

# 多体动力学在麦弗逊式悬架仿真中的应用研究

何法

(沈阳城市建设学院, 沈阳 110167)

【欢迎引用】何法. 多体动力学在麦弗逊式悬架仿真中的应用研究[J]. 汽车文摘, 2025(8): 51-57.

【Cite this paper】HE F. Application of Multi-Body Dynamics in the Simulation of MacPherson Suspension[J]. Automotive Digest (Chinese), 2025(8): 51-57.

【摘要】针对麦弗逊式独立悬挂系统设计优化需求, 基于其特殊几何构型与参数变化规律, 采用多体动力学理论构建了该悬挂系统的动力学模型, 通过微分方程组推导揭示其运动特性。结果表明: 所建立的数学模型能准确表征悬挂系统在运动过程中各构件的动力学关系, 验证了参数化建模方法的有效性。该研究为麦弗逊式独立悬挂系统的性能预测、结构优化及其对整车动力学特性的影响评估提供了理论依据与计算基础。

关键词: 麦弗逊式悬架; 系统动力学; 自由度; 状态空间; 仿真分析

中图分类号: U463.33 文献标志码: A DOI: 10.19822/j.cnki.1671-6329.20240120

## Application of Multi-Body Dynamics in the Simulation of MacPherson Suspension

He Fa

(Shenyang Urban Construction University, Shenyang 110167)

【Abstract】To address the design optimization requirements of MacPherson strut independent suspension systems, a dynamic model of this suspension system is constructed based on multibody dynamics theory, considering its unique geometric configuration and parameter variation patterns. The motion characteristics are revealed through the derivation of differential equations. The results demonstrate that the established mathematical model can accurately characterize the dynamic relationships among various components during the suspension's motion, thereby validating the effectiveness of the parametric modeling approach. This study provides a theoretical foundation and computational basis for performance prediction, structural optimization of MacPherson strut independent suspension systems, and the evaluation of their impact on overall vehicle dynamic characteristics.

**Key words:** MacPherson suspension, System dynamics, Degree of freedom, State space, Simulation analysis

### 0 引言

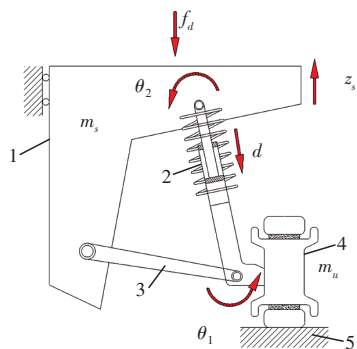
麦弗逊式独立悬架系统因其结构简洁性、空间紧凑性及优异的动态响应特性在汽车领域应用广泛, 对车辆行驶平顺性和操纵稳定性有显著影响。该系统的核心组件包括减振器和下摆臂<sup>[1]</sup>。其中, 减振器采用集成设计, 顶端与车身紧密相连, 底部通过螺栓固定在转向节上, 内部装有螺旋弹簧。这种设计使减振器不仅能有效吸收和缓解路面冲击, 还能提供必要的弹性支撑, 确保轮胎与路面保持良好的

接触。下摆臂内侧通过转动铰链与车身进行柔性连接, 保证了一定的活动范围, 外侧通过球铰链与转向节相接, 增强了悬架系统的灵活性与稳定性。麦弗逊式独立悬架系统的基本参数设定, 如主销轴线位置、减振器阻尼系数以及下摆臂长度等, 都会对车辆的操纵稳定性、舒适性以及安全性产生直接影响, 进而影响整体驾驶性能<sup>[2]</sup>。为了深入分析麦弗逊式独立悬架系统动力学特性, 本文基于多体动力学理论构建麦弗逊悬架简化模型, 采用拉格朗日法推导非线性运动方程, 结合几何约束与弹簧和阻尼特性建

立动力学模型,通过线性化处理转化为状态空间形式,分析系统动态特性。利用MATLAB仿真输入阶跃激励和随机路面,获取车身加速度与下摆臂角位移响应曲线,与传统双质量简化模型对比验证,旨在为悬架优化提供理论依据。

## 1 模型基本分析

根据麦弗逊式悬架的结构特性,可建立如图1所示的简化系统动力学模型。该模型主要由以下核心组件构成:簧载质量(包含车身、减振器)、非簧载质量、时变载荷扰动(考虑乘员及载货质量变化引入的参数不确定性,如乘客和货物质量的变动)。为了更深入地分析该系统,本研究对车体进行了简化处理,假定其仅有垂直方向运动(见图1),使本研究能够聚焦于麦弗逊悬架在垂直动力学方面的行为及其对车辆整体性能的影响。



1. 车身 2. 减振器 3. 下摆臂 4. 主轴和轮胎 5. 地面

图1 麦弗逊式悬架系统的简化示意

麦弗逊式悬架系统模型如图1所示。其中, $\theta_1$ 为下摆臂与减振器连接点的旋转运动, $\theta_2$ 为车身与减振器连接处的旋转动作, $z_s$ 为系统的垂直位移(即车身的垂直移动), $d$ 为减振器上体相对于下体的动态响应, $f_d$ 为系统中的负载扰动(包含乘客和货物质量波动等)。

考虑到下摆臂及其在车身连接处的质量相对于整体车身质量较小<sup>[3]</sup>,为简化模型并提高计算效率,本研究忽略了这些部位的质量,主要关注麦弗逊式悬架系统的主要部件及其运动副,这更有助于准确把握悬架系统的基本特性,同时符合工程实际需求。

在对麦弗逊悬架系统进行模型简化后,其主要部分包括:下摆臂、减振器上端、模拟弹簧承载质量的车身部分、非弹簧承载质量部分以及减振器下端。连接这些组件的运动副包括:允许旋转运动的转动副和允许平移运动的移动副<sup>[4]</sup>。转动副存在于车体与下摆臂

之间、车体与减振器上体之间,以及下摆臂与减振器下体之间;移动副存在于车体与地面之间,以及减振器上体与减振器下体之间。这些转动副和移动副均属于低副类别。通过分析麦弗逊悬架系统组件及其运动副,可推导出本文提出的麦弗逊式悬架系统模型的自由度:

$$F = 3N - (2P_L + P_H) = 3 \times 4 - (2 \times 5 + 0) = 2 \quad (1)$$

式中: $F$ 为系统的自由度, $N$ 为系统中的部件总数, $P_L$ 为低副的数量, $P_H$ 为高副的数量。这些参数共同决定了麦弗逊悬架系统的运动自由度。

在麦弗逊悬架系统的运动学描述中,式(1)明确地展示了系统自由度(Degrees of Freedom, DOF)与各部件之间的关系。其中,系统的自由度、部件总数、低副与高副的数量共同决定了整个悬架的运动特性。然而,在实际的分析过程中,为了简化计算和提高模型的准确性,往往需要对系统进行一些合理的假设。

考虑到麦弗逊悬架中下摆臂的质量远小于簧载质量和非簧载质量,可以忽略下摆臂质量,从而简化整个系统的动力学模型<sup>[5]</sup>。

基于以上原则,提出如下假设:(1)在实际应用中,簧载质量的水平运动对整体性能的影响相对较小,可以忽略簧载质量的水平运动,认为簧载质量仅在垂直方向上发生位移。(2)非簧载质量(包括主轴和轮胎)与车身相连只通过减振器和下摆臂2个路径。(3)为了简化质量分布,将簧载质量和非簧载质量视为具有确定质心的刚体。(4)由于下摆臂质量相对较小,忽略下摆臂的质量和刚度,将其视为无质量且完全柔性的连接。(5)假定螺旋弹簧、轮胎变形以及阻尼力的变化均处于线性范围内。

基于以上假设,可构建出简化的麦弗逊式主动悬架系统模型。该模型不仅减少了计算量,还提高了分析的准确性,为后续性能优化和控制系统设计提供了有力的支持。简化后的麦弗逊式主动悬架系统模型示意如图2所示。

麦弗逊式主动悬架系统动力学模型如图2所示。其中, $m_s$ 为簧载质量,即车辆的车身质量,其动态行为对整车的操控性和舒适性至关重要<sup>[6]</sup>。 $m_u$ 为非簧载质量,主要包括车轮、轮胎和主轴等部件的质量,这部分质量与路面直接接触决定了行驶过程中的振动和冲击。 $k_t$ 为轮胎刚度,即轮胎在受到垂直力作用时产生的形变量与所受外力之间的比例关系,是影响车辆行驶稳定性和舒适性的重要因素。 $c_p$ 为阻尼器的阻尼

系数,决定了减振器在吸收振动能量时的阻力大小,对控制车身振动有直接影响。 $k_s$ 为悬架刚度,即悬架系统抵抗变形的能力,对车辆行驶过程中的稳定性起关键作用。 $f_a$ 为主动控制力,是现代主动悬架系统中的一个关键要素,通过主动调节控制力,实时调整悬架的性能,以适应不同的行驶条件。 $f_d$ 为负载扰动,包括乘客和货物的质量变化等,这些因素会对车辆的动力学性能产生影响。 $z_s$ 为车身垂向位移,即车身在垂直方向上的位置变化,是评价车辆平顺性和乘坐舒适性的重要指标<sup>[7]</sup>。 $z_r$ 为路面垂向位移,即路面在垂直方向上的起伏变化,是影响车辆行驶稳定性和舒适性的主要外部因素。 $\theta_0$ 为平衡点下摆臂的初始角位移,反映了在静止状态下下摆臂与水平面之间的夹角,是悬架系统几何特性的重要参数。 $\alpha'$ 为平衡点时减振器上端点与坐标原点的连线和下摆臂之间的夹角,这个角度决定了减振器与车身之间的连接关系,对整车的操控性和稳定性有重要影响。 $\theta$ 为下摆臂的角位移,即下摆臂在行驶过程中相对于初始位置的旋转角度,是描述悬架系统动态行为的关键参数之一。

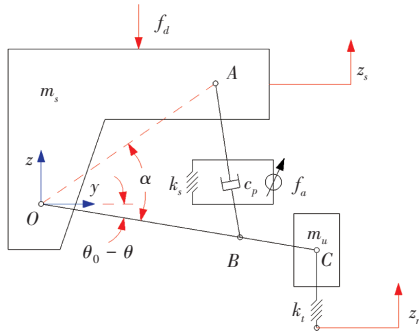


图2 麦弗逊式主动悬架模型

当车辆在路面上行驶时,由于路面不平整而产生的冲击会对悬架系统产生影响,进而导致麦弗逊式主动悬架模型中的A、B、C点位置发生变动。设运动后A、B、C点的坐标分别为 $(y_A, z_A)$ 、 $(y_B, z_B)$ 、 $(y_C, z_C)$ 。同时,引入表示簧载质量垂直向上运动位移的变量 $z_s$ 和表示下摆臂绕其与车身连接处逆时针方向旋转角度的变量 $\theta$ 。根据图2,构建一系列方程来精确描述这些运动变化,如式(2)所示:

$$\begin{cases} y_A = 0 \\ z_A = z_s \\ y_B = l_B (\cos(\theta - \theta_0) - \cos(-\theta_0)) \\ z_B = z_s + l_B (\sin(\theta - \theta_0) - \sin(-\theta_0)) \\ y_C = l_C (\cos(\theta - \theta_0) - \cos(-\theta_0)) \\ z_C = z_s + l_C (\sin(\theta - \theta_0) - \sin(-\theta_0)) \end{cases} \quad (2)$$

式中: $\theta$ 为下摆臂的角位移, $\theta_0$ 为平衡点下摆臂的初始角位移。此外, $l_A$ 为A点到坐标原点O的距离,代表A点在悬架系统中的固定位置; $l_B$ 是B点到坐标原点O的距离,表示B点的固定位置; $l_C$ 是C点到坐标原点O的距离,代表C点在悬架中的固定位置。

为了进一步分析,设定一个特定条件,即三角形OAB的几何构型始终保持不变,运用余弦定理推导出距离变量及角位移变量的关系为:

$$\begin{cases} l = (l_A^2 + l_B^2 - 2l_A l_B \cos \alpha')^{1/2} \\ l' = (l_A^2 + l_B^2 - 2l_A l_B \cos(\alpha' - \theta))^{1/2} \end{cases} \quad (3)$$

式中: $\alpha' = \alpha + \theta_0$ ,当系统处于初始位置时, $l$ 为A点与B点之间的静态距离;在下摆臂旋转后, $l'$ 为A点与B点之间的动态距离。

## 2 建立运动方程

为构建麦弗逊式主动悬架模型的运动方程,采用包含耗散能的拉格朗日方程,如式(4)所示:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_n} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_n} + \frac{\partial D}{\partial q_n} + \frac{\partial U}{\partial q_n} = Q_{na} \quad (4)$$

式中: $n$ 为广义坐标编号, $\dot{q}_n$ 为对应的广义速度, $q_n$ 为广义坐标, $Q_{na}$ 为沿 $q_n$ 方向作用的广义外力, $T$ 为系统的总动能, $U$ 为系统的总势能, $D$ 为系统的耗散能。

依据动能定理,可以推导出如图2所示的麦弗逊式主动悬架系统的动能表达式:

$$T = \frac{1}{2} (m_s + m_u) \dot{z}_s^2 + \frac{1}{2} m_u l_C^2 \dot{\theta}^2 + m_u l_C \cos \theta \cos \theta \dot{z}_s \dot{\theta} \quad (5)$$

根据弹性势能的基本公式,可以得到麦弗逊式主动悬架系统的势能表达式:

$$V = \frac{1}{2} k_s (l - l')^2 + \frac{1}{2} k_i (z_c - z_r) \quad (6)$$

由于麦弗逊式主动悬架系统中的减振器包含了阻尼器,因此系统存在因阻尼导致的耗散能<sup>[8]</sup>。该耗散能的表达式为:

$$D = \frac{c_p l_A^2 l_B^2 \sin^2(\alpha' - \theta) \dot{\theta}}{2(l_A^2 + l_B^2 - 2l_A l_B \cos(\alpha' - \theta))} \quad (7)$$

为了建立麦弗逊式主动悬架系统的动力学方程,选择车身的垂直位移 $z_s$ 和下摆臂的旋转角度 $\theta$ 作为系统的广义坐标。将之前得到的动能 $T$ 、势能 $V$ 以及耗散能 $D$ 表达式,即式(5)、式(6)、式(7)代入含耗散能的拉格朗日方程式(4)中,可以推导出麦弗逊式主动悬架系统的运动方程。

为了描述麦弗逊式主动悬架系统的动态响应,

选取系统的状态变量  $[x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T = [z_s \ \dot{z}_s \ \theta \ \dot{\theta}]^T$ , 并将路面位移输入  $z_r$  定义为输入变量。通过这种选择, 可以得出系统一阶微分方程组:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = f_1(x_1, x_2, x_3, x_4, f_a, z_r, f_d) \\ \dot{x}_3 = x_4 \\ \dot{x}_4 = f_2(x_1, x_2, x_3, x_4, f_a, z_r, f_d) \end{cases} \quad (8)$$

### 3 状态空间模型

为了构建麦弗逊式主动悬架系统的状态空间模型, 并分析其在平衡位置附近的动态特性, 需要对描述系统行为的非线性方程组在系统的初始或平衡状态进行线性化。

在系统处于静态平衡时, 将所有选取的状态变量设置为0, 即系统在开始运动之前处于静止状态, 且没有受到任何外部激励或扰动。因此, 有  $x_e = (x_{1e} \ x_{2e} \ x_{3e} \ x_{4e}) = (0 \ 0 \ 0 \ 0)$ , 对  $f_1$  和  $f_2$  表达式进行线性化, 经过线性化处理后, 得到了系统在平衡点附近的线性状态空间模型:

$$\dot{x} = Ax(t) + B_1 f_a(t) + B_2 z_r(t) + B_3 f_d(t), x(0) = x_0 \quad (9)$$

式中:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ a_{21} & 0 & a_{23} & a_{24} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ a_{41} & 0 & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix},$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{l_B \cos(-\theta_0)}{m_s l_C + m_u l_C \sin^2(-\theta_0)} \\ 0 \\ \frac{(m_s + m_u) l_B}{m_s m_u l_C^2 + m_u^2 l_C^2 \sin^2(-\theta_0)} \end{bmatrix},$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{l_B \cos(-\theta_0)}{m_s l_C + m_u l_C \sin^2(-\theta_0)} \\ 0 \\ \frac{(m_s + m_u) l_B}{m_s m_u l_C^2 + m_u^2 l_C^2 \sin^2(-\theta_0)} \end{bmatrix},$$

$$B_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{l_C}{m_s l_C + m_u l_C \sin^2(-\theta_0)} \\ 0 \\ \frac{m_u l_C \cos(-\theta_0)}{m_s m_u l_C^2 + m_u^2 l_C^2 \sin^2(-\theta_0)} \end{bmatrix}。$$

矩阵  $A$  中的参数  $a_{21}$ 、 $a_{23}$ 、 $a_{24}$ 、 $a_{41}$ 、 $a_{43}$  和  $a_{44}$  表述如下:

$$\begin{cases} a_{21} = \frac{-k_l l_C \sin^2(-\theta_0)}{e_l} \\ a_{23} = \frac{1}{D_1^2} \left\{ \left[ \frac{1}{2} k_s (b_l - \frac{d_l}{g_l}) (\cos(\alpha' + \theta_0)) - \frac{1}{2} k_s \sin \alpha' \cos(-\theta_0) (\frac{d_l^2 \sin \alpha'}{2k_l}) - k_l l_c^2 \sin(-\theta_0) \cos(-\theta_0) \right] n_l + m_u k_s l_C \sin(\alpha') \sin(-\theta_0) \cos^2(-\theta_0) (b_l - \frac{d_l}{h_l}) \right\} \\ a_{24} = \frac{1}{e_l} \frac{c_p b_l^2 \sin^2(\alpha')}{4m_l} \\ a_{41} = \frac{-m_s k_l l_C \cos(-\theta_0)}{f_l} \\ a_{41} = -\frac{1}{D_1^2} \left\{ \left[ \frac{1}{2} m_l k_s \cos \alpha' (b_l - \frac{d_l}{h_l}) - \frac{1}{2} m_l k_s \sin \alpha' (\frac{d_l^2 \sin \alpha'}{2k_l}) + q_l \right] [p_l + \frac{1}{2} m_l m_u^2 k_s l_c^2 \sin(-\theta_0) (b_l - \frac{d_l}{h_l}) \right\} \\ a_{44} = \frac{1}{f_l} \frac{(m_s + m_u) c_p b_l^2 \sin^2(\alpha')}{4m_l} \end{cases} \quad (10)$$

式(10)中各项参数计算式为:

$$\begin{cases} a_l = l_A^2 + l_B^2, \quad b_l = 2l_A l_B \\ c_l = a_l^2 - a_l b_l \cos(\alpha + \theta_0) \\ d_l = a_l b_l - b_l^2 \cos(\alpha + \theta_0) \\ e_l = m_u l_C + m_u l_C \sin(x_3 - \theta_0)^2 \\ f_l = m_s m_u l_C^2 + m_u^2 l_C^2 \sin(x_3 - \theta_0) \\ g_l = c_l - d_l \cos(\alpha' - \theta)^{1/2} \\ h_l = c_l - d_l \cos(\alpha')^{1/2} \\ k_l = 2(c_l - d_l \cos(\alpha')^{3/2}) \\ m_l = a_l - b_l \cos \alpha' \\ n_l = m_s l_C + m_u l_C \sin^2(-\theta_0) \\ p_l = m_s k_s l_c^2 + m_u^2 l_C^2 \sin^2(-\theta_0) \\ q_l = m_s k_s l_c^2 \cos(-\theta_0) \\ m_l = m_s + m_u \end{cases} \quad (11)$$

为了深入研究麦弗逊式主动悬架系统的动态特性, 特别是在平衡位置附近的行为表现, 选择了车身加速度  $\dot{z}_s$  和下摆臂旋转角度  $\theta$  作为系统输出的核心指标。这2个物理量直观反映了悬架系统在行驶过程中的动态响应, 因此被用于构建系统的输出状态向量  $y(t) = [\dot{z}_s \ \theta]^T$ , 通过深入分析系统内部状态与外部观测之间的关联, 推导出了系统的输出方程, 描述了系统状态如何映射到实际可观测的输出为:

$$y = Cx(t) + D_1 f_a(t) + D_2 z_r(t) + D_3 f_d(t) \quad (12)$$

式中:

$$C = \begin{bmatrix} a_{21} & 0 & a_{23} & a_{24} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix},$$

$$D_1 = \begin{bmatrix} \frac{l_B \cos(-\theta_0)}{m_s l_C + m_u l_C \sin(-\theta_0)^2} \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$D_2 = \begin{bmatrix} \frac{k_t l_C \sin(-\theta_0)^2}{m_s l_C + m_u l_C \sin(-\theta_0)^2} \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$D_3 = \begin{bmatrix} -l_C \\ \frac{-l_C}{m_s l_C + m_u l_C \sin(-\theta_0)^2} \\ 0 \end{bmatrix}。$$

#### 4 仿真分析

当图2中的 $f_a$ 和 $f_d$ 输入值设为零时,麦弗逊式被动悬架模型便相当于一个未经控制的麦弗逊式悬架系统。此时,导出被动悬架的动力学方程式为:

$$\begin{cases} (m_s + m_u) \ddot{z}_s^2 + m_u l_C \cos(\theta - \theta_0) \ddot{\theta} - m_u l_C \sin(\theta - \theta_0) \dot{\theta}^2 + k_t(z_s + l_C(\sin(\theta - \theta_0) - \sin(-\theta_0)) - z_r) = 0 \\ m_u l_C^2 \ddot{\theta}^2 + m_u l_C \cos(\theta - \theta_0) \ddot{z}_s^2 + \frac{c_p b_l^2 \sin(\alpha' - \theta) \dot{\theta}}{4(a_l - b_l \cos(\alpha' - \theta))} + k_t l_C \cos(\theta - \theta_0)(z_s + l_C(\sin(\theta - \theta_0) - \sin(-\theta_0)) - z_r) - \frac{1}{2} k_s \sin(\alpha' - \theta) [b_l - \frac{d_l}{(c_l - d_l \cos(\alpha' - \theta))^{1/2}}] = 0 \end{cases} \quad (13)$$

本文以某车型的麦弗逊式悬架系统为研究对象,该系统的参数详见表1。

表1 某车型麦弗逊悬架参数表

参数	数值	参数	数值
$m_s/\text{kg}$	453	$l_A/\text{m}$	0.66
$m_u/\text{kg}$	71	$l_B/\text{m}$	0.34
$c_p/(\text{N}\cdot\text{s})\cdot\text{m}^{-1}$	1 950	$l_c/\text{m}$	0.37
$k_t/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	17 658	$\theta_0/(\text{°})$	12
$k_s/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	183 887	$\alpha/(\text{°})$	50

为了进行详细的仿真分析,采用了表1中的麦弗逊式悬架参数,并将其应用于被动悬架模拟模型中。考虑到实际驾驶情况,车辆通常以较低的速度通过减速带。因此,在本次仿真试验中,将车辆驶过减速带的速度设定为20 km/h。由于目前国家尚未出台统一的减速带标准,参考了制造商在制造减速带时通常遵循的非正式规范,即减速带的宽度不超过30 cm,高度不超过5 cm<sup>[9]</sup>。基于这些尺寸要求,构建了减速带模型,并利用阶跃函数来模拟减速带

对车辆产生的冲击效果。通过仿真试验,得到了车身加速度和下摆臂角位移的响应曲线,如图3、图4所示。这些曲线提供了关于悬架系统动态性能的直观和量化信息。

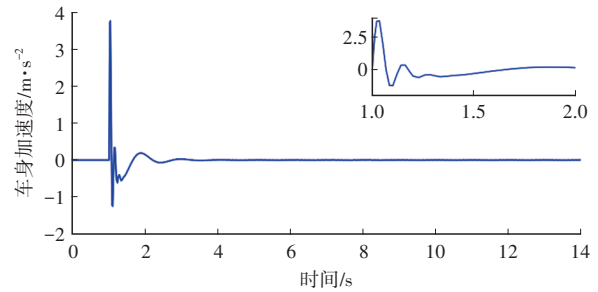


图3 车身加速度

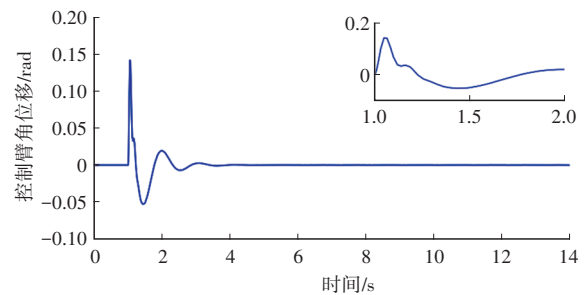


图4 下摆臂角位移

将表1中列出的参数应用到麦弗逊式被动悬架仿真模型中,进一步模拟了在车速40 km/h条件下,C级路面的路面位移情况,并将其作为系统输入进行仿真试验。车身加速度和下摆臂角位移响应曲线分别如图5、图6所示。

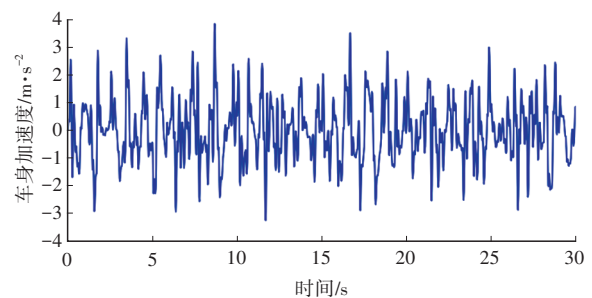


图5 车身加速度

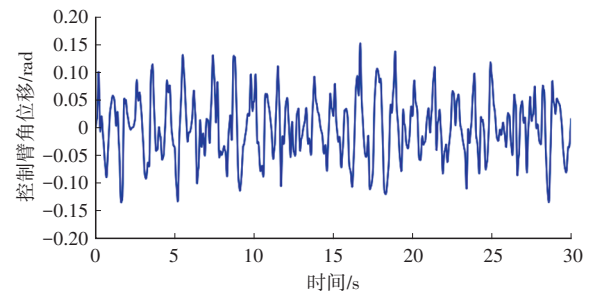


图6 下摆臂角位移

为了比较麦弗逊式悬架模型与常规麦弗逊简化悬架模型的性能,需将表1中的参数应用到图7所示

的简化悬架模型中。

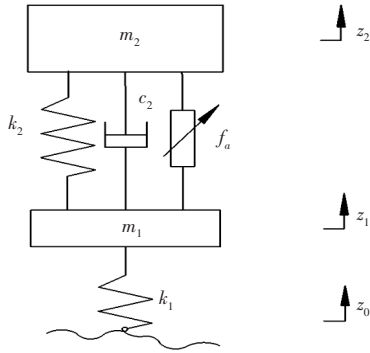


图7 双质量1/4车辆模型

图7中,  $m_2$ 为簧载质量,  $m_1$ 为非簧载质量;  $k_1$ 为轮胎刚度,  $c_2$ 为阻尼器的阻尼系数;  $k_2$ 为悬架刚度;  $f_a$ 为主动控制力, 被动悬架  $f_a = 0$ ;  $z_2$ 为簧载质量的垂向位移,  $z_1$ 为非簧载质量的垂向位移,  $z_0$ 为路面的垂向位移。

根据牛顿第二定律可以建立系统的动力学方程:

$$\begin{cases} m_2 \ddot{z}_2 = c_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k_2(z_1 - z_2) + f_a \\ m_1 \ddot{z}_1 = c_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_2(z_2 - z_1) + k_1(z_0 - z_1) - f_a \end{cases} \quad (14)$$

选取状态变量  $z_2 - z_1, \dot{z}_2, z_1 - z_2, \dot{z}_1$ , 构成状态向量  $X$ , 选取路面速度  $\dot{z}_0$  为输入, 选取簧载质量的垂向加速度  $\ddot{z}_2$ 、悬架动挠度  $(z_2 - z_1)$ 、轮胎动载荷  $k_1(z_0 - z_1)$  为输出量, 构成输出状态向量  $Y$ 。由式(14)的系统运动方程可以得到系统的状态方程和输出方程:

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + B_1 w + B_2 f_a \\ Y = CX + D_1 w \end{cases} \quad (15)$$

$$\text{式中: } A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_2}{m_2} & -\frac{c_2}{m_2} & 0 & \frac{c_2}{m_2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_2}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} & -\frac{k_1}{m_1} & -\frac{c_2}{m_1} \end{bmatrix}, \quad B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m_2} \\ 0 \\ -\frac{1}{m_1} \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} -\frac{k_2}{m_2} & -\frac{c_2}{m_2} & 0 & \frac{c_2}{m_2} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_1 & 0 \end{bmatrix}, \quad D_1 = \begin{bmatrix} \frac{1}{m_2} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}。$$

式(15)是以  $\dot{z}_0$  作为系统的输入变量, 以车身加速度  $\ddot{z}_2$ 、悬架动挠度  $(z_2 - z_1)$ 、轮胎动载荷  $k_1(z_0 - z_1)$  为输出量的状态方程, 当  $f_a = 0$  时, 其传递函数为  $T(s) = D_1 + C(sI - A)^{-1}B_1$ , 利用 MATLAB 的符号计算功能可以计算得到悬架简化模型以  $\dot{z}_0$  为输入、车身加速度  $\ddot{z}_2$  为输出的传递函数:

$$H_a(s) = \frac{\ddot{z}_2}{\dot{z}_0} = \frac{k_1 c_2 s^2 + k_1 k_2 s}{m_2 m_1 s^4 + (m_2 + m_1) c_2 s^3 + (m_1 k_2 + m_2 k_2 + m_2 k_1) s^2 + k_1 c_2 s + k_1 k_2} \quad (16)$$

式(9)、式(12)是以  $z_r$  作为系统的输入变量, 以车身加速度  $\ddot{z}_s$  和控制臂的角位移  $\theta$  作为输出变量的状态方程, 当  $f_a = 0$  且  $f_d = 0$  时, 可以得到麦弗逊式被动悬架的传递函数为  $T(s) = D_2 + C(sI - A)^{-1}B_2$ , 利用 MATLAB 的符号计算功能可以计算得到麦弗逊式被动悬架模型以  $z_r$  为输入, 车身加速度  $\ddot{z}_s$  为输出的传递函数:

$$H_b(s) = \frac{\ddot{z}_s}{z_r} = \frac{k_t c_p s^3 + k_t k_s s^2}{m_s m_u s^4 + (m_s + m_u) c_p s^3 + (m_u k_s + m_s k_s + m_s k_t) s^2 + k_t c_p s + k_t k_s} \quad (17)$$

式(16)与式(17)一样, 悬架简化模型是麦弗逊式悬架模型的一种特例, 当麦弗逊式悬架模型中  $l_B = l_C, l_B = l_A \cos \alpha$  且  $\theta_0 = 0^\circ$  时, 就可以将麦弗逊式悬架模型变成简化悬架模型。

在模拟过程中, 用阶跃函数来模拟减速带对车辆的冲击效果。对比麦弗逊式悬架模型和简化悬架模型的车身加速度响应之间的差异, 结果如图8所示。

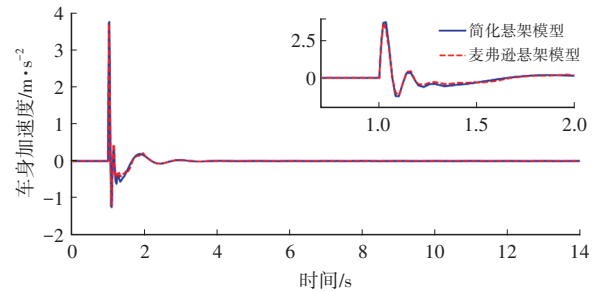


图8 麦弗逊式模型与简化模型车身加速度响应对比

## 5 结束语

本文通过多体动力学理论建立了麦弗逊式被动悬架的非线性动力学模型, 结合几何约束与拉格朗日方程推导了系统运动微分方程, 并通过状态空间法与线性化分析揭示了其动态特性。仿真结果表明, 该模型能有效反映悬架旋转运动对车身加速度及下摆臂角位移的影响, 相较于传统简化模型具有更高的精度, 为悬架优化提供了理论依据。研究成果不仅为麦弗逊悬架的工程设计提供了仿真工具, 还为复杂悬架系统的动力学分析方法奠定了基础。未来可进一步拓展至主动控制策略开发、非线性因素建模、多学科耦合优化及试验验证等方向, 推动悬架系统的精细化设计与智能化发展, 兼具学术价值与工程应用潜力。

## 参 考 文 献

- [1] 刘月, 刘功兴, 何法. 基于遗传算法优化的麦弗逊主动悬架模糊PID控制器设计[J]. 辽宁省交通高等专科学校学报, 2022, 24(4): 1-5.
- [2] NAGARKAR M, BHALERAO Y, SASHIKUMAR S, et al. Multi-Objective Optimization and Experimental Investigation of Quarter Car Suspension System[J]. International Journal of Dynamics and Control, 2023(12): 1222-1238.
- [3] CHO S, YEON H, KIM H, et al. Design of End Coil Angular Position and Centerline Shape of C-Type Side Load Coil Spring for Reducing Side Load of MacPherson Strut Suspension[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2021(35): 1153-1160.
- [4] ARASH V, ALI J. Constraint Optimization of Nonlinear McPherson Suspension System Using Genetic Algorithm and ADAMS Software[J]. Journal of Vibration and Control, 2022, 28(21-22): 3140-3151.
- [5] 王孝鹏, 刘建军. 机械动力学建模与仿真[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2021.
- [6] CHOI B C, CHO S H, KIM C W. Kriging Model Based Optimization of MacPherson Strut Suspension for Minimizing Side Load using Flexible Multi-Body Dynamics[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2018(19): 873-879.
- [7] 寇发荣, 武江浩, 景强强, 等. 1/4车辆电磁混合主动悬架容错控制[J]. 振动测试与诊断, 2022, 42(1): 96-102+197.
- [8] 赵强, 何法. 基于LPV模型的麦弗逊式主动悬架控制器设计[J]. 重庆交通大学学报(自然科学版), 2018, 37(8): 112-118+126.
- [9] 何法. 车辆麦弗逊式主动悬架系统控制仿真研究[D]. 哈尔滨: 东北林业大学, 2017.

(责任编辑 明慧)

## 《汽车文摘》2025年专项征稿启事

尊敬的汽车及相关技术领域专家学者、研发工程师、高校师生:

在全球汽车产业迎来深刻变革的今天,2025年将成为汽车技术发展的关键节点,新技术、新材料、新理念将不断涌现,推动汽车行业向更智能、更环保、更安全的方向发展。《汽车文摘》期刊作为中国汽车工程学会会刊,秉承“览全球汽车技术文献,指中国汽车技术之道”的使命,致力于成为汽车领域最具影响力的综述类期刊。在此,我们特别发布2025年专项征稿启事,聚焦以下十大技术方向,旨在征集具有前瞻性、综述性的高质量文章,以期在汽车技术的创新与进步提供创新的方向和理论的支持。

**1. 人工智能在汽车创新发展中的应用综述:**征集探讨人工智能技术在车辆自动驾驶、智能座舱、智能控制以及仿真和优化中的应用综述文章。

**2. 智能网联汽车信息安全技术综述:**征集分析智能网联汽车面临的信息安全挑战及解决方案的综述文章。

**3. 环境感知与智能决策技术综述:**征集研究环境感知技术的未来发展,包括新型传感器技术、多模态感知融合算法的最新进展等前瞻综述。

**4. 氢能技术在汽车产业中的应用综述:**征集探讨氢能技术在汽车产业中的应用,包括氢燃料电池、氢内燃机以及氢能汽车能源系统中的整合等综述文章。

**5. 固态电池技术发展综述:**征集研究固态电池技术的最新进展,包括材料科学、电化学性能和系统集成等方面的综述。

**6. 汽车动力总成电动化技术综述:**征集探讨电动化动力总成设计、控制和集成技术的综述文章。

**7. 智能底盘技术发展综述:**征集探讨智能底盘技术的最新进展,包括底盘控制系统、悬挂系统和驱动系统的智能化技术综述。

**8. 自动驾驶法规与伦理问题综述:**征集分析自动驾驶技术发展中的法规和伦理问题的综述文章。

**9. 汽车共享经济与商业模式创新综述:**征集探讨汽车共享经济的发展及其对传统汽车产业影响的综述。

**10. 智能交通系统(ITS)技术发展综述:**征集研究智能交通系统技术如车路协同、交通流量管理等的综述。

#### 征稿要求:

1. 投稿请注明“\*\*\*\*\*”技术方向专项征稿字样,本刊对符合征稿技术方向的稿件将优先审核,一经录用优先发表;

2. 综述篇幅在8000~15000字,图文并茂,图、表和公式非原创要求标注引用文献;

3. 请按科技论文要求撰写文章摘要,摘要中文字数在200字左右;

4. 文章必须附有公开发表、体现本领域最新研究成果和高影响力出版物作为参考文献,一般要求参考文献在20篇以上,一半左右为外文参考文献,且在文中标注所引用文献;

5. 来稿保密审查工作由作者单位负责,确保署名无争议,文责自负;

6. 切勿一稿多投,《汽车文摘》投稿网址: <http://www.qcwz.cbpt.cnki.net>, 邮箱: [autodigest@faw.com.cn](mailto:autodigest@faw.com.cn)。

《汽车文摘》期刊期待您的精彩综述文章,共同探索汽车技术的未来发展。感谢您对《汽车文摘》期刊的支持与贡献,让我们携手推动汽车技术的创新与进步。

《汽车文摘》编辑部