

文章编号: 1001-7372(2003)02-0108-04

# 麦弗逊悬架转向机构优化设计

卞学良, 宋宝安, 王志强, 刘 剑

(河北工业大学 机械学院, 天津 300132)

**摘 要:** 运用多刚体系统动力学中 R-W 方法进行机构运动计算, 编制了汽车麦弗逊悬架转向机构优化设计通用程序。优化模型中把麦弗逊悬架系统和转向机构作为一个整体系统进行运动分析, 考虑了车轮跳动对转向误差的影响, 并根据转向过程中的实际要求计入两个权重函数, 使转向误差分布更合理。

**关键词:** 汽车工程; 麦弗逊悬架; 优化设计; 转向机构; 多刚体动力学

**中图分类号:** U462 **文献标识码:** A

## Optimization design of the steering mechanism for MC PHERSON strut in automobile

BIAN Xue-liang, SONG Bao-an, WANG Zhi-qiang, LIU Jian

(School of Mechanical Engineering, Hebei University of Technology, Tianjin 300132, China)

**Abstract:** Authors calculated the mechanism movement with R-W method of multi-rigid-body system dynamics, and made a general optimal program of the steering mechanism for MC PHERSON strut in automobile. In the model of optimization, MC PHERSON strut and steering mechanism are regarded as a united system. The influences to the errors caused by the jump of wheels are considered and two weight functions are considered according to actual condition. This will make the distribution of steering errors better than before.

**Key words:** automobile engineering; MC PHERSON strut; optimal design; steering mechanism; multi-rigid-body system dynamics

## 0 引 言

转向机构对汽车转向性能、驾驶舒适性和轮胎寿命等方面都有影响。由于麦弗逊悬架和转向机构组成的系统是复杂的空间杆机构, 有关文献<sup>[1,2]</sup>中把两个机构单独优化设计。但由于麦弗逊悬架机构和转向机构的运动相互关联, 这样优化很难获得整体机构最佳的转向性能。

多刚体系统动力学为更精确地进行悬架和转向机构的运动分析提供了一个有利的工具, 已应用在麦弗逊悬架机构的运动分析中<sup>[3]</sup>。笔者编制的适用于麦弗逊悬架机构转向机构的优化程序, 把麦弗逊悬架机构和转向机构作为一整体系统, 采用多刚体系统动力学中的 R-W 方法(图论方法)进行运动分

析, 优化模型中考虑了车轮跳动对转向误差的影响, 并根据转向过程中的实际要求计入两个权重函数, 优化后可使转向误差最小, 分布更合理。

## 1 转向机构的运动分析

### 1.1 机构有向图

麦弗逊悬架和转向机构简图(图 1)中  $B_0$  为车身,  $B_1$  为下摆臂,  $B_2$  为转向节,  $B_3$  为车轮,  $B_4$  为滑柱,  $B_5$  为转向摇臂,  $B_6$  为转向横拉杆,  $h_1$  为下摆臂轴柱铰链,  $h_2$  为转向节下球头铰链,  $h_3$  为车轮轴柱铰链,  $h_4$  为滑柱上端球铰链,  $h_5$  为摇臂轴柱铰链,  $h_6$  为转向摇臂与横拉杆连接的球铰,  $h_7$  为滑柱上下部之间的滑动约束,  $h_8$  为横拉杆与转向节连接的球铰链。引入图论的概念, 将刚体  $B_i(i=1, 2, \dots, 6)$  定义

收稿日期: 2002-05-26

作者简介: 卞学良(1957-), 男, 天津市人, 河北工业大学副教授, 工学硕士。

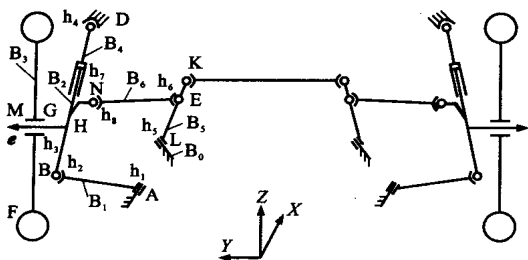


图1 麦弗逊悬架转向机构

为顶点, 将铰链  $h_j (j = 1, 2, \dots, 8)$  定义为弧, 采用规则标号法规定方向, 得到麦弗逊悬架和转向机构的有向图(图 2)。

## 1.2 模型的简化及运动学关系式

引用树型系统的关联矩阵  $S$  和通路矩阵  $T$  后, 得到以矩阵形式表示的刚体系统质心矢径表达式

$$r = r_0[1]_n + D^T[1]_n \quad (1)$$

式中:  $r$  为由  $B_i$  刚体质心位置  $r_i$  矢径构成的列阵;  $r_0$  为刚体  $B_0$  的质心矢径;  $[1]_n$  为元素为 1 的  $n \times 1$  维列阵;  $D$  为通路向量  $d_{ij}$  构成的  $n \times n$  矩阵。

$$D = -CT$$

式中:  $T$  为通路矩阵;  $C$  为加权关联矩阵, 其元素  $C_{ij} = S_{ij}C_{ij}$ ,  $C_{ij}$  为体铰矢量, 元素  $S_{ij}$  构成关联矩阵  $S$ 。公式详细推导见参考文献[4]。

为了能利用上述运动学表达式, 必须将图 2 所示麦弗逊悬架和转向机构的闭环系统简化为树型系统。首先将闭环系统的铰链  $h_7, h_8$  切除, 得到原系统的减缩系统的有向图(图 3)。其关联矩阵  $S$  和通路矩阵  $T$  分别为

$$S = \begin{bmatrix} -1 & +1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & +1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & +1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_1 & 0 & 0 \\ 0 & S_2 & 0 \\ 0 & 0 & S_3 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$T = \begin{bmatrix} -1 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_1 & 0 & 0 \\ 0 & T_2 & 0 \\ 0 & 0 & T_3 \end{bmatrix} \quad (3)$$

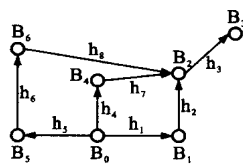


图2 系统有向图

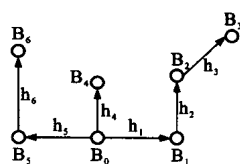


图3 减缩系统有向图

减缩系统的  $S$  和  $T$  均为分块对角阵(用线分开)。即减缩系统被刚体  $B_0$  分为 3 个子系统: 第一个为  $B_0$ — $B_1$ — $B_2$ — $B_3$  子系统, 具有的关联矩阵  $S_1$  和通路矩阵  $T_1$ ; 第二个为  $B_0$ — $B_4$ , 具有  $S_2$  和  $T_2$ ; 最后一个为  $B_0$ — $B_5$ — $B_6$ , 具有  $S_3$  和  $T_3$ 。这三个子系统均为有根树型系统, 其运动学表达式为

$$r_k = r[1]_{nk} + D_k^T[1]_{nk} \quad (4)$$

式中:  $k$  为子系统的标号,  $k = 1$  时对应  $B_0$ — $B_1$ — $B_2$ — $B_3$  子系统,  $k = 2$  时对应  $B_0$ — $B_4$  子系统,  $k = 3$  时对应  $B_0$ — $B_5$ — $B_6$  子系统。

## 1.3 系统自由度与约束方程

### 1.3.1 系统自由度

图 3 所示麦弗逊悬架和转向机构减缩系统中有 3 个子系统。在  $B_0$ — $B_1$ — $B_2$ — $B_3$  子系统中,  $h_1$  为一个柱铰, 有一个相对转动自由度  $\phi$ ;  $h_2$  为球铰, 有 3 个自由度  $\phi, \phi, \phi$ ;  $h_3$  为柱铰, 有一个自由度  $\phi$ , 所以该子系统中共有 5 个自由度。在  $B_0$ — $B_4$  子系统中,  $h_4$  为球铰, 有 3 个自由度  $\phi, \phi, \phi$ 。在  $B_0$ — $B_5$ — $B_6$  子系统中,  $h_5$  为柱铰, 有一个自由度  $\phi$ ;  $h_6$  为球铰有 3 个自由度  $\phi, \phi, \phi$ , 所以该子系统中共有 4 个自由度。这样整个减缩系统中共有 12 个自由度。

实际上麦弗逊悬架和转向机构具有 5 个自由度, 即转向摇臂摆动, 车轮绕转向节上下球销中心连线的转动, 车轮的上下跳动, 车轮绕轮轴的转动及滑柱绕其轴线的转动。所以减缩系统中的 12 个变量  $\phi, \phi, \phi, \phi, \phi, \phi, \phi, \phi, \phi, \phi, \phi, \phi$  中只有 5 个是独立的, 另外的 7 个与它们是相关的。要补充 7 个约束方程来建立这些相关关系。

### 1.3.2 约束方程

麦弗逊悬架系统约束方程的建立见图 4, 在与转向节相连的滑柱体(刚体  $B_2$ )上设置一个单位矢量  $L_2$ , 在滑柱的上部(刚体  $B_4$ )设置一个与  $L_2$  平行的单位矢量  $L_4$ , 连接  $L_2$  和  $L_4$  两矢量的端点设置一个矢量  $d$ 。

在悬架运动的任意时刻, 刚体  $B_2$  和  $B_4$  之间只能沿滑柱轴线滑动, 两者轴线始终在一轴线上, 3 个矢量都应满足相互平行的条件, 即

$$L_2 L_4 = 0 \quad (5)$$

$$L_2d = 0 \tag{6}$$

式中:  $L_2 = l_{2x}i + l_{2y}j + l_{2z}k$ ;  $L_4 = l_{4x}i + l_{4y}j + l_{4z}k$ ;  
 $d = d_xi + d_yj + d_zk$ 。

式(5)、(6)即为麦弗逊悬架系统约束方程。

转向机构的约束方程的建立见图 5, 在刚体 B<sub>0</sub>、B<sub>1</sub>、B<sub>2</sub>、B<sub>5</sub>、B<sub>6</sub> 上分别设置 5 个矢量  $L_{00}$ 、 $L_1$ 、 $L_{22}$ 、 $L_5$ 、 $L_6$ , 5 个矢量构成的矢量封闭图在系统运动过程中任意时刻均封闭, 即满足

$$L_{00} + L_5 + L_6 = L_1 + L_{22} \tag{7}$$

式(7)即为转向机构的约束方程。

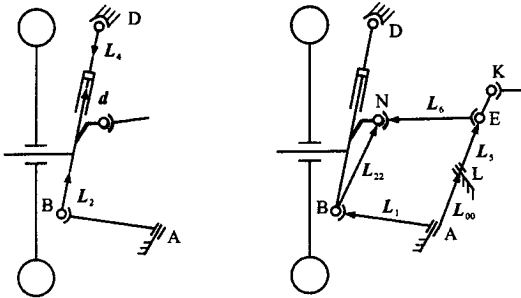


图 4 悬架机构约束方程矢量 图 5 转向机构约束方程矢量

综上麦弗逊悬架和转向机构的约束方程组成 7 阶非线性方程组, 方程组中除  $L_0$ 、 $L_{00}$  为常矢量外, 其余矢量均是 12 个广义坐标的函数。选下摆臂摆动角  $\varphi$ 、摇臂摆动角  $\varphi$ 、车轮绕轮轴转角  $\varphi$ 、拉杆绕其轴线转角  $\varphi$  及滑柱绕其轴线的转动角  $\varphi$  作为输入变量, 则可由悬架及转向系统的约束方程解出其余的 7 个未知量。

1.4 车轮转向角及前轮定位角

为求得前轮转向角, 从前轮中心沿轴方向设置一个单位矢量  $e = [0 \ 1 \ 0]^T$ , 矢量终点为 M 点(图 1)。通过式(4)可计算出 B、G、F、M 各点任意时刻在参考系下的坐标, 从而可求得

前轮转向角  $\theta = \arctg \frac{x_M - x_G}{y_M - y_G} \tag{8}$

主销后倾角  $\gamma = \arctg \frac{x_D - x_B}{z_D - z_B} \tag{9}$

主销内倾角  $\zeta = \arctg \frac{y_D - y_B}{z_D - z_B} \tag{10}$

车轮外倾角  $\eta = \arctg \frac{y_G - y_F}{z_G - z_F} \tag{11}$

2 优化设计模型

2.1 目标函数

给定一个内侧轮转向角  $\theta$ , 就对应一个理论的外侧轮转向角  $\theta$  和一个实际的外侧轮转向角  $\theta$ , 则整个转向过程中的转向误差为

$$E(\theta) = \sum_{i=1}^I \theta - \theta \tag{12}$$

式中:  $I$  为至最大转向角总等分数。

为了体现不同转向角和不同车轮跳动位置(或下摆臂摆动角  $\alpha$ )对转向误差的要求不同, 一般在最常用的中间位置工况, 车速较高, 误差要小; 而在非经常使用的大转角位置工况, 车速较慢, 误差适当放宽些。为此在转向误差前加上权重函数  $W(\theta, \alpha)$ , 另外尽量使误差处于不足转向, 而不是过转向, 再计入一个权重函数  $r(E)$ 。写出目标函数为

$$\min F(x) = \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J r(E) W(\theta, \alpha) E(x, \theta, \alpha) \tag{13}$$

实际只要求一些分离点处的误差再求和即可, 即目标函数为

$$\min F(x) = \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J r(E) W_{ij} E(x, \theta_i, \alpha) \tag{14}$$

式中:  $J$  为车轮从最低跳至最高位置总等分数;  $x$  为设计变量。

2.2 设计变量与约束条件

2.2.1 设计变量

为了既不脱离实际设计要求, 又要获得较好的优化效果, 选取设计变量为

$$X = [x^1 x^2 \dots x^{11}]^T = [\alpha \beta \ z^E \ x^B \ y^B \ z^B \ x^N \ y^N \ x^E \ x^L \ y^L]^T$$

式中:  $\alpha$  为下摆臂轴水平斜置角;  $\beta$  为下摆臂轴抗点头角;  $x$ 、 $y$ 、 $z$  为各铰销点坐标, 其下标为相应的铰销名, 见图 1。

2.2.2 约束条件

(1) 双横臂独立悬架机构要满足运动性能要求, 即转向轮定位参数要满足设计要求

$$\zeta_{\min} \leq \zeta \leq \zeta_{\max} \tag{15}$$

$$\gamma_{\min} \leq \gamma \leq \gamma_{\max} \tag{16}$$

$$\eta_{\min} \leq \eta \leq \eta_{\max} \tag{17}$$

式中:  $\zeta$  为主销内倾角;  $\gamma$  为主销后倾角;  $\eta$  为车轮外倾角。

(2) 下摆臂轴的安装角  $\alpha$  和  $\beta$  应按设计要求和空间布置的可能性来确定, 即

$$\alpha_{\min} \leq \alpha \leq \alpha_{\max} \tag{18}$$

$$\beta_{\min} \leq \beta \leq \beta_{\max} \tag{19}$$

(3) 各点坐标应满足空间布置的可能性

$$x_{i\min} \leq x_i \leq x_{i\max} \tag{20}$$

$$y_{i\min} \leq y_i \leq y_{i\max} \tag{21}$$

$$z_{i\min} \leq z_i \leq z_{i\max} \tag{22}$$

3 计算实例

利用本程序对某轿车麦弗逊悬架和转向机构进行了优化设计, 在优化设计中取内侧转向轮转向角最大值  $\theta_{\max} = 30^\circ$ ; 下摆臂摆动角  $\alpha = -6^\circ \sim +6^\circ$  (相应车轮上下跳动  $\pm 45 \text{ mm}$ ), 取权重函数  $r(E) = 1$ , 取权重函数  $W_{ij}$  为

$$W_{ij} = \begin{cases} W_1(0^\circ \leq \theta \leq 10^\circ, -2^\circ \leq \alpha \leq 2^\circ) \\ W_2(10^\circ \leq \theta \leq 20^\circ, -4^\circ \leq \alpha \leq -2^\circ; 2^\circ \leq \alpha \leq 4^\circ) \\ W_3(20^\circ \leq \theta \leq \theta_{\max}, \alpha_{\min} \leq \alpha \leq -4^\circ; 4^\circ \leq \alpha \leq \alpha_{\max}) \end{cases} \quad (23)$$

分别取  $W_{ij} = \{w_1, w_2, w_3\} = \{1, 1, 1\}$ 、 $W_{ij} = \{1.5, 1.0, 0.5\}$  和  $W_{ij} = \{5, 3, 1\}$  三组不同权重函数进行优化计算, 优化前后转向误差的分布如图 6 所示, 可见权重函数  $W_{ij} = \{1.5, 1.0, 0.5\}$  优化效果最佳, 优化后参数见表 1。图 7 为汽车处于平衡状态 (车轮无上下跳动) 时的转向误差, 由图 7 可见取权重函数  $W_{ij} = \{1.5, 1.0, 0.5\}$  进行优化, 不仅误差分布合理而且总误差最小, 其值仅为  $234.85^\circ$ 。

表 1 麦弗逊悬架和转向机构参数优化前后对比

设计参数	优化前	优化后		
		$W_{ij} = [1 \ 1 \ 1]$	$W_{ij} = [1.5 \ 1.0 \ 0.5]$	$W_{ij} = [5 \ 3 \ 1]$
$\alpha / ^\circ$	3.70	3.02	2.46	2.53
$\beta / ^\circ$	9.30	8.55	8.00	9.12
$X_B / \text{mm}$	10.50	10.84	10.25	10.56
$Y_B / \text{mm}$	542.00	545.95	549.98	548.70
$Z_B / \text{mm}$	242.00	238.74	240.94	241.54
$X_N / \text{mm}$	-131.25	-140.97	-138.60	-136.67
$Y_N / \text{mm}$	502.00	498.11	496.08	496.64
$X_E / \text{mm}$	-18.50	-18.24	-19.53	-19.95
$Z_E / \text{mm}$	251.00	255.62	252.93	250.38
$X_L / \text{mm}$	98.00	101.89	102.60	101.01
$Y_L / \text{mm}$	12.00	12.70	19.22	16.13
$Z_L / \text{mm}$	242.50	246.27	245.12	243.63
$\gamma / ^\circ$	1.50	1.04	1.44	1.46
$F(x) / ^\circ$	357.68	273.57	234.85	252.20

4 结 语

运用多刚体系统动力学中的 R-W 方法进行空间机构运动计算, 可实现自动建模, 使程序具有较强的通用性; 把麦弗逊悬架和转向机构作为一整体系统进行优化设计, 利用约束来保证悬架性能的前提下, 可获得最佳的转向梯形结构参数; 优化模型中根

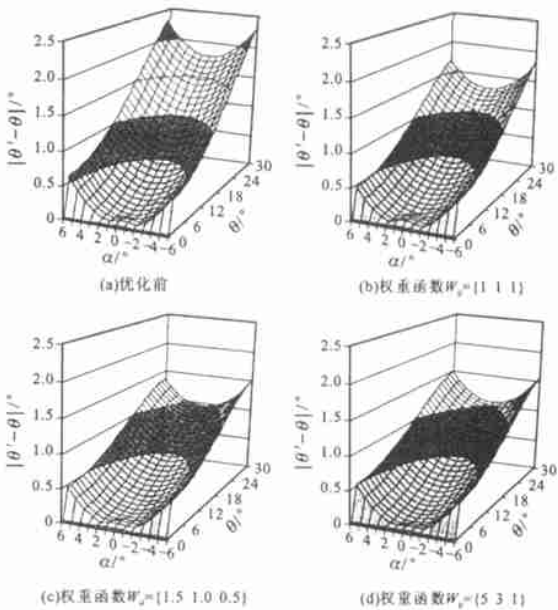


图 6 优化前后转向误差分布

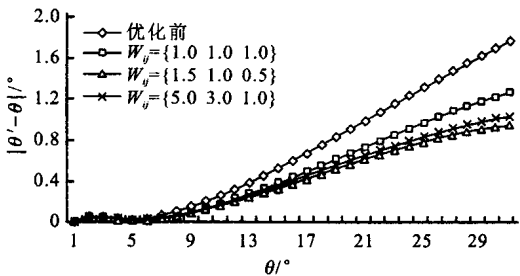


图 7 汽车处于平衡位置时的转向误差

据转向实际需要计入两个权重函数, 可获得转向总误差最小, 转向误差分布合理的优化效果。

参考文献:

[1] 张景骞. 轮式车辆双横臂独立悬架的运动优化设计[J]. 汽车工程, 1997, 19(3): 180—185.  
[2] 兰风崇. 前置组合式转向梯形机构的运动模型及优化设计[J]. 汽车工程, 1997, 19(3): 186—190.  
[3] 张越今. 多刚体系统动力学在汽车转向和悬架系统运动分析中的应用[J]. 汽车工程, 1995, 17(5): 263—273.  
[4] 刘延柱. 多刚体系统动力学[D]. 上海: 上海交通大学, 1989.  
[5] 卞学良. 轮式车辆双横臂悬架转向机构优化设计[J]. 兵工学报, 2000, 21(1): 1—4.  
[6] FEIZIEN ML CRONIN DL. Steering error optimization of the MC PHERSON strut automotive front suspension[J]. Mechanism and Machine Theory, 1985, 20(1): 17—26.