

速差转向车辆的建模验证与操纵性能分析

胡纪滨, 付苗苗

(北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081)

摘要: 以一辆装备有双差速液压机械传动装置的 8×8 速差转向全地形车为研究对象, 对其操纵性能进行分析与讨论. 建立了速差转向车辆 2 自由度动力学模型, 并对该模型进行了试验验证. 试验结果表明, 速差转向车辆与阿克曼转向车辆的操纵性能、稳态性能有很大的差异, 速差转向车辆特殊的转向能力使其具有更好的操纵性; 速差转向车辆的瞬态操纵性能优于阿克曼转向车辆; 由于转向过程中会产生较大的轮胎侧偏角, 速差转向车辆轮胎易磨损.

关键词: 速差转向; 车辆动力学模型; 实验验证; 操纵性能
中图分类号: U461.1 **文献标志码:** A

A Modeling, Validation and Handling Performance Analysis of Skid Steered Vehicle

HU Jibin, FU Miaomiao

(School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: The handling performance of a 8×8 skid steered all terrain vehicle equipped with double-stream hydro-mechanical transmission (HMT) was studied. A 2 DOF dynamic model was proposed and verified by simulation and experiment. The result shows that there are great differences between the steady state performance of skid steered vehicle and Ackermann steered vehicle. The skid steered vehicle has a better transient handling performance because of the special steering mode. Moreover, the transit performance of the skid steered vehicle is better than that of the Ackermann steered vehicle. Furthermore, because of larger side slip angle during a turning, tyres of skid steering vehicle are more easily worn out.

Key words: skid steering; vehicle dynamic model; experiment validation; handling performance

装置来驱动车辆转向, 但由阿克曼定理可知, 难以实现小半径转向. 速差转向车辆依靠左、右侧车轮的转速差进行转向, 与前者相比, 其转向机动性更高, 甚至可以实现中心转向, 具有超强的灵活性与克服障碍的能力. 此外, 速差转向车辆的转向过程由其动力传动系统来完成, 省去了转向拉杆等转向装置. 由于以上优势, 速差转向技术在特种轮式车辆中得到了越来越广泛的应用, 但在民用车辆上, 此种转向方式还未得到普及^[1-2].

转向原理的不同导致速差转向与阿克曼转向的车辆操纵性能有很大差异. 众多学者对阿克曼转向车辆的动力学进行了深入研究^[2-4], 但针对速差转向车辆动力学的研究尚处于起步阶段^[3], 仍有很多问题亟待解决. 以往的研究主要对特定工况下的车辆进行仿真, 未总结出通用的车辆动力学模型, 无明显的工程实践指导意义; 未对运动变量进行分析与总结, 缺乏与操纵稳定性相关的普适性结论.

本文的目的是建立通用的速差转向车辆动力学模型, 并对其操纵性能进行分析与研究, 从而总结出普适性结论. 基于以上目的, 文中对某 8×8 轮式速差转向车辆的传动系统构造进行了详细介绍, 建立了 2 自由度车辆动力学模型, 并对该模型进行了试验验证. 此外, 还对速差转向车辆的稳态操纵性能、瞬态操纵性能、运动姿态和车轮侧偏角等进行了讨论, 并与阿克曼转向车辆进行了对比.

1 某 8×8 速差转向车辆传动系统

1.1 传动系统构造

图 1 所示车辆采用双差速液压机械传动 (hydro-mechanical transmission, HMT), 此传动方式具有可实现转向半径无级控制、转向时行驶速度不降低等突出优点, 为履带车辆领域最先进的传动

传统的阿克曼转向车辆需要特定的转向拉杆等

收稿日期: 2016-05-30

第一作者: 胡纪滨(1970—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为车辆总体理论与技术. E-mail: hujibin1970@163.com

通讯作者: 付苗苗(1990—), 女, 硕士生, 主要研究方向为车辆总体理论与技术. E-mail: fummiao@126.com

方式之一^[5]。



图 1 8×8 速差转向车辆
Fig.1 Skid steered vehicle

该 8×8 速差转向车辆双差速 HMT 传动系统构造如图 2 所示。

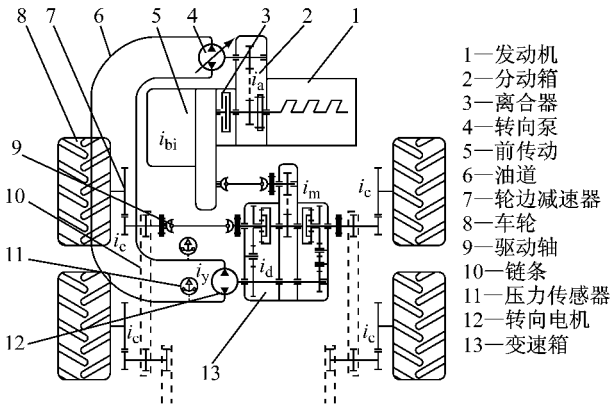


图 2 8×8 速差转向车辆传动系统构造
Fig.2 Transmission configuration of 8×8 skid steered vehicle

为简化起见,图中省略了第 3,4 轴. 发动机(1)输出功率,经分动箱(2)分为两路,一路经前传动(5)传至变速箱(13)行星排的齿圈,另一路经转向泵(4)和转向马达(12)传至变速箱(13)行星排的太阳轮. 最后,两路功率由行星排汇流,并由行星架输出,经轮边减速器(7)减速增扭后传至第 1 轴驱动车轮旋转. 此外,第 2 轴与第 1 轴、第 3 轴与第 2 轴、第 4 轴与第 3 轴均通过链条相连. 直驶工况下所有车轮转速均相同. 转向工况下两侧车轮出现转速差,但由于链条的作用,每侧车轮的转速仍相等。

1.2 传动系统工作原理

变速箱内行星排太阳轮、齿圈、行星架转速的关系为^[6]

$$n_s + K_b n_c - (1 + K_b) n_r = 0 \quad (1)$$

式中: n_s 为太阳轮转速; n_c 为齿圈转速; n_r 为行星架转速; $K_b = 2.8$, 为行星排特征参数。

左、右侧齿圈转速为

$$n_{c1} = n_{c2} = n_c = n_e i_{b1} i_m \quad (2)$$

式中: n_{c1} 为左侧齿圈转速; n_{c2} 为右侧齿圈转速; n_e 为发动机转速; i_{b1} 为前传动传动比; i_m 为变速箱直驶路定轴齿轮传动比。

当车辆直驶时,行星排太阳轮转速为 0. 设轮边减速器传动比为 i_c , 将式(2)带入式(1), 可得直驶工况下车轮转速为

$$n_{w1} = n_{w2} = n_w = n_r i_c = \frac{K_b n_e i_{b1} i_m i_c}{1 + K_b} \quad (3)$$

式中: n_{w1} 为左侧车轮转速; n_{w2} 为右侧车轮转速; n_w 为车轮转速。

转向泵和转向电机传动比为

$$i_y = \frac{V_M}{\frac{\pi d_p^2 z R \tan \gamma}{4} \frac{q_t - \Delta q}{q_t}} \quad (4)$$

式中: V_M 为电机排量; d_p 为柱塞直径; z 为柱塞数目; R 为柱塞孔在缸体中的分布圆半径; γ 为斜盘倾角; q_t 为平均理论流量; Δq 为损失流量。

当车辆转向时,左、右两侧太阳轮转速分别为

$$\begin{cases} n_{s1} = n_e i_a i_y i_d \\ n_{s2} = -n_e i_a i_y i_d \end{cases} \quad (5)$$

式中: i_a 为分动箱传动比; i_d 为变速箱转向路定轴传动的传动比; i_y 为转向泵传动比,且 i_y 的大小随着方向盘转角而变化。

此时齿圈转速与直驶工况相同. 将式(2)与式(5)代入式(1),同时考虑轮边减速器的作用,可得转向时左、右两侧车轮转速为

$$\begin{cases} n_{w1}' = \left(\frac{K_b n_e i_{b1} i_m + n_e i_a i_y i_d}{1 + K_b} \right) i_c \\ n_{w2}' = \left(\frac{K_b n_e i_{b1} i_m - n_e i_a i_y i_d}{1 + K_b} \right) i_c \end{cases} \quad (6)$$

由式(6)与式(3)可知,车辆转向时内侧车轮转速的降低量等于外侧车轮转速的增加量。

由式(6)得转向时两侧车轮转速差为

$$\Delta n_t = n_{w1}' - n_{w2}' = \frac{2n_e i_a i_y i_d i_c}{1 + K_b} \quad (7)$$

由式(7)可知,两侧车轮转速差取决于发动机转速与方向盘转角。

2 速差转向车辆动力学模型与验证

2.1 车辆动力学模型

针对所研究的目标车型建立了如图 3 所示的车辆 2 自由度动力学模型,包括车体的侧向运动及横摆运动^[7-9]。

建模过程中遵循如下假设:

不考虑悬架的作用,忽略车体的垂向运动、俯仰

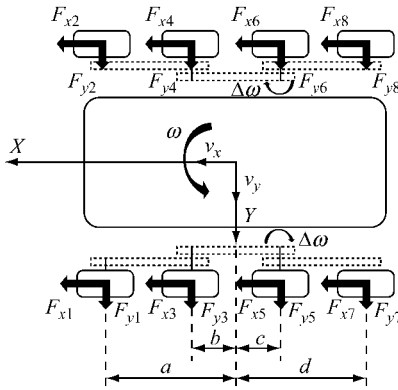


图 3 8×8 速差转向车辆 2 自由度简化模型

Fig.3 2DOFs simplified 8×8 skid steered vehicle

运动与侧倾运动,以及车轮的垂向运动;固结于车体上的运动坐标系原点与车辆质心重合;车辆质心位于左、右侧对称面上;各轮胎的机械特性相同;轮胎纵向滑移率小于 0.1,侧偏角小于 5°,此时轮胎侧向力与纵向力处于线性范围内,且二者解耦,无需考虑摩擦圆的影响^[10-11];忽略车辆行驶过程中的空气阻力。

对图中车辆建立侧向运动及横摆运动的运动方程如下:

$$\begin{cases} M(\dot{v}_y + v_x\omega) = \sum_{i=1}^8 F_{yi} \\ I_z \dot{\omega} = \sum_{i=1}^8 F_{yi}L_i + \sum_{i=1}^8 (-1)^i F_{xi}(B/2) \end{cases} \quad (8)$$

式中: F_{xi} 与 F_{yi} ($i=1,2,\dots,8$)分别为各车轮的纵向力与侧向力; v_x 与 v_y 分别为车辆的纵向速度与侧向速度; ω 为车辆的横摆角速度; L_i 为车辆各轴到质心的距离; M 为整车质量; I_z 为车辆绕 z 轴的转动惯量。

根据假设,车轮的纵向力和侧向力分别为

$$\begin{cases} F_{xi} = K_{xi}s_i \\ F_{yi} = K_{yi}\alpha_i \end{cases} \quad (9)$$

式中: K_{xi} 与 K_{yi} ($i=1,2,\dots,8$)分别为轮胎的纵向刚度与侧向刚度,由轮胎实验数据拟合而得; s_i 为轮胎纵向滑移率; α_i 为轮胎质心侧偏角。

转向时左、右侧车轮转速分别为

$$\begin{cases} \omega_{lt} = \omega_t - \Delta\omega_t/2 \\ \omega_{rt} = \omega_t + \Delta\omega_t/2 \end{cases} \quad (10)$$

式中: $\omega_t = 2\pi n_w/60$; $\Delta\omega_t = 2\pi n_t/60$, n_t 为车轮转速。

轮胎纵向滑移率为^[9]

$$s_i = \begin{cases} \frac{\Delta\omega_t R_t - B\omega}{2V_x} & i = 1,3,5,7 \\ \frac{B\omega - \Delta\omega_t R_t}{2V_x} & i = 2,4,6,8 \end{cases} \quad (11)$$

式中: R_t 为轮胎半径; B 为车辆轮距。

轮胎侧偏角为

$$\alpha_i = \begin{cases} \frac{v_y + L_i\omega}{v_x} & i = 1,2,3,4 \\ \frac{v_y - L_i\omega}{v_x} & i = 5,6,7,8 \end{cases} \quad (12)$$

将式(9),(11),(12)代入式(8),可得 8×8 速差转向车辆的二自由度模型为

$$\begin{cases} m(\dot{v}_y + v_x\omega) = (K_{y1} + K_{y2} + K_{y3} + K_{y4}) \frac{v_y}{v_x} + \frac{\omega}{v_x}(aK_{y1} + bK_{y2} - cK_{y3} - dK_{y4}) \\ I_z \dot{\omega} = (aK_{y1} + bK_{y2} - cK_{y3} - dK_{y4}) \frac{v_y}{v_x} + \frac{B}{4}(K_{x1} + K_{x2} + K_{x3} + K_{x4}) \frac{\Delta\omega_t}{\omega_t} - \frac{\omega}{v_x} \left[\frac{B^2}{4}(K_{x1} + K_{x2} + K_{x3} + K_{x4}) + (a^2K_{y1} + b^2K_{y2} + c^2K_{y3} + d^2K_{y4}) \right] \end{cases} \quad (13)$$

阿克曼转向车辆的二自由度模型为

$$\begin{cases} m(\dot{v}_y + v_x\omega) = (K_{y1} + K_{y2} + K_{y3} + K_{y4}) \frac{v_y}{v_x} + \frac{\omega}{v_x}(cK_{y3} + dK_{y4} - aK_{y1} - bK_{y2}) - (K_{y1}\delta_1 + K_{y2}\delta_2) \\ I_z \dot{\omega} = (cK_{y3} + dK_{y4} - aK_{y1} - bK_{y2}) \frac{v_y}{v_x} - \frac{\omega}{v_x}(a^2K_{y1} + b^2K_{y2} + c^2K_{y3} + d^2K_{y4}) - (K_{y1}\delta_1 + K_{y2}\delta_2) \end{cases} \quad (14)$$

式中: δ_1 与 δ_2 分别为第 1,2 轴的车轮转角,为系统输入,且二者遵从比例关系。

式(13)中,运动变量包括质心侧偏角 β 和横摆角速度 ω ,输入为 $\Delta\omega_t/\omega_t$ 。

由式(7)除以式(3)可得

$$\frac{\Delta\omega_t}{\omega_t} = \frac{2i_a i_d i_y}{K i_{b1} i_m} \quad (15)$$

式中: i_a, i_d, i_{b1} 和 i_m 均为常数; i_y 为转向泵传动比,与方向盘转角有关^[12]。也就是说,确定的方向盘转角输入对应着确定的 $\Delta\omega_t/\omega_t$ 值。因此,可将 $\Delta\omega_t/\omega_t$ 定义为速差转向车辆动力学模型的输入变量。

2.2 模型校验

基于所建立的动力学模型搭建了 Matlab/Simulink 仿真平台,利用该平台对相关动力学性能

进行仿真验证,并通过图 1 所示的 8×8 速差转向车辆进行了模型校验.

图 4 所示为试验所需主要硬件设备.

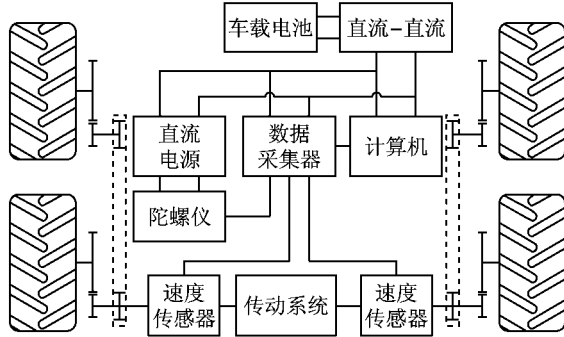


图 4 试验所用 8×8 速差转向车辆

Fig.4 8×8 skid steered vehicle in experiment

车辆主要性能参数如表 1 所示.

试验中向方向盘输入阶跃信号,由驾驶员将车速控制在 $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$;仿真过程中, $\Delta\omega_r/\omega_r$ 输入为阶跃信号,利用 PID 驾驶员模型对车速进行控制. 试验过程所用路面为平坦土路,对于军用车辆来说,此种路面为常用的试验路面. 而在虚拟样机仿真平台中,通过查表对地面阻力系数进行设置,从而模拟试验路面. 得到如图 5 所示结果.

图 5 所示为阶跃信号输入下,试验与仿真得到的侧向加速度、横摆角速度与车速对比结果. 试验得到的侧向加速度和横摆角速度存在高频噪声,但与仿真结果大体保持一致. 试验过程中,由驾驶员对方向盘进行阶跃输入,根据试验值来确定仿真所需方向盘转角值,并进一步变换为 $\Delta\omega_r/\omega_r$ 作为模型的最

表 1 速差转向车辆主要参数

Tab.1 Main parameters of the skid steered vehicle

整车质量/kg	第 1,4 轴距离/m	轮距/m	发动机最大功率/kW	发动机最大转矩/(N·m)	静态载荷分布	车轮半径/m
1700	2.6	1.5	60(4 200 rad·min ⁻¹)	155(2 000 rad·min ⁻¹)	20%;30%;30%;20%	0.31

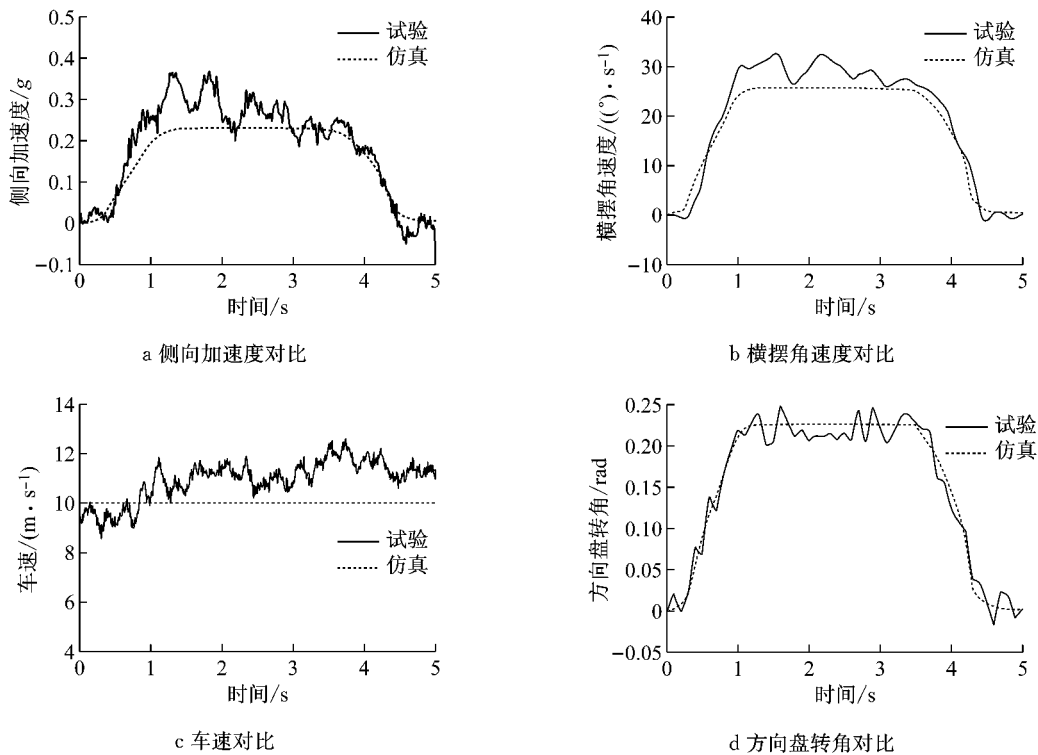


图 5 实验与仿真结果对比

Fig. 5 Comparison of test and simulation results

终输入. 由于转向阻力的作用,驾驶员试图增加油门以保证车速,导致试验车速略微升高,并进一步导致侧向加速度与横摆角速度的试验值偏高. 由于误差主要由试验中的操作不准引起,所以认为动力学模型准确可靠,可以表现出车辆的动力学特性与运动趋势,可用来开展进一步的操纵性能分析.

3 速差转向与阿克曼转向车辆对比

假设某 8×8 阿克曼转向车辆(模型建立参考文献[2,4,7])的主要性能参数与表 1 所示速差转向车辆相同,且该车辆为前两轴转向,二者转向示意图如

图 6 所示.

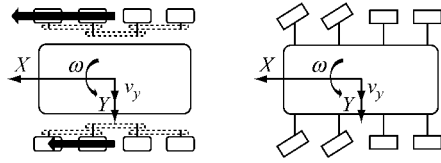


图 6 速差转向与阿克曼转向示意图
 Fig. 6 Indication of skid and Ackermann steered vehicles

3.1 稳态性能讨论

3.1.1 横摆角速度增益^[10]

基于式(13),参考文献[10]可得 8×8 速差转向车辆的稳态横摆角速度增益为

$$\frac{\omega}{\Delta\omega_t/\omega_t} = \frac{v_x/L}{1 + K_{skid}u^2} \quad (16)$$

式中: K_{skid} 为稳定性因数,其表达式为

$$K_{skid} = \frac{2m(cK_{y3} + dK_{y4} - aK_{y1} - bK_{y2})}{(4A + B^2(K_{x1} + K_{x2} + K_{x3} + K_{x4})(K_{y1} + K_{y2} + K_{y3} + K_{y4}))} \quad (17)$$

阿克曼转向车辆稳定性因数表达式为

$$K_{Ackermann} = \frac{m(cK_{y3} + dK_{y4} - aK_{y1} - bK_{y2})}{2A} \quad (18)$$

式中:

$$A = (a+c)^2 K_{y1} K_{y3} + (a+d)^2 K_{y1} K_{y4} + (b+c)^2 K_{y2} K_{y3} + (b+d)^2 K_{y2} K_{y4} + (a-b)^2 K_{y1} K_{y2} + (c-d)^2 K_{y3} K_{y4} \quad (19)$$

式(16)所得为对 $\Delta\omega_t/\omega_t$ 的横摆角速度增益,按照前文所述 $\Delta\omega_t/\omega_t$ 与方向盘转角的关系,可进一步得到对方向盘转角的横摆角速度增益.据此可得不同工况下横摆角速度增益的对比如图 7 所示.

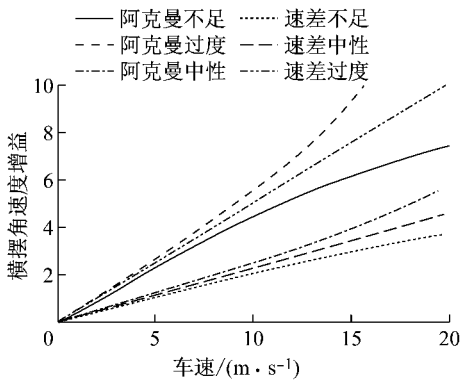


图 7 不足转向、中性转向、过度转向横摆角速度增益对比
 Fig. 7 Comparison of yaw rate gain in different steering conditions

由图 7 可知,任何工况下速差转向车辆的横摆

角速度增益均小于阿克曼转向车辆.但由于其特殊的转向方式及特有的中心转向能力,前者的转向机动性仍高于后者^[13].且速差转向车辆的横摆角速度增益与车速的关系更趋近于线性,说明其具有更好的操纵性能.

3.1.2 质心侧偏角增益^[9]

图 8 为不同工况下两种车辆质心侧偏角增益对比.由图 8 可知,速差转向车辆的质心侧偏角基本为负值,而随着车速的增加,阿克曼转向车辆的质心侧偏角由正值变为负值.表明在稳态转向时,前者总是向内偏,后者在低速转向时向外偏,高速转向时向内偏.

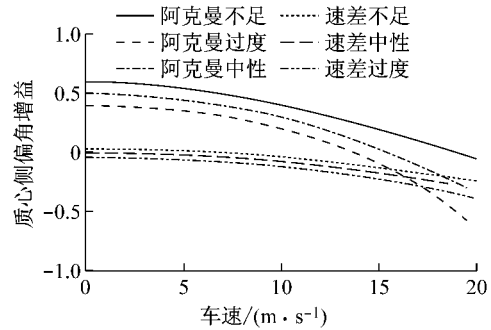


图 8 不同转向工况质心侧偏角增益对比
 Fig. 8 Comparison of side slip angle gain in different steering conditions

3.2 轮胎侧偏角讨论

转向方式的不同造成了两种车辆轮胎工作条件的差异,为对其进行研究,对高速大半径转向与低速小半径转向工况下的轮胎侧偏角进行讨论^[2,9,13-14],并得到如图 9 所示结果.

图 9a 为转向半径为 20 m 时轮胎侧偏角对比.由图 9a 可知,速差转向车辆第 1,4 轴轮胎侧偏角明显比阿克曼转向车辆大,轮胎工作条件恶劣,易磨损;但二者第 2,3 轴轮胎侧偏角相差不大.

图 9b 为转向半径为 200 m 时两种车辆轮胎侧偏角对比.由图 9b 可知,速差转向车辆轮胎侧偏角的变化量明显比阿克曼转向车辆大,表明前者的转向半径变化明显.当车速达到某个定值时,速差转向车辆所有轮胎的侧偏角均为负值,说明其转向中心移至第 1 轴之前^[12].

3.3 瞬态特性讨论

除稳态特性外,瞬态特性也是表征车辆操纵性能的重要指标.

3.3.1 固有圆频率^[10]

固有圆频率是评价车辆瞬态响应特性的主要参数.一般来说,固有圆频率应高些为好.

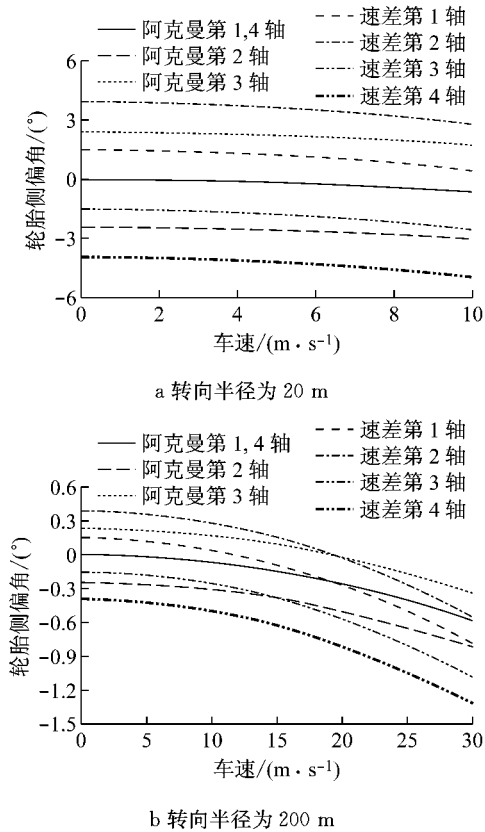


图 9 不同转向工况轮胎侧偏角对比

Fig. 9 Comparison of lateral slip angle of each tire in different steering conditions

对式(13)进一步处理可求出 8×8 速差转向车辆固有圆频率表达式为

$$\omega_0 = (mv_x I_z / (2m(cK_{y3} + dK_{y4} - aK_{y1} - bK_{y2}))v_x + \frac{1}{v_x} (B^2(K_{x1} + K_{x2} + K_{x3} + K_{x4})(K_{y1} + K_{y2} + K_{y3} + K_{y4}) + 4K_{Y1}))^{\frac{1}{2}} \quad (20)$$

其中:

$$K_{Y1} = (a-b)^2 K_{y1} K_{y2} + (a+c)^2 K_{y1} K_{y3} + (a+d)^2 K_{y1} K_{y4} + (b+c)^2 K_{y3} K_{y2} + (d+b)^2 K_{y4} K_{y2} + (c-d)^2 K_{y3} K_{y4} \quad (21)$$

阿克曼转向车辆固有圆频率表达式为

$$\omega_0 = \frac{aK_{y1} + bK_{y2} - cK_{y3} - dK_{y4}}{I_z} + \frac{K_{Y2}}{mI_z u^2} \quad (22)$$

其中:

$$K_{Y2} = (aK_{y1}^2 + bK_{y2}^2 + cK_{y3}^2 + dK_{y4}^2) \cdot (K_{y1} + K_{y2} + K_{y3} + K_{y4}) - (aK_{y1} + bK_{y2} - cK_{y3} - dK_{y4})^2 \quad (23)$$

图 10 为不同工况下两种车辆固有圆频率对比图. 由图 10 可知,随着车速的增加,二者固有圆频率均降低,但速差转向车辆的固有圆频率始终比阿克

曼转向车辆的固有圆频率大,说明前者瞬态性能更佳.

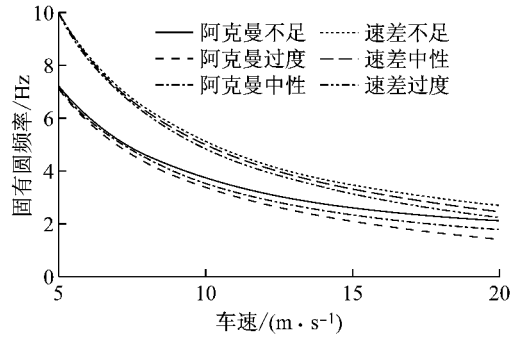


图 10 不同转向工况下固有圆频率对比

Fig. 10 Comparison of natural frequency in different steering conditions

3.3.2 阻尼比^[10]

阻尼比能够直观反映系统的稳定性与响应速度. 将式(13)进一步处理,在已求得固有圆频率表达式的前提下,可最终获得 8×8 轮式速差转向车辆阻尼比的表达式为

$$\zeta = \left(m \left[\frac{B^2}{4} (K_{x1} + K_{x2} + K_{x3} + K_{x4}) + (a^2 K_{y1} + b^2 K_{y2} + c^2 K_{y3} + d^2 K_{y4}) \right] + 2I_z (K_{y1} + K_{y2} + K_{y3} + K_{y4}) \right) / \omega_0 m v_x I_z \quad (24)$$

阿克曼转向车辆阻尼比表达式为

$$\xi = (-[(K_{y1} + K_{y2} + K_{y3} + K_{y4})I_z + (aK_{y1} + bK_{y2} + cK_{y3} + dK_{y4})m]) / (2mu(aK_{y1} + bK_{y2} - cK_{y3} - dK_{y4}) + 2 \frac{K_{Y2}}{u}) \quad (25)$$

据此,可获得速差转向车辆与阿克曼转向车辆阻尼比如图 11 所示.

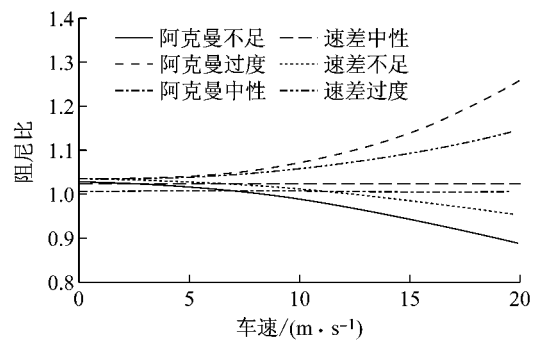


图 11 不同转向工况下阻尼比对比

Fig. 11 Comparison of damping ratio in different steering conditions

如图 11 所示,在不足转向时,随着车速的增加,二者阻尼比均降低;在过度转向时,随着车速的增加,二者阻尼比均增加;在中性转向时,二者阻尼比保持不变.车速对阿克曼转向车辆阻尼比的影响大于对速差转向车辆阻尼比的影响,速差转向车辆更接近于临界阻尼系统,具有更好的瞬态性能.

此外,需要注意的是,图 11 中,当车速低于 $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,所有车辆的阻尼比均略微大于 1,即使是不足转向车辆,但这并不影响不足转向车辆的稳定性.当阻尼比大于 1 时,只要 ω_0^2 为正值,车辆便为稳定的.如式(20)所示, ω_0^2 分母的第 2 项恒为正值,第 1 项的正负与稳定性因数正负相同.对于不足转向车辆,其稳定性因数恒为正,因此车辆恒稳定.对于过度转向车辆,当车速较低时,第 2 项数值较大,第 1 项对结果影响较小.随着车速的升高,当 ω_0^2 变为负值时,车辆便会失稳.

4 结论

本文展示了一辆 8×8 速差转向车辆,并对其双差速 HMT 传动系统的工作原理进行了重点介绍,对两侧车轮转速差的表达式进行了讨论,并以此为基础建立了速差转向车辆 2 自由度动力学模型,该模型以 $\Delta\omega_t/\omega_t$ 为输入变量.利用实验对模型进行了验证,结果表明模型准确可靠.

此外,基于车辆动力学模型,将 8×8 速差转向车辆与阿克曼转向车辆的操纵性能进行对比,得到以下结论:

速差转向车辆的横摆角速度增益较小,但由于其特殊的转向方式及特有的小半径转向甚至中心转向能力,其良好的转向机动性并不受影响.

速差转向车辆与阿克曼转向车辆的运动姿态不同.前者转向时始终向内偏;后者低速转向时向外偏,当车速升高到某个定值后变为向内偏.

转向过程中,速差转向车辆侧偏角更大,致使其轮胎磨损严重.此外,基于对转向过程轮胎侧偏角的分析发现,在定半径转向时,随着车速的增加,速差转向车辆的转向中心向前移动.

对两种车辆瞬态性能进行仿真分析发现,速差转向车辆固有圆频率较高,且更加接近于临界阻尼系统.表明与阿克曼转向车辆相比,速差转向车辆具有更好的瞬态性能.

参考文献:

- [1] SURESH G. Steering control for a skid-steered autonomous ground vehicle at varying speed[D]. Baton Rouge: University of Louisiana, 2005.
- [2] BRUCE M. Comparing the steering performance of skid and Ackermann steered vehicles [J]. *Automobile Engineering*, 2008, 222(5):739.
- [3] 李雪原,张宇,胡纪滨,等.基于单轴模型的轮式速差转向车辆的转向动力学分析[J]. *汽车工程*, 2012, 34(2):159. LI Xueyuan, ZHANG Yu, HU Jibin, et al. A steering dynamics analysis for skid-steering wheeled vehicle based on single-axle model[J]. *Vehicle Engineering*, 2012, 34(2):159.
- [4] HRBACEK J, RIPEL T, KREJSA J. Ackermann mobile robot chassis with independent rear wheel drives[C]// *IEEE*. New York: IEEE, 2010:46-51.
- [5] 陈劲. 轮式车辆差速转向分析及应用[J]. *四川兵工学报*, 2008, 29(6):149. CHEN Jin. Analysis and utilities of skid-steering wheeled vehicle[J]. *Journal of Sichuan Ordnance*, 2008, 29(6):149.
- [6] ARNAUDOV K, KARAIIVANOV D. Higher compound planetary gear trains[R]. Garching, VDI-Berichte, 2004.
- [7] 米奇克,瓦伦托维兹. *汽车动力学*[M]. 4 版. 陈荫三,等译.北京:清华大学出版社,2009. MITSCHKE M, WALLENTOWITZ H. *Vehicle dynamic*[M]. 4th ed. Translated by CHEN Yinsan, et al. Beijing: Tsinghua University Publish, 2009.
- [8] 余志生. *汽车理论*[M]. 北京:机械工业出版社,2009. YU Zhisheng. *Vehicle theory* [M]. Beijing: China Machine Press, 2009.
- [9] FAUROUX J C. Modeling, experimenting and improving skid steering on a 6×6 all terrain mobile platform[J]. *J Field Rob*, 2010, 27: 107.
- [10] MILLIKEN W F, MILLIKEN D L. *Race car vehicle dynamics* [M]. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1994.
- [11] PACEJKA H B. *Tyre and vehicle dynamics* [M]. Rio de Janeiro: Elsevier Ltd Press, 2006.
- [12] 项昌乐,荆崇波,刘辉. *液压与液力传动*[M]. 北京:高等教育出版社,2011. XIANG Changle, JING Chongbo, LIU Hui. *Liquid press and fluid transmission* [M]. Beijing: Higher Education Press, 2011.
- [13] 李雪原,苑士华,胡纪滨,等.多轮驱动车辆速差转向轮胎的切向与侧向联合模型[J]. *北京理工大学学报*, 2013, 33(6):566. LI Xueyuan, YUAN Shihua, HU Jibin, et al. Tangential-lateral combination model of tyre for multi-axis drive skid steering vehicle [J]. *Transaction of Beijing Institute of Technology*, 2013, 33(6):566.
- [14] 刘梦研,李雪原,刘大勇,等.轮式速差转向车辆轮胎力学特性研究[J]. *汽车工程学报*, 2014, 4(2):86. LIU Mengyan, LI Xueyuan, LIU Dayong, et al. Study of tire characteristics of skid steering vehicle[J]. *Chineses Journal of Automobile Engineering*, 2014, 4(2):86.