

车用磁流变减振器的研制

曹民喻凡

(上海交通大学机械与动力工程学院 上海 200030)

摘要: 针对车用磁流变减振器现存的阻尼特性不理想、油封易磨损泄漏、磁流变液静置沉降以及磁路结构不尽合理等主要问题,提出了加装单向滑阀、组合密封器、静置稳定装置和多级磁路式电磁活塞等改进措施。以 Passat B5 轿车前悬架减振器作为设计对象,对磁流变减振器的电磁磁路和液压结构进行了改进设计,最后通过各项性能试验得到了较为满意的结果,表明了双筒滑阀式磁流变减振器的可行性和有效性。

关键词: 车辆 半主动悬架 磁流变 减振器

中图分类号: TF125.8

0 前言

半主动悬架能通过消耗少量控制能量来连续调节减振器阻尼,改善车辆的行驶平顺性和操纵稳定性^[1]。磁流变液体(MRF)是一种在非磁性载液中添加软磁性微粒(微米级)和表面活性分散剂的悬浮液,其粘度可通过改变外加磁场来连续、可逆、宽幅和快速(毫秒级)调节。磁流变减振器(MR damper)能通过控制内部线圈电流改变 MRF 的磁场来连续调节阻尼。由于没有机械作动部件,因而较以往的电磁阀式可调减振器响应迅速、工作可靠且噪声降低。但目前 MR 减振器在车辆半主动悬架的实际应用中仍存在诸多问题有待解决。

(1) 单筒充高压气式 MR 减振器虽然响应较快,但对油封性能要求过高,并使摩擦阻尼和悬架刚度显著增大,以致悬架性能降低且成本加大。而双筒底阀充低压气式 MR 减振器在大电流高速时,为避免底阀产生过大的附加压缩阻尼,其示功特性又难以避免复原空程性畸变,且散热性差、久置后工作缸液面会下降,同样会降低悬架性能。

(2) 在 MR 减振器工作过程中,磁性微粒随活塞杆进入减振器油封,对油封的磨粒磨损加速了减振液的泄漏,使减振器的使用寿命缩短。

(3) 由于 MRF 静置时难以避免的凝聚和沉降现象,使得车辆停置一段时间后,磁性微粒与载液发生分离、进而板结,导致阀孔堵塞、减振器失效。

(4) 另外,MR 减振器的电磁活塞大多采用单级磁路结构,为了避免磁通量过饱和,导磁轴和导磁管直径必须足够大,这就使导磁材料利用率降

低、活塞体积重量加大,造成安装不便和成本上升。

总之,MR 减振器现存的阻尼特性不理想、油封易磨损泄漏、MRF 静置沉降以及磁路结构不尽合理等问题是阻碍 MR 减振器在车辆半主动悬架上应用的主要原因。

1 改进措施

针对 MR 减振器现存的上述主要问题,在此提出了相应的改进措施。

(1) 为避免 MR 减振器的摩擦阻尼和悬架刚度显著增大、以及附加压缩阻尼或发生空程现象,采用双筒非充气结构,取消底阀,在工作缸行程顶部与贮液筒间设置二位三通单向滑阀(将复原补油阀与压缩排油阀上下联动),并按设计规定的减振器复原/压缩阻力比,在电磁活塞上侧设置复原阀。减振器在复原行程时,复原阀压合,滑阀使压缩排油孔关闭和复原补油孔开启,产生复原阻尼;在压缩行程时,复原阀开启,滑阀使复原补油孔关闭和压缩排油孔开启,产生压缩阻尼。另外,MRF 在工作缸内从下至上的循环流动与热对流方向一致,提高了流经补偿腔的散热效果,且能及时排出工作缸顶部的气泡、降低噪声。由于补偿腔最低液面高于压缩排油孔,故久置后工作缸液面不会下降。贮气腔预压由活塞杆压入时产生,故减振器无须充气处理。这样就能有效避免单/双筒减振器的各自缺陷。

(2) 为避免 MR 减振器油封的早期磨损泄漏,在组合密封器的上管腔嵌入油封,下管腔依次装入橡塑组合式滑环密封圈、抗磁垫圈、磁流变密封圈(类似磁流体密封)和螺纹端盖;在组合密封器限位器间加装间隙密封圈以增加流阻,并在上管腔的回油孔下端设置单向阀,以防减振器倾侧或冲击时

MRF 流入油封,且活塞杆表面镀硬铬、超精磨处理。由于采用滑环辅助密封,MR 密封两端压差较小,磁力线回路通过密封处,使 MRF 形成强韧的液膜(类似液态 O 形圈),阻止随活塞杆上行的磁性微粒泄漏。减振器工作时,从滑环密封圈渗漏的微量 MRF 载液,通过上管腔、回油孔和单向阀沿贮气腔回流回补偿腔,并与 MRF 均匀混合。这样就能尽量避免磁性微粒进入油封,从而减少油封的磨粒磨损。

(3) 为改善 MRF 的静置稳定性,一方面进行材料优选,如改用直径相对较小、密度更接近载液、软磁特性更好的磁性微粒,粘度相对较大(工作温升时,粘度会降低)、浸润磁性微粒、性能更稳定的合成油载液,表面活性更强的分散剂,适当增大磁性微粒/载液的体积比,以及改进制备工艺等^[1]。另一方面,在 MR 减振器外围加装静置稳定器,当车辆停置时,通过分离机构,使静置稳定器的两配对磁瓦吸合在减振器外侧,将缸筒内的 MRF 固结,可长时间保持 MRF 的稳定;待车辆起步时,再分离两磁瓦恢复电磁控制状态;若控制系统失灵,还可根据路况相应调整两磁瓦的间距,对 MRF 施加一定的磁场,以达到手动可调减振器阻尼的作用。

(4) 为减小电磁活塞的体积重量,提高导磁材料利用率,采用多级磁路结构(相邻两级线圈绕向相反),可在保持性能不变的条件下,使导磁轴和导磁管的横截面积成倍减小,线圈齿槽容积增大,从而减小了电磁活塞的长度或外径。线圈齿槽的梯形轴断面既可提高导磁材料利用率,又可改善磁通分布(减小漏磁)。但为减小漏磁,在电磁活塞外径和长度允许的前提下,磁路级数应尽量少。

2 设计方案

为验证上述改进措施,必须择优确定 MR 减振器的设计方案,其中合理的选材和结构尺寸是保证系统性能的关键。

(1) 选择 MRF 材料。为改善静置稳定性和再分散性、降低零场粘度、提高动态屈服应力、避免循环使用变稠、克服载液易挥发和可压缩性、保证与所用橡胶件相容、满足较宽的工作温度范围以及保持较长的使用寿命,应选用综合性能较好的 MRF 材料。

(2) 选择永磁材料。为提高静置稳定器的性能和减小体积,永磁瓦选用高剩磁型钕铁硼,径向磁化。为提高热稳定性和 MR 密封的性能、减小体积,永磁环选用高剩磁超高内禀矫顽力型钕铁硼,轴向磁化。

(3) 选择导磁材料。由于电磁活塞处于直流低频工况,为减小剩磁和体积,导磁管、导磁瓣和导磁极选用低矫顽力、高磁导率、高饱和磁密和磁时效稳定的电磁纯铁。为提高强度降低成本,导磁瓦选用软磁性能稍逊的低碳钢。加工成形后还须进行退火处理,以消除应力和提高磁性能。

(4) 选择非磁性材料。为兼顾强刚度、强韧性和非磁性,贮液筒、工作缸、活塞杆、底座、筒底、限位座、活塞支承滑阀、复原阀、回油阀、密封座、端盖、螺栓和螺帽选用无磁不锈钢,为避免奥氏体相变,精加工前须固溶处理;抗磁填料选用高胶接耐蚀耐热耐冲击的环氧树脂;间隙密封圈和抗磁垫圈选用耐热耐蚀高负载尺寸稳定的酚醛树脂。

(5) 确定阻尼范围。为保证良好的车辆悬架性能,半主动控制律要求 MR 减振器的可控阻尼范围尽量大,即要求 MRF 粘度的变化范围和电磁活塞的过流间隙尽量大。但由于增大过流间隙会使线圈槽齿间漏磁增加、电磁效率降低,以及 MRF 性能指标的限制,故实际设计时只能取折中方案,根据原被动减振器的开闭阀阻尼范围和复原/压缩阻尼分配比,来选择确定 MR 减振器的可控阻尼范围。

(6) 重要结构确定。为提高 MR 减振器的响应速度,应主要考虑液压结构的响应时间。单向滑阀的复原补油孔和压缩排油孔应大小适中,以免影响补偿和响应,或附加压缩阻尼;复原/滑阀片应设计轻巧且保证强度,复原/滑阀弹簧应降低刚度且保证频响,并适当提高贮气腔因活塞杆压入产生的气压,以提高回流响应,且降低液流噪声;但最高气压应小于油封最大耐压,以防油封泄漏,且便于回油。为提高 MR 密封压差和减小漏磁,在导磁极三角槽内填充抗磁填料,且在机械磨损、加工精度和成本允许的前提下,密封间隙应尽量小^[2];密封座应尽量减少对贮气腔的漏磁,以免阻碍回流,引起空程现象。为加大贮液筒内的流速,避免 MRF 沉降,在保证补偿顺畅的前提下,贮液筒与工作缸的间隙应尽量小;为提高散热性,在保证强度的前提下,缸筒壁厚应尽量小;活塞杆下端内外与电磁活塞和复原阀座分别采用细牙和粗牙螺纹联接,且三者相互拧紧,起防松脱作用。电磁活塞底部加装球盖形紧固螺帽,起隔磁和导流作用;活塞支承在保证强度的前提下,应使过流缝的阻流面积尽量小,以减小零磁场下的液压损失;由于 MRF 温升时粘度降低引起沿程液压损失减小,导致减振器工作阻力热衰减,故应尽量减小电磁活塞的长度;为

减小工作阻力热衰减率, 还可加装热双金属温度补偿阀。另外, 根据所用半主动控制律对悬架架挠度的影响, 还须相应调整减振器的限位行程。

3 实例计算

根据上述设计方案, 为便于结构安装和对比试验, 以上海大众 Passat B5 轿车前悬架减振器的外形尺寸和外特性作为设计条件, 分别对减振器主体、单向滑阀、电磁活塞、MR 密封圈以及静置稳定装置进行结构设计。

在此以电磁活塞的设计为例, 采用等效磁路法和非线性 Bingham 塑性模型对电磁磁路和液压结构进行设计计算, 并用电磁场有限元法进行验算。由于减振器工作缸内径较小, 故电磁活塞选用三级磁路结构, 其结构简图见图 1。

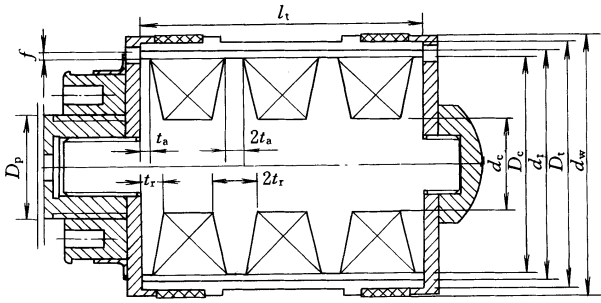


图 1 电磁活塞结构简图

3.1 设计条件

(1) 活塞杆外径 D_p 、导磁管外径 D_c 、工作缸内径 d_w 和缩口内径 d_{ws} 、压缩排油孔的轴向长度 l_{ws} 和三夹角 α 。

(2) 电磁活塞的局部阻力系数 ζ_f 、滑阀压缩行程时的局部阻力系数 ζ_{sC} 。

(3) 减振器性能试验最大速度 v_{max} 、零场时的压缩阻力 F_{C0} 和复原阻力 F_{R0} 。

(4) 活塞行程至中点时贮气腔的工作气压 p_{gW} 。

(5) 导磁材料的磁化工作点 B_c 和 H_c 、线圈填充系数 k_c 、线圈导线直径 d_c 和允许最大电流密度 i_{max} 。

(6) MRF 的密度 ρ 、工作温升/零场/高剪切率下的动力粘度 η 、磁化工作点 B_f 和 H_f 、工作点时的动态屈服应力 τ_y 以及建模修正系数 k_r 。

3.2 待求参数

(1) 电磁活塞的过流间隙 f 、导磁心外径 D_c 和内径 d_c 、导磁心的边齿顶宽 t_a 和边齿根宽 t_r 、导磁管内径 d_t 和长度 l_t 、线圈匝数 N 和允许最大电流 I_{max} 。

(2) 强场下减振器性能试验最大速度的压缩阻

力 $F_{C\tau}$ 和复原阻力 $F_{R\tau}$ 。

3.3 计算步骤

3.3.1 电磁磁路计算^[3]

线圈额定最大电流

$$I_{max} = \frac{\pi}{4} i_{max} d_c^2 \quad (1)$$

由磁通连续性原理

$$B_c d_c^2 = 4B_f (D_c + f)(t_a + f) \quad (2)$$

$$d_c^2 = 4D_c t_a \quad (3)$$

$$d_c = 4t_r \quad (4)$$

$$d_c^2 = D_t^2 - d_t^2 \quad (5)$$

由安培环路定律

$$I_{max} \frac{N}{3} = 2fH_f + \left(\frac{2l_t}{3} - 2t_a + D_c + \frac{D_t - d_t}{2} \right) H_c \quad (6)$$

由结构尺寸关系

$$d_t = D_c + 2f \quad (7)$$

$$\pi d_c^2 N = 2k_c (l_t - 3t_r - 3t_a)(D_c - d_c) \quad (8)$$

3.3.2 液压结构计算

为满足减振器各种工况下的设计要求, 仅须在减振器性能试验最大速度 v_{max} 工况下考察求解^[4]。

压缩行程时单向滑阀过流间隙的流速

$$v_{sC} = \frac{30v_{max} D_p^2}{\alpha d_{ws} l_{ws}} \quad (9)$$

压缩和复原行程时电磁活塞过流间隙的流速

$$v_{fC} = \frac{v_{max} d_w^2}{d_t^2 - D_c^2} \quad (10)$$

$$v_{fR} = \frac{v_{max} (d_w^2 - D_p^2)}{d_t^2 - D_c^2} \quad (11)$$

压缩行程时单向滑阀的局部压降

$$\Delta p_{sC\zeta} = \zeta_{sC} \frac{\rho v_{sC}^2}{2} \quad (12)$$

压缩和复原行程时电磁活塞的局部压降

$$\Delta p_{fC\zeta} = \zeta_f \frac{\rho v_{fC}^2}{2} \quad (13)$$

$$\Delta p_{fR\zeta} = \zeta_f \frac{\rho v_{fR}^2}{2} \quad (14)$$

压缩和复原行程时电磁活塞的沿程压降

$$\Delta p_{fC\eta} = \frac{12\eta v_{fC} l_t}{f^2} \quad (15)$$

$$\Delta p_{fR\eta} = \frac{12\eta v_{fR} l_t}{f^2} \quad (16)$$

电磁活塞过流间隙的场致压降

$$\Delta p_{\tau} = k_r \frac{\tau_y (6t_a + 4f)}{f} \quad (17)$$

减振器压缩行程零场时的液压方程

$$\frac{\pi}{4}[(\Delta p_{fC\zeta} + \Delta p_{fC\eta})d_w^2 + (\Delta p_{sC\zeta} + p_{gw})D_p^2] = F_{C0} \quad (18)$$

减振器压缩行程强场时的液压方程

$$\frac{\pi}{4}[(\Delta p_{fC\zeta} + \Delta p_{fC\eta} + \Delta p_{\tau})d_w^2 + (\Delta p_{sC\zeta} + p_{gw})D_p^2] = F_{Cr} \quad (19)$$

减振器复原行程零场时的防压缩空程公式

$$\frac{\pi}{4}(\Delta p_{fR\zeta} + \Delta p_{fR\eta} + \Delta p_{fR})d_w^2 - D_p^2 \geq F_{R0} \quad (20)$$

减振器复原行程强场时的防压缩空程公式

$$\frac{\pi}{4}(\Delta p_{fR\zeta} + \Delta p_{fR\eta} + \Delta p_{\tau} + \Delta p_{fR})d_w^2 - D_p^2 \geq F_{Rr} \quad (21)$$

式中 Δp_{fR} ——复原行程时复原阀的局部降压

综合式(1)~(21)，即可初步确定待求参数的近似值；复原阀片直径和行程的精确值须通过反复试验得到。

3.3.3 结构尺寸验算

为进一步验算电磁活塞的结构尺寸，采用有限元程序进行电磁场计算^[5]。由于电磁活塞的电磁系统是轴对称的，故只须计算 1/2 磁场区域；通过调整结构尺寸，使各区域的磁密不致过饱和。计算得

出的电磁活塞磁力线分布图(1/2 磁场区域)见图 2。

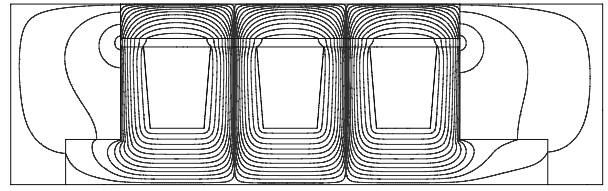


图2 电磁活塞的磁力线分布

4 性能试验

根据上述设计计算结果，试制了 MR 减振器样件，其结构简图见图 3。将原被动减振器与 MR 减振器在示功机上进行性能对比试验(试件温度为 20 ℃，试验行程为 150 mm，最大速度为 1.05 m/s)，得到被动减振器的速度阻力曲线、MR 减振器的不同电流下速度阻力曲线和不同速度下电流阻力曲线(分别见图 4、5 和图 6)。MR 减振器的示功试验照片见图 7。

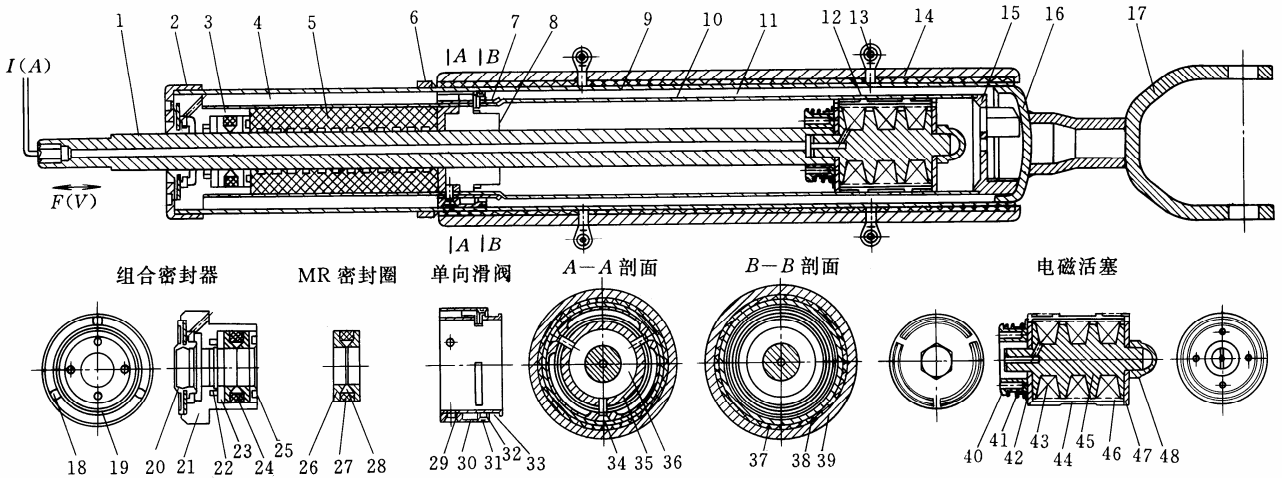


图3 MR 减振器的结构简图

- 1.活塞杆 2.筒盖 3.组合密封器 4.贮气腔 5.间隙密封圈 6.弹簧座支承 7.单向滑阀 8.限位器 9.贮液筒 10.工作缸 11.补偿腔
- 12.电磁活塞 13.分离螺栓 14.静置稳定装置 15.底座 16.筒底 17.联接支架 18.单向回油阀 19.O形圈 20.油封 21.密封座
- 22.滑环密封圈 23.抗磁垫圈 24.MR 密封圈 25.端盖 26.导磁极 27.永磁环 28.抗磁填料 29.滑阀内筒 30.滑阀外筒 31.O形圈
- 32.滑阀片 33.滑阀弹簧 34.联接螺栓 35.限位座 36.缓冲块 37.抗磁填料 38.永磁瓦 39.导磁瓦 40.复原阀座 41.复原弹簧
- 42.复原阀片 43.线圈 44.导磁管 45.导磁瓣 46.活塞环 47.活塞支承 48.紧固螺母

5 结论

(1) MR 减振器与原被动减振器的性能对比试验表明：被动减振器的速度阻力值只能在一条曲线上变化，而 MR 减振器随输入电流的不同，速度阻力值可在一定区域内连续变化。MR 减振器的输入电流一定时，阻力随速度的增加而增大；速度一定

时，阻力随电流的增加而增大。这些性能满足半主动悬架控制系统对执行器的要求。

(2) MR 减振器加装组合密封器后的试验表明：组合密封器能阻碍磁性微粒随活塞杆进入减振器油封，减少油封的磨粒磨损，使油封的使用寿命显著增加。

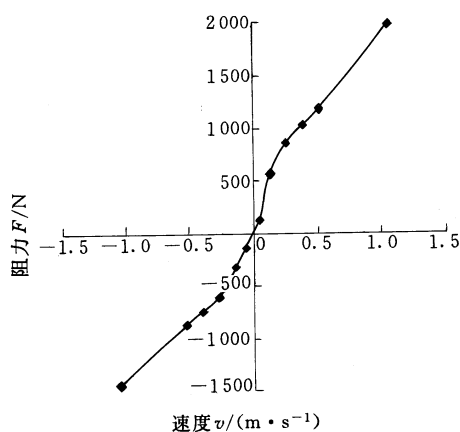


图 4 被动减振器的速度阻力曲线

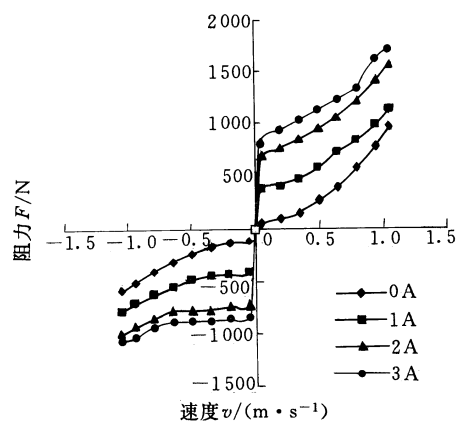


图 5 MR 减振器的不同电流下速度阻力曲线

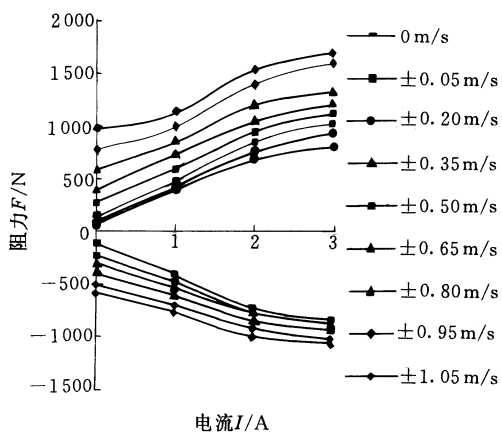


图 6 MR 减振器的不同速度下电流阻力曲线

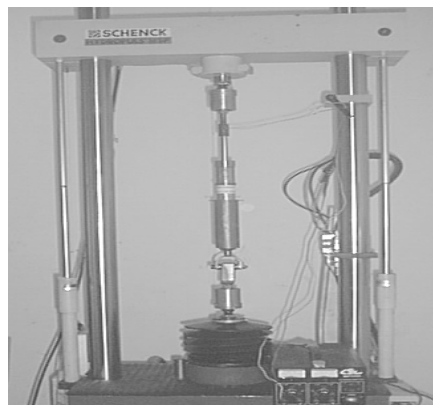


图 7 示功试验照片

(3) MR 减振器加装静置稳定器后的试验表明:适当的永磁磁路可使 MRF 长时间保持静置稳定,而不发生凝聚和沉降现象;待解除永磁磁路后,MRF 即可恢复可控状态。

上述试验结果表明了双筒滑阀式 MR 减振器是可行和有效的,通过进一步设计改进,并配合相应的电控单元及其辅助装置,就有望成功应用于车辆半主动悬架。

参 考 文 献

- 1 刘奇,张平,王东亚,等.磁流变体(MRF)材料的制备及性能研究.功能材料,2001,32(3):257~259
- 2 邹继斌,陆永平.磁性流体密封原理与设计.北京:国防工业出版社,2000
- 3 Lord Corporation. Magnetic circuit design. Lord Materials Division, Engineering Note, 1999(11): 1~4
- 4 Lord Corporation. Designing with MR fluids. Lord Materials Division, Engineering Note, 1999(12): 1~5
- 5 许永兴.电磁场理论及计算.上海:同济大学出版社,1994

DEVELOPMENT OF MAGNETORHEOLOGICAL DAMPER FOR VEHICLE

Cao Min Yu Fan

(Shanghai Jiaotong University)

Abstract: Focusing on the problems of magnetorheological (MR) damper for vehicle, in the wear and leakage of oil-seal, the sedimentation of MR fluid and magnetic circuit structure, the improvement measures correspondingly by installing a mono-direction slide valve, a guiding and sealing device, an anti-sedimentation device, and an electromagnetic piston with multi-stage magnetic circuit structure are put forward in a new prototype design. Taking the front damper of Passat B5 car as example, the electromagnetic circuit and hydraulic structure of the MR damper are improved and designed. The prototype experiments are carried out. The damping characteristics of the prototype are analyzed and compared with those of the original passive damper. The results show the feasibility and validity of MR damper with twin tubes and slide valve.

Key words: Vehicle Semi-active suspension
Magnetorheological Damper

作者简介:曹民,男,1970年出生,工程师,博士研究生。主要研究方向为车辆电控悬架、磁性材料应用等。