

自动制孔系统振动控制器的设计与建模^①

吴明亮^② 彭 军 张来喜^③

(兰州理工大学机电工程学院 兰州 730050)

摘 要 由于固有刚度不足,机器人自动制孔系统在外界激励的作用下,会导致振动甚至颤振,严重影响制孔精度以及刀具使用寿命,因此对机器人自动制孔过程中的振动进行隔离至关重要。本文主要采用隔振加动力吸振的方法抑制从钻头传递到机器人末端执行器的轴向振动。在电主轴与末端执行器之间进行隔振器结构设计并为其建立模型;采用 ADAMS 对所设计结构进行运动学仿真,仿真结果显示所建模型准确。揭示出隔振器参数变化对机器人末端执行器绝对位移传递率的影响规律;仿真分析表明所设计振动控制器具有良好的隔振效果。

关键词 振动控制;动力吸振;绝对位移传递率;自动制孔;振动控制机构

0 引 言

振动隔离的基本理论是基于单自由度系统的传递响应分析,该系统由线性弹簧和粘性阻尼元件的并联组合和它们所支撑的质量块组成。该理论足以说明振动隔离和共振特性的基本原理,但就许多实际问题而言,这种系统只是一个简单的简化。

传统的动力吸振器通过吸收能量从而减小主系统的振动,在减振系统中起到重要作用^[1-3]。刚性连接的粘性阻尼元件具有较大的阻尼系数值,会降低共振时的传递率,但对共振以上的隔离效果不佳^[4]。罗红波等人^[5]设计了一种镗杆系统的减振机构,为其建立了模型并进行了减振效果分析,它可以减小镗杆自身的振动,但并没有采用隔振的被动振动控制。Holtz 和 Niekerk^[6]利用空气弹簧设计了一种对座椅进行减振的隔振器,但研究发现此隔振器对低频和超低频激励的隔振效果不佳。

当寻找系统中所涉及变量的最佳值时,应用最为广泛的优化方法为数值方法,例如梯度法、遗传算法、模拟退火算法、变量度量法和准线性化法

等^[7-9]。然而这些优化方法在多自由度振动系统中并不适用。当研究机器人减振系统的动态特性时,将会遇到多变量优化的问题。侯祥林等人^[10]详细介绍了一种多自由度振动系统的优化方法,用于获得振动控制器所涉及参数的最佳值。

国内外研究人员针对机器人方向的研究大多集中为机器人结构设计及自动控制策略^[11-13],而对于机器人在制孔过程中的振动问题,并没有太多研究。本文为了解决机器人在制孔过程中所产生的轴向振动问题,在电主轴与机器人末端执行器之间设计了振动控制器;并对所设计的振动控制器进行建模研究;采用文献[10]中的算法进行振动控制器参数的确定;最后对所设计的振动控制器进行隔振效果分析。

1 振动控制器结构设计

机器人在自动制孔过程中将会受到各种形式的复杂激励作用,主要包括飞机蒙皮材料的薄壁振动、钻削过程中的振动、振动钻削附加振动。这 3 种形

① 国家自然科学基金(51765031)资助项目。

② 男,1965 年生,硕士,教授;研究方向:机器人技术,数控技术; E-mail: wml0757@163.com

③ 通信作者, E-mail: laixi_zh@163.com

(收稿日期:2019-04-11)

式的激励相互耦合最终传递到机器人本体,严重影响机器人制孔精度与加工质量。被动隔振因其机构简单,无需外界供能、可靠性高等优点成为目前应用最为广泛、最为成熟的隔振方法^[14]。被动隔振主要利用其隔振元件自身的储能或耗能功能将机械能转化为其他形式的能量存储起来或释放出去,从而达到隔离振动的目的^[15]。动力吸振结构、摩擦结构、冲击结构等结构会减小振动体自身的振动^[16]。基于此,本文所设计的振动控制器结构示意图如图1所示,其总体结构由钻头、电主轴、阻尼油、外壳、隔振弹性材料、支撑杆、吸振弹性材料、质量块、连接件组成。外壳内部装有动力吸振结构,动力吸振结构由2块吸振弹性材料和质量块粘结而成。其次2块隔振弹性材料粘结于外壳与连接件之间,起被动隔振的效果。在外壳内部装有阻尼油,用于阻碍质量块的运动,起阻尼耗能的作用。

其工作原理为当钻头受到外部激励的作用产生振动时,弹性材料4、11产生变形,起到缓冲作用,减小传递到连接件上的作用力;同时,弹性材料7、9以及质量块6组成动力吸振结构将减小电主轴本身的振动从而减小传递到连接件上的振动;在整个过程中,支撑杆与各部分之间的摩擦以及阻尼油的晃动将耗散由振动产生的能量,起阻尼耗能的作用。

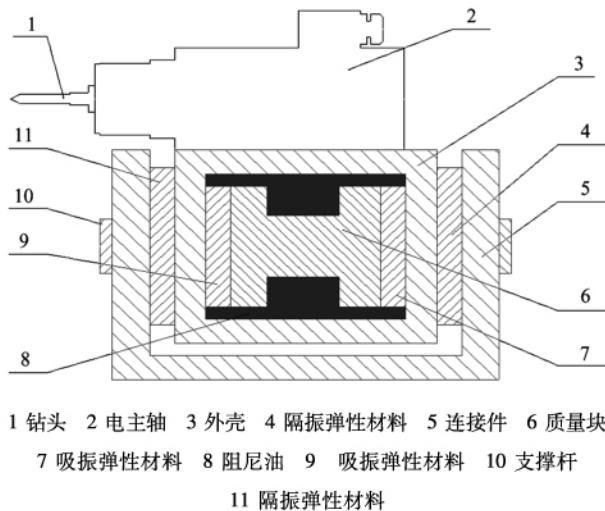


图1 机器人制孔系统振动控制器结构示意图

2 振动控制器模型建立

根据上述所设计的结构,将机器人自动制孔系

统振动控制器简化为具有3自由度的弹簧质量阻尼振动系统,如图2所示。

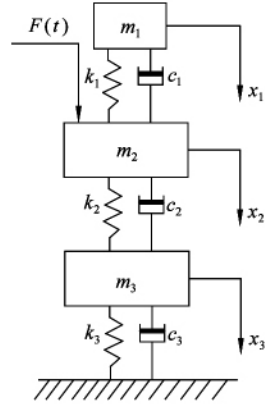


图2 机器人自动制孔系统振动控制器动力学简化模型

假设在 m_2 处作用激励力 $F(t)$, 根据牛顿运动定律分析运动情况, 可得系统运动方程为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2 \dot{x}_2 - c_2 \dot{x}_3 + k_1(x_2 - x_1) + k_2 x_2 - k_2 x_3 = F(t) \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_3 \dot{x}_3 + k_2(x_3 - x_2) + k_3 x_3 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

设其位移解为

$$x = [A_1 \quad A_2 \quad A_3]^T e^{i\omega t} \quad (2)$$

将式(2)带入式(1)得:

$$\begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 - m_1 \omega^2 + c_1 \omega i & -k_1 - c_1 \omega i & 0 \\ -k_1 - c_1 \omega i & k_1 + k_2 - m_2 \omega^2 + (c_1 + c_2) \omega i & -k_2 - c_2 \omega i \\ 0 & -k_2 - c_2 \omega i & k_2 + k_3 - m_3 \omega^2 + (c_2 + c_3) \omega i \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ F \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

将式(3)化为无量纲形式可得制孔系统末端执行器绝对位移传递率为

$$T(\mu, \alpha, k, t, \lambda, \xi_1, \xi_2, \xi_3) = \frac{A_3}{\delta_{st}} = \sqrt{\frac{A^2 + B^2}{C^2 + D^2}} \quad (4)$$

式中:

$$\begin{aligned} A &= \lambda^4 \alpha^2 t^2 - \lambda^2 t^2 - k \lambda^2 \alpha^2 t^2 - \lambda^2 \alpha^2 - 4 \xi_1 \xi_2 k \lambda^2 \alpha t^2 \\ &\quad - 4 \xi_1 \xi_3 \lambda^2 \alpha t + k t^2 + 1 \\ B &= 2 \xi_1 (\lambda \alpha k t^2 + \lambda \alpha - \lambda^3 \alpha^2 t^2) + 2 \xi_2 (\lambda k t^2 - \lambda^3 \alpha^2 t^2 k) \\ &\quad + 2 \xi_3 (\lambda t - \lambda^3 \alpha^2 t) \\ C &= -\lambda^6 \alpha^2 t^2 + (\mu + 1) \lambda^4 t^2 + (k + 1) \lambda^4 \alpha^2 t^2 + \lambda^4 \alpha^2 \\ &\quad - (k + \mu k + 1) \lambda^2 t^2 - (\mu + 1) \lambda^2 - \lambda^2 \alpha^2 + 1 \\ &\quad + 4 \xi_1 \xi_2 \lambda^4 \alpha^2 \mu k + 4 \xi_1 \xi_3 \lambda^2 \alpha^3 \mu + 4 \xi_2 \xi_3 \lambda^4 \alpha^2 t \\ &\quad + 4 \xi_1 \xi_2 \lambda^4 \alpha^2 \mu + 4 \xi_1 \xi_3 \lambda^4 \alpha t + 4 \xi_1 \xi_2 \lambda^4 \alpha t^2 \\ &\quad - 4 \xi_2 \xi_3 \lambda^2 t - 4 \xi_1 \xi_3 \lambda^2 \alpha t - 4 \xi_1 \xi_2 \lambda^2 \alpha \\ D &= 2 \xi_1 \lambda \alpha [(\mu + 1) \lambda^4 t^2 - (1 + k + \mu k) \lambda^2 t^2 \\ &\quad - (\mu + 1) \lambda^2 + 1] + 2 \xi_2 (\lambda^5 k \alpha^2 t^2 + \lambda^5 \alpha^2 t^2 \\ &\quad - \lambda^3 k t^2 - \lambda^3 t^2 - \lambda^3 k \mu t^2 - \lambda^3 \alpha^2 + \lambda) + 2 \xi_3 (\lambda^5 \alpha^2 t \\ &\quad - \lambda^3 t - \lambda^3 \mu t - \lambda^3 \alpha^2 t + \lambda t) - 8 \xi_1 \xi_2 \xi_3 \lambda^3 t \alpha \end{aligned}$$

式中 $\omega_1 = \sqrt{k_1/m_1}$, $\omega_2 = \sqrt{k_2/m_2}$, $\omega_3 = \sqrt{k_3/m_3}$, $\lambda = \omega/\omega_2$, $\mu = m_1/m_2$, $\alpha = \omega_2/\omega_1$, $t = \omega_2/\omega_3$, $k = m_2/m_3$, $\delta_{st} = F/k_2$, $\xi_1 = c_1/2m_1\omega_1$, $\xi_2 = c_2/2m_2\omega_2$, $\xi_3 = c_3/2m_3\omega_3$.

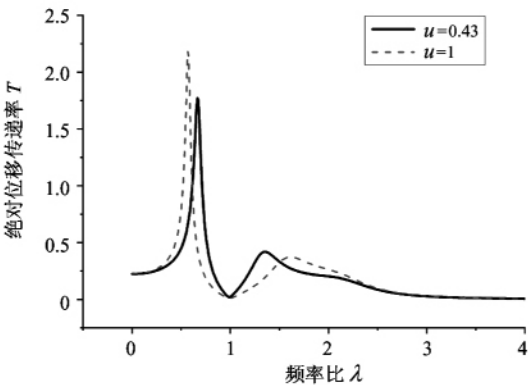
其中 m_1, m_2, m_3 分别表示吸振结构中质量块

的质量(kg), 钻头、电主轴及外壳等效质量(kg), 连接件等效质量(kg); k_1, k_2, k_3 分别表示吸振结构中弹性材料等效刚度(N/m), 隔振弹性材料等效刚度(N/m), 连接件等效刚度(N/m); c_1, c_2, c_3 分别表示阻尼油等效阻尼系数(N·s/m), 隔振弹性材料阻尼系数(N·s/m), 连接件等效阻尼系数(N·s/m); ω 为外界激励圆频率, λ 为频率比, T 为机器人末端执行器绝对位移传递率。

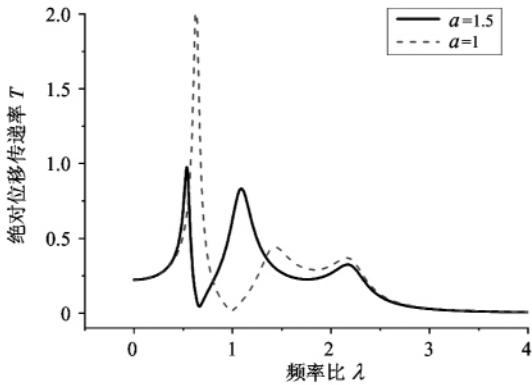
3 参数确定与模型验证

3.1 振动控制器参数分析

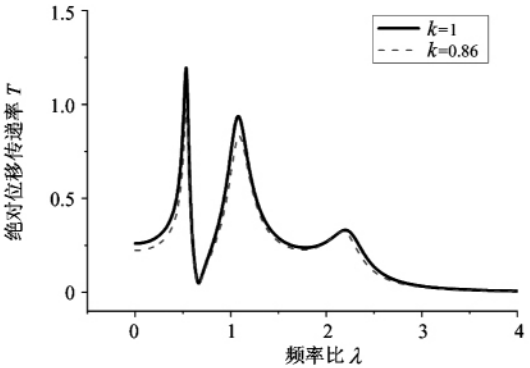
图 3 所示为振动控制器参数变化对机器人末端执行器绝对位移传递率 T 的影响。为方便振动控制器参数分析, 取 $\alpha = 1, t = 0.51, k = 0.86, \xi_1 = 0.09, \xi_2 = 0.07, \xi_3 = 0.14$, 图 3(a) 为吸振器质量块 m_1 与质量 m_2 不同质量比的变化对末端执行器绝对位移传递率的影响。由图可以看出, 随着吸振器质量的增加, 末端执行器一阶共振频率减小, 而一阶共振



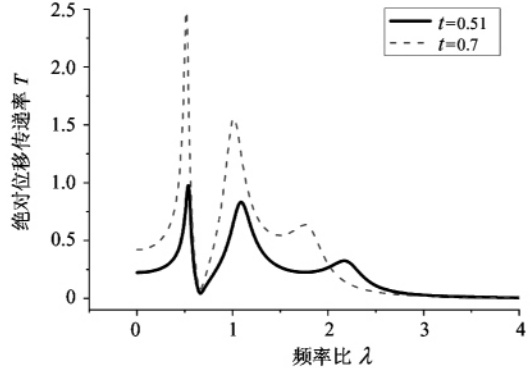
(a) 模型理论分析绝对位移传递率随 u 变化曲线图



(b) 模型理论分析绝对位移传递率随 a 变化曲线图



(c) 模型理论分析绝对位移传递率随 k 变化曲线图



(d) 模型理论分析绝对位移传递率随 t 变化曲线图

图 3 振动控制器不同参数对机器人末端执行器绝对位移传递率的影响

率所对应的峰值振幅倍率增大,二阶共振频率增大,而二阶共振频率所对应的峰值振幅倍率减小,三阶共振频率减小,而三阶共振频率所对应的峰值振幅倍率增大。取 $\mu = 0.6$,其他参数不变,图3(b)为吸振器频率 ω_1 与隔振器频率 ω_2 不同频率比变化对末端执行器绝对位移传递率的影响。由图可知,随着吸振器频率的增加,末端执行器绝对位移传递率一阶共振频率减小,一阶共振频率所对应的峰值振幅倍率也减小,二阶共振频率减小,而二阶共振频率所对应的峰值振幅倍率增加,三阶共振频率基本不变,而三阶共振频率所对应的峰值振幅倍率减小。

取 $\alpha = 1, \mu = 0.6, t = 0.51, \xi_1 = 0.09, \xi_2 = 0.07, \xi_3 = 0.14$,图3(c)为质量 m_2 与质量 m_3 不同质量比变化对末端执行器绝对位移传递率的影响。由图可知,随着质量 m_2 的增加,机器人末端执行器一阶、二阶、三阶共振频率所对应的峰值振幅倍率都增大。取 $k = 0.86$,其他参数不变,图3(d)为隔振器频率 ω_2 与频率 ω_3 不同频率比变化对末端执行器绝对位移传递率的影响。由图可知,随着频率 ω_2 的增大,末端执行器绝对位移传递率一阶、二阶、三阶共振频率所对应的峰值振幅倍率都增加。

分析可知,动力吸振器质量越大,其有效减振频带越宽,减振效果越好,但随着动力吸振器质量的增大,系统一阶共振频率所对应的峰值振幅倍率也增大,而且由所设计的振动控制器结构可知,动力吸振器质量受到外壳空间的限制。动力吸振器频率越小,减振效果越好,但频率过小会导致吸振弹性材料对于质量块的轴向支撑力过小,使得质量块与支撑杆之间的摩擦力变大,不利于振动控制。

质量 m_2 以及频率 ω_2 越小,隔振效果越好,但质量 m_2 受振动控制器结构的限制,而 ω_2 越小,在 m_2 选定的情况下,隔振弹性材料的刚度越小,会造成电主轴轴向位移增大。而阻尼比的大小将会影响绝对位移传递率共振幅值的大小。阻尼比越大,共振幅值将越小,但会降低振动控制器高频阶段的隔振效果,因此确定最佳阻尼比对振动控制器隔振性能至关重要。

3.2 振动控制器参数确定与模型验证

由图3可以看出,质量比变化对机器人末端执

行器绝对位移传递率的影响并不明显,而频率比的变化对绝对位移传递率有明显的影响。因此根据所设计的振动控制器结构,确定质量比 $\mu = 0.47, k = 0.76$,而其他参数的选择要在满足实际结构的条件下使得隔振效果最佳。在质量比确定的情况下,绝对位移传递率 T 为频率比、固有频率比、阻尼比的函数,而要确定最佳参数使得振动控制器绝对位移传递率最小,这个问题可以转化为获得一种有效的算法,来确定最优的固有频率比与阻尼比,使得绝对位移传递率 T 在较宽的频率带上,其多个峰值为最小。采用文献[10]中的优化算法,可以得出振动控制器各参数为: $t = 0.50, \alpha = 1.51, \xi_1 = 0.21, \xi_2 = 0.14, \xi_3 = 0.05$ 。在所确定的振动控制器参数下,末端执行器绝对位移传递率曲线如图4所示。

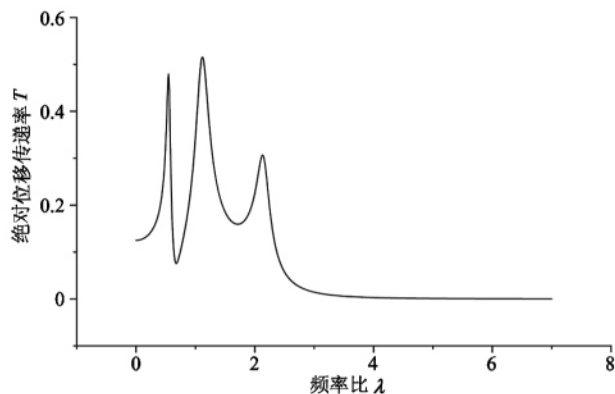


图4 最优参数下末端执行器绝对位移传递率曲线

由图4可以看出,在最优参数下的绝对位移传递率 $T < 1$,因此所设计的振动控制器从原理上具有隔振效果,并且在高频段的隔振效果优于低频段的效果。

为验证所建模型的准确性,以绝对位移传递率为标准,采用ADAMS对所设计的结构进行仿真分析,得出机器人末端执行器绝对位移传递率与频率比的关系曲线,与理论分析结果进行对比。图5为在最优参数下的对比结果,结果显示,理论分析结果与仿真结果在共振幅值以及共振频率带上有些偏差,但总体趋势相符,吻合度较高,说明模型建立准确。

4 隔振效果仿真分析

根据前面所分析的振动控制器不同参数对机器

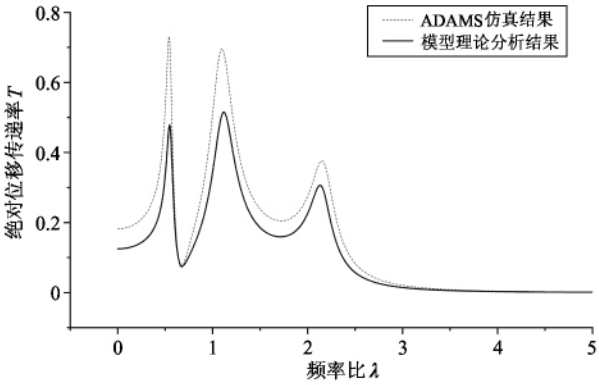


图 5 模型理论分析与 ADAMS 仿真结果对比图

人末端执行器绝对位移传递率的影响,并考虑隔振系统的易实现性,取 $m_1 = 8 \text{ kg}$, $m_2 = 17 \text{ kg}$, $m_3 = 22 \text{ kg}$, $k_1 = 9.6 \times 10^5 \text{ N/m}$, $k_2 = 3.7 \times 10^6 \text{ N/m}$, $k_3 = 1.7 \times 10^7 \text{ N/m}$ 。在满足系统稳定性的条件下,将模型用 Simunink 进行仿真分析,输入不同的振动信号,以检验所设计的隔振系统的隔振效果。在振动控制器轴向施加不同频率的正弦信号,当电主轴受到分别为 $x = 10\sin 2t$ 和 $x = 10\sin 0.5t$ 的正弦激励信号时,其输出响应如图 6 和图 7 所示。

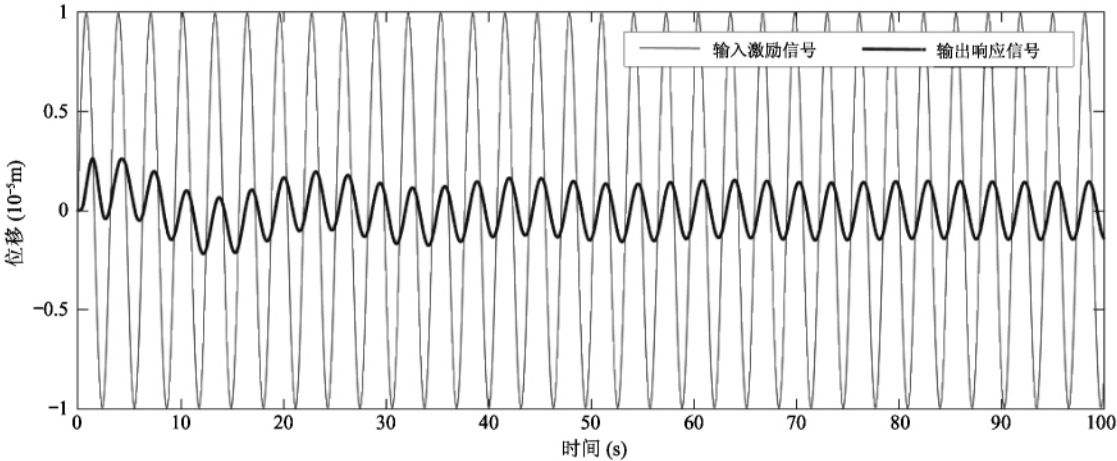


图 6 频率 $\omega = 2$ 的正弦激励信号下振动控制器输出响应

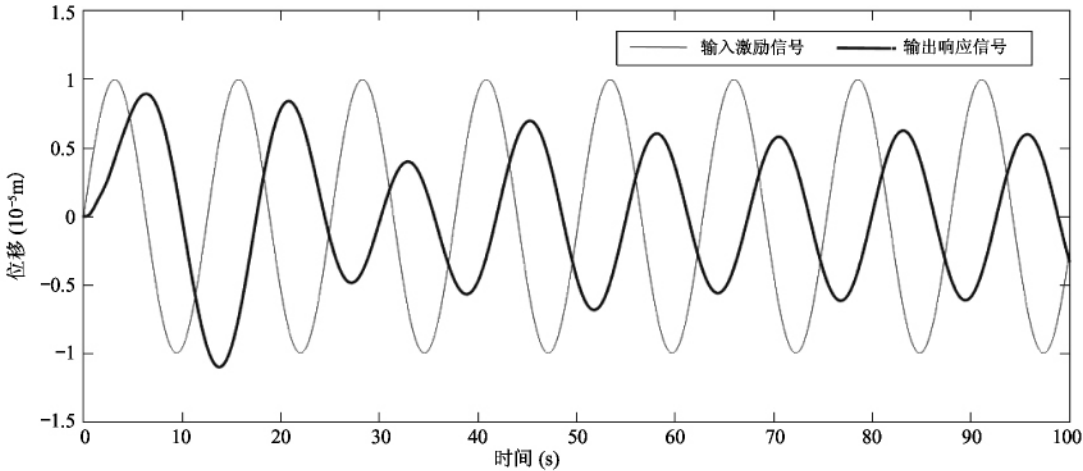


图 7 频率 $\omega = 0.5$ 的正弦激励信号下振动控制器输出响应

由图 6 和图 7 可以看出,当激励圆频率 $\omega = 2$ 时,轴向位移由 $10 \text{ }\mu\text{m}$ 降低到 $2 \text{ }\mu\text{m}$,降幅达到 80% ;而当激励圆频率 $\omega = 0.5$ 时,轴向位移由 $10 \text{ }\mu\text{m}$ 降低到 $7 \text{ }\mu\text{m}$,降幅只有 30%。图 8 所示为系统受到最大位移为 $33 \text{ }\mu\text{m}$ 随机激励信号时,系统响应曲线,可

以看出,轴向位移由 $33 \text{ }\mu\text{m}$ 降低到 $3 \text{ }\mu\text{m}$,降幅达到 91% 。

由分析可知,所设计的振动控制器对高频激励信号隔振效果优于低频激励信号,其原因在于由振动控制器绝对位移传递率函数曲线 4 可以看出,系

统的振动峰值出现在低频阶段,当外界激励频率处于曲线波峰段时,隔振效果差。从图 8 可知振动控

制器对随机激励信号隔振效果明显。

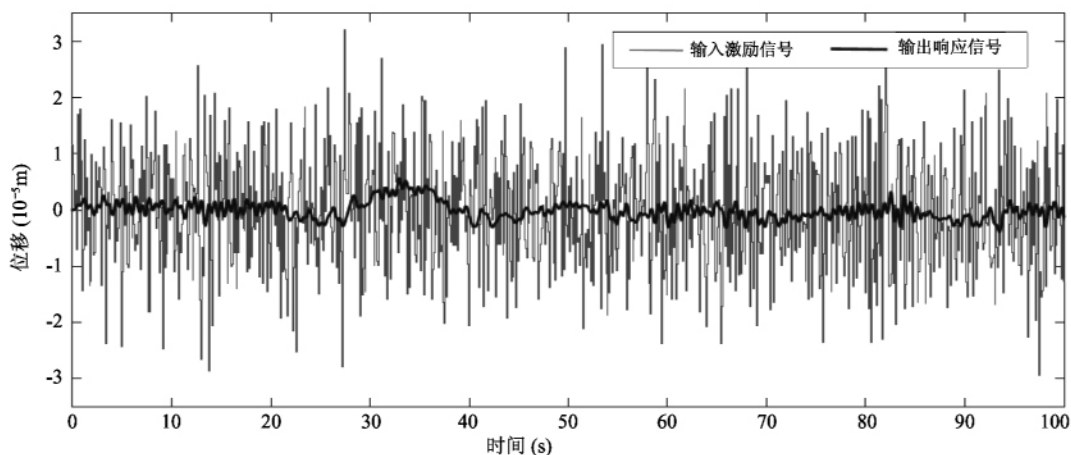


图 8 随机激励信号下振动控制器输出响应

5 结 论

为了解决机器人在制孔过程中的轴向振动问题,本文设计了一种机器人制孔系统振动控制器,并对所设计结构建立模型进行理论分析与仿真分析,采用了多自由度优化算法进行振动控制器参数优化。ADAMS 仿真结果显示振动控制器模型建立准确。通过对所设计振动控制器进行理论分析可知,此振动控制器在原理上具有隔振效果;而仿真分析验证了其具有隔振效果,并且对于高频阶段的隔振效果更好,说明振动控制器结构设计与参数选择均合理。

机器人在自动制孔过程中所受外部激励的圆频率 $\omega > 0.5$, 因此所设计的振动控制器能有效隔离由外部激励所产生的振动。通过本文所设计的振动控制器有望解决机器人制孔过程中由于外部复杂激励造成的轴向振动问题,提高制孔精度与加工质量。至于此振动控制器对于低频激励信号隔振效果的不足,在后期可以通过改变动力吸振器频率的方式弥补。

参考文献

- [1] 金超武,王璠,汪蕾,等. 磁悬浮式动力吸振器减振性能的研究[J]. 振动工程学报, 2017(6):1038-1044
- [2] 王民,刘宇男,管涛,等. 宽频带多重动力吸振器薄壁

- 件铣削振动控制[J]. 振动与冲击, 2018, 37(10): 241-246
- [3] 庞天照,何其伟,代振. 悬臂梁动力吸振器在舰艇变流机组上的应用研究[J]. 中国修船, 2015, 28(4): 39-41
- [4] 陈建兵,曾小树,彭勇波. 非线性粘滞阻尼器系统的刚性性质与动力时程分析[J]. 工程力学, 2016, 33(7):204-211
- [5] 罗红波,李伟,唐才学. 内置式双减振镗杆动力学模型参数优化[J]. 工程科学与技术, 2012, 44(5):210-215
- [6] Holtz M, Niekerk J. Modelling and design of a novel air-spring for a suspension seat[J]. *Joal of Sound and Vibration*, 2010, 329(21):4354-4366
- [7] 黄小兵. 采用多目标遗传算法对五自由度车辆振动模型优化[J]. 机械设计与制造, 2017(8):65-68
- [8] 游浩,申永军,杨绍普. 基于粒子群算法的被动分数阶汽车悬架参数优化设计[J]. 振动与冲击, 2017, 36(16):224-228
- [9] 严小俊,蒋伟康,曹诚. 基于遗传模拟退火算法的汽车动力总成悬置系统优化设计[J]. 振动与冲击, 2014, 33(23):155-159
- [10] 侯祥林,李和玉,刘杰. 最大值最小化问题的优化算法与多自由度动力减振器参数计算[J]. 振动与冲击, 2008, 27(1):100-103
- [11] Chen Y, Dong F. Robot machining: recent development and future research issues[J]. *The International Journal*

of Advanced Manufacturing Technology, 2013, 66 (9-12): 1489-1497

[12] Xu F Y, Wang B, Shen J J. Design and realization of the claw gripper system of a climbing robot[J]. *Journal of Intelligent and Robotic Systems*, 2018, 89(3-4), 301-317

[13] Xu F Y, Jiang Q S. Dynamic obstacle-surmounting analysis of a bilateral-wheeled cable-climbing robot for cable-stayed bridges [J]. *Industrial Robot-The International Journal of Robotics Research and Application*, 2019, 89 (3-4), 301-317

[14] Hu F, Jing X. A 6-DOF passive vibration isolator based on Stewart structure with X-shaped legs [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2018, 91(1):157-185

[15] 陆泽琦, 陈立群. 非线性被动隔振的若干进展[J]. *力学学报*, 2017, 49(3):550-564

[16] 赵大海, 李宏男. 模型结构的压电摩擦阻尼减振控制试验研究[J]. *振动与冲击*, 2011, 30(6):272-276

Design and modeling of a vibration controller for a robotic drilling system

Wu Mingliang, Peng Jun, Zhang Laixi

(School of Mechanical and Electronical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050)

Abstract

The insufficient stiffness of the robot will lead to vibration or even chatter under exterior excitation, which seriously affects the robotic drilling precision and cutting life. Therefore, the vibration isolation is crucial during the drilling process. The method of vibration isolation and dynamic vibration absorption is adopted to reduce the axial vibration transmitted from the drill bit to the robotic drilling end-effector. The vibration isolator mechanism fixed between the spindle and the end-effector is designed and modeled. Simulation results in ADAMS validates the modeling. The influence of different parameters of the isolator on the absolute displacement transmission rate of the end-effector is obtained. The simulation analysis shows that the designed vibration mechanism has good vibration isolation effect. The vibration isolation performance of the mechanism is proved by simulation experiments.

Key words: vibration control, dynamic vibration absorption, absolute displacement transmissibility, robotic drilling, vibration control mechanism