精度更高的磁路有限元模型。本文建立活塞结构有限元模型过程中对模型进行了一定程度的简化，并未考虑漏磁效应和活塞内部注塑体结构等因素对磁场分布的影响。构建更加准确的磁路有限元分析模型及符合实际的磁路磁场分布规律的材料库，更具工程应用价值。

（2）优化目标考虑不全。优化算法中仅考虑两个优化目标，若将响应时间和能量消耗也作为优化目标，可以更加全面地反映单筒式磁流变减振器的性能，降低研发成本并提高竞争力。

参考文献

- [1] 魏列江,梁汝健,强彦,卢利锋,柴铭堃.外界磁场对磁流变阻尼器阻尼特性的影响[J].液压气动与密封,2022,42(01):16-22.
- [2] 丁平,刘明,黄金.电热形状记忆合金驱动的磁流变液离合器传动性能研究[J/OL].磁性材料及器件,2022,16(09):1-6.
- [3] Xiaohui Ruan, Shouhu Xuan, Jun Zhao, Huiting Bian, Xinglong Gong. Mechanical performance of a novel magnetorheological fluid damper based on squeeze[J]. Smart Materials and Structures, 2020,29(5),055018.
- [4] 刘刚,陈思忠,王文竹等.车辆悬架系统非线性阻尼匹配研究[J].机械设计与制造,2013(5):113-116.
- [5] 刘秀梅,李永涛.车辆油气悬架技术研究综述[J].西南交通大学学报, 2023,1-20.
- [6] MOAAZA A O, ALI A S, GHAZALY N M, et al. Performance evaluation of semi-Active suspension for passenger vehicle through skyhook groundhook and hybrid control strategies[J]. International Journal of Vehicle Structures & Systems,2022,14(5):572-579.
- [7] SOLOMON U, PADMANABHAN P. Semi-active hydro-gas suspension system for a tracked vehicle[J]. Journal of Terramechanics,2011,48:225-239.
- [8] 孙建民,刘祥,赵国浩等.模糊反馈增量式比例积分微分油气悬架控制[J].科学技术与工程,2021,21(34):14-20.
- [9] WANG Ruochen, LIU Wei, DING Renkai, et al. Switching control of semi-active suspension based on road profile estimation[J]. Vehicle System Dynamics, 2021,60(6):1972-1992.
- [10] ZHAGN Yuxin, ZHANG Xinjie, ZHAN Min, et al. Study on a novel hydraulic pumping regenerative suspension for vehicles[J]. Journal of the Franklin Institute,2014,352(2):485-499.
- [11] 周创辉,文桂林.基于改进型天棚阻尼控制算法的馈能式半主动油气悬架系统[J].振动与冲击,2018,37(14):168-174.
- [12] AWAD M N, SOKAR M I, ABDRAHBO S M, et al. Hydro-pneumatic energy

- harvesting suspension system using a PSO based PID controller[J]. SAE International, 2018,11(4):1-11.
- [13] YANG Lin, WANG Ruochen, DING Renkai, et al. Investigation on the dynamic performance of a new semi-active hydro-pneumatic inerter-based suspension system with MPC control strategy[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 1-21.
- [14] 汪少华, 翟旭辉, 孙晓强, 等. 车辆刚度阻尼多级可调式油气悬架系统分析及控制研究[J]. 振动与冲击, 2022, 41(12): 160-177.
- [15] Choi Y T, Wereley N M. Self-powered magnetorheological dampers[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2009, 131(4): 1-5.
- [16] Gavin H, Hoagg J, Dobossy M. Optimal design of MR dampers[C]//Proceedings of the US-Japan workshop on smart structures for improved seismic performance in urban regions. Seattle, WA, 2001, 14: 225-236.
- [17] Nguyen Q H, Choi S B. Optimal design of a vehicle magnetorheological damper considering the damping force and dynamic range[J]. Smart materials and Structures, 2008, 18(1), 015013.
- [18] Bica I. Damper with magnetorheological suspension[J]. Journal of Magnetism and Magnetic Materials, 2002, 241(2-3): 196-200.
- [19] 赵丹侠. 基于多级径向流动模式的磁流变液减振器理论与实验研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2012.
- [20] 段金福. 具有串联式液流通道的磁流变阻尼器结构设计及动力性能研究[D]. 南昌: 华东交通大学, 2018.
- [21] Wang M, Chen Z, Wereley N M. Magnetorheological damper design to improve vibration mitigation under a volume constraint[J]. Smart Materials and Structures, 2019, 28(11), 114003.
- [22] 王风力. 位移相关型忆阻尼器对悬架载荷适应性的影响分析[D]. 镇江: 江苏大学, 2022.
- [23] 王维成, 罗一平, 熊皓, 王磊. 单筒充气式磁流变液减振器设计与仿真分析[J]. 农业装备与车辆工程, 2020, 58(09): 15-19.

- [24] 闫占辉, 关铁鹰. 磁流变液减振器阻尼特性的仿真分析[J]. 机床与液压, 2018, 46(09): 148-150+163.
- [25] 刘增光, 胡远志, 魏列江, 罗小梅, 吕庆军. 磁流变液阻尼器阻尼通道内部塞流区边界位置的分析[J]. 机床与液压, 2020, 48(15): 88-92.
- [26] 胡远志. 基于阻尼通道内部流动状态的磁流变液阻尼器阻尼力研究[D]. 兰州理工大学, 2019.
- [27] 胡江林, 吴超群. 磁流变液阻尼器的磁路分析与优化[J]. 数字制造科学, 2021, 19(03): 212-217.
- [28] Yang G, Spencer Jr B F, Bille F, et al. Dynamic modeling of large-scale magnetorheological damper systems for civil engineering applications. *Journal of Engineering Mechanics*, 2004, 130(9): 1107-1114.
- [29] Jiménez, R, Álvarez-Icaza L. Lu Gre Friction Model for a magnetorheological damper. *structural control and health monitoring*, 2005, 12(1): 91-116.
- [30] Ikhoulane F, Dyke S J. Modeling and identification of a shear mode magnetorheological damper[J]. *Smart Materials and Structures*, 2007, 16(3): 605-616.
- [31] Kwok N M, Ha Q P, Nguyen T H, et al. A novel hysteretic model for magnetorheological fluid dampers and parameter identification using particle swarm optimization[J]. *Sensors and Actuators A*, 2006, 132(2): 441-451.
- [32] Ni Y Q, Chen Z H, Or S W. Experimental identification of a self-sensing magnetorheological damper using soft computing[J]. *Journal of Engineering Mechanics*, 2015, 141(7): 04015001.
- [33] Munyaneza Olivier, Jung Woo Sohn. Design and geometric parameter optimization of hybrid magnetorheological fluid damper[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2020, 34(7): 2953-2960.
- [34] Xuan Tong, Li Jianyong, Li Baozhen, Fan Wengang. Effects of the non-uniform magnetic field on the shear stress and the microstructure of magnetorheological fluid[J]. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2021, 535: 1-12.
- [35] 彭嘉琪, 李彦峰, 徐伟等. 磁流变减振器的研究发展现状[J]. 汽车实用技

- 术,2023,48(03):1671-7988.
- [36]张俊红,洪刘生,杨文钊等.车辆悬架系统及其性能评价综述[J].机械设计与研究,2015,31(06):0251.
- [37]陈龙,马瑞,王寿静等.车辆半主动悬架阻尼多模式切换控制研究[J].振动与冲击,2020,39(13):148-155.
- [38]王玉勤.基于免疫粒子群算法的轿车液压半主动悬架系统的应用研究[D].安徽工程大学,2011.
- [39]关文达.汽车构造[M].北京:机械工业出版社,2004.
- [40]徐宁,李强,任尊松,等.考虑一系悬挂局部细化的车辆垂向系统振动传递特性研究[J].机械工程学报,2021,57(10):106-117.
- [41]姚巨坤,江宏亮,田欣利等.磁流变液研究进展及其在军事领域的应用[J].兵器材料科学与工程,2018,41(02):103-108.
- [42]司晓冬,罗明良,黄万里等.磁流变液智能流体研究进展、应用及展望[J].应用化工,2017,46(09):1783-1786+1791.
- [43]谭凌峰,廖禹帆.磁流变阻尼器工作原理和工作特性及其在车辆上的应用分析[J].科技创新导报,2020,17(15):67-68.
- [44]周炎,朱炜,芮筱亭等.双出杆磁流变阻尼器设计与性能分析[J].噪声与振动控制,2017,37(02):178-181+191.
- [45]潘杰锋.磁流变减振器结构设计及优化[D].重庆大学,2010.
- [46]郭小双.车用磁流变减振器的研究与优化[D].河北工业大学,2015.
- [47]姚嘉凌,李智宏,唐郑等.车用新型旋转式磁流变减振器的设计与仿真[J].机械设计与制造,2019,(08):188-191+196.
- [48]林炳钦.单筒式磁流变减振器优化设计与试验研究[D].青岛理工大学,2019.
- [49]QC/T 491-1999,汽车筒式减振器尺寸系列及技术条件[S].
- [50]龙江,赵峰.线圈外置式磁流变液减震器的结构设计与磁场仿真[J].机床与液压,2022,50(09):179-183.
- [51]郑新才,陈刚.电机原理及其应用[M].北京:中国水利水电出版社,2008.
- [52]郑福淼.泵式磁流变减振器设计及其在汽车中的仿真应用[D].长春:吉林大学,2014.

- [53]王乐乐.环形磁路磁流变减振器设计与优化[D].江苏大学,2018.
- [54]桂行东.基于 Pareto 多目标遗传算法的列车节能运行方法研究[D].南京理工大学,2017.
- [55]朱晟.磁流变减振器优化及半主动悬架系统控制研究[D].扬州大学,2021.
- [56]崔逊学,林闯.一种基于偏好的多目标调和遗传算法(英文)[J].软件学报,2005,(05):761-770.
- [57]李庆.多目标优化遗传算法的改进及其在有序充电中的应用研究[D].山东科技大学,2020.
- [58]李华柏,黄杰.基于遗传算法高速动车组列车全线速度优化节能运行控制研究[J].科技传播,2022,14(23):81-83+92.
- [59]Wu J, Jiang M, Dong K, et al. Optimization of intermittent oil recovery mechanism based on multi-objective genetic algorithm[C]//东北大学,中国自动化学会信息物理系统控制与决策专业委员会.第 35 届中国控制与决策会议论文集(5).School of Mechanical Science and Engineering,Northeast Petroleum University,2023,(5):2733-2737.
- [60]马玉泉.基于遗传算法的离散多目标优化问题研究及其应用[D].兰州理工大学,2019.
- [61]彭珍,刘春元,饶章宇,等.NSGA-II 应用于圆筒型永磁直线电机的多目标优化[J].计算机时代,2023,(01):21-25.
- [62]胡远志.基于阻尼通道内部流动状态的磁流变液阻尼器阻尼力研究[D].兰州理工大学,2019.
- [63]张庆良.基于 Bingham 模型的磁流体阻尼器阻尼力研究[J].拖拉机与农用运输车,2011,38(03):46-48+52.
- [64]周洪亮,张迎冲,明平美等.磁流变液密封技术概述[J].润滑与密封,2021,46(06):114-125.
- [65]李军强,姜与,郭士杰.磁流变液动密封装置密封特性研究[J].传感器与微系统,2021,40(05):18-21.
- [66]张艳娟.磁流变液密封理论与实验研究[D].北京交通大学,2019.
- [67]吕仁国,李同生,刘旭军.橡胶摩擦磨损特性的研究进展[J].高分子材料科学与工程

- 程,2002,(05):12-15.
- [68]汤洁,张丽慧,周春宇等.橡胶减摩抗磨改性研究进展[J/OL].摩擦学学报,2024,1-32.
- [69]张嗣伟.橡胶磨粒磨损机理的研究[J].固体润滑,1987,(03):131-137.
- [70]李锦涛.磁流变阻尼器摩擦磨损机理研究[D].东北大学,2018.
- [71]Stanway R, Sproston J L, Stevens N G. Non-linear Modeling of an electro-rheological Vibration Dampers[J]. Journal of Electrostatics, 1987,20(2):167-184.
- [72]Shames H, Cozzarelli F A. Elastic and inelastic stress analysis[J]. Choice Reviews Online,1992,29(9):295147.
- [73]赵仕志,陈晓平,成露等.U型密封结构的理论设计方法研究[J].东方汽轮机,2020,(04):1-4+13.
- [74]付鹏.往复泵活塞导向环的设计[J].中国新技术新产品,2016,(18):36-37.
- [75]Costa E, Branco C P. Continuum electromechanics of a magnetorheological damper including the friction force effects between the MR fluid and device walls: Analytical modelling and experimental validation[J].Sensors Actuators: A. Physical,2009,155(1):82-88.
- [76]McKee S, Effect of abrasive in lubrication [J]. Journal of social automotive engineering,1927,20:3-6.
- [77]Khonsari M M. On the modeling of multi-body interaction problems in tribology [J]. Wear,1997,207(1-2):55-62.
- [78]QC/T545-1999,汽车筒式减振器台架试验方法[S].

攻读学位期间的学术成果

1.Lu Na,Wang Youmin,Li Jun.Optimization of the grinding trajectory of the engine piston skirt robot based on machine vision[J]. SN Applied Sciences,2023,5(4):1-22.

2.Lu Na,Wang Youmin,Fang Xu,Zhu Bo .Research on the Self-Anti-Interference Control Characteristics of Liquid Hydrostatic Guide Test Bench[J]. Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers,2023,44(3):261-272.

致谢

硕士三年，收获颇丰。

在此，感谢我的导师王幼民教授和唐铃凤教授以及李鑫老师对我硕士生涯的悉心教导与帮助；感谢我的家人对我的包容和支持（祖母刘以兰、母亲王云、父亲卢锋、先生华威、弟弟卢奥）；感谢同门师兄姐妹以及同学们对我的帮助。

云程发轫，万里可期。

尚德敏学 唯实惟新

