

电驱动铰接式工程车辆操纵稳定性控制分析

申焱华, 李艳红, 金 纯

(北京科技大学机械工程学院, 北京 100083)

摘 要: 铰接式工程车辆因其铰接转向机构布置, 使整车行驶过程中的横向稳定性降低。该文针对电驱动铰接式车辆的结构特点, 建立了三自由度整车行驶动态数学模型, 利用其各轮可独立控制的特性, 提出基于直接横摆力矩 (direct yaw-moment control, *DYC*) 的车辆稳定性控制策略。分别以前车体质心侧偏角和横摆角速度、后车体质心侧偏角和横摆角速度为控制变量, 建立了2种基于不同控制变量下的铰接式车辆最优直接横摆力矩控制策略。通过对地下35 t铰接式自卸车的瞬态响应进行仿真分析, 从响应速度、精确性等方面, 探讨了2种控制策略下铰接式车辆稳定性的实现与性能。该研究可为电驱动铰接式车辆的稳定性控制提供有益的参考。

关键词: 车辆, 稳定性, 控制, 直接横摆力矩控制

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2013.12.010

中图分类号: S219.032.3

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2013)-12-0071-08

申焱华, 李艳红, 金 纯. 电驱动铰接式工程车辆操纵稳定性控制分析[J]. 农业工程学报, 2013, 29(12): 71-78.

Shen Yanhua, Li Yanhong, Jin Chun. Analysis of handling stability for electric-driven articulated truck[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(12): 71-78. (in Chinese with English abstract)

0 引 言

铰接式工程车辆前后车体通过铰接体连接, 其铰接体摆动环和铰接点的设计, 使车辆具有良好的转向性能, 当在不平路面行驶时, 可使所有车轮与地面接触, 以保证车辆通过性。然而, 由于中间铰接点的布置增加了车辆的自由度, 使其横向稳定性降低^[1-6], 当其在较高速度条件下行驶, 车辆易出现“蛇形”摆动, 使得车辆难以沿着期望的路径行驶, 增大驾驶员的负担^[7-9]; 随着铰接车在平路上行驶速度越来越高, 对其操纵稳定性的研究将受到重视^[10-14]。

对于传统的液力机械铰接车, 采用在铰接点增加摩擦或在转向液压缸之间增加阻尼等方法来提高铰接式车辆的稳定性。这些方法在一定程度上改善了车辆的稳定性, 但是车辆的内部消耗能量大, 对车辆动态性能的改善幅度有限, 可靠性也有待提高。随着相关的车辆动力学稳定性控制技术的发展与应用, 利用主动控制技术对不确定工况下车辆状态进行主动调节^[15-18], 其有效性

得到很大提高。文献[19-21]通过对铰接式车辆动力学稳定性存在的问题及研究现状的分析, 指出可充分利用电子控制系统进行铰接车动力学稳定性控制方面的研究。

电驱动铰接式工程车辆不同于传统液力机械传动的铰接式车辆, 采用柴电动力、交直交的动力传动方式, 取消了液力机械传动系统中的液力变矩器、传动轴、主减速器和差速器等机构, 构造精练且便于维修。每个车轮由一独立控制的交流驱动电机驱动, 可依据路面的状况和整车性能实时控制驱动电机。但目前的文献中尚没有针对电驱动铰接式车辆的稳定性控制策略的研究。本文针对铰接车结构及行驶特点, 充分应用电动轮各轮可独立控制的优势, 建立基于直接横摆力矩的主动控制方式对整车操纵稳定性进行改善, 并考虑前后车体不同控制方式对整车性能的影响。

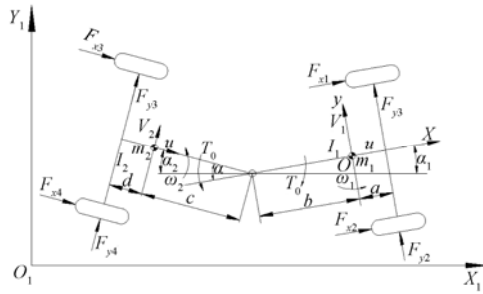
1 铰接式车辆行驶动态数学模型

铰接车的平面运动模型如图1所示。建立 $X_1O_1Y_1$ 为绝对坐标系, XOY 坐标系固结在前车体质心位置 O 处, 且 X 轴与前车体纵向轴线重合。三自由度分别是前车体沿 Y 轴的侧向运动、绕前车体质心 O 点的横摆运动以及前车体和后车体绕铰接点的转动, 且前后车体沿 X 轴的纵向速度 u 视为不变。

收稿日期: 2013-01-23 修订日期: 2013-04-17

基金项目: 国家科技支撑计划“双动力交流驱动铰接式自卸汽车研制”(No.2008BAB32B03)

作者简介: 申焱华(1968—), 女, 汉族, 河南人, 副教授, 博士, 主要从事车辆动力学及其控制研究。北京 北京科技大学机械工程学院, 100083。Email: yanhua_shen@ces.ustb.edu.cn



注: u 为铰接式车辆前进速度, m/s; v_1 、 v_2 分别为铰接式车辆前、后车体侧向速度, m/s; ω_1 、 ω_2 分别是前、后车体横摆角速度, rad/s; m_1 、 m_2 、 I_1 、 I_2 分别为前、后车体的质量和转动惯量, kg, kg·m²; F_{xi} 、 F_{yi} ($i=1, 2, 3, 4$) 分别为各个轮胎受到的纵向力和侧向力, N; a 、 b 分别为前车体质心位置到前轴、铰接点的距离, c 、 d 分别为后车体质心位置到铰接点和后轴的距离, m; T_0 为转向液压缸转向力矩, N·m; α 为前、后车体铰接角, α_1 、 α_2 分别为前后车体相对铰接点转动的角度, (°)。下同。

Note: u forward velocity of articulated vehicle, m/s; v_1 、 v_2 the lateral velocities of front, rear body of articulated vehicle respectively, m/s; ω_1 、 ω_2 the yaw rate of front, rear body of articulated vehicle respectively, rad/s; F_{xi} 、 F_{yi} ($i=1, 2, 3, 4$) the longitudinal force, the lateral force of each tire respectively, N; a 、 b the distance between the mass center of front body and the front axle, the distance between the mass center of front body and articulated joint, m; c 、 d the distance between the mass center of rear body and articulated joint, the distance between the mass center of rear body and the rear axle, m; T_0 the torque of steering cylinder, N·m; α the articulation angle between front and rear body, α_1 、 α_2 the rotation angle of front, rear body relative to the articulated joint, (°). The same below.

图 1 铰接式车辆平面运动模型

Fig.1 Yaw plane model of articulated truck

根据牛顿力学原理, 建立铰接式车辆三自由度动力学方程

$$\begin{cases} m_1 a_{y1} + m_2 a_{y2} - (F_{y1} + F_{y2}) - (F_{y3} + F_{y4}) = 0 \\ (I_1 + m_1 b^2) \dot{\omega}_1 - T_0 - (F_{y1} + F_{y2})(a + b) - \\ F_{x1} B + F_{x2} B = 0 \\ (I_2 + m_2 c^2) \dot{\omega}_2 + T_0 + (F_{y3} + F_{y4})(c + d) - \\ F_{x3} B + F_{x4} B = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中, B 为轮距的二分之一, m; a_{y1} 、 a_{y2} 为前、后车体质心绝对加速度, m/s²; 其余各符号如图 1 所标注。

根据各坐标系间的变换关系, 前、后车体质心绝对加速度为

$$a_{y1} = \dot{v}_1 + u\omega_1 \quad (2)$$

$$J = \begin{bmatrix} -\frac{2(k_1 + k_2)}{u} & (m_1 + m_2)u - \frac{2k_1 a - 2k_2(b + c + d)}{u} & -\frac{2k_2(c + d)}{u} & -2k_2 \\ \frac{2k_1(a + b)}{u} & \frac{2k_1 a(a + b)}{u} & 0 & K_\alpha \\ -\frac{2k_2(c + d)}{u} & -\frac{2k_2(c + d)(b + c + d)}{u} & \frac{2k_2(c + d)^2}{u} & 2k_2(c + d) - K_\alpha \\ 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$H = \begin{bmatrix} 0 \\ (F_{x1} - F_{x2}) \\ (F_{x3} - F_{x4}) \\ 0 \end{bmatrix} B, \quad X = \begin{bmatrix} v_1 \\ \omega_1 \\ \omega_2 \\ \alpha \end{bmatrix}.$$

$$a_{y2} = \dot{v}_1 - (b + c)\dot{\omega}_1 + c\ddot{\alpha} + u\omega_1 \quad (3)$$

铰接式车辆直线或沿半径很大的曲线行驶时, 转向阀将转向油缸进油口堵死, 此时液压转向系统相当于一个作用于铰点、连接前后车体的扭转弹簧, 其当量扭转弹簧刚度 K_α 由式 (4) 表达^[2]

$$K_\alpha = \frac{2\beta_e}{V_e} (A_1 + A_2)^2 h_0^2 \quad (4)$$

式中, β_e 为考虑液压软管弹性变形的油液的弹性模量, Mpa; A_1 、 A_2 分别为转向液压缸无杆腔、有杆腔油压作用面积, m²; V_e 为前、后车体无相对转角时的转向液压缸无杆腔、有杆腔的容积, m³; h_0 为直线行驶时转向缸作用在前、后车体上相对于铰点 O 的力臂。

转向液压缸转向力矩 T_0 为

$$T_0 = -K_\alpha \alpha \quad (5)$$

铰接式车辆直线行驶过程中, 各车轮的实际轮速近似相同, 各个轮胎的侧偏角为

$$\beta_1 = \beta_2 = \frac{v_1 + a\omega_1}{u} \quad (6)$$

$$\beta_3 = \beta_4 = \frac{v_1 - (b + c + d)\omega_1 + (c + d)\dot{\alpha}}{u} + \alpha \quad (5)$$

式中, β_1 、 β_2 分别为左、右前轮侧偏角, (°); β_3 、 β_4 分别为左、右后轮侧偏角, (°)。

各轮胎的侧向力为

$$F_{y1} = F_{y2} = k_1 \beta_1 \quad (7)$$

$$F_{y3} = F_{y4} = k_2 \beta_3 \quad (8)$$

式中, k_1 、 k_2 为前、后轮胎的侧偏刚度, N/rad。

将式 (4) ~ 式 (9) 带入式 (1) 整理, 得

$$M\dot{X} + JX = H \quad (10)$$

其中系统惯性矩阵 M 和雅克比状态矩阵 J 分别为

$$M = \begin{bmatrix} m_1 + m_2 & -m_2(b + c) & m_2 c & 0 \\ 0 & I_1 + m_1 b^2 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 + m_2 c^2 & -(I_2 + m_2 c^2) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

2 基于直接横摆力矩的铰接式车辆控制系统

2.1 控制系统模型

为提高铰接式车辆的行驶稳定性, 在前车体的左前轮作用一附加驱动力 F_X , 右前轮作用附加驱

动力 $-F_X$, 即相当于在铰接式车辆前车体上作用一横摆力矩 M_1 。

假设前后车体间铰接角的角加速度为 0, 将前车体质心侧偏角(式(11))代入铰接式车辆模型中(式(10)), 得出整车的数学模型如式(12)。

$$\beta_f = \frac{v_1}{u} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} a_{11} &= \frac{2(k_1 + k_2)}{(m_1 + m_2)u} + \frac{2m_2k_1b(a+b)}{(I_1 + m_1b^2)(m_1 + m_2)u} - \frac{2m_2k_2c(c+d)}{(I_2 + m_2c^2)(m_1 + m_2)u}; \\ a_{12} &= \frac{2m_2k_1ab(b+c)}{(I_1 + m_1b^2)(m_1 + m_2)u^2} + \frac{2k_2m_2c(c+d)(b+c+d)}{(I_2 + m_2c^2)(m_1 + m_2)u^2} + \frac{2k_1a}{(m_1 + m_2)u^2} - \frac{2k_2(b+c+d)}{(m_1 + m_2)u^2} - 1; \\ b_1 &= \frac{2k_2(c+d)}{(m_1 + m_2)u^2} - \frac{2k_2m_2c(c+d)^2}{(I_2 + m_2c^2)(m_1 + m_2)u^2}; \\ c_1 &= \frac{m_2k_1c}{(I_2 + m_2c^2)(m_1 + m_2)u} + \frac{2k_2}{(m_1 + m_2)u} - \frac{2m_2k_2c(c+d)}{(I_2 + m_2c^2)(m_1 + m_2)u} - \frac{m_2k_1b}{(I_1 + m_1b^2)(m_1 + m_2)u}; \\ h_1 &= \frac{m_2b}{(I_1 + m_1b^2)(m_1 + m_2)u}; \quad a_{21} = \frac{2k_1(a+b)}{I_1 + m_1b^2}; \quad a_{22} = \frac{2k_1a(a+b)}{(I_1 + m_1b^2)u}; \quad c_2 = -\frac{k_1}{I_1 + m_1b^2}; \quad h_2 = \frac{1}{I_1 + m_1b^2}. \end{aligned}$$

可知, 铰接式车辆模型中含有微分项 $\dot{\alpha}$, 此为与三自由度刚性车数学模型区别之处。

2.2 前馈控制器设计

设计一前馈补偿控制器, 使铰接式车辆前车体的质心侧偏角趋于理想值, 即稳态质心侧偏角趋于 0。补偿控制力矩 $M_{ff1}(s)$ 与铰接角 α 的关系为

$$M_{ff1}(s) = G_{ff1}\alpha(s) \quad (13)$$

其中, G_{ff1} 为前馈控制器比例增益系数。计算得 G_{ff1} 为

$$G_{ff1} = \frac{a_{22}c_1 + a_{12}c_2}{a_{22}h_1 - a_{12}h_2} \quad (14)$$

2.3 铰接式车辆理想模型

铰接式车辆的理想传递函数为

$$X_{d1}(s) = \begin{bmatrix} \beta_{d1}(s) \\ \omega_{d1}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{k_{\beta1}}{1+t_{\beta1}s} \\ \frac{k_{\omega1}}{1+t_{\omega1}s} \end{bmatrix} \alpha(s) \quad (15)$$

由计算, 可得到

$$\begin{aligned} k_{\beta1} &= \frac{a_{12}a_{21}b - a_{11}a_{22}b + c_1a_{22} + a_{12}c_2 - a_{22}h_1z_1 + a_{12}h_2z_1}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}} \\ z_1 &= \frac{a_{22}c_1 + a_{12}c_2}{a_{22}h_1 - a_{12}h_2} \quad t_{\beta1} = \frac{1}{a_{11}b - c_1 + zh_1} k_{\beta1} \\ k_{\omega1} &= \frac{(a_{21}h_1 - a_{11}h_2)z - a_{21}c_1 - a_{12}c_2}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}} \\ t_{\omega1} &= \frac{1}{a_{21}b_1 + c_2 + zh_2} k_{\omega1}. \end{aligned}$$

铰接式车辆理想状态空间方程为

$$\dot{X}_{d1} = A_{d1}X_{d1} + C_{d1}\alpha \quad (16)$$

其中

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta}_f \\ \dot{\omega}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta_f \\ \omega_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix} \dot{\alpha} + \begin{bmatrix} c_1 \\ c_2 \end{bmatrix} \alpha + \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \end{bmatrix} M_1$$

即:

$$\dot{X}_1 = A_1X_1 + B_1\dot{\alpha} + C_1\alpha + H_1M_1 \quad (12)$$

式(11)、式(12)中各矩阵系数

$$A_{d1} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{t_{\beta1}} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{t_{\omega1}} \end{bmatrix}, \quad C_{d1} = \begin{bmatrix} b + \frac{k_{\beta1}}{t_{\beta1}} \\ \frac{k_{\omega1}}{t_{\omega1}} \end{bmatrix}.$$

因铰接式车辆数学模型(12)中增加了微分项 $\dot{\alpha}$, 相比于刚性车辆, 其状态方程的 C_{d1} 矩阵中多了一常数, 该常数为铰接式车辆的结构参数 b 。

2.4 反馈补偿控制器设计

设计反馈控制补偿器, 以使实际车辆的瞬态输出跟踪理想模型, 并有效抵抗外界干扰。反馈控制器中实际质心侧偏角和横摆加速度与理想值的偏差为

$$e_1 = X - X_{d1} \quad (17)$$

则

$$\begin{aligned} \dot{e}_1 &= \dot{X} - \dot{X}_{d1} = \\ &A_1E + H_1M_{z1} + (A_1 - A_{d1})X_{d1} + \\ &(C_1 - C_{d1})\alpha + B_1\dot{\alpha} \end{aligned} \quad (18)$$

偏差方程简化为

$$\dot{e}_1 = A_1E + H_1M_{jb1} \quad (19)$$

其中

$$\begin{aligned} H_1M_{jb1} &= H_1M_{z1} + (A_1 - A_{d1})X_{d1} + \\ &(C_1 - C_{d1})\alpha + B_1\dot{\alpha} \end{aligned} \quad (20)$$

应用线性二次型最优控制算法求解反馈补偿增益。设反馈系统中的反馈控制力矩为

$$\begin{aligned} M_{jb1} &= -G_{jb1}e = -g_{jb11}(\beta_1 - \beta_{d1}) - \\ &g_{jb21}(\omega_1 - \omega_{d1}) \end{aligned} \quad (21)$$

反馈控制力矩采用线性定常调节器设计, 相比于刚性车辆, 铰接式车辆系统的控制增益中多出常数项 b , 铰接式车辆数学模型中包含的微分项 $\dot{\alpha}$ 并不会在控制系统中产生特殊的影响。

设最小化性能指标函数为

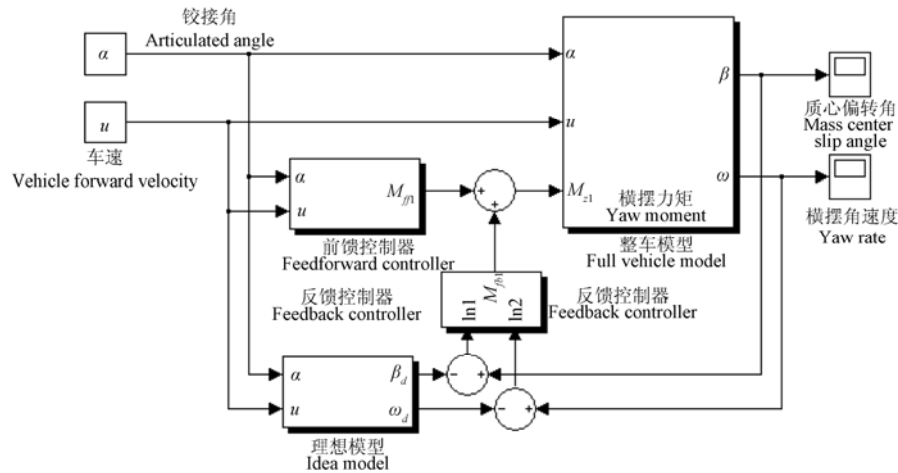
$$J = \int_0^{\infty} (e^T Q e + M_{fb1}^T R M_{fb1}) dt \quad (22)$$

通过 LQ 最优控制算法, 求解 Riccati 方程可得到反馈控制器反馈增益。

总的附加横摆力矩为

$$M_{z1} = M_{ff1} + M_{fb1} \quad (23)$$

图 2 为在 Matlab/Simulink 中建立的 LQ 最优控制系统仿真模型, 对铰接式车辆前车体的质心侧偏角和横摆角速度进行偏差控制。



注: α 为前、后车体铰接角, ($^\circ$); u 为铰接式车辆前进速度, m/s; β 为质心侧偏角, ($^\circ$); ω 为横摆角速度, rad/s; β_d 为理想侧偏角, ($^\circ$); ω_d 为理想横摆角速度, rad/s; M_{ff1} 为补偿横摆力矩, N·m; M_{fb1} 为反馈控制力矩, N·m; M_{z1} 为总的附加横摆力矩, N·m。下同。
Note: α the articulation angle between front and rear body, ($^\circ$); u forward velocity of articulated vehicle, m/s; β the mass center slip angle, ($^\circ$); ω the yaw rate of front body or rear body, ($^\circ$); M_{ff1} the compensation yaw rate, N·m; M_{fb1} the feedback control torque, N·m; M_{z1} the total additional yaw torque, N·m. The same below.

图 2 基于前车体控制变量的最优横摆力矩控制系统框图

Fig.2 Schematic of optimum yaw moment control based on the front body control variable

用同样的方法, 可建立基于后车体质心侧偏角和横摆角速度的最优直接横摆力矩控制系统。

3 反馈控制器中权重系数的选定

基于 GB/T 6323.2-94《汽车操纵稳定性试验方法转向瞬态响应试验(转向盘转角阶跃输入)》要求, 结合铰接式工程车辆的运行状况, 本文采用阶跃时间 0.2 s, 稳态值 3° 的铰接角阶跃输入仿真, 车速为 5 m/s。以 35 t 铰接车空载工况下, 基于前、后车体质心侧偏角和横摆角速度的最优直接横摆力矩控制策略为研究对象, 分析权值系数 q_{11} 、 q_{22} 和 R 对控制系统的影响。通过对权值函数 q_{11} 、 q_{22} 和 R 进行调整, 使得控制系统用不大的控制来保持较小的误差, 从而达到能量和误差综合最优。

当 $q_{22}=10^3$, $R=10^{-3}$ 时, 随着 q_{11} 的增大, 前车体控制系统和后车体控制系统的质心侧偏角的控制效果都比较理想; 但是随着 q_{11} 的增大, 前车体控制系统和后车体控制系统的横摆角速度和侧向加速度的峰值出现较大范围的抖振, 前车体控制系统和后车体控制系统的横摆力矩的数值变化幅度较大。综合考虑, 本文选择 $q_{11}=10^5$ 。

用同样的方法确定 $q_{22}=10^5$, $R=10^{-4}$ 。

4 铰接式车辆的最优直接横摆力矩控制分析

根据前述的铰接角阶跃输入, 对基于前、后车体质心侧偏角和横摆力矩的控制系统进行分析。考虑到路面附着条件的限制, 施加的附加力矩不应使各车轮出现滑转情况。

4.1 控制系统的操纵稳定性分析

4.1.1 基于前车体质心侧偏角和横摆角速度的控制

以空载工况为例, 分析基于前车体质心侧偏角和横摆角速度的控制系统对铰接式车辆操纵稳定性影响。

质心侧偏角 β_1 的理想值为 0。控制前质心侧偏角 β_1 的稳态值较大, 为 1.5×10^{-2} rad, 控制后质心侧偏角达到稳态后与理想值完全吻合。

如图 3, 理想的横摆角速度曲线没有波动, 反应时间为 5 s, 稳定值为 2.8×10^{-2} rad/s。控制前, 反应时间为 1 s, 最大横摆角速度为 3.9×10^{-2} rad/s, 稳态横摆角速度值为 3.5×10^{-2} rad/s, 超调量为 111%, 与控制后的数据相比, 从反应时间和超调量这 2 方面考虑, 控制后的铰接式车辆的操纵稳定性较好。

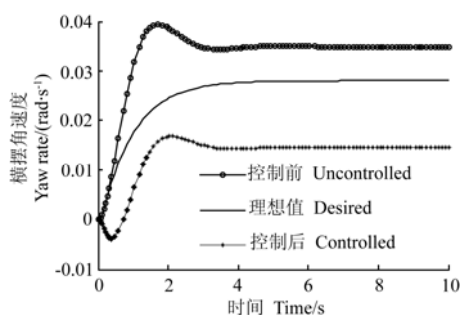


图 3 空载时前车体横摆角速度阶跃响应

Fig.3 Yaw rate step response of front body at unloaded condition

如图 4, 控制前侧向加速度的反应时间为 1.8 s, 最大侧向加速度为 0.19 m/s^2 , 稳定值为 0.17 m/s^2 ; 控制后反应时间为 0.2 s, 最大侧向加速度为 0.13 m/s^2 , 稳定值为 0.072 m/s^2 , 控制后的稳定值比控制前降低了约 57.6%, 控制效果较好。

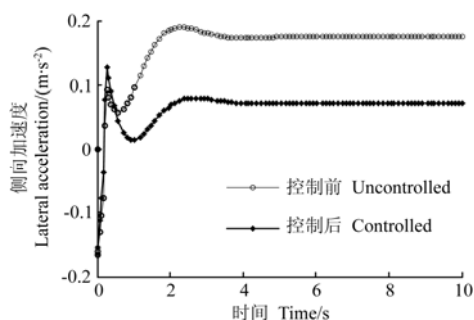


图 4 空载时前车体侧向加速度阶跃响应

Fig.4 Lateral acceleration step response of front body at unloaded condition

控制前, 附加横摆力矩为 0, 控制后附加横摆力矩的反应时间为 0.026 s, 稳定值为 $5133 \text{ N}\cdot\text{m}$, 横摆力矩反应迅速, 稳定值在允许的范围内。

对满载工况进行分析, 得出了如上相同的结论。

综上, 基于前车体质心侧偏角和横摆角速度的最优直接横摆力矩控制后的各项等指标比控制前更满足车辆的操纵稳定性的要求。

4.1.2 基于后车体质心侧偏角和横摆角速度的控制

以空载工况为例分析基于后车体质心侧偏角和横摆角速度的控制系统对铰接式车辆操纵稳定性影响。

质心侧偏角 β_2 的理想值为 0。控制前质心侧偏角 β_2 的反应时间为 0.5 s, 最大质心侧偏角的值为 $1.14 \times 10^{-2} \text{ rad}$, 稳态值为 $7.1 \times 10^{-3} \text{ rad}$ 。控制后车体质心侧偏角响应迅速, 稳态值更接近理想值。

如图 5, 理想的横摆角速度曲线没有波动, 反应时间为 1.43 s, 稳定值为 $2.1 \times 10^{-2} \text{ rad/s}$, 控制前, 横摆角速度反应时间为 1.6 s, 最大横摆角速度为 1.0

$\times 10^{-2} \text{ rad/s}$, 稳态横摆角速度值为 $9.5 \times 10^{-3} \text{ rad/s}$, 超调量为 105%, 与控制后的数据相比, 从反应时间和超调量这两方面考虑, 二者相差不大, 从横摆角速度的稳定值方面考虑, 控制后更接近于理想值。

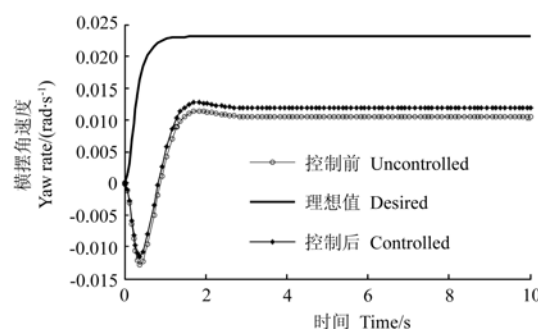


图 5 空载时后车体横摆角速度阶跃响应

Fig.5 Yaw angle velocity step response of rear body at unloaded condition

控制前与控制后侧向加速度的反应时间和峰值完全吻合, 二者的稳态值有微小的差值, 其中控制前的侧向加速度值较控制后大 $5.94 \times 10^{-3} \text{ m/s}^2$ 。控制后, 铰接式车辆的操纵稳定性略有提高。

控制前, 附加横摆力矩为 0, 控制后附加横摆力矩的反应时间为 0.02 s, 稳定值为 $774 \text{ N}\cdot\text{m}$, 峰值为 $853 \text{ N}\cdot\text{m}$, 横摆力矩反应迅速, 稳定值在允许的范围内。

对满载工况进行分析, 得出了相同的结论。

综上, 基于后车体质心侧偏角和横摆角速度的最优直接横摆力矩控制后的车辆稳定性各性能指标比控制前更满足车辆的操纵稳定性的要求。

4.2 两种控制方式比较

如图 6a, 基于后车体的控制系统作用下, 质心侧偏角变化范围加大, 且在初始时刻出现了抖振现象, 峰值为 $8.7 \times 10^{-3} \text{ rad}$, 控制后的稳定值为 $4.1 \times 10^{-3} \text{ rad}$ 。基于前车体的控制系统作用下, 横摆角速度响应迅速且平稳, 稳定值更接近于理想质心侧偏角的值 0。因此, 针对质心侧偏角而言, 基于前车体质心侧偏角和横摆角速度的最优直接横摆力矩控制下的车辆操纵稳定性优于基于后车体控制下的效果, 为后车体控制下的相应峰值的 35%。

如图 6b, 后车体控制系统作用下, 横摆角速度变化范围加大, 且在初始时刻出现了范围较大抖振现象, 峰值达到 $11 \times 10^{-3} \text{ rad/s}$, 控制后的稳定值为 $9.3 \times 10^{-3} \text{ rad/s}$ 。前车体控制系统作用下, 质心侧偏角响应迅速且相对平稳, 控制后的稳定值为 $4 \times 10^{-3} \text{ rad/s}$ 。针对横摆角速度而言, 基于前车体质心侧偏角和横摆角速度的最优直接横摆力矩控制下的车辆操纵稳定性优于基于后车体控制下的效果, 为后车体控制下的相应峰值的 45%。

如图 6c, 后车体控制系统作用下, 侧向加速度变化范围加大, 且在初始时刻出现了范围较大抖振现象。前车体控制系统作用下, 侧向加速度响应迅速且平稳。针对侧向加速度而言, 基于前车体质心侧偏角和横摆角速度的最优直接横摆力矩控制下的车辆操纵稳定性优于基于后车体控制下的效果。

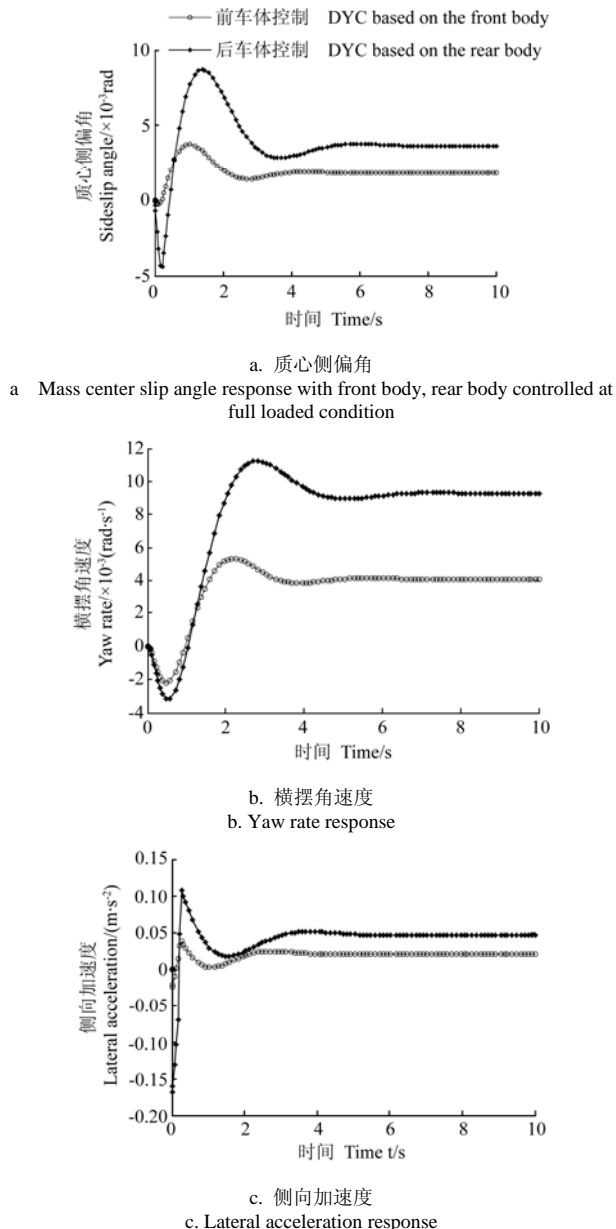


图 6 满载时前、后控制作用下质心侧偏角、横摆角速度和侧向加速度阶跃响应

Fig.6 Mass center slip angle, yaw rate and lateral acceleration response with front body, rear body controlled at full loaded condition

综上, 从车辆的质心侧偏角、横摆角速度和侧向加速度 3 个方面衡量, 基于前车体质心侧偏角和横摆角速度的最优直接横摆力矩控制系统下的铰接式车辆的操纵稳定性的特性, 要优于基于后车体

质心侧偏角和横摆角速度的直接横摆力矩控制下车辆操纵稳定性。

5 结 论

本文针对电驱动 35 t 铰接式车辆的结构特点, 建立了铰接式车辆的三自由度数学模型。应用前馈-后馈控制器, 设计了基于前、后车体质心侧偏角和横摆角速度的最优横摆力矩控制系统, 以改善铰接式车辆的操纵稳定性。

通过仿真分析, 以前、后车体质心侧偏角、横摆角速度、横摆力矩以及侧向加速度等因素进行综合评判, 结果表明 2 种控制方式均对整车的稳定性具有良好的控制效果。通过对 2 种控制方式的比较分析, 前车体控制下的横摆角速度、质心侧偏角峰值分别为后车体控制下的相应峰值的 45% 和 35%, 且在初始时刻响应迅速、变化相对平稳, 可得在基于前车体质心侧偏角和横摆角速度的最优直接横摆力矩控制系统控制下的铰接式车辆操纵稳定性, 要优于基于后车体最优直接横摆力矩控制系统控制下的操纵稳定性。

【参 考 文 献】

- [1] Azad N L, Khajepour A, McPhee J. (2005) 'Analysis of jack-knifing in articulated steer vehicles', IEEE Conference on Vehicle Power and Propulsion, USA, 216-220.
- [2] 汪建春. 铰接式车辆扰动瞬态和稳态响应(上)[J]. 矿山机械, 2008, 36(9): 26-29.
Wang Jianchun, Liu Wang. Transient and steady responses of articulated vehicle to disturbance moment(I)[J]. Mining and Processing Equipment, 2008, 36(9): 26-29. (in Chinese with English abstract)
- [3] 汪建春. 铰接式车辆扰动瞬态和稳态响应(下)[J]. 矿山机械, 2008, 36(11): 35-39.
Wang Jianchun, Liu Wang. Transient and steady responses of articulated vehicle to disturbance moment(II)[J]. Mining and Processing Equipment. 2008, 36(11): 35-39. (in Chinese with English abstract)
- [4] Adam Rehnberg, Lars D, Annika S T. Snaking stability of articulated frame steer vehicles with axle suspension[J]. Int. J. Heavy Vehicle Systems, 2010, 17(2).
- [5] Chen L K, Shieh Y A. Jackknife prevention for articulated vehicles using model reference adaptive control[J]. Proce.Inst. of Mechanical Engineers, Part D:Journal of Automobile Engineering, 2011, 225(1): 28-42.
- [6] 刘刚, 张子达. 铰接式车辆行驶稳定性的理论分析与数值计算[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2004, 34(3): 367-372.
Liu Gang, Zhang Zida. Theoretical analysis and

- numerical calculation for driving stability of articulated frame vehicles[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2004, 34(3): 367—372. (in Chinese with English abstract)
- [7] He Y, Khajepour A, McPhee J, et al. Dynamic modeling and stability analysis of articulated frame steer vehicles[J]. International Journal of Heavy Vehicle Systems, 2005, 12(1): 28—59.
- [8] 杨忠炯, 何清华. 铰接车辆液压动力转向系统动态特性仿真[J]. 中南大学学报: 自然科学版, 2004, 35(1): 80—85.
- Yang Zhongjiong, He Qinghua. Simulation of dynamic characteristics of hydraulic power steering system of articulated vehicles[J]. Journal of Central South University of technology: Natural Science, 2004, 35(1): 80—85. (in Chinese with English abstract)
- [9] 高建明, 王同建, 徐进勇, 等. 铰接式装载机转向运动学动力学仿真与试验研究[J]. 建筑机械, 2006, 4: 63—66.
- Gao Jianming, Wang Tongjian, Xu Jinyong, et al. Simulation and experiment research on steering kinematics and dynamics of articulated loaders[J]. International Construction China, 2006, 4: 63—66. (in Chinese with English abstract)
- [10] 葛强胜, 郭刚, 华瑞平, 等. 铰接式车辆转向及横向动态数学模型[J]. 矿山机械, 2000(6): 29—31.
- Ge Qiangsheng, Guo Gang, Hua Ruiping, et al. Dynamic mathematical model of steering and horizontal swing for articulated vehicles[J]. Mining and Processing Equipment, 2000(6): 29—31. (in Chinese with English abstract)
- [11] 刘昕晖, 张杨. 铰接式工程机械车辆转向摆振现象分析[J]. 机床与液压, 2008, 36(3): 105—107.
- Liu Xinhui, Zhang Yang. Analysis for pressure fluctuations of the steering system of the articulated vehicle[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2008, 36(3): 105—107. (in Chinese with English abstract)
- [12] 葛强胜. 铰接式车辆高速直线行驶动态仿真[J]. 农业机械学报, 2003, 34(4): 39—42.
- Ge Qiangsheng. Simulation of high-speed and straight-line traveling dynamic characteristics of articulated vehicles[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2003, 34(4): 39—42. (in Chinese with English abstract)
- [13] 张杨, 刘昕晖. 铰接车体转向横摆稳定性[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2012, 42(2): 266—271.
- Zhang Yang, Liu Xinhui. Yaw stability for steering motion of articulated vehicle[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2012, 42(2): 266—271. (in Chinese with English abstract)
- [14] 刘建勋, 王红坚, 何绍华. 军用铰接式工程机械高速行驶稳定性研究[J]. 中国工程机械学报, 2003, 1(1): 30—35.
- Liu Jianxun, Wang Hongjian, He Shaohua. Research on riding stability of articulated military engineering machinery[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2003, 1(1): 30—35. (in Chinese with English abstract)
- [15] 宗长富, 郑宏宇, 田承伟, 等. 基于直接横摆力矩控制的汽车稳定性控制策略[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2008, 38(5): 1010—1014.
- Zong Changfu, Zheng Hongyu, Tian Chengwei, et al. Vehicle stability control strategy based on direct yaw moment control[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2008, 38(5): 1010—1014. (in Chinese with English abstract)
- [16] 刘宏飞, 许洪国, 关志伟, 等. 半挂汽车列车直线行驶横向摆振研究[J]. 汽车技术, 2005(1): 11—14.
- Liu Hongfei, Xu Hongguo, Guan Zhiwei, et al. Study on shimmy of a semi-trailer combination vehicle driving on straight line[J]. Automobile Technology, 2005(1): 11—14. (in Chinese with English abstract)
- [17] 范晶晶, 邹广才. 基于DYC的四轮驱动电传动车辆动力学控制系统研究[J]. 车辆与动力技术, 2009, 113(1): 1—6.
- Fan Jingjing, Zhou Guangcai. Research of 4WD EV dynamics control system based on DYC[J]. Vehicle and Power Technology, 2009, 113(1): 1—6. (in Chinese with English abstract)
- [18] 于志新, 宗长富, 何磊. 基于LQR的重型半挂汽车列车稳定性控制策略[J]. 中国公路学报, 2011, 24(2): 114—119.
- Yu Zhixin, Zong Changfu, He Lei, et al. Stability control strategy for heavy semi-trailer train based on linear quadratic regulator[J]. China Journal of Highway and Transport, 2011, 24(2): 114—119. (in Chinese with English abstract)
- [19] Azad N L, Khajepour A, McPhee J. A survey of stability enhancement strategies for articulated steer vehicles[J]. Int. J. Heavy Vehicle Systems, 2009, 16(1/2): 26—48.
- [20] Azad N L, Khajepour A, McPhee J. Stability control of articulated steer vehicles by passive and active steering systems[C]// SAE No.01-3573, 2005.
- [21] Azad N L, Khajepour A, McPhee J. Effects of locking differentials on the snaking behaviour of articulated steer vehicles[J]. International Journal of Vehicle Systems Modeling and Testing, 2007, 2(2).
- [22] 王朝珠, 秦化淑. 最优控制理论[M]. 北京: 科学出版社, 2003.

Analysis of handling stability for electric-driven articulated truck

Shen Yanhua, Li Yanhong, Jin Chun

(School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China)

Abstract: Articulated steering trucks have two separate parts that are connected by an articulation joint. The articulated joint will decrease the lateral stability of truck while it drives at higher speeds. The electric-driven articulated truck discussed in this paper is composed of a diesel engine, generator, rectifier, inverter, and in-wheel-motor, among other components. It is driven by a diesel engine and in-wheel-motor with an AC-DC-AC driving mode. Each wheel of the truck is mounted with one in-wheel-motor, which can be driven independently. All-wheel independent drive systems of articulated trucks have some advantages, such as being space-saving, having a fast driving response time, and having accurate control of the driving forces on each wheel. This paper proposes a direct yaw-moment control (DYC) method to enhance the stability behaviors of articulated vehicles for the each wheel to be controlled independently. The modified 3 DOF vehicle dynamics model is built based on the structural features of the articulated steering truck. The feedforward and feedback controller is designed with the mass center slip angle and yaw angular velocity of the front body and the mass center slip angle and yaw angular velocity of rear body set as separate variables. This approach combines the feedforward compensation for the mass center slip angle and yaw angular velocity, and the feedback compensation based on the deflection of real transient output and ideal output of vehicle to control the vehicle movement. The factors of feedforward and feedback compensation are determined by the optimal control strategy based on a linear quadratic regulator (LQR). The two optimal DYC controllers for the yaw stability of articulated vehicles are designed based on the different control variables. The 35 ton electric-driven articulated dump truck was simulated to verify the effectiveness of DYC control strategy for improving the yaw stability of vehicle. The vehicle dynamics simulation model generated by MATLAB/Simulink software is used to perform a transient step response analysis of articulated trucks. The performance of vehicle stability is compared and analyzed from the aspects of response time and accuracy under the two proposed DYC control methods. The values of yaw angular velocity, mass center side slip angle, and lateral acceleration are used to evaluate the lateral dynamics performance of articulated truck. The computer simulation results show that the two control strategies are feasible and correct. Both of them can realize the control target on enhancing articulated truck stability. The controlling effects of these two DYC methods on the articulated truck are compared from the aspects of yaw rate and mass center slip angle simultaneously. The simulation results suggest that the dynamic stability behavior of articulated trucks with the optimal DYC control acting on the front body is better than that of the optimal DYC control on the rear body.

Key words: vehicles, stability, control, direct yaw-moment control (DYC)