

文章编号:1674-2974(2016)02-0070-07

基于 Morris 法分析的液压参数对互联悬架的影响*

周 兵^{1,2†}, 黄晓婷², 耿 元²

(1. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 吉林 长春 130025;
2. 湖南大学 汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 湖南 长沙 410082)

摘 要:针对液压参数对液压互联悬架输出响应影响强度大小的问题,在 Matlab 中建立了液压互联悬架半车侧倾耦合频域模型,根据系统的传递函数和路面输入得到了垂直和侧倾输出加速度谱密度并将其与传统悬架进行对比,分析对比结果.采用 Morris 灵敏度分析方法计算得到各液压参数的灵敏度值并进行灵敏度排序.结果表明,由于在侧倾振动中液压油频繁地流进和流出蓄能器,蓄能器参数及与蓄能器连接的阻尼阀压力损失系数对侧倾振动模态有较大影响;与作动器上下腔连接的阻尼阀压力损失系数对垂直振动模态有较大影响,所得结果为进一步的悬架优化中设计变量的选取提供了理论依据.

关键词:车辆工程;液压互联悬架;功率谱密度;灵敏度分析;Morris 法

中图分类号:U463.4

文献标识码:A

Influence of Hydraulic Parameters on Hydraulically Interconnected Suspension Based on Morris

ZHOU Bing^{1,2†}, HUANG Xiao-ting², GENG Yuan²

(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin Univ, Changchun, Jilin 130025, China;

2. State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body, Hunan Univ, Changsha, Hunan 410082, China)

Abstract: To solve the problem of how the degree of hydraulic parameters influences hydraulically interconnected suspension response, a hydraulically interconnected suspension roll frequency domain model was set up by using the Matlab. Bounce and roll acceleration output spectral densities were obtained and compared with the traditional suspension, and the results were analyzed. By applying the method of local sensitivity analysis called Morris, the influence degree of hydraulic parameters on bounce response and roll response was obtained. The results indicate that, because the liquid flows in and out of the accumulator, the accumulator and the valves connected to it have a great impact on the roll vibration model, and the valves connected to the hydraulic chambers have a great impact on the bounce vibration model. This paper provides a theoretical basis for suspension optimization.

Key words: vehicle engineering; hydraulically interconnected suspension; power spectral density; sensitivity analysis; Morris

* 收稿日期:2015-03-20

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51275162), National Natural Science Foundation of China(51275162)

作者简介:周 兵(1972-),男,贵州习水人,湖南大学副教授,博士

† 通讯联系人, E-mail:zhou_bingo@163.com

互联悬架指单个车轮运动导致其他车轮或车轮组弹簧力变化的悬架系统的总称^[1]。液压互联悬架用一个双向液压作动器代替传统悬架的减震器,液压作动器分别连接在车身和车轮上。液压互联悬架中,每条液压回路都包含了蓄能器、阻尼阀以及液压油管等液压元件,车身和车轮的运动引起液压回路中液压油流动,而液压油流进流出蓄能器又引起回路中压力的变化从而形成合力作用于车身和车轮,为车身和车轮提供悬架支撑力。根据车辆行驶的不同要求,液压系统中的油管有两种连接方式:同向互联和反向互联。其中,半车模型中的反向互联悬架能够在不影响垂直振动的前提下增加侧倾刚度,提高车辆行驶的稳定性。互联悬架由油气悬架发展而来,近年来国内外学者对液压互联悬架进行了一些研究,Moulton 通过试验方法对有无安装互联悬架的车辆进行了对比,分析了振动特性^[2];Gay 建立了液压互联悬架系统的状态空间模型^[3];Garrott 和 Forkenbrock 等人通过实车验证^[4]和 ADAMS 建模^[5]的方法研究了液压互联悬架的动态特性;Mavrouidakis 等研究了互联悬架系统对整车操纵稳定性的影响;陶又同采用示功图法研究了储能器的等效刚度和阻尼^[6];赵春明利用功率键合图法建立了互联油气悬架模型^[7];陈国椿^[8]和陈禹行^[9]分别用 ADAMS 和 AMESim 软件对液压互联悬架进行了仿真分析;郭孔辉等在油气悬架时域建模方面做出了相应研究^[10];谷正气等对安装油气悬架的矿用自卸车的纵倾性能进行了优化^[11]。

综上所述,目前互联悬架的研究集中于合理模型的建立和对动态特性及操纵稳定性的考察,没有单独分析液压参数对耦合系统的影响。本文研究中考虑到液压互联悬架系统中引入了蓄能器等液压元件,因此液压互联悬架的频域动态响应不仅仅依赖于机械系统的相关特性,也与液压系统的特性有关,液压元件相关参数的选取影响着系统的动态输出响应。本文建立了侧倾半车模型及路面频域模型,分析了蓄能器相关参数和阻尼阀相关参数对输出响应的影响,明确了其中哪些参数对系统的总体输出和动态影响较大并做出排序和分析,为悬架优化提供了理论依据。

1 半车侧倾模型的建立

1.1 机械系统建模

液压互联悬架示意图如图 1 所示。

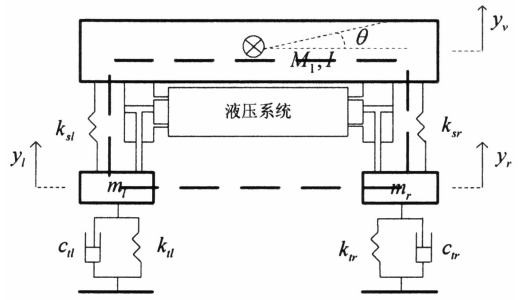


图 1 液压互联悬架示意图
Fig. 1 Schematic of hydraulically interconnected suspension

图中: y_v 为簧上质量的位移; y_l , y_r 分别为左右侧簧下质量位移; θ 为簧上质量侧倾角; M_1 为簧上质量; I 为簧上质量的侧倾转动惯量; m_l , m_r 分别为左右簧下质量; k_{sl} , k_{sr} 分别为左右悬架刚度; k_{tl} , k_{tr} 分别为左右轮胎刚度; c_{tl} , c_{tr} 分别为左右轮胎阻尼。液压作动器由左右液压缸及连接左右液压缸的液压系统组成,如图 1 中虚线框所示。

根据牛顿第二定律建立机械系统动力学微分方程并将液压作动器产生的液压力作为外力引入机械系统中,对于半车侧倾模型,设有状态量

$$\mathbf{y} = [y_l, y_r, y_v, \theta]^T,$$

则动力学方程为:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{y}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{y}} + \mathbf{K}\mathbf{y} = \mathbf{f}_1(t) + \mathbf{f}_2(t). \quad (1)$$

式中: $\mathbf{f}_1(t) = \mathbf{D}_1\mathbf{A}\mathbf{p}(t)$ 为液压系统对悬架的支撑力; $\mathbf{p}(t) = (p_1 \ p_2 \ p_3 \ p_4)^T$ 为各个腔室产生的压力向

量; \mathbf{A} 为面积矩阵, $\mathbf{A} = \begin{pmatrix} A_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & A_4 \end{pmatrix}$, $A_1, A_2,$

A_3, A_4 分别为左右作动器上下腔的面积; $\mathbf{D}_1 =$

$\begin{pmatrix} -1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 \\ 0 & -1 & -b_l & b_l \\ 1 & -1 & b_r & -b_r \end{pmatrix}$, b_l, b_r 分别为左右轮至车

身中心的距离; $\mathbf{f}_2(t) = \mathbf{F}_g\mathbf{g}(t)$ 为路面输入; $\mathbf{M}, \mathbf{C}, \mathbf{K}, \mathbf{F}_g$ 分别为质量、阻尼、刚度、道路系数矩阵。

1.2 液压系统建模

液压互联悬架作动器示意图如图 2 所示。

图 2 所示的是图 1 中虚线框内部分,其中, q_1, q_2, q_3, q_4 分别为左右作动器上下腔室的流量, R_1, R_2, R_3 分别为连接上腔、下腔和蓄能器的阻尼阀,将液压系统管路分为 a 和 b 两条线路。液压作动器由左右液压缸及相应的起不同作用的液压元件构

成^[12]. 本文将液压回路沿液体流动方向(图中箭头方向)按照液压元件离散化并建立各个液压元件的传递函数矩阵, 各个传递函数矩阵相乘得到液压回路通路阵从而得到液压系统的阻抗矩阵. 对于线路 a 其通路阵有:

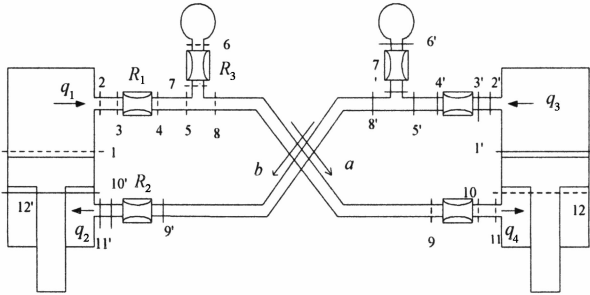


图2 液压互联悬架作动器示意图
Fig. 2 Schematic of hydraulically interconnected suspension actuator

$$X^a = P_{11 \rightarrow 12} P_{10 \rightarrow 11} V_{9 \rightarrow 10} P_{8 \rightarrow 9} J_{5 \rightarrow 8} P_{4 \rightarrow 5} V_{3 \rightarrow 4} P_{2 \rightarrow 3} P_{1 \rightarrow 2}$$

式中: P 为液压油管的传递矩阵; V 为阻尼阀的传递矩阵; J 为蓄能器阻尼阀组合元件的传递矩阵. 得到的 X^a 是一个 2×2 的矩阵, 设有 $X^a = \begin{bmatrix} X_{11}^a & X_{12}^a \\ X_{21}^a & X_{22}^a \end{bmatrix}$, 对右下腔与左上腔的流量和压力的关系有:

$$\begin{pmatrix} p_4(s) \\ q_4(s) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} X_{11}^a & X_{12}^a \\ X_{21}^a & X_{22}^a \end{bmatrix} \begin{pmatrix} p_1(s) \\ q_1(s) \end{pmatrix} \quad (2)$$

同理, 对于线路 b, 其通路阵有:

$$X^b = P_{11' \rightarrow 12'} P_{10' \rightarrow 11'} V_{9' \rightarrow 10'} P_{8' \rightarrow 9'} J_{5' \rightarrow 8'} P_{4' \rightarrow 5'} V_{3' \rightarrow 4'} P_{2' \rightarrow 3'} P_{1' \rightarrow 2'}$$

有相应的右上腔与左下腔流量和压力的关系:

$$\begin{pmatrix} p_2(s) \\ q_2(s) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} X_{11}^b & X_{12}^b \\ X_{21}^b & X_{22}^b \end{bmatrix} \begin{pmatrix} p_3(s) \\ q_3(s) \end{pmatrix} \quad (3)$$

其中, 通路阵的各个元素分别为液压系统相关参数的函数, 即 $X_{11}^a = f_1(R_1, R_2, R_3, P_1, P_2, P_3, v, t_p, \rho, r_0)$, 其中 v 为车速, t_p, ρ, r_0 见表 1, 其他矩阵元素可以得到类似的函数关系.

在频域中, 流量 $Q(s)$ 和压力 $P(s)$ 的线性传递关系由阻抗阵 $Z(s)$ 描述^[8], 有 $Q(s) = Z^{-1}(s)P(s)$. 结合上述的公式(2)及公式(3)有^[13]:

$$\begin{pmatrix} q_1(s) \\ q_2(s) \\ q_3(s) \\ q_4(s) \end{pmatrix} =$$

$$\begin{pmatrix} -\frac{X_{22}^a}{X_{21}^a} & 0 & 0 & \frac{1}{X_{21}^a} \\ 0 & \frac{X_{11}^b}{X_{21}^b} & X_{12}^b - \frac{X_{11}^b X_{22}^b}{X_{21}^b} & 0 \\ 0 & \frac{1}{X_{21}^b} & -\frac{X_{22}^b}{X_{21}^b} & 0 \\ X_{12}^a - \frac{X_{11}^a X_{22}^a}{X_{21}^a} & 0 & 0 & \frac{X_{11}^a}{X_{21}^a} \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} p_1(s) \\ p_2(s) \\ p_3(s) \\ p_4(s) \end{pmatrix}$$

因此, 阻抗矩阵为:

$$Z(s) = \begin{pmatrix} -\frac{X_{22}^a}{X_{21}^a} & 0 & 0 & \frac{1}{X_{21}^a} \\ 0 & \frac{X_{11}^b}{X_{21}^b} & X_{12}^b - \frac{X_{11}^b X_{22}^b}{X_{21}^b} & 0 \\ 0 & \frac{1}{X_{21}^b} & -\frac{X_{22}^b}{X_{21}^b} & 0 \\ X_{12}^a - \frac{X_{11}^a X_{22}^a}{X_{21}^a} & 0 & 0 & \frac{X_{11}^a}{X_{21}^a} \end{pmatrix}$$

1.3 机械系统和液压系统耦合的边界条件

悬架运动引起液体流动, 流动的液体引起回路中液压力的变化, 在作动器处形成作用于车身的合力, 因此作动器形成了机械与液压系统耦合的边界条件. 设有流量矩阵 $q(t) = [q_1, q_2, q_3, q_4]^T$, q_1, q_2, q_3, q_4 分别为左右作动器上下腔室的流量. 流量与位移关系如图 3 所示.

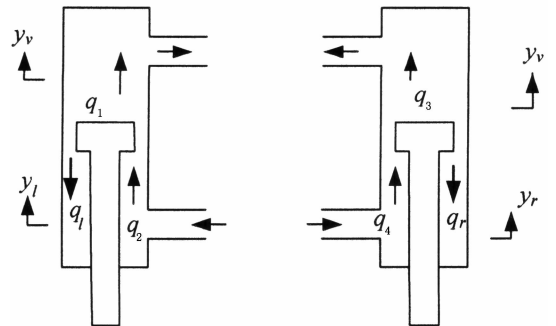


图3 流量与位移关系示意图
Fig. 3 The relationship of flow and displacement

由图 3 得到液体流量与悬架位移的关系有^[14]: $q(t) = A D_2 \dot{y}$. (4)

经过拉普拉斯变换, 得到:

$$Q(s) = sA D_2 Y(s) \quad (5)$$

矩阵 $D_2 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & -1 & b_l \\ 1 & 0 & -1 & b_l \\ 0 & 1 & -1 & -b_r \\ 0 & 1 & -1 & -b_r \end{pmatrix}$, 这里忽略了双

向液压作动器的线性泄漏。

1.4 机械液压系统耦合微分方程及系统传递函数

将式(1)进行拉普拉斯变换:

$$s^2 \mathbf{M} \mathbf{Y}(s) + s \mathbf{C} \mathbf{Y}(s) + \mathbf{K} \mathbf{Y}(s) = \mathbf{F}_1(s) + \mathbf{F}_2(s). \quad (6)$$

式中: $\mathbf{F}_1(s)$ 为液压系统对悬架支撑力的拉普拉斯变换; $\mathbf{F}_2(s)$ 为系统路面输入的拉普拉斯变换。

由机械系统建模可得:

$$f_1(t) = \mathbf{D}_1 \mathbf{A} p(t). \quad (7)$$

将式(7)进行拉普拉斯变换:

$$\mathbf{F}_1(s) = s \mathbf{D}_1 \mathbf{A} P(s). \quad (8)$$

由阻抗阵的描述有:

$$P(s) = \mathbf{Z}(s) \mathbf{Q}(s). \quad (9)$$

将式(5)代入式(9)中并将式(9)代入式(8)中得到了 $\mathbf{F}_1(s)$ 的表达式:

$$\mathbf{F}_1(s) = s \mathbf{D}_1 \mathbf{A} \mathbf{Z}(s) \mathbf{A} \mathbf{D}_2 \mathbf{Y}(s). \quad (10)$$

将式(10)代入机械系统模型(6)中有:

$$s^2 \mathbf{M} \mathbf{Y}(s) + s \mathbf{C} \mathbf{Y}(s) + \mathbf{K} \mathbf{Y}(s) = s \mathbf{D}_1 \mathbf{A} \mathbf{Z}(s) \mathbf{A} \mathbf{D}_2 \mathbf{Y}(s) + \mathbf{F}_2(s). \quad (11)$$

当系统受到路面激励时,可以得到系统加速度对路面输入的传递函数矩阵 $\mathbf{H}(s)$,将式(11)变形得到:

$$s^2 \mathbf{M} + s(\mathbf{C} - \mathbf{D}_1 \mathbf{A} \mathbf{Z}(s) \mathbf{A} \mathbf{D}_2) \mathbf{Y}(s) + \mathbf{K} \mathbf{Y}(s) = \mathbf{F}_2(s). \quad (12)$$

式中: $\mathbf{F}_2(s) = \overline{\mathbf{F}(s)} \overline{\boldsymbol{\zeta}(s)}$ 为路面输入力矩; $\overline{\mathbf{F}(s)}$ 为 4×4 矩阵,其主对角线上的前两个元素分别为 $\overline{F_{11}} = sc_{il} + k_{il}$, $\overline{F_{22}} = sc_{ir} + k_{ir}$; $\overline{\boldsymbol{\zeta}(s)} = [\zeta_l, \zeta_r, 0, 0]^T$ 为路面位移输入矩阵;其余元素全部为零^[11]。

根据加速度传递矩阵定义:

$$\mathbf{H}(s) = s^2 \mathbf{Y}(s) / \boldsymbol{\zeta}(s). \quad (13)$$

将式(7)代入式(8)中,得到系统加速度传递矩阵表达式:

$$\mathbf{H}(s) = s^2 [\mathbf{M} + s(\mathbf{C} - \mathbf{D}_1 \mathbf{A} \mathbf{Z}(s) \mathbf{A} \mathbf{D}_2) + \mathbf{K}]^{-1} \overline{\mathbf{F}(s)}. \quad (14)$$

对于任何的随机路面输入,系统的加速度响应都可以用上述得到的传递函数矩阵描述,因此,若已知路面输入,就能得到系统的加速度谱密度矩阵。

2 系统频率响应

2.1 路面对半车模型的输入谱矩阵

作为车辆振动输入的随机路面,主要采用路面功率谱密度描述其统计特性.假设路面模型是各向同性高斯随机分布模型,且左右轮的谱密度相同,则有路面对半车模型的输入谱密度矩阵为:

$$\mathbf{S}^\varepsilon = \begin{bmatrix} s_{\text{D}}^\varepsilon & s_{\text{X}}^\varepsilon \\ s_{\text{X}}^\varepsilon & s_{\text{b}}^\varepsilon \end{bmatrix}. \quad (15)$$

式中: $s_{\text{D}}^\varepsilon(\kappa) = c\kappa^{-2\omega}$ 为自谱函数,是与空间频率 κ 有关的量,且 $\kappa = \omega/2\pi v$, ω 的取值范围为 $1 \sim 1.25$,本文中取值为 1; $s_{\text{X}}^\varepsilon(\kappa) = [2c(\pi b/\kappa)^\omega / \Gamma(\omega)] k_\omega (2\pi b\kappa)$ 为互谱函数; v 为车速; k_ω 是一阶第二类修正贝塞尔函数; $\Gamma(\omega)$ 是伽马函数;本文中 c 的取值为 7×10^{-7} ; b 为左右两轮的轮距^[15-16],经过计算,得到该路面的方差为 7.96,即对应为 B 级路面。

2.2 加速度响应输出谱密度矩阵

半车模型的输入是通过左右两轮接触地面受到路面不平度的激励.当路面不平度为平稳随机过程时,由振动理论可知,系统的振动响应仍然是平稳的随机过程,而且在频域内的某一点处的输入谱与输出谱存在如下关系:

$$\mathbf{S}_i(f) = \begin{bmatrix} H_{i1}^x \\ H_{i2}^x \end{bmatrix}^T \mathbf{S}^\varepsilon \begin{bmatrix} H_{i1} \\ H_{i2} \end{bmatrix}. \quad (16)$$

式中: $i = 1, 2, 3, 4$. $i = 1$ 得到左侧车轮振动响应谱; $i = 2$ 得到右侧车轮振动响应谱; $i = 3$ 得到车身垂直方向振动响应谱; $i = 4$ 得到车身侧倾振动响应谱. H_{ij} 为传递函数矩阵中的元素, H_{ij}^x 为 H_{ij} 的共轭复数. 液压互联悬架系统仿真参数见表 1.

表 1 液压互联悬架系统仿真参数
Tab. 1 The simulation parameters of hydraulically interconnected suspension

参数	数值
簧上质量 M/kg	750
簧下质量 $m_l, m_r/\text{kg}$	35
悬架刚度 $k_{sl}, k_{sr}/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	20 600
轮胎阻尼 $c_{sl}, c_{sr}/(\text{Ns} \cdot \text{m}^{-1})$	300
油管半径 r_0/mm	20
阻尼阀压力损失系数 $R_1, R_2/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{mm}^{-4})$	5×10^9
阻尼阀压力损失系数 $R_3/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{mm}^{-4})$	3.2×10^9
储能器预充压力 p_1/Pa	2×10^6
侧倾转动惯量 $I/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-2})$	320
左右轮至中心距离 $b_l, b_r/\text{m}$	0.8
轮胎刚度 $k_{sl}, k_{sr}/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	138 000
管壁厚度 t_p/mm	2
流体密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	870
储能器工作压力 p_2/Pa	0.5×10^6
储能器初始体积 V_1/L	2×10^{-4}

设仿真速度为 36 km/h,得到的车辆加速度响应输出谱密度曲线如图 4 和图 5 所示。

设仿真速度为 72 km/h,得到的车辆加速度响应输出谱密度曲线如图 6 和图 7 所示。

传统悬架和液压悬架的对比图应用了双对数曲线图,从图中不难看出,在垂直响应中,由于模型中附加的液压系统导致了悬架整体的刚度和阻尼均发生变化且减小了垂直方向的刚度,故传统悬架曲线

优于液压互联悬架曲线. 在侧倾响应中, 液压互联悬架的峰值明显下降并后移, 这是因为在该频率范围内, 附加的阻尼矩阵增强了悬架侧倾刚度; 在相同路面等级不同车速下, 传统悬架和液压悬架在垂直振动方面都表现出随着车速的减小, 高频区的振动比较密集, 液压悬架在高速低频区出现两个峰值而在低速低频区只有一个峰值; 侧倾振动中, 高速低频区的曲线斜率大于低速低频区, 随着速度的增加在低频区内液压悬架抗侧倾能力明显优于传统悬架, 液压悬架的波谷远低于传统悬架的波谷, 在高频区液压悬架的抗侧倾能力下降明显.

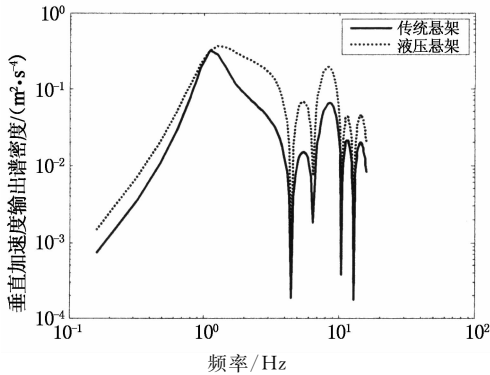


图4 36 km/h时垂直加速度输出谱密度曲线
Fig. 4 The vertical acceleration spectral density at 36 km/h

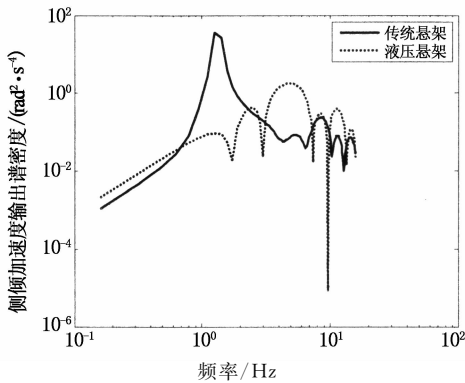


图5 36 km/h时侧倾加速度输出谱密度曲线
Fig. 5 The roll acceleration spectral density at 36 km/h

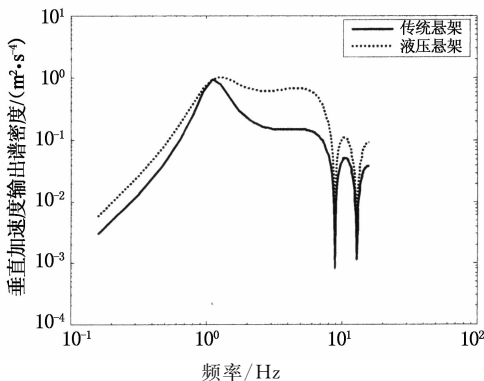


图6 72 km/h时垂直加速度输出谱密度曲线
Fig. 6 The vertical acceleration spectral density at 72 km/h

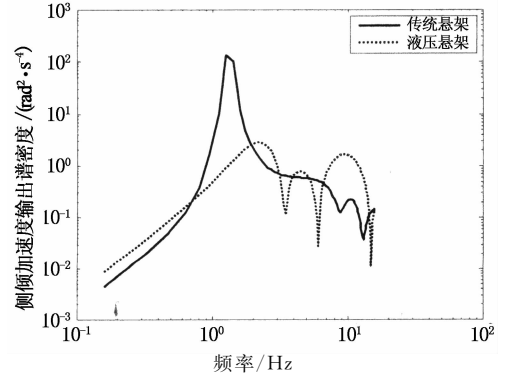


图7 72 km/h时侧倾加速度输出谱密度曲线
Fig. 7 The roll acceleration spectral density at 72 km/h

3 液压系统参数对液压互联悬架响应 Morris 法灵敏度分析

灵敏度分析是指当系统的输入发生变化时, 系统的输出对此变化的敏感程度, 即指对系统性能因设计变量或参数的变化的敏感程度的分析^[17]. 局部灵敏度分析只检验单个设计变量变化对模型结果的影响程度, 以模型在单个设计变量变化时的输出结果作为评价指标得到灵敏度结论, 本文中采取局部灵敏度分析法得到相关结论.

一般灵敏度分析的方法主要有扰动分析法、有限差分法和直接求导法等. 其中扰动分析法中最常用的方法是 Morris 方法, Morris 方法是基于参数空间的离散搜索方法, 通过计算一组参数空间不同离散点的增长率进而在整个参数空间内统计参数增长率分布规律. Morris 方法的计算原理是选取模型中的一个设计变量 P_i , 其余参数值固定不变, 在修正方法中采用参数自变量 P_i 以设定好的变幅变化运行模型得到目标函数 $y(p) = y(P_1, P_2, P_3, \dots, P_n)$ 的值, 用影响值 S_i 判断参数变化对输出值的影响程度^[18-20].

S_i 的计算公式为:

$$S_i = \frac{(y_i - y_0)y_0^{-1}}{\Delta_i}, \quad (17)$$

$$\Delta_i = \frac{P_i - P_0}{P_0}. \quad (18)$$

式中: y_i 为参数变化后的输出值; y_0 为参数变化前的输出值; P_0 为初始参数值; Δ_i 为参数变化的幅度.

灵敏度判别因子 S 取多个影响值 S_i 的平均值^[15], 即

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{(y_i - y_0)y_0^{-1}}{\Delta_i} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i.$$

影响因子越大说明该变量对目标函数的影响也

越大。

液压互联悬架中,液压回路中的液压元件储能器、阻尼阀和液压油管的参数对液压互联悬架的输出响应有着至关重要的影响,根据相关文献及第一部分中对液压结构的建模可知储能器预充压力 P_1 , 预充体积 V_1 和工作压力 P_2 及阻尼阀的压力损失系数 R_1, R_2, R_3 (R_1 为连接液压作动缸上腔的阻尼阀的压力损失系数, R_2 为连接液压作动缸下腔的阻尼阀的压力损失系数, R_3 为连接储能器的阻尼阀的压力损失系数) 为液压系统的关键参数,因此选取上述 6 个参数作为分析变量,以车身垂直加速度输出谱密度和车身侧倾加速度输出谱密度为目标函数,分别进行车身垂直振动模态下和车身侧倾振动模态下参数的局部灵敏度分析。

3.1 车身垂直振动模态下参数局部灵敏度分析计算

为得到 6 个变量对车身垂直响应谱密度影响的准确结果,选择灵敏度分析法中 Morris 方法进行分析。在 Isight 软件中进行试验设计,随机采取试验数据点,选择车身垂直响应加速度的输出谱密度作为目标函数进行试验设计,其中各参数的取值范围见表 2。

表 2 各参数取值范围
Tab. 2 The scope of the parameter

参数	取值范围
液压缸上腔处的阻尼阀的压力损失系数 R_1	$[5 \times 10^9, 10 \times 10^9]$
液压缸下腔处的阻尼阀的压力损失系数 R_2	$[5 \times 10^9, 10 \times 10^9]$
连接储能器的阻尼阀的压力损失系数 R_3	$[3.2 \times 10^9, 6.4 \times 10^9]$
储能器的工作压力 P_2	$[2 \times 10^6, 4 \times 10^6]$
储能器的预充压力 P_1	$[0.5 \times 10^6, 10^6]$
储能器的预充体积 V_1	$[2 \times 10^{-4}, 4 \times 10^{-4}]$

计算得到垂直响应影响因子的结果见表 3。

表 3 垂直响应影响因子 S_i 的计算
Tab. 3 Impact factor of vertical response

	对应的设计变量					
	P_1	P_2	V_1	R_1	R_2	R_3
$\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i$	0.013	0.041	0.007	0.114 9	0.300 3	0.015

垂直响应灵敏度影响因子的柱状分析图如图 8 所示。

结果表明,连接作动器上下腔的阻尼阀对垂直响应的影响较大,储能器及连接储能器的阻尼阀对垂直响应影响较小。由于车身垂直振动时,流进与流出储能器的油液较少,而大部分油液通过连接上下腔的阻尼阀在左右作动器之间进行交换,所以垂直振动模态中,与储能器相关的设计变量对响应的影

响都比较小,此时作动器的作用主要是为垂直振动提供衰减振动的阻尼。

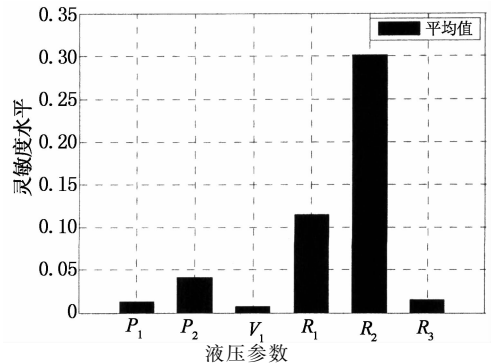


图 8 垂直响应液压参数灵敏度柱状图
Fig. 8 The histogram of hydraulic parameter sensitivity for vertical response

3.2 车身侧倾振动模态下参数局部灵敏度分析计算

与垂直振动模态的分析类似,得到车身侧倾振动模态下的灵敏度分析结果,见表 4。

表 4 侧倾响应影响因子 S_i 的计算
Tab. 4 Impact factor of roll response

	对应的设计变量					
	P_1	P_2	V_1	R_1	R_2	R_3
$\frac{1}{n} \sum_{i=1}^{20} S_i$	0.456	1.267	0.434	0.088	0.115	0.204

侧倾响应灵敏度影响因子的柱状分析图如图 9 所示。

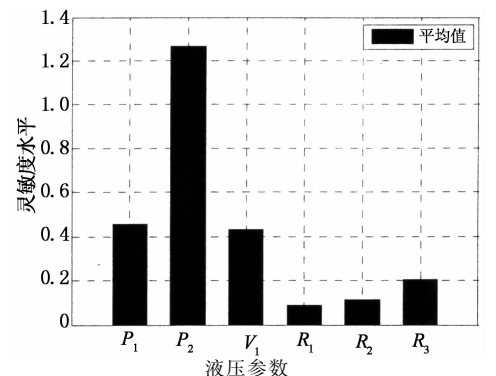


图 9 侧倾响应液压参数灵敏度柱状图
Fig. 9 The histogram of hydraulic parameter sensitivity for roll response

根据表 4,得到各个参数对侧倾响应影响程度的排序,从大到小依次为:储能器工作压力、储能器预充压力、与储能器连接的阻尼阀、储能器预充体积、与作动器下腔连接的阻尼阀、与作动器上腔连接的阻尼阀。在车身侧倾运动中,车体在侧向力的作用下挤压或拉伸液压缸使得油液频繁地流进与流出储能器,此时液压油路的压力随之增大或减小从而在液压缸处产生合力阻止车身的侧倾。在侧倾振动模态中,储能器存储和释

放能量产生弹簧力和阻尼力,因此储能器及与之连接的阻尼阀的各个设计变量对侧倾响应的影响比较大。综上所述,连接上下腔的阻尼阀对垂直振动的影响较大而对侧倾振动的影响较小;储能器及连接储能器的阻尼阀对侧倾振动影响较大而对垂直振动的影响较小。因此,针对不同的优化目标要求,本文的结论为悬架优化提供了理论依据。

4 结 论

建立了机械液压耦合系统模型和路面模型,得到了各加速度响应的输出谱密度曲线,随着频率增大,垂直及侧倾响应加速度功率谱密度减小。垂直模态加速度输出谱密度减小的过程中,在频率为 1.19 Hz 处出现峰值;侧倾模态加速度输出谱密度减小的过程中,在频率为 4.89 Hz 处出现峰值。利用灵敏度分析 Morris 法得到液压系统的参数对于车身垂直加速度响应及车身侧倾加速度响应的影响程度,结果表明,储能器参数对侧倾加速度响应影响较大而油管上的阻尼阀参数对垂直加速度响应影响较大。在车身的模态分析中,液压系统的参数对侧倾响应的影 响大于对垂直响应的影 响。

参 考 文 献

- [1] SMITH M C, WALKER G W. Interconnected vehicle suspension[J]. *Journal of Automobile Engineering*, 2005, 219(3): 295-307.
- [2] BASTOW D, HOWARD G, WHITEHEAD J P. *Car suspension and handling*[M]. 4th ed. Hoboken, New Jersey: Wiley & Sons Ltd, 2004.
- [3] GAY F, COUDER N, RIFQI I, *et al.* Development of hydraulic active suspension with feedforward and feedback design[R]. No. 2000-01-0104. Washington, DC: SAE International, 2000.
- [4] GARROTT W, HOWE J, FORKENBROCK G. Results from NHTSA's experimental examination of selected maneuvers that may induce on-road untripped, light vehicle rollover[R]. No. 2001-01-0131. Washington, DC: SAE International, 2001.
- [5] FORKENBROCK G, GARROTT W, HEITZ M, *et al.* An experimental examination of j-turn and fishhook maneuvers that may induce on-road, untripped, light vehicle rollover[R]. No. 2001-01-1008. Washington, DC: SAE International, 2001.
- [6] 陶又同. 液压悬挂系统的示功图法模型辨识[J]. *武汉理工大学学报:交通科学与工程版*, 1985(4): 95-103.
TAO You-tong. The indicator diagram method of hydraulic suspension system model identification[J]. *Journal of Wuhan University of Technology: Transportation Science & Engineering*, 1985(4): 95-103. (In Chinese)
- [7] 赵春明. 油气悬架系统动力学理论及其相关控制技术研究[D]. 大连: 大连理工大学运载工程与力学学部, 1998.
ZHAO Chun-ming. Theory and its associated control technology research for pneumatic suspension system dynamics[D]. Dalian: Faculty of Vehicle Engineering and Mechanics, Dalian University of Technology, 1998. (In Chinese)
- [8] 陈国椿. 基于 ADAMS 的油气消扭悬架系统仿真分析[D]. 长春: 吉林大学汽车工程学院, 2005: 16-63.
CHEN Guo-chun. Simulation and analysis of hydropneumatic elimination torsion suspension based on ADAMS[D]. Changchun: College of Automotive Engineering, Jilin University, 2005: 16-63. (In Chinese)
- [9] 陈禹行. 油气耦合悬架系统的建模与仿真分析[D]. 长春: 吉林大学汽车工程学院, 2005: 15-67.
CHEN Yu-hang. Modeling and simulation analysis of hydro-pneumatic coupled suspension system[D]. Changchun: College of Automotive Engineering, Jilin University, 2005: 15-67. (In Chinese)
- [10] 郭孔辉, 陈禹行, 庄晔, 等. 油气耦合悬架系统的建模与仿真研究[J]. *湖南大学学报:自然科学版*, 2011, 38(3): 29-33.
GUO Kong-hui, CHEN Yu-hang, ZHUANG Ye, *et al.* Modeling and simulation study of hydro-pneumatic interconnected suspension system[J]. *Journal of Hunan University: Natural Sciences*, 2011, 38(3): 29-33. (In Chinese)
- [11] 谷正气, 王文慧, 伍文广, 等. 非线性油气悬架的矿用自卸车纵倾性能优化[J]. *湖南大学学报:自然科学版*, 2013, 40(7): 46-52.
GU Zheng-qi, WANG Wen-hui, WU Wen-guang, *et al.* Optimization of the pitching performance of mining dump truck of nonlinear hydro-pneumatic suspension system[J]. *Journal of Hunan University: Natural Sciences*, 2013, 40(7): 46-52. (In Chinese)
- [12] 杜大华. 液压流体系统的频域特性分析[J]. *机床与液压*, 2006(10): 86-91.
DU Da-hua. Frequency domain characteristics analysis of hydraulic fluid system[J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2006(10): 86-91. (In Chinese)
- [13] ZHANG N, SMITH W. Hydraulically interconnected vehicle suspension: background and modeling[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2010, 48(1): 17-40.
- [14] ZHANG N, SMITH W. Hydraulically interconnected vehicle suspension: theoretical and experimental ride analysis[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2010, 48(1): 41-64.
- [15] DODDS C J, ROBSON J D. The description of road surface roughness[J]. *Journal of Sound Vibration*, 1973, 31(2): 175-183.
- [16] ROBSON J D, KAMASH K M A. Road surface description in relation to vehicle response[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1977, 6(2/3): 153-157.
- [17] 李永利, 周德俭, 黄红艳. 基于局部灵敏度分析的挠性电路模块结构特性分析[C]//2008年中国电子制造技术论坛论文集. 太原: 中国电子科技集团公司第二研究所, 2008: 14-17.
LI Yong-li, ZHOU De-jian, HUANG Hong-yan. The structural characteristic analysis of flexibility circuit module based local sensitivity analysis[C]//Proceedings of 2008 BBS on China's Electronics Manufacturing Technology. Taiyan; Second Institute of China Electronics Technology Group Corporation, 2008: 14-17. (In Chinese)
- [18] 鲁程鹏, 束龙仓, 刘丽红. 基于灵敏度分析的地下水数值模拟精度适应性评价[J]. *河海大学学报:自然科学版*, 2010, 38(1): 26-30.
LU Cheng-peng, SU Long-cang, LIU Li-hong. Adaptability evaluation precision numerical simulation of groundwater based on sensitivity analysis[J]. *Journal of Hohai University: Natural Sciences*, 2010, 38(1): 26-30. (In Chinese)
- [19] FRANCOS A, LORZA F J. Sensitivity analysis of distributed environmental simulation models: understanding the model behaviour in hydrological studies at the catchment scale[J]. *Reliability Engineering and System Safety*, 2003, 79(2): 205-218.
- [20] ZADOR J, ZSELY I G, TURANYI T. Local and global uncertainty analysis of complex chemical kinetic systems[J]. *Reliability Engineering Safety*, 2006, 91(10/11): 1232-1240.