

掘进机电控箱减振系统建模及参数匹配分析*

王 军¹, 孙大刚¹, 张武鹏¹, 燕碧娟¹, 张 弘²

(1. 太原科技大学机械工程学院 太原, 030024)

(2. 晋城金鼎天地煤机装备有限责任公司 晋城, 048001)

摘要 掘进机作业工况恶劣, 机体振动易导致机载振动敏感部件电控箱内电气元件失灵, 进而影响电控箱的可靠性。为研究电控箱的振动特性, 建立了掘进机电控箱阻尼缓冲模型, 以电控箱的垂向加速度和俯仰角加速度作为评价指标, 对电控箱减振器的刚度系数和阻尼系数进行了参数匹配分析, 综合考虑参数间的相互影响, 确定了电控箱减振器的最佳匹配参数。匹配后的电控箱垂向振动加速度均方根和俯仰角加速度均方根与原减振器相比分别减小了 16.05%, 9.45%。该研究对掘进机电控箱减振器结构改进以及动态特性分析具有参考价值。

关键词 掘进机; 电控箱; 减振系统; 阻尼

中图分类号 TH113.1; TD421

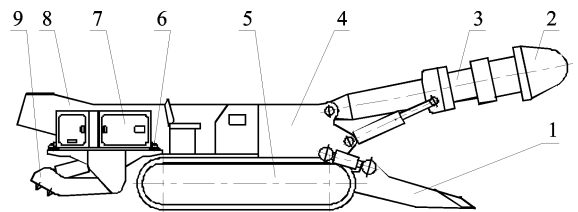
引 言

掘进机在截割岩壁时会受到强烈的振动与冲击, 极易引起电控箱内部电气元件(如 PLC 控制器、电压保护器等)、接线端子和电路板焊接点等重要部件产生破坏失效, 造成掘进机断电停机。因此, 减小掘进机机体振动向电控箱的传递, 提高箱内电气元件的控制可靠性和对振动环境的适应性^[1-4]。黄民等^[5]对掘进机进行了整机振动试验, 掌握了其振动分布规律和频率特征; 李晓豁等^[6]介绍了纵轴式掘进机的设计理论, 并深入研究了掘进机的动力学特性。赵丽娟等^[7]建立了纵轴式掘进机的刚柔耦合模型, 在掌握其主要模态参数的基础上, 发现增加系统阻尼能有效地减小掘进机的振动。蒲志新等^[8]建立了掘进机的多刚体动力学模型, 研究了其主要部件质量、刚度和阻尼等参数变化对掘进机振动的影响。陶晓等^[9]分析了掘进机电控箱振动的分布情况和优势频率, 并将钢丝绳减振器应用于电控箱减振。赵子龙等^[10]基于刚体多自由度理论计算了电控箱减振系统的传递特性, 并提出了电控箱两级减振的设想。赵江涛^[11]等将 STABIFIX 隔振器用于掘进机电控箱的隔振, 并通过截割人工岩壁试验进行减振效果验证, 该隔振器在垂直方向有较好的减振效果, 但水平方向的减振效果不明显。

国内学者对掘进机电控箱的减振研究, 大多数通过分析其人工岩壁试验数据来预测电控箱的振动特性, 或者采用 Pro/E、ADAMS 等软件进行动力学方面的分析, 而有关电控箱阻尼减振及其参数研究的报道很少^[12-13]。笔者以纵轴式悬臂掘进机为研究对象, 对其电控箱阻尼缓冲系统进行建模及进行参数特性研究, 为研制电控箱用高性能阻尼缓冲装置提供参考。

1 阻尼缓冲模型的建立

掘进机是通过截割头的旋转、悬臂的上下摆动、回转台的左右摆动以及行走机构的前进(或顶推液压缸的推进)来完成当前工作面的截割(图 1)。通过减振器将电控箱联接在机体尾部, 可以减少机体振动向电控箱传递。



1-铲运机构; 2-截割头; 3-悬臂; 4-机体; 5-行走机构; 6-减振器; 7-电控箱; 8-运载机构; 9-后支腿

图 1 掘进机整机简图

Fig. 1 Diagram of roadheader

* 山西晋城市科技计划资助项目(201501004-11); 国家青年科学基金资助项目(51405323)

收稿日期: 2016-05-27; 修回日期: 2016-08-20

1.1 力学模型的建立

掘进机是一个复杂的多自由度振动系统,为了研究方便,根据其结构和实际工作状态作如下假设:
a. 掘进机关于其纵向面对称;b. 截割头载荷是主要振动源,且截割时行走机构并不移动,故不考虑地面不平度引起的激励。经合理简化得到掘进机电控箱的阻尼缓冲动力学模型,如图 2 所示。

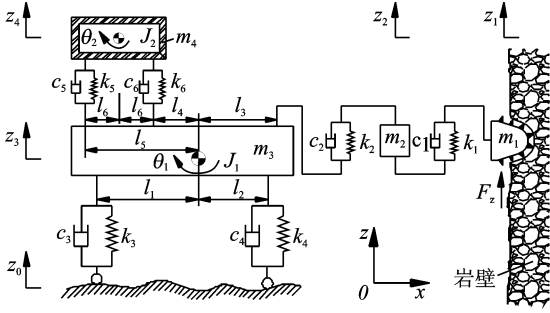


图 2 掘进机电控箱动力学模型

Fig. 2 Dynamic model of roadheader-electric control box

$$\begin{cases}
 m_1 \ddot{z}_1 + k_1 a_1 + c_1 b_1 = F_z \\
 m_2 \ddot{z}_2 + k_1 a_1 + k_2 (a_2 + l_2 \dot{\theta}_1) + c_1 b_1 + c_2 (b_2 + l_2 \dot{\theta}_1) = 0 \\
 m_3 \ddot{z}_3 + \sum_{i=2, \dots, 6} k_i (a_i + l_i \dot{\theta}_1) + \sum_{i=5, 6} k_i l_7 \dot{\theta}_2 + \sum_{i=2, \dots, 6} c_i (b_i + l_i \dot{\theta}_1) + \sum_{i=5, 6} c_i l_7 \dot{\theta}_2 = 0 \\
 m_4 \ddot{z}_4 + \sum_{i=5, 6} k_i (a_i + l_i \dot{\theta}_1 + l_7 \dot{\theta}_2) + \sum_{i=5, 6} c_i (b_i + l_i \dot{\theta}_1 + l_7 \dot{\theta}_2) = 0 \\
 J_1 \ddot{\theta}_1 + \sum_{i=2, \dots, 6} k_i l_i (a_i + l_i \dot{\theta}_1) + \sum_{i=5, 6} k_i l_i l_7 \dot{\theta}_2 + \sum_{i=2, \dots, 6} c_i l_i (b_i + l_i \dot{\theta}_1) + \sum_{i=5, 6} c_i l_i l_7 \dot{\theta}_2 = 0 \\
 J_2 \ddot{\theta}_2 + \sum_{i=5, 6} k_i l_7 (a_i + l_i \dot{\theta}_1 + l_7 \dot{\theta}_2) + \sum_{i=5, 6} c_i l_7 (b_i + l_i \dot{\theta}_1 + l_7 \dot{\theta}_2) = 0
 \end{cases} \quad (1)$$

其中: $a_1 = z_1 - z_2, a_2 = z_2 - z_3, a_3 = a_4 = z_3 - z_0, a_5 = a_6 = z_4 - z_3; b_1 = \dot{z}_1 - \dot{z}_2, b_2 = \dot{z}_2 - \dot{z}_3, b_3 = b_4 = \dot{z}_3 - \dot{z}_0, b_5 = b_6 = \dot{z}_4 - \dot{z}_3$ 。

式(1)用矩阵的形式表示为

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C} \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \mathbf{q} = \mathbf{F} \quad (2)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix}
 c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 & c_2 l_2 \\
 0 & -c_2 & \sum_{i=2, \dots, 5} c_i & -c_5 - c_6 & \sum_{i=2, \dots, 6} (-1)^{i+1} c_i l_i & \\
 0 & 0 & -c_5 - c_6 & c_5 + c_6 & \sum_{i=5, 6} (-1)^i c_i l_i & \\
 0 & c_2 l_2 & \sum_{i=2, \dots, 6} (-1)^{i+1} c_i l_i & \sum_{i=5, 6} (-1)^i c_i l_i & \sum_{i=2, \dots, 6} c_i l_i^2 & \\
 0 & 0 & \sum_{i=5, 6} (-1)^i c_i l_7 & \sum_{i=5, 6} (-1)^{i+1} c_i l_7 & - \sum_{i=5, 6} c_i l_i l_7 &
 \end{bmatrix}$$

\mathbf{K} 为系统的刚度矩阵,其对应元素的形式类同于 \mathbf{C} 。

1.3 振动特性评价指标

为研究电控箱前、后减振器刚度和阻尼系数对

图 2 中, m_1, m_2, m_3, m_4 分别为截割头、悬臂、机体(包括铲运机构、运输机构及后支腿)和电控箱质量, kg; J_1, J_2 分别为机体和电控箱绕其各自质心的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; $k_1, k_2, k_3 (k_4)$ 分别为截割头与悬臂、悬臂与机体、机体与“非路面”间的刚度系数, N/m ; k_5, k_6 分别为电控箱前、后减振器的刚度系数, N/m ; $c_1, c_2, c_3 (c_4)$ 分别为截割头与悬臂、悬臂与机体、机体与“非路面”间的阻尼系数, $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$; c_5, c_6 分别为电控箱前、后减振器的阻尼系数, $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$; $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6$ 分别为截割头质心、悬臂质心、行走机构后支承中心、行走机构前支承中心、电控箱后支座及电控箱前支座到机体质心的水平距离, m ; l_7 为电控箱支座到电控箱质心的水平距离, m ; z_0, z_1, z_2, z_3, z_4 分别为路面激励、截割头、悬臂、机体和电控箱的垂向位移, m ; θ_1, θ_2 分别为机体和电控箱质心的转角, rad 。

1.2 振动微分方程的建立

按图 2 建立掘进机电控箱阻尼缓冲系统的振动微分方程

其中: \mathbf{F} 为外载荷矢量, $\mathbf{F} = [F_z, 0, 0, 0, 0, 0]^T$; \mathbf{q} 为系统位移矢量, $\mathbf{q} = [z_1, z_2, z_3, z_4, \theta_1, \theta_2]^T$; \mathbf{M} 为系统的质量矩阵, $\mathbf{M} = \text{diag}(m_1, m_2, m_3, m_4, J_1, J_2)$; \mathbf{C} 为系统的阻尼矩阵

缓冲系统减振效果的影响,选取电控箱质心垂向振动加速度和俯仰振动角加速度作为评价指标,分别用 $\ddot{z}_4, \ddot{\theta}_2$ 表示,单位分别为: $\text{m}/\text{s}^2, \text{rad}/\text{s}^2$ 。

机体上,位于电控箱质心下方处的垂向加速

度为

$$\ddot{z}_{30} = \ddot{z}_3 + (l_5 - l_7)\ddot{\theta}_1 \quad (3)$$

其中： \ddot{z}_{30} 为机体上位于电控箱质心下方处的垂向加速度， m/s^2 ； \ddot{z}_3 为机体质心的垂向加速度， m/s^2 ； $\ddot{\theta}_1$ 为机体质心的俯仰振动角加速度， rad/s^2 。

由于仿真计算所得数据为离散的，故加速度均方根(root mean square, 简称 RMS)^[14]为

$$a_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_i^2} \quad (4)$$

其中： a_{RMS} 为振动加速度均方根； N 为数据点数； a_i 为各数据点对应的振动加速度。

2 系统参数的确定

2.1 掘进机主要参数

以某型号纵轴式掘进机为研究对象，其主要参数为： $m_1 = 862 \text{ kg}$, $m_2 = 2\,824 \text{ kg}$, $m_3 = 31\,514 \text{ kg}$, $m_4 = 800 \text{ kg}$ ； $k_1 = 3.48 \times 10^5 \text{ N/m}$, $k_2 = 3.02 \times 10^5 \text{ N/m}$, $k_3 = k_4 = 2 \times 10^6 \text{ N/m}$ ； $c_1 = 5.3 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $c_2 = 3.4 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $c_3 = c_4 = 2 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ ； $l_1 = 3.82 \text{ m}$, $l_2 = 2.485 \text{ m}$, $l_3 = 1.62 \text{ m}$, $l_4 = 1.2 \text{ m}$, $l_5 = 3.075 \text{ m}$, $l_6 = 1.61 \text{ m}$, $l_7 = 0.733 \text{ m}$ 。

2.2 截割头载荷确定

掘进机截割头及截齿的受力示意图见图3。

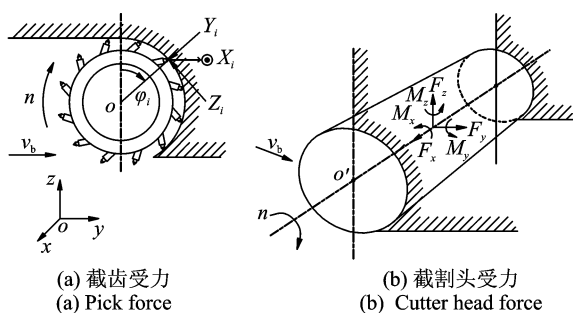


图3 截割头受力示意图

Fig.3 Schematic diagram of cutter head force

截割头转速为 n 并以匀速 v_b 掘进， M_x , M_y 和 M_z 分别为截割头在 3 个坐标轴上的力矩。其截割岩壁时，作用在各截齿上的截割阻力 Z_i 、牵引阻力 Y_i （镐形齿）、侧向阻力 X_i 分别为^[15-16]

$$Z_i = p_k [k_i k_s k_y (0.25 + 0.018 t_d h) + 0.1 S_i] \quad (5)$$

$$Y_i = Z_i (0.15 + 0.000\,56 p_k) 2.5/h^{0.4} \quad (6)$$

$$X_i = Z_i \left(\frac{C_1}{C_2 + h} + C_3 \right) \frac{h}{t_d} \quad (7)$$

其中： p_k 为岩石的接触强度，MPa； k_i 为截齿的类型系数； k_s 为截齿几何形状综合影响系数； k_y 为截角影响系数； t_d 为平均截线间距，mm； h 为平均切削厚度，mm； S_i 为已经磨钝的截齿后刃面在牵引方向上的投影面积， mm^2 ； C_1, C_2, C_3 分别为切削图影响系数。

截割头所受各向载荷分别为

$$F_z = \sum_{i=1}^n (-Y_i \cos \varphi_i + Z_i \sin \varphi_i) \quad (8)$$

$$F_y = \sum_{i=1}^n (-Y_i \sin \varphi_i + Z_i \cos \varphi_i) \quad (9)$$

$$F_x = \sum_{i=1}^n X_i \quad (10)$$

其中： φ_i 为第 i 个截齿在某一时刻的位置角，rad； F_x, F_y, F_z 分别为截割头所受的载荷力，N。

编制 MATLAB 程序得到截割头载荷时程曲线如图4所示。

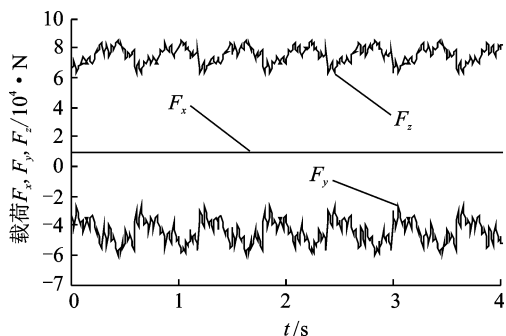


图4 截割头载荷时程曲线

Fig.4 Load historic curve of cutter head centroid

3 参数特性分析

利用 MATLAB/Simulink 模块对掘进机电控箱阻尼缓冲系统数学模型进行建模，并进行分析计算。

由单自由度减振系统的固有频率计算公式，得到电控箱前、后减振器刚度系数 k_g 的估算公式

$$k_g \approx 4\pi^2 f_g^2 m_g \quad (11)$$

其中： f_g 为系统的固有频率，Hz； m_g 为前、后减振器的分配质量，kg。

根据参考文献[7~10]，电控箱的振动能量主要集中在低频 10~50 Hz 之间，为了取得更好的减振效果，电控箱的振动频率（激励频率）与系统的固有频率 f_g 的比值 λ 应在 2.5~5 之间。同时为保证橡胶减振器具有足够的强度支承电控箱重量，系统的固有频率 f_g 取为 3~7 Hz，代入式(11)计算，圆整后得到刚度系数的取值范围为 $2 \times 10^5 \sim 8 \times 10^5 \text{ N/m}$ 。

根据减振器阻尼比的计算公式,得到电控箱前、后减振器阻尼系数 c_g 的估算公式

$$c_g \approx 2\xi\sqrt{k_g m_g} \quad (12)$$

其中: ξ 为系统的阻尼比,橡胶减振器的 ξ 一般为 0.05~0.30。

考虑到振动冲击较大,取 ξ 为 0.1~0.3,代入式(12)计算,圆整后得到阻尼的取值范围为 $2 \times 10^3 \sim 14 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$ 。

3.1 刚度系数 k_5 和阻尼系数 c_5 的综合影响

将 k_5 的取值范围 $2 \times 10^5 \sim 8 \times 10^5 \text{ N}/\text{m}$ 以 $1 \times 10^5 \text{ N}/\text{m}$ 的间隔离散为 7 个点;将 c_5 的取值范围 $2 \times 10^3 \sim 14 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$ 以 $2 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$ 的间隔也离散为 7 个点。将每个 k_5 和 c_5 进行组合,计算得到相应的电控箱垂向振动加速度均方根和俯仰振动角加速度均方根(图 5)。此时, $k_5 = k_6$, $c_5 = c_6$,其他参数为定值(见 2.1 节)。

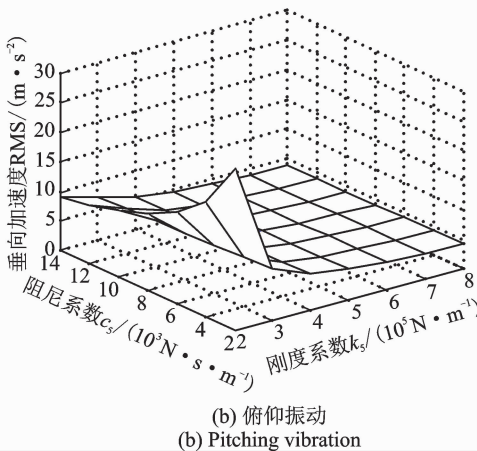
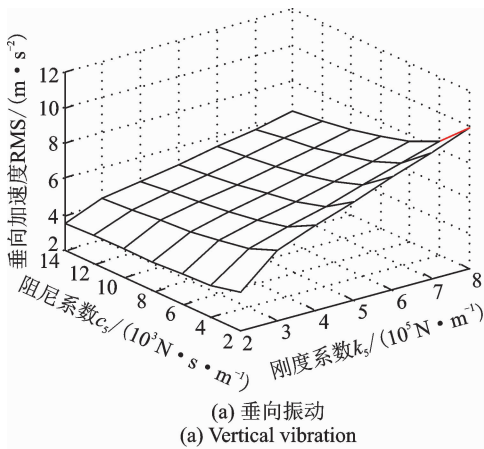


图 5 k_5 和 c_5 对电控箱加速度的影响

Fig. 5 Effect of k_5 and c_5 of vibration acceleration of electric control box

3.2 刚度系数 k_5 和 k_6 的影响

当 $k_5 \neq k_6$ 时,以 $0.25 \times 10^5 \text{ N}/\text{m}$ 的间隔将 k_5

和 k_6 的取值范围 $4 \times 10^5 \sim 5 \times 10^5 \text{ N}/\text{m}$ 离散为 5 个点,各离散点进行组合,计算得到相应的电控箱垂向振动加速度均方根和俯仰振动角加速度均方根(图 6)。此时 $c_5 = c_6$,且为定值。

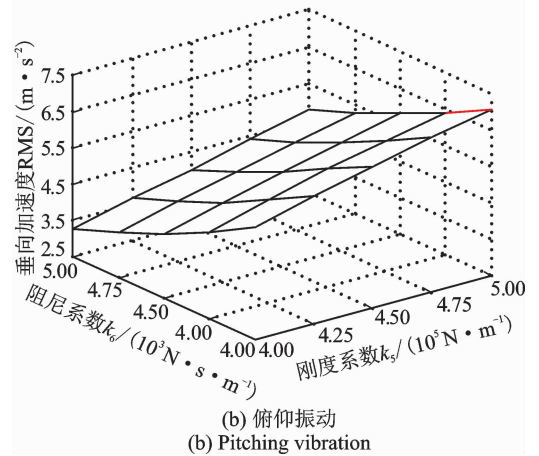
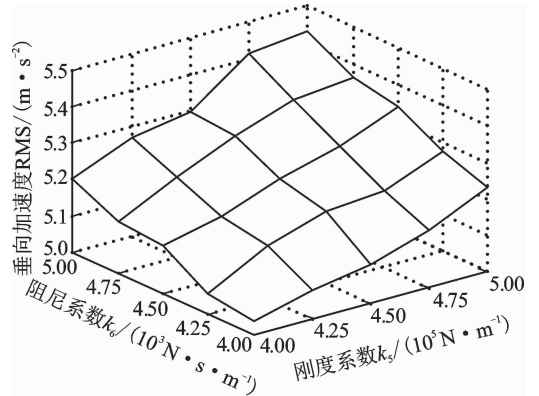


图 6 k_5 和 k_6 对电控箱振动加速度的影响

Fig. 6 Effect of k_5 and k_6 of vibration acceleration of electric control box

当 k_5 为定值时,电控箱垂向振动加速度随 k_6 的递减而减小(图 6(a))。但从整体来看,当 $k_5 = k_6$ 时,电控箱垂向振动加速度都较小。当 k_5 减小、 k_6 增大时,电控箱俯仰角加速度呈现减小趋势;整体表现为:当 $k_5 < k_6$ 时,俯仰角加速度较小(图 6(b))。为了取得较好的减振效果,需在垂向加速度与俯仰角加速度之间取得平衡,刚度系数可取为: $k_5 = 4 \times 10^5 \text{ N}/\text{m}$, $k_6 = 4.5 \times 10^5 \text{ N}/\text{m}$ 。

3.3 阻尼系数 c_5 和 c_6 的影响

同样地,当 $c_5 \neq c_6$ 时,以 $1 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$ 的间隔将 c_5 和 c_6 的最佳取值范围 $8 \times 10^3 \sim 14 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$ 离散为 7 个点,各离散点进行组合,计算得到相应的电控箱垂向振动加速度均方根和俯仰振动角加

速度均方根(图7)。此时 $k_5 = k_6$, 且为定值。

系数可取为: $c_5 = 11 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$ 、 $c_6 = 14 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$ 。

对比图6(a)和图7(a),整体变化趋势表现为:电控箱垂向振动加速度随刚度系数的减小而减小,即刚度与垂向振动加速度呈正相关;其垂向振动加速度随阻尼系数的增大而减小,即阻尼与垂向振动加速度呈负相关。对比图6(b)和图7(b),刚度系数和阻尼系数对电控箱俯仰角加速度的影响趋势相同,即:当阻尼系数为定值, $k_5 < k_6$ 时,两者差值越大,俯仰角加速度越小;同理,当刚度系数为定值, $c_5 < c_6$, 两者差值越大,俯仰角加速度越小。

4 减振效果对比

对于电控箱的减振,目前的通用做法是在电控箱底部安装几个相同的减振器^[9],故前、后减振器的刚度和阻尼系数相同,即 $k_5 = k_6, c_5 = c_6$;根据前节所述,在设计减振器时,使电控箱前、后减振器具有不同的参数,可提高减振效果,即 $k_5 < k_6, c_5 < c_6$ 。因此,通过配置三组不同的参数来研究电控箱减振器的减振效果(表1)。I组参数按电控箱用 STABIFIX 减振器的参数确定;II组和 III组按前节的最佳匹配范围确定,总刚度系数和总阻尼系数相同,区别在于 III组的各参数不等。机体和电控箱的垂向振动加速度曲线、俯仰角振动加速度曲线分别如图8、图9所示,仿真结果见表2。

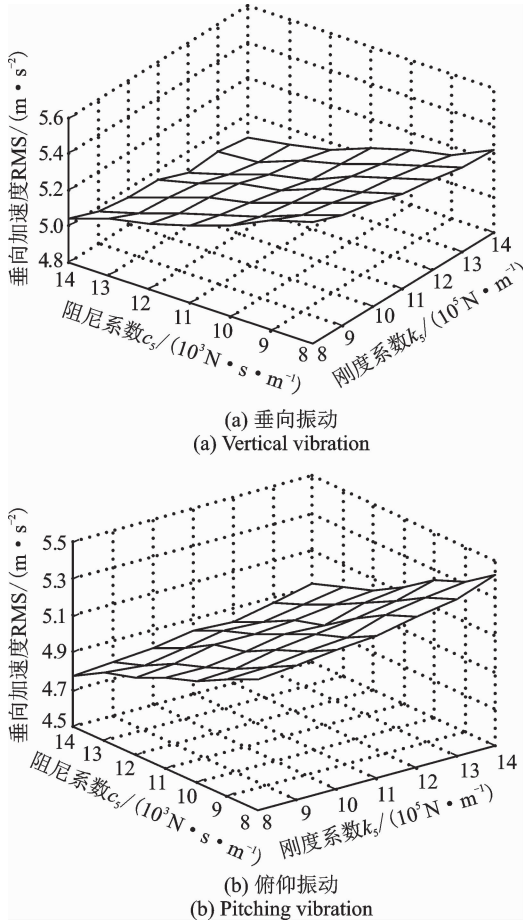


图7 c_5 和 c_6 对电控箱加速度振动的影响

Fig.7 Effect of c_5 and c_6 for electric control box vibration acceleration

表1 参数配置

Tab.1 Parameters configuration

组别	刚度系数/ $(10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1})$		阻尼系数/ $(10^3 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	
	k_5	k_6	c_5	c_6
I	5.00	5.00	7.50	7.50
II	4.25	4.25	12.50	12.50
III	4.00	4.50	11.00	14.00

电控箱垂向振动加速度随阻尼系数 c_5 和 c_6 的增加而减小(图7(a))。从整体趋势来看,当 $c_5 = c_6$ 时,电控箱垂向振动加速度相对都较小。当 c_5 减小、 c_6 增大时,其俯仰角加速度呈现减小趋势,表现为:当 $c_5 < c_6$ 时,俯仰角加速度较小(图7(b))。考虑电控箱的垂向振动加速度与俯仰角加速度,阻尼

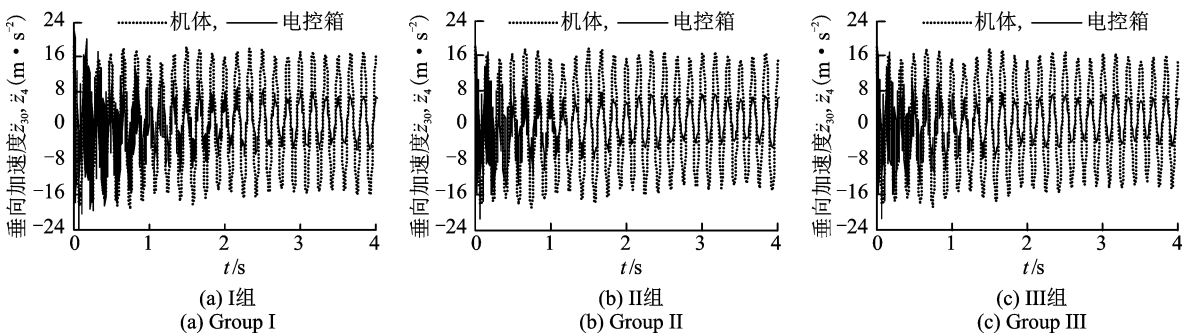


图8 机体和电控箱垂向振动加速度曲线

Fig.8 Vertical acceleration curve of body and electric control box

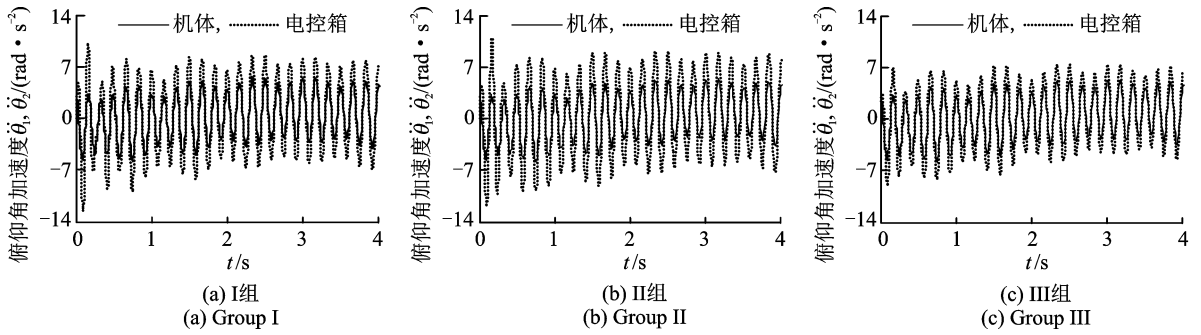


图9 机体和电控箱俯仰角振动加速度曲线

Fig. 9 Pitching angular acceleration curve of body and electric control box

表2 电控箱加速度响应

Tab. 2 Acceleration response of electric control box

评价指标	垂向加速度/($m \cdot s^{-2}$)			俯仰角加速度/($rad \cdot s^{-2}$)		
	Max	Min	RMS	Max	Min	RMS
I	22.191	24.332	5.781	10.183	-12.601	4.869
II	20.092	-21.623	4.904	10.866	-12.045	5.193
III	20.086	-21.629	4.853	7.487	-9.039	4.049

Max 为最大值;Min 为最小值;RMS 为均方根值。

电控箱的垂向加速度曲线衰减较快,在 1 s 左右就趋近于稳定(图 8)。电控箱的俯仰角加速度最大值大于机体(图 9),这是因为机体的质量较大,转动惯量大,故俯仰角加速度相对较小,而电控箱安装在机体尾部,与机体属黏弹性联接,故其俯仰角加速度较大。从表 2 可知:对比 I 组和 II 组,匹配后的垂向加速度最大值、最小值、均方根分别减小了 9.45%,11.13%,15.17%,而俯仰角加速度却有一定程度的增大。对比 II 组和 III 组,电控箱的垂向加速度基本不变,而俯仰角加速度最大值、最小值、均方根分别减小了 31.1%,24.95%,22.04%。前、后减振器的参数不同,对俯仰角振动影响较大。对比 I 组和 III 组,电控箱的垂向加速度最大值、最小值、均方根分别减小了 9.49%,11.12%,16.05%,其俯仰角加速度最大值、最小值、均方根分别减小了 26.48%,28.26%,9.45%。

5 结束语

掘进机工况复杂、机体振动剧烈,易引起机载电控箱故障。建立了掘进机电控箱阻尼缓冲模型,以电控箱的垂向加速度和俯仰角加速度作为评价指标,对电控箱减振器的刚度和阻尼系数进行了匹配分析,研究其对电控箱振动的影响。

参数匹配分析发现,电控箱前、后减振器的刚度

和阻尼系数对其垂向加速度和俯仰角加速度的影响具有耦合性,综合考虑确定最佳匹配参数为 $k_5 = 4 \times 10^5 \text{ N/m}$, $k_6 = 4.5 \times 10^5 \text{ N/m}$; $c_5 = 1.1 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $c_6 = 1.4 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 。参数匹配后,电控箱的垂向加速度均方根和俯仰角加速度均方根与原减振器相比分别减小了 16.05%,9.45%。研究结果对掘进机电控箱减振器的结构改进和减振分析具有参考价值。

参 考 文 献

[1] 安伟,陆信,魏任之. 横截割头掘进机电控箱振动控制研究[J]. 煤矿机械,2005,26(9):27-29.
An Wei, Lu Xin, Wei Renzhi. Study on vibration control on horizontal axis roadheaders' electric control box [J]. Coal Mine Machinery, 2005, 26(9):27-29. (in Chinese)

[2] Wang Hetang, Wang Deming, Lu Xinxin, et al. Experimental investigations on the performance of a new design of foaming agent adding device used for dust control in underground coal mines[J]. Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 2012, 25(6): 1075-1084.

[3] Ebrahimabadi A, Goshtasbi K, Shahriar K, et al. Predictive models for roadheaders' cutting performance in coal measure rocks[J]. Yerbilimleri, 2011, 32(2): 89-104.

[4] Abdolreza Y C, Yakhchali S H. A new model to predict roadheader performance using rock mass properties[J]. Journal of Coal Science & Engineering, 2013, 19(1): 51-56.

[5] 黄民,吴淼,安伟,等. 横切割头掘进机械振动测试及模态分析[J]. 中国矿业大学学报,1997,26(2):15-19.
Huang Min, Wu Miao, An Wei, et al. Vibration measurement and modal analysis for horizontal axis tunneller [J]. Journal of China University of Mining

- & Technology, 1997,26(2):15-19. (in Chinese)
- [6] 李晓豁,何洋,李婷,等. 纵轴式掘进机横向和纵向随机振动响应的分析[J]. 煤炭学报,2014,39(3):580-585.
Li Xiaohuo, He Yang, Li Ting, et al. Analysis of horizontal and vertical random vibration responses of longitudinal roadheader[J]. Journal of China Coal Society, 2014,39(3):580-585. (in Chinese)
- [7] 赵丽娟,田震,孙影,等. 纵轴式掘进机振动特性研究[J]. 振动与冲击,2013,32(11):17-20.
Zhao Lijuan, Tian Zhen, Sun Ying, et al. Vibration characteristics of a longitudinal roadheader [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013,32(11):17-20. (in Chinese)
- [8] 蒲志新,刘大伟. 基于 ADAMS 的纵轴式掘进机纵向振动的仿真研究[J]. 现代制造工程,2015(3):62-68.
Pu Zhixin, Liu Dawei. Simulation and study of vertical vibration for longitudinal roadheader based on ADAMS [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2015(3):62-68. (in Chinese)
- [9] 陶晓. AM50 型掘进机电控箱的振动与隔振研究[D]. 无锡:江南大学,2009:7-18.
- [10] 赵子龙,任勇生,王世文,等. S100 纵向切割头掘进机电控箱的振动隔离[J]. 机械强度,1998,20(1):1-5.
Zhao Zilong, Ren Yongsheng, Wang Shiwen, et al. A vibration isolation for electric control box of heading machine by rubber element [J]. Journal of Mechanical Strength, 1998,20(1):1-5. (in Chinese)
- [11] 赵江涛. 掘进机电控箱隔振器设计与试验研究[J]. 煤矿机械,2014,35(6):3-4.
Zhao Jiangtao. Boring machine electric control box isolator design and experimental study [J]. Coal Mine Machinery, 2014,35(6):3-4. (in Chinese)
- [12] 冯家鹏. EBZ260W 型掘进机电控箱振动特性分析与试验研究[J]. 矿山机械,2015,43(6):13-16.
Feng Jiapeng. Analysis and test study on vibration characteristic of electric control box of EBZ260W roadheader [J]. Mining & Processing Equipment, 2015,43(6):13-16. (in Chinese)
- [13] 张建广. 纵轴式掘进机截割人工岩壁的振动试验研究[J]. 煤炭科学技术,2011,39(8):76-78.
Zhang Jianguang. Study on vibration experiment of artificial rock wall cutting with longitudinal shaft type mine roadheader [J]. Coal Science and Technology, 2011,39(8):76-78. (in Chinese)
- [14] 刘晓昂,吕兆平,殷智洪,等. 基于车内 NVH 控制的悬置刚度与阻尼的设计方法[J]. 振动、测试与诊断,2016,36(1):145-151.
Liu Xiaolang, Lv Zhaoping, Yin Zhihong, et al. Determination of dynamic stiffness and damping of mounts in a powertrain mounting system based on the requirement of NVH in vehicle level [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016,36(1):145-151. (in Chinese)
- [15] Li Xueyi, Huang Binbing, Ma Guoying, et al. Study on roadheader cutting load at different properties of coal and rock [J]. The Scientific World Journal,2013,2013(6):1-8.
- [16] 杜道,王义亮,杨兆建,等. 纵轴式掘进机横向截割中电控箱振动响应分析[J]. 煤炭技术,2015,34(7):242-245.
Du Dao, Wang Yiliang, Yang Zhaojian, et al. Vibration response situations of electrical control box in longitudinal roadway roadheader [J]. Coal Technology, 2015,34(7):242-245. (in Chinese)



第一作者简介: 王军,男,1982 年 7 月生,博士生。主要研究方向为机械振动的控制与利用。曾发表《履带式推土机橡胶减振器冲击特性分析》(《机械设计与制造》2015 年第 28 卷第 2 期)等论文。

E-mail: wj3201239@163.com

