# 救护车载 PAM 担架缓冲系统特性分析

孙大刚<sup>1</sup>,高 蓬<sup>1,2</sup>,宋 勇<sup>1</sup>,梁培根<sup>1</sup>,沈 毅<sup>1</sup>

(1. 太原科技大学 机械工程学院,太原 030024; 2. 长城汽车股份有限公司,河北 保定 071007)

**摘 要:** 经对救护车担架隔振系统及动力学模型研究分析,提出气动人工肌肉(PAM)救护车担架隔振系统。建 立车体-担架-分段人体振动模型,设计基于该系统的半主动神经网络 PID 控制器,并用 Simulink 对隔振系统进行性能 仿真分析。仿真结果表明,与被动系统相比,采用神经网络 PID 控制的气动人工肌肉隔振系统对担架及人体有明显隔振 效果,气动人工肌肉用于救护车担架隔振系统具有可行性。

关键词: 救护车;担架;缓冲;气动人工肌肉;BP 网络控制

中图分类号: U469.6+7 文献标志码: A

DOI:10. 13465/j. cnki. jvs. 2015. 14. 035

# Characteristics analysis of pneumatic artificial muscle isolation system of vehicle-mounted stretcher on ambulance

SUN Da-gang<sup>1</sup>, GAO Peng<sup>1,2</sup>, SONG Yong<sup>1</sup>, LIANG Pei-gen<sup>1</sup>, SHEN Yi<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024, China;

2. Great Wall Motor Company Limited, Baoding 071000, China)

Abstract: Based on the analysis of the vibration isolation system of ambulance stretcher and the study on its dynamic model, a new buffer system of stretcher based on pneumatic artificial muscle was proposed. Then a vehicle-stretcher-human vibration model was built up, and a semi-active neural network PID controller for stretcher vibration control based on pneumatic artificial muscle was designed. The vibration isolation system performances were simulated by using the Simulation software, and the simulation results were analysed. The results show that compared with traditional system, the pneumatic artificial muscle buffer system using neural network PID control has more obvious isolation effect on stretcher and patient vibration, indicating the feasibility of using pneumatic artificial muscle in buffer system of ambulance stretcher.

Key words: ambulance; stretcher; buffer; pneumatic artificial muscle; BP neural network control

路面不平度激励为引起车辆振动的重要因素。对 运送伤病员的救护车而言,平顺性为重要指标。国外 对救护车担架缓冲隔振系统研究较早,如日本的主动 控制床可实时控制担架姿态,优化设计的悬架系统电 流变液体阻尼器可有效减小病人的振动响应;德国 Binz公司开发的担架液压空气减振系统获得推广应 用。张顺心等<sup>[1-7]</sup>对救护车担架减振装置进行研究。 本文通过建立气动人工肌肉(Pneumatic Artificial Muscle,PAM)担架隔振平台,隔绝车厢传递到担架的振动 作用,该担架经折叠后可快速刚性锁定于平台。担架 隔振平台气动人工肌肉安装及车载担架在救护车的布





气动人工肌肉也称气动橡胶驱动器,为新拉伸型 气动执行元件,由一根橡皮管外包强力塑料网构成, 充、放气时可像人的肌肉径向膨胀、轴向收缩,并产生 轴向收缩拉力,可用其对振动进行控制。PAM 缓冲机 构具有结构简单、重量轻、易于小型化,柔性、不损害操 作对象,动作平滑、无相对摩擦运动部件、无泄漏及操

基金项目:山西省回国留学人员科研资助项目(2012-073);国家青年 科学基金(51305388);山西省青年科学基金(2013021020-1) 收稿日期:2014-01-28 修改稿收到日期:2014-06-24 第一作者 孙大刚 男,教授,博士生导师,1955年生 邮箱:sundgbox@ sina.com

作中产生热、噪音小<sup>[9-12]</sup>等优点。由于构成 PAM 橡胶 管与编织网间摩擦、橡胶管变形能及端部约束等影响, PAM 工作特性参数如充气压力、工作负载及收缩比间 为非线性,较难建立理想的描述 PAM 数学模型。考虑 PAM 控制的时变、非线性特点,本文将神经网络 PID 控 制用于隔振系统,分析其隔振效果。

# 1 PAM 力学特性

理想情况下忽略套筒橡胶弹性及橡胶套筒与纤维 网间摩擦力,PAM 收缩力为

$$F_{0} = \frac{\pi D_{0}^{2} (P - P_{0})}{4 \sin^{2} \theta_{0}} (3 \cos \theta^{2} - 1 - R)$$

$$R = 2D_{0} \left( \frac{1 - \sin \theta \sin \theta_{0}}{b \sin \theta_{0} \tan \theta + D_{0}} \right)$$
(1)

若考虑橡胶套筒的弹性收缩力,橡胶收缩力为

$$F_{s} = E\pi D_{0}t_{r} \left(\frac{\sin\theta}{\sin\theta_{0}}\sigma + \frac{1-\sigma}{\tan\theta\tan\theta_{0}}\varepsilon\right)$$
(2)

式中: $\varepsilon = (D - D_0)/D_0$  为 PAM 径向膨胀率; $\sigma = (L_0 - L)/L_0$  为 PAM 轴向收缩率。

橡胶套筒与纤维网间摩擦力为

$$F_{f} = \mu \pi (1 - \sigma) L_{0} \left( 2 + \frac{t_{r}}{2D + 3t_{r}} \right) \times \left[ (P - P_{0}) (1 + \varepsilon) D - 2Et_{r} \varepsilon \right]$$

(3)

式中:P为 PAM 充气压力; $P_0$ 为环境压力; $D_0$ 为 PAM 初 始直径;D为 PAM 工作直径; $\theta_0$ 为 PAM 初始的纤维与 轴向夹角; $\theta$ 为 PAM 工作的纤维与轴向夹角; $L_0$ 为 PAM 初始长度;L为 PAM 工作长度; $\mu$ 为纤维网与橡胶套筒 间摩擦系数;E为 PAM 套筒橡胶弹性模量;t,为 PAM 橡 胶套筒壁厚。



图 2 PAM 纤维层几何参数关系示意图 Fig. 2 Relation schematic diagram of PAM fibrous layer geometric parameters

PAM 工作过程各几何参数变化示意见图 2。 综合各式,得较完整的 PAM 静态数学模型为

$$F = F_0 - F_s - F_f \tag{4}$$

### 2 车载担架振动模型建立

# 2.1 PAM 担架缓冲减振机理

由于 PAM 仅在充气时产生轴向拉力,放气时无轴 向伸张力,故本文采用在担架平台上下对称布置形式。 安装于担架台的加速度传感器实时测量担架垂向加速 度及俯仰角加速度变化,并将数据传输给控制系统;用 智能控制分析数据变化,控制执行机构给 PAM 或充气 或放气以产生主动控制力。床中部 PAM 产生的主动 力  $F_1(图 1(b), 下同)控制担架垂向振动, 床尾部 PAM$  $产生的主动力 <math>F_2$ 控制担架俯仰角振动, 通过  $F_1, F_2$  联 合作用可有效控制担架振动。

# 2.2 人体垂直振动模型

人体为复杂系统。与坐姿、立姿相比,卧姿的病人 与担架接触面积最大,振动从病人表面与担架接触面 处直接传入人体不同部位,用某一处响应不能完全代 表全身振动、因此对病人身体各部位分段建模<sup>[14]</sup>。将 人体振动模型简化为多自由度集中参数模型,拟作为 线性系统处理。采用 ISO 5892 – 1981 及 GB/T 16440 - 1996 的三自由度卧姿人体阻抗模型,见图 3。



图 3 卧姿人体阻抗模型

Fig. 3 Impedance model of a supine human body

模型参数采用 GB/T 16440 - 1996 推荐值,见表1, 其中1 代表头部,2 代表臀部,3 代表腿部。

表1 GB/T 16440-1996 模型参数

角标	质量 m′ <sub>i</sub> /kg	刚度 k′₁∕(N・m <sup>-1</sup> )	阻尼系数 c' <sub>i</sub> /(N・s・m <sup>-1</sup> )
1	4.50	9.6 × $10^4$	110.0
2	29.3	$7.0 \times 10^{4}$	930.0
3	25.20	$11.1 \times 10^{4}$	2270.0

#### 2.3 车辆-担架-人体模型建立

振动环境下尽管车厢及担架床会产生一定弹性变 形,但担架的海绵垫及枕头的隔振作用仍较重要。因 此将救护车厢及担架床视为刚体,用线性弹簧阻尼模 拟床垫及枕头隔振效果。并设担架系统为对称于纵向 平面的线性系统,建立车辆 – 担架 – 人体振动 1/2 模 型,见图 4。图中  $m_1, m_2, m_3$ 为头部、臀部及腿部质量, 分别与图 2 中  $m'_1, m'_2, m'_3$ 相等; $m_4$ 为担架质量; $m_5$ 为 车身质量; $m_6, m_7$ 分别为前、后轮质量; $j_1, j_2$ 为担架、车 身转动惯量; $k_1$ , $k_2$ , $k_3$ 为头部、臀部及腿部与担架接触 处刚度,分别包括图 2 中人体自身头部、臀部腿部刚度 与床垫刚度之和; $k_4$ , $k_5$ 为担架刚度; $k_6$ , $k_7$ 为悬架刚度;  $k_8$ , $k_9$ 为轮胎刚度; $c_1$ , $c_2$ , $c_3$ 为头部、臀部及腿部与担架 接触处阻尼,分别包括图 2 中人体自身头部、臀部、腿 部阻尼与床垫阻尼之和; $c_4$ , $c_5$ 为担架阻尼; $c_6$ , $c_7$ 为悬架 阻尼; $F_1$ , $F_2$ 为 PAM 产生的主动控制力; $q_1$ , $q_2$ 为路面 激励。





据模型得车辆 - 担架 - 人体 9 自由度振动微分方 程矩阵形式为

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F \tag{5}$$

式中:*M* 为质量矩阵;*K* 为刚度矩阵;*C* 为阻尼系数 矩阵。

#### 3 路面不平度模拟

采用英国汽车工业学会的标准路面谱 ISOSCZ / WC4。该标准为研究路面不平度的重要参考<sup>[15-16]</sup>。

该标准中,路面功率谱密度函数  $S(\Omega)$  为

$$S(\Omega) = S(\Omega_0) (\Omega/\Omega_0)^{-2}$$
 (6)

式中: $\Omega$ 为空间频率,对不同等级路面不平度, $S(\Omega_0)$ 取不同值。

本文路面不平度样本用三角级数叠加法生成,路 面不平度样本计算公式为

$$R(x) = \sqrt{2} \sum_{k=1}^{N} \sqrt{S(\Omega_k) \Delta \Omega} \cos(2\pi \Omega_k x + \theta_k) \quad (7)$$

式中: $\theta_k$ 为服从0~2 $\pi$ 均匀分布的随机项,可由此模拟不同等级路面不平度。

城市道路中的减速带在增强车辆行驶安全性同时 会给救护车平稳快速运送病人增加障碍,降低紧急送 医的及时性且使病人承受巨大颠簸。为此,本文构建 单一型减速带激励动态模型<sup>[17-18]</sup>,与路面不平度结合 研究救护车载担架系统振动情况。

# 4 车载担架仿真及分析

#### 4.1 BP 网络 PID 控制

BP (Back Propagation)神经网络为按误差反向传 播算法训练的多层前馈网络,可据系统的运行状态通 过自学习及加权系数调整调节 PID 控制器参数控制系 统振动。本文两控制器均采用4-6-3型 BP 网络结 构,即输入层4个神经元,隐含层6个,输出层3个。

为提高病人的受振舒适性,设计两个 BP 神经网络 PID 控制器<sup>[19-22]</sup>,据担架垂向加速度变化控制力 F<sub>1</sub>输 出;据担架俯仰角加速度变化控制力 F<sub>2</sub>输出。经两控 制器联合作用,可有效控制担架的垂向、俯仰角振动。 输入层神经元4个,输入元分别为

$$x_{1} = e(k), x_{2} = e(k) - e(k - 1) x_{3} = e(k) - 2e(k - 1) + e(k - 2) x_{4} = u(k - 1)$$
(8)

式中:x1为误差量;x2为误差变化;x3为 x2变化;x4为控 制器前一时刻输出。

网络输入层输入为

$$O_j^{(1)} = x(j), \quad (j = 1, 2, \dots, M)$$
 (9)

式中:*M*=4。

网络隐含层输入、输出、激活函数为

$$net_{i}^{(2)}(k) = \sum_{j=0}^{M} w_{ij}^{(2)} O_{j}^{(1)}$$

$$O_{i}^{(2)}(k) = f[net_{i}^{(2)}(k)] \quad (i = 1, 2..., Q)$$

$$f(x) = tanh(x) = \frac{e^{x} - e1^{-x}}{e^{x} + e^{-x}}$$

$$(10)$$

式中: $w_{ij}^{(2)}$ 为隐含层加权系数;上标(1)、(2)、(3)分别 代表输入层、隐含层、输出层。

网络输出层输入、输出、激活函数为

$$net_{l}^{(3)}(k) = \sum_{i=0}^{Q} w_{li}^{(3)} O_{i}^{(2)}(k)$$

$$O_{l}^{(3)}(k) = g[net_{l}^{(3)}(k)] \quad (l = 1, 2, 3)$$

$$g(x) = \frac{e^{x}}{e^{x} + e^{-x}}$$

$$(11)$$

输出层输出节点为 PID 可调参数  $k_p, k_i, k_d$ ,即

 $O_1^{(3)}(k) = k_p, O_2^{(3)}(k) = k_i, O_3^{(3)}(k) = k_d$  (12) 性能评价函数为

$$E(k) = \frac{1}{2} [r(k) - y(k)]^2 \qquad (13)$$

按梯度下降法修正网络权系数,得

$$\Delta w_{li}^{(3)}(k) = \alpha \Delta w_{li}^{(3)}(k-1) + \eta \delta_i^{(3)} O_i^{(2)}(k)$$
(14)

$$\delta_i^{(3)} = e(k) \operatorname{sgn}\left(\frac{\partial \gamma(k)}{\partial u(k)}\right) \frac{\partial u(k)}{\partial O_i^{(3)}(k)} g'(\operatorname{net}_i^{(3)}(k)) \quad (15)$$

用符号函数 sgn $\left(\frac{\partial y(k)}{\partial u(k)}\right)$ 取代 $\frac{\partial y(k)}{\partial u(k)}$ ,由此所致误

差通过调整学习率 η 补偿。同理可得

$$\Delta w_{ij}^{(2)}(k) = \alpha \Delta_{ij}^{(2)}(k-1) + \eta \delta_{i}^{(2)} O_{i}^{(1)}(k) \\ \delta_{i}^{(2)} = f' [net^{(2)}(k)] \sum_{l=1}^{3} \delta_{l}^{(3)} w_{li}^{(3)}(k) \\ \vec{x} \oplus : g'(\cdot) = g(x) [1 - g(x)] : f'(\cdot) = [1 - f^{2}(x)]/2$$
(16)

### 4.2 控制系统框图

据神经网络算法,建立车载担架缓冲控制系统框 图,见图5。此处可代表对担架垂向加速度的控制系统,俯仰角加速度的控制系统同理可得。



图 5 BP 网络 PID 控制系统

Fig. 5 BP neural network PID control system

#### 4.3 仿真系统设计与分析

选 Festo 公司 MAS - 20 - N300 - AA - MCHK 型气 动肌肉作为车载担架缓冲系统所用 PAM 机构。主要参 数为 $l_0 = 0.3 \text{ m}$ , $D_0 = 0.02 \text{ m}$ , $\theta_0 = 20^\circ$ ,最大工作载荷为 1 500 N(满足担架减振所需的力),最大收缩率为额定 长度的 25%。仿真用某型车载担架各参数见表2。

表 2 仿真参数 Tab. 2 Simulation parameters

序号	m <sub>i</sub> /kg	$k_i/(N \cdot m^{-1})$	$c_i/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	l <sub>i</sub> /m	$j_i/(\mathrm{kg}\cdot\mathrm{m}^{-2})$
1	4.5	$1.92 \times 10^{5}$	220	0.9	42
2	29.3	$1.4 \times 10^{5}$	1860 <sup>5</sup>	1.2	9060
3	25.2	$2.22 \times 10^{5}$	4 540	0.2	
4	40	$4 \times 10^{3}$	500	0.7	
5	1600	$4 \times 10^{3}$	500	0.6	—
6	60	$3.2 \times 10^{4}$	$9 \times 10^{3}$	0.8	
7	72	$2.6 \times 10^{4}$	$9 \times 10^{3}$	1.3	—
8	_	$1.6 \times 10^{5}$	—	1.8	
9		$1.5 \times 10^{5}$	_	1.9	

用 Matlab/simulink 建立系统振动模型,并与 Matlab 神经网络工具箱的两个神经网络 PID 控制器结合, 对救护车 54 km/h 在 D 级路面上行驶及 18 km/h 在 B 级路面行驶,并经减速带进行仿真。两种情况的病人 头部、臀部、腿部加速度变化曲线对比见图 6、图 7,仿 真结果见表 3。



图 6 D 级路面下头、臀、腿加速度对比





图 7 B级路面过减速带头、臀、腿加速度对比

Fig. 7 Acceleration comparison of head buttock and leg on B level pavement with speed control hump condition

表3 仿真结果 Tab.3 Simulation results

 工	 评价	头部加速度	 头部加速度/(m・s <sup>-2</sup> )		臀部加速度/(rad・s <sup>-2</sup> )		腿部加速度/(rad・s <sup>-2</sup> )	
况	指标	无 PAM	有 PAM	无 PAM	有 PAM	无 PAM	有 PAM	
Ι	最大值 最小值 标准差	1.4977 -1.6715 0.6461	0.7537 -0.6718 0.3375	1.5755 -1.6836 0.6584	-0.7431 0.3793	1.5791 - 1.6503 0.6488	0.8830 -0.7925 0.4230	
Π	最大值 最小值 标准差	2.4289 - 1.1560 0.4033	1.2224 -0.3277 0.2053	2. 1297 - 0. 9085 0. 4256	1.3030 -0.3357 0.2218	2.1839 - 1.1678 0.4128	1.1083 -0.3366 0.2326	

注: I, Ⅱ分别代表 D级、B级路面过减速带工况

#### 4.4 仿真结果分析

对比图 5、图 6 及表 3 可知,所选两种工况的病人 头部垂直振动加速度振幅最大值分别减小 49.68%及 49.67%,最小值分别减小 59.81%及 71.65%,标准差 分别减小 47.76%及 49.09%;病人臀部垂直振动加速 度最大值分别减小 52.47%及 38.82%,最小值分别减 小 55.86%及 63.05%,标准差分别减小 42.39%及 47.89%;病人腿部垂直振动加速度最大值分别减小 44.08%及 49.25%,最小值分别减小 51.98%及71.18%, 标准差分别减小 34.80%及 43.65%。

在对车载担架垂向、俯仰角加速度控制基础上,以 病人头部、臀部及腿部加速度大小为指标进行加装 PAM前后对比。显然,担架的振动得到控制后人体各 部位振动随之减小;尤其过减速带瞬时,加装 PAM 后 加速度明显下降,从而能缓冲病人身体各部位所受瞬 时冲击、提高病人舒适度。而对病人进行分段建模,便 观察病人身体各部位振动,可针对性对某些部位进行 防护。

因此,PAM 担架隔振平台的运用,可有效降低病人 身体各部位振动加速度,提高病人舒适度。

### 5 结 论

(1) 将 PAM 用于救护车载担架隔振平台,建立担架振动力学模型,并用 BP 神经网络 PID 控制及 simulink 仿真分析。结果表明, PAM 担架缓冲系统可有效 缓冲人体不同部位所受振动冲击、提高病人卧姿的舒 适性。

(2)车载担架建模中,将人体分段建模可分析其 不同部位的振动情况,对振动剧烈部位可进行特殊处 理,具有一定实际意义。PAM 以其良好的动态特性及 动作平滑、柔性好、体积小巧等优点,可作为高品质车 载担架缓冲系统执行器。

#### 参考文献

- [1] 徐新喜. 急救车生物污染防护技术与担架支架减振性能 优化研究[D]. 天津:天津大学机械工程学院, 2008.
- [2] Bruzzone L E, Molfino R M. Special-purpose parallel robot for active suspension of ambulance stretchers [J]. Interna-

tional Journal of Robotics and Automation, 2003,18(3): 121 - 130.

[3] 孙景工,任旭东,高振海,等.一种应用于救护车辆的磁流 变减振器的实验研究[J]. 机床与液压,2007,35(3):54 -55.

SUN Jing-gong, REN Xu-dong, GAO Zhen-hai, et al. Experimental study of a magnetorheological fluid shock absorber in ambulance [J]. Hydromechatronics Engineering, 2007, 35(3): 54 - 55.

- [4] Ono T, Inooka H. Actively-controlled beds for ambulances
   [J]. International Journal of Automation and Computing, 2009, 6(1): 1-6.
- [5] 祁建城,李若新,刘志国,等. 救护车担架系统振动的阻尼 主动控制研究[J]. 振动工程学报,1998,11(2):241 -244.

QI Jian-cheng, LI Ruo-xin, LIU Zhi-guo, et al. Study on active vibration control for ambulance stretcher system based on sky-hook damper theory [J]. Journal of Vibration Engineering, 1998, 11(2):241-244.

- [6] Murata Y, Maemori K I. Optimum design of ER dampers for ambulances[J]. JSME International Journal Series C, 1999, 42(4): 838-846.
- [7] 王猛. 基于 ADAMS 的急救车担架支架减振特性仿真分析 与优化研究[D]. 北京:中国人民解放军军事医学科学 院, 2009.
- [8] 王龙辉,金英子,朱红亮,等. 七自由度气动人工肌肉机械 手臂的设计及研究[J]. 浙江理工大学学报, 2012, 29(1):74-78.
  WANG Long-hui, JIN Ying-zi, ZHU Hong-liang, et al. Design and research of seven degrees of freedom robotic arm driven by pneumatic artificial muscle[J]. Journal of Zhejiang Sci-Tech. University, 2012, 29(1):74-78.
- [9] 陶国良,谢建蔚,周洪. 气动人工肌肉的发展趋势与研究现状[J]. 机械工程学报, 2009, 45(10): 75-83. TAO Guo-liang, XIE Jian-wei, ZHOU Hong. Research achievements and development trends of pneumatic artificial muscles [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(10): 75-83.
- [10] Ahn K K, Anh H P H. Design and implementation of an adaptive recurrent neural networks (ARNN) controller of the pneumatic artificial muscle (PAM) manipulator[J]. Mechatronics, 2009, 19(6): 816-828.
- [11] Thanh T U, Ahn K K. Nonlinear PID control to improve the control performance of 2 axes pneumatic artificial muscle manipulator using neural network [J]. Mechatronics, 2006, 16

(9): 577 - 587.

- [12] 隋立明,王祖温,包钢. 气动肌肉与生物肌肉的力学特性 对比研究[J]. 机床与液压,2004,6:22-24.
   SUI Li-ming, WANG Zu-wen, BAO Gang. A comparison of mechanical properties of pneumatic muscle with biological muscle [J]. Hydromechatronics Engineering, 2004,6:22 -24.
- [13] 杨钢,李宝仁,傅晓云. 气动人工肌肉系统动态特性研究
  [J]. 中国机械工程,2006, 17(12): 1294 1298.
  YANG Gang, LI Bao-ren, FU Xiao-yun. Research on dynamic characteristics of a pneumatic muscle actuator[J]. China Mechanical Engineering, 2006, 17(12): 1294 1298.
- [14] 汤小红,杨岳,彭波. 铁路卧铺客车人体振动舒适性建模 与仿真[J]. 振动与冲击, 2010, 29 (5): 157-161.
  TANG Xiao-hong, YANG Yue, PENG Bo. Modeling and simulation of vibration comfort of human body in a railway sleeper carriage[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(5): 157-161.
- [15] 夏均忠,马宗坡,白云川,等.路面不平度激励模型研究现状[J].噪声与振动控制,2012,32(5):1-5.
  XIA Jun-zhong, MA Zong-po, BAI Yun-chuan. State of research on model for road roughness excitation[J]. Noise and Vibration Control, 2012, 32(5):1-5.
- [16] Sandra A K, Rao V R V, Sarkar A K. Road roughness mod-

#### (上接第193页)

- [9] Schlüter M, Gerdts M. The oracle penalty method [J].
   Journal of Global Optimization, 2010, 47(2): 293-325.
- [10] Jin Y, Olhofer M, Sendhoff B. A framework for evolutionary optimization with approximate fitness functions [J]. Evolutionary Computation, IEEE Transactions on, 2002,6(5):481 -494.
- [11] Hansen N, Ostermeier A. Completely derandomized self-adaptation in evolution strategies [J]. Evolutionary Computation, 2001, 9(2): 159-195.
- [12] 唐文艳,袁清珂.改进的遗传算法求解桁架的形状优化
  [J].力学学报,2006,38(6):843-849.
  TANG Wen-yan, YUAN Qing-ke. Improved genetic algorithm for shape optimization of truss structures[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2006, 38(6):843-849.
- [13] 薛运虎,韦凌云,赵玫,等.基于演化算法的带频率约束的 桁架结构形状和尺寸优化[J].振动与冲击,2010, 29(12):13-17.

XUE Yun-hu, WEI Ling-yun, ZHAO Mei, et al. Truss opti-

eling with clustered data using ANN approach [J]. International Journal of Civil & Structural Engineering, 2013,4(1): 20-35.

- [17] 郑剑. 减速带激励下非线性汽车悬架系统动力学特性研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2010.
- [18] Khorshid E, Alkalby F, Kamal H. Measurement of wholebody vibration exposure from speed control humps[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 304(3): 640-659.
- [19] 王春华,唐焱. 车辆主动悬架的 BP 神经网络自适应 PID 控制[J]. 计算机仿真, 2009, 26(5): 274-277.
  WANG Chun-hua, TANG Yan. Self-adaptive PID control based on Neural Network for active suspension vehicle [J]. Computer Simulation, 2009, 26(5): 274-277.
- [20] 周德胜. 神经网络 PID 在网络控制系统中的设计和仿真 [D]. 大连:大连理工大学,2013.
- [21] 王修勇,宋璨,陈政清,等. 磁流变阻尼器的性能试验与神 经网络建模[J]. 振动与冲击, 2009, 28(4): 42-46.
  WANG Xiu-yong, SONG Can, CHEN Zheng-qing, et al. Test of a MR damper and its modeling using neural network[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(4): 42-46.
- [22] Chen S, Zhang L. Optimization Tuning of PID parameters about PID controller based on BP neural network [J]. Computer Simulation, 2010, 10:44:171-173.

mization on shape and sizing with frequency constraints based on evolutionary algorithms [J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(12): 13 - 17.

- [14] 孟艳,赵洪波,茹忠亮,等. GEP 在桁架结构优化中的应用
  [J]. 工程力学, 2013, 30(1): 236-241.
  MENG Yan, ZHAO Hong-bo, RU Zhong-liang, et al. The application of GEP in truss structure optimization [J]. Engineering Mechanics, 2013, 30(1): 236-241.
- [15] 李峰,唐和生,许锐,等. 桁架结构优化设计的免疫克隆选择算法[J]. 同济大学学报:自然科学版,2010,38(9): 1261-1265.
  LI Feng, TANG He-sheng, XU Rui, et al. Immune clonal selection algorithm for truss structure optimal design [J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2010,38(9): 1261-1265.
- [16] Camp C V. Design of space trusses using big bang-big crunch optimization [J]. Journal of Structural Engineering, 2007, 133(7): 999 - 1008.