

某车型麦弗逊转向悬架分析与优化设计^{*}

秦伟¹ 耿庆松¹ 黄勇刚^{2,3} 杜力^{2,3} 张伟¹

(1. 重庆大学机械工程学院, 重庆 400044; 2. 重庆工商大学机械工程学院, 重庆 400067;
3. 制造装备机构设计与控制重庆市重点实验室, 重庆 400067)

摘要: 针对某轿车改款为 SUV, 抬高车身后悬架系统重新布局, 出现前麦弗逊转向悬架在车轮上跳行程朝正前束变化, 整车趋于过度转向, 且阿克曼偏差较大, 转向过程中轮胎磨损较大的不良情况, 根据悬架结构特点, 利用其几何约束条件, 分别对有无转向拉杆时的悬架运动学进行了分析, 揭示了转向拉杆对车轮前束角与外倾角的影响量。通过转向梯形断开点位置对阿克曼特性和前束角的影响分析以及整车实际空间布局限制, 建立了优化设计模型, 在 Matlab 中进行了优化计算。优化结果避免了前束恶化现象, 并减小了阿克曼偏差, 从而提高了整车操纵稳定性, 并减少了汽车转向过程中的轮胎磨损。

关键词: 麦弗逊悬架 转向梯形 定位参数 优化设计

中图分类号: TH122; U463.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)10-0015-07

引言

某轿车通过更换大轮胎(由 185/60R15 换用 195/65R15)改款为 SUV, 抬高车身后悬架系统重新布局, 根据 ADAMS/Car 仿真发现其前麦弗逊转向悬架车轮上跳行程朝正前束变化, 且阿克曼偏差较大。为了改善此不良情形, 对该车型前麦弗逊转向悬架进行运动学分析, 并对转向梯形进行优化设计^[1-3]。

对独立悬架而言, 合理设计转向梯形, 可有效减少汽车在行驶过程中的前轮摆振, 提高操纵稳定性, 并减少轮胎磨损。转向梯形优化设计的主要方法有: 考虑转向车轮跳动对转向误差的影响, 建立非线性的机构运动学模型进行优化分析^[4-7]; 应用空间机构学原理, 针对转向拉杆与悬架机构的干涉问题优化断开点位置^[8-9]; 在 ADAMS/Car 中建立悬架转向系统模型, 并利用 ADAMS/Insight 对断开点进行优化计算^[10-14]等。

本文根据该车前麦弗逊转向悬架的几何布局特点, 利用其几何约束条件, 分别建立有、无转向拉杆时的悬架运动学分析模型, 分析转向拉杆对车轮前束角与外倾角的影响。从而利用转向梯形断开点位置对阿克曼特性和前束角的影响机理以及整车实际空间布局, 建立以车轮跳动行程中转向拉杆长度干

涉量最小为目标函数的优化设计模型, 并在 Matlab 中进行优化计算, 以期改善悬架的前束和阿克曼特性。

1 有转向拉杆时的悬架运动分析

1.1 悬架模型

某车型前麦弗逊悬架单边实体模型如图 1 所示, 整体悬架机构简图如图 2 所示。其中, E 点为转向梯形外球铰点, H 点转向梯形断开点; K 点为悬架下摆臂球铰点, C_1C_2 为下摆臂转动轴线; A 点为减震柱上球铰点, B 点为减震柱螺旋弹簧下支点; I 点为轮心点。

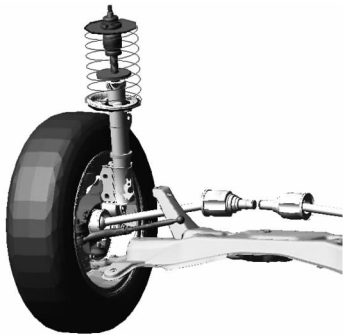


图1 左前轮悬架三维模型

Fig. 1 3D model of left front wheel suspension

在车体坐标系下(X 轴指向车尾, Z 轴指向车体

收稿日期: 2014-04-14 修回日期: 2014-05-18
^{*} 国家自然科学基金资助项目(51075417、51105397)、重庆市自然科学基金资助项目(CSTC2010BB4255)、重庆市教委科技资助项目(KJ100728)和重庆市博士后基金特别资助项目(xm201103018)
作者简介: 秦伟, 教授, 主要从事机械设计及理论相关研究, E-mail: qinweixp@163.com

上方, Y 轴指向车体右侧), 左悬架各硬点参数(右悬架硬点参数与左悬架对称)如表 1 所示。

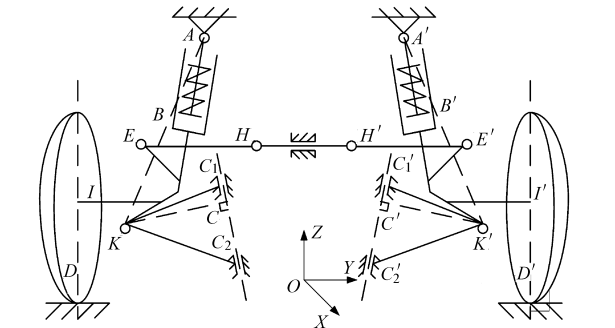


图 2 悬架结构简图
Fig. 2 Structure sketch of suspension

表 1 左悬架硬点参数

Tab. 1 Hard points of left suspension mm			
硬点	X	Y	Z
K	-4. 6	-691. 3	-111. 7
C_1	18. 7	-348. 5	-7. 4
C_2	280. 6	-383. 5	-29. 0
H	175. 5	-339. 5	75. 4
E	129. 4	-670. 3	-15. 5
A	52. 1	-563. 4	635. 5
B	31. 8	-578. 7	366. 5
I	4. 7	-732. 5	6. 9
D	4. 7	-732. 5	-310. 4

1. 2 车轮定位参数计算

如图 2 所示, 转向输入为 0 时, 车轮上下跳动, 则 A 、 H 、 C_1 和 C_2 点位置坐标保持不变; I 、 K 、 E 和 B 4 点固连在转向节上, 其两两之间保持定长约束; K 、 C 之间和 E 、 H 之间保持定长约束; 夹角 $\angle KBA$ 和 $\angle EBA$ 保持不变。

以 K 点 Z 向跳动量 z_k 为输入参数, 由前述几何约束条件, 分别用 l_{ke} 、 l_{kb} 表示 K 点与 E 、 B 两点间的距离, l_{eh} 、 l_{eb} 表示 E 点与 H 、 B 两点之间的距离, 可列以下定长约束和定向约束方程组

$$\begin{cases} (x_e - x_h)^2 + (y_e - y_h)^2 + (z_e - z_h)^2 - l_{eh}^2 = 0 \\ (x_k - x_e)^2 + (y_k - y_e)^2 + (z_k - z_e)^2 - l_{ke}^2 = 0 \\ (x_k - x_b)^2 + (y_k - y_b)^2 + (z_k - z_b)^2 - l_{kb}^2 = 0 \\ (x_e - x_b)^2 + (y_e - y_b)^2 + (z_e - z_b)^2 - l_{eb}^2 = 0 \\ l_{kb}^2 + l_{ab}^2 - 2l_{kb}l_{ab}\cos\angle KBA - l_{ka}^2 = 0 \\ l_{eb}^2 + l_{ab}^2 - 2l_{eb}l_{ab}\cos\angle EBA - l_{ea}^2 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

其中

$$\begin{cases} l_{ab} = \sqrt{(x_b - x_a)^2 + (y_b - y_a)^2 + (z_b - z_a)^2} \\ l_{ea} = \sqrt{(x_e - x_a)^2 + (y_e - y_a)^2 + (z_e - z_a)^2} \\ l_{ka} = \sqrt{(x_k - x_a)^2 + (y_k - y_a)^2 + (z_k - z_a)^2} \end{cases} \quad (2)$$

求解上述方程组, 可得 E 点和 B 点坐标; 由 I 点

到 K 、 E 和 B 3 点之间的定长约束, 可得轮心点坐标。

为了计算车轮定位参数, 以轮心点 I 为坐标原点, 在转向节上建立初始位置时与车体坐标系姿态相同的连体坐标系, 根据空间坐标转换原理, 则有

$$T = D_n D_0^{-1} T_0 = \begin{bmatrix} R_{11} & R_{12} & R_{13} & X_i \\ R_{21} & R_{22} & R_{23} & Y_i \\ R_{31} & R_{32} & R_{33} & Z_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中 T ——车轮跳动后转向节连体坐标系在车体坐标系下的位姿矩阵

D_n —— K 、 I 、 E 和 B 4 点在车体坐标系中的位置矩阵

D_0 —— K 、 I 、 E 和 B 4 点初始位置时在车体坐标系中的位置矩阵

T_0 ——初始位置时转向节连体坐标系在车体坐标系下的位姿矩阵(可由轮心点初始坐标表示)

式(3)中, (R_{12}, R_{22}, R_{32}) 表示连体坐标系中的 y 轴(车轮轴线)在车体坐标系中的方向余弦。根据车轮外倾角与前束角的定义, 车轮外倾角 γ 可表示为

$$\gamma = \arcsin R_{32} \quad (4)$$

车轮前束角 α 可表示为

$$\alpha = \arctan \frac{R_{12}}{R_{22}} \quad (5)$$

由上述计算公式, 下摆臂外球铰点 K 的 Z 向跳动量 ± 60 mm, 计算步长为 5 mm, 可得车轮前束角与外倾角的变化曲线如图 3、4 所示。

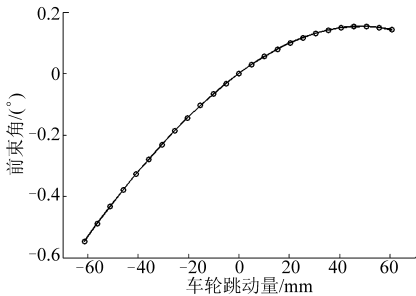


图 3 前束角
Fig. 3 Toe angle

由图 3 可知, 车轮上跳行程朝正前束变化, 整车将趋于过度转向, 高速转弯的稳定性不好, 有甩尾倾向。由图 4 可知, 上跳行程外倾角变化正常, 符合车轮定位参数的设计要求。

1. 3 阿克曼特性计算

根据阿克曼原理^[15-17], 若使汽车转向时各车轮不产生滑动, 内外车轮转角应满足如下关系

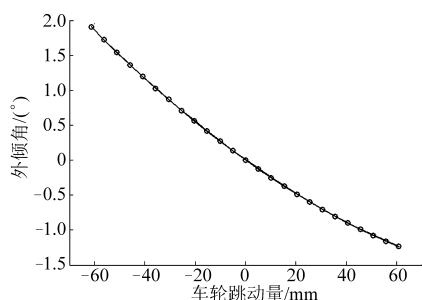


图 4 外倾角

Fig. 4 Camber angle

$$\cot\beta_0 = \cot\beta_i + B/L \quad (6)$$

式中 β_0 ——外轮转角

β_i ——内轮转角

B ——两侧主销轴线与地面交点之间的距离

L ——汽车轴距

但是,在整个转向过程中这个关系难以实现,只能尽可能与理论特性相接近。

如图 2 所示,根据该车转向设计要求,断开点左移动量为 70 mm 时为右转向极限位置。以 5 mm 为步长,利用上述分析方法,通过计算车轮右转时转向节连体坐标系的新位姿矩阵,可得内外轮转角,从而得到其阿克曼特性曲线如图 5 所示。

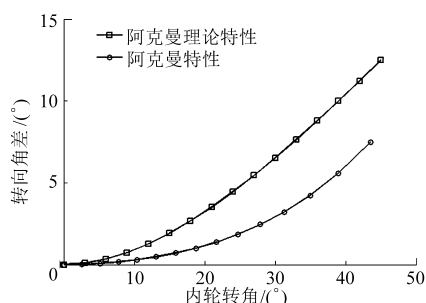


图 5 阿克曼特性

Fig. 5 Ackerman characteristics

由图 5 可知,该车阿克曼特性曲线与理论值相差较大,转向过程中轮胎滑动明显,磨损严重。

根据以上理论分析,该车在抬高车身悬架系统重新布局后,车轮上跳行程朝正前束变化,且阿克曼偏差较大。

2 无转向拉杆时的悬架运动分析

为研究转向拉杆对跳动前束的影响机理,断开转向拉杆,并限制转向节绕主销轴线的转动,分析此时的悬架运动学特性。

2.1 位置分析

如图 6 所示, AK 为悬架的主销轴线, E 点为转向拉杆外球铰点, C_1C_2 为下摆臂转动轴线。以 C 为坐标原点建立与车体坐标系姿态相同的局部坐标系 $Cxyz$ 。

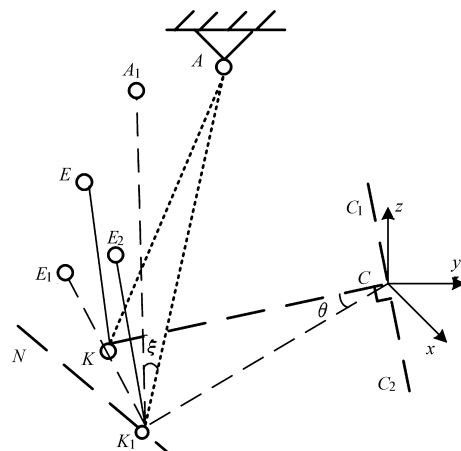


图 6 跳动示意图

Fig. 6 Schematic diagram of motion

要保证车轮跳动时,转向节无绕主销的转动,断开 A 点约束,转向节上 EKA 相当于先由下摆臂绕轴线 C_1C_2 转动 θ_i ,得到 $E_1K_1A_1$;然后绕过 K_1 点且垂直于 A_1K_1A 平面的轴线 K_1N 旋转 ξ_i ,使 K_1A_1 方向与 K_1A 方向相同,并延长使 A_1 点与 A 点重合,即得其新位置 E_2K_1A 。 E_2 点即为无转向拉杆时,跳动过后外球铰点 E 的实际位置。

根据以上运动过程,以及空间坐标变化原理, K_1 点坐标可由下式计算

$$K_1 = R_\theta K_0 \quad (7)$$

其中

$$R_\theta = \begin{bmatrix} u_x^2 V_\theta + C_\theta & u_x u_y V_\theta - u_z S_\theta & u_x u_y V_\theta + u_y S_\theta \\ u_x u_y V_\theta + u_z S_\theta & u_y^2 V_\theta + C_\theta & u_y u_z V_\theta - u_x S_\theta \\ u_x u_z V_\theta - u_y S_\theta & u_y u_z V_\theta + u_x S_\theta & u_z^2 V_\theta + C_\theta \end{bmatrix}$$

$$S_\theta = \sin\theta_i \quad C_\theta = \cos\theta_i \quad V_\theta = 1 - \cos\theta_i$$

式中 R_θ ——绕 C_1C_2 轴线的旋转矩阵 u_x, u_y

u_z —— C_1C_2 轴线在 $Cxyz$ 坐标系下方向余弦

E_1 与 A_1 点坐标可由相同方法求得。而 E_2 点为 E_1 点绕轴线 K_1N 旋转 ξ_i 所得。利用上述相同计算方法,可得 E_2 点坐标。

2.2 车轮定位参数计算

根据上述位置分析,由式(4)及(5)可计算无转向拉杆时车轮跳动过程中的前束角与外倾角,分别如图 7 和图 8 所示。

由图 7 可得,无转向拉杆时车轮在上跳行程朝负前束变化,有利于不足转向。对比图 4 与图 8 可知,转向拉杆对外倾角的变化特性影响很小。

通过对比图 3 与图 7 可知,该车型转向拉杆布局不合理,导致悬架上跳行程朝正前束变化。因此,可通过优化转向梯形,尽量避免导向机构与转向杆系的干涉运动,使前束变化特性得到改善^[18-20]。

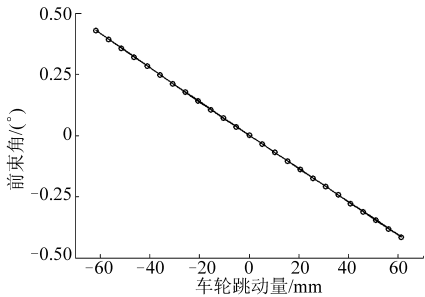


图 7 无转向拉杆时前束角

Fig. 7 Toe angle without tie rod

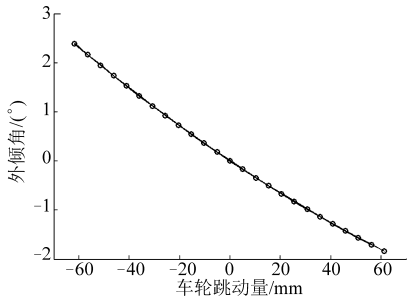


图 8 无转向拉杆时外倾角

Fig. 8 Camber angle without tie rod

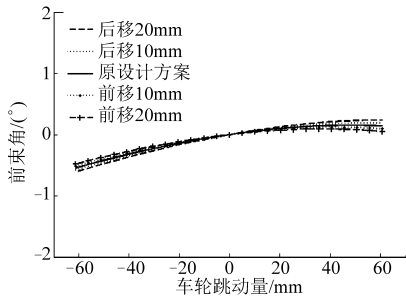
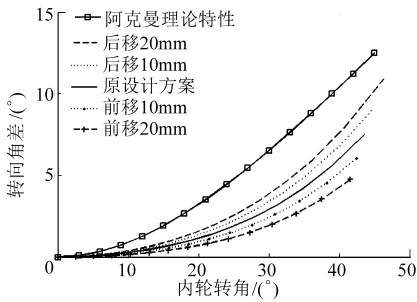


图 9 断开点 X 方向坐标对阿克曼特性和车轮前束角的影响

Fig. 9 Influence of X coordinate on Ackerman characteristics and toe

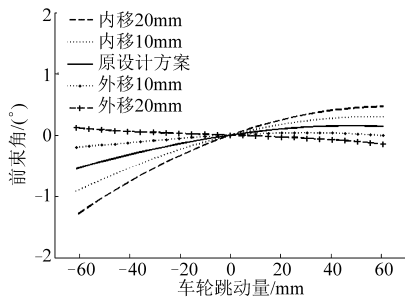
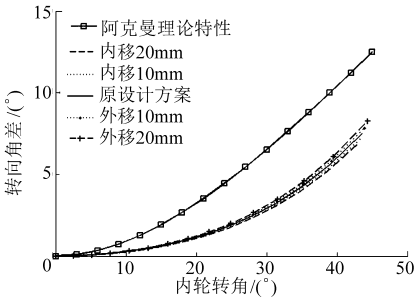


图 10 断开点 Y 方向坐标对阿克曼特性和车轮前束角的影响

Fig. 10 Influence of Y coordinate on Ackerman characteristics and toe

3.3 断开点 Z 向坐标变动的影响

图 11 为断开点 Z 向坐标变动对阿克曼特性和车轮前束角的影响。车轮跳动过程中,断开点 Z 向坐标变动对阿克曼特性的影响微小;对车轮前束角有显著影响,断开点少量的下移即迅速改善前束恶化趋势。

3 转向梯形断开点的敏感性分析

合理布置转向梯形断开点的位置,可调整转向拉杆空间位姿,从而避免前束恶化现象。为研究断开点对阿克曼特性和车轮前束角的影响,依据上述运动学分析方法,在分别改变断开点 XYZ 坐标的情况下,分析了各个跳动位置的相关特性参数。

3.1 断开点 X 向坐标变动的影响

图 9 为断开点 X 向坐标变动对阿克曼特性和车轮前束角的影响。车轮跳动行程中,断开点 X 向坐标变动对阿克曼转向特性影响较大,断开点后移可减小阿克曼偏差,从而减少轮胎磨损;对车轮前束角的影响较小。

3.2 断开点 Y 向坐标变动的影响

图 10 为断开点 Y 向坐标变动对阿克曼特性和车轮前束角的影响。车轮跳动行程中,断开点 Y 向坐标变动对阿克曼特性的影响较小;对车轮前束角影响较大,断开点内移可使跳动行程车轮朝负前束变化。

4 优化设计及结果分析

4.1 优化设计模型

根据前述转向梯形断开点位置对阿克曼特性和车轮前束角的影响分析,可通过优化断开点的 XYZ 坐标使悬架跳动时前束变化特性得到改善,并使阿克曼特性曲线更接近理论值。因此,以断开点的坐

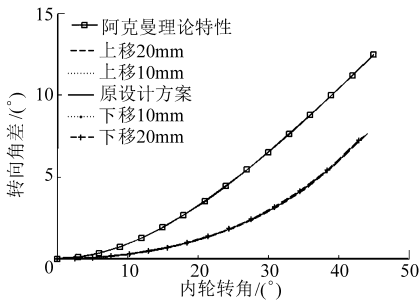


图 11 断开点 Z 方向坐标对阿克曼特性和车轮前束角的影响

Fig. 11 Influence of Z coordinate on Ackerman characteristics and toe

标为优化设计变量 $\mathbf{H} = [X_H \ Y_H \ Z_H]^T$ 。

4.1.1 约束条件

根据整车实际空间布局,以及转向梯形断开点的敏感性分析,考虑到断开点坐标在可变空间内充分后移,可有效减少阿克曼偏差,且对前束角的影响较小,因此确定约束条件为

$$\begin{cases} X_H = 195.5 \\ -359.5 \leq Y_H \leq -319.5 \\ 55.4 \leq Z_H \leq 95.4 \end{cases} \quad (8)$$

4.1.2 目标函数

由前述无转向拉杆时悬架运动学分析,当转向拉杆上的外球铰点和转向节上 E_2 点距离最小时,车轮在跳动过程中绕主销的摆动量最小,转向拉杆对前束角的影响最小,从而改善前束变化特性。因此可确定目标函数为

$$\min \sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (l_{E_iH} - l_{E_0H})^2} \quad (9)$$

式中 l_{E_iH} ——悬架处于平衡位置时 E 点到固定断开点 H 之间的空间距离

l_{E_0H} ——无转向拉杆时 E 点跳动到 E_i 位置, E 、 H 两点间的空间距离

4.2 优化结果分析

利用 Matlab 对目标函数进行优化,得到新的断开点坐标为: $\mathbf{H} = [195.5 \ -330.2 \ 62.4]^T$ 。优化前后,阿克曼特性与前束角分别如图 12、图 13 所示。

由图 12 可知,优化后,阿克曼特性曲线更接近理论值;由图 13 可知,优化后整个跳动行程车轮朝负前束变化,符合整车设计要求。

5 结论

(1) 根据某车型麦弗逊悬架结构特点,利用其

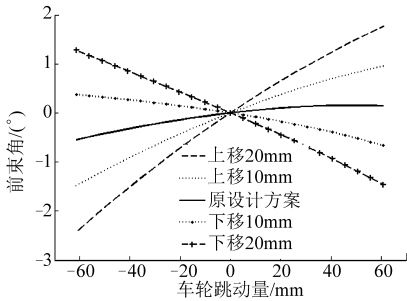


图 12 优化前后阿克曼特性对比

Fig. 12 Comparison of Ackerman characteristics before and after optimization

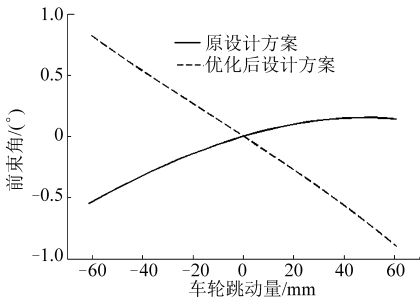


图 13 优化前后前束角对比

Fig. 13 Comparison of toe before and after optimization

几何约束条件,对其进行运动学分析,发现车轮上跳行程朝正前束变化,且阿克曼偏差较大。通过对有无转向拉杆时悬架的运动学分析,揭示了转向拉杆对前束角的影响机理。

(2) 通过改变转向梯形断开点 X 、 Y 和 Z 坐标,分析了其对阿克曼特性及车轮前束角的敏感度,从而为建立优化设计模型提供了依据。

(3) 根据整车设计要求及空间布局限制,确定了以车轮跳动行程中转向拉杆长度干涉量最小为目标函数的优化设计模型。在 Matlab 下进行了优化设计,从而避免了前束恶化现象,减小了阿克曼偏差,使该车型改型设计的前麦弗逊转向悬架符合整车设计要求。

参 考 文 献

1 侯永涛,陆建辉,周孔亢,等. 基于 UG 的双横臂独立悬架运动学分析系统[J]. 农业机械学报,2011,42(12):25-31.
Hou Yongtao, Lu Jianhui, Zhou Kongkang, et al. Kinematics analysis system of double-wishbone independent suspension based on

- UG software[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(12): 25–31. (in Chinese)
- 2 汤修映, 肖丹, 刘玲, 等. ADAMS、Pro/E 和 ANSYS 间数据的自动传输技术[J]. 农业机械学报, 2011, 42(6): 193–197.
Tang Xiuying, Xiao Dan, Liu Ling, et al. Data automatic transmission technology based on ADAMS, Pro/E and ANSYS[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(6): 193–197. (in Chinese)
- 3 马骏, 钱立军. 前轮定位参数优化设计和试验的研究[J]. 汽车工程, 2014, 36(2): 231–235.
Ma Jun, Qian Lijun. Optimization design and experimental study on alignment parameters[J]. Automotive Engineering, 2014, 36(2): 231–235. (in Chinese)
- 4 刘玲, 闫光荣, 雷毅, 等. 基于改进粒子群算法的车辆转向梯形机构优化[J]. 农业工程学报, 2013, 29(10): 76–82.
Liu Ling, Yan Guangrong, Lei Yi, et al. Optimization design of steering trapezoid mechanism based on an improved particle swarm optimization[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 29(10): 76–82. (in Chinese)
- 5 王威, 陈军, 宋玉玲. 含双间隙模型轿车转向系非线性动力学特性研究[J]. 农业机械学报, 2013, 44(10): 41–46.
Wang Wei, Chen Jun, Song Yuling. Nonlinear dynamic characteristics of car's steering system with double clearance models[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(10): 41–46. (in Chinese)
- 6 张蕾, 张文明, 申焱华, 等. 考虑间隙影响的汽车转向机构稳健优化设计[J]. 农业机械学报, 2007, 38(1): 30–32.
Zhang Lei, Zhang Wenming, Shen Yanhua, et al. Robust optimization on steering mechanism of truck with clearance[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(1): 30–32. (in Chinese)
- 7 Lio M D. Robust design of linkages-synthesis by solving non-linear optimization problems[J]. Mechanism and Machine Theory, 1997, 32(8): 921–932.
- 8 初亮, 高义民, 王志浩, 等. 滑柱摆臂式悬架转向梯形断开点位置的优化及分析[J]. 汽车工程, 1996, 18(6): 365–369.
Chu Liang, Gao Yimin, Wang Zhihao, et al. Optimization and analysis of splitting point of Ackerman steering linkage of strut-and-link type suspension[J]. Automotive Engineering, 1996, 18(6): 365–369. (in Chinese)
- 9 初亮, 彭彦宏, 鲁和安, 等. 双横臂独立悬架转向梯形断开点位置的优化及分析[J]. 汽车工程, 1998, 20(3): 176–182.
Chu Liang, Peng Yanhong, Lu Hean, et al. Optimization and analysis of splitting point of Ackerman steering linkage of double-wishbone suspension[J]. Automotive Engineering, 1998, 20(3): 176–182. (in Chinese)
- 10 王国强. 虚拟样机技术及其在 ADAMS 上的应用[M]. 西安: 西北工业出版社, 2002: 57–69.
- 11 周兵, 杨凡, 徐琪, 等. 基于 ADAMS 的转向机构的优化设计[J]. 湖南大学学报: 自然科学版, 2008, 35(12): 23–26.
Zhou Bing, Yang Fan, Xu Qi, et al. Optimization design of steering linkage based on ADAMS[J]. Journal of Hunan University: Natural Sciences, 2008, 35(12): 23–26. (in Chinese)
- 12 唐应时, 朱位宇, 朱彪, 等. 基于轮胎磨损的悬架与转向系统硬点优化[J]. 汽车工程, 2013, 35(7): 640–644.
Tang Yingshi, Zhu Weiyu, Zhu Biao, et al. Hard-points optimization of suspension and steering systems based on tire wear[J]. Automotive Engineering, 2013, 35(7): 640–644. (in Chinese)
- 13 刘从华, 赵斌, 高秀华, 等. 多轴转向车辆转向机构优化设计[J]. 农业工程学报, 2007, 23(9): 81–85.
Liu Conghua, Zhao Bin, Gao Xiuhua, et al. Optimization design of multi-axle steering mechanism of multi-axle steering vehicles[J]. Transactions of the CSAE, 2007, 23(9): 81–85. (in Chinese)
- 14 Josko Deura, Jahan Asgari, Davor Hrovat, et al. A 3D brush-type dynamic tire friction model[J]. Vehicle System Dynamics, 2004, 42(3): 133–173.
- 15 肖生发, 赵树朋. 汽车构造[M]. 北京: 北京大学出版社, 2012: 366–375.
- 16 王宵峰. 汽车底盘设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 2010: 77–89.
- 17 郭孔辉. 汽车操纵动力学[M]. 北京: 人民交通出版社, 1991: 123–147.
- 18 Daniel A Mantaras, Pablo Luque, Carlos Vera. Development and validation of a three-dimensional kinematic model for the McPherson steering and suspension mechanisms[J]. Mechanism and Machine Theory, 2004, 39(6): 603–619.
- 19 Hee G Lee, Chong J Won, Jung W Kim. Design sensitivity analysis and optimization of McPherson suspension systems[J]. Proceedings of the World Congress on Engineering, 2009: 1532–1537.
- 20 Hosein Habibi, Kourosh H Shirazi, Mohammad Shishesaz. Roll steer minimization of McPherson-strut suspension system using genetic algorithm method[J]. Mechanism and Machine Theory, 2008, 43(1): 57–67.

Analysis and Optimization of Macpherson Steering Suspension

Qin Wei¹ Geng Qingsong¹ Huang Yonggang^{2,3} Du Li^{2,3} Zhang Wei¹

(1. School of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China

2. School of Mechanical Engineering, Chongqing Technology and Business University, Chongqing 400067, China

3. Chongqing Key Laboratory of Mechanism Design and Control for Manufacturing Equipment, Chongqing 400067, China)

Abstract: Aiming at a car modified as SUV, the layout of the front Macpherson steering suspension

system needs to be redesigned after raising the car body. As a result, the toe-in of front wheel changes towards a positive rate in the process of the wheel jounce, which causes the vehicle tends to over steer. And Ackerman deviation is large which makes severe tire wear in progress of turning around. According to the structure characteristics of Macpherson suspension mechanism, the kinematics of suspension is analyzed based on space geometry method when it has or not has the steering linkage. And the influences on the amount of toe-in and camber of steering linkage are found. The optimization model is set up based on the influences on toe-in of steering linkage and space limitation of splitting point, which is calculated with Matlab. After optimization, the toe-in deterioration is eliminated, and Ackerman deviation is effectively reduced. As a result, the handling and stability of the vehicle and tire wear are improved in progress of turning around.

Key words: Macpherson suspension Steering trapezium Alignment parameters Optimization design

(上接第 38 页)

13 夏渊,周希德. 双燃料发动机天然气电子控制喷射系统的研究[J]. 仪器仪表学报,2001,22(3):292 – 295.

14 郑国勇. 天然气发动机电控系统的开发研究[D]. 北京:北京工业大学,2008.

15 谢辉,张震,王国祥,等. 全电控双燃料发动机 32 位电控单元的开发[J]. 内燃机工程,2001,22(3):11 – 15.
Xie H, Zhang Z, Wang G X, et al. Development of 32 bit electronic control unit for fully electronically controlled dual fuel engines[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2001, 22(3): 11 – 15. (in Chinese)

16 马晋,江志农,高金吉. 基于瞬时转速波动率的内燃机故障诊断方法研究[J]. 振动与冲击,2012,31(13):119 – 124.

17 Infineon Technologies A G. TC1728 32-bit single-chip microcontroller user’s manual v1.0 2011 – 12[M]. Infineon Technologies A G,2011.

Position Determination Strategy of CNG-diesel Dual-fuel Single-cylinder Engine Based on Crankshaft Instantaneous Speed

Wang Guiyong Hu Hailong Bi Yuhua Shen Lizhong Wang Weichao
(Yunnan Province Key Laboratory of Internal Combustion Engine,
Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China)

Abstract: Aiming at the non-electronically controlled single-cylinder diesel mainly applied for agricultural machinery, the electronically controlled CNG gas supply system was only increased to modify the engine but maintaining the original mechanical part. Theoretical analysis and experimental measurement of instantaneous speed for single-cylinder diesel were conducted. The law of single-cylinder instantaneous speed variation was summarized, and based on the law a position determination strategy was proposed. An experimental scheme for CNG-diesel dual-fuel single-cylinder diesel was designed. After implemented the strategy and CNG injection driver on microcontroller, bench tests were carried out. The results showed that position determination based on this strategy achieved good accuracy and the engine ran stably, both under stable and variable engine conditions.

Key words: CNG-diesel dual-fuel single-cylinder engine Crankshaft instantaneous speed Position determination CNG injection driver