

# 麦弗逊式螺旋弹簧悬架的刚度与阻尼特性分析

陈辛波, 王 斌, 朱 琳, 冯春晟

(同济大学 汽车学院, 上海 201804)

**摘要:** 为提高麦弗逊式独立悬架分析与设计效率, 建立悬架受力分析以及进行刚度与阻尼计算的数学模型, 给出按选定的偏频和相对阻尼比确定螺旋弹簧刚度和减震器阻尼参数的设计步骤, 并研制了方便实用的麦弗逊螺旋弹簧悬架系统刚度和阻尼参数分析与设计计算软件. 虚拟样机试验结果验证了数学模型和计算软件的正确性.

**关键词:** 麦弗逊式螺旋弹簧悬架; 减震器; 刚度; 阻尼

**中图分类号:** U 463.33

**文献标识码:** A

## Stiffness and Damping Characteristics Analysis on McPherson-strut Suspension

CHEN Xinbo, WANG Bin, ZHU Lin, FENG Chunsheng

(College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** To improve the analysis and design efficiency of McPherson-strut suspension, a mathematical model of suspension based on force analysis and damping calculation was established. The design procedure of confirming parameters of coil spring stiffness and shock absorber damping based on designed offset frequency and relative damping ratio was put forward, and a set of special software of stiffness and damping parameter analysis and design for McPherson-strut suspension system was designed. The test results of virtual prototype verify the accuracy of mathematical models and calculating software on stiffness and damping characteristics analysis.

**Key words:** McPherson-strut suspension; shock absorber; stiffness; damping

已进行了不少研究, 如文献[1]建立了麦弗逊式前悬架多刚体模型, 并采用 ADAMS/Insight 模块进行影响因素分析和悬架布置的优化; 文献[2]利用 ADAMS 软件建立汽车虚拟样机, 研究螺旋弹簧刚度和横向稳定杆直径对汽车稳态转向特性的影响; 文献[3]建立麦弗逊悬架多体动力学模型, 将减振器侧向力仿真结果作为侧载弹簧设计目标, 应用有限元方法进行结构优化设计, 并进行了试验验证; 文献[4]研究前麦弗逊悬架的侧倾转向, 采用遗传算法对机构特性进行运动分析和优化. 这些研究一般都离不开 ADAMS 软件平台的支撑, 因而也不能给出悬架等效刚度及等效阻尼参数与悬架实际所用弹簧元件及减震器参数之间的解析关系.

文献[5-6]在机构运动分析的基础上, 导出了分析双横臂悬架受力、刚度与阻尼特性的基本公式, 并开发出了双横臂悬架系统刚度与阻尼参数分析软件. 然而对于麦弗逊式独立悬架系统还没有这方面的研究, 笔者针对麦弗逊式独立悬架系统进行导向机构的运动和受力分析, 直接导出麦弗逊式悬架系统有关刚度、阻尼及受力分析的解析式, 并编制便捷的悬架系统参数分析与设计计算软件. 在 ADAMS 环境下建立麦弗逊式悬架模型, 进行虚拟样机试验的结果验证了相关公式和计算软件的正确性. 这样, 直接运用自主开发的软件系统, 可方便准确地进行麦弗逊式悬架刚度与阻尼参数的匹配计算和受力分析, 从而为进一步的悬架结构设计和分析提供理论依据.

## 1 麦弗逊式螺旋弹簧悬架运动分析

麦弗逊独立悬架右悬架部分由下摆臂、转向节

汽车悬架作为连接车身与车轮的系统总成, 决定着车辆的稳定性、舒适性和安全性. 麦弗逊式独立悬架是轿车常用的悬架结构型式之一. 国内外对它

收稿日期: 2009-11-09

基金项目: 上海市科委项目(06DZ12214); 科技部国际合作项目(2009DFB80100)

第一作者: 陈辛波(1962—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为汽车传动与控制、电动汽车等. E-mail: Austin\_1@163.com

总成(包括减振器下体、轮毂轴、制动底板等)、转向横拉杆、减振器上体、转向器齿条、车轮总成、车身共7个刚体组成.将麦弗逊悬架进行合理简化,如图1所示.其中 $AB$ 为下摆臂,螺旋弹簧 $HG$ 通过 $GD$ 与减振器连接. $EO$ 为减振器,其一端 $E$ 固定支承于车架,另一端 $O$ 与转向节 $OCB$ 固定, $B$ 点通过球铰与下横臂 $AB$ 连接.杆件 $AB$ 长 $l_1$ , $ED$ 长 $l_3$ , $BC$ 长 $l_b$ , $CG$ 长 $l_g$ , $AE$ 长 $l_e$ , $\alpha_e$ 表示 $AE$ 与水平方向的夹角; $E$ 点坐标 $(x_E, y_E)$ ;螺旋弹簧上端固定点 $H$ 点坐标 $(x_H, y_H)$ ;  $C$ 点到轮胎中心点 $F$ 的距离 $l_f$ ,轮胎半径 $PF$ 为 $r$ ;  $\alpha_b, \alpha_g$ 分别表示 $BC$ 与 $OC$ 延长线的夹角, $CG$ 与 $OC$ 的夹角; $\beta_0, \beta_k$ 为减振器和螺旋弹簧与垂直方向的夹角; $\psi$ 为下臂 $AB$ 与水平方向的夹角; $\beta$ 为主销内倾角; $\alpha_f$ 为 $CF$ 与 $CE$ 垂直方向的夹角.

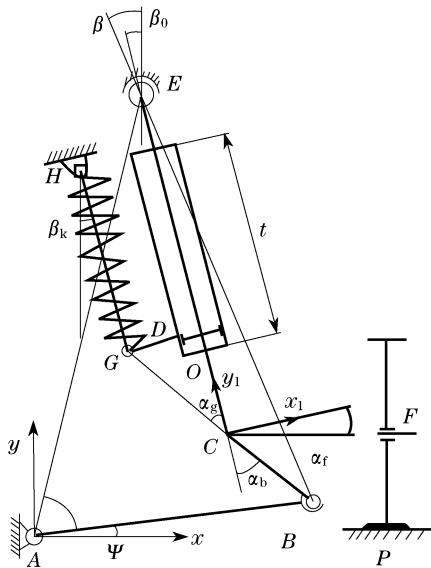


图1 麦弗逊螺旋弹簧独立悬架结构简图

Fig.1 Structure diagram of mcPherson-strut suspension

建立固结于 $C$ 点的相对坐标系 $CX_1Y_1$ .其中 $Y_1$ 沿 $CE$ 方向,则

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\beta_0 \\ \sin\beta_0 \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} -\sin\beta_0 \\ \cos\beta_0 \end{bmatrix}$$

### 1.1 $\beta_0$ 角

由机构位移分析,得

$$\beta_0 = 2 \tan^{-1} \frac{A + \sqrt{A^2 - B^2 - C^2}}{B - C} \quad (1)$$

式中: $A = l_1 \sin\psi - l_e \sin\alpha_e$ ;  $B = l_1 \sin\psi - l_e \cos\alpha_e$ ;  $C = l_b \sin\alpha_b$ .

微分式(1)可得 $d\beta_0/d\psi, d^2\beta_0/d\psi^2$ .

### 1.2 减振器长度 $l_{EC}$ 及相对滑动速度 $V_e$

$$l_{EC} = \sqrt{(x_C - x_E)^2 + (y_C - y_E)^2} \quad (2)$$

$$V_e = l_1 \sin(\eta - \psi) - l_b \cos(\eta - \beta_0 - \alpha_b) d\beta_0/d\psi \quad (3)$$

其中, $l_{EC}$ 与水平方向的夹角 $\eta$ 为

$$\eta = \tan^{-1} \left( \frac{l_1 \sin\psi + l_b \cos(\beta_0 + \alpha_b) - y_E}{l_1 \cos\psi - l_b \sin(\beta_0 + \alpha_b) - x_E} \right) \quad (4)$$

### 1.3 车轮外倾角 $\alpha$

车轮外倾角是指转向轮在安装时,其轮胎中心平面不是垂直于地面,而是向外倾斜一个微小的角度.它可以避免汽车重载时车轮产生负外倾即内倾,同时也与拱形路面相适应.由于车轮外倾使轮胎接地点向内缩,缩小了主销偏移距,从而使转向轻便并改善制动的方向稳定性<sup>[7]</sup>.

车轮外倾角为

$$\alpha = \alpha_f - \beta_0 \quad (5)$$

### 1.4 主销内倾角 $\beta$

主销 $BE$ 连线的内倾角 $\beta$ 为

$$\beta = \tan^{-1} [(y_E - y_B)/(x_B - x_E)] \quad (6)$$

### 1.5 其他参数计算

根据图1,可直接由如下矢量和计算 $C$ 点位置坐标 $(x_C, y_C)$

$$\begin{bmatrix} x_C \\ y_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_1 \cos\psi \\ l_1 \sin\psi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -l_b \sin(\beta_0 + \alpha_b) \\ l_b \cos(\beta_0 + \alpha_b) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_1 \cos\psi - l_b \sin(\beta_0 + \alpha_b) \\ l_1 \sin\psi + l_b \cos(\beta_0 + \alpha_b) \end{bmatrix} \quad (7)$$

同理可得 $G$ 点坐标 $(x_G, y_G)$ 、轮心 $F$ 点坐标 $(x_F, y_F)$ 、车轮接地点 $P$ 点坐标 $(x_P, y_P)$ .

弹簧长度 $L$ 为

$$L = l_{GH} = \sqrt{(x_H - x_G)^2 + (y_H - y_G)^2} \quad (8)$$

设逆时针方向为正方向,弹簧力的方向角 $\beta_k$ 为

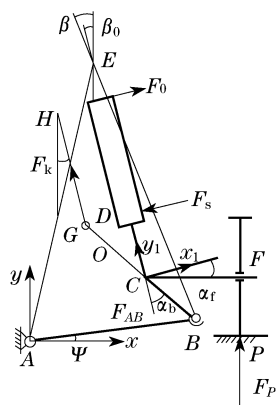
$$\beta_k = \tan^{-1} [(x_G - x_H)/(y_H - y_G)] \quad (9)$$

## 2 麦弗逊式螺旋弹簧悬架受力分析

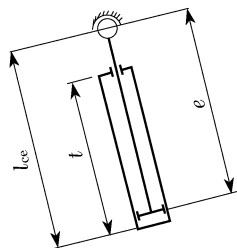
静载时,车轮接地点受到地面对车轮的作用力 $F_P = mg$ ,其中 $m$ 为1/4车辆总负载.在车辆行驶过程中,螺旋弹簧受弹簧力 $F_k = k_s(l - l_0)$ ,其中 $k_s$ 为弹簧刚度系数, $l$ 为弹簧受力后的实际长度, $l_0$ 为

弹簧原长度. 由图 2 得

$$F_{AB} = \frac{F_P \cos \beta_0 + F_k \cos(\beta_k - \beta_0)}{\sin(\psi - \beta_0)} \quad (10)$$



a 悬架受力分析



b 减震器简化图

图 2 麦弗逊螺旋弹簧悬架受力分析与减震器简化图

Fig. 2 Diagram of McPherson-strut suspension and shock absorber

### 3 悬架刚度与弹簧刚度间的解析关系

悬架系统刚度直接影响汽车平顺性. 汽车的固有频率是衡量汽车平顺性的重要参数, 它由悬架刚度和悬架弹簧支承的质量(簧载质量)所决定. 当悬架刚度一定时, 簧载质量越大, 悬架垂直变形也愈大, 而固有频率越低. 空车时的固有频率要比满载时高. 簧载质量变化范围大, 固有频率变化范围也大. 为了使空载和满载固有频率保持一定或很小变化, 有时需要把悬架刚度做成可变或可调的.

设单轮悬架刚度为  $k_P, \text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ , 单轮簧载质量为  $m, \text{kg}$ ,  $f$  为悬架固有频率, 则

$$k_P = (2\pi f)^2 m \quad (11)$$

设螺旋弹簧刚度为  $k_s, \text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ , 螺旋弹簧变形所产生的力为  $F, \text{N}$ , 则按螺旋弹簧的不同安装位置可分别建立  $k_s$  与  $k_P$  之间的函数关系. 根据功能原理, 得

$$F_P = \frac{k_s(l - l_0)(\sin \beta_k \dot{x}_G - \cos \beta_k \dot{y}_G)}{dy_P/d\psi} \quad (12)$$

式中,  $l_0$  为上横臂螺旋弹簧零变形 ( $F_P = 0$ ) 时弹簧的初始长度.

$$l_0 = l - (F_P dy_P/d\psi)/(k_s Q) \quad (13)$$

令  $Q = \sin \beta_k \dot{x}_G - \cos \beta_k \dot{y}_G$  容易求得

$$k_P = \frac{dF_P}{dy_P} = k_s \left( (l - l_0) \dot{Q} + Q \frac{dl}{d\psi} \right) \frac{dy_P}{d\psi} + Q(l_0 - l) \frac{d^2 y_P}{d\psi^2} / \left( \frac{dy_P}{d\psi} \right)^3 \quad (14)$$

可见, 当螺旋弹簧刚度  $k_s$  一定时, 悬架刚度  $k_P$  与螺旋弹簧刚度  $k_s$  及悬架机构结构参数之间存在明显的非线性关系. 从中可解得螺旋弹簧刚度为

$$k_s = \frac{k_P \left( \frac{dy_P}{d\psi} \right)^2 Q - F_P \frac{dy_P}{d\psi} \frac{dQ}{d\psi} + F_P \frac{d^2 y_P}{d\psi^2} Q}{\frac{dl}{d\psi} Q^2} \quad (15)$$

### 4 悬架阻尼特性与减震器阻尼参数的解析关系

悬架系统弹性元件受冲击将产生振动. 为改善汽车行驶平顺性、衰减车身自由振动和抑制车身、车轮的共振以减小车身的垂直振动加速度和车轮的振幅(减小车轮对地面压力的变化, 防止车轮跳离地面), 在悬架中与弹性元件并联安装减振器. 减振器利用其自身的油液流动阻力来消耗振动能量, 以迅速衰减车身振动.

按汽车平顺性要求, 悬架平衡位置垂向阻尼系数  $C_P$  由下式确定:

$$C_P = 4\pi f m C_0 \quad (16)$$

式中,  $C_0$  为相对阻尼比, 可取 0.25~0.50. 按功能原理, 求得  $C_P$  与减震器阻尼系数  $C_r$  的关系为

$$C_r v_e^2 = C_P (dy_P/d\psi)^2 = C_P v_P^2 \quad (17)$$

式中,  $v_P$  为车轮跟动速度. 代入相关参数, 得

$$C_P = C_r \left[ l_1 \sin(\eta - \psi) - l_b \cos(\eta - \beta_0 - \alpha_b) d\beta_0/d\psi \right]^2 / (dy_P/d\psi)^2 \quad (18)$$

### 5 虚拟样机验证

#### 5.1 设计步骤及软件研制

软件设计的目的是将麦弗逊悬架繁复的设计过

程可视化,实现依据用户输入的相应初始参数来进行麦弗逊式螺旋弹簧悬架的模拟运行,给出横臂和连杆轨迹跟踪图、悬架中各力与 $\psi$ 关系图示、悬架刚度 $k_P$ 与 $\psi$ 关系图示、 $C_P$ 与 $\psi$ 关系图,并最后输出基于初始参数的平衡点各参数数值.从而清晰地了解设计过程中各个参量对麦弗逊悬架性能的影响,进而方便调整,达到简化设计过程、提高设计效率的目的.

设计步骤如下:①按人体工程学和汽车平顺性要求,选取合适的偏频 $f_P$ 和相对阻尼比 $C_0$ .②按式(11)、式(16)分别计算悬架平衡位置时的 $k_P$ 、 $C_P$ 以及 $C_r$ .③由式(14)计算 $k_P$ 随悬架上下跳动的变化.④在悬架平衡位置,将 $F_y = mg$ 代入式(15),确定 $k_s$ ,进而由式(13)计算 $l_0$ .⑤按式(2)~(4)计算 $l_{EC}$ , $\eta$ 随悬架上下跳动的变动范围及 $V_e$ ,进而确定减震器阻尼力 $F_r = C_r V_e$ .⑥按式(18)计算悬架阻尼系数 $C_P$ 随悬架上下跳动的变化.⑦按式(12)计算悬架不同位置时地面对车轮的反力.⑧按式(5)、式(6)求车轮外倾角、主销内倾角.

用VB软件编制简明实用的参数化计算软件,其运行界面如图3所示.

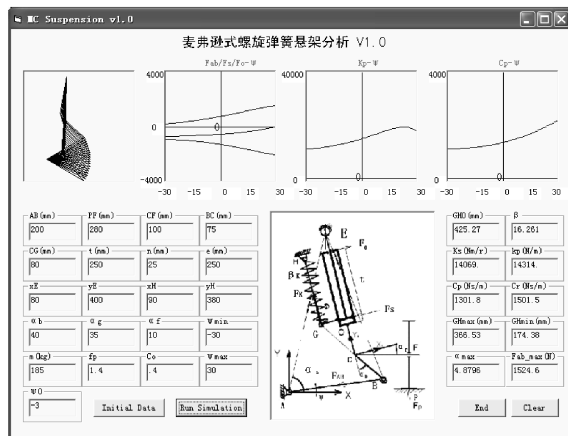


图3 麦弗逊式螺旋弹簧悬架分析软件结果输出界面

Fig.3 Output interface of analysis software on McPherson-strut suspension

## 5.2 基于ADAMS的虚拟样机试验验证

在ADAMS环境下,建立如图4所示麦弗逊式悬架仿真模型,验证悬架刚度和阻尼特性等参数随车轮上下跳动而变化的规律是否与上述软件计算结果一致.

### 5.2.1 悬架刚度验证

同理,对悬架刚度进行虚拟仿真和理论曲线绘制,测量值与计算值重合,如图5所示.证明悬架刚度计算仿真正确.



图4 添加驱动和约束后的模型

Fig.4 Model with driving and restrictions

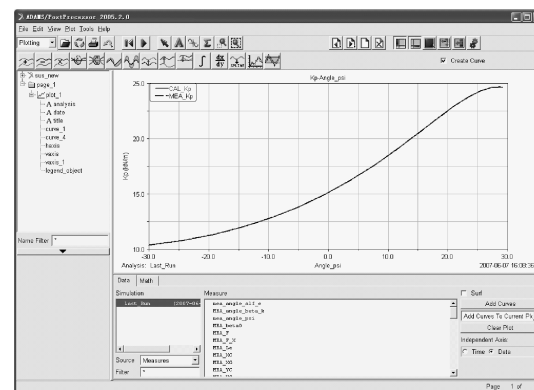


图5 悬架刚度验证曲线

Fig.5 Stiffness validation curve of McPherson-strut suspension

### 5.2.2 悬架阻尼验证

由于式(17)中 $C_r$ 为常数,而图6和图7显示的减震器相对运动速度 $V_e$ 和车轮跳动速度 $V_P$ (即 $\frac{dy}{d\psi}$ ),其理论计算与ADAMS仿真完全一致,因此式(18)无误.

## 6 结语

建立了汽车麦弗逊式悬架系统受力分析和刚度、阻尼计算的数学模型.给出了按选定偏频和相对阻尼比确定螺旋弹簧刚度和减震器阻尼参数的设计步骤.研制了麦弗逊式螺旋弹簧悬架系统刚度和阻尼参数分析软件,为此类独立悬架系统提供了简明实用的仿真分析与设计工具.

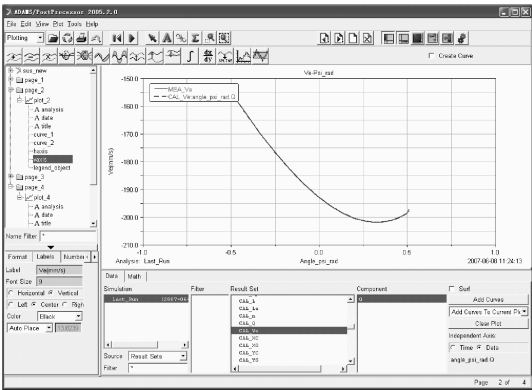


图 6 减震器运动相对速度曲线

Fig.6 Relative moving speed curve of shock absorber

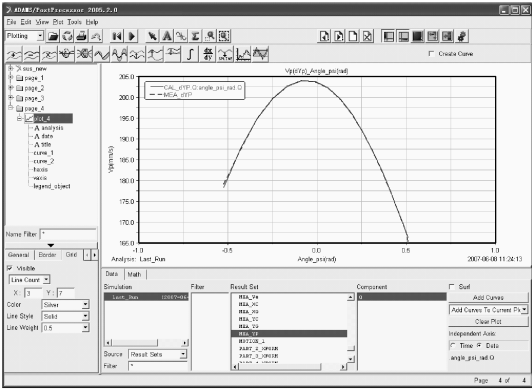


图 7 车轮跳动速度曲线

Fig.7 Jumping speed curve of wheel

参考文献:

[1] 汤靖,高翔,陆丹. 基于 ADAMS 的麦弗逊前悬架优化研究[J]. 计算机辅助工程,2004, 3(1): 28.

TANG Jing, GAO Xiang, LU Dan. The optimized design of macpherson suspension based on adams [J]. Computer Aided Engineering,2004, 3(1): 28.

[2] 褚志刚,邓兆祥,王攀,等. 基于虚拟样机的汽车稳态转向特性改进研究[J]. 系统仿真学报, 2006, 18(1): 106.

CHU Zhigang, DENG Zhaoxiang, WANG Pan, et al. Improvement of stable steering characteristic of vehicle based on virtual prototype [J]. Journal of System Simulation, 2006, 18 (1): 106.

[3] 柳江,喻凡,楼乐明. 麦弗逊悬架侧载螺旋弹簧优化设计[J]. 汽车工程, 2006,28(8): 743.

LIU Jiang, YU Fan, LOU Leming. Optimization design of side load coil springs for macPherson suspension [J]. Automotive Engineering, 2006,28(8): 743.

[4] Hosein Habibi,Kourosh H. Shirazi, Mohammad Shishesaz. Roll steer minimization of McPherson – strut suspension system using genetic algorithm method [J]. Mechanism and Machine Theory, 2008,43:57.

[5] 陈辛波,王伟,万钢. 双横臂扭杆弹簧悬架系统刚度与阻尼特性分析的新方法[J]. 机械工程学报,2009,42(9):103.

CHEN Xinbo, WANG Wei, WAN Gang. New method for analyzing rigidity and damping characteristics of double-wishbone suspension with torsion bar [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009,42(9):103.

[6] 冯春晟,陈辛波. 双横臂-螺旋弹簧悬架受力及刚度阻尼特性非线性分析[J]. 汽车技术,2007(9):7.

FENG Chunsheng, CHEN Xinbo. Nonlinear analysis on force, rigidity and damping performances of double wishbone independent suspension with coil spring [J]. Automobile Technology, 2007(9):7.

[7] 刘惟信. 汽车设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 2001.

LIU Weixing. Automotive design [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2001.

• 下期文章摘要预报 •

基于增量谐波平衡法的汽车非线性悬架系统定量研究

盛 云,吴光强

分析了汽车悬架系统和轮胎的非线性弹簧力和阻尼力,建立二自由度汽车非线性垂向振动系统的动力学模型. 结合增量谐波平衡方法 (incremental harmonic balance method, IHBM),对该系统的动力学行为进行定量研究. 推导其增量谐波平衡过程,研究增量谐波平衡法的迭代计算过程,采用几个不同的谐波次数,计算系统的近似周期解,确定周期解的稳定性;同时,以路面激励圆频率为参数进行了跟踪计算,得到系统主共振时的幅频响应特性. 近似解的计算结果与数值计算结果的对比表明,增量谐波平衡方法的精度可灵活控制,且收敛速度快,结果可靠,是汽车强非线性动力学行为研究的有效方法.