

基于空间结构的麦弗逊悬架减振器侧向力计算

胡久强¹, 王 朋¹, 罗 娅², 翁 畅¹, 隋 鑫¹

(1. 比亚迪汽车工业有限公司, 广东 深圳 518118; 2. 犀重新能源汽车有限公司, 成都 610106)

摘 要:麦弗逊悬架减振器在工作过程中承受动态变化的侧向力,该力会显著增大悬架摩擦力,并导致活塞杆偏磨及油封早期磨损。为减小侧向力,需实现其精确计算。本文首先依据运动学原理与空间力系平衡方程,建立了侧向力理论模型;进而利用 MATLAB 编写程序求解该模型;最后通过 ADAMS 动力学仿真验证了计算结果的准确性。仿真结果证实了所述方法的精确性与高效性。也为系统归纳减小侧向力的有效措施提供了依据。

关键词:麦弗逊悬架;减振器侧向力;运动学仿真;空间力系

中图分类号:U463.33⁺1

文献标志码:A

DOI:10.15917/j.cnki.1006-3331.2025.06.011

Lateral Force Calculation for the MacPherson Suspension

Damper Based on a Spatial Mechanism Model

HU Jiuqiang¹, WANG Peng¹, LUO Ya², WENG Chang¹, SUI Xin¹

(1. BYD Automobile Industry Co., Ltd., Shenzhen 518118, China;

2. Xi Re New Energy Vehicle Co., Ltd., Chengdu 610106, China)

Abstract:The MacPherson suspension damper bears dynamic lateral forces during operation. These forces significantly increase suspension friction and lead to side wear of the piston rod and premature wear of the oil seal. To reduce them, accurate calculation is essential. This paper first establishes a theoretical model for the lateral force based on kinematic principles and the equilibrium equations of a spatial force system. It then develops a MATLAB program to solve this model. Finally, the paper verifies the accuracy of the results through dynamic simulation using ADAMS. The simulation results not only confirm the accuracy and efficiency of the method but also provide reference for systematically summarizing effective measures to reduce the lateral force.

Key words:MacPherson suspension; lateral force of damper; kinematic simulation; space force system

由于整车布置的需要,麦弗逊独立悬架减振器上安装点的受力方向通常会偏离其轴线,从而产生侧向力。侧向力过大会导致活塞杆与油封发生偏磨,进而引起减振器漏油;同时,过大的侧向力也会增加悬架系统的摩擦力,进而影响整车的舒适性。因此,在设计中需对减振器侧向力进行计算,以此为基础采取相应措施以减小该力。在双横臂悬架分析方面,文献[1]应用空间机构运动学原理,并借助 Matlab 完成了各硬点位置的运动学计算。文献[2]关注减振器侧向力的计算精度问题,针对平面简化方法的不足,提

出了一种空间结构计算方法。文献[3]通过系统分析驱动、制动、加速及转弯等多种实际工况,进一步拓展了减振器侧向力的分析范围。现有研究通常将空间力系简化为平面力系,或仅针对单一工况进行计算,且多局限于悬架的设计姿态。然而,麦弗逊悬架作为一种空间运动机构,其减振器侧向力在实际行驶中是多种工况共同作用下的动态时变结果。因此,为建立更全面、准确且高效的计算方法,必须考虑悬架在全行程范围内,受驱动、制动与转弯等工况综合影响时的侧向力特性。

收稿日期:2025-06-20。

第一作者:胡久强(1982—),男,高级工程师,主要从事悬架系统设计及其动力学系统仿真相关工作。E-mail:326987262@qq.com。

通信作者:罗 娅(1990—),女,工程师,主要从事悬架系统设计相关工作。E-mail:783304497@qq.com。

1 麦弗逊悬架运动学求解

1.1 悬架运动学模型

麦弗逊独立悬架(见图1)主要由减振器、螺旋弹簧、转向节、转向拉杆及下摆臂等部件构成,是一种运动关系的空间运动机构。为简化分析,通常以整车坐标系为参考,将悬架系统抽象为一个空间杆系结构模型^[4]。如图2所示:点A为麦弗逊下摆臂外球销点;点B为摆臂后衬套点,点C为摆臂前衬套点;点D为转向拉杆外球销点;点E为转向拉杆内球销点;点P为减振器上支撑安装点;点J为减振器下安装点;点K为减振器导向套中心点,其位置直接决定了悬架的杠杆比,进而影响传递至减振器力的大小;点L为减振器活塞中心点;点N为弹簧上安装点;点M为弹簧下端圈中心点;点G为轮胎接地地点;点H为车轮中心。

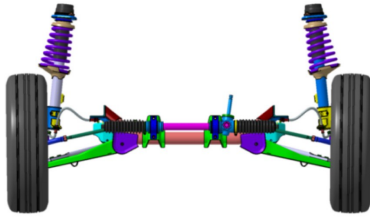


图1 麦弗逊独立悬架

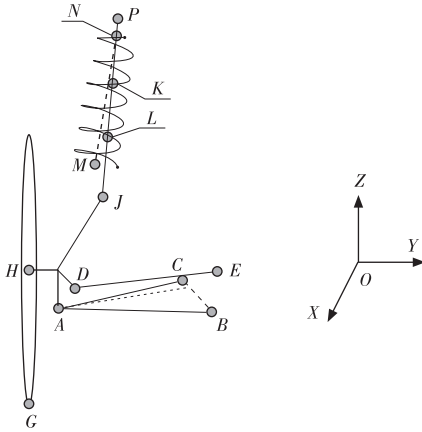


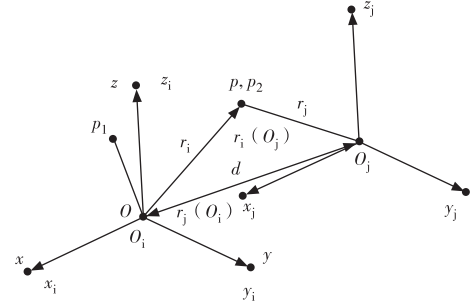
图2 麦弗逊悬架结构简图

$$C_{ij}^{(\varphi)} = \begin{pmatrix} \cos^2 \alpha (1 - \cos \varphi) + \cos \varphi & \cos \alpha \cos \beta (1 - \cos \varphi) - \cos \gamma \sin \varphi & \cos \alpha \cos \gamma (1 - \cos \varphi) + \cos \beta \sin \varphi \\ \cos \alpha \cos \beta (1 - \cos \varphi) + \cos \gamma \sin \varphi & \cos^2 \beta (1 - \cos \varphi) + \cos \varphi & \cos \beta \cos \gamma (1 - \cos \varphi) - \cos \alpha \sin \varphi \\ \cos \alpha \cos \gamma (1 - \cos \varphi) - \cos \beta \sin \varphi & \cos \beta \cos \gamma (1 - \cos \varphi) + \cos \alpha \sin \varphi & \cos^2 \gamma (1 - \cos \varphi) + \cos \varphi \end{pmatrix} \quad (2)$$

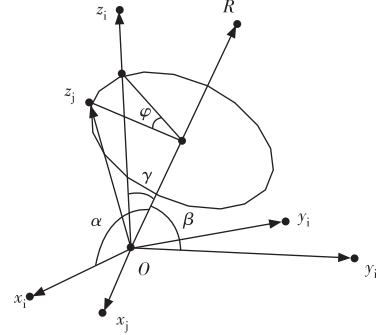
因此,全局坐标系 O_i 中的C点在局部坐标系 O_j 中绕固定轴 R 旋转 φ 后,其在全局坐标系中的坐标记为 C_φ ,所对应的刚体坐标变换见式(3)。点C在全局坐标系 O_i 中的坐标为 (C_{ix}, C_{iy}, C_{iz}) ,其平动坐标变

1.2 空间机构运动学原理

机构运动学分析中,常用到图3所示的不同原点坐标刚体变换;局部坐标系 O_j 相对于全局坐标系 O_i 同时存在转动与平动,其坐标变换矩阵由相应的转动变换与平动变换构成^[5]。



(a) 平动坐标变换



(b) 转动坐标变换

图3 空间机构运动学坐标变换

局部坐标系的原点 O_j 在全局坐标系 O_i 中的位置矢量 $\mathbf{r}_j^{(O_i)}$,其坐标为 (O_{jx}, O_{jy}, O_{jz}) ,该矢量的计算见式(1)。

$$\mathbf{r}_j^{(O_i)} = [O_{jx}, O_{jy}, O_{jz}]' \quad (1)$$

转动可用绕固定轴 R 转动的坐标变换矩阵 $C_{ij}^{(\varphi)}$ 表示,转动坐标变换见式(2),即在局部坐标系中绕某固定轴 R 旋转角度 φ 而得,其中 $\cos \alpha, \cos \beta, \cos \gamma$ 表示固定轴 R 在全局坐标系 O_i 中的方向余弦。

换见式(4)。

$$C_\varphi = \mathbf{r}_j^{(O_i)} + C_{ij}^{(\varphi)} \cdot \mathbf{r}_c^{(O_j)} \quad (3)$$

$$\mathbf{r}_c^{(O_j)} = [C_{ix} - O_{jx}, C_{iy} - O_{jy}, C_{iz} - O_{jz}]' \quad (4)$$

1.3 悬架运动学关键点位置求解

1) 求解点 A_2 的坐标值。点 A_2 是点 A 绕轴 BC 旋转角度 φ 后在全局坐标系中的位置,其坐标值为 (x_a, y_a, z_a) 。此变换对应的刚体坐标变换公式见式(5); $\mathbf{r}_A^{(O_j)}$ 表示点 A 在局部坐标系中的局部坐标向量,其平动坐标变换见式(6); $\mathbf{C}_{ij}^{(\varphi)}$ 表示 A 点绕轴 BC 旋转的变换矩阵; $\cos \alpha, \cos \beta, \cos \gamma$ 表示轴 BC 在全局坐标系中的方向余弦;由此可求出点 A_2 在全局坐标系中的坐标值。

$$A_2 = [x_a, y_a, z_a] = \mathbf{r}_j^{(O_i)} + \mathbf{C}_{ij}^{(\varphi)} \cdot \mathbf{r}_A^{(O_j)} \quad (5)$$

$$\mathbf{r}_A^{(O_j)} = [A_{jx} - O_{jx}, A_{jy} - O_{jy}, A_{jz} - O_{jz}]' \quad (6)$$

式中: A_{jx}, A_{jy}, A_{jz} 为 A 点在局部坐标系中的坐标。

2) 求解点 D_2 和点 J_2 的坐标值。点 D_2 、点 E_2 和点 J_2 分别是点 D 、点 E 和点 J 在旋转角度 φ 后在全局坐标系中的位置,其坐标值分别为 (x_d, y_d, z_d) 、 (x_e, y_e, z_e) 和 (x_j, y_j, z_j) 。根据杆长不变的几何约束条件,定义各杆长度参数如下:杆 DE 、 DA 、 DJ 、 AJ 、 PJ 、 AP 、 HA 、 HP 、 HJ 及 LP 的长度分别记为 L_{DE} 、 L_{DA} 、 L_{DJ} 、 L_{AJ} 、 L_{PJ} 、 L_{AP} 、 L_{HA} 、 L_{HP} 、 L_{HJ} 、 L_{LP} 。利用两点间距离公式计算各构件长度,可列出4个约束方程,杆长约束方程见式(7)。

$$\begin{cases} (x_d - x_e)^2 + (y_d - y_e)^2 + (z_d - z_e)^2 = L_{DE}^2 \\ (x_d - x_a)^2 + (y_d - y_a)^2 + (z_d - z_a)^2 = L_{DA}^2 \\ (x_d - x_j)^2 + (y_d - y_j)^2 + (z_d - z_j)^2 = L_{DJ}^2 \\ (x_a - x_j)^2 + (y_a - y_j)^2 + (z_a - z_j)^2 = L_{AJ}^2 \end{cases} \quad (7)$$

悬架运动过程中,减振器上下部分间的运动形式为圆柱副,在车轮上下运动过程中, $\angle DJP$ 和 $\angle AJP$ 保持不变,由三角形余弦定理可列出2个约束方程,余弦定理约束方程见式(8),杆长约束方程见式(9)。

$$\begin{cases} L_{DJ}^2 + L_{PJ}^2 - 2L_{DJ}L_{PJ}\cos(\angle DJP) = L_{DP}^2 \\ L_{AJ}^2 + L_{PJ}^2 - 2L_{AJ}L_{PJ}\cos(\angle AJP) = L_{AP}^2 \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} (x_d - x_p)^2 + (y_d - y_p)^2 + (z_d - z_p)^2 = L_{DP}^2 \\ (x_a - x_p)^2 + (y_a - y_p)^2 + (z_a - z_p)^2 = L_{AP}^2 \\ (x_p - x_j)^2 + (y_p - y_j)^2 + (z_p - z_j)^2 = L_{PJ}^2 \end{cases} \quad (9)$$

求解上述方程组,可得出点 D_2 和 J_2 的坐标值。

3) 求解点 H_2 、点 M_2 和 K_2 的坐标值。点 H 、 M 和 K 绕固定轴 R 旋转角度 φ 后,在全局坐标系中的对应点为 H_2 、 M_2 和 K_2 。其坐标值分别为 (x_h, y_h, z_h) 、 (x_m, y_m, z_m) 与 (x_k, y_k, z_k) 。以点 H_2 为例,其满足的几何关系约束表达式为式(10);通过联立求解此类方程组,

可最终确定 H_2 、 M_2 与 K_2 的坐标。在刚体假设下,下摆臂上点 H 、 M 、 K 与铰链点 A 、 D 、 J 间的距离为不变量。基于空间距离公式,可建立相应的约束方程组。以 H_2 为例,该约束关系表达为式(10),通过求解此类方程组,可最终确定 H_2 、 M_2 、 K_2 的坐标。

$$\begin{cases} (x_h - x_a)^2 + (y_h - y_a)^2 + (z_h - z_a)^2 = L_{HA}^2 \\ (x_h - x_d)^2 + (y_h - y_d)^2 + (z_h - z_d)^2 = L_{HD}^2 \\ (x_h - x_j)^2 + (y_h - y_j)^2 + (z_h - z_j)^2 = L_{HJ}^2 \end{cases} \quad (10)$$

4) 求解车轮接地点 G_2 的坐标值。如图2所示,车轮接地点 G 为过车轮中心 H 的铅垂线与地面的交点。基于车轮半径 R ,其运动后的位置 G_2 的坐标值为 (x_g, y_g, z_g) ,具体计算见式(11)。

$$x_g = x_h; \quad y_g = y_h; \quad z_g = z_h - R \quad (11)$$

5) 求解减振器活塞中心点 L_2 和弹簧上端圈中心点 N_2 的坐标值。如图2所示,悬架运动时,减振器构成圆柱副。减振器活塞中心点 L 始终在直线 PJ 上,且杆长 L_{PJ} 为定长杆,其约束关系满足式(12),可用于求解 L_2 坐标 (x_l, y_l, z_l) 。同理,点 N_2 始终位于其导向直线上的约束条件由式(13)描述,据此可求解 N_2 坐标 (x_n, y_n, z_n) 。

$$(x_l - x_p)^2 + (y_l - y_p)^2 + (z_l - z_p)^2 = L_{LP}^2 \quad (12)$$

$$\frac{x_l - x_p}{x_j - x_p} = \frac{y_l - y_p}{y_j - y_p} = \frac{z_l - z_p}{z_j - z_p} \quad (13)$$

2 减振器侧向力理论计算

2.1 悬架受力模型

麦弗逊悬架是一种单自由度的空间运动机构。鉴于其运动过程中空间位置具有确定性,该机构属于静定结构,故可对其进行静力分析。采用空间机构法进行计算,能有效避免平面简化法带来的误差,从而使分析结果更符合工程实际。减振器侧向力的理论计算,需基于悬架的特定位置与工况进行。首先进行悬架受力分析,然后再进行减振器侧向力计算。首先进行悬架受力分析,然后再进行减振器侧向力计算。根据理论力学空间力系平衡原理,对麦弗逊悬架系统进行受力分析^[6],可求出悬架支柱顶端、下摆臂和转向拉杆所受的外力,进而求得减振器的侧向力。

以麦弗逊悬架整体为研究对象,根据图2中的简图及受力分析,建立了图4所示的空间力系分析模型。图4中的点 O 、 P 、 G 、 A 、 B 、 C 、 D 、 E 的定义均与图2保持一致; F_g 为地面给轮胎的空间力; F_1 和 F_2 是下摆臂作用于转向节的合力的两个分力; F_3 为转向

拉杆给转向节的力; F_p 为上支撑受力, 即车身施加给减振器上点 P 的力^[7]。

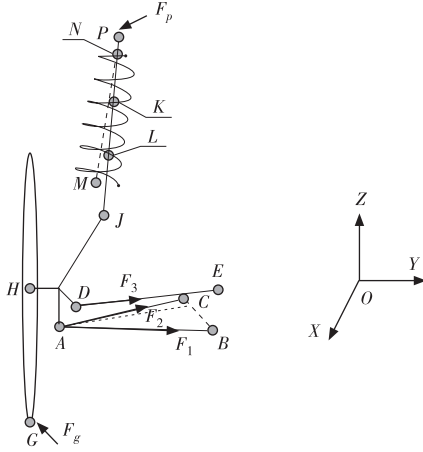


图4 麦弗逊悬架空间力系分析模型

2.2 麦弗逊悬架受力计算

1) 空间力平衡方程。依据理论力学, 力的三要素是大小、方向与作用点, 在空间直角坐标系中, 将力 F 向各坐标轴分解时, 其分量的大小由 $|F|$ 与相应方向余弦的乘积所决定。如图4所示, 由于硬点 A 、 B 、 C 、 D 、 E 、 G 、 P 均为已知坐标, 即力 F_1 、 F_2 、 F_3 的方向和作用点为已知量, 而力的大小为未知量, 由此可分别计算 F_1 对 XYZ 坐标轴的投影 F_{1x} 、 F_{1y} 、 F_{1z} , 同理可计算 F_2 对 XYZ 坐标轴的投影 F_{2x} 、 F_{2y} 、 F_{2z} 和 F_3 对 XYZ 坐标轴的投影 F_{3x} 、 F_{3y} 、 F_{3z} , 其中 $\overrightarrow{AB}$ 表示 A 到 B 的向量, 力的投影分解见式(14)。

$$\begin{cases} F_1 = \{F_{1x}, F_{1y}, F_{1z}\} = |F_1| \cdot (\cos \alpha + \cos \beta + \cos \gamma) = \\ |F_1| \cdot \frac{\overrightarrow{AB}}{|\overrightarrow{AB}|} \\ F_2 = \{F_{2x}, F_{2y}, F_{2z}\} = |F_2| \cdot (\cos \alpha + \cos \beta + \cos \gamma) = \\ |F_2| \cdot \frac{\overrightarrow{AC}}{|\overrightarrow{AC}|} \\ F_3 = \{F_{3x}, F_{3y}, F_{3z}\} = |F_3| \cdot (\cos \alpha + \cos \beta + \cos \gamma) = \\ |F_3| \cdot \frac{\overrightarrow{DE}}{|\overrightarrow{DE}|} \end{cases} \quad (14)$$

地面给车轮的外力 F_g 为已知力, 即力的大小、方向、作用点均为已知输入, 力 F_g 表示为式(15)。

$$F_g = \{F_{gx}, F_{gy}, F_{gz}\} \quad (15)$$

减振器上安装点处车身施加给减振器上点 p 的力 F_p 的大小和方向均为未知, 该力在坐标轴的分量计算见式(16)。

$$F_p = \{F_{px}, F_{py}, F_{pz}\} \quad (16)$$

2) 空间力矩平衡方程。根据理论力学, 空间力 F 对 X 、 Y 、 Z 轴的力矩分量, 等于力向量 F 与作用点矢径 r 的向量积在各坐标轴上的投影, 这些投影分别记为 r_x 、 r_y 、 r_z 。其具体计算见式(17)和式(18)。

$$r = \{r_x, r_y, r_z\} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} F &= \{F_x, F_y, F_z\} = F_x \cdot i + F_y \cdot j + F_z \cdot k = \\ |F| &\cdot (\cos \alpha + \cos \beta + \cos \gamma) \end{aligned} \quad (18)$$

式中: F_x 、 F_y 、 F_z 为空间力在坐标轴 XYZ 上的投影。

由此, 可分别计算 F_1 、 F_2 、 F_3 对 XYZ 坐标轴的力矩 $M_o(F_1)$ 、 $M_o(F_2)$ 、 $M_o(F_3)$, 其计算公式见式(19)。

$$\begin{cases} M_o(F_1) = r \times F = OA \times F_1 = \\ M_x(F_1) \cdot i + M_y(F_1) \cdot j + M_z(F_1) \cdot k \\ M_o(F_2) = r \times F = OA \times F_2 = \\ M_x(F_2) \cdot i + M_y(F_2) \cdot j + M_z(F_2) \cdot k \\ M_o(F_3) = r \times F = OD \times F_1 = \\ M_x(F_3) \cdot i + M_y(F_3) \cdot j + M_z(F_3) \cdot k \end{cases} \quad (19)$$

根据理论力学, 空间力 F 对坐标原点的力矩, 可表达为在其在各坐标轴上的分量力矩的矢量和。其中 (x, y, z) 为力 F 作用点的坐标, 力矩和方向由右手定则确定, 具体计算式见式(20)。

$$\begin{cases} M_x(F) = M_x(F_x) + M_x(F_y) + M_x(F_z) = \\ F_x \cdot 0 + F_y \cdot z + F_z \cdot y \\ M_y(F) = M_y(F_x) + M_y(F_y) + M_y(F_z) = \\ F_x \cdot z + F_y \cdot 0 + F_z \cdot x \\ M_z(F) = M_z(F_x) + M_z(F_y) + M_z(F_z) = \\ F_x \cdot y + F_y \cdot x + F_z \cdot 0 \end{cases} \quad (20)$$

由此, 可计算 F_g 对 XYZ 坐标轴的力矩计算见式(21), F_p 对 XYZ 坐标轴的力矩计算见式(22)。

$$\begin{cases} M_x(F_g) = M_x(F_{gx}) + M_x(F_{gy}) + M_x(F_{gz}) = \\ F_{gx} \cdot 0 + F_{gy} \cdot z + F_{gz} \cdot y \\ M_y(F_g) = M_y(F_{gx}) + M_y(F_{gy}) + M_y(F_{gz}) = \\ F_{gx} \cdot z + F_{gy} \cdot 0 + F_{gz} \cdot x \\ M_z(F_g) = M_z(F_{gx}) + M_z(F_{gy}) + M_z(F_{gz}) = \\ F_{gx} \cdot y + F_{gy} \cdot x + F_{gz} \cdot 0 \end{cases} \quad (21)$$

$$\begin{cases} M_x(F_p) = M_x(F_{px}) + M_x(F_{py}) + M_x(F_{pz}) = \\ F_{px} \cdot 0 + F_{py} \cdot z + F_{pz} \cdot y \\ M_y(F_p) = M_y(F_{px}) + M_y(F_{py}) + M_y(F_{pz}) = \\ F_{px} \cdot z + F_{py} \cdot 0 + F_{pz} \cdot x \\ M_z(F_p) = M_z(F_{px}) + M_z(F_{py}) + M_z(F_{pz}) = \\ F_{px} \cdot y + F_{py} \cdot x + F_{pz} \cdot 0 \end{cases} \quad (22)$$

3) 悬架受力方程求解。根据理论力学空间力系平衡原理,可列出其平衡方程组。其中 F_1 、 F_2 、 F_3 及 F_{gx} 、 F_{gy} 、 F_{gz} 为未知量,其余参数均为已知量。该方程组包含 6 个独立方程和 6 个未知量,其表达式见式(23)和式(24)。

$$\begin{cases} \sum_X^F = F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} + F_{gx} + F_{px} = 0 \\ \sum_Y^F = F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} + F_{gy} + F_{py} = 0 \\ \sum_Z^F = F_{1z} + F_{2z} + F_{3z} + F_{gz} + F_{pz} = 0 \end{cases} \quad (23)$$

$$\begin{cases} \sum_X^M = M_x(F_1) + M_x(F_2) + M_x(F_3) + M_x(F_g) + M_x(F_p) = 0 \\ \sum_Y^M = M_y(F_1) + M_y(F_2) + M_y(F_3) + M_y(F_g) + M_y(F_p) = 0 \\ \sum_Z^M = M_z(F_1) + M_z(F_2) + M_z(F_3) + M_z(F_g) + M_z(F_p) = 0 \end{cases} \quad (24)$$

2.3 减振器侧向力计算

根据所求得的悬架受力结果,将减振器活塞杆作为研究对象进行受力分析,如图 5 所示。图 5 中的点 P 、 K 、 L 、 N 、 M 及 F_p 均与图 4 保持一致。 F_s 为弹簧的反弹力, F_c 为活塞杆在导向套处受到的侧向力; F_b 为活塞杆在活塞处受到的侧向力; F_a 为活塞杆到轴向的气体反弹力。图中各力均为空间力系,活塞杆在空间力系下处于平衡状态,可通过空间力系平衡条件进行求解。

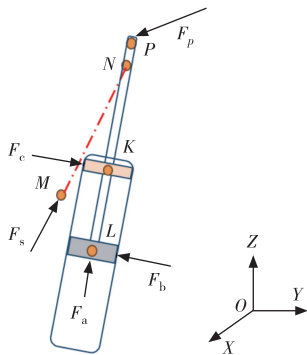


图 5 减振器活塞杆受力简图

1) 对于普通被动减振器,其作为吸能元件,在稳态下其活塞杆不承受轴向力。因此,上安装点轴向载荷需完全由螺旋弹簧平衡,进而推导出其弹簧力与支撑点力 F_p 的轴向分量相等。这一平衡关系构成螺旋弹簧反弹力的基本计算理论。对于充气式减振器,则需在上述理论方程中额外计入气体反弹力,由此建立的约束方程见式(25)。

$$|F_p| \cdot \cos(\mathbf{F}_p, \mathbf{PL}) = |F_s| \cdot \cos(\mathbf{F}_s, \mathbf{PL}) \quad (25)$$

2) 减振器中承受侧向力的部分有导向衬套和活塞, F_c 和 F_b 为未知数,但其合力的作用力垂直于减振器轴线 PL 。根据力的三要素,可列出两个约束方程,见式(26)。

$$\begin{cases} \mathbf{F}_b \cdot \mathbf{PL} = 0 \\ \mathbf{F}_c \cdot \mathbf{PL} = 0 \end{cases} \quad (26)$$

3) 如图 5 所示,硬点 P 、 K 、 L 、 M 、 N 及外力 F_p 、 F_s 均为已知量。将待求的未知力 F_a 与 F_b 分别沿坐标轴分解,其 6 个分量 (F_{ax} , F_{ay} , F_{az} , F_{bx} , F_{by} , F_{bz}) 即为 6 个未知数。根据空间力系平衡原理,可建立 6 个独立的平衡方程,联立即可求解出所有未知分量,进而得到减振器侧向力,其计算公式见式(27)和式(28)。

$$\begin{cases} \sum_X^F = F_{ax} + F_{bx} + F_{cx} + F_{px} + F_{sx} = 0 \\ \sum_Y^F = F_{ay} + F_{by} + F_{cy} + F_{py} + F_{sy} = 0 \\ \sum_Z^F = F_{az} + F_{bz} + F_{cz} + F_{pz} + F_{sz} = 0 \end{cases} \quad (27)$$

$$\begin{cases} \sum_X^M = M_x(F_a) + M_x(F_b) + M_x(F_c) + M_x(F_p) + M_x(F_s) = 0 \\ \sum_Y^M = M_y(F_a) + M_y(F_b) + M_y(F_c) + M_y(F_p) + M_y(F_s) = 0 \\ \sum_Z^M = M_z(F_a) + M_z(F_b) + M_z(F_c) + M_z(F_p) + M_z(F_s) = 0 \end{cases} \quad (28)$$

3 计算工具及验证

车辆在行驶中,减振器侧向力为动态载荷。为全面表征其特性,需进行多工况、多位置的分析计算,以获取对其幅值与变化规律的全面评估。为应对减振器侧向力计算的复杂性,本文基于 Matlab/GUI 开发了专用程序,以实现准确、全面且高效的分析。为验证程序计算的准确性,根据减振器内部结构原理,建立 Adams/view 仿真模型,实现对减振器侧向力的载荷提取,验证计算程序的准确性,使减振器侧向力的计算更加方便快捷。

3.1 减振器侧向力计算工具

基于 Matlab 开发的计算程序(图 6)实现了减振器侧向力的系统化计算。其流程如下:首先,输入悬架参数,执行运动学分析,为后续力学计算提供位置输入;其次,程序根据输入的车轮载荷(垂向、纵向、横向),计算特定工况下的减振器侧向力;最后,通过内置的验算模块对结果进行自动验证。该流程确保了多工况、多位置分析的高效性与准确性。



图6 麦弗逊减振器侧向力计算工具

3.2 减振器侧向力仿真模型及仿真结果

采用 Adams/view 模块,根据硬点坐标、悬架与弹簧参数建立了悬架仿真模型,并基于减振器内部结构原理,构建了能直接提取减振器侧向力的动力学模型^[8-9]。通过该模型(见图7),实现了悬架硬点坐标、系统受力以及减振器侧向力载荷的直接计算与提取(见图8)。

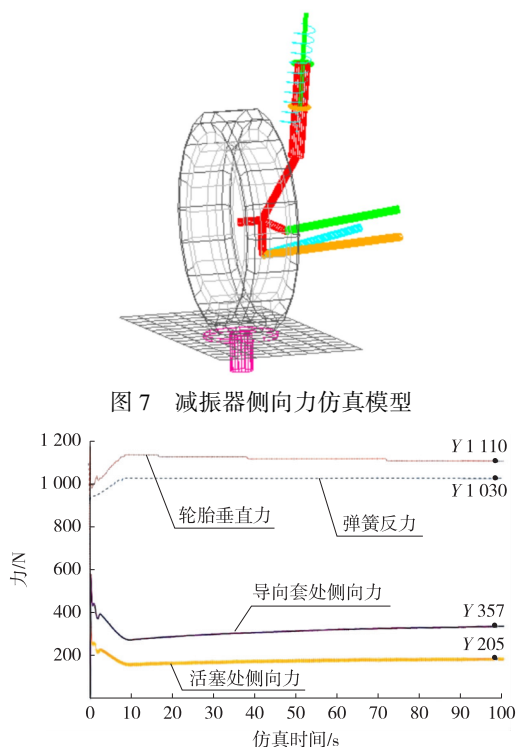


图7 减振器侧向力仿真模型

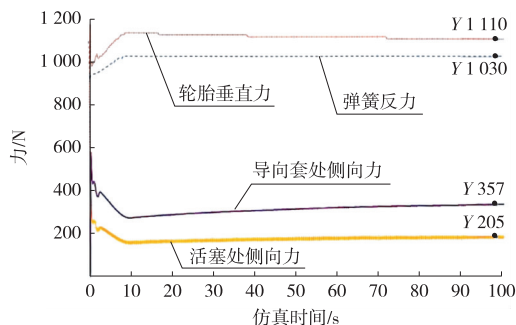


图8 减振器侧向力仿真结果

3.3 结果验证

采用 Matlab 开发的计算工具,将表1所列的车型参数作为输入,计算各硬点的坐标和减振器侧向力;采用 Adams/view 模块,根据表1中的某车型参数,建立悬架仿真模型。根据减振器内部结构原理,建立可直接提取减振器侧向力的动力学模型,仿真计算各硬点的坐标和减振器侧向力。

表1 某车型悬架参数

名称与符号	硬点坐标/mm		
	X	Y	Z
下摆臂外球销点 A	-10.6	-694.6	-94.9
摆臂后衬套点 B	278.6	-407.0	-25.0
摆臂前衬套点 C	-50.0	-404.0	-48.3
转向拉杆外球销点 D	103.3	-668.6	-15.2
转向拉杆内球销点 E	153.6	-366.4	27.8
减振器上安装点 P	42.5	-577.7	555.2
减振器下安装点 J	12.4	-603.4	165.0
车轮中心点 H	0.0	-764.7	0.0
轮胎接地点 G	0.0	-764.7	-300.0
弹簧上安装点 N	39.8	-580.0	520.1
弹簧下安装点 M	12.4	-620.0	240.0
减振器导向套中心点 K	32.0	-586.7	418.6
减振器活塞杆中心点 L	22.9	-594.4	301.6

将基于 Matlab 开发的计算工具得出的硬点坐标（见表 2 和表 3）,以验证运动学计算的正确性。与 Adams/view 所建仿真模型的计算结果进行对比

表 2 悬架行程轮心跳动+35 mm 的计算与验证

硬点	Matlab 计算硬点坐标/mm			Adams 仿真硬点坐标/mm		
	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>
下摆臂外球销点 <i>A</i>	-13. 1	-698. 4	-60. 4	-13. 1	-698. 4	-60. 4
转向拉杆外球销点 <i>D</i>	101. 4	-671. 2	18. 0	101. 4	-671. 7	18. 0
减振器下安装点 <i>J</i>	11. 9	-604. 7	198. 4	11. 9	-604. 7	198. 4
车轮中心点 <i>H</i>	-1. 3	-767. 6	35. 0	-1. 3	-767. 6	35. 0
轮胎接地点 <i>G</i>	-1. 3	-767. 6	-265. 0	0. 0	-770. 3	-265. 0
弹簧上安装点 <i>N</i>	39. 8	-580. 0	520. 1	39. 5	-580. 3	520. 2
弹簧下安装点 <i>M</i>	12. 6	-620. 6	273. 5	12. 6	-620. 6	273. 5
减振器导向套中心点 <i>K</i>	33. 6	-585. 5	451. 7	33. 6	-585. 5	451. 7
减振器活塞杆中心点 <i>L</i>	22. 9	-594. 4	301. 6	20. 7	-596. 8	301. 9

表 3 悬架行程轮心跳动-35 mm 的计算与验证

硬点	Matlab 计算硬点坐标/mm			Adams 仿真硬点坐标/mm		
	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>
下摆臂外球销点 <i>A</i>	-8. 1	-686. 7	-129. 0	-8. 1	-686. 7	-129. 0
转向拉杆外球销点 <i>D</i>	105. 3	-662. 4	-48. 0	105. 3	-662. 4	-48. 1
减振器下安装点 <i>J</i>	13. 2	-599. 3	132. 3	13. 2	-599. 3	132. 3
车轮中心点 <i>H</i>	1. 4	-758. 2	-35. 1	1. 4	-758. 2	-35. 1
轮胎接地点 <i>G</i>	1. 4	-758. 2	-335. 1	0. 0	-753. 9	-335. 0
弹簧上安装点 <i>N</i>	39. 8	-580. 0	520. 1	40. 1	-579. 5	520. 1
弹簧下安装点 <i>M</i>	12. 5	-617. 0	207. 1	12. 5	-617. 0	207. 1
减振器导向套中心点 <i>K</i>	30. 8	-586. 3	386. 3	30. 8	-586. 3	386. 3
减振器活塞杆中心点 <i>L</i>	22. 9	-594. 4	301. 6	24. 9	-590. 7	301. 2

为验证侧向力计算结果的正确性,分别采用自主开发的 Matlab 计算工具与 Adams/View 中建立的仿真模型进行对比分析。其中,Adams 模型通过提取硬点处(如球销、衬套)的约束反力来获取载荷。对支柱上点、下摆臂外点及转向拉杆外点等关键位置的载荷计算结果进行对比分析(表 4~表 7),证实了此计算方法具有良好的准确性。

表 4 悬架系统受力计算 (Matlab)

受力位置及说明	符号	F_x /N	F_y /N	F_z /N	合力/N	M_x /N·m	M_y /N·m	M_z /N·m
轮胎接地点 <i>G</i> 载荷输入	F_g	0. 00	0. 00	964. 00	964. 00	-737. 170	0. 000	0. 000
下摆臂球销点 <i>A</i> 分力 1	F_1	75. 21	74. 80	18. 17	107. 62	-5. 529	-6. 945	51. 451
下摆臂球销点 <i>A</i> 分力 2	F_2	-20. 16	148. 70	23. 84	151. 94	-2. 451	2. 166	-15. 580
转向拉杆外点 <i>D</i>	F_3	11. 91	71. 54	10. 18	73. 24	-5. 718	-1. 232	15. 351
上支撑受力点 <i>P</i>	F_p	-66. 96	-295. 04	-1 016. 20	1 060. 28	750. 869	6. 011	-51. 223
空间力系平衡校核	Σ	0. 00	0. 00	-0. 01	-	-0. 000	-0. 000	0. 000

注: F_1 为下摆臂球销点 *A* 的作用力沿前安装硬点的分力, F_2 为下摆臂球销点 *A* 的作用力沿后安装硬点的分力(见图 4)。

表 5 减振器侧向力计算 (Matlab)

受力位置与描述	符号	F_x/N	F_y/N	F_z/N	合力/N	$M_x/N \cdot m$	$M_y/N \cdot m$	$M_z/N \cdot m$
减振器气室气体反弹力	F_a	0.00	0.00	0.00	0.00	0.000	0.000	0.000
上支撑安装点 P	F_p	-66.96	-295.04	-1 016.20	1 060.28	750.869	6.011	-51.223
活塞-缸筒侧向力	F_b	32.46	-197.20	10.48	200.13	53.240	9.550	14.775
导向套-活塞杆侧向力	F_c	-65.59	346.14	-17.73	352.70	-134.498	-26.893	-27.420
螺旋弹簧反弹力	F_s	100.09	146.11	1 023.45	1018.90	-669.607	11.330	63.867
减振器总成平衡校核	Σ	0.00	0.01	0.00	-	0.005	-0.001	-0.001

表 6 悬架系统受力计算 (Adams)

受力位置及说明	符号	F_x/N	F_y/N	F_z/N	合力/N	$M_x/N \cdot m$	$M_y/N \cdot m$	$M_z/N \cdot m$
轮胎接地处 G 载荷输入	F_g	0.00	0.00	964.00	964.00	-735.321 2	0.000	0.000
下摆臂球销点 A 分力 1	F_1	74.74	74.36	23.80	108.08	-5.336 0	-6.942	51.460
下摆臂球销点 A 分力 2	F_2	-17.90	147.30	22.80	150.13	-2.553 0	2.203	-15.680
转向拉杆外点 D	F_3	11.49	73.20	13.58	75.33	-5.521 0	-1.245	15.423
上支撑安装点 P	F_p	-68.30	-297.40	-1 020.00	1 064.67	748.7320	5.985	-51.203
空间力系平衡校核	Σ	0.03	-2.54	4.18	-	0.000 8	0.001	0.000

表 7 减振器侧向力计算 (Adams)

受力位置与描述	符号	F_x/N	F_y/N	F_z/N	合力/N	$M_x/N \cdot m$	$M_y/N \cdot m$	$M_z/N \cdot m$
减振器气室气体反弹力	F_a	0.00	0.00	0.00	0.00	0.000	0.000	0.000
上支撑安装点 P	F_p	-68.30	-297.40	-1 012.00	1 064.67	751.002	6.025	-51.232
活塞-缸筒侧向力	F_b	34.52	-198.30	11.21	205.00	53.183	9.563	14.758
导向套-活塞杆侧向力	F_c	-67.63	348.24	-16.65	358.00	-134.468	-26.912	-27.413
螺旋弹簧反弹力	F_s	102.30	148.12	1 016.31	1 031.00	-669.712	11.326	63.885
减振器总成平衡校核	Σ	0.89	0.16	-1.33	-	0.005	0.002	-0.002

对比分析表 1~表 7 可知,Matlab 开发的计算工具与 Adams/View 模型的计算结果高度一致,验证了该工具在侧向力计算上的准确性、全面性与高效性。此外,该工具还可用于侧向力削减措施的快速试算与优化分析。

3.4 减小侧向力的方法

3.4.1 常见方法及其局限性分析

麦弗逊悬架在运动过程中,减振器侧向力随姿态变化而改变。螺旋弹簧的合理布置可显著降低减振器侧向力,其核心原则是使弹簧轴线与减振器轴线尽可能重合,以此确保弹簧力与减振器顶端受力共线,从而实现侧向分力的最小化。常见的实现方法主要有以下三种。然而,这些方法均有其特定的应用局限。

1) 改变悬架结构参数^[10]。该方法通过减小主

销 Y 向偏置距、降低摆臂外球销高度及增加减振器导向套相对位置来减小侧向力。然而,其效果受限于整车结构布置,优化空间有限。

2) 偏置普通螺旋弹簧^[11]。该方法在悬架结构布置既定的条件下,通过将螺旋弹簧轴线倾斜特定角度来减小侧向力。然而,其优化效果主要针对加速、制动及稳态转弯等特定工况,对复杂动态行驶工况的适应性不足。

3) 采用 C 形侧载弹簧^[12]。该方法通过利用弹簧自身的特殊几何构型,使其在工作状态下的受力轴线逼近理想力作用线,以实现侧向力的优化。然而,其 C 形弹簧的制造工艺复杂、成本较高,且其非线性特征增加了匹配设计的难度。

3.4.2 基于硬点调整的力线对齐方法与效果分析

为从设计源头减小侧向力,本文基于已建立的侧

向力精确计算程序,提出一种通过调整关键硬点坐标以使弹簧与减振器受力方向趋于一致的优化方法。该方法选取以下三个硬点作为调整对象,并分别实施如下调整:①方案一:将摆臂球头外点 A 外移并下移 10 mm,以改变主销下端位置;②方案二:将减振器导向套点 K 上移 10 mm,以增加导向套相对长度;③方案三:将弹簧下安装点 S 外移 10 mm,以增大弹簧安装点偏心距。

优化前,三个硬点的坐标分别为:点 A (-10.6,

-694.6, -94.9)、点 K (31.9, -586.6, 418.6)、点 S (12.4, -620.0, 240.0);此时对应的侧向力基准值为:活塞处侧向力 $F_b = 200.2\text{ N}$, 导向套处侧向力 $F_c = 352.7\text{ N}$ 。

根据表 8 可知,各硬点调整措施均能减小侧向力,但其优化效果存在明确差异。其中,增大弹簧偏心距的优化效果最为显著,增加导向套相对长度的优化效果次之,而减小主销 Y 向偏置距的优化效果则相对有限。

表 8 侧向力优化方案性能对比

优化方案	优化后坐标/mm	活塞处侧向力 F_b/N	导向套处侧向力 F_c/N	效果评价
方案一	-10.6, -704.6, -104.9	196.7	346.5	优化效果有限
方案二	31.9, -584.6, 428.6	172.2	324.8	优化效果较显著
方案三	12.4, -630.0, 240.0	169.2	286.5	优化效果显著

4 结 论

本文提出并验证了一种麦弗逊悬架减振器侧向力的高效计算方法。基于空间机构运动学与空间力系平衡理论,开发了专用的 Matlab 计算程序,实现了悬架硬点坐标与减振器侧向力的同步求解。通过建立对应的 ADAMS 动力学模型进行对比,结果表明该计算方法准确、高效。此外,本文还系统总结了减小侧向力的有效措施,对悬架设计具有良好的指导意义与应用价值。

参考文献:

[1] 龚国彬,魏忠宣,张敏,等. 双横臂悬架硬点位置的设计优化及运动学仿真[J]. 北京汽车,2014(5):12-17.
[2] 余亮浩,杨德强. 基于空间结构的麦弗逊悬架减振器侧向力计算[J]. 科学技术与工程,2014,14(4):288-292.
[3] 刘守银,周忍. 麦弗逊悬架减振器侧向力分析综述[J]. 汽车实用技术,2014(10):44-48.

[4] 闵海涛,王建华. 汽车设计[M]. 5 版. 北京:机械工业出版社,2021:231-243.
[5] 韩建友,杨通,于靖军. 高等机构学[M]. 2 版. 北京:机械工业出版社,2015:5-22.
[6] 景立新,郭孔辉,卢荡. 麦弗逊悬架减震器侧向力优化[J]. 科学技术与工程,2011,11(1):71-75.
[7] 王万顺,潘筱,丁良奇,等. 麦弗逊悬架减振器侧向力理论分析[J]. 北京汽车,2022(1):17-18.
[8] 徐本祥,刘望树. 某轻型客车的前独立悬挂 K&C 特性仿真分析[J]. 客车技术与研究,2016,38(2):23-26.
[9] 路斌,杜胜凯,胡化增,等. 基于 ADAMS 的客车独立前悬架仿真及优化[J]. 客车技术与研究,2022,44(3):27-29.
[10] 潘筱,杨昆. 麦弗逊悬架减震器侧向力优化研究[J]. 拖拉机与农用运输车,2023,50(3):20-21.
[11] 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):743-746.
[12] 王健,薛少科,孙晓帮,等. 基于 ADAMS 的麦弗逊悬架减振器侧向力优化研究[J]. 汽车实用技术,2020(11):70-71.