

安装液压互联悬架铰接车辆的稳定性研究

李洪雪,李世武,孙文财[†],杨志发

(吉林大学 交通学院,吉林 长春 130022)

摘要:为了探究悬架性能和鞍座结构参数对铰接车辆操纵稳定性的影响,提出了一种在半挂车单轴悬架上应用的抗侧倾液压互联系统.首先建立了半挂车单轴抗侧倾液压互联悬架频域模型并通过侧倾位移传递函数验证了该模型的有效性,同时依据复模态振动理论获得悬架的等效刚度和等效阻尼.在此基础上,建立了包含鞍座特性的铰接车辆耦合液压互联悬架模型实现仿真模拟.结果表明,鞍座刚度参数均不考虑时,该液压互联悬架系统只能单一地提升半挂车的侧倾稳定性;考虑鞍座侧倾刚度参数时,该系统下的牵引车和半挂车的侧倾、横摆稳定性以及整车的协调稳定性均得到提升,且增大鞍座横摆刚度和减小鞍座牵引点至半挂车距离,提升效果愈显著.所得结果为安装液压互联悬架铰接车辆的优化设计提供理论依据.

关键词:液压互联悬架(HIS);铰接车辆;鞍座特性;操纵稳定性;优化设计

中图分类号:U469.5

文献标志码:A

Stability Study of Articulated Vehicles Fitted with Hydraulically Interconnected Suspension

LI Hongxue, LI Shiwu, SUN Wencai[†], YANG Zhifa

(College of Transportation, Jilin University, Changchun 130022, China)

Abstract: In order to explore the influence of suspension performance and saddle structure parameters on the handling stability of articulated vehicles, an anti-roll hydraulically interconnected system was proposed for single-axle semi-trailer suspension. Firstly, the frequency domain model of single-axle hydraulically interconnected suspension was established and verified by the roll displacement transfer function. At the same time, effective stiffness and damping were obtained according to the theory of complex mode vibration. On this basis, an articulated vehicle coupling Hydraulically Interconnected Suspension (HIS) model with saddle characteristics was presented to conduct the simulation. The results show that the hydraulically interconnected suspension system can only enhance the roll stability of the semi-trailer when the saddle stiffness parameters are not taken into account. When the roll stiffness parameters of the saddle are considered, the roll stability, yaw stability and coordination stability of the tractor and semi-trailer under the HIS system are improved, and the improvement effect is more significant when the yaw stiffness of the saddle is increased or the distance between the saddle and mass center of the semi-trailer is reduced. The re-

* 收稿日期:2019-03-14

基金项目:国家重点研究开发项目(2017YFC0804804,2017YFC0804808),Key Research and Development Plan(2017YFC0804804,2017YFC0804808);吉林省科技发展项目(20180101074JC),Jilin Province Science and Technology Development Plan Project(20180101074JC);吉林省教育厅“十三五”科学技术项目(JJKH20190152KJ),Jilin Provincial Department of Education “Thirteenth Five-Year” Science and Technology Research Project(JJKH20190152KJ)

作者简介:李洪雪(1993—),女,黑龙江绥化人,吉林大学博士研究生

[†] 通讯联系人, E-mail:swcai@163.com

sults provide a theoretical basis for the design optimization of the articulated vehicle fitted with hydraulically interconnected suspension.

Key words: Hydraulically Interconnected Suspension(HIS); articulated vehicle; saddle characteristics; handling stability; design optimization

相对于单体货物运输车辆而言,铰接式牵引-半挂车具有质心高、承载重量大及鞍座参数复杂的特点,使得其在高速变道工况下行驶极容易发生折叠、侧翻的车身失稳现象^[1].近十年来用于提高车辆稳定性的液压互联悬架(HIS)先后在越野车上和乘用车上被国内外学者^[2-4]深度研究.文献[5]中采用非线性有限元方法,实现了耦合的机械液压互联悬架系统的频域模型推导.文献[6]的研究表明,配备 HIS 系统的 SUV 操纵性能与原车相比有了显著提高,其系统提供的可变刚度和阻尼有利于为车辆提供侧翻阻力.周敏等^[7]设计液压互联悬架取代传统横向稳定杆的越野样车.随之,郭耀华等^[8]针对某客车开发了替代原车减振器和横向稳定杆的安装 HIS 样车,实车试验证明该系统不降低平顺性的同时,能显著提高操纵稳定性能.章杰等^[9]对矿山车辆的板簧悬架进行 HIS 的样车装配,坑道制动测试表明 HIS 可有效改善矿山车辆的舒适性和抗俯仰能力.丁飞等^[10-11]针对三轴直列卡车得出了 HIS 对提供的附加扭转刚度和阻尼受到液压元件参数约束的结论.此外,HIS 对雷克萨斯 470、200 系列丰田陆地巡洋舰等^[12]车型的市场反应良好.从上述成果看出,关于 HIS 研究内容目前主要集中在越野车、乘用车、客车和三轴重型车的侧倾、垂向、俯仰、扭转运动方面的性能,但基本未涉及在包含鞍座的铰接车辆领域的应用研究.

因此,本文针对当前 HIS 性能在铰接车辆方面研究较少的缺陷,考虑铰接车辆的复杂性和实际经费的要求,提出辅助铰接车辆半挂车体悬架的抗侧倾液压互联系统.通过传递矩阵方法建立了抗侧倾液压互联悬架的频域模型,并用侧倾位移传递函数验证所建模型的正确性,同时根据复模态振动理论获得频域方程的等效侧倾刚度和阻尼,并以此为基础,建立了包含鞍座参数和耦合 HIS 的三轴铰接车辆动力学模型,在典型高速双移线下仿真验证了 HIS 能够提高铰接车辆的操纵稳定性,并通过改变鞍座的侧倾、横摆刚度和距离半挂车质心的位置参数进一步优化 HIS 铰接车辆的车身稳定性,补充了

HIS 在铰接车辆领域的理论研究.

1 建立半挂车的半车侧倾模型

1.1 机械悬架系统建模

安装抗侧倾液压互联悬架的半挂车侧倾模型如图 1 所示,其中 O_m 为悬架的侧倾中心, O_2 为半挂车的质心.

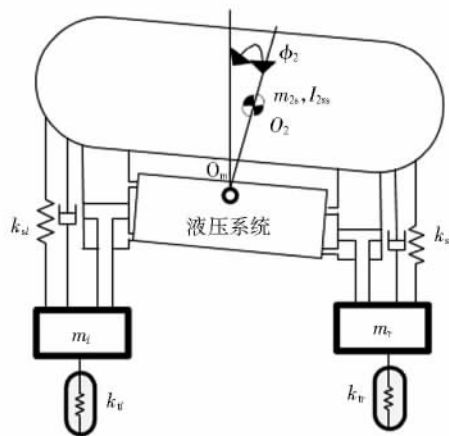


图 1 半挂车抗侧倾液压互联悬架布置

Fig.1 Anti-roll HIS arrangement of semitrailer

安装液压互联系统的悬架,在液压缸处形成机械与液压系统耦合的边界条件,建立半挂车侧倾模型:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{y}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{y}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{y}(t) = \mathbf{f}(t) + \mathbf{F}_g(t) \quad (1)$$

式中: $\mathbf{y}(t) = [z_{wl} \ z_{wr} \ z_b \ \varphi_2]^T$ 为状态向量, z_{wl} 、 z_{wr} 分别为左、右簧下质量位移, z_b 为簧载质量位移, φ_2 为半挂车侧倾角; $\mathbf{f}(t) = \mathbf{D}_1 \mathbf{A} \mathbf{p}(t)$ 为液压系统对悬架提供的支撑力, \mathbf{D}_1 为液压系统动态特性的传递矩阵,面积矩阵 $\mathbf{A} = \text{diag}(A_1, A_2, A_3, A_4)$, A_1, A_2, A_3, A_4 分别为左右作动器上下腔的面积;同时,液压缸相对应的各个腔室产生的压力向量 $\mathbf{p}(t) = (p_1, p_2, p_3, p_4)^T$; $\mathbf{M}, \mathbf{C}, \mathbf{K}, \mathbf{F}_g(t)$ 分别为车辆的质量、阻尼、刚度矩阵和系统外的道路激励.

1.2 液压互联系统建模

图 2 为液压互联悬架示意图.其中, q_1, q_2, q_3, q_4

分别为左右作动器上下腔室的流量; R_1 、 R_2 、 R_3 分别为连接作动器上腔、下腔和蓄能器的阻尼阀,因不同液压元件相邻节点的状态量相同,按照流体流动的方向(X1,X2 所指方向)将管路分别离散化 1~12 段和 1'~12'段,建立各液压元件的传递函数矩阵^[13],各个传递函数矩阵相乘得到管路 X1 的通路矩阵为:

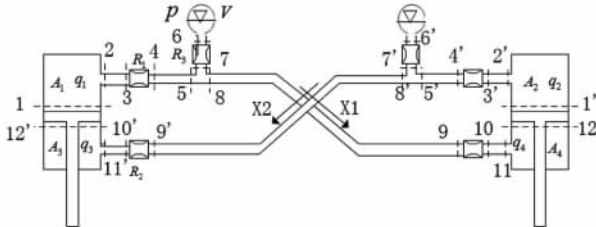


图 2 液压互联悬架示意图
Fig.2 Schematic of HIS

$$Z_{X1} = A_{11 \rightarrow 12} A_{10 \rightarrow 11} \Omega_{9 \rightarrow 10} A_{8 \rightarrow 9} \Omega_{5 \rightarrow 8} A_{4 \rightarrow 5} \Omega_{3 \rightarrow 4} A_{2 \rightarrow 3} A_{1 \rightarrow 2} \quad (2)$$

式中: A 代表液压缸和液压油管的传递矩阵; Ω 为阻尼阀的传递矩阵. 将通路矩阵 X1 的管路左上端和右下端处的压力 P 和流量 q 关系写成矩阵形式:

$$\begin{pmatrix} p \\ q \end{pmatrix}_1 = Z_{X1} \begin{pmatrix} p \\ q \end{pmatrix}_{12} \quad (3)$$

同理,对于线路 X2,其通路矩阵为:

$$\begin{pmatrix} p \\ q \end{pmatrix}_{1'} = Z_{X2} \begin{pmatrix} p \\ q \end{pmatrix}_{12'} \quad (4)$$

频域中流量 $Q(s)$ 和压力 $P(s)$ 的线性传递关系由液压互联系统总阻抗矩阵 $Z(s)$ 描述,结合公式(2)~(4)有:

$$Q(s) = Z^{-1}(s)P(s) \quad (5)$$

其中,阻抗矩阵为:

$$Z^{-1}(s) = \begin{bmatrix} Z_{11} & Z_{12} & Z_{13} & Z_{14} \\ Z_{21} & Z_{22} & Z_{23} & Z_{24} \\ Z_{31} & Z_{32} & Z_{33} & Z_{34} \\ Z_{41} & Z_{42} & Z_{43} & Z_{44} \end{bmatrix}$$

$$Z_{X1} = \begin{bmatrix} X_{11}^1 & X_{12}^1 \\ X_{21}^1 & X_{22}^1 \end{bmatrix}, Z_{X2} = \begin{bmatrix} X_{11}^2 & X_{12}^2 \\ X_{21}^2 & X_{22}^2 \end{bmatrix},$$

$$Z_{11} = -X_{22}^1/X_{21}^1, Z_{14} = 1/X_{21}^1, Z_{22} = X_{22}^2/X_{21}^2,$$

$$Z_{23} = X_{12}^2 - X_{11}^2 X_{22}^2/X_{21}^2, Z_{32} = 1/X_{21}^2,$$

$$Z_{33} = -X_{22}^2/X_{21}^2, Z_{41} = X_{12}^1 - X_{11}^1 X_{22}^1/X_{21}^1,$$

$$Z_{44} = X_{11}^1/X_{21}^1, \text{ 通路阻抗矩阵的各个元素分别为}$$

液压系统相关参数,如 $X_{11}^1 = f(P, V, \rho, \mu, k, R, P_m, t_p, A_1, A_3)$,其他矩阵元素可以得到类似的函数关系.具体参数值见表 1.

表 1 HIS 系统相关参数取值
Tab.1 The values of HIS parameters

符号	参数名称	参数值	单位
V	蓄能器预充体积	3.2×10^{-4}	m^3
ρ	油液密度	870	$kg \cdot m^{-3}$
P	蓄能器预充压力	0.5×10^6	Pa
μ	液体动力黏度	0.05	$N \cdot s \cdot m^{-2}$
k	油管体积模量	1.4×10^9	Pa
R	蓄能器处阻尼阀损失系数	3.2×10^9	$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-4}$
P_m	系统平均压力	1.5×10^6	Pa
t_p	管壁厚度	0.002	m
A_1	作动器上腔室面积	0.004 4	m^2
A_3	作动器下腔室面积	0.003 0	m^2

1.3 机械-液压耦合系统的边界条件

HIS 主要工作过程为: 车辆运动导致左右两侧悬架拉伸和压缩, 悬架位移的变化引起作动器行程的变化, 推动管路的油液流进和流出蓄能器, 两侧蓄能器由此形成的压力差反作用于作动器, 从而抵消车辆的侧倾趋势^[14-15]. 左右作动器运动速度 v_l, v_r 用左右车轮位移 y_{wl}, y_{wr} 及悬架位移 y_v 分别表示为:

$$v_l = \dot{y}_{wl} - \dot{y}_v + b_l \dot{\phi}_2 \quad (6)$$

$$v_r = \dot{y}_{wr} - \dot{y}_v + b_r \dot{\phi}_2 \quad (7)$$

活塞运动引起左右作动器上腔流量 q_1 和 q_2 , 下腔流量 q_3 和 q_4 的变化, 简化为:

$$q_1 = v_l A_1 \quad (8)$$

$$q_2 = v_r A_2 \quad (9)$$

$$q_3 = v_l A_3 \quad (10)$$

$$q_4 = v_r A_4 \quad (11)$$

将式(8)~(11)写成矩阵形式:

$$Q(t) = A D_2 \dot{y}(t) \quad (12)$$

式中: D_2 为线性传递矩阵. 将式(12)进行拉普拉斯变换, 代入式(1)中, 得到:

$$[s^2 M + s \bar{C}(s) + K] Y(s) = F(s) \quad (13)$$

式中: $\bar{C}(s) = C - D_1 A Z(s) A D_2$; $F(s) = \Gamma(s) \xi(s)$ 为路面输入力矩, $\xi(s) = [x_l \ x_r \ 0 \ 0]^T$ 为路面位移输入矩阵, $\Gamma(s)$ 为 4×4 矩阵, 主对角线上的前两个元素分别为 $\Gamma_{11} = k_{ul}, \Gamma_{22} = k_{ur}$, 其余元素为 0. 方程(13)写成状态空间方程为:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ \ddot{x}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}\bar{C}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ \dot{x}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \end{bmatrix} \quad (14)$$

进一步将式(14)换成频域方程为^[16]:

$$s\bar{X}(s) = \mathbf{A}(s)\bar{X}(s) + B_s F(s) \quad (15)$$

由式(15)看出,该频域方程代表的液压互联悬架系统具有典型的频域依赖特性^[17],矩阵 $\mathbf{A}(s)$ 中的元素会随着激振频率的变化而变化,因此采用复模态振动理论求解系统的特征根,即在 MATLAB 下求解 $|sI - \mathbf{A}(s)|$ 局部极小的拉普拉斯算子 $s = a \pm bi$,再将找到的该值代入特征矩阵 $\mathbf{A}(s)$ 中进行对比,直到两个值相等即结束寻根过程. 所获得的侧倾模态的特征根即为侧倾振动模态的固有频率,利用该频率获得 HIS 的等效刚度和等效阻尼,为整车耦合 HIS 动力学建模奠定基础.

2 整车耦合 HIS 的动力学建模

针对某三轴铰接车辆,采取仅半挂车单轴悬架左右两作动器的互联方式,建立包含鞍座参数特性的耦合 HIS 的牵引-半挂车动力学模型如图 3 所示.

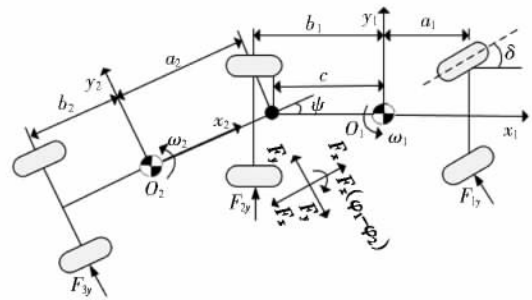


图 3 铰接车辆简化模型

Fig.3 Simplified model of articulated vehicle

为实现验证抗侧倾 HIS 对于铰接车辆车身稳定性影响的研究,模型忽略了整车的俯仰运动,即只考虑鞍座的纵向和横摆转动;假定牵引车和半挂车的侧倾轴线与各自的纵轴线重合,非悬挂的质心落在各自的侧倾轴线上;牵引车和半挂车纵向速度相等^[18-19]. 模型参数符号见表 2.

牵引车动力学方程^[20]为:

表 2 铰接车辆物理参数取值

Tab.2 Values for articulated vehicle parameters

符号	参数名称	参数值	单位
m_1/m_{1s}	牵引车质量/悬挂质量	8 800/5 717	kg
$a_1/b_1/c$	牵引车质心至牵引车前轴/后轴/牵引点距离	1.771/3.879/2.879	m
$K_{y1}/K_{y2}/K_{y3}$	牵引车前轴/牵引车后轴侧偏/半挂车后轴刚度	239.1/273.4/266.9	kN · rad ⁻¹
$K_{\varphi 1}/K_{\varphi 2}$	牵引车前悬架/后悬架侧倾角刚度	28 662.4/28 662.4	N · m · rad ⁻¹
$C_{y1}/C_{y2}/C_{y3}$	牵引车前后悬架/半挂车后悬架/液压系统侧倾角阻尼	2 866.2/5 732.5/—	N · m · s · rad ⁻¹
$I_{1xx}/I_{1yy}/I_{1zz}$	牵引车质心绕 x 轴/z 轴/x、z 轴转动惯量	5 480/42 200/5 110	kg · m ²
h_1/h_2	牵引车质心至侧倾轴线/半挂车质心至侧倾轴线距离	0.819/1.16	m
$J_1/J_2/J_3$	牵引车前轮/牵引车后轮/半挂车后轮侧倾转向系数	-0.21/0.11/-0.17	—
m_2/m_{2s}	半挂车质量/悬挂质量	5 668/4 000	kg
a_2/b_2	半挂车质心至牵引点/半挂车后轴距离	—/7.42	m
$K_{\varphi 3}/K_{\varphi 3'}$	半挂车后悬架侧倾角/液压系统侧倾角刚度	865.893/—	N · m · rad ⁻¹
$I_{2xx}/I_{2yy}/I_{2zz}$	半挂车质心绕 x 轴/z 轴/x、z 轴转动惯量	6 435/57 289/2 778	kg · m ²
$k_{s1}/k_{s2}/k_{t1}/k_{t2}$	半挂车后悬架左右侧弹簧/左右侧轮胎刚度	1 503/657	kN · m ⁻¹
$i/K_t/l_1$	转向系传动比/综合刚度/前轮侧向力的主销力臂	25/20 000/0.05	—/N · m · rad ⁻¹ /m
I_t/C_t	牵引车转向轮绕转向销转动惯量/主销的阻尼系数	0.8/600	kg · m ² /N · m · rad ⁻¹
$F_{y1}/F_{y2}/F_{y3}$	牵引车前轮侧向力/后轮侧向力/侧向力在牵引车分量		N
K_s/F_s	鞍座绕 x 轴/z 轴的侧倾刚度		N · m · rad ⁻¹

$$m_1(\dot{v}_1+u_1\omega_1)-m_{1s}h_1\ddot{\varphi}_1=K_{1y}\left(\frac{v_1+a_1\omega_1}{u_1}-\delta-J_1\varphi_1\right)\times \cos\delta+K_{2y}\left(\frac{v_1-b_1\omega_1}{u_1}-J_2\varphi_1\right)+F_y \quad (16)$$

$$I_{1xs}1\ddot{\varphi}_1-m_{1s}h_1(\dot{v}_1+u_1\omega_1)+I_{1xz}\omega_1=-(C_{1y}+C_{2y})\dot{\varphi}_1+(m_{1s}gh_1-K_{\varphi 1}-K_{\varphi 2})\varphi_1+K_x(\varphi_1-\varphi_2) \quad (17)$$

$$I_{1zz}\dot{\omega}_1-I_{1xz}\ddot{\omega}_1=a_1K_{1y}\left(\frac{v_1+a_1\omega_1}{u_1}-\delta-J_1\varphi_1\right)\times \cos\delta-b_1K_{2y}\left(\frac{v_1+b_1\omega_1}{u_1}-J_2\varphi_1\right)-F_y c-K_z\psi \quad (18)$$

半挂车耦合 HIS 系统动力学方程为:

$$m_2(\dot{v}_2+u_2\omega_2)-m_{2s}h_2\ddot{\varphi}_2=K_{3y}\left(\frac{v_2+b_2\omega_2}{u_2}-J_3\varphi_2\right)-F_y \cos\psi-F_x \sin\psi \quad (19)$$

$$I_{2xs}1\ddot{\varphi}_2-m_{2s}h_2(\dot{v}_2+u_2\omega_2)+I_{2xz}\omega_2=-(C_{3y}+C_{3y'})\dot{\varphi}_2+(m_{2s}gh_2-K_{\varphi 3}-K_{\varphi 3'})\varphi_2-K_x(\varphi_1-\varphi_2) \quad (20)$$

$$I_{2zz}\dot{\omega}_2+I_{2xz}\ddot{\varphi}_2=-b_2K_{3y}\left(\frac{v_2-b_2\omega_2}{u_1}-J_3\varphi_2\right)-F_y a_2 \cos\psi-F_x a_2 \sin\psi+K_z\psi \quad (21)$$

加入牵引车转向系自由度,牵引车转向系统的方向盘转角 δ_w 和牵引车前轮转角 δ 可通过牵引车横向车速 v_1 ,牵引车纵向车速 u_1 ,牵引车横摆角 ω_1 ,牵引车侧倾角 φ_1 进行表示,具体关系确定如下^[21]:

$$I_1\ddot{\delta}+C_1\dot{\delta}+K_1\left(\delta-\frac{\delta_w}{i}\right)=-K_{1y}\times \left(\frac{v_1+a_1\omega_1}{u_1}-\delta-J_1\varphi_1\right)l_1\frac{1}{2} \quad (22)$$

根据牵引车和半挂车的连接条件,半挂车横摆角 ω_2 ,两车铰接角 ψ 关系可表示为:

$$\omega_1-\omega_2=\dot{\psi} \quad (23)$$

$$v_2 \approx u_1\psi+v_1-c\omega_1-a_2\omega_2 \quad (24)$$

牵引车纵向力在牵引车上的分量 F_x 由半挂车后轮侧向力 F_{3y} 表示为:

$$F_x=F_{3y} \sin\psi \quad (25)$$

将方程(25)转化成状态方程 $\dot{x}=Ax+Bu$ 形式,其中状态向量 x 为:

$$x=[v_1 \ \omega_1 \ \omega_2 \ \psi \ \dot{\varphi}_1 \ \dot{\varphi}_2 \ \varphi_1 \ \varphi_2 \ \dot{\delta} \ \delta]^T$$

3 操稳分析和鞍座参数优化

3.1 频域模型的验证

在 MATLAB 中根据式(15)得到左轮激励下液压悬架传递函数曲线,并与同等条件下传统悬架传

递函数曲线对比,如图 4 所示.由图 4 中看出,由于附加液压作动器的主要作用,传统悬架和液压互联悬架曲线在侧倾响应中均有一个峰值,且峰值以后曲线呈下降趋势,具有很大相似性.

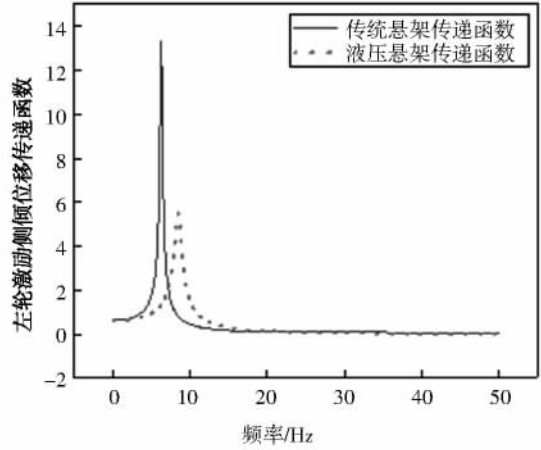


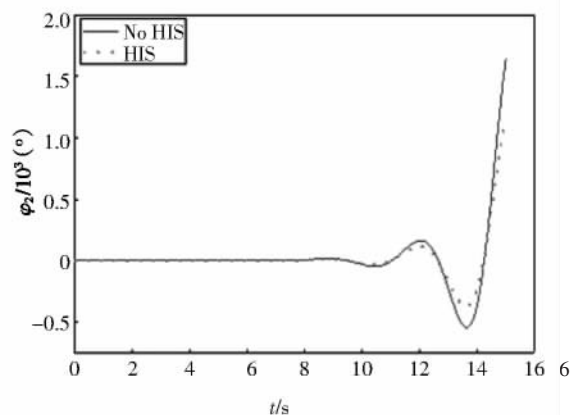
图 4 侧倾位移传递函数

Fig.4 Roll displacement transfer function

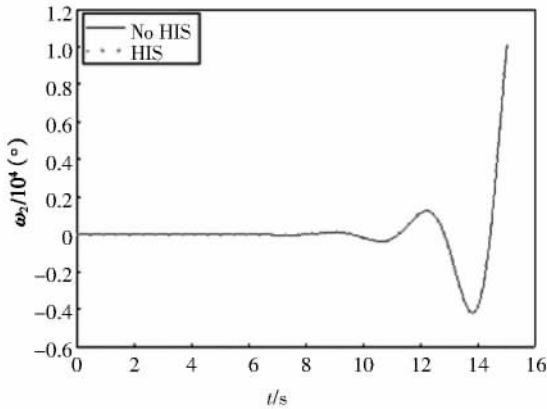
液压互联悬架的固有频率 8.48 Hz 较传统悬架 6.28 Hz 提升了 26%,且液压互联悬架 5.48 的幅值与传统悬架 13.35 的幅值相比,降低了 59%,充分证明了所建悬架模型能够提高固有频率,从而增大侧倾刚度和阻尼,提升悬架的抗侧倾能力.

3.2 双移线工况仿真

本文选取典型的双移线作为铰接车辆操纵稳定性能的测试工况,设置车辆前进速度为 80 km/h,轨迹的道路偏移量为 3.5 m,在不同参数条件下,运用 MATLAB 程序进行仿真,输出结果分别如图 5~图 8 所示(牵引车曲线结果和半挂车类似,故省略给出).其中,No HIS 符号代表半挂车未安装液压互联悬架系统的铰接车辆,HIS 符号代表半挂车安装液压互联悬架系统后的铰接车辆.



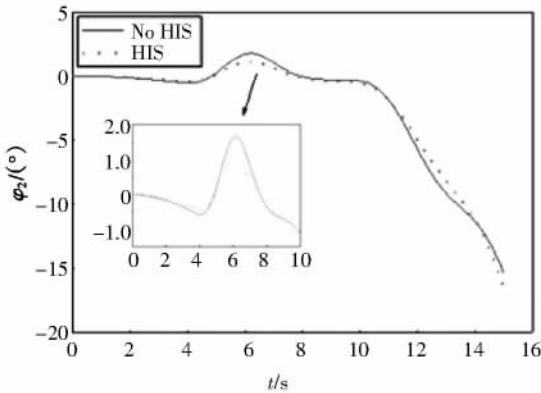
(a)侧倾角响应曲线



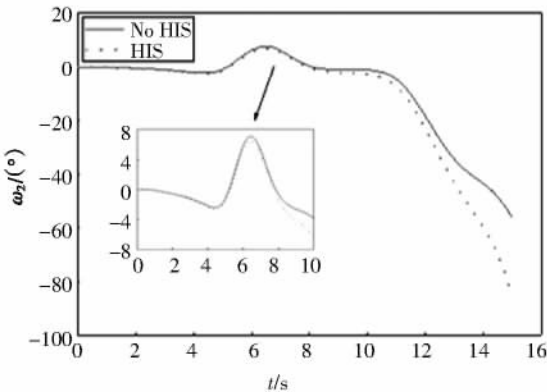
(b)横摆角响应曲线

图5 侧倾和横摆刚度均为0时,半挂车车身响应曲线
Fig.5 Semi-trailer body response when roll and yaw stiffness are 0

图5为鞍座侧倾刚度和横摆刚度同时等于0时,半挂车车身响应曲线.由图5(a)可以看出,仅安装HIS的半挂车侧倾角的最大值约减小了30%;图5(b)中半挂车横摆角无显著变化.因此,当不考虑鞍座侧倾横摆刚度时,HIS只能单一地提高半挂车的侧倾刚度保持车身姿态的平稳.



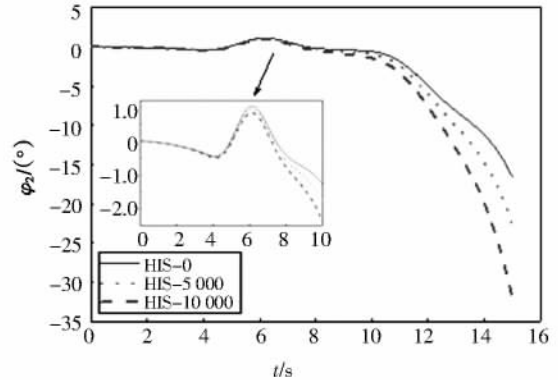
(a)侧倾角响应曲线



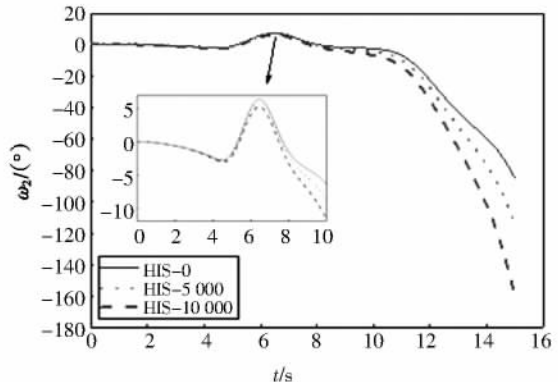
(b)横摆角响应曲线

图6 侧倾刚度不等于0,横摆刚度等于0时,半挂车车身响应曲线
Fig.6 Semi-trailer body response when roll stiffness is not 0 and yaw stiffness is 0

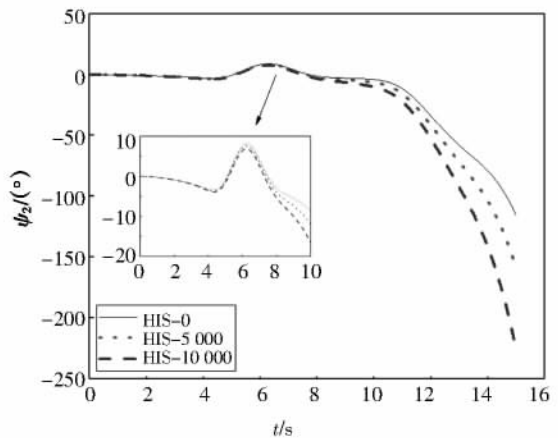
选取原车鞍座的侧倾刚度参数等于2484057 N·m/rad时,设置鞍座横摆刚度为0,验证HIS铰接车辆和原车输出响应如图6所示.从图6(a)可以看出,考虑鞍座侧倾刚度时,HIS车辆的半挂车的最大侧倾角由1.65°降到1.03°左右,减小了约38%;从图6(b)中可以看出,半挂车最大横摆角从7.08°左右降到6.39°左右,大约减小了10%;由此说明装有HIS和仅配置鞍座侧倾刚度参数车辆的侧倾运动和横摆运动能够有效地被抑制.



(a)侧倾角响应曲线



(b)横摆角响应曲线

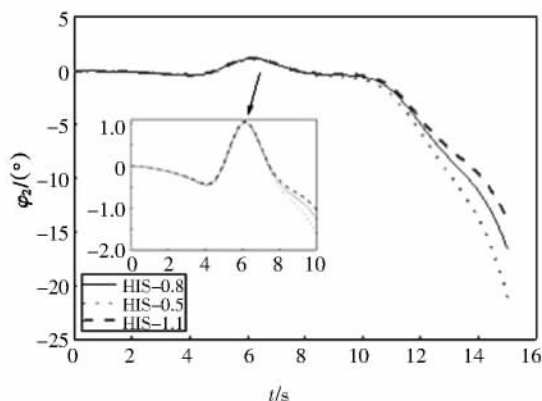


(c)铰接角响应曲线

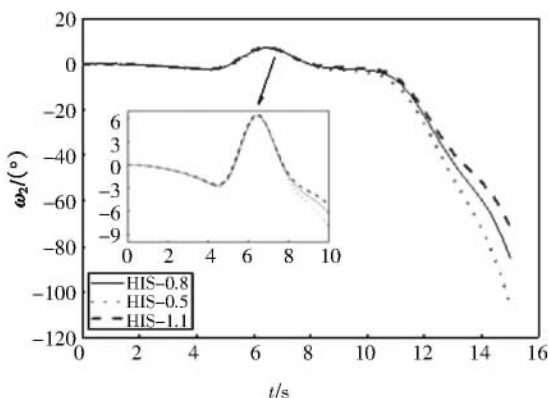
图7 侧倾刚度不等于0,横摆刚度变化时,半挂车车身响应曲线
Fig.7 Semi-trailer body response when roll stiffness is not 0 and yaw stiffness varies

铰接车辆在安装 HIS 的基础上,考虑上述侧倾刚度参数不变,设置横摆刚度分别为 0、500、10 000 N·m/rad 时,半挂车车身响应曲线如图 7 所示.由图 7(a) 可以看出,半挂车侧倾角的最大峰值可在鞍座横摆刚度最大值为 10 000 N·m/rad 时,由 1.03°降低为 0.83°左右,减小了 19%;图 7(b) 中的半挂车横摆角的最大峰值 6.39°降低为 5.26°,减小了 18%;从图 7(c) 可以看出半挂车的最大铰接角减小 16%左右.结果表明装有 HIS 和配置鞍座侧倾刚度参数的车辆,增大横摆刚度能使整车的稳定性得到进一步提升.

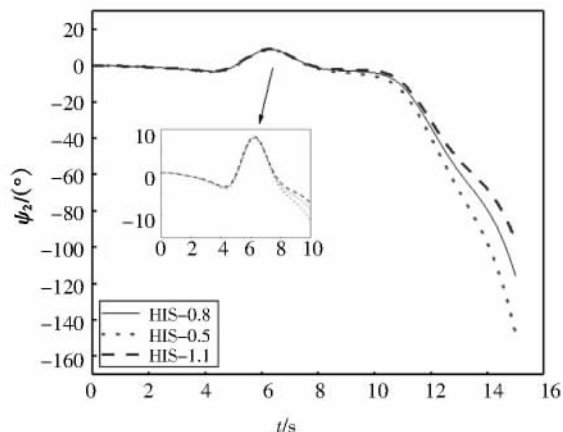
图 8 所示为半挂车质心至牵引点的距离等于 0.8 m 时,装有 HIS 车辆与在此 HIS 车辆基础上改变距离参数分别为 0.5 m,1.1 m 的对比图.由图 8(a) 可以看出,当半挂车质心至牵引点距离等于 0.5 m 时,相比原 HIS 车辆,HIS 车辆的半挂车最大侧倾角略有降低;当半挂车质心至牵引点距离等于 1.1 m 时,相比原 HIS 车辆,最大侧倾角略有升高.图 8(b) 的横摆角和图 8(c) 的铰接角曲线得到类似结果,这里不再赘述.由此结果表明装有 HIS 和减小半挂车质心至牵引点的距离的车辆,可进一步提高车辆的稳定性和协调性.



(a)侧倾角响应曲线



(b)横摆角响应曲线



(c)铰接角响应曲线

图 8 半挂车质心至牵引点的距离变化时,半挂车车身响应曲线

Fig.8 Semi-trailer body response when distance between semitrailer mass center and saddle point changes

4 结论

本文以三轴铰接车辆的半挂车单体悬架为基础,通过流体系统传递阻抗法获得与液压互联系统耦合的半车频域模型,运用模态理论法求解该微分方程侧倾模态的固有频率;进一步将固有频率转化为悬架的等效侧倾刚度和阻尼,运用拉格朗日方程推导出三轴耦合 HIS 系统的牵引-半挂车动力学模型,在 MATLAB 程序中仿真双移线工况获得车辆侧倾角、横摆角和铰接角的响应.

- 1) 当鞍座的侧倾刚度和横摆刚度均为 0 时,抗侧倾液压互联悬架只能单一地提高半挂车的侧倾稳定性;
- 2) 当鞍座的侧倾刚度不为 0 时,抗侧倾液压互联悬架能同时提高牵引车和半挂车的侧倾和横摆稳定性,并同时显著提高整车的协调稳定性.
- 3) 传统铰接车辆在鞍座侧倾刚度不为 0 和配置 HIS 系统后,变大鞍座横摆刚度和减小鞍座牵引点至半挂车质心距离能进一步提升装配 HIS 之后的整车操纵稳定性.

参考文献

[1] YAO Z. Dynamic simulation for the rollover stability performances of articulated vehicles [J]. Journal of Automobile Engineering, 2014,228(7):771—783.
 [2] ZHANG N, SMITH W A, JEYAKUMARAN J. Hydraulically inter-connected vehicle suspension: background and modeling [J]. Vehi-

- cle System Dynamics, 2010, 48(1): 17—40.
- [3] 周兵, 黄晓婷, 耿元. 基于 Morris 法分析的液压参数对互联悬架的影响[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2016, 43(2): 70—76.
ZHOU B, HUANG X T, GENG Y. Influence of hydraulic parameters on hydraulically interconnected suspension based on Morris [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2016, 43(2): 70—76. (In Chinese)
- [4] WANG L F, ZHANG N, DU H P. Experimental investigation of a hydraulically interconnected suspension in vehicle dynamics and stability control[J]. SAE International Journal of Passenger Cars—Mechanical Systems, 2012, 5(2): 759—768.
- [5] WILDE J R. Experimental evaluation and ADAMS simulation of the Kinetic suspension system [D]. Ohio: College of Mechanical Engineering, Ohio State University, 2005: 128—159.
- [6] SMITH W A, ZHANG N, HU W. Hydraulically interconnected vehicle suspension: handling performance [J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(1/2): 87—106.
- [7] 周敏, 章杰, 郑敏毅, 等. 装有液压互联悬架车辆的越野性能仿真与试验研究[J]. 汽车工程, 2017, 39(4): 447—456.
ZHOU M, ZHANG J, ZHENG M Y, et al. Simulation and experimental study on the off-road performance of vehicle with hydraulically interconnected suspension [J]. Automobile Engineering, 2017, 39(4): 447—456. (In Chinese)
- [8] 郭耀华. 某客车液压互联悬架刚度参数设计研究 [J]. 军民两用技术与产品, 2016(18): 71—73.
GUO Y H. Design and research on the stiffness parameters of bus equipped with hydraulically interconnected suspension [J]. Dual-use Technology and Products, 2016(18): 71—73. (In Chinese)
- [9] 章杰, 周敏, 张邦基, 等. 装有液压互联悬架的矿山车辆动力学分析与实验研究[J]. 汽车工程, 2016, 38(6): 716—724.
ZHANG J, ZHOU M, ZHANG B J, et al. Dynamics analysis and experimental study on a mining vehicle fitted with hydraulically interconnected suspension [J]. Automobile Engineering, 2016, 38(6): 716—724. (In Chinese)
- [10] 丁飞, 张农, 韩旭. 抗俯仰液压互联悬架三轴重型货车动态特性[J]. 汽车工程学报, 2011, 1(4): 415—423.
DING F, ZHANG N, HAN X. Dynamics analysis of pitch-resistant hydraulically interconnected suspensions for tri-axle straight trucks [J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2011, 1(4): 415—423. (In Chinese)
- [11] DING F, ZHANG N, LIU J, et al. Dynamics analysis and design methodology of roll-resistant hydraulically interconnected suspensions for tri-axle straight trucks [J]. Journal of the Franklin Institute, 2016, 353(17): 4620—4651.
- [12] WILDE J R, HEYDINGER G J, GUENTHER D A, et al. Experimental evaluation of fishhook maneuver performance of a kinetic suspension system [R]. Washington DC: SAE International, 2005: 387—396.
- [13] 陈盛钊, 钟义旭, 张邦基, 等. 液压互联悬架系统关键参数对车辆动力学响应影响及试验验证 [J]. 机械工程学报, 2017, 53(14): 39—48.
CHEN S Z, ZHONG Y Y, ZHANG B J, et al. Influence of key parameters of hydraulically interconnected suspension on vehicle dynamics and experimental validation [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(14): 39—48. (In Chinese)
- [14] 陈盛钊, 张农, 张邦基, 等. 液压互联悬架关键参数对车辆响特性的影响[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2017, 44(2): 16—25.
CHEN S Z, ZHANG N, ZHANG B J, et al. Influence of key parameters of hydraulically interconnected suspension on frequency domain characteristics of vehicles [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2017, 44(2): 16—25. (In Chinese)
- [15] 彭鹏, 张邦基, 章杰, 等. 装有液压互联悬架的某型 SUV 车辆动力学分析及路试验证 [J]. 中国机械工程, 2016, 27(20): 2813—2821.
PENG P, ZHANG B J, ZHANG J, et al. Vehicle dynamics analysis and road test of a sports utility vehicle equipped with hydraulically interconnected suspension [J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(20): 2813—2821. (In Chinese)
- [16] ZHAO H X, ZHANG B J, ZHANG N, et al. Modeling and control strategy for a height adjustable and anti-roll hydraulically interconnected suspension [J]. Journal of Vibration & Shock, 2018, 37(3): 202—209.
- [17] ZHANG J, DENG Y W, ZHANG N, et al. Vibration performance analysis of a mining vehicle with bounce and pitch tuned hydraulically interconnected suspension [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2019, 32(1): 5—9.
- [18] 高红博. 半挂汽车列车转弯制动方向稳定性及控制策略研究 [D]. 长春: 吉林大学交通学院, 2014: 59—213.
GAO H B. Research on directional stability and control strategy of tractor-semitrailer steering and braking [D]. Changchun: Transportation College of Jilin University, 2014: 59—213. (In Chinese)
- [19] 聂枝根, 王万琼, 宗长富, 等. 基于线性变参数实时简化模型的重型半挂车稳定性控制策略 [J]. 中国公路学报, 2018, 31(1): 3—8.
NIE Z G, WANG W Q, ZONG C F, et al. Stability control strategy of heavy semi-trailer based on real-time simplified model of linear variable parameters [J]. Journal of China Highway, 2018, 31(1): 3—8. (In Chinese)
- [20] XU X M, ZHANG L, JIANG Y P, et al. Active control on path following and lateral stability for truck-trailer combinations [J]. Arabian Journal for Science and Engineering, 2019, 44(2): 1365—1377.
- [21] BAYAR K, UNLUSOY Y S. Steering strategies for multi-axle vehicles [J]. International Journal of Heavy Vehicle Systems, 2008, 15(2/3/4): 1—31.