

文章编号:1006-1355(2019)01-0103-07

# 履带车辆不平路面越野平均速度预测方法研究

段 誉<sup>1</sup>, 乔新勇<sup>1</sup>, 芮 强<sup>1</sup>, 姜红元<sup>2</sup>, 杨 浩<sup>2</sup>

(1. 陆军装甲兵学院 车辆工程系, 北京 100072; 2. 73089部队 保障部, 江苏 徐州 221004)

**摘 要:** 为了研究路面不平度对履带车辆越野平均速度的影响规律, 建立履带车辆多体动力学模型, 提出振动响应指标并通过试验验证模型的可信性; 根据试验设计进行仿真计算, 建立振动响应与车速、路面不平度间的近似模型; 以振动响应指标的阈限值为约束条件, 采用目标寻优方法拟合了路面不平度与车速间的数学关系, 提出随机不平路面条件下的越野速度预测方法。应用该方法计算车辆通过某试验场综合路面时的振动响应, 结果表明: 所建模型可以反映路面不平度对车速的影响, 可为车辆机动性预测提供有效的量化手段。

**关键词:** 振动与波; 机动性; 多体动力学; 近似模型; 越野平均速度

中图分类号: TP391.9

文献标志码: A

DOI编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2019.01.020

## Study on the Prediction Method of Off-road Average Speed of Tracked Vehicles on Random Uneven Roads

DUAN Yu<sup>1</sup>, QIAO Xinyong<sup>1</sup>, RUI Qiang<sup>1</sup>,  
JIANG Hongyuan<sup>2</sup>, YANG Hao<sup>2</sup>

(1. Department of Mechanical Engineering, Academy of Armored Force Engineering, Beijing 100072, China; 2. Equipment Department of 73089 Unit, PLA, Xuzhou 221004, Jiangsu China)

**Abstract:** In order to study the effect of road roughness on the off-road average speed of tracked vehicles, a multi-body dynamic model is established. The vibration response index is proposed and the credibility of the model is verified by the test. Based on the experimental design, a simulation model is made. And the approximate model for analyzing the influences of vehicle speed and road roughness on the vibration response of the vehicles is established. With the threshold value of the vibration response index as the constraint condition, the mathematical relationship between the roughness of the pavement and the speed of vehicle is fitted by the method of target optimization, and the prediction method of the off-road speed under the condition of random and uneven pavement is put forward. The method is used to simulate the vibration response of the vehicle when it passes the test ground. The results show that the model can reflect the impact of road roughness on the vehicle speed. This work provides an effective quantitative means for vehicle mobility prediction.

**Keywords:** vibration and wave; mobility; multi-body dynamics; approximate model; off-road average speed

随着世界军事变革的持续深入, 军用履带车辆的越野机动性能越来越受到重视。地形因素对履带车辆机动性的影响主要来源于路面的不平度和坚实度两方面, 其中路面不平度是限制车辆越野速度提高的最主要因素。

美军在高机动性战术车辆道路试验的考核标准

中, 将“随机不平路面行驶额定车速”作为车辆机动性评价的核心指标之一<sup>[1]</sup>。国内主要通过经验和定性分析确定这一战技指标, 较少对不平路面下车辆越野平均速度进行量化分析。姚明等<sup>[2]</sup>建立了汽车2自由度悬架模型采用振动方程计算车辆在不平路面上行驶的最大速度; 张景骞等<sup>[3]</sup>运用多体动力学理论在DVENET中实现了坦克模型的地形匹配, 但没有考虑悬挂的影响, 仅通过发动机特性计算车速; 王克运等<sup>[4]</sup>建立了考虑履带-负重轮-路面作用的车辆二维解析模型, 通过反复迭代计算车辆在单一路面行驶时受平顺性所限的最大速度。以上研究中建立的车辆模型均与三维实体模型有较大差异, 并且模型的可信性未得到试验验证, 同时计算最大车速的方法存在局限性, 无法直观反映路面不平度与车速

收稿日期: 2018-04-08

**作者简介:** 段誉(1994-), 男, 湖北省麻城市人, 硕士研究生, 主要研究领域为履带车辆论证与仿真。

E-mail: yiliang0714@sina.cn

**通信作者:** 乔新勇(1970-), 男, 山东省海阳市人, 副教授, 博士生导师, 主要研究领域为动力机械及工程, 测试技术及故障诊断。

E-mail: qxyaafe@sina.com

间的关系,难以快速得到不平路面下车辆的越野速度。

为解决上述难题,本文综合采用履带车辆底盘系统动力学建模、试验设计、近似模型目标寻优相结合的技术方法提出了不平路面条件下的车辆越野平均速度计算方法。该方法更真实地反映了实车振动,可以高效计算车辆通过不同不平路面的越野平均速度,为车辆机动性预测提供了有效的技术途径。

## 1 履带车辆多体动力学仿真建模

履带车辆在不平路面行驶时,车辆的颠簸程度是限制车辆速度提高的主导因素,最大越野速度通常由车辆的振动响应决定。为了准确反映履带车辆通过不平路面的振动特性,建立车辆底盘系统多刚体模型和随机路面数学模型,基于给定的振动响应评价指标,通过实车试验验证模型精度。

### 1.1 履带车辆底盘系统动力学模型

以某型高速履带车辆为例,建立底盘系统模型,将所有部件假设为刚体,同时忽略对车辆振动响应影响较小的因素。模型中上装、动力传动系统与车体作为集中质量合并为一个刚体;行动系统简化为主动轮、负重轮、托带轮、诱导轮、履带张紧机构、履带以及弹性阻尼元件等<sup>[5]</sup>。各部件之间通过旋转副、球副等运动副和接触力、弹簧阻尼力等进行约束,得到完整约束系统。

负重轮-履带-地面接触模型和悬挂系统模型是该实体模型反映车辆真实振动的关键部分,下面分别进行详细描述。

#### (1) 负重轮-履带-地面接触模型

如图1所示,履带与硬路面的相互作用可通过法向接触力 $F_z$ 和接触面上的滑动摩擦力 $F_x$ 、 $F_y$ 来描述,即

$$F_z = k_r \sigma_z - c_r \dot{\sigma}_z, F_x = F_y = \mu F_z \quad (1)$$

式中: $\sigma_z$ 为履带板相对地面的透穿深度, $k_r$ 、 $c_r$ 分别为接触刚度系数和接触阻尼系数, $\mu$ 为地面的摩擦系数。

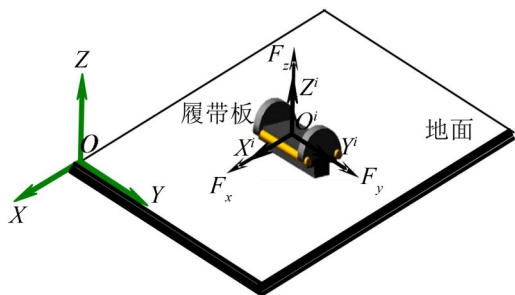


图1 履带板-地面相互作用

履带板与负重轮的相互作用力采用Hertz碰撞

理论来描述,数学表达式为

$$F_c = -k_w (q - q_0)^e - c_w \dot{q} \quad (2)$$

式中: $q$ 为计算接触力的广义变形, $q_0$ 为产生碰撞力的临界变形,用 $q - q_0$ 模拟接触变形的程度; $\dot{q}$ 为变形速度; $k_w$ 为负重轮等效碰撞刚度; $c_w$ 为碰撞过程中的最大阻尼系数; $e$ 为碰撞力非线性指数。

#### (2) 悬挂系统模型

该履带车辆的弹性元件采用扭杆弹簧和平衡肘式导向机构,将悬挂系统等效为绕平衡肘与车体铰接点的扭转弹性力元与阻尼力元。悬挂系统的作用扭矩 $T$ 可以表示为平衡肘与车体之间的相对旋转角 $\varphi$ 以及旋转角速度 $\dot{\varphi}$ 的函数,即

$$T = T_0 - k_s \varphi - c_s \dot{\varphi} \quad (3)$$

式中: $k_s$ 为扭杆弹簧等效扭转刚度; $c_s$ 为减振器等效阻尼系数; $T_0$ 为悬挂系统预扭矩。

采用基于欧拉四元广义坐标的多体系统动力学理论<sup>[6]</sup>,结合车辆设计参数,以ADAMS/ATV为软件平台建立履带车辆底盘系统动力学模型如图2所示。

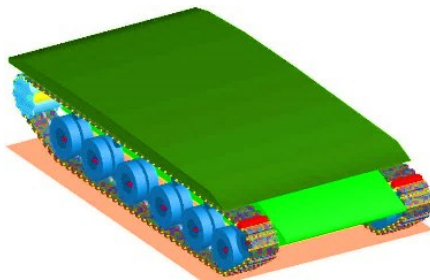


图2 履带车辆底盘系统动力学模型

### 1.2 随机不平路面数字化模型

路面不平度可以用来描述垂直方向上路面偏离基准线的高程,是制约车辆越野平均速度的最主要路面因素。路面不平度通常由路面不平度系数拟合的功率谱密度来评价<sup>[7]</sup>,国际标准中根据路面不平度系数将路面分为A级到H级共8级,表1为国内实测的四种路面的不平度系数(单位为 $\text{mm}^2/\text{m}^4$ )及所属路面等级。

表1 国内实测的4种路面

路面类型	路面不平度系数/ $(\text{mm}^2 \cdot \text{m})$	路面等级
较平坦公路	120.9	B
碎石路	1 107.9	D
搓板路	904.3	D
未铺装道路	68 143.4	G

路面仿真模型能否真实反映实际路面的相关特征将直接决定计算结果的可信性和准确性。根据已知的路面不平度系数,采用谐波叠加法编制数值模拟程序,拟合出相应的随机路面序列。以某碎石路

为例,利用MATLAB软件模拟得到空间不平度序列如图3所示。

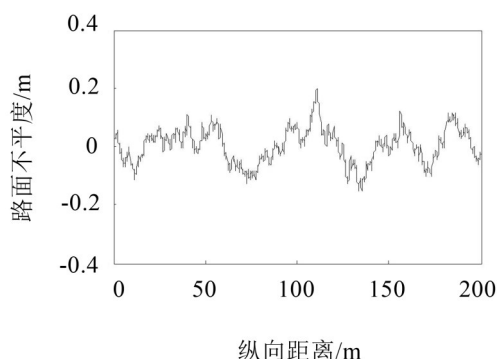


图3 碎石路不平度空间序列

采用三维等效容积法,将不平度序列编制成一系列空间三角形单元,按顺序连接生成单侧随机路面,设置摩擦系数模拟实际碎石路如图4所示。

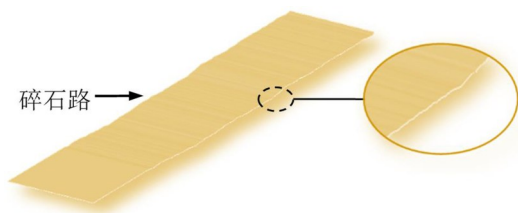


图4 碎石路仿真模型

### 1.3 越野行驶的振动响应指标

满足动力、传动性能的条件下,乘员和车体对履带车辆振动响应的承受极限决定了车辆在不平路面行驶的最大越野速度。履带车辆在不平路面上行驶时承受持续振动的时间较长,通常采用功率谱方法分析振动对乘员和车体造成的影响。根据履带车辆结构特性以及动力学模型的侧重点,从乘坐舒适性、人体承受极限、悬挂可靠性和乘员操纵性等4个方面<sup>[8]</sup>出发,总结出4种振动响应评价指标,利用其门限值判断车速是否达到最大。

#### (1) 乘坐舒适性

评价路面不平激励对乘坐舒适性造成的影响需要考虑车辆在各个方向上的振动响应。基于国际标准ISO2631的车辆平顺性评价方法,采用三轴向加权加速度均方根值的矢量和,即总加权加速度均方根值 $a_{rw}$ 作为评价指标,其计算方法如下:

在频域内对记录的加速度时间历程 $a(t)$ 进行频谱分析得到功率谱密度函数 $G_a(f)$ ,通过频率加权函数 $w(f)$ 计算加权加速度均方根值 $a_w$ ,计算公式如下

$$a_w = \left[ \int_1^{80} w^2(f) G_a(f) df \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

同时考虑乘员座椅处 $x$ 、 $y$ 、 $z$ 三轴向振动,得到总

加权加速度均方根值 $a_{rw}$ 为

$$a_{rw} = \left[ (1.4a_{xw})^2 + (1.4a_{yw})^2 + a_{zw}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

式中: $a_{xw}$ 、 $a_{yw}$ 、 $a_{zw}$ 分别为纵向、横向以及垂向加权加速度均方根值。

#### (2) 人体承受极限

吸收功率标准是美军用于评价高机动性履带车辆行驶过程中人体受到冲击振动的承受指标,乘员能正常工作的吸收功率极限为6 W。通过加速度响应计算吸收功率的方法为

$$P_v = \sum_{i=1}^n K_i a_i^2 \quad (6)$$

式中: $P_v$ 为平均吸收功率,单位为 $N \cdot m/s$ ;  $K_i$ 为第 $i$ 个频率时的频率吸收系数; $a_i$ 为第 $i$ 个频率时的振动加速度,单位为 $m/s^2$ 。

参考文献[9],吸收功率标准与国际标准提出的加权加速度均方根值之间有如下关系

$$P_v = 0.5591 a_{zw}^2 + 1.8265 a_{zw} - 0.29989 \quad (7)$$

故以驾驶员座椅垂向加权加速度均方根值 $a_{zw}$ 作为人体承受极限的评价指标。

#### (3) 悬挂可靠性

履带车辆高速行驶产生的剧烈振动冲击,对平衡肘等运动部件有严重不良影响。通常将车辆行驶过程中的悬挂动行程表示为负重轮与车体垂向位移差的均方根值,其表达式如下

$$Z_{rw} = \left[ \int_{0.5}^{80} G_{rw}(f) df \right]^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

式中: $G_{rw}(f)$ 为负重轮与车体相对位移的功率谱密度。

与其他负重轮相比,第一负重轮处冲击振动最剧烈,受到车体俯仰振动影响最大,因此采用第一负重轮动行程均方根值 $Z_{rw}$ 作为悬挂可靠性的评价指标。

#### (4) 乘员操纵效能

履带车辆关键设备处的振动会导致车长、炮长等乘员操纵效能下降,难以完成观瞄操作。影响操纵效能的振动主要发生在炮长座椅、操作台和瞄准镜等处,由模型简化可知这三处的振动是线性相关的,炮长座椅处三轴向振动即可体现另外两处的振动水平,因此以炮长座椅处总加权加速度均方根值 $a_{cw}$ 作为操纵效能的综合评价指标。

### 1.4 模型可信性验证

为验证建立的履带车辆动力学模型的可信性,在某碎石路进行实车直线行驶试验,如图5所示。

试验仪器主要包括NI数据采集系统、逆变器、UPS电源、传感器等。试验过程中,利用安装在主动轮外部车体支架上的光电传感器采集转速信号,利



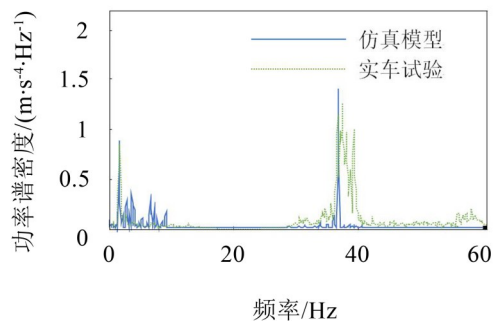


图5 试验仪器及试验道路

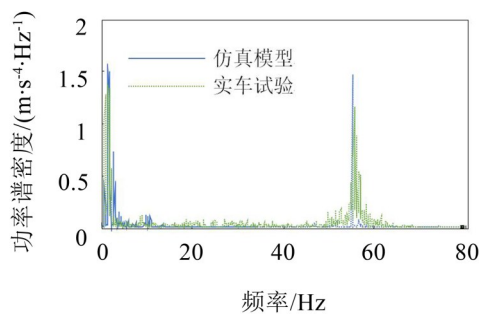
用安装在驾驶员座椅、炮长座椅底部的加速度传感器采集三向加速度信号,利用安装在第1负重轮轴和车体固定部位处的位移传感器采集位移信号。

试验人员分别选取3挡、4挡两个速度挡驾驶,通过采集得到的转速信号计算出车辆行驶的平均速度分别为,在仿真模型中加载相应路面,分别以对应速度进行仿真计算。

采用基于周期图法改进的Welch算法处理加速度信号,得到仿真模型与实车试验中驾驶员座椅处垂向加速度信号的功率谱密度曲线如图6所示。



(a) 3挡车速行驶工况



(b) 4挡车速行驶工况

图6 仿真与试验数据对比

表2 履带车辆系统振动响应评价指标对比

履带车辆系统振动响应评价指标	工况	仿真模型	实车试验	误差/(%)
驾驶员座椅总加权	3挡车速	0.649	0.724	10.36
加速度均方根值/(m·s <sup>-2</sup> )	4挡车速	0.910	0.101	9.38
驾驶员座椅垂向加权	3挡车速	0.408	0.430	5.12
加速度均方根值/(m·s <sup>-2</sup> )	4挡车速	0.605	0.671	9.84
第一负重轮行程	3挡车速	0.053	0.049	7.55
均方根值/m	4挡车速	0.086	0.078	9.30
炮长座椅总加权	3挡车速	0.713	0.687	3.65
加速度均方根值/(m·s <sup>-2</sup> )	4挡车速	0.867	0.892	2.80

图中数据显示,3挡工况实车低频部分车体垂向振动频率为1.787 Hz,仿真模型对应结果为1.758 Hz;3挡工况实车高频部分峰值频率为37.43 Hz,仿真模型对应结果为36.82 Hz。4挡工况实车低频部分车体俯仰振动频率为0.854 Hz,仿真模型对应结果为0.783 Hz;4挡工况低频部分车体垂向振动频率为1.648 Hz,仿真模型对应结果为1.660 Hz;4挡工况实车高频部分峰值频率为55.66 Hz,仿真模型对应结果为55.18 Hz。可以看出:仿真结果与试验测试结果的主要峰值频率十分接近,具有高度的一致性。

由于实车试验中速度呈现较大的扰动性,使得由履带板节距引起的激振频率不断变化,导致高频成分频带范围较宽,主频峰值低于仿真结果。为验证仿真模型能否较好地反映实车振动响应,分别利用测试数据和仿真数据按1.3节所述计算四种振动响应评价指标的值,对比结果见表2。

表中数据显示,仿真计算得到的系统振动响应量与试验结果相差不大,误差基本在10%以内。并且随着车速的提高,四种系统振动响应信号的均方根值随之增大。

通过上述仿真结果与实车测试数据的对比分析,表明所建履带车辆动力学模型能够比较全面准确的反映实车振动响应特性,给定的振动响应评价指标可以用于后续分析计算。

## 2 基于仿真模型的车辆越野速度计算

利用所建模型可以计算得到履带车辆以一定速度在已知路面不平度系数的随机路面行驶时产生的振动响应,振动响应评价指标之一是达到门限值时的车速即车辆在该路面行驶的最大越野速度。

为减少计算周期,避免反复迭代,更直观地体现振动响应与车速、路面不平度之间的关系,本文以路面不平度系数和车速为设计变量,以振动响应评价指标为输出响应,通过试验设计采集样本进行仿真计算,构建近似模型替代原有复杂多体模型。将评价指标的门限值作为约束条件,采用目标寻优方法计算车辆在不同路面下的最大越野速度。

### 2.1 试验设计

由于所建模型自由度数目多,仿真时间偏长,为了在满足精度的条件下减少计算次数,采用试验设计方法选取样本点。拉丁超立方设计<sup>[10]</sup>可以均匀抽取不同因子水平的样本点,能够以较少的点数有效填充样本空间,故选择拉丁超立方设计。

本文以路面不平度系数  $G_q(n)$  和车速  $v$  两个参数作为设计变量。根据 GJB4527-2002《军用越野汽车设计定型试验规程》选取与常用越野路面的等级范围对应的路面不平度系数  $G_q(n)$  样本空间为  $[1\ 024, 16\ 384](\text{mm}^2/\text{m}^{-1})$ ;由选定的某型高速履带车辆的动力及传动条件计算得到车速  $v$  的取值范围约为  $[0, 16](\text{m/s})$ 。

采用最优拉丁超立方设计在路面不平度系数  $G_q(n)$  和车速  $v$  的取值范围内选取 20 组样本点,其分布如图 7 所示。

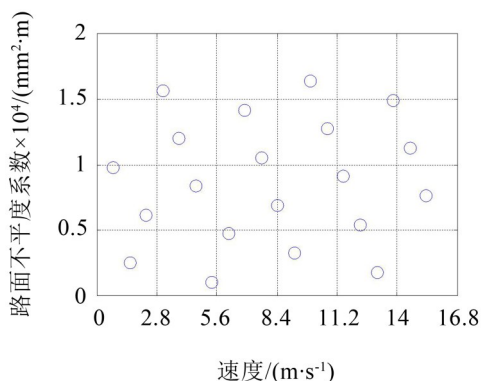


图7 最优拉丁超立方设计样本点

基于 20 组样本进行仿真计算得到不同路面与车速组合下的驾驶员座椅 3 轴向振动加速度、负重轮行程、炮长座椅 3 轴向振动加速度等 7 种输出响应,处理得到驾驶员座椅总加权加速度均方根值、驾驶员座椅垂向加权加速度均方根值、第一负重轮行程均方根值、炮长座椅总加权加速度均方根值(后

文用评价指标 1、2、3、4 代替)。

### 2.2 近似模型

工程上常用 2 阶多项式响应面模型<sup>[11]</sup>来拟合具有非线性关系的设计变量和响应值,表达式为

$$y_d = \alpha_0 + \sum_{i=1}^n \alpha_i x_i + \sum_{ij(i < j)} \alpha_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^n \alpha_{ii} x_i^2 \quad (9)$$

式中:  $y_d$  为响应值,  $x_i, x_j$  为设计变量,  $n$  为设计变量个数,  $\alpha_0, \alpha_i, \alpha_{ij}, \alpha_{ii}$  为多项式的系数。

以振动响应评价指标为输出响应,以车速、路面不平度系数为设计变量,建立多项式响应面模型如图 8 所示。

图上曲线表明:随着车速或者路面不平度的增加,车辆的振动响应越来越剧烈。

采用  $R^2$  检验法检验模型精度。表 3 为计算得到的复相关系数  $R^2$ ,该值代表了预测值与真实值的接近程度。可以看出:目标函数的复相关系数值均大于 0.9,满足精度要求。

表 3 多项式响应面精度检验

振动响应	评价指标 1	评价指标 2	评价指标 3	评价指标 4
$R^2$	0.985 8	0.967 1	0.954 7	0.980 0

### 2.3 输出响应的门限值

1.3 节总结了车辆越野行驶的四中振动响应评价指标,将它们的门限值作为限制车速的约束条件。其中:

(1) 当加权加速度均方根值  $a_{vw}$  超过  $1 \text{ m/s}^2$  时,乘员会感受到不适,因此车辆越野过程的乘员舒适性指标为  $a_{vw} \leq 1 \text{ m/s}^2$ ;

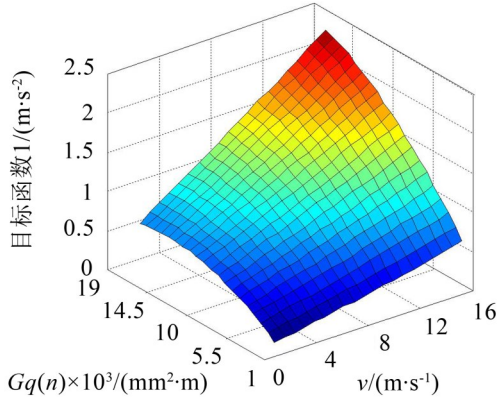
(2) 根据经验公式取吸收功率为  $6 \text{ W}$  时,对应垂向加权加速度均方根值  $a_{zw}$  的门限值为  $0.69 \text{ m/s}^2$ ;

(3) 根据车辆的设计动行程  $[f_d]$ ,实际行驶过程为避免出现“悬挂击穿”,应满足第一负重轮行程均方根值的门限值为  $Z_{rw} \leq [f_d]/3 = 0.12 \text{ m}$ ;

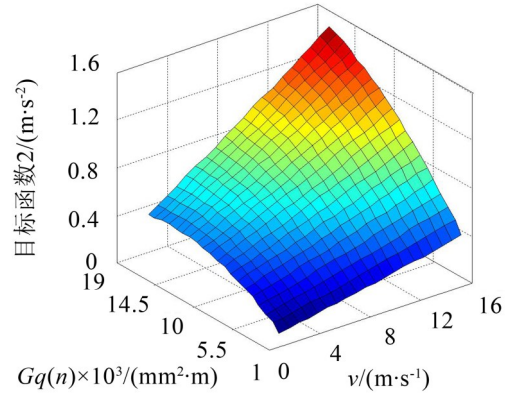
(4) 根据某新型坦克的多次振动试验结果表明,总的加权加速度均方根值达到  $0.75 \text{ m/s}^2$  时,车炮长就难以完成观瞄操作,故乘员操纵效能评价指标的门限值为  $a_{cw} \leq 0.75 \text{ m/s}^2$ 。

### 2.4 最大越野速度计算

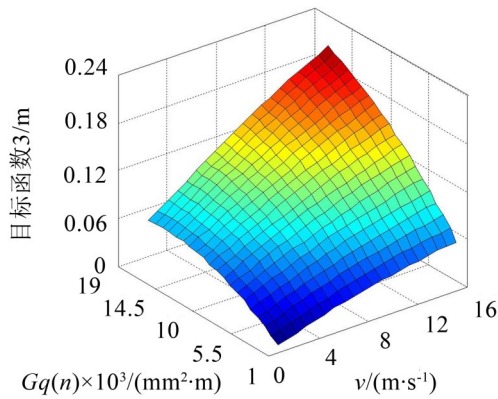
求解最大越野速度的计算过程可以简化为隐式约束优化问题:以路面不平度系数  $G_q(n)$  为变量,以振动响应量为约束,求解目标函数车速  $v$  的全局最优解。结合振动响应评价指标门限值,利用构造的近似模型求解最大越野速度的表达式为



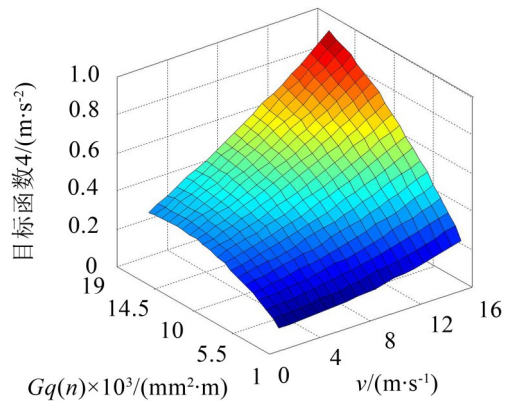
(a) 评价指标1



(b) 评价指标2



(c) 评价指标3



(d) 评价指标4

图8 振动响应-车速-路面不平度近似模型

$$\begin{aligned}
 & \text{Maximum } v_i(f), \\
 & \text{Subject to } y_{d1}[v, G_q(n)] \leq 1.2, \\
 & \quad y_{d2}[v, G_q(n)] \leq 0.69, \\
 & \quad y_{d3}[v, G_q(n)] \leq 0.12, \\
 & \quad y_{d4}[v, G_q(n)] \leq 0.75, \\
 & \quad G_q(n)^{(L)} < G_q(n) < G_q(n)^{(U)},
 \end{aligned} \quad (10)$$

式中:  $y_{d1}$ 、 $y_{d2}$ 、 $y_{d3}$ 、 $y_{d4}$  为系统振动响应评价指标,  $\alpha_{0i}$  等为多项式系数,  $G_q(n)^{(U)}$ 、 $G_q(n)^{(L)}$  为路面不平度上下限。

计算得到一定范围内车辆在不同路面不平度道路行驶的最大越野速度绘制曲线如图9所示,可以看出:随着路面不平度系数的增加,最大越野速度显著降低而后趋于平稳,符合一般规律。

## 2.5 不平路面越野平均速度预测

履带车辆越野行驶过程中路面条件十分复杂,很难用单一路面来描述,只能采用统计分析的方法对实际道路的路面谱进行等效处理,按照一定分配比例将实际道路划分为各等级的标准路面谱。

根据不同标准路面谱对应的最大越野速度,结合行驶里程的分配比例,计算总的越野平均速度。

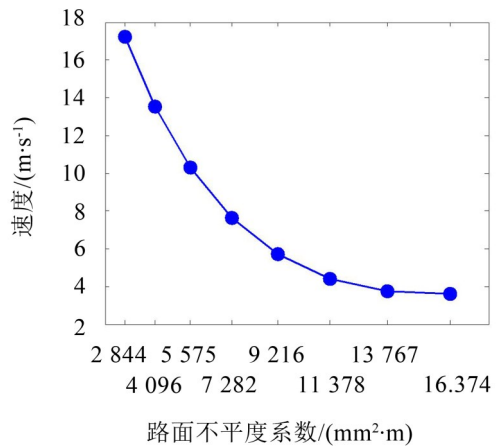


图9 车速随路面不平度变化曲线

以某试验场综合路面为例,表4给出了该场地的不同种类路面的等效路面谱信息和利用上述方法计算得到的最大越野速度。

根据三段不平路面的等效不平度系数计算得到最大越野速度分别为  $v_1$ 、 $v_2$ 、 $v_3$ , 车辆在不同路段的行驶里程分别为  $s_1$ 、 $s_2$ 、 $s_3$ , 则总的越野平均速度为

$$\bar{v}_q = \frac{s_1 + s_2 + s_3}{\frac{s_1}{v_1} + \frac{s_2}{v_2} + \frac{s_3}{v_3}} = 11.05 \text{ m/s} \quad (11)$$



表4 等效路面的最大越野速度

路面类型	等效不平度 系数/(mm <sup>2</sup> ·m)	行驶 里程/km	比例/ (%)	最大越野 速度/(m·s <sup>-1</sup> )
高速跑道	2 844	1.2	30	14.26
砂石路	4 096	1.2	30	12.01
起伏土路	9 216	1.6	40	4.52

### 3 结 语

综合运用仿真建模、试验设计、近似建模、目标寻优等技术方法,给出了求解履带车辆在不同路面下越野平均车速的新思路,结论如下:

(1) 建立了履带车辆底盘系统多刚体模型和随机路面数字化模型,从乘坐舒适性、人体承受极限、悬挂可靠性和乘员操纵性等方面总结了振动响应评价指标,仿真结果与实车试验的对比验证了模型的可靠性。

(2) 依托所建多体动力学仿真模型,结合试验设计方法进行仿真计算,构建了路面不平度系数与车速这两个设计变量与振动响应之间的近似模型,拟合了路面不平度系数与车速间的数学关系,提出了车辆不平路面越野平均速度计算方法。该方法可以快速预测车辆在不平路面的越野平均速度,为机动性研究提供了积极的量化分析途径。

### 参考文献:

- [1] 赵祥君,万克华,于坤炎,等. 战术车辆战术技术指标重要度研究[J]. **军事交通学院学报**,2009,11(3):63-66.
- [2] 姚明,何建清,何仁,等. 越野汽车机动性评价中车速的确定[J]. **汽车工程**,2012,34(10):885-888.
- [3] 张景骞,焦洁,李新. DVENET中坦克装甲车辆机动性仿真的研究[J]. **系统仿真学报**,2000,12(4):315-318.
- [4] 王克运,史力晨,张芳,等. 军用履带车辆越野平均速度预测模型研究[J]. **兵工学报**,2010,31(3):273-278.
- [5] 王钦龙,王红岩,芮强. 基于多目标遗传算法的高速履带车辆动力学模型参数修正[J]. **兵工学报**,2016,37(6):969-978.
- [6] 武云鹏,顾亮,管继富. 基于ATV的履带车辆悬挂系统仿真[J]. **计算机仿真**,2011,28(4):363-366.
- [7] 王红岩,王钦龙,芮强,等. 车辆行驶路面的数字化建模方法研究[J]. **兵工学报**,2016,37(7):1153-1160.
- [8] 丁法乾. 履带式车辆悬挂系统动力学[M]. 北京:国防工业出版社,2004,1:67-81.
- [9] 韩愈,孟广伟,黄朝胜,等. 越野车辆机动性研究[J]. **振动与冲击**,2015,34(2):96-100.
- [10] 李善乐,王红岩,芮强,等. 履带车辆转向过程载荷的统计分析[J]. **装甲兵工程学院学报**,2015(4):40-45.
- [11] RUI Q, OUYANG H, WANG H Y. An efficient statistically equivalent reduced method on stochastic model updating[J]. **Applied Mathematical Modelling**, 2013, 37(8): 6079-6096.

(上接第59页)

### 5 结 语

基于实验和仿真研究,本文提出了调整气门弹簧节距的方法,找到合适的偏差值以提高生产质量。其中,有限单元分析法用来确定弹簧整体的偏差预设值。正、负偏差条件下分别计算节距和弹簧整体自由长度的关系。在预设整体偏差条件下,这些规则可以运用于每个节距的调整,从而提高生产质量。建立标准CAE模型和正、负偏差的范围。结果表明:

(1) 最大米塞斯应力和剪应力随着自由长度偏差量的增大而增大,气门弹簧1阶模态相对于标准模型的1阶模态变化可以忽略。

(2) 与标准弹簧模型相比,弹簧整体长度正偏差量不能超过2.5 mm,设置的所有负偏差量都满足要求。因此,在弹簧制造生产过程中预设2.0 mm的偏差量是符合质量要求的。以后可以进一步实验,对不同规格的弹簧进行研究,得到弹簧自由长度和许用超差量的关系,可以更快地得到不同弹簧在

制造过程中可控制的超差量,以达到提高生产质量的目的。

### 参考文献:

- [1] 曾鹤龄,相华. 发动机气门弹簧断裂问题分析[J]. **装备制造技术**,2010(11):137-138.
- [2] 张英会,刘辉航,王德成. 弹簧手册[M]. 北京:机械工业出版社,2008.
- [3] 韩雅静,王哲人,王慧. 汽车发动机气门弹簧断裂分析[J]. **金属热处理**,2001(9):47-48.
- [4] 秦大同,谢里阳. 现代机械设计手册:弹簧设计[M]. 北京:化学工业出版社,2013:21-33.
- [5] 杨辉,吴启梁. 气门弹簧断裂的影响因素及原因分析[J]. **内燃机**,2010(2):37-40.
- [6] 徐芝纶. 弹性力学[M]. 北京:高等教育出版社,2006:10-20.
- [7] 刘晶波,杜立修. 结构动力学[M]. 北京:机械工业出版社,2005:38-41.
- [8] 杨伟明. 气门弹簧共振断裂的预防[J]. **机械工业标准化与质量**,2008,(10):42-44.