

文章编号:1006-2467(2019)12-1502-06

DOI: 10.16183/j.cnki.jsjtu.2019.12.014

路面随机激励下康复机器人轮椅的抑振解析

赵雷雷^{1,2}, 于曰伟¹, 周长城¹, 杨福兴²

(1. 山东理工大学 交通与车辆工程学院, 山东 淄博 255049;

2. 北京邮电大学 自动化学院, 北京 100876)

摘要: 为了有效抑制随机路面激励下康复机器人轮椅的振动,提出了一种抑制参数解析优化方法.将康复机器人轮椅的坐垫及轮胎视为具有刚度和阻尼的减振元件,建立了人体-机器人轮椅垂向振动模型;以路面不平顺随机激励作为振动模型的典型输入,推导了人体振动加速度频响函数及方均根响应解析式,并提出了振动响应系数,进而揭示了轮胎减振系统阻尼比及坐垫减振系统阻尼比对频响函数及响应系数的影响规律;基于响应系数,创建了人体-机器人轮椅抑振参数的解析优化模型.结果表明,通过解析优化模型所得坐垫及轮胎最优阻尼与数值模拟优化结果的相对偏差分别为0.3%和0.6%.模型的正确性通过实例优化及数值模拟得到了验证.

关键词: 康复机器人轮椅; 随机激励; 振动抑制; 解析模型

中图分类号: TP 242.6

文献标志码: A

Analysis and Suppression of Rehabilitation Robotic Wheelchair Vibrations Under Random Road Excitations

ZHAO Leilei^{1,2}, YU Yuewei¹, ZHOU Changcheng¹, YANG Fuxing²

(1. School of Transportation and Vehicle Engineering, Shandong University of Technology,

Zibo 255049, Shandong, China; 2. School of Automation, Beijing University of Posts and

Telecommunications, Beijing 100876, China)

Abstract: To effectively suppress vibrations of rehabilitation robot wheelchair under random excitations, an optimization method for suppression parameters is proposed. Taking cushions and tires as the vibration isolation elements with stiffness and damping, a vertical vibration model of human-wheelchair is established. Taking random excitations of road irregularities as typical model input, formulae of the human acceleration frequency response and the root-mean-square (RMS) response are derived, and response coefficients are proposed. Moreover, influences of the cushion system damping ratio and the tire system damping ratio are revealed. Based on the coefficients, an analytical optimization model for the two ratios is established. The results show that relative deviations of the cushion optimal damping and the tire optimal damping are 0.3% and 0.6%, respectively. The proposed analytical optimization model has been tested with case study and numerical simulation.

Key words: rehabilitation robot wheelchairs; random excitation; vibration suppression; analytical model

收稿日期:2018-04-30

基金项目:国家自然科学基金(51575325),北京邮电大学优秀博士创新基金(CX2016206)资助项目

作者简介:赵雷雷(1982-),男,山东省滨州市人,博士,主要研究方向为移动机器人及智能车设计.

通信作者:周长城,男,教授,博士生导师,E-mail: greatwall@sdut.edu.cn.

康复机器人轮椅属于康复医疗机械,为康复病人进行身体锻炼和参与社会活动提供了便利^[1-2].随着社会的发展,机器人轮椅使用者的出行需求在不断扩大^[3].机器人轮椅在行进过程中,路面不平顺随机激励导致的人体振动不可避免,对病人的康复和舒适性产生了不利影响^[4].因此,如何有效降低机器人轮椅的振动引起了人们的极大关注.

近年来,国内外学者围绕机器人轮椅的振动及舒适性问题展开了相关研究,但尚未给出抑制人体-机器人轮椅系统在路面不平顺随机激励下振动的解析优化数学模型.文献[5]对轮椅坐垫阻尼特性进行了研究,但未给出阻尼特性的匹配方法;文献[6]为了便于轮椅减振系统设计,提出了两段连杆式人体振动模型;文献[7]分析了行进过程中轮椅的振动传递特性及对病人的影响,但并未提出有效的振动抑制方法.文献[8]基于人体-轮椅 6 自由度模型对轮椅在正弦激励下人体振动进行了仿真,但对机器人轮椅随机振动没有详细研究,更未给出相应的抑制措施.文献[9]基于 Q-Learning 算法提出了一种新的机器人轮椅使用者舒适性评价方法,这对机器人轮椅的振动及舒适性评价具有一定的参考价值,但未给出机器人轮椅抑振优化模型及方法.文献[10]建立了电动轮椅坐垫舒适度数学模型,为轮椅设计提供了参考,但未提出坐垫减振特性匹配方法.由此可见,人体-机器人轮椅系统在路面不平顺随机激励下的振动抑制方法有待进一步研究.

为了有效抑制人体-机器人轮椅系统的振动,本文以不平顺随机路面作为机器人轮椅典型行驶路况,建立人体-机器人轮椅垂向振动模型;探究路面不平顺随机激励下人体-机器人轮椅系统的振动响应特性,进而创建人体-机器人轮椅抑振参数的解析优化模型及方法.

1 人体-机器人轮椅垂向振动模型

对于康复机器人轮椅,若建立复杂的振动模型进行振动分析,不仅需要大量的处理工作,而且在机器人轮椅的设计初期,建立精确振动模型所需要的参数常常是未知的.因此,需要对机器人轮椅进行简化,以便快速地对轮胎、坐垫等减振元件的设计参数作出合理的选择,避免反复试验,从而降低研发成本.路面激励对人体影响较大的振动主要集中在 1.0~10.0 Hz.人体是一个复杂的振动系统,为了便于理论计算,将人体视为刚体质量并忽略机器人轮椅的几何特征,创建人体-机器人轮椅垂向振动模型,如图 1 所示.在该模型中,将坐垫及轮胎均简化

为具有线性刚度和阻尼的减振元件.图 1 中: m_1 和 m_2 分别为椅身质量和人体质量; K_1 和 C_1 分别为所有轮胎的总垂向刚度和总阻尼; K_2 和 C_2 分别为坐垫刚度和阻尼; z_1 和 z_2 分别为椅身质量和人体质量相对于各自静平衡位置的垂向位移; q 为路面高程.轮胎及坐垫主要隔离垂向振动,故本文仅对人体-机器人轮椅的垂向振动进行分析.

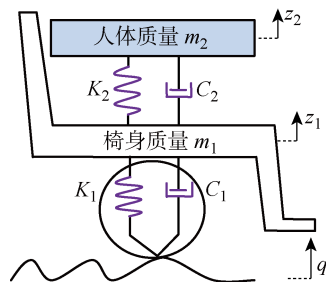


图 1 人体-机器人轮椅垂向振动模型

Fig. 1 Vertical vibration model of human-wheelchair

根据牛顿第二定律,可得上述模型的振动微分方程为

$$\left. \begin{aligned} m_2 \ddot{z}_2 + C_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + K_2(z_2 - z_1) &= 0 \\ m_1 \ddot{z}_1 + C_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + K_2(z_1 - z_2) + \\ C_1(\dot{z}_1 - \dot{q}) + K_1(z_1 - q) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

机器人轮椅常在人行道上行驶,其路面形式有水泥、沥青及铺砖等.不同路面的铺装形式对机器人轮椅通行的影响主要通过路面形成的激振频率来完成.当机器人轮椅在沥青或水泥等随机路面上行驶时,可将路面谱抽象为满足一定条件的白噪声,其时域模型为^[11]

$$\dot{q}(t) = -2\pi n_0 u q(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)} u \omega(t) \quad (2)$$

式中:参考空间频率 $n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}$; u 为行驶速度;下截止空间频率 $n_{00} = 0.011 \text{ m}^{-1}$; $\dot{q}(t)$ 为路面激励速度,是 q 的一阶导数; $\omega(t)$ 为均值为 0 的高斯白噪声; $G_q(n_0)$ 为路面不平度系数.

上述随机路面模型的速度功率谱密度可表示为

$$G_{\dot{q}}(\omega) = 4\pi^2 G_q(n_0) n_0^2 u \quad (3)$$

式中: $\omega = 2\pi f$ 且 f 为激振频率.

2 振动响应解析式

幅频特性分析能直观地呈现振动系统在不同频率下的减振性能,加速度方均根分析可用于整体减振性能评估^[12-13].为此,本节基于人体-机器人轮椅垂向振动模型,推导了人体振动加速度频响函数及方均根解析式,并提出了振动响应系数,进而实现振动响应的解析描述.

2.1 人体振动加速度频响函数

仅讨论人体-机器人轮椅系统的质量、刚度及阻尼参数,只能对特定的康复机器人轮椅进行振动分析和设计.因此,为了使讨论的物理量具有更广泛的理论指导意义,引入以下辅助变量:

$$\begin{aligned} r_k &= \frac{K_1}{K_2}, & r_m &= \frac{m_2}{m_1}, \\ \omega_2 &= \sqrt{\frac{K_2}{m_2}}, & \omega_1 &= \sqrt{\frac{K_1}{m_1}}, \\ \xi_2 &= \frac{C_2}{2\sqrt{m_2 K_2}}, & \xi_1 &= \frac{C_1}{2\sqrt{m_1 K_1}}, \\ \eta &= \frac{\omega_1}{\omega_2} = \sqrt{r_k r_m} \end{aligned}$$

其中: r_k 为刚度比; r_m 为质量比; ω_1 为椅身无阻尼固有圆频率; ω_2 为人体无阻尼固有圆频率; ξ_1 为轮胎减振系统的阻尼比; ξ_2 为坐垫减振系统的阻尼比; η 为固有圆频率比.

根据引入的变量,对式(1)进行恒等变换,可得

$$\left. \begin{aligned} m_2 \ddot{z}_2 + 2m_2 \xi_2 \omega_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + m_2 \omega_2^2 (z_2 - z_1) &= 0 \\ m_1 \ddot{z}_1 + 2m_2 \xi_2 \omega_2 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + m_2 \omega_2^2 (z_1 - z_2) + 2m_1 \xi_1 \omega_1 \eta (\dot{z}_1 - \dot{q}) + m_1 \omega_2^2 \eta^2 (z_1 - q) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

对式(4)化简,可得

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_2 + 2\xi_2 \omega_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + \omega_2^2 (z_2 - z_1) &= 0 \\ \ddot{z}_1 + 2r_m \xi_2 \omega_2 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + r_m \omega_2^2 (z_1 - z_2) + 2\xi_1 \omega_1 \eta (\dot{z}_1 - \dot{q}) + \omega_2^2 \eta^2 (z_1 - q) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$\sigma_a = \sqrt{G_q(n_0) n_0^2 u \pi^2 \frac{B_3^2 (B_1 A_3 - A_1 A_2) + A_1 (2B_1 B_3 - B_2^2) - A_3 B_1^2}{B_1 A_3^2 + A_1^2 - A_1 A_2 A_3}} \quad (13)$$

式中: $B_1 = \omega_2^4 r_k r_m$; $B_2 = 2\omega_2^3 (\xi_1 \sqrt{r_k r_m} + \xi_2 r_k r_m)$; $B_3 = 4\xi_2 \xi_1 \omega_2^2 \sqrt{r_k r_m}$; $A_1 = 2\omega_2^3 (\sqrt{r_k r_m} \xi_1 + \xi_2 r_k r_m)$; $A_2 = (1 + r_k r_m + r_m + 4\xi_2 \xi_1 \sqrt{r_k r_m}) \omega_2^2$; $A_3 = 2(\xi_2 + \xi_1 \sqrt{r_k r_m} + \xi_2 r_m) \omega_2$.

对式(13)进行恒等变形得

$$\sigma_a = \rho \sqrt{G_q(n_0) n_0^2 u} \quad (14)$$

式中: ρ 定义为人体振动加速度响应系数,即

$$\rho = \pi \{ [B_3^2 (B_1 A_3 - A_1 A_2) + A_1 (2B_1 B_3 - B_2^2) - A_3 B_1^2] / (B_1 A_3^2 + A_1^2 - A_1 A_2 A_3) \}^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

由式(15)可知: ρ 的单位为 $s^{-1.5}$; ρ 与 $r_k, r_m, \omega_2, \xi_2$ 及 ξ_1 有关,与 u 及 $G_q(n_0)$ 无关.可见 ρ 仅由人体-机器人轮椅系统参数决定; ρ 值越小,表征机器人轮椅在随机路况下的减振性能越好.

对式(5)进行傅立叶变换,可得人体振动加速度

$a(t) = \ddot{z}_2$ 对路面激励速度的频率响应函数,即

$$\begin{aligned} H(j\omega) &= [\omega_2^4 \eta^2 \omega j - 2\omega_2^3 \eta (\xi_1 + \xi_2 \eta) \omega^2 - 4\xi_2 \xi_1 \omega_2^2 \eta \omega^3 j] / [\omega_2^4 \eta^2 + 2\omega_2^3 \eta (\xi_1 + \xi_2 \eta) \omega j - \omega^2 (1 + \eta^2 + r_m + 4\xi_2 \xi_1 \eta) \omega_2^2 - j\omega^3 2(\xi_2 + \xi_1 \eta + \xi_1 r_m) \omega_2 + \omega^4] \end{aligned} \quad (6)$$

式中: j 为虚数单位.

2.2 人体振动加速度方均根响应及响应系数

根据随机振动理论,可将 $\dot{q}(t)$ 的自相关函数表示为

$$R_{\dot{q}}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{+T/2} \dot{q}(t) \dot{q}(t + \tau) dt \quad (7)$$

根据杜哈梅积分,在 $\dot{q}(t)$ 下

$$a(t) = \int_0^{+\infty} \dot{q}(\tau) h(t - \tau) d\tau \quad (8)$$

式中: $h(t)$ 为脉冲响应函数.

人体振动加速度的功率谱密度可表示为

$$G_a(\omega) = E[a(t)a(t + \tau)] = H(j\omega) G_{\dot{q}}(\omega) H(j\omega) = |H(j\omega)|^2 G_{\dot{q}}(\omega) \quad (9)$$

将式(3)代入式(9),可得

$$G_a(\omega) = 4\pi^2 G_q(n_0) n_0^2 u |H(j\omega)|^2 \quad (10)$$

人体振动加速度方均根响应可表示为

$$\sigma_a = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^{+\infty} G_a(\omega) d\omega} \quad (11)$$

将式(10)及代入式(11),整理可得

$$\sigma_a = \sqrt{2\pi G_q(n_0) n_0^2 u \int_0^{+\infty} |H(j\omega)|^2_{\dot{z}_2 - \dot{q}} d\omega} \quad (12)$$

根据留数定理,对式(12)积分,可得

3 人体-机器人轮椅的抑振分析及优化模型

3.1 人体-机器人轮椅阻尼参数的抑制规律分析

轮胎和坐垫作为减振元件,其刚度主要起到支撑和振动缓冲作用,而其阻尼起到振动衰减作用.为了有效抑制并衰减人体-机器人轮椅系统在路面不平顺随机激励下的振动,下文重点分析 ξ_1 和 ξ_2 对人体振动加速度频响函数及 ρ 的影响规律.

在分析时,参照产业化的电动康复轮椅参数及成年人的平均体重,人体-机器人轮椅系统的基准参数取值为: $K_2 = 16 \text{ N/mm}$, $C_2 = 600 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $K_1 = 80 \text{ N/mm}$, $C_1 = 300 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $m_1 = 25$, $m_2 = 70 \text{ kg}$.根据式(6),可得不同 ξ_1 及不同 ξ_2 情况下,人体振动加速度 \ddot{z}_2 对路面激励速度 \dot{q} 的幅频响应 $|H(j\omega)|$ 分

别如图 2 和 3 所示。根据式(15),可得 ρ 随 ξ_1 及 ξ_2 变化的曲线,分别如图 4(a)和(b)所示。

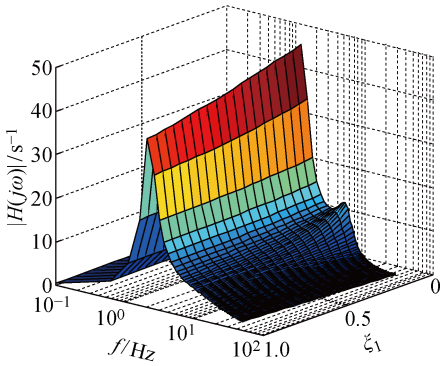


图 2 不同 ξ_1 时的 $|H(j\omega)|$

Fig. 2 Surface of $|H(j\omega)|$ with different values of ξ_1

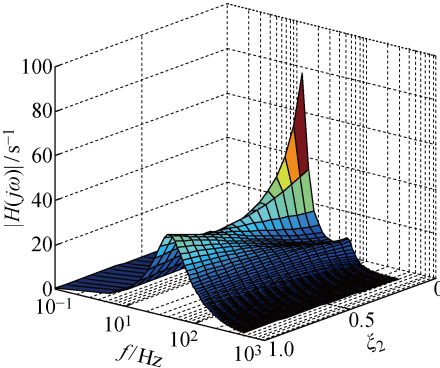


图 3 不同 ξ_2 时的 $|H(j\omega)|$

Fig. 3 Surface of $|H(j\omega)|$ with different values of ξ_2

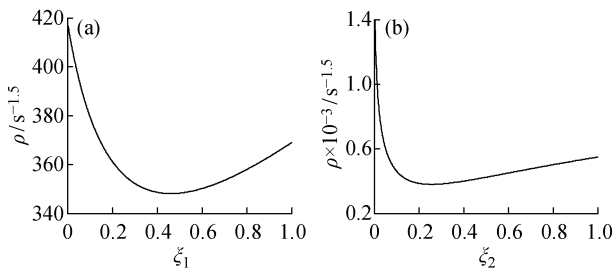


图 4 ρ 随 ξ_1 和 ξ_2 的变化曲线

Fig. 4 Curves of ρ versus ξ_1 and ξ_2

由图 2 可知:人体和椅身共振频率分别为 2.4 和 9.0 Hz;当 ξ_1 较大时,可有效抑制人体和椅身共振峰值,但却引起了 10.0 Hz 后区域幅值的增大。由图 3 可知:增大 ξ_2 可有效降低人体共振峰,且对椅身共振峰影响很小,但却引起了两共振峰之间非共振区幅值的明显增大。由此可见, ξ_1 和 ξ_2 过大或者过小均不利于抑制人体-机器人轮椅系统的振动。图

4(a)表明, ρ 随着 ξ_1 的增大先减小后增大,故 ξ_1 存在最优值使 ρ 最小化。由图 4(b)可知, ξ_2 也存在最优值使 ρ 最小化。因此,可通过优化 ξ_1 和 ξ_2 降低人体-机器人轮椅系统的振动。

3.2 人体-机器人轮椅抑振参数的解析优化模型

以 ρ 最小为优化目标,以 ξ_1 和 ξ_2 为抑振优化变量,建立目标函数 J :

$$\min\{J(\xi_1, \xi_2)\} = \min\{\rho\} \quad (16)$$

坐垫减振系统和轮胎减振系统均为小阻尼隔振系统,故满足如下约束条件:

$$\left. \begin{aligned} 0 < \xi_1 < 1 \\ 0 < \xi_2 < 1 \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

对式(16)求 ξ_2 的偏导数并令其等于 0,得

$$\begin{aligned} E_6 \xi_2^6 + E_5 \xi_2^5 + E_4 \xi_2^4 + E_3 \xi_2^3 + \\ E_2 \xi_2^2 + E_1 \xi_2 + E_0 = 0 \end{aligned} \quad (18)$$

式中:

$$\begin{aligned} E_0 = & -\xi_1^2 (16\xi_1^4 r_m r_k + 4\xi_1^2 r_m^2 - 4\xi_1^2 r_m^2 r_k + 8\xi_1^2 r_m + \\ & 8\xi_1^2 r_m^2 r_k^2 - 8\xi_1^2 r_m r_k + 4\xi_1^2 + r_m^2 r_k + r_m^3 r_k^3 - \\ & 2r_m^2 r_k^2 + r_m r_k) \end{aligned}$$

$$E_1 = -2\xi_1 \sqrt{r_m r_k} (-16\xi_1^4 r_m^2 + 16\xi_1^4 r_m r_k + 16\xi_1^4 + 4\xi_1^2 r_m^2 r_k + 4\xi_1^2 r_m^2 r_k^2 + 4\xi_1^2 r_m r_k + r_m^3 r_k^3)$$

$$\begin{aligned} E_2 = & 256\xi_1^6 r_m^2 r_k + 64\xi_1^6 r_m r_k + 16\xi_1^4 r_m^3 + 48\xi_1^4 r_m^2 + \\ & 64\xi_1^4 r_m^3 r_k^2 - 96\xi_1^4 r_m^2 r_k + 48\xi_1^4 r_m + 16\xi_1^4 r_m^2 r_k^2 - \\ & 96\xi_1^4 r_m r_k + 16\xi_1^4 - 8\xi_1^2 r_m^3 r_k^2 + 4\xi_1^2 r_m^3 r_k^3 - \\ & 24\xi_1^2 r_m^2 r_k^2 - r_m^4 r_k^2 - r_m^3 r_k^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} E_3 = & \xi_1 r_m r_k (64\xi_1^6 r_m r_k + 16\xi_1^4 r_m^2 + 32\xi_1^4 r_m^2 r_k + \\ & 32\xi_1^4 r_m + 32\xi_1^4 r_m^2 r_k^2 - 32\xi_1^4 r_m r_k + 16\xi_1^4 + \\ & 4\xi_1^2 r_m^3 r_k + 4\xi_1^2 r_m^2 r_k + 4\xi_1^2 r_m^3 r_k^3 - 4\xi_1^2 r_m^2 r_k^2 + \\ & r_m^3 r_k^3 - 2r_m^2 r_k^2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} E_4 = & 4r_m r_k [4\xi_1^2 (16\xi_1^4 r_m + 64\xi_1^4 r_m r_k + 16\xi_1^4 + 8\xi_1^2 r_m^2 + \\ & 8\xi_1^2 r_m^2 r_k + 16\xi_1^2 r_m + 16\xi_1^2 r_m^2 r_k^2 - 20\xi_1^2 r_m r_k + 8\xi_1^2 + \\ & r_m^3 r_k^2 + r_m^2 r_k^2) + r_m^3 r_k^3] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} E_5 = & 128 \sqrt{r_m r_k} r_m r_k \xi_1^3 (4\xi_1^2 r_m r_k + 4\xi_1^2 r_m + r_m^2 r_k + 4\xi_1^2) \\ E_6 = & 256\xi_1^2 r_m^2 r_k^2 (1 + r_m) \end{aligned}$$

对式(16)求 ξ_1 的偏导数并令其等于 0,得

$$\begin{aligned} P_6 \xi_1^6 + P_5 \xi_1^5 + P_4 \xi_1^4 + P_3 \xi_1^3 + \\ P_2 \xi_1^2 + P_1 \xi_1 + P_0 = 0 \end{aligned} \quad (19)$$

式中:

$$\begin{aligned} P_0 = & -\xi_2^2 \sqrt{r_m r_k} (16\xi_2^4 r_m^3 r_k^2 + 16\xi_2^4 r_m^2 r_k^2 + 8\xi_2^2 r_m^4 r_k - \\ & 4\xi_2^2 r_m^3 r_k^2 + 16\xi_2^2 r_m^2 r_k + 4\xi_2^2 r_m^3 r_k^3 - 8\xi_2^2 r_m^2 r_k^2 + \\ & 8\xi_2^2 r_m r_k + r_m^3 + 3r_m^2 - 2r_m^2 r_k + 3r_m + r_m^2 r_k^2 - \\ & 2r_m r_k + 1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_1 = & -2\xi_2 r_m r_k (-16\xi_2^4 r_m^3 r_k^2 + 16\xi_2^4 r_m^2 r_k + 16\xi_2^4 r_m^2 r_k^2 + \\ & 16\xi_2^4 r_m r_k + 4\xi_2^2 r_m^2 + 4\xi_2^2 r_m^2 r_k + 8\xi_2^2 r_m + 4\xi_2^2 r_m r_k + \end{aligned}$$

$$4\xi_2^2 + r_m^2 + r_m)$$
$$P_2 = \sqrt{r_m r_k} [16\xi_2^4 r_m^3 r_k^3 + 32r_m^2 r_k^2 \xi_2^4 (8\xi_2^2 r_m - 3 + 2\xi_2^2) - r_m r_k (-64r_m^2 \xi_2^4 - 80r_m \xi_2^4 - 16\xi_2^4 + 8\xi_2^2 r_m + 24\xi_2^2 + r_m) + 8\xi_2^2 r_m + 4\xi_2^2 + 4\xi_2^2 r_m^2]$$
$$P_3 = 8\xi_2 [2r_m + 4\xi_2^2 (r_m^3 + 3r_m^2 + r_m^3 r_k^2 - r_m^2 r_k + 3r_m - r_m r_k + 1) + 64\xi_2^6 r_m^2 r_k^2 (1 + r_m) + 16\xi_2^4 r_m r_k (2r_m^2 + 2r_m^2 r_k + 4r_m + r_m^2 r_k^2 - 2r_m r_k + 2) + r_m^2 - 2r_m r_k + 1]$$
$$P_4 = 4r_m r_k [4\xi_2^2 (64\xi_2^4 r_m^2 r_k + 16\xi_2^4 r_m^2 r_k^2 + 64\xi_2^4 r_m r_k + 16\xi_2^2 r_m^2 + 8\xi_2^2 r_m^2 r_k + 32\xi_2^2 r_m + 8\xi_2^2 r_m^2 r_k^2 - 20\xi_2^2 r_m r_k + 16\xi_2^2 + r_k^2 + 2r_m + 4) + r_m]$$
$$P_5 = 128r_m r_k \xi_2^3 (4\xi_2^2 r_m r_k + 4\xi_2^2 r_m + r_m + 4\xi_2^2)$$
$$P_6 = 256\xi_2^4 r_m r_k \sqrt{r_m r_k}$$

联系式(18)和(19),可得

$$\left. \begin{aligned} E_6 \xi_2^6 + E_5 \xi_2^5 + E_4 \xi_2^4 + E_3 \xi_2^3 + E_2 \xi_2^2 + E_1 \xi_2 + E_0 &= 0 \\ P_6 \xi_1^6 + P_5 \xi_1^5 + P_4 \xi_1^4 + P_3 \xi_1^3 + P_2 \xi_1^2 + P_1 \xi_1 + P_0 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

式(20)所有解中满足式(17)的实数解即为使得目标函数 J 最小化的最优解,简记为 (ξ_{1op}, ξ_{2op}) . 最优解 (ξ_{1op}, ξ_{2op}) 仅与 r_k 和 r_m 有关,与 u 及 $G_q(n_0)$ 无关.

在求得 (ξ_{1op}, ξ_{2op}) 后,根据 ξ_1 和 ξ_2 的定义式,可得轮胎及坐垫的最优阻尼 (C_{1op}, C_{2op}) 为

$$\left. \begin{aligned} C_{1op} &= 2\xi_{1op} \sqrt{K_1 m_1} \\ C_{2op} &= 2\xi_{2op} \sqrt{K_2 m_2} \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

4 优化实例及数值模拟

某型号四轮康复机器人轮椅系统的参数为: $K_1=80\text{ N/mm}$, $K_2=16\text{ N/mm}$, $m_1=25\text{ kg}$, $m_2=70\text{ kg}$; 机器人轮椅行驶工况为: $u=1.0\text{ m/s}$, 水泥人行道 $G_q(n_0)=2.56\times10^{-4}\text{ m}^{-3}$.

4.1 解析优化设计

根据上述解析优化模型,可得 ξ_{1op} 和 ξ_{2op} 分别为 0.55 和 0.22, C_{1op} 和 C_{2op} 分别为 $1\,556\text{ N}\cdot\text{s/m}$ 和 $466\text{ N}\cdot\text{s/m}$, 每个轮胎的阻尼为 $389\text{ N}\cdot\text{s/m}$. 机器人轮椅以 $u=1.0\text{ m/s}$ 行驶在 $G_q(n_0)=2.56\times10^{-4}\text{ m}^{-3}$ 的水泥人行道上时,根据式(13)可得不同 ξ_1 和 ξ_2 情况下的 σ_a , 如图 5 所示. 当 $\xi_1=0.554$ 且 $\xi_2=0.219\,5$ 时, σ_a 最小且最小值为 0.56 m/s^2 . 此外,根据解析优化结果,可知轮胎及坐垫的最优阻尼比分别在 0.5 和 0.2 左右,避免了传统上在 0~1 之间选取阻尼比的盲目性.

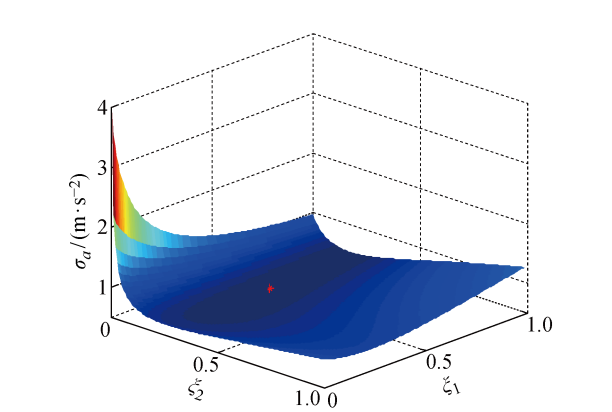


图 5 不同 ξ_1 和 ξ_2 时的 σ_a

Fig. 5 Surface of σ_a with different values of ξ_1 and ξ_2

4.2 数值模拟

以式(2)生成的时域信号作为输入,利用 MATLAB 软件自带的 ode45 算法对式(1)进行求解,进而对机器人轮椅行进在随机水泥路面时的人体振动加速度进行数值模拟. 输入信号如图 6 所示.

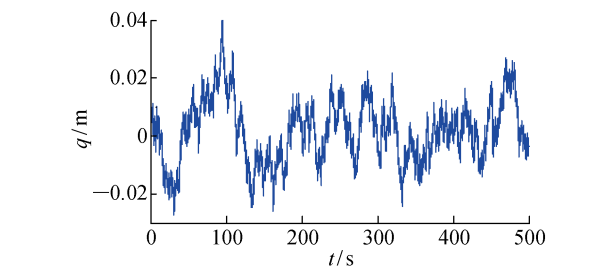


图 6 水泥路面不平顺随机激励信号

Fig. 6 Random excitation signal of cement pavement

以 σ_a 最小为目标, C_1 和 C_2 为变量, 利用遗传算法进行优化. 当 σ_a 达到最小值时, 可得 $C_1=1\,551\text{ N}\cdot\text{s/m}$, $C_2=469\text{ N}\cdot\text{s/m}$. 解析优化模型得出结果与其相对偏差分别为 0.3% 和 0.6%, 表明解析优化模型与数值模拟是一致的. 解析优化模型与机器人轮椅 u 及 $G_q(n_0)$ 无关, 故无需建立数值模型进行多次模拟优化. 与以 C_1 和 C_2 为优化变量相比较, 解析优化模型以无量纲阻尼比 ξ_1 和 ξ_2 为优化变量, 更具有理论指导价值. 因此, 该模型便于指导轮胎和坐垫的快速选型及设计.

5 结语

本文建立了人体-机器人轮椅垂向振动模型, 提出了机器人轮椅在随机路面激励时的人体振动加速度响应系数 ρ ; 以 ξ_1 和 ξ_2 为优化变量, 创建了人体-机器人轮椅抑振参数的解析优化模型. 通过理论分析、实例优化及模拟验证, 可知:

(1) ρ 仅由人体-机器人轮椅系统参数决定; ρ 值越小,则机器人轮椅在随机路况下减振性能越好.

(2) 增大 ξ_1 , 可同时抑制人体和椅身共振峰值, 但会引起椅身共振区后区域幅值增大;增大 ξ_2 可有效降低人体共振峰,对椅身共振峰影响很小,但会引起人体和椅身共振峰之间区域幅值的明显增大.

(3) 解析优化模型得出优化结果与数值模拟结果的相对偏差分别为 0.3% 和 0.6%, 证明了解析优化模型的正确性.

(4) 解析优化模型与机器人轮椅行进速度及随机路面谱密度无关,仅和人体与椅身的质量比及轮胎与坐垫的刚度比有关,且以无量纲的阻尼比 ξ_1 和 ξ_2 为优化变量,便于指导康复机器人轮椅设计人员快速进行轮胎和坐垫选型及设计.

参考文献:

- [1] KIM K T, SUK H I, LEE S W. Commanding a brain-controlled wheelchair using steady-state somatosensory evoked potentials[J]. **IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering**, 2018, 26(3): 654-665.
- [2] 龚道雄, 何睿, 左国玉, 等. 轮椅机器人异构主从臂关节空间中的运动映射研究[J]. **电子学报**, 2018, 46(2): 464-472.
GONG Daoxiong, HE Rui, ZUO Guoyu, *et al.* Motion mapping in the joint space for the control of the heterogeneous wheelchair-mounted robotic arm[J]. **Acta Electronica Sinica**, 2018, 46(2): 464-472.
- [3] NGUYEN V T, JAYAWARDENA C, ARDEKANI I. A navigation model for side-by-side robotic wheelchairs for optimizing social comfort in crossing situations[J]. **Robotics and Autonomous Systems**, 2018, 100: 27-40.
- [4] TRAVLOS V, PATMAN S, WILSON A, *et al.* Quality of life and psychosocial well-being in youth with neuromuscular disorders who are wheelchair users: A systematic review[J]. **Archives of Physical Medicine and Rehabilitation**, 2017, 98(5): 1004-1017.
- [5] HILLMAN S J, HOLLINGTON J, CROSSAN N, *et al.* Correlation of ISO 16840-2: 2007 impact damping and hysteresis measures for a sample of wheelchair seating cushions [J]. **Assistive Technology**, 2018, 30(2): 77-83.
- [6] BROWN K, FLASHNER H, MCNITT-GRAY J, *et al.* Modeling wheelchair-users undergoing vibrations [J]. **Journal of Biomechanical Engineering**, 2017, 139(9): 094501.
- [7] DZIECHCIOWSKI Z, KROMKA-SZYDEK M. Vibration transmitted to the human body during the patient's ride in a wheelchair[J]. **Archives of Acoustics**, 2017, 42(1): 137-148.
- [8] HIKMAWAN M F, NUGRAHA A S. Analysis of electric wheelchair passenger comfort with a half car model approach [C] // **2016 International Conference on Sustainable Energy Engineering and Application (ICSEEA)**. New York, USA: IEEE, 2016: 76-80.
- [9] WU B F, CHEN P Y, LIN C H. A new criterion of human comfort assessment for wheelchair robots by Q-learning based accompanist tracking fuzzy controller[J]. **International Journal of Fuzzy Systems**, 2016, 18(6): 1039-1053.
- [10] 王殊轶, 孙昌英, 王秉操. 电动轮椅坐垫舒适性的研究初探[J]. **生物医学工程学杂志**, 2016, 33(2): 320-324.
WANG Shuyi, SUN Changying, WANG Bingcao. Preliminary study on comfortableness of motorized wheelchair cushion[J]. **Journal of Biomedical Engineering**, 2016, 33(2): 320-324.
- [11] 陈杰平, 陈无畏, 祝辉, 等. 基于 Matlab/Simulink 的随机路面建模与不平度仿真[J]. **农业机械学报**, 2010, 41(3): 11-15.
CHEN Jieping, CHEN Wuwei, ZHU Hui, *et al.* Modeling and simulation on stochastic road surface irregularity based on Matlab/Simulink[J]. **Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery**, 2010, 41(3): 11-15.
- [12] ZHAO L L, ZHOU C C, YU Y W, *et al.* An analytical formula of driver RMS acceleration response for quarter-car considering cushion effects[J]. **Vehicle System Dynamics**, 2017, 55(9): 1283-1296.
- [13] YANG F X, ZHAO L L, YU Y W, *et al.* Analytical description of ride comfort and optimal damping of cushion-suspension for wheel-drive electric vehicles [J]. **International Journal of Automotive Technology**, 2017, 18(6): 1121-1129.

(本文编辑:蒋霞)