

车载武器在后坐力冲击作用下的振动响应

战仁军¹, 商保利², 商鹏¹, 张洪彪², 吴虎胜¹

(1. 武警工程大学 装备工程学院, 陕西 西安 710086;
2. 武警工程大学 研究生管理大队, 陕西 西安 710086)

摘要: 为了提高车载武器的射击精度和稳定性,基于振动动力学理论,构建武警无人战车车体的四自由度动力学模型,得到系统的固有频率及主振型.对后坐力冲击函数进行简化处理,最终得到系统在后坐力冲击作用下的响应函数.分析结果表明:在后坐力冲击作用下,车体的俯仰角最大值在 3°左右,衰减周期为 0.5 s,前轮的振幅比后轮的振幅稍大.

关键词: 后坐力冲击; 车载武器; 射击稳定性; 四自由度

中图分类号: TJ 81 **文献标志码:** A

车载武器是以装甲车辆为运输载体的武器,一般包括坦克炮、自行火炮、车载炮、车载机枪等,车载武器系统的射击精度与其自身的结构动态特性密切相关.研究车载武器的发射动力学、振动特性及动力响应是一项重要内容.不仅可以得到系统的固有振动特性,也可以求出后坐阻力、炮膛合力、炮口扰动及武器主要部件在发射过程中的运动和受力变化规律^[1-2].本文以武警最新无人战车车载多管防暴弹发射器为研究对象,构建车体四自由度振动模型,探究车载武器振动动力学研究方法.

1 车体系统的四自由度动力学模型

无人战车系统主要由轮毂电机、独立悬架、车架、车壳及车上装载的武器构成.战车采用轮毂电机为驱动,减小了由于发动机振动带来的影响.与此同时,由于轮毂电机的质量较大,增加了非簧载的质量,势必会导致车的动力性能发生变化.车体的动力学特性主要与 4 个独立悬架和轮胎的特性有关,因此,根据振动动力学理论对车体系统进行必要的简化,建立车体系统的四自由度振动模型.

车体四自由度振动模型,如图 1 所示.基于拉格朗日法^[3],系统的运动微分方程可表达为

$$M\ddot{Y} + C\dot{Y} + KY = 0.$$

式中:质量矩阵 M 为对角阵;阻尼矩阵 C 与刚度矩阵 K 为实对称阵; Y 为坐标向量.即

$$M = \begin{bmatrix} m_v & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_v & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_b \\ 0 & 0 & 0 & m_f \end{bmatrix},$$
$$Y = [y_v \quad \theta_v \quad y_b \quad y_f]^T,$$

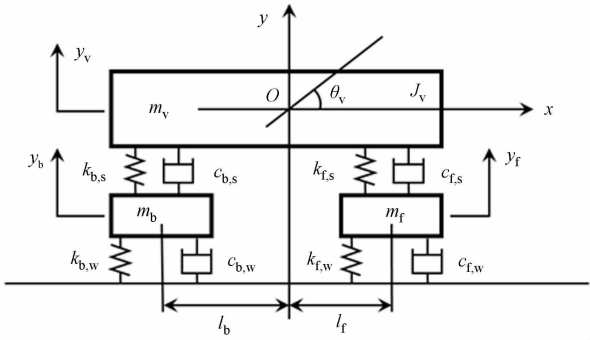


图 1 汽车四自由度振动系统模型
Fig. 1 Four degrees of freedom vibration system model of the vehicle

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{f,s} + c_{b,s} & c_{f,s}l_f - c_{b,s}l_b & -c_{f,s} & -c_{b,s} \\ c_{f,s}l_f - c_{b,s}l_b & c_{f,s}l_f^2 + c_{b,s}l_b^2 & -c_{f,s}l_f & -c_{b,s}l_b \\ -c_{f,s} & -c_{f,s}l_f & c_{f,w} + c_{f,s} & 0 \\ -c_{b,s} & -c_{b,s}l_b & 0 & c_{b,w} + c_{b,s} \end{bmatrix},$$
$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{f,s} + k_{b,s} & k_{f,s}l_f - k_{b,s}l_b & -k_{f,s} & -k_{b,s} \\ k_{f,s}l_f - k_{b,s}l_b & k_{f,s}l_f^2 + k_{b,s}l_b^2 & -k_{f,s}l_f & -k_{b,s}l_b \\ -k_{f,s} & -k_{f,s}l_f & k_{f,w} + k_{f,s} & 0 \\ -k_{b,s} & -k_{b,s}l_b & 0 & k_{b,w} + k_{b,s} \end{bmatrix}.$$

式中: m 代表质量; J 代表车体绕质心的转动惯量; k 代表刚度; c 代表阻尼;坐标 x 为水平方向坐标; y 为竖直方向坐标; θ 为车体绕质心 O 旋转方向坐标; l 为车轮中心距质心 O 的水平距离;下标 v,s,w,f,b 分别代表车体、悬架、车轮、前悬架(轮胎)、后悬架(轮胎)。

2 数学模型

2.1 系统固有频率及主振型

由于阻尼不会影响系统的固有频率,在求解固有频率的时候,可以忽略阻尼,把系统看成一个保守系统^[4],即阻尼矩阵 $\mathbf{C} = 0$ 。为求解四自由度系统的 4 阶固有频率,设系统的固有频率的平方为系统特征矩阵的特征值。系统的特征矩阵可表示为

$$\mathbf{A} = \mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}.$$

令特征矩阵的行列式为 0,则

$$\begin{bmatrix} k_{f,s} + k_{b,s}\omega^2 m_v & k_{f,s}l_f - k_{b,s}l_b & -k_{f,s} & -k_{b,s} \\ k_{f,s}l_f - k_{b,s}l_b & k_{f,s}l_f^2 + k_{b,s}l_b^2 - \omega^2 J_v & -k_{f,s}l_f & -k_{b,s}l_b \\ -k_{f,s} & -k_{f,s}l_f & k_{f,w} + k_{f,s} - \omega^2 m_f & 0 \\ -k_{b,s} & -k_{b,s}l_b & 0 & k_{b,w} + k_{b,s} - \omega^2 m_b \end{bmatrix} = 0.$$

上式中:车体质量为 500 kg;转动惯量为 450.52 kg · m²;前后轮的质量为 30 kg;前后悬架刚度为 31 kN · m⁻¹;前后轮胎刚度为 364 kN · m⁻¹;前、后轮距质心距离为 1.6,1.4 m。系统的 4 阶固有频率为 $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ 分别是 10.68,16.92,114.75,114.90 rad · s⁻¹。

设系统的主振型为

$$\mathbf{Y} = \begin{bmatrix} y_v \\ \theta_v \\ y_f \\ y_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_{e,1} \\ \phi_{e,2} \\ \phi_{e,3} \\ \phi_{e,4} \end{bmatrix} \sin(\omega_t + \varphi).$$

当 $\omega_1 = 10.68 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,求解

$$\mathbf{A}\mathbf{Y} = [\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}] = [\phi_{e,1} \quad \phi_{e,2} \quad \phi_{e,3} \quad \phi_{e,4}]^T \sin(\omega_t + \varphi) = 0.$$

第一个主振型为 $\phi_1 = [6.12 \quad 0.36 \quad 0.52 \quad 1]^T$ 。

当 $\omega_2 = 16.92, \omega_3 = 114.75, \omega_4 = 114.90 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,余下 3 个主振型分别为

$$\begin{aligned} \phi_2 &= [-0.13 \quad 9 \quad 1.14 \quad 1]^T, \\ \phi_3 &= [-1.5 \quad 1 \quad -3 \quad 153 \quad 3 \quad 469]^T, \\ \phi_4 &= [1 \quad -1.6 \quad 47.5 \quad 163]^T. \end{aligned}$$

车体系统的振型图,如图 2 所示。图 2 中:横坐标的 4 个自由度分别代表车体垂直振动、车体俯仰运动、前轮垂直振动和后轮垂直振动;位移数值仅代表各形变的比例关系(η),并非真实形变量。由图 2 可知:一阶振型为车体正向刚体平动(1 点);二阶振动

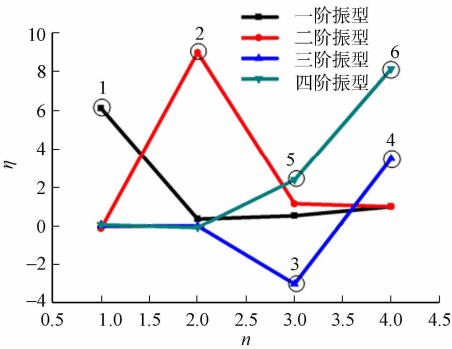


图 2 车体四自由度模型振型图
Fig. 2 Four degrees of freedom vibration mode of the vehicle

为车体逆时针转动(2 点);三阶振型为车轮正向刚体平动(3,4 点);四阶振型为车轮反向刚体平动(5,6 点).二阶振动时车体产生的转动最为明显,对防暴弹发射精度的影响最大.因此,在发射时要避开二阶固有频率,避免共振的产生.

2.2 动力耦合微分方程的解耦

刚度矩阵 K 为非对角阵,故原始坐标下的微分方程为非线性方程组,存在动力耦合(弹性耦合),不利于方程组的求解.为了方便求解,利用主振型的性质,把质量矩阵 \boldsymbol{M} 和刚度矩阵 \boldsymbol{K} 化成对角形式,实现运动微分方程的解耦.系统的振型矩阵为

$$\boldsymbol{\Phi} = [\boldsymbol{\phi}_1 \quad \boldsymbol{\phi}_2 \quad \boldsymbol{\phi}_3 \quad \boldsymbol{\phi}_4] = \begin{bmatrix} 6.12 & -0.13 & -1.50 & 1.00 \\ 0.36 & 8.99 & 1.00 & -1.60 \\ 0.52 & 1.14 & -3\ 152.75 & 47.50 \\ 1.00 & 1.00 & 3\ 469.51 & 163.00 \end{bmatrix}.$$

利用振型矩阵对原方程进行惯性解耦,可以得到主坐标系对应下的主质量 \boldsymbol{M}_p ,即

$$\boldsymbol{M}_p = \boldsymbol{\Phi}^T \boldsymbol{M} \boldsymbol{\Phi} = \text{diag}(M_{p,1}, M_{p,2}, M_{p,3}, M_{p,4}) = \begin{bmatrix} 18\ 826.69 & & & \\ & 36\ 480.42 & & \\ & & 659\ 321\ 541.40 & \\ & & & 866\ 410.00 \end{bmatrix}.$$

因而,可求解正则振型为 $\phi_i = \frac{1}{\sqrt{M_{p,i}}} \boldsymbol{\phi}_i$, 正则矩阵为 $\boldsymbol{\Psi} = \begin{bmatrix} 446 & -7 & -0.58 & 11 \\ 26 & 471 & 0.39 & -18 \\ 38 & 60 & -1\ 228.00 & 510 \\ 73 & 52 & 151.00 & 1\ 750 \end{bmatrix} \times 10^{-4}.$

根据正则振型矩阵的性质 $\boldsymbol{\Psi}^T \boldsymbol{M} \boldsymbol{\Psi} = \boldsymbol{I}, \boldsymbol{\Psi}^T \boldsymbol{K} \boldsymbol{\Psi} = \boldsymbol{\Lambda} = \text{diag}(\omega_i^2)$, 可将质量阵 \boldsymbol{M} 化为单位阵,将刚度阵 \boldsymbol{K} 化为实对角阵.设 $\boldsymbol{Y} = \boldsymbol{\Psi} \boldsymbol{\xi}$, 其中, $\boldsymbol{\xi}$ 为正则坐标.故原坐标下自由振动的微分方程可表示为

$$\boldsymbol{\Psi}^T \boldsymbol{M} \boldsymbol{\Psi} \ddot{\boldsymbol{\xi}} + \boldsymbol{\Psi}^T \boldsymbol{K} \boldsymbol{\Psi} \dot{\boldsymbol{\xi}} = \mathbf{0}.$$

根据正则振型矩阵的性质,进一步化简为线性方程组 $\ddot{\boldsymbol{\xi}} + \omega^2 \boldsymbol{\xi} = \mathbf{0}$, 这样就把原来的运动微分方程化成了正则坐标下的最简形式,实现了系统解耦^[5].

3 后坐力的数学表达

防暴弹发射后的后坐力冲击作用时间很短,可以简化为三角波形式,如图 3 所示.简化后的后坐力冲击函数可表示为

$$F(t) = \begin{cases} 0, & t > t_0, \\ F_0(1 - t/t_0), & 0 \leq t \leq t_0. \end{cases}$$

为了方便求解系统的响应,需要把后坐力冲击函数进行傅里叶展开,变成三角级数的形式.由于冲击力函数是非周期函数,故将其进行偶延拓.对于周期为 $2l$ 的周期函数满足收敛定理的条件,则它的傅里叶级数展开式为

$$F(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos \frac{n\pi t}{l}.$$

根据 Gibbs 现象^[6-7],冲击函数用 3 个简谐函数就可以得到很好的近似,故冲击函数可表示为

$$F(t) = \frac{F_0}{2} + \frac{4F_0}{\pi^2} \cos \frac{\pi t}{t_0} + \frac{4F_0}{9\pi^2} \cos \frac{3\pi t}{t_0}.$$

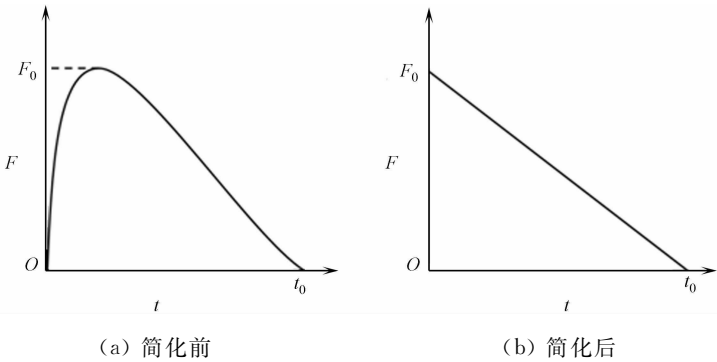


图 3 后坐力冲击力示意图

Fig. 3 Schematic diagram of recoil shock force

4 后坐力冲击作用下的系统响应

4.1 车体系统响应

为求解系统受冲击时的瞬态响应,可将方程改写为

$$M\ddot{Y} + C\dot{Y} + KY = F.$$

轮胎的胎压为 0.23 MPa 时,得阻尼系数 $c_{f,w} = c_{b,w} = 1.5 \text{ MN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$, $c_{f,s} = c_{b,s} = 2.8 \text{ MN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$. 因此有

$$C = \begin{bmatrix} 5\,568.00 & 556.80 & -2\,784.00 & -2\,784.00 \\ 556.80 & 12\,583.68 & -4\,454.40 & -3\,897.60 \\ -2\,784.00 & -4\,454.40 & 4\,281.80 & 0 \\ -2\,784.00 & -3\,897.60 & 0 & 4\,281.80 \end{bmatrix}.$$

为求解正则坐标使方程解耦,可做如下坐标变换^[8-10],即

$$\Psi^T M \Psi \Psi^{-1} \dot{Y} + \Psi^T C \Psi \Psi^{-1} \dot{Y} + \Psi^T K \Psi \Psi^{-1} Y = \Psi^T F I \ddot{\xi} + C_N \dot{\xi} + \omega_i^2 \xi = \Psi^T F.$$

设 $\Psi^T F = F_0 \alpha + F_0 \cos(\frac{\pi t}{t_0}) \beta + F_0 \cos(\frac{3\pi t}{t_0}) \gamma$, 通过求解微分方程,可以得到系统在正则坐标下的响应,即

$$\begin{aligned} \xi_1 &= 0.13 \cdot \exp(-4.3x) \sin(9.8x) - 0.21 \cdot \exp(-4.3x) \cos(9.8x) - 2.2x + 0.2, \\ \xi_2 &= -0.3 \cdot \exp(-11.9x) \sin(12x) - 0.3 \cdot \exp(-11.9x) \cos(12x) - 15.8x + 1.6, \\ \xi_3 &= 0.007\,2 \cdot \exp(-65.9x) \sin(94x) - 0.01 \cdot \exp(-65.9x) \cos(94x) - 0.3x, \\ \xi_4 &= 1.0 \times 10^{-4} \cdot \exp(-66.4x) \sin(93.8x) + 3x \times 10^{-4} \cdot \exp(-66.4x) \cos(93.8x) + 0.013x. \end{aligned}$$

因此,原始坐标下的振动响应便可以用正则坐标下的响应来线性表达.

4.2 结果分析

车体的垂直振动和俯仰振动情况,如图 4,5 所示. 前轮和后轮的振动情况,如图 6,7 所示.

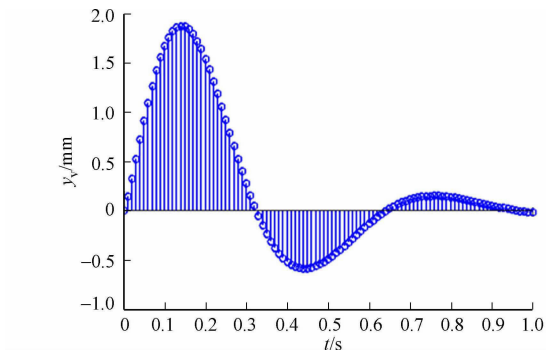


图 4 车体垂直振动响应

Fig. 4 Vertical vibration response of the vehicle

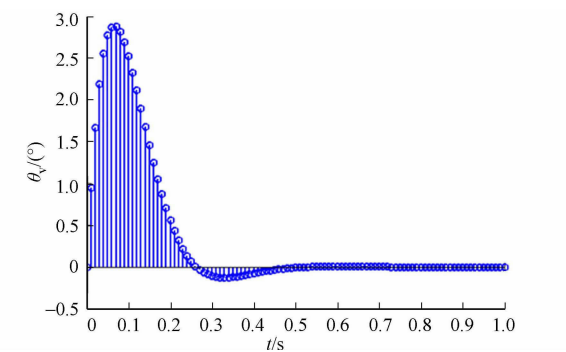


图 5 车体俯仰振动响应

Fig. 5 Pitching vibration response of the vehicle

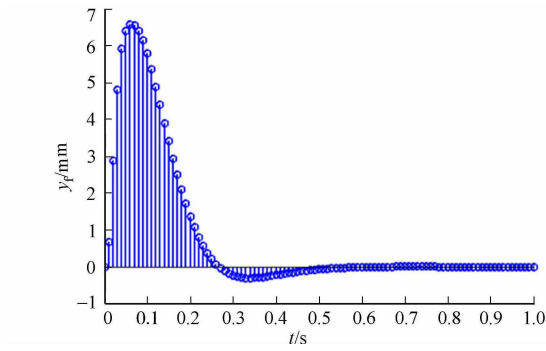


图 6 前轮振动响应

Fig. 6 Vibration response of front wheel

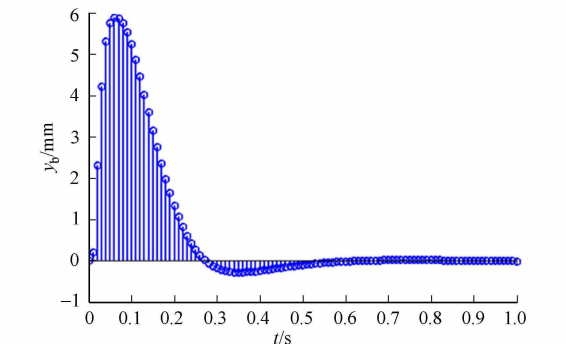


图 7 后轮振动响应

Fig. 7 Vibration response of back wheel

由图 4 可知:车体的垂直振幅在 2 mm 左右,在 1 s 时衰减为 0.

由图 5 可知:车体的仰角最大在 0.1 s 时达到最大,最大值在 3°左右;在 0.5 s 以后衰减为 0. 因此,

车载武器发射的周期应该大于车体俯仰振动的周期(0.5 s).

由图 6,7 可知:前后轮的振动响应情况基本一致,衰减周期与车体俯仰振动相似. 由于前轴距车质心的距离比后轴稍大,前轮的振幅也比后轮的振幅稍大.

5 结论

利用振动力学理论,建立了无人战车四自由度的振动模型,通过求解运动微分方程,得到了各自由度在后坐力冲击作用下的振动响应关系.

1) 求解了系统的四阶固有频率和主振型,其中,二阶固有频率对车体转动的影响最大,由于发射模式或者路面不平所带来的外力激励的频率要尽量避开这四阶固有频率,避免由于共振所带来的机械损坏以及对射击精度的影响.

2) 受到爆炸冲击作用后,得到车体的振动响应情况的解析解,由此可以分析爆炸冲击对武器射击精度所带来的影响,为防暴弹发射器发射模式的选择提供了依据.

3) 防暴弹在发射后,由于后坐力引起车体的转动上下幅度之差在 3°左右. 对射击精度的影响还是比较大的,有必要采取措施来控制车体的振动,实现武器更精确、更稳定的打击.

参考文献:

[1] 毛保全,张金忠,杨志良,等. 车载武器发射动力学[M]. 北京:国防工业出版社,2010:2-3.
[2] 王良曦,王红岩. 车辆动力学[M]. 北京:国防工业出版社,2008:176-177.
[3] SOUKUP J,SKOČILAS J,SKOČILASOVÁ B. Vertical vibration of the vehicle model with higher degree of freedom [J]. Procedia Engineering,2014,96:435-443.
[4] WILLIAM T T,DAHLEH M D. Theory of vibration with application[M]. 5th ed, Englewood Cliff;Prentice Hall, 1997:256-257.
[5] 全顺喜,王平,赵才有. 车辆多体系统振动方程建立探讨[J]. 振动与冲击,2013,32(11):173-177.
[6] DONEVSKI D V. Methodology for the selection of weapons mounted on light terrain wheeled vehicles[J]. Vojnotehnicki glasnik,2011,59(2):29-40.
[7] SINGIRESU S R. 机械振动[M]. 4 版. 李欣业,译. 北京:清华大学出版社,2009:36-37.
[8] 李小亮. 虚拟激励法下汽车行驶平顺性振动仿真分析[D]. 武汉:武汉理工大学,2011:31-33.
[9] 丁玉庆. 汽车振动系统的简化及数学模型的建立[J]. 南京理工大学学报:自然科学版,2001,25(4):391-394.
[10] 李峻岩,万亦强,赵旗,等. 路面脉冲输入下车用汽车振动性能仿真[J]. 中国科技论文在线,2011,6(11):858-862.

Vibration Response of Vehicle-Mounted Weapons Under Recoil Shock

ZHAN Ren-jun¹, SHANG Bao-li², SHANG Peng¹,
ZHANG Hong-biao², WU Hu-sheng¹

(1. Equipment Engineering College, Engineering University of Chinese Armed Police Force, Xi'an 710086, China;
2. Graduate Students Group, Engineering University of Chinese Armed Police Force, Xi'an 710086, China)

Abstract: In order to improve the firing accuracy and stability of vehicle-mounted weapons, the paper takes armed police unmanned combat vehicle as the case, builds the four-DOF dynamic model based on the vibration mechanics theory, gains inherent frequency and principal vibration mode of the system. Then the recoil impulse function is simplified and the response function of the system under the impact of recoil is obtained in the end. Analysis results show: The maximum pitching angle is about 3 degrees under impact of recoil; the decay period is about 0.5 second. The amplitude of the front wheel is slightly larger than the rear one.

Keywords: recoil shock; vehicle-mounted weapons; firing stability; four degrees of freedom

(责任编辑: 陈志贤 英文审校: 杨建红)