

履带车辆主动悬挂多点布置优化*

凌启辉¹, 陈昕¹, 戴巨川¹, 何兴云², 杨书仪¹, 郭勇¹

(1. 湖南科技大学机电工程学院 湘潭, 411201) (2. 江麓机电集团有限公司 湘潭, 411100)

摘要 为实现履带车辆主动悬挂减振性能和能耗达到综合最优, 基于正交试验方法开展履带车辆主动悬挂多点布置优化设计。首先, 建立了履带车辆悬挂系统动力学模型, 并通过道路模拟试验验证了该模型的合理性; 其次, 开展了履带车辆悬挂系统正交试验, 分析了 4 种典型路面下各子悬挂对悬挂系统减振性能影响的敏感性; 最后, 设计了主动悬挂作动器的 6 个布置方案, 通过建立基于线性二次最优 (linear quadratic regulator, 简称 LQR) 控制的履带车辆主动悬挂动力学模型, 分析了典型路面下各布置方案对悬挂系统减振性能的影响规律及能耗变化规律。结果表明, 通过对履带车辆主动悬挂作动器的布置优化, 可以实现悬挂减振性能和能耗之间的平衡。

关键词 履带车辆; 主动悬挂; 道路模拟试验; 优化; 基于线性二次最优控制

中图分类号 U469.6; TH113.1

引言

履带车辆在行驶过程中产生的振动是制约其实现高舒适性、高打击精度的主要因素^[1]。主动悬挂因其优越的减振性能一直是国内外研究的热点^[2-3]。研究表明, 安装有主动悬挂的履带车辆, 其驾驶员的舒适性、火炮打击精度及车载设备的使用寿命均得到有效优化^[3-5]。目前, 针对履带车辆主动悬挂的研究主要集中在控制算法改进与结构优化上。文献[6]针对主动电液悬挂系统参数的非线性与不确定性问题, 提出一种将自适应径向基函数与反步控制相结合的自适应神经网络控制方法, 用于解决悬挂系统模型不匹配问题。文献[2, 7]提出一种新型机电液悬挂结构, 可实现主动、半主动及被动模式的切换, 在半主动模式下还能实现能量回收和冲击过载保护。

对于多轴履带车辆, 主动悬挂作动器的安装数量和布置位置各有不同。Xia 等^[8]提出一种自抗扰控制方法来控制履带车辆的垂直运动与俯仰运动, 在 1~6 号子悬挂处安装了主动悬挂作动器。Ata 等^[9]对履带车辆悬挂系统关于天棚控制、混合控制及模糊控制 3 种控制策略进行了对比研究, 并在 1, 2, 5 号子悬挂处安装了作动器。高晓东^[10]采用模糊 PID 控制设计履带车辆主动悬挂控制器, 并在 1, 2, 6 号子悬挂处安装了作动器, 改善了车体的俯仰运动。作动器的数量和安装位置将影响悬挂系统的减振性能^[11], 主动悬挂作动器数量越多悬挂系统的减振性能越好。在总功率有限的情况下^[12], 如何设计主动

悬挂作动器的数量和安装位置, 并在减振性能和能耗之间达到综合最优, 目前还没有通用的实现履带车辆主动悬挂作动器布置优化的方法。

笔者针对上述问题, 首先, 建立了履带车辆 8 自由度平面半车模型, 在 4 种典型路面下进行了主动悬挂正交试验, 得到各子悬挂的敏感性; 其次, 提出 6 个作动器布置方案, 建立基于 LQR 控制的履带车辆主动悬挂动力学控制模型; 最后, 研究了各布置方案的减振性能, 分析主动悬挂作动器布置规律, 实现了履带车辆主动悬挂多点布置优化, 为履带车辆悬挂减振控制提供参考。

1 履带车辆悬挂系统正交试验设计

1.1 履带车辆悬挂系统动力学模型

在开展正交试验设计前, 应建立履带车辆合理的动力学模型并进行验证, 保证后续正交试验的正确性。在道路模拟试验台上进行 2 组履带车辆正弦激励试验, 其中正弦激励频率均为 2 Hz, 幅值分别为 4 mm 和 10 mm。待系统响应稳定后, 测量得到履带车辆车体质心加速度试验数据, 并在 Matlab 中调用 filter 函数对数据进行滤波处理。在 Simulink 环境下搭建履带车辆悬挂系统动力学模型, 输入与试验相同的激励信号, 得到 2 种幅值下的车体质心加速度, 分别如图 1, 2 所示。将试验数据与仿真数据进行对比可知, 上述 2 种工况下和试验与仿真结果吻合较好。

* 湖南省教育厅重点资助项目(23A0376, 23A0362); 湖南省科技创新计划资助项目(2021RC4038)

收稿日期: 2022-09-28; 修回日期: 2022-12-10

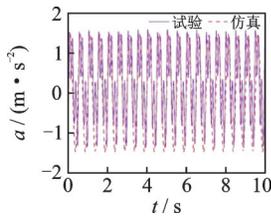


图1 车体质心加速度 (4 mm)

Fig.1 Car body center of mass acceleration (4 mm)

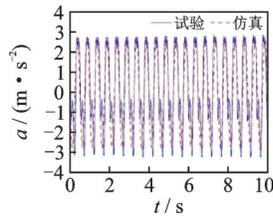


图2 车体质心加速度 (10 mm)

Fig.2 Car body center of mass acceleration (10 mm)

1.2 悬挂系统减振性能评价指标

为研究履带车辆各子悬挂在不同路面激励环境下对悬挂系统减振性能的影响,开展了悬挂系统正交试验。在进行子悬挂敏感性分析之前,应该先设计履带车辆悬挂系统减振性能评价指标。笔者以改善车辆行驶平顺性和行进间火炮打击精度为目的,选取车体质心加速度、俯仰角加速度和俯仰角速度的均方根值作为悬挂系统减振性能评价指标^[13]。由于各性能评价指标对悬挂系统减振的影响程度不同,需要对各指标进行权重分配,采用均值法得到各评价指标的权重系数。因为各指标量纲不同,采用极值法对不同指标进行无量纲化,最终得到综合评价指标 E

$$E = \sum_{i=1}^3 \lambda_i \frac{\text{RMS}(e_i)}{\text{RMS}(e_{mj})} \quad (1)$$

其中: $\text{RMS}(e_i)$ 为不同试验序号下悬挂的各性能评价指标; $\text{RMS}(e_{mj})$ 为所有试验序号下悬挂的各性能评价指标最大值, $j=1\sim 27$; λ_i 为无量纲化后各评价指标权重系数,取车体质心加速度为 $\lambda_1=0.4$,俯仰角加速度为 $\lambda_2=0.4$,俯仰角速度为 $\lambda_3=0.2$ 。

1.3 子悬挂敏感性正交试验设计

以子悬挂为因素、子悬挂作动力为水平,设计6因素、3水平的正交试验,正交试验方案及试验结果如表1所示。试验时,模拟履带车辆以25 km/h速度行驶在4种典型路面上,分别为铺面路、起伏路、沙石路及戈壁路,使各子悬挂作动器输出大(B)、中(M)、小(S)3种白噪声力,限于篇幅,本研究只列举砂石路面的情况。结合悬挂系统减振性能评价指标,计算得到模拟砂石路面时各试验序号的综合评价指标。在此基础上,利用极差分析法^[14]得到试验因素对试验结果的敏感性,如表2所示。其中: $y_{j\alpha}$ 为第j个因素各水平对试验指标的影响; R_j 为第j个因

表1 正交试验方案及试验结果

Tab.1 Orthogonal test scheme and test results

试验序号	因素						综合指标值/%
	1	2	3	4	5	6	
1	S	S	S	S	S	S	59.16
2	S	S	S	S	M	M	67.47
3	S	S	S	S	B	B	81.78
4	S	M	M	M	S	S	68.75
5	S	M	M	M	M	M	73.46
6	S	M	M	M	B	B	85.83
7	S	B	B	B	S	S	79.68
8	S	B	B	B	M	M	80.93
9	S	B	B	B	B	B	90.62
10	M	S	M	B	S	M	75.66
11	M	S	M	B	M	B	69.62
12	M	S	M	B	B	S	75.40
13	M	M	B	M	S	M	75.32
14	M	M	B	M	M	B	78.44
15	M	M	B	M	B	S	63.66
16	M	B	S	S	S	M	75.24
17	M	B	S	S	M	B	78.48
18	M	B	S	S	B	S	75.67
19	B	S	B	M	S	B	81.41
20	B	S	B	M	M	S	81.53
21	B	S	B	M	B	M	80.23
22	B	M	S	B	S	B	80.31
23	B	M	S	B	M	S	81.38
24	B	M	S	B	B	M	80.93
25	B	B	M	S	S	B	85.11
26	B	B	M	S	M	S	89.41
27	B	B	M	S	B	M	83.47

表2 敏感性极差分析

Tab.2 Range analysis of sensitivity

水平影响因素	因素					
	1	2	3	4	5	6
y_{j1}	687.67	672.28	680.44	683.84	680.66	674.67
y_{j2}	667.53	688.16	706.72	700.64	700.75	692.74
y_{j3}	743.82	738.63	711.86	714.56	717.61	731.63
R_j	76.28	66.35	31.41	30.72	36.94	56.93
主次因素排序	1	2	6	5	4	3

素各水平对试验指标的极差,反映了第j个因素各水平对试验指标的波动幅值,其值越大说明该因素对试验指标的影响越大。

由表2可以看出:第1个子悬挂极差最大,说明其对悬挂系统减振性能的影响最明显;第2,6,5,4,3个子悬挂分别次之;第3,4,5个子悬挂的影响明显小于第1,2,6个子悬挂。4种典型路面下各子悬挂敏感性如图3所示。由图可知:在砂石路和戈壁路,

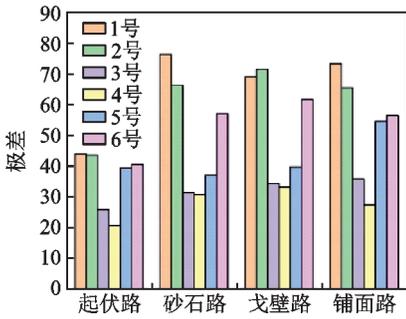


图 3 4 种典型路面下各子悬挂敏感性

Fig.3 Sensitivity of each sub-suspension under four typical road surfaces

子悬挂 1,2,6 的敏感性相对较大;在铺面路和起伏路,子悬挂 1,2,5,6 的敏感性相对较大。

结合 4 种典型路面时域图^[15],经分析发现,在铺面路和起伏路下,地面平均波长在 5~15 m 之间,与车体长度相近,此类路面下履带车辆以俯仰振动为主;砂石路和戈壁路下存在各种突起及深坑,在此类路面下履带车辆以冲击振动为主。通过正交试验可知,不同路面激励下各子悬挂敏感性存在一定差异。

2 主动悬挂动力学控制模型

2.1 作动器布置优化方案

根据图 3 可知,履带车辆在不同路面行驶时各子悬挂的敏感性存在差异,在此基础上开展在各子悬挂处安装作动器的悬挂系统振动仿真研究,主动悬挂作动器布置方案如表 3 所示。

表 3 主动悬挂作动器布置方案

Tab.3 Active suspension actuator layout scheme

方案	作动器安装位置
1	1号负重轮上方
2	1,6号负重轮上方
3	1,2,5号负重轮上方
4	1,2,6号负重轮上方
5	1,2,5,6号负重轮上方
6	1,2,3,4,5,6号负重轮上方

2.2 主动悬挂数学模型

在被动悬挂动力学模型的基础上建立主动悬挂动力学模型^[12]。图 4 为履带车辆主动悬挂在 1,2,6 子悬挂处安装作动器的结构原理图。

本研究以方案 4 的动力学模型进行建模,其他方案模型与其类似。基于上述简化悬挂系统模型建立履带车辆主动悬挂系统动力学微分方程^[8,16],即

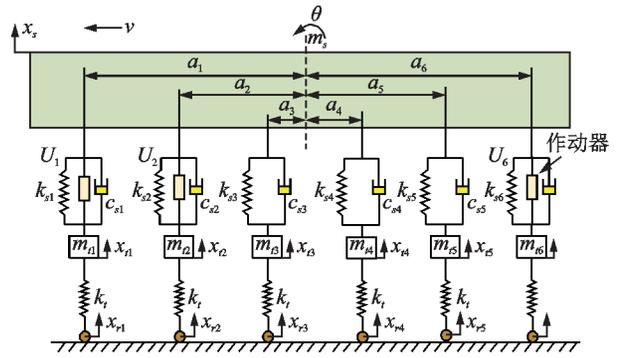


图 4 履带车辆主动悬挂结构原理图

Fig.4 Suspension structure schematic diagram of tracked vehicle

$$\begin{cases}
 m_s \ddot{x}_s + \sum_{i=1}^6 k_{si}(x_s + a_i \theta - x_{ii}) + \\
 \sum_{i=1}^6 c_{si}(\dot{x}_s + a_i \dot{\theta} - \dot{x}_{ii}) + U_1 + U_2 + U_6 = 0 \\
 I \ddot{\theta} + \sum_{i=1}^6 l_i k_{si}(x_s + a_i \theta - x_{ii}) + \sum_{i=1}^6 l_i c_{si}(\dot{x}_s + \\
 a_i \dot{\theta} - \dot{x}_{ii}) + a_1 U_1 + a_2 U_2 + a_6 U_6 = 0 \\
 m_{r1} \ddot{x}_{r1} - k_{s1}(x_s + a_1 \theta - x_{r1}) - c_{s1}(\dot{x}_s + a_1 \dot{\theta} - \dot{x}_{r1}) + \\
 k_{r1}(x_{r1} - x_{r2}) - U_1 = 0 \\
 m_{r2} \ddot{x}_{r2} - k_{s2}(x_s + a_2 \theta - x_{r2}) - c_{s2}(\dot{x}_s + a_2 \dot{\theta} - \dot{x}_{r2}) + \\
 k_{r2}(x_{r2} - x_{r3}) - U_2 = 0 \\
 m_{r6} \ddot{x}_{r6} - k_{s6}(x_s + a_6 \theta - x_{r6}) - c_{s6}(\dot{x}_s + a_6 \dot{\theta} - \dot{x}_{r6}) + \\
 k_{r6}(x_{r6} - x_{r5}) - U_6 = 0 \\
 m_{ri} \ddot{x}_{ri} - k_{si}(x_s + a_i \theta - x_{ri}) - c_{si}(\dot{x}_s + a_i \dot{\theta} - \dot{x}_{ri}) + \\
 k_{ri}(x_{ri} - x_{ri}) = 0 \\
 (i = 3, 4, 5)
 \end{cases} \quad (2)$$

其中: m_s 为车身质量; m_{ri} 为 1~6 号负重轮质量; c_{si} 为各子悬挂阻尼系数; k_{si} 为各子悬挂刚度系数; x_{ri} 为路面给各负重轮的激励; θ 为车体俯仰角度; $\dot{\theta}$ 为车体俯仰角速度; $\ddot{\theta}$ 为车体俯仰角加速度; a_i 为各负重轮到车体质心的距离; I 为车辆俯仰角转动惯量; x_s 为车体质心位移; \dot{x}_s 为车体质心速度; \ddot{x}_s 为车体质心加速度; x_{ri} 为各负重轮的垂直方向位移; \ddot{x}_{ri} 为各负重轮垂直方向加速度; U_i 为主动控制力。

主要参数数值如表 4 所示。

根据履带车辆主动悬挂系统动力学微分方程,可得到系统的状态空间表达式^[17]为

$$\begin{cases}
 \dot{X} = AX + BU + FW \\
 Y = CX + DU
 \end{cases} \quad (3)$$

其中: W 为路面激励矩阵; U 为主动控制力矩阵; X 为系统状态量; Y 为系统输出量; A, B, C, D 分别为状态矩阵、输入矩阵、输出矩阵及传递矩阵; F 为描

表4 主要参数数值

Tab.4 Main parameter values

参数	数值	参数	数值
m_s/kg	11 000	$k_{s(1\sim6)}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	210 000
$I/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	79 500	$c_{s(1\sim6)}/((\text{N}\cdot\text{s})\cdot\text{m}^{-1})$	22 000
$m_{s(1\sim6)}/\text{kg}$	320	$a_{(1\sim3)}/\text{m}$	-2.4/-1.4/ -0.5
$k_{s(1\sim6)}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	6 100 000	$a_{(4\sim6)}/\text{m}$	2.3/1.4/0.5

述路面激励对系统影响的矩阵。

$$W = [x_{r1}, x_{r2}, x_{r3}, x_{r4}, x_{r5}, x_{r6}]_{6 \times 1}^T \quad (4)$$

$$U = [U_1, U_2, U_6]_{3 \times 1}^T \quad (5)$$

$$X = [x_s, \dot{x}_s, \theta, \dot{\theta}, x_{t1}, x_{t2}, x_{t3}, x_{t4}, x_{t5}, x_{t6}, \dot{x}_{t1}, \dot{x}_{t2}, \dot{x}_{t3}, \dot{x}_{t4}, \dot{x}_{t5}, \dot{x}_{t6}]_{16 \times 1}^T \quad (6)$$

$$Y = [\ddot{x}_s, \ddot{\theta}, \dot{\theta}]_{3 \times 1}^T \quad (7)$$

2.3 最优控制器设计

根据系统的输出,其性能函数可表示为

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \{q_1(\ddot{x}_s)^2 + q_2(\ddot{\theta})^2 + q_3(\dot{\theta})^2 + r_1 U_1^2 + r_2 U_2^2 + r_3 U_6^2\} dt \quad (8)$$

其中: $q_1 \sim q_3$ 分别为输出量的加权系数; $r_1 \sim r_3$ 为主动控制力的加权系数。

为消除权重矩阵对控制性能的影响,本研究主动悬挂不同方案下的 Q, R 矩阵均相同。取 $Q = \text{diag}(q_1, q_2, q_3)$, $R = \text{diag}(r_1, r_2, r_3)$,将性能指标函数转化为标准型^[18],即

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \{Y^T \rho Y + U^T r U\} dt = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \{(CX + DU)^T \rho (CX + DU) + U^T r U\} dt = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \{X^T C^T \rho CX + 2X^T C^T \rho DU + U^T (D^T \rho D + r) U\} dt \quad (9)$$

令 $\tilde{Q} = C^T Q C$, $\tilde{R} = D^T Q D + R$, $N = C^T Q D$,则性能函数可表示为

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \{X^T \tilde{Q} X + 2X^T N U + U^T \tilde{R} U\} dt \quad (10)$$

假设系统的状态都可测量,那么要使悬挂系统性能指标函数达到最小,其控制输出力为

$$U_i(t) = -KX(t) \quad (11)$$

其中: $X(t)$ 为系统状态量; $K = -R^{-1}(B^T P + N^T)$ 为最优反馈矩阵。

P 满足Riccati方程的解^[18],即

$$A^T P + PA - (PB + N) R^{-1} (B^T P + N^T) + Q = 0 \quad (12)$$

通过LQR控制算法得到的最优控制力 $U_i(t)$ 为

主动悬挂最优控制力,受到履带车辆总功率的限制,作动器所提供的力是有限的^[19],应满足如下条件

$$U_i(t) = U(t) \quad U \in [f_{\min}, f_{\max}] \quad (13)$$

其中: f_{\min}, f_{\max} 为作动器可提供的最小、最大外力,本研究取 ± 5 kN。

作动器输出主动力如图5所示,包括LQR控制算法下最优主动力与悬挂作动器实际输出力,为方便观察取某一段时间内的主动力进行对比。

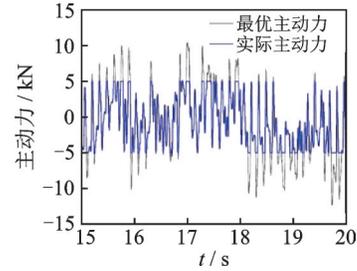


图5 作动器输出主动力

Fig.5 Actual active force of the actuator

3 悬挂多点布置优化

3.1 砂石路布置方案结果分析

根据动力学控制模型,当履带车辆速度为25 km/h时,得到在砂石路下的车体质心加速度、俯仰角加速度及俯仰角速度时域曲线,分别如图6~8所示。砂石路各评价指标均方根值如表5所示。

由表5可知:相比被动悬挂,方案1优化效果一般;方案3,4,5,6优化效果明显,其值减小25%以上;方案1~6评价指标值不断减小,但优化速率不断变小,说明子悬挂3,4的敏感性相对较小;方案3,4作动器数量相同,安装位置不同,但方案4要优于方案3,说明子悬挂6的敏感性大于子悬挂5。

指标1,2与车辆行驶平顺性及驾驶员乘坐舒适性相关,其值越小,车辆行驶越平稳,舒适性越好。指标1的值在方案3,4,5,6下减小32%以上;指标2的值在方案4,5,6下减小15%以上;指标3对火炮

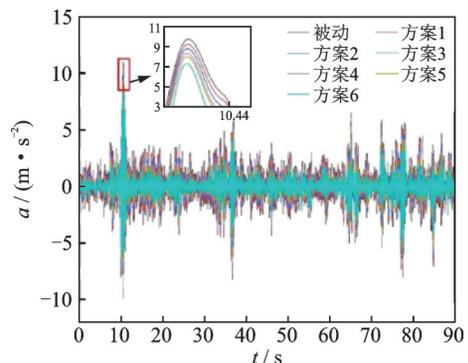


图6 车体质心加速度曲线

Fig.6 Center of mass acceleration curve

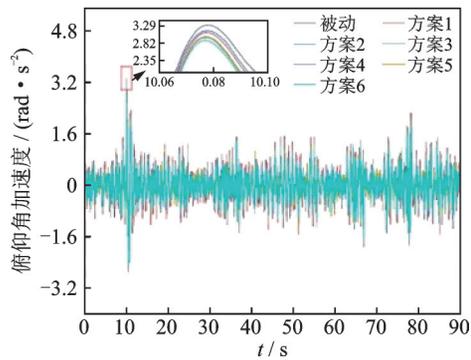


图 7 车体俯仰角加速度曲线

Fig.7 Vehicle body pitch Angle acceleration curve

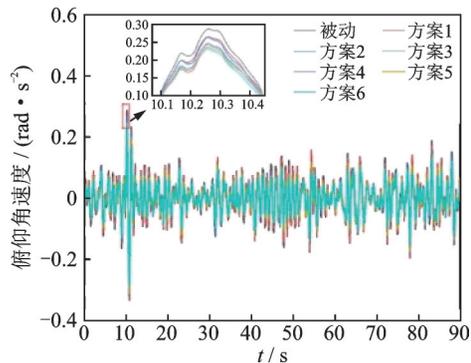


图 8 车体俯仰角速度曲线

Fig.8 Centroid acceleration curve

表 5 砂石路各评价指标均方根值

振动试验方案	车体质心加速度/ ($m \cdot s^{-2}$)	俯仰角加速度/ ($rad \cdot s^{-2}$)	俯仰角速度/ ($rad \cdot s^{-1}$)	综合评价指标
被动	1.390 2	0.471 4	0.063 5	1.000 0
1	1.175 5	0.459 4	0.059 2	0.914 6
2	1.013 6	0.401 6	0.053 4	0.800 7
3	0.883 3	0.398 1	0.051 6	0.754 3
4	0.884 7	0.380 5	0.049 7	0.733 8
5	0.782 8	0.348 6	0.049 0	0.677 4
6	0.633 0	0.340 9	0.045 7	0.615 3

打击精度影响较大^[20];方案 4,5,6 优化效果较好,其值减小 22% 以上。

为观察车辆的通过性能,笔者选择子悬挂动位移的均方根值来判断车辆的通过性。一般来说,子悬挂动位移的均方根值要小于设计最大值的 1/3。砂石路各子悬挂动位移均方根值如表 6 所示。由表可以看出:各个方案均满足通过性要求,其中第 1 个子悬挂(第 1 负重轮)的动位移最大,说明履带车辆在行驶过程中第 1 负重轮受到的路面冲击最大,因此在主动悬挂系统设计时可以增大第 1 负重轮上方动器的输出功率;方案 6 中,悬挂的动位移均值最大,因此采用方案 6 时应注意各子悬挂动行程是否在设计范围内。

表 6 砂石路各子悬挂动位移均方根值

Tab.6 Dynamic displacement of each sub suspension on sand and gravel road

方案	子悬挂						均值
	1	2	3	4	5	6	
被动	0.029 6	0.015 5	0.014 5	0.018 9	0.017 5	0.015 3	0.018 6
1	0.028 1	0.016 0	0.014 9	0.018 6	0.017 3	0.015 0	0.018 3
2	0.027 6	0.015 8	0.015 0	0.019 0	0.017 9	0.014 6	0.018 3
3	0.026 8	0.017 0	0.016 1	0.019 0	0.017 9	0.014 3	0.018 5
4	0.026 6	0.016 8	0.016 0	0.019 1	0.017 8	0.014 2	0.018 4
5	0.026 6	0.017 8	0.017 0	0.019 4	0.018 1	0.015 1	0.019 0
6	0.025 9	0.017 7	0.018 2	0.021 5	0.020 8	0.016 9	0.020 2

3.2 主动悬挂布置优化规律分析

履带车辆在不同路面行驶时,子悬挂对悬挂系统减振性能影响的敏感性不同。根据上述布置方案,分析履带车辆在 4 种典型路面行驶时各评价指标的变化规律和悬挂系统减振性能。图 9~11 分别为履带车辆在 4 种典型路面行驶时车体质心加速度、俯仰角加速度、俯仰角速度均方根值变化曲线,综合评价指标变化曲线如图 12 所示。此外,主动悬挂能耗是不可忽略的重要因素^[21],本研究采用平均值法^[22]计算得到主动悬挂作动器输出功率,并对 4 种路面下的输出功率进行分析,得到悬挂作动器输出功率均方根值变化曲线,如图 13 所示。

由图 9~12 可知,采用主动悬挂后,履带车辆在砂石路和戈壁路行驶时悬挂系统的综合评价指标下降率大于起伏路和铺面路的下降率。由图 13 可

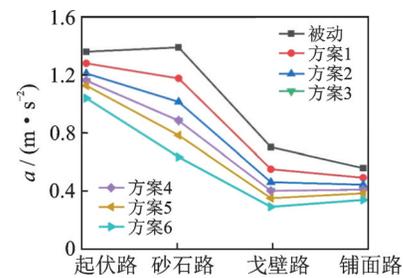


图 9 质心加速度变化曲线

Fig.9 Centroid acceleration curve

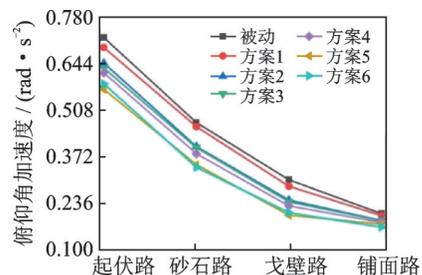


图 10 俯仰角加速度变化曲线

Fig.10 Pitch Angle acceleration curve

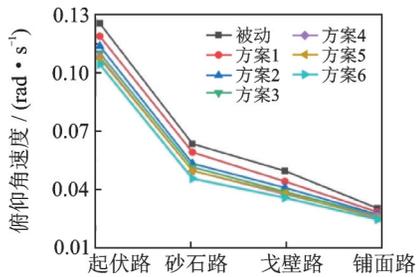


图11 俯仰角速度变化曲线

Fig.11 Pitch angular velocity curve

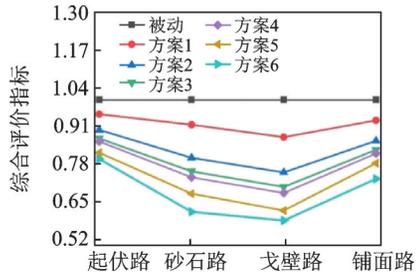


图12 综合评价指标变化曲线

Fig.12 Comprehensive evaluation index change curve

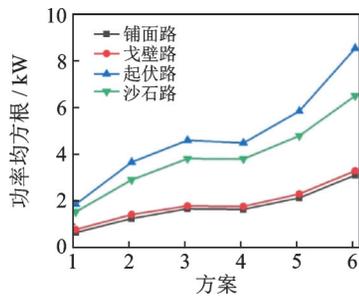


图13 悬挂作动器输出功率均方根值变化曲线

Fig.13 Variation curve of the rms value of the output power of the suspension actuator

知,在4种典型路面中,路况越恶劣,悬挂的作动功率增加越明显,且作动器数量越多,相同方案之间的功率变化越大。履带车辆在砂石路和起伏路行驶时,主动悬挂的作动功率明显大于另外2种路面的功率,且在砂石路面行驶时的功率最大。

以砂石路面为例,方案2中的3个评价指标分别下降27.07%,14.80%和15.90%;方案5中的3个评价指标分别下降43.68%,26.05%和21.73%;方案6中的3个评价指标分别下降54.46%,27.68%和28.03%。对比发现,方案5比方案2增加了2个作动器,方案6比方案5增加了2个作动器,综合评价指标值后者比前者分别减小12.45%和7.68%,而功率分别增加了2.18 kW和2.69 kW。由此可见,在子悬挂敏感性不高的位置布置主动悬挂作动器,主动悬挂的能耗更高,减振性能却不明显。方案3,4的主动悬挂作动器数量相同,安装位置不同;方案3的3个评价指标分别下降36.45%,15.54%和18.74%;方案4分别平均下降36.37%,19.28%和21.73%。因此,方案3对车体质心加速度优化略好,而方案4

可更好地抑制车体俯仰角加速度与俯仰角速度。对比发现,作动器安装在车体两端时对车辆的俯仰运动优化效果较好,安装在离质心较近的位置对车体质心加速度优化效果略好,但优化速率远小于俯仰运动优化速率,且方案4的功率比方案3的功率更小,悬挂能耗更低。

4 结论

1) 分析了4种典型路面下各子悬挂对悬挂系统减振性能影响的敏感性。结果表明,履带车辆在砂石路和戈壁路行驶时,第1,2和6号子悬挂对悬挂系统减振性能影响最为敏感;而在起伏路和铺面路行驶时,第1,2,5和6号子悬挂对悬挂系统减振性能影响最为敏感。

2) 提出了主动悬挂作动器的6个布置方案,分析了履带车辆在4种路面行驶时悬挂系统减振性能和能耗变化规律。结果表明,主动悬挂作动器布置越多,减振效果越好,但评价指标值下降速率不断变缓。在砂石路和起伏路行驶时,主动悬挂的作动功率明显大于戈壁路和铺面路的功率,路况越恶劣,悬挂的作动功率越大。在子悬挂减振性能敏感性不高的位置布置主动悬挂作动器,主动悬挂的能耗更高,减振性能并没有明显提高。

3) 作动器的布置应首先选择在车体首尾的第1和第6个子悬挂处,然后选择在第2和第5个子悬挂处,最后才在第3和第4个子悬挂处布置。在总功率受限的情况下,可以适当增加车体首尾的子悬挂作动功率,以提高悬挂系统的减振性能。

参 考 文 献

- [1] 董明明,王梦瑶,梁迎港.国之重器出版工程装甲车辆悬挂系统设计[M].北京:人民邮电出版社,2019:2-13.
- [2] 王超,汪国胜,李睿,等.坦克装甲车辆主动悬挂结构技术发展综述[J].兵工学报,2020,41(12):2579-2592.
WANG Chao, WANG Guosheng, LI Rui, et al. Review of state of the art of active suspension structure technology of tank and armored vehicle[J]. Acta Armamentarii, 2020, 41(12): 2579-2592.(in Chinese)
- [3] YOUNI, KHAN M A, UDDIN N, et al. Road disturbance estimation for the optimal preview control of an active suspension systems based on tracked vehicle model[J]. International Journal of Automotive Technology, 2017, 18(2): 307-316.
- [4] TSENG H E, HROVAT D. State of the art survey: active and semi-active suspension control[J]. Vehicle System Dynamics, 2015, 53(7): 1034-1062.
- [5] LI J F, KHAJEPOUR A, HUANG Y J, et al. A new

- coordinated control strategy for tracked vehicle ride comfort[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2018, 232(3): 330-341.
- [6] AL-AELA A M, KENNE J P, MINTSA H A. Adaptive neural network and nonlinear electrohydraulic active suspension control system[J]. Journal of Vibration and Control, 2022, 28(3/4): 243-259.
- [7] 张伟杰,汪国胜,郭勇.机电液能悬挂系统性能分析[J].兵器装备工程学报,2021,42(12):103-111.
ZHANG Weijie, WANG Guosheng, GUO Yong. Performance analysis of mechanical-electro-hydraulic regenerative suspension system [J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2021, 42(12): 103-111. (in Chinese)
- [8] XIA Y Q, FU M Y, LI C M, et al. Active disturbance rejection control for active suspension system of tracked vehicles with gun[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2018, 65(5): 4051-4060.
- [9] ATA W G, SALEM A M. Semi-active control of tracked vehicle suspension incorporating magnetorheological dampers[J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 55(5): 626-647.
- [10] 高晓东.履带车辆肘内式主动悬挂研究[D].北京:北京理工大学,2015.
- [11] HOOGTERP F B, EILER M K, MACKIE W J. Active suspension in the automotive industry and the military[J]. Journal of Commercial Vehicles, 1996, 105(2): 96-101.
- [12] 朱建旭,赵丁选,巩明德,等.应急救援车辆主动悬挂系统能耗与发动机的功率匹配控制[J].中国机械工程,2022,33(11):1361-1368.
ZHU Jianxu, ZHAO Dingxuan, GONG Mingde, et al. Active suspension system energy consumption and engine power matching control for emergency rescue vehicles[J]. China Mechanical Engineering, 2022, 33(11): 1361-1368. (in Chinese)
- [13] LING Q H, DAI J C, HE X Y, et al. Allocation optimization of multi-axis suspension dynamic parameter for tracked vehicle[J]. Complexity, 2021, 2021: 8961020.
- [14] 李杰,郭文翠,谷盛丰,等.基于NARX神经网络的路面不平度识别[J].汽车工程,2019,41(7):807-814.
LI Jie, GUO Wencui, GU Shengfeng, et al. Road roughness identification based on NARX neural network [J]. Automotive Engineering, 2019, 41(7): 807-814. (in Chinese)
- [15] 朱兴高,顾亮.履带对地面的包络特性研究[J].北京理工大学学报,2016,36(1):48-52.
ZHU Xinggao, GU Liang. Research on envelope characteristics of the track on ground [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2016, 36(1): 48-52. (in Chinese)
- [16] JURKIEWICZ A, KOWAL J, ZAJĄC K. Sky-hook control and Kalman filtering in nonlinear model of tracked vehicle suspension system [J]. Acta Mechanica et Automatica, 2017, 11(3): 222-228.
- [17] 覃凌云,杨书仪,陈哲吾,等.路面激励下的履带车辆负重轮动载荷研究[J].振动、测试与诊断,2021,41(4):652-659.
QIN Lingyun, YANG Shuyi, CHEN Zhewu, et al. Road wheels' dynamic load of tracked vehicle under road excitation [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2021, 41(4): 652-659. (in Chinese)
- [18] 张进秋,彭虎,张建,等.车辆悬挂LQR主动控制权矩阵权重参数优化[J].振动与冲击,2018,37(22):214-219.
ZHANG Jinqiu, PENG Hu, ZHANG Jian, et al. Weight parameters optimization for the weight matrices in a vehicle suspension LQR active control [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(22): 214-219. (in Chinese)
- [19] 赵强,尹佳星.汽车电液主动悬架的预测控制[J].武汉理工大学学报(交通科学与工程版),2014,38(5):979-983.
ZHAO Qiang, YIN Jiaying. Predictive control of automobile electro-hydraulic active suspension [J]. Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science & Engineering), 2014, 38(5): 979-983. (in Chinese)
- [20] 汪国胜,药凌宇,魏来生,等.某型坦克底盘线振动对行进间射击精度影响机理研究[J].兵工学报,2016,37(3):541-546.
WANG Guosheng, YAO Lingyu, WEI Laisheng, et al. Research on the influence of linear vibration of a tank chassis on on-the-move shooting accuracy [J]. Acta Armamentarii, 2016, 37(3): 541-546. (in Chinese)
- [21] 张磊,张进秋,罗涛,等.车辆悬架系统性能综合评价方法研究[J].汽车工程,2016,38(12):1494-1499.
ZHANG Lei, ZHANG Jinqiu, LUO Tao, et al. A research on comprehensive performance evaluation method for vehicle suspension system [J]. Automotive Engineering, 2016, 38(12): 1494-1499. (in Chinese)
- [22] DEAKIN A, CROLLA D, SHOVLIN A, et al. Power consumption in ride of a combat support vehicle slow-active suspension[R]. United States: SAE International, 1997.



第一作者简介:凌启辉,男,1986年3月生,博士、副教授、硕士生导师。主要研究方向为复杂机电系统动力学与控制。曾发表《基于履带车辆车体动态响应的行驶路面不平度识别》(《中国机械工程》2022年第33卷第1期)等论文。
E-mail:lqh_hunan@163.com

通信作者简介:戴巨川,男,1979年6月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为复杂机电系统动力学与控制、风电技术与装备。
E-mail:daijuchuan@163.com