DOI: 10.3901/JME.2019.24.145

磁流变半主动横向稳定杆对汽车侧倾的影响*

白先旭 徐时旭 沈升 杜浩 邓学才
(合肥工业大学车辆工程系 合肥 230009)

摘要: 由于智能材料磁流变液具有响应时间短、可控范围大等特性,基于磁流变液的半主动执行器件的应用越来越广泛。为同时保证车辆在高速转向时的行驶安全性(抗侧倾性能)和在通过不平路面时的行驶平顺性,提出一种磁流变半主动横向稳定杆。装有旋转式磁流变阻尼器的横向稳定杆可在车辆低速转向时提供较小的扭转力矩以提高平顺性,而在高速转向时提供大扭转力矩以提高安全性。为验证提出的半主动横向稳定杆的可行性和有效性,建立装有磁流变横向稳定杆的车辆侧倾数学模型,并基于整车动力学仿真软件 CarSim 对某型汽车整车模型进行半被动控制下的动力学仿真。以一种基于车身侧倾角速度的分段控制策略对磁流变横向稳定杆进行了初步的控制仿真,并与传统被动横向稳定杆对车辆侧倾的性能影响进行了对比、分析和评价。

关键词: 横向稳定杆; 磁流变阻尼器; 抗侧倾; 半主动控制; 分段控制

中图分类号: TH12

Influence of Magnetorheological Semi-active Stabilizer Bar on Vehicle Roll

BAI Xianxu XU Shixu SHEN Sheng DU Hao DENG Xuecai
(Department of Vehicle Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009)

Abstract: The smart material-magnetorheological fluids -based semi-active actuators are widely used in many applications, because of the fast response and large controllable range performances of the magnetorheological fluids. For the purpose of simultaneous improvement of the safety (anti-roll performance) and ride comfort of vehicles during fast cornering or over road irregularities, a magnetorheological semi-active stabilizer bar is proposed in this paper. The magnetorheological stabilizer bar featuring a rotary magnetorheological damper provides small torque at low cornering speed to improve ride comfort, while large torque to enhance the safety at high cornering speed. To verify the feasibility and effectiveness of the proposed magnetorheological stabilizer bar, the mathematical model of a car is established, and the passive-on control performance of a specific full vehicle is studied via a commercial full-vehicle dynamics simulation software CarSim. In addition, a piece-wise control algorithm using lateral roll velocity information for the magnetorheological stabilizer bar is proposed to analyze the influence on vehicle roll performance. The semi-active control performance is compared, analyzed, and evaluated, with the conventional passive stabilizer bar system.

Key words: stabilizer bar; magnetorheological damper; anti-roll; semi-active control; piece-wise control

0 前言

汽车侧翻引起的交通事故对社会和经济造成了巨大的损失^[1]。横向稳定杆作为汽车悬架系统的辅助弹性元件,能够有效抑制车辆的侧倾运动^[2-3]。相较于主动和半主动横向稳定杆系统^[2-8],被动横向稳定杆在能够有效改善车辆侧倾安全性,但不能兼顾合适的行驶平顺性。剑桥大学的 Cebon 团队^[2-4]针对重型半挂车研究了装有两只可控液压阻尼器的具有高低侧倾刚度的半主动侧倾抑制系统,在低速转

向时提供低侧倾刚度而在高速转向时提供高侧倾刚度。由于转向一般是瞬态事件,这样的设置在能改善重型车辆稳定性的同时具有较低的功耗的优点。日本丰田公司的 SUZUKI 等^[5]利用直流电机实现了一种电动式主动横向稳定杆,并对直流电机设置了“普通模式”和“运动模式”使横向稳定杆能工作在不同状态。日本爱信公司的 OHTA 等^[6]针对丰田公司 SUZUKI 等的电动式主动横向稳定杆^[5],对直流电机进行了二自由度鲁棒控制,使直流电机具有良好的旋转响应和稳定性。美国京西重工提出的基于滚珠丝杆液压泵的主动性稳定杆系统,在汽车转向时该系统监测横向加速度,并且计算保持车辆平稳所需的防侧倾扭矩,该滚珠丝杆液压泵在 18 MPa

* 军委十三五装备预研(6140240040101)和安徽省重点研究与开发(1704E1002211)资助项目。20180920 收到初稿,20190206 收到修改稿

工作压力下稳定杆转矩可达到 $0.9 \sim 1.5 \text{ kN} \cdot \text{m}$, 改善了汽车越野性能。吉林大学的陈志韬^[7]提出了新型双通道电控式主动横向稳定杆结构, 通过理想侧倾角变化曲线和线性二次最优控制对模型进行仿真研究, 对比了开环和闭环两种控制策略的效果和抗侧倾力矩输出。半主动横向稳定杆系统能具有与主动横向稳定杆系统近似的可控性能, 并具有结构和控制系统更为简单的优点。但是现有的主动和半主动防倾系统的结构尺寸较大和成本高等不足, 仍有待进一步研究和优化。

磁流变液是一种能够随外加磁场强度变化而改变流变特性的智能材料。在未加磁场时, 磁流变液表现为 Newton 流体的特性, 其切应力等于黏度与剪切率的乘积; 在外加磁场的作用下, 磁流变液表现为 Bingham 流体的特性, 其切应力由液体的黏滞力和屈服应力两部分组成, 其流变特性的改变表现为屈服应力在磁场饱和范围内随磁场强度的增加而单调增加^[8-11]。由于磁流变液具有响应时间短、可控阻尼范围大等特性, 基于磁流变液的磁流变执行器和磁流变执行器半主动控制的应用引起了越来越多的关注和应用研究^[12-18], 磁流变技术广泛应用于汽车悬架^[13-14]、座椅悬架^[15]、悬置系统^[16-17]以及军事装备领域^[18]。

基于我们提出的一种旋转式磁流变阻尼器, 本文将建立磁流变半主动横向稳定杆的车辆侧倾模型, 并基于整车动力学仿真软件 CarSim 对某型汽车整车模型进行动力学仿真, 研究在不同驾驶场景(包括鱼钩试验、双移线试验和转向盘正弦输入试验)和不同横向稳定杆扭转力矩时的侧倾运动特性。利用提出的一种基于车身侧向角速度的分段控制方法对磁流变横向稳定杆进行控制, 并与传统横向稳定杆对车辆侧倾性能的影响进行对比。

1 装有磁流变半主动横向稳定杆的车辆侧倾模型

1.1 磁流变横向稳定杆

所提出的一种磁流变横向稳定杆的结构如图 1 所示, 横向稳定杆整体形状呈“U”形, 主要由旋转式磁流变阻尼器、与旋转式磁流变阻尼器旋转轴刚性连接的横向稳定杆左右杆件、法兰螺母和衬套组成。旋转式磁流变阻尼器的外壳和中心轴分别通过法兰螺母与横向稳定杆左右杆件固接, 左右杆件分别通过衬套与车身或车架铰接连接, 横向稳定杆“U”形结构纵向部分两端与悬架导向臂连接。

图1 磁流变横向稳定杆结构

旋转式磁流变阻尼器三维结构、液流通道示意图和关键结构尺寸分别如图 2a、2b 和 2c 所示, 主

(a) 三维结构图

(b) 磁流变液液流通道示意图

(c) 液流通道结构尺寸图

图2 旋转式磁流变阻尼器

要由外壳、转子轴、导向环、叶片、固定块、定子盖、定子铁芯、励磁线圈以及密封件和紧固件组成。磁流变液通道是由上下定子盖、固定块、定位环、定子铁芯及励磁线圈构成的通道, 在单侧定子上有两个扇形间隙面和一个矩形间隙面, 并通过上下定子盖的流通孔将由两片叶片所分隔开的同侧磁流变液腔连通起来。励磁线圈在定子中产生的磁场如图 2a 中虚线所示, 调节励磁线圈上的输入电流即可控制液流通道(如图 2b 所示的黑色部分)中磁流变液的黏度属性, 从而实现旋转式磁流变阻尼器的输出力矩的实时控制。

旋转式磁流变阻尼器作为可控执行器, 在没有磁场时磁流变液表现为 Newton 流体, 在励磁线圈输入电流产生磁场后, 磁流变液表现为 Bingham 流体。它的半主动工作原理是通过控制输入励磁线圈的电流, 产生不同强度的磁场, 实现对磁流变液通道中磁流变液的黏性控制, 进而改变阻尼器的力学输出特性。忽略机械摩擦所产生的力矩, 旋转式磁流变阻尼器的总力矩可表示为

$$T_{MR} = T_{\eta} + T_{\tau} \quad (1)$$

式中, T_{η} 是磁流变液黏性产生的力矩; T_{τ} 是磁流变效应产生的力矩。 T_{η} 和 T_{τ} 可分别表示为

$$T_{\eta} = 2(2\Delta P_{\eta r} + \Delta P_{\eta v})h \int_{r_s}^{r_c} r dr \quad (2a)$$

$$T_{\tau} = 2(2\Delta P_{\tau r} + \Delta P_{\tau v})h \int_{r_s}^{r_c} r dr \quad (2b)$$

式中, $\Delta P_{\eta r}$ 是扇形间隙面的磁流变液黏性产生的压降; $\Delta P_{\eta v}$ 是垂直间隙面的磁流变液黏性产生的压降; $\Delta P_{\tau r}$ 是扇形间隙面的磁流变效应产生的压降; $\Delta P_{\tau v}$ 是垂直间隙面磁流变效应产生的压降; h 是定子高度; r_s 是转子轴半径; r_c 是阻尼器外壳内半径。

$\Delta P_{\eta r}$ 、 $\Delta P_{\eta v}$ 、 $\Delta P_{\tau r}$ 和 $\Delta P_{\tau v}$ 可分别表示为

$$\begin{cases} \Delta P_{\eta r} = \frac{n}{2\pi} \frac{6\eta Q}{\pi d_1^3} \ln \frac{r_c}{r_0} \\ \Delta P_{\eta v} = \rho v_v^2 \frac{fNL}{2d_2} \\ \Delta P_{\tau r} = \frac{n}{2\pi} \frac{c\tau_y(B)}{d_1} (r_c - r_0) \\ \Delta P_{\tau v} = \frac{2NL\tau_y(B)}{d_2} \end{cases} \quad (3)$$

式中, n 是扇形间隙面角度; η 是磁流变液的黏度; Q 是磁流变液流量; d_1 是扇形间隙面距离; d_2 是垂直间隙面距离(如图 2c 所示); r_0 是扇形间隙面有效面积的等效半径; ρ 是磁流变液密度; v_v 是垂向间

隙面平均流速; N 是线圈个数; L 是垂向间隙面高度; f 是达西因子; c 是修正系数; $\tau_y(B)$ 是随磁场变化的剪切屈服应力, 可表示为

$$\tau_y(B) = k_1 B^{\alpha} \quad (4)$$

式中, k_1 和 α 是拟合系数; B 是作用于磁流变液间隙磁场的磁感应强度。

结合式(1)~(4)和对该旋转式磁流变阻尼器的 ANSYS 有限元磁场分析结果, 本文所使用的旋转式磁流变阻尼器的可控力矩范围如图 3 所示。在磁流变液材料饱和范围内, 输入的励磁电流越大(即励磁线圈产生的磁场强度越强), 旋转式磁流变阻尼器输出的力矩越大, 并且输出力矩随阻尼器转速增大而增大(即该旋转式磁流变阻尼器的力学特性与激励速度相关), 最大输出力矩约为 $1.8 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 。

图 3 旋转式磁流变阻尼器的可控力矩范围

1.2 车辆侧倾模型

侧向加速度和车身侧倾角是车辆的抗侧翻能力的基本评价指标。为了方便计算车身侧倾角所对应的侧向加速度, 假设车辆行驶的路面条件、车辆本身状况良好。因此车辆侧倾只由稳定转向产生, 产生的侧倾角取决于车辆的行驶速度和转弯半径。基于装有被动横向稳定杆的车辆悬架模型^[20-21], 建立装有磁流变半主动横向稳定杆的车辆前悬架侧倾模型, 如图 4 所示。对侧倾中心列出车辆簧上质量的侧倾力矩平衡方程

$$\begin{cases} I_{\phi} \ddot{\phi}_0 + (c_f + c_r) \dot{\phi}_0 + (k_f + k_r) \phi_0 + T_{MR} = \\ a_y m_s h_s + \frac{m_s g h_s \phi_0 \pi}{180} \\ T_b = k_{tf} \phi_0 \\ k_f \phi_0 = (k_{cf} + k_{tr}) \phi_0 \\ T_{MRr} + T_{br} = \frac{1-\alpha}{\alpha} (T_{MRf} + T_{bf}) \end{cases} \quad (5)$$

式中, I_{ϕ} 为车身簧载质量绕侧倾轴线的旋转惯量; ϕ_0 是横向稳定杆与车身铰接产生的侧倾角; k_f 和 k_r 分

别是前后悬架的侧倾角刚度； c_f 和 c_r 分别是前后悬架阻尼器产生的侧倾阻尼系数； a_y 是车身侧向加速度； h_s 是质心与侧倾中心距离； k_{cf} 和 k_{tr} 分别是螺旋弹簧和横向稳定杆的侧倾角刚度； T_b 是横向稳定杆产生的扭转力矩； α 是前横向稳定杆侧倾角刚度与整车侧倾角刚度之比。

图4 装有磁流变横向稳定杆的车辆侧倾模型

根据式(5)，车身侧向加速度可表示为

$$a_y = \frac{T_{MRf} + \alpha \phi_0 (k_f + k_r - m_s h_s g \pi / 180)}{\alpha m_s h_s} \quad (6)$$

对质心列出车辆簧下质量平衡方程

$$\begin{cases} k_{tr} \phi_0 + T_{MRf} + T_{br} = \Delta m_f d_f - \frac{a_y m_s l_f h_f}{l} \\ k_{tr} \phi_0 + T_{MRr} + T_{br} = \Delta m_r d_r - \frac{a_y m_s l_r h_r}{l} \end{cases} \quad (7)$$

式中， l_f 和 l_r 分别是满载质心距前轴和距后轴距离； T_{MRf} 和 T_{MRr} 分别是前后稳定杆旋转式磁流变阻尼器产生的扭转力矩（ $T_{MRr} = 0$ ，本文无后稳定杆）； T_{br} 和 T_{bf} 分别是整车前后横向稳定杆产生的扭转力矩（ $T_{br} = 0$ ，本文无后稳定杆）； l 是轴距； h_f 和 h_r 分别是前后侧倾中心高度； d_f 和 d_r 分别是前后轮距； Δm_f 和 Δm_r 分别是前后轮单边轮胎垂向力之差， Δm_f 可表示为

$$\Delta m_f = \frac{k_f \phi_0 + T_{MRf} + a_y m_s l_f h_f / l}{d_f} \quad (8)$$

在垂向载荷的作用下，充气轮胎会发生垂向变形。通常以轮胎所受的载荷和变形的曲线来表示轮胎的刚度特性，轮胎载荷与垂向变形基本成线性关系。车轮在垂直力作用下产生的车身侧倾角

$$\Delta \phi = \arctan \frac{2 \Delta m_f}{K_z d_f} \quad (9)$$

式中， K_z 是轮胎的垂向刚度。

根据式(6)和式(9)，车身侧倾角 ϕ 与侧向加速度 a_y 的关系可表示为

$$\phi = \frac{a_y \alpha m_s h_s - (T_{MRf} + T_b)}{\alpha \left(k_{tr} + k_r - \frac{m_s h_s g \pi}{180} \right)} + \arctan \frac{2 \Delta m_f}{K_z d_f} \quad (10)$$

2 磁流变横向稳定杆的控制策略

为研究磁流变横向稳定杆在提供不同扭转力矩时对车辆侧倾性能的影响，以一种基于车身侧倾角速度的分段控制方法并对磁流变横向稳定杆进行半主动控制仿真，如表1和图5所示。设置旋转式磁流变阻尼器的最大扭转力矩 T_{MR} 分别等于 $0.25T_b$ 、 $0.5T_b$ 和 $1T_b$ （ T_b 是被动横向稳定杆在极限工作位置处的力矩；分段控制情况下， T_{MR} 为不同的力矩增长速度）， ω_{ra} 是侧倾角速度， V_{sd} 是与 ω_{ra} 等效的车辆悬架阻尼器的运动线速度。输入不同的励磁电流使旋转式磁流变阻尼器的 T_{MR} 随旋转速度的增加而沿着不同增长速度线性增加，使得在侧倾角速度较大时阻尼器产生较大的力矩，能够更有效地抑制瞬态运动的侧倾。在不同扭转力矩 T_{MR} 和在分段控制下， T_{MR} 和等效侧倾线速度的关系如图5所示，在被动控制模式下，随着 T_{MR} 等于 T_b 的比例增大， T_{MR} 随车身侧倾角速度增大而更快速增大，表明车身在相同的侧倾角时所能承受更大侧向加速度，大的 T_{MR} 可以提高车辆的侧倾安全性。

表1 分段控制算法

侧倾角速度	悬架运动线速度	被控扭转力矩
$\omega_{ra}/(^{\circ}/s)$	$V_{sd}/(mm/s)$	T_{MR}
0~5	0~65.45	$0.25 T_b$
5~15	65.45~196.34	$0.5 T_b$
≥ 15	≥ 196.34	$1 T_b$

图5 T_{MR} 等于不同 T_b 时， T_{MR} 和等效侧倾线速度的关系

3 CarSim 建模与仿真

使用 CarSim 软件的整车仿真功能可以对车辆虚拟原型进行一系列仿真，本文将对集成磁流变半主动横向稳定杆的整车(整车装备质量为1274 kg，

其中簧下质量 142 kg)进行鱼钩试验、双移线试验和转向盘正弦输入试验仿真。

3.1 鱼钩试验仿真

鱼钩试验又称翻滚试验,用于评价车辆动态翻滚倾向性和道路保持能力。根据美国高速公路安全管理局发布的新车评价规程,翻滚试验要求车辆直线行驶车速达到 56 km/h,先在 0.5 s 内快速对方向盘输入 270° ,再在 1 s 内迅速反向输入 540° [22]。

鱼钩试验条件下,当旋转式磁流变阻尼器提供不同的力矩 T_{MR} 时,车身侧向加速度与 x 方向位移的关系、车身侧倾角、车身侧倾角速度以及轮胎垂向力 F_z 仿真结果分别如图 6a、6b、6c 和 6d 所示。根据图 6a,最大车身侧向加速度随着 T_{MR} 的增加而减小,分段控制的效果处于中间位置;从最大侧向加速度与车辆行驶方向的位移 D_x 之间关系可以看出,分段控制能够以最快的速度控制车辆做出响应;而半被动控制情况下, T_{MR} 越小 a_y 越大。根据图 6b 和 6c 所示,最大侧倾角和最大侧倾角速度均随 T_{MR} 增大而减小,分段控制的效果仅次于最大恒定力矩情况。然而,相同情况下,在轮胎垂向力的对比中,

(a) 车身侧向加速度与 x 方向位移的关系

(b) 车身侧倾角与时间关系

(c) 车身侧倾角速度与时间关系

(d) 轮胎垂向力与时间关系

图 6 鱼钩试验仿真结果

分段控制处于最优的结果,而在恒定力矩情况下的轮胎垂向力为最差,如图 6d 所示。根据图 6a~6d,磁流变半主动横向稳定杆系统在分段控制情况下能够实现一种车辆翻滚侧倾控制效果的折中。

3.2 双移线试验仿真

双移线试验的要求是在规定时间驾驶车辆通过一个曲线路径来仿真超车和躲避障碍物。此双移线试验仿真条件车速为 100 km/h,在原行驶方向 30 m 内转向使车辆偏移原行驶方向距离 3.5 m,行驶一段距离后再回到原行驶路线。

当旋转式磁流变阻尼器提供不同的力矩 T_{MR} 时,车身侧倾角与时间关系和车轮垂向力 F_z 与时间关系的仿真结果分别如图 7a 和 7b 所示。根据图 7a,最大车身侧倾角随 T_{MR} 的增大而减小,从 -3.28° 减小到 -3.08° (减小 6.1%),分段控制的效果处于中间位置。然而,根据图 7b 所示的车轮垂向力可以计算得出,横向载荷转移率(Lateral-load transfer ratio, LLTR)也随着 T_{MR} 增大而增大,前轴的 LLTR 计算公式为

$$LLTR = \frac{|F_{z1} + F_{z2}|}{F_{z1} - F_{z2}} \quad (\text{式中 } F_{z1} \text{ 和 } F_{z2} \text{ 分别是前轴左右})$$

车轮所受到的垂向力)。

图7 双移线试验仿真结果

如图7b所示,峰值处右前轮垂向载荷从5 100 N增加到5 145 N,左前轮从3 025 N减小到2 980 N,即横向载荷转移比从0.255增大到了0.266,增大了4.4%。根据图7a和7b,磁流变半主动横向稳定杆系统在分段控制情况下能够实现一种车辆双移线侧倾控制效果的折中。

3.3 转向盘正弦输入试验仿真

转向盘正弦输入试验仿真可以用来研究车辆的操纵稳定性。此转向盘正弦输入试验仿真条件车速为80 km/h,转向盘转角为幅值 90° 并且角速度 $90^\circ/\text{s}$ 的正弦输入。

当旋转式磁流变阻尼器提供不同的力矩 T_{MR} 时,车身侧倾角与时间关系、车轮侧向力 F_y 与时间关系以及车身侧倾角和侧向加速度的关系的仿真结果分别如图8所示。根据图8a,最大车身侧倾角随

着 T_{MR} 的增加而减小,分段控制的效果处于中间位置,这与图6a所示的鱼钩试验仿真结果一致。与此同时,图8b给出的结果是:车轮侧向力随着 T_{MR} 的增加而增加,分段控制的效果处于中间位置。具体的说,增加旋转式磁流变阻尼器的力矩 T_{MR} 导致车轮侧向力增大(从3 910 N增大到4 070 N),而当侧偏力太大使轮胎可能处于非线性侧偏特性区域内时,会大大增加侧偏角,可能影响到轮胎的力学性能。如图8c所示,在极限位置处,随着旋转式磁流变阻尼器的力矩 T_{MR} 的增大,最大车身侧向加速度增大,但最大车身侧倾角随之减小。根据图8,

图8 转向盘正弦输入试验仿真结果

磁流变半主动横向稳定杆系统在分段控制情况下能够实现一种车辆转向盘正弦输入侧倾控制效果的折中。

基于整车动力学仿真软件 CarSim, 综合图 6~8 所示的三种试验条件下的车辆侧倾仿真结果, 可以总结以下结论。

(1) 增加阻尼器件到横向稳定杆上, 由阻尼力引起的扭转力矩也将影响到汽车的行驶安全性, 且能够找到所有关系的边界(即 Pareto 前沿或 Pareto 曲面)。

(2) 使用磁流变半主动横向稳定杆, 能够实现车身侧倾角和侧倾角速度, 与横向载荷转移率和轮胎侧偏力的折中, 有利于实现高速转向时的行驶安全性(抗侧倾性能)和乘坐舒适性(小的侧倾角速度)。

4 结论

本文提出了一种大可控力矩范围旋转式磁流变阻尼器结构和基于该旋转式磁流变阻尼器半主动横向稳定杆, 建立了旋转式磁流变阻尼器和集成磁流变半主动横向稳定杆的车辆侧倾模型, 通过整车动力学仿真软件 CarSim 对整车模型进行了鱼钩试验、双移线试验和转向盘正弦输入试验等工况的仿真, 并使用半被动控制和基于车身侧向角速度的分段控制方法, 研究了磁流变半主动横向稳定杆的车辆侧倾特性。

(1) 所提出的旋转式磁流变阻尼器动态可控力矩范围大, 最大输出力矩 $T_{MR} \approx 1.8 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 。

(2) 增加阻尼器件到横向稳定杆上, 由阻尼力引起的扭转力矩也将影响到汽车的行驶安全性和平顺性, 且能够找到所有关系的边界(即 Pareto 前沿或 Pareto 曲面)。

(3) 使用磁流变半主动横向稳定杆有利于实现高速转向时的行驶安全性(抗侧倾性能)和行驶平顺性的有效折中。至于如何折中, 应在探寻到 Pareto 前沿或 Pareto 曲面后, 根据实际应用进行取舍。

本文的研究结论, 对于进一步研究阻尼因素对车辆侧倾/侧翻性能具有一定的指导意义。

参考文献

- [1] JAROSSE L, MATTESON A, WOODROOFFE J. Trucks involved in fatal accidents factbook 2007 [R]. Technical Report UMTRI-2010-4, Center for National Truck and Bus Statistics, Ann Arbor, MI, 2010.
- [2] SAMPSON D J M, Active roll control of articulated heavy vehicles [D]. Cambridge: University of Cambridge, 2000.
- [3] STONE E J. Semi-active anti-roll bars for heavy vehicles [D]. Cambridge: University of Cambridge, 2004.
- [4] STONE E J, CEBON D. Control of semi-active anti-roll systems on heavy vehicles [J]. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(10): 1215-1243.
- [5] SUZUKI S, BUMA S, URABABA S, et al. Development of electric active stabilizer suspension system [R]. SAE, 2006-01-1537, 2006.
- [6] OHTA Y, KATO H, YAMADA D, et al. Development of an electric active stabilizer system based on robust design [R]. SAE, 2006-01-0758, 2006.
- [7] 陈志韬. 汽车主动横向稳定杆设计及控制策略研究[D]. 长春: 吉林大学, 2016.
CHEN Zhitao. Design and control strategy of automotive active anti-roll bar [D]. Changchun: Jilin University, 2016.
- [8] 余淼. 汽车磁流变半主动悬架控制系统研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2003.
YU Miao. Study on control system of automobile magnetorheological semi-active suspension [D]. Chongqing: Chongqing University, 2003.
- [9] FARJOD A, AHMADIAN M, MAHMOODI N, et al. Nonlinear modeling and testing of magneto-rheological fluids in low shear rate squeezing flows [J]. Smart Materials and Structures, 2011, 20(8): 085013.
- [10] CLARACQ J, SARRAZIN J, MONTFORT J P. Viscoelastic properties of magnetorheological fluids [J]. Rheologica Acta, 2004, 43(1): 38-49.
- [11] CHEN P, QIAN L J, BAI X X, et al. Velocity-dependent characteristics of magnetorheological fluids in squeeze mode considering the hydrodynamic and the magnetic field interactions [J]. Journal of Rheology, 2017, 61(3):

- 378-389.
- [12] CHEN P, BAI X X, QIAN L J. Magnetorheological fluid behavior in high-frequency oscillatory squeeze mode: Experimental tests and modelling [J]. *Journal of Applied Physics*, 2016, 119(10): 105101.
- [13] DUTTA S, CHOI S B. A nonlinear kinematic and dynamic modeling of Macpherson suspension systems with a magneto-rheological damper [J]. *Smart Materials and Structures*, 2016, 25(3): 035003.
- [14] BAI X X, HU W, WERELEY N M. Magnetorheological damper utilizing an inner bypass for ground vehicle suspensions [J]. *IEEE Transactions on Magnetics*, 2013, 49(7): 3422-3425.
- [15] BAI X X, JIANG P, QIAN L J. Integrated semi-active seat suspension for both longitudinal and vertical vibration isolation [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2017, 28(8): 1036-1049.
- [16] CHOI Y T, WERELEY N M. Self-powered magnetorheological dampers [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2009, 131(4): 044501.
- [17] CHEN P, BAI X X, QIAN L J, et al. A magneto-rheological fluid mount featuring squeeze mode: analysis and testing [J]. *Smart Materials and Structures*, 2016, 25(5): 055002.
- [18] HIEMENZ G J, HU Wei, WERELEY N M. Semi-active magnetorheological helicopter crew seat suspension for vibration isolation [J]. *Journal of Aircraft*, 2008, 45(3): 945-953.
- [19] BAI X X, XU S X, SHEN S. Magnetorheological stabilizer bar for ground vehicles [C/CD]//*Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies 2017, Proceedings of SPIE*, 2017: 10166.
- [20] GOSSELIN B S, BOUAZARA M, RICHARD M J. Design of an active anti-roll bar for off-road vehicles [J]. *Shock and Vibration*, 2009, 16(2): 155-174.
- [21] ZULKARNAIN N, IMADUDDIN F, ZAMZURI H, et al. Application of an active anti-roll bar system for enhancing vehicle ride and handling [C]//*Humanities, Science and Engineering (CHUSER)*, 2012 IEEE Colloquium on, IEEE, 2012: 260-265.
- [22] Department of Transportation, US, National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA). Consumer information: New car assessment program (Docket No. NHTSA-2006-26555) [S]. *Federal Register*, 2008, 73(134): 40016-40050.

作者简介: 白先旭(通信作者), 男, 1984 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为智能结构系统、车辆系统动力学与控制。
E-mail: bai@hfut.edu.cn