

# 精密主动减振平台多陷波滤波器设计方法研究<sup>\*</sup>

俞开程<sup>1</sup> 孙煜<sup>2†</sup> 程文宝<sup>2</sup> 杨晓峰<sup>1,2</sup>

(1. 复旦大学 微电子学院, 上海 200433)

(2. 复旦大学 工程与应用技术研究院, 上海 200433)

**摘要** 随着先进半导体装备的精度不断提高, 环境振动对精密装备的影响日益增大. 主动隔振技术广泛应用于精密设备中针对低频振动进行有效隔振. 为了进一步提高隔振效果, 主动隔振系统的控制带宽逐步提高, 柔性模态对系统整体性能的限制随之逐渐体现. 在工程上, 通常采用二阶陷波滤波器抑制柔性模态引起的谐振峰. 面对实际系统中多个柔性谐振峰叠加的现象, 传统滤波器设计方式面临着参数复杂, 耗时长, 抑制效果不佳并且引起的相位损失大等问题. 本文根据二阶陷波滤波器的幅频特性, 采用简化的参数设计方式, 设计简单耗时短. 提出的陷波滤波器添加方式能够针对柔性谐振峰进行精准抑制的同时引起的相位损失更小, 有利于实现较大的系统带宽从而提升控制效果.

**关键词** 主动隔振, 柔性谐振峰, 陷波滤波器

**中图分类号**: TP273; TH113

**文献标志码**: A

## Notch Filter Addition for Vibration Isolation Table Flexibility Suppression<sup>\*</sup>

Yu Kaicheng<sup>1</sup> Sun Yu<sup>2†</sup> Cheng Wenbao<sup>2</sup> Yang Xiaofeng<sup>1,2</sup>

(1. School of Microelectronics, Fudan University, Shanghai 200433, China)

(2. Academy for Engineering and Technology, Fudan University, Shanghai 200433, China)

**Abstract** As the precision of advanced semiconductor equipment continues to improve, the impact of environmental vibration on precision equipment is increasing. Active vibration isolation technology is widely used in precision equipment to effectively isolate low-frequency vibration. In order to further improve the vibration isolation effect, the control bandwidth of the active vibration isolation system is gradually increased, and the limitation of flexible modes on the overall performance of the system is gradually reflected. In engineering, the resonance peaks caused by flexible modes are usually suppressed by second-order notch filters. Faced with the phenomenon of multiple flexible resonant peaks superimposed in the actual system, the traditional filter design faces the problems of complex parameters, long time consuming, poor suppression effect and large phase loss, etc. In this paper, the second-order notch filter is used to suppress the resonant peaks caused by flexible modes. Meanwhile, based on the amplitude-frequency characteristics of the second-order notch filter, a new parametric design method is adopted, which is simple and time-consuming. The proposed notch filter can accurately suppress the flexible resonance peaks while causing less phase loss, which is conducive to realizing a larger system bandwidth and thus improving the control effect.

**Key words** active vibration isolation, flexible resonant peaks, notch filters

2024-09-28 收到第 1 稿, 2024-11-01 收到修改稿.

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目 (62304045), 上海市扬帆计划资助项目 (23YF1401600), National Natural Science Foundation of China (62304045), Shanghai Sailing Program (23YF1401600).

<sup>†</sup> 通信作者 E-mail: sunyu\_aet@fudan.edu.cn

引言

先进半导体装备面向不断提高的精度和产率要求,其对生产环境的振动提出了更高的要求<sup>[1]</sup>.传统的被动隔振系统无法满足先进半导体装备对低频隔振的要求<sup>[2]</sup>,精密隔振系统通过采用主动隔振与被动隔振相结合的方式<sup>[3]</sup>,能够在先进半导体装备敏感的 1~100 Hz 频段内的振动起到良好的隔振效果<sup>[4]</sup>.

为了达到更好的隔振效果,主动隔振器的控制带宽进一步提高,隔振台本身存在的柔性模态将影响系统稳定性.在控制器中针对柔性谐振峰添加陷波滤波器是常见的柔性抑制方式<sup>[5]</sup>.但是陷波滤波器的加入会引起相位损失,降低系统裕度,导致系统动态性能变差,甚至失去稳定.

考虑到使用陷波滤波器带来的相位损失,国内外学者针对陷波滤波器做了大量的研究.在结构上提出了 ZPNF<sup>[6]</sup>、ZPETC 等<sup>[7]</sup> 新型结构,能够实现陷波中心频率前较小的相位损失,然而这些设计得到的零相位陷波滤波器结构复杂,工程实施成本高.龚文全等<sup>[8]</sup>通过提高陷波滤波器中心频率后的增益来提高中心频率前的相位滞后,然而高频的增益抬高有可能导致系统高频振动放大.苏日新等<sup>[9]</sup>考虑离散化引起的畸变问题,提出了一种新型的双线性变换法用来构建离散形式的陷波滤波器,其主要针对陷波频率接近采样极限的情况下.潘海鸿等<sup>[10]</sup>针对工业机器人的末端振动,提出了一种参数解耦的陷波滤波器设计方法,但是该方法在柔性谐振峰叠加的情况下难以确定设计参数.孙一休<sup>[11]</sup>在传统整数阶陷波滤波器的基础上提出分数阶陷波滤波器,在控制性能上具有优势,但其引入了更多的设计参数,参数整定复杂.

在工程应用中,陷波滤波器的形式多以常规的二阶为主,陷波滤波器的添加通常采用试凑法添加,面对叠加的柔性谐振峰,该方法耗时较长,效率低,引起的相位损失较大,限制了控制带宽的进一步提高.面向工程应用,针对使用常规二阶陷波滤波器引起的相位损失问题,本文提出一种陷波滤波器的参数设计方法和添加方法,能够高效地针对实际系统添加陷波滤波器精准抑制柔性谐振峰,同时引起的相位变化更小.

本文首先建立单自由度主动控制隔振系统模

型,然后对常规二阶陷波滤波器的幅频特性进行分析,提出一种针对高频柔性模态谐振峰的陷波滤波器参数设计方式.根据上述参数设计方法,提出一种陷波滤波器的自动化添加方法,并在 MATLAB 中对所提方法进行仿真分析.最后搭建实验平台,对比本文提出的新型的陷波滤波器添加方式的添加结果与工程应用中验证可行的陷波滤波器添加结果进行对比.

1 主动隔振平台建模

1.1 理想主动隔振平台单自由度模型

在图 1 所示的单自由度主动隔振系统中,隔振平台的质量为  $m$ ,通过传感器可以得到隔振平台的位移量  $x$ .根据反馈的位移量,控制器产生作动器的控制信号.控制信号通过作动器产生控制力  $f$  起到减小隔振平台振动的功能.其中隔振器本身的被动隔振环节可以建模成弹簧阻尼构成的系统, $k$  为弹簧的刚度系统, $c$  为阻尼系数.

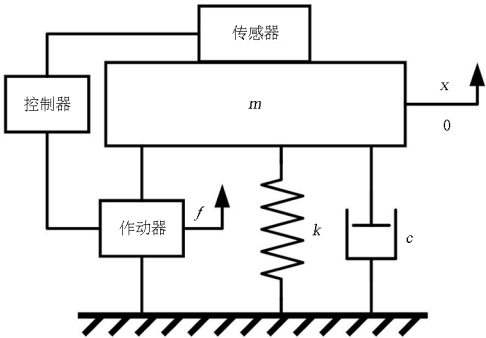


图 1 单自由度主动隔振平台模型  
Fig. 1 Single degree-of-freedom active vibration isolation platform model

根据动力学定律,建立系统微分方程如下:  
$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f \tag{1}$$

在零初始条件下对微分方程进行拉普拉斯变换,推导出单自由度主动隔振系统隔振对象位移  $x$  对控制力  $f$  的传递函数如下:

$$G(s) = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{ms^2 + cs + k} \tag{2}$$

对于实际的主动隔振平台,通常采用加速度作为振动信号反馈量;控制器的输出量  $u$  经过作动器产生作用力  $f$ ,作动器本身传递函数通常可视为力增益常数  $k_0$ ,最终理想单自由度模型的传递函数可以表示为式(3):

$$G(s) = \frac{Acc(s)}{U(s)} = \frac{k_0 s^2}{ms^2 + cs + k} \quad (3)$$

## 1.2 主动隔振平台单自由度模型辨识

在理想模型的传递函数中,隔振平台的质量  $m$  和作动器的力增益常数  $k_0$  均是已知量. 采用作动器做激励源,采用加速度传感器进行实际系统的频率响应测试. 在实际系统频率响应数据的低频段,采用基于频率响应的最小二乘法能够计算得到系统的刚度系数和阻尼系数参数,表达如下:

$$G_{\text{Ideal}}(s) = \frac{33.6s^2}{1300s^2 + 9.85 \times 10^4 s + 7.17 \times 10^6} \quad (4)$$

在低频段,系统可视为刚体,随着频率的增加,由于系统柔性模态引起的响应占据主要影响. 由单个柔性模态引起的谐振现象可以用如下传递函数表示:

$$G(s) = \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} \times \frac{s^2 + 2\zeta_2 \omega_1 s + \omega_1^2}{s^2 + 2\zeta_2 \omega_2 s + \omega_2^2} \quad (5)$$

其中  $\omega_1$  和  $\zeta_1$  表示反谐振频率和阻尼,  $\omega_2$  和  $\zeta_2$  表示谐振频率和阻尼.

实际系统和理想系统的频率响应如图 2 所示. 从实际系统的频率响应可以看到在高频段由于主动隔振平台柔性模态引起多个谐振峰. 其中第一个柔性谐振峰引起的相位穿越主要限制了系统能够达到的最大带宽,后续柔性模态的影响均位于系统控制带宽外. 在高频段柔性谐振峰呈现叠加态,具有多个峰值,若不进行抑制将导致系统闭环波特图中出现多个 0 dB 穿越点,导致系统失稳. 因此控制器中需要加入多个陷波滤波器针对高频区的柔性谐振峰进行抑制.

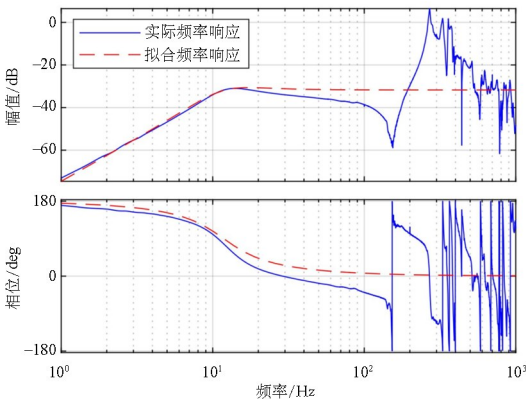


图 2 实际系统频率响应与拟合结果

Fig. 2 Frequency response of the actual system and fitting results

## 2 多陷波滤波器设计方法

### 2.1 陷波滤波器参数设计

通常采用的陷波滤波器传递函数表达式<sup>[12]</sup>如下所示:

$$G(s) = \frac{s^2 + 2\xi_1 \omega_n s + \omega_n^2}{s^2 + 2\xi_2 \omega_n s + \omega_n^2} \quad (6)$$

式中  $\omega_n$  是陷波滤波器的中心角频率,  $\xi_1$ 、 $\xi_2$  分别是陷波因子.

通过测试得到的实际系统的频率响应可以得到柔性谐振峰的幅值响应. 为了精准抑制柔性谐振峰,需要根据其幅频响应设计滤波器参数. 对于陷波滤波器的幅值响应的指标通常有陷波深度  $D_p$  与陷波带宽  $BW$ .

陷波深度  $D_p$  为陷波滤波器在中心角频率  $\omega_n$  处的幅值增益,表达式为:

$$D_p = G(s) \big|_{s=j\omega_n} = \frac{-\omega_n^2 + 2\xi_1 \omega_n \cdot j\omega_n + \omega_n^2}{-\omega_n^2 + 2\xi_2 \omega_n \cdot j\omega_n + \omega_n^2} = \frac{\xi_1}{\xi_2} \quad (7)$$

陷波带宽  $BW$  通常定义为幅值增益为 -3 dB 时的两个频率点之间的差,通过计算可以得到其表达式为:

$$BW = \omega_n \sqrt{(4\xi_2^2 - 2\xi_1^2 - 1)^2 - 1} \quad (8)$$

通过针对陷波滤波器的幅值响应指标的分析,可以得到根据目标陷波深度  $D_p$  和陷波带宽  $BW$  的参数设计方法,陷波因子的表达式为:

$$\xi_2 = \sqrt{\frac{1 - \sqrt{1 + \frac{BW^2}{\omega_n^2}}}{4D_p^2 - 2}} \quad (9)$$

$$\xi_1 = D_p \xi_2 \quad (10)$$

由于柔性谐振峰在高频段内存在叠加现象,通过 -3 dB 处的陷波带宽  $BW$  设计陷波滤波器难以针对某个柔性谐振峰进行精准抑制. 因此,本文提出一种比例带宽  $BW_k$  的定义,即陷波增益为陷波深度倍时的频带宽度,如图 3 所示,其表达式为:

$$BW_k = \omega_n \sqrt{\left[ \frac{2(1 - k^2)\xi_2^2 \xi_1^2}{\xi_1^2 - k^2 \xi_2^2} \right]^2 - 1} \quad (11)$$

根据陷波深度  $D_p$  和比例带宽  $BW_k$  的表达式进行陷波滤波器参数设计,其陷波因子的表达式为:

$$\xi_2 = \sqrt{\frac{1 - \sqrt{1 + \frac{BW^2}{\omega_n^2}}}{\frac{2(1 - k^2)D_p^2}{1 - k^2D_p^2}}} \quad (12)$$

$$\xi_1 = D_p \xi_2 \quad (13)$$

本文提出的参数确定方法给出了陷波滤波器传递函数表达式参数与实际幅频响应中的陷波深度  $D_p$  和陷波带宽  $BW$  的表达式,能够根据需要的深度和带宽设计陷波滤波器,此外针对柔性谐振峰在高频区呈现的叠加态,提出比例带宽  $BW_k$  的定义,并建立比例带宽与参数的联系,能够设计精准针对某一柔性谐振峰的陷波滤波器,避免工程上试凑法添加陷波滤波器设计耗时长,抑制效果和相位损失之间的权衡难以精准控制的弊端。

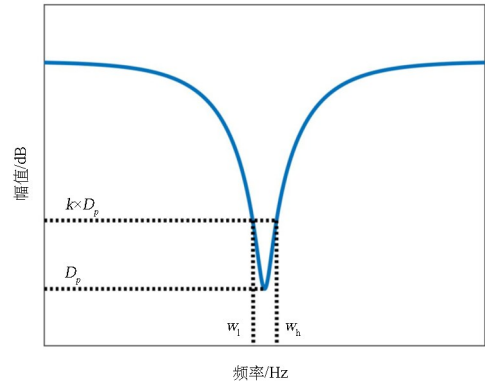


图3 陷波滤波器的陷波深度与比例带宽

Fig. 3 The depth and proportional bandwidth of the notch filter

2.2 自动迭代设计方法

由于在高频区域柔性谐振峰呈现叠加态,为了避免谐振峰导致闭环波特图穿越 0 dB,通常选择峰值最大的谐振峰作为主要抑制目标.在柔性谐振峰作用频带内,遍历幅值响应,得到峰值最大的频点  $\omega_n$ .针对谐振峰的陷波滤波器的陷波深度  $D_p$  为峰值频点的实际幅值响应与理想系统幅值响应的比值.根据工程经验,取  $k = 1.414$ ,即可得到相应的比例带宽  $BW_k$ .通过得到的陷波深度  $D_p$  和比例带宽  $BW_k$  即可设计针对柔性谐振峰精准抑制的陷波滤波器,其抑制效果如图 4 所示。

在完成一次陷波滤波器添加后,继续针对添加后峰值响应最大的柔性谐振峰进行精准抑制.按照设置的滤波器数量,循环上述步骤直到达到预设的陷波滤波器数量,即可高效地得到一组陷波滤波器针对主要的柔性谐振峰进行精准抑制.陷波滤波器数量主要视实际的系统频率中柔性的峰值数量和

工程经验决定,通常为 6~8 个.自动迭代设计算法流程如图 5 所示。

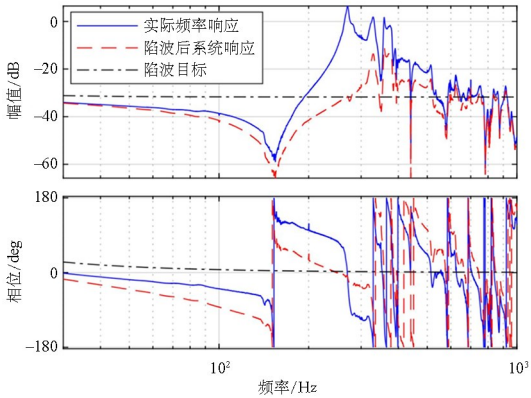


图4 单个陷波滤波器的添加效果

Fig. 4 Suppression effect of adding a single notch filter

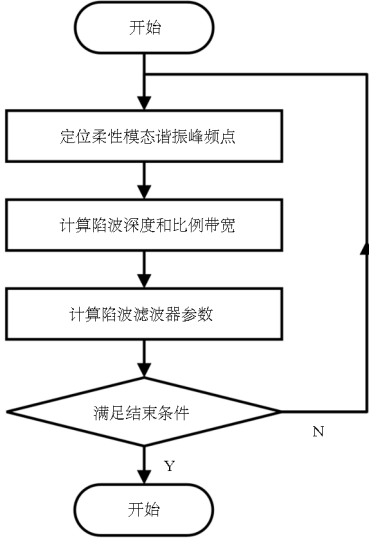


图5 自动迭代设计算法流程图

Fig. 5 Flowchart of the automatic iterative design algorithm

2.3 自动迭代设计结果

根据图 2 所示的实际系统的频率响应,设置采用 8 个陷波滤波器针对高频柔性谐振峰进行精准抑制.图 6 展示了采用本方法设计陷波滤波器的算法中间结果,分别对应了添加 2 个、4 个、6 个、8 个陷波滤波器的设计结果.本方法每次迭代定位幅值响应最大的谐振峰频点,并计算对应的陷波宽度设计陷波滤波器.随着陷波滤波器的数量增加,幅值响应愈发接近陷波目标,无明显峰值.最终采用本方法针对实验测量得到的频谱响应曲线设计了 8 个陷波滤波器。

由于试凑法添加陷波滤波面临着参数复杂等问题,工程上实际采用的陷波滤波器阶数较少.为了保证系统的稳定性,通常需要陷波幅度大,从而引起相位损失较大,如图 7 所示。



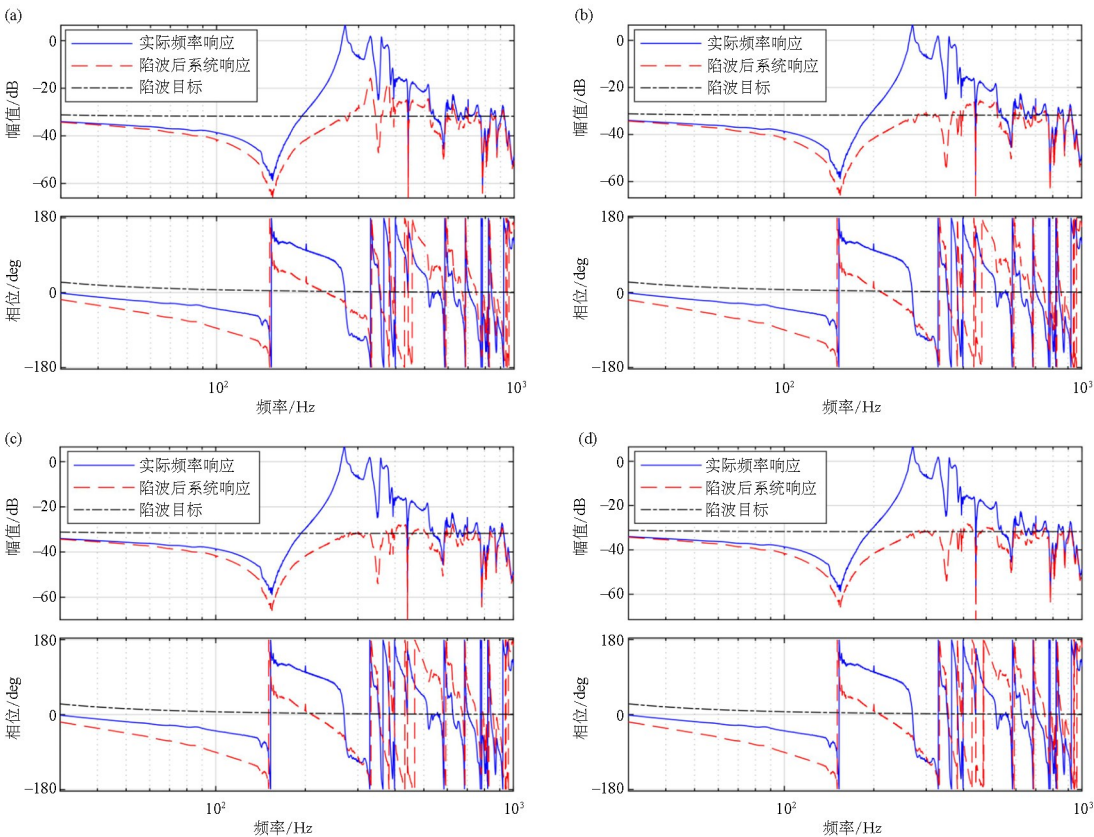


图 6 陷波滤波器抑制效果:(a)添加 2 个;(b)添加 4 个;(c)添加 6 个;(d)添加 8 个  
Fig. 6 Suppression effect of notch filters: (a) Adding 2; (b) Adding 4; (c) Adding 6; (d) Adding 8

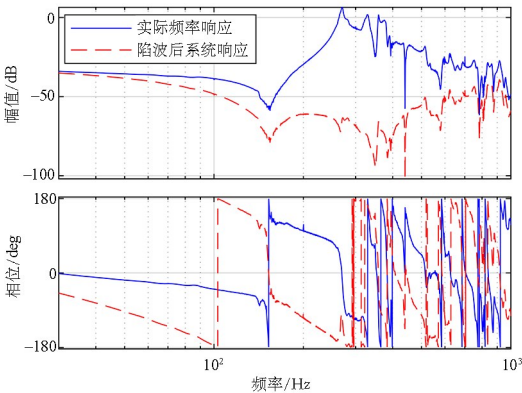


图 7 工程经验法添加的陷波滤波器  
Fig. 7 Suppression effect of notch filters added using the engineering empirical method

采用本文提出的陷波滤波器添加方法能够针对柔性谐振峰精准抑制.较工程经验法的添加方式,能够添加的数量多,抑制效果好的同时引起的相位损失更小.

3 实验与结果

搭建主动隔振平台如图 8 所示,其主要包括:大理石平台,音圈电机,电机驱动器,加速度传感器以及 Speedgoat 实时控制器.四个主动减振器位于

平台四角.每个减振器由 1 个垂向音圈电机,1 个横向的音圈电机,1 个垂向的加速度传感器,1 个横向的加速度传感器组成.

加速度闭环反馈的控制结构如图 9 所示,其中控制器常用的结构包括高通滤波器,PID 控制器,低通滤波器和陷波滤波器.其中高通滤波器主要起到加速度传感器信号滤波器作用,PID 控制器主要根据隔振频段内拟合较好部分进行设计.

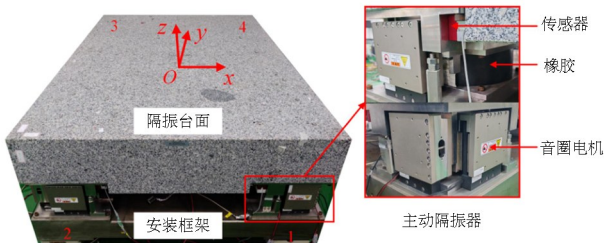


图 8 实验平台示意图  
Fig. 8 The micro-vibration isolation platform

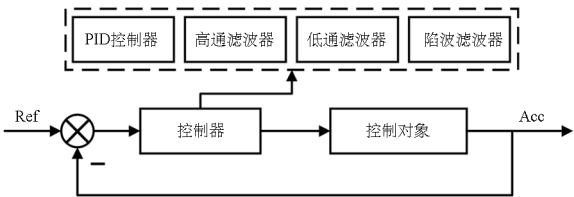


图 9 加速度闭环反馈的控制结构图  
Fig. 9 Control structure diagram of acceleration closed-loop feedback

在PID控制器参数固定的情况下,低通滤波器和陷波滤波器主要影响系统的带宽与裕度. 本实验对比两种陷波滤波器的添加方案,工程经验法为一组在工程中实际应用的陷波滤波器,滤波器数量为3个,自动迭代法为采用本文方法设计的陷波滤波器,设定的滤波器数量为8个.

将工程经验法和自动迭代法设计的陷波滤波器分别应用在控制器中,在同一组PID参数的基础上,陷波滤波器引起的相位损失越小,能够得到更高的控制带宽,取得更好的隔振效果. 在确定陷波滤波器参数的基础上可以通过调节低通滤波器改变系统的带宽与裕度. 通过设计低通滤波器参数,保证两个方案下的系统相位裕度均为 $45^{\circ}$ ,仿真得到的系统开环传递函数与闭环传递函数如图10所示.

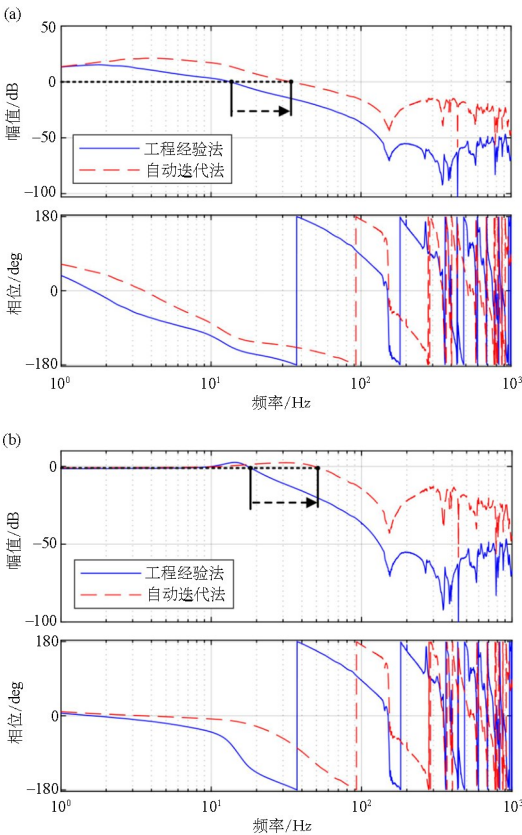


图10 不同方法设计的陷波滤波器应用结果:  
(a)开环传递函数,(b)闭环传递函数  
Fig. 10 Application results of notch filters designed by different methods:  
(a) Open-loop transfer function; (b) Closed-loop transfer function

采用工程经验法设计的陷波滤波器的情况下,最终得到系统的开环带宽为13.43 Hz,闭环带宽为19.99 Hz;采用自动迭代法设计的陷波滤波器的情况下,最终得到系统的开环带宽为34.03 Hz,闭环带宽为59.05 Hz. 采用本文提出的陷波滤波

器添加方法,在保证稳定性的条件下,开环带宽从13.43 Hz提高到34.03 Hz,提升了20.6 Hz;闭环带宽从19.99 Hz提高到59.05 Hz,提升了39.06 Hz,有利于取得更好的控制效果.

经过仿真验证,采用本文提出的陷波滤波器添加方法,能够实现更优的控制带宽. 将设计好的控制器部署到Speedgoat上进行实验验证,得到台面振动加速度平均功率谱如图11所示. 采用本文方法设计的陷波滤波器的方案在10 Hz左右的加速度功率谱具有接近30 dB的明显的下降.

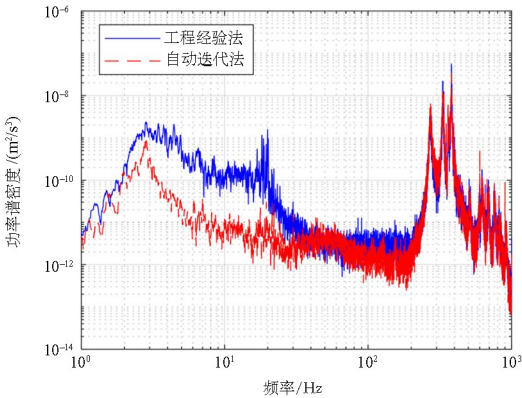


图11 应用不同方法设计的陷波滤波器的功率谱  
Fig. 11 Power spectra density experimental results of notch filters designed by different methods

对应的振动等级示意图如图12所示,采用本文方法的陷波滤波器设计,在1~100 Hz内普遍具有更好的振动抑制效果. 50 Hz处出现的峰值增大可能与系统的电学系统工频干扰有关. 整体的振动级别从VC-E下降到VC-F.

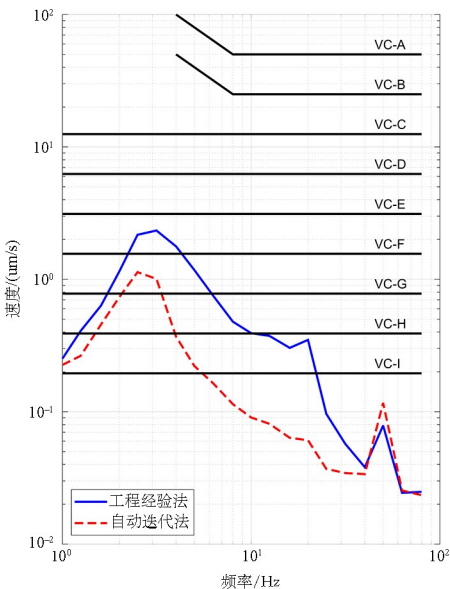


图12 应用不同方法设计的陷波滤波器的VC等级  
Fig. 12 Vibration criteria experimental results of notch filters designed by different methods

根据实验结果验证了采用本文提出的陷波滤波器添加方法有利于提高系统的控制性能. 在对高频柔性谐振峰精准抑制的基础上, 系统能保持良好的稳定性. 其引起的相位损失更小, 能够实现更高的控制带宽, 取得更好的振动抑制效果.

## 4 结论

本文提出了一种针对柔性谐振峰的精准抑制陷波滤波器设计与添加方法. 其能够在抑制高频柔性谐振峰, 保证系统稳定性的同时引起较小的相位损失, 使得系统能够实现更大的相位裕度和带宽, 进一步提升控制性能. 通过仿真分析, 采用本文提出的陷波滤波器添加方法, 在相同的相位裕度条件下系统的开环带宽从 13.43 Hz 提高到 34.03 Hz, 提升了 20.6 Hz; 闭环带宽从 19.99 Hz 提高到 59.05 Hz, 提升了 39.06 Hz.

通过实验测试, 采用本文提出的陷波滤波器添加方法能够在低频区取得更好的振动抑制效果. 较工程经验法在 10 Hz 左右的加速度功率谱具有接近 30 dB 的下降, 整体振动级别从 VC-E 下降到 VC-F. 另外本文提出的设计和添加方法能够根据辨识系统频率响应数据自动化完成设计与添加, 效率高, 能够实现多数量的陷波滤波器, 在实际应用中具有通用性和普适性.

## 参考文献

[1] 姜龙滨, 刘维珂, 杨晓峰. 集成电路光刻机精密运动台控制方法综述[J]. 长春工业大学学报, 2022, 43(4/5): 419—427.  
JIANG L B, LIU W K, YANG X F. Ultra-precision motion stage control methods for wafer scanners [J]. Journal of Changchun University of Technology, 2022, 43(4/5): 419—427. (in Chinese)

[2] 孙秀婷, 孙英超, 钱佳伟, 等. 低频大幅隔振器设计及实验[J]. 动力学与控制学报, 2024, 22(2): 59—67.  
SUN X T, SUN Y C, QIAN J W, et al. Design and experiment of a vibration isolator for low frequency and large amplitude excitation [J]. Journal of Dynamics and Control, 2024, 22(2): 59—67. (in Chinese)

[3] 徐登峰. 超精密系统中主被动隔振技术的应用及隔振性能测试分析[J]. 制造技术与机床, 2007(1):

109—111.

XU D F. Application of positive and negative vibration isolation technology in ultra-precision system and its performance analysis [J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2007(1): 109—111. (in Chinese)

[4] YOSHIOKA H, TAKAHASHI Y, KATAYAMA K, et al. An active microvibration isolation system for hi-tech manufacturing facilities [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2001, 123(2): 269—275.

[5] HOOGENDIJK R, HEERTJES M F, VAN DE MOLENGRAFT M J G, et al. Directional Notch filters for motion control of flexible structures [J]. Mechatronics, 2014, 24(6): 632—639.

[6] KUMAGAI S, OHISHI K, SHIMADA N, et al. High-performance robot motion control based on zero-phase Notch filter for industrial robot [C]//2010 11th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control (AMC). New York: IEEE, 2010: 626—630.

[7] YI C, YANG M, LANG Z, et al. Fast servo control and vibration suppression based on optical ZPETC and ZPNF [C]//2016 IEEE 8th International Power Electronics and Motion Control Conference (IPEMC-ECCE Asia). New York: IEEE, 2016: 3654—3657.

[8] 龚文全, 曾岳南, 黄之锋, 等. 基于改进型陷波器的伺服系统谐振抑制研究[J]. 机电工程, 2020, 37(7): 845—850.  
GONG W Q, ZENG Y N, HUANG Z F, et al. Resonance suppression of servo system based on improved Notch filter [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2020, 37(7): 845—850. (in Chinese)

[9] 苏日新, 张欧. 导弹稳定控制中陷波滤波器的离散化研究[J]. 现代防御技术, 2024, 52(2): 72—78.  
SU R X, ZHANG O. Research on the discretization of Notch filter in missile stability control [J]. Modern Defence Technology, 2024, 52(2): 72—78. (in Chinese)

[10] 潘海鸿, 丁可帅, 吴锡鹏, 等. 基于参数解耦陷波滤波器的工业机器人末端振动抑制[J]. 机床与液压, 2023, 51(21): 1—6.  
PAN H H, DING K S, WU X P, et al. End vibration suppression of industrial robot based on parametric decoupled Notch filter [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2023, 51(21): 1—6. (in Chinese)

[11] 孙一休. H 型气浮工作台亚微米精度运动控制技术  
研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2021.  
SUN Y X. Research on submicron precision motion  
control technology of H-type air floating stage [D].  
Wuhan: Huazhong University of Science and Tech-  
nology, 2021. (in Chinese)

[12] 王雯雯, 赖磊捷, 李朋志, 等. 压电微动台数据驱  
动迭代前馈补偿与自适应抑振[J]. 光学精密工程,  
2024, 32(6): 833—842.  
WANG W W, LAI L J, LI P Z, et al. Data-driven  
iterative feedforward compensation and adaptive vi-  
bration suppression of piezoelectric micro-motion  
stage [J]. Optics and Precision Engineering, 2024,  
32(6): 833—842. (in Chinese)