

机械自调谐式动力吸振器的研究

徐振邦^{1,2} 龚兴龙^{1,2} 陈现敏¹ 倪正超¹

1. 中国科学技术大学,合肥,230027

2. 中国科学院材料力学行为与设计重点实验室,合肥,230027

摘要:为了拓宽吸振器的工作带宽,提高吸振器的减振效果,在分析了影响自调谐式动力吸振器减振效果因素的基础上,研制了一种通过调节自身的几何参数来调节固有频率的机械自调谐式动力吸振器,并设计了相应的控制系统。在梁结构实验平台上对该吸振器的动力学特性进行了实验评价,结果表明,该吸振器具有吸振频带宽、减振效果好等优点。

关键词:结构振动;自调谐式动力吸振器;振动控制;反馈控制

中图分类号: O322;TB535 **文章编号:** 1004—132X(2009)09—1057—06

Study on Mechanical Adaptive Tuned Vibration Absorber

Xu Zhenbang^{1,2} Gong Xinglong^{1,2} Chen Xianmin¹ Ni Zhengchao¹

1. University of Science and Technology of China, Hefei, 230027

2. The Key Laboratory of Mechanical Behavior and Design of Materials, Chinese Academy of Sciences, Hefei, 230027

Abstract: To improve the working frequency band and the damping effect of vibration absorber, a new kind of mechanical adaptive tuned vibration absorber was presented whose resonant frequency can be adjusted in real-time by adapting the geometrical parameters of the absorber. Corresponding control system was also designed. The dynamic properties of the absorber were characterized on a fixed-fixed beam. The results indicate that this kind of absorber can change its resonant frequency in a large range and it can damp vibration well in the whole range.

Key words: structural vibration; adaptive tuned vibration absorber; vibration control; feedback control

0 引言

传统动力吸振器有效吸振带宽较窄,不能满足激励力频率变化较大情况下的减振需求,因此需要对吸振器施加主动控制来实现宽频带内的调谐吸振。主动式动力吸振器分为两类:一是全主动动力吸振器,它是通过作动器推动质量块运动产生对减振对象的作用力来实现减振,施加主动力的作动器目前主要有电磁式^[1]和压电式^[2];二是频率自调谐式动力吸振器,它可以通过改变吸振器的参数,如弹簧刚度或吸振器质量块质量,来改变吸振器的固有频率,适用于抑制时变频率激励产生的振动。由于自调谐吸振器宽频带减振效果显著,而且与全主动动力吸振器相比具有耗能少、控制简单、稳定性好等优点,因此近年来自调谐吸振器得到了广泛的研究。目前研究的成果有机械式自调谐吸振器^[3],电磁式自调谐吸振器^[4],新材料自调谐吸振器^[5]等。

本文以提高吸振器的减振性能和实用性为目标,研制了一种新型机械自调谐式动力吸振器,该吸振器能够满足重载和长期的工作要求,并且对温度、污染等环境要求低,可靠性较高。

收稿日期:2008—06—30

1 自调谐式吸振器的理论分析

自调谐式吸振器减振系统示意图如图1所示。

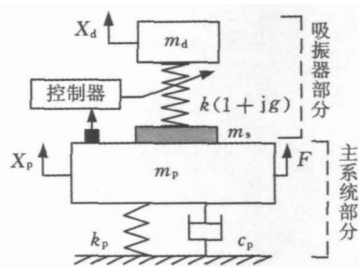


图1 自调谐式吸振器减振系统示意图

对于一些由金属材料或高分子材料制成的自调谐式吸振器,采用结构阻尼的模型更接近实际情况^[6],因此在理论推导中吸振器阻尼采用结构阻尼模型。图1中, m_d 为吸振器动质量, k 为吸振器弹簧刚度, g 为吸振器弹簧损耗因子, X_d 为吸振器动质量的振动位移, m_p 为主系统质量, k_p 为主系统刚度, c_p 为主系统阻尼, X_p 为主系统的振动位移, F 为主系统受到的简谐激励力。与传统的吸振器相比较,自调谐式吸振器为了实现变刚度不可避免地要附加一定的静质量,为了考虑这

部分质量对减振效果的影响引入了吸振器静质量 m_s 。

不安装吸振器时主系统的作用力原点导纳为

$$H_1 = \frac{X_p}{F} = \frac{1}{-m_p \omega^2 + j c_p \omega + k_p} \quad (1)$$

式中, ω 为角频率。

安装吸振器后, 主系统的作用力原点导纳为

$$H_2 = \frac{X_p}{F} = 1 / \left[\frac{1}{-m_d \omega^2 + k(1 + jg)} - \frac{1}{(m_p + m_s) \omega^2 + j c_p \omega + k_p} \right] \quad (2)$$

分析中以有无吸振器时主系统作用力原点导纳之比作为减振效果的评价指标, 减振效果用 γ 表示:

$$\gamma = 20 \lg(|H_2 / H_1|) \quad (3)$$

由式(1)、式(2) 可得

$$\gamma = 20 \lg \left[\frac{-1 + 2j \zeta_p \frac{\omega}{\omega_a} + \frac{\omega^2}{\omega_a^2}}{-1 + \left(\frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 + \frac{1}{\mu} + 2j \zeta_p \frac{\omega}{\omega_a} + \frac{\omega^2}{\omega_a^2}} \right] \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \omega_a^2 &= (2 f_a)^2 = k / m_d \\ \zeta_p^2 &= k_p / m_p \\ \zeta_p &= c_p / (2 m_p \omega_p) \end{aligned}$$

式中, ω_a 为吸振器的固有角频率; ω_p 为主系统的固有角频率; ζ_p 为主系统的阻尼比。

在实际应用中为了控制附加质量, 对全套吸振器的质量一般有要求。设全套吸振器与主系统质量比为 μ , 即 $(m_d + m_s) / m_p = \mu$ 。吸振器的动质量和静质量之比 (简称动静比) 为 μ_1 , 即 $\mu_1 = m_d / m_s$ 。可得

$$\left. \begin{aligned} \frac{m_s}{m_p} &= \frac{\mu}{1 + \mu_1} \\ \frac{m_d}{m_p} &= \frac{\mu}{1 + 1/\mu_1} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

在简谐激励下, 自调谐式吸振器的控制率为

$$\gamma = \frac{1}{\mu} = \sqrt{k / m_d} \quad (6)$$

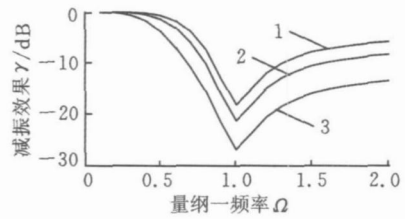
将式(5)、式(6) 代入式(4) 得

$$\gamma = 20 \lg \left[\frac{-1 + 2j \zeta_p \frac{\omega}{\omega_p} + \frac{\omega^2}{\omega_p^2}}{-1 + \left(\frac{\omega}{\omega_p} \right)^2 + \frac{1}{\mu} + 2j \zeta_p \frac{\omega}{\omega_p} + \frac{\omega^2}{\omega_p^2}} \right] \quad (7)$$

式中, ω 为量纲一频率, $\omega = \omega / \omega_p$ 。

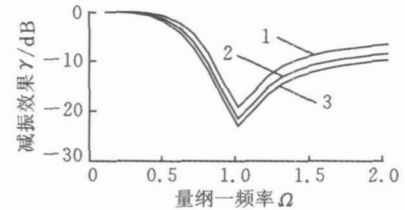
由式(7) 可见, 在给定全套吸振器与主系统的质量比 μ 及主系统阻尼比 ζ_p 的情况下, 减振效果只与吸振器的损耗因子和动静比有关。图 2 分别给出了 $\mu = 0.1$ 、 $\zeta_p = 0.08$ 时损耗因子 g 和动静比 μ_1 对减振效果的影响。

由图 2a 可见, 吸振器的损耗因子越小减振效



1. $g = 0.06$ 2. $g = 0.04$ 3. $g = 0.02$

(a) 损耗因子的影响



1. $\mu_1 = 1$ 2. $\mu_1 = 2$ 3. $\mu_1 = 3$

(b) 动静比的影响

图 2 吸振器参数对减振效果的影响

果越好。由图 2b 可见, 吸振器的动静比越大, 减振效果越好。因此在设计自调谐式动力吸振器时要采用阻尼小的材料来设计吸振器的变刚度元件。为实现变刚度所附加的机构的质量属于吸振器的静质量, 设计中要通过选材和结构设计来尽量减小这部分质量, 提高吸振器的质量利用率。

2 机械自调谐式动力吸振器的工作原理

2.1 吸振器变刚度原理

本设计所采用的变刚度结构如图 3 所示。该结构由两根可拉压弹簧和集中质量块组成, 质量块和两弹簧的一端通过销钉铰接在一起, 两弹簧的另一端分别铰接在一根垂直的杆上。在质量块上作用力 F_0 , 质量块在垂向产生位移 y 。设单根弹簧的刚度为 k_0 , 弹簧长度为 l , 弹簧两端的跨距为 y_0 。

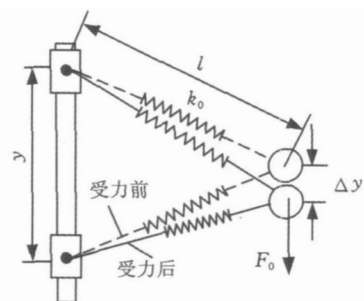


图 3 变刚度原理示意图

在小变形的情况下, 上下弹簧受力可以分别表示为 $l + F_0 L / (y k_0)$ 和 $l - F_0 L / (y k_0)$ 。由变形的几何关系可以计算得到质量块相对于原始位置的近似水平位移和垂直位移分别为 $x = 0$, $y = 2 \left(\frac{L}{y} \right)^2 \frac{F_0}{k_0}$ 。因此, 质量块的运动可以近似看成是

垂直方向的运动,该系统垂直方向的等效刚度为

$$k_c = \frac{F_0}{y} = \left(\frac{y}{l}\right)^2 \frac{ka}{2} \quad (8)$$

设质量块的质量为 m ,由式(8)可以推出系统固有频率为

$$f_e = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{k_c}{m}} = \frac{y}{2l} \sqrt{\frac{ka}{2m}} \quad (9)$$

从式(9)可见,系统的固有频率 f_e 和弹簧跨距 y 之间存在着正比的关系,因此可以通过调整弹簧的跨距来改变系统的固有频率。

2.2 弹簧的设计

片弹簧结构简单,承载力强,侧向刚度大,因此采用片弹簧作为吸振器的弹簧元件。所选用的片弹簧结构如图4所示,图4中粗线为弹簧,两端为较支的约束条件, S 为弹簧的长度, P 为弹簧活动端受力, α 为弹簧一端切角。

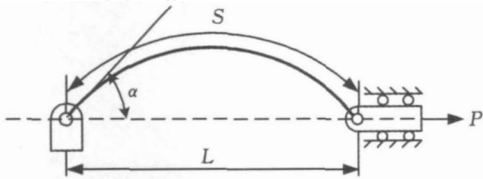


图4 片弹簧结构示意图

弹簧的量纲—弹性常数为

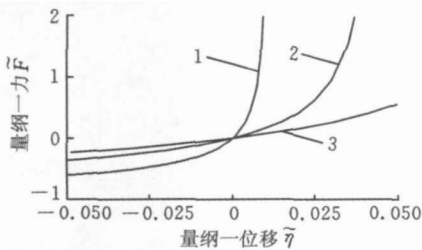
$$\tilde{K} = \frac{\tilde{P}}{\tilde{y}} = \frac{2^3}{2^2(2 - 3\sin\alpha + \cos\alpha)} \quad (10)$$

$$\tilde{P} = P/P_E = PS^2/(\ ^2 EI)$$

$$\tilde{y} = y/S$$

式中, \tilde{P} 为量纲—力; \tilde{y} 为量纲—位移; E 为弹簧材料的杨氏模量; I 为弹簧截面的惯性矩; y 为弹簧受力端的变形位移。

通过进一步的精确分析,可以得到不同 α 角弹簧的力和位移的关系曲线,结果如图5所示。



1. $\alpha = 30^\circ$ 2. $\alpha = 60^\circ$ 3. $\alpha = 90^\circ$

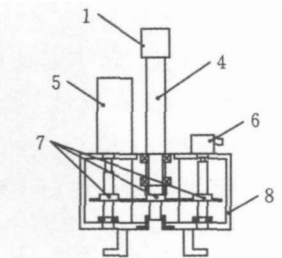
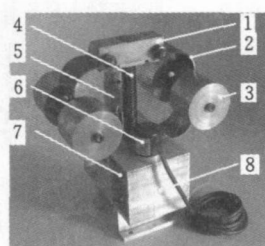
图5 不同 α 角弹簧的力和位移曲线

图5是不同 α 角片弹簧的力和位移曲线,曲线原点处的斜率就是式(10)表示的弹簧的弹性常数。从图5可见, α 角越大,弹簧的刚度越小,其线性度越好。本设计中片弹簧的 α 角为 90° 。由图5可见,此类弹簧有较好的线性度,可以避免产生非线性振动影响减振效果。在其他参数相同的情况下,该型弹簧的刚度较低,相同吸振器固有频率的

情况下,弹簧可以设计得相对厚重,使用中不容易破坏。

2.3 吸振器工作原理

吸振器结构如图6所示,吸振器由丝杠、滑动螺母、片弹簧、集中质量块、直流电机、光电码盘和传动齿轮等部分构成。集中质量块和两弹簧的一端通过销钉铰接在一起,两弹簧的另一端分别铰接在滑动螺母上和电机座上,各个连接处都安装轴承或轴瓦等部件来减小摩擦。电机和码盘固定在电机座上,它们和丝杠通过齿轮传动保证同步转动。吸振器运行时,电机驱动丝杠转动带动滑动螺母上下运动来改变同侧两根弹簧端点的跨距,从而改变吸振器的固有频率。同时,丝杠的转动通过齿轮传递给光电码盘,利用光电码盘记录丝杠的转动圈数,反馈给控制系统,换算成滑动螺母的运动位移就可以得到吸振器的固有频率,实现吸振器的自调谐控制。采用转矩大的直流电机作为驱动设备,能够利用较小的电机带动较大的动质量,既可以减小吸振器的静质量,提高动静比,又能够降低吸振器运行所需的功率。为了保证整体的平衡,采用左右对称的形式布置两个一样的系统。



(a) 吸振器实物照片

(b) 传动部分示意图

- 1. 滑动螺母 2. 片弹簧 3. 集中质量块 4. 丝杠
- 5. 直流电机 6. 光电码盘 7. 传动齿轮 8. 电机座

图6 自调谐式吸振器结构图

该吸振器结构设计特点如下: 结构紧凑。将电机和码盘放到两侧,通过齿轮传动,可以充分利用空间,缩小吸振器的总体尺寸。 阻尼小。采用本身阻尼较小的金属材料制成,在转动处加装轴承和轴瓦等零件,减小摩擦,从而减小阻尼,提高吸振器的减振性能。 动静比大。在保证强度的情况下,静质量构件采用轻质材料,并且合理设计其结构,尽量减少冗余部件,使其质量尽量减小。吸振器的总静质量为 2.5kg ,动质量为 5kg ,动静比为 2 。

3 吸振器的控制系统

吸振器采用直流电机和光电码盘构成的反馈

控制系统。加速度传感器采集的振动信号经电荷放大器放大,通过 A/D 转换模块传递给主处理器。主处理器对信号进行 FFT 变换获得振动信号的主频率,然后据此频率计算出所要调整的吸振器的跨距值,通过驱动电路控制直流电机转动,改变吸振器弹簧跨距,并利用编码器的反馈信号确定其位置。最后把相应的数据经串口发送到 PC 机监控界面。

为了提高控制精度,电机采用脉宽调制 (pulse width modulation, PWM) 的控制方式,即使用 PWM 信号,控制三极管的导通时间,从而调整电机驱动电压的占空比,以此来控制直流电机的转速。采用这种方法可以将吸振器跨距调整过程分为两个阶段,粗调时采用较快的转动速度,尽快达到所需位置,缩短调整时间,将要到达该位置时降低电机的转速,以使电机能够准确停在所需位置,实现精确控制。

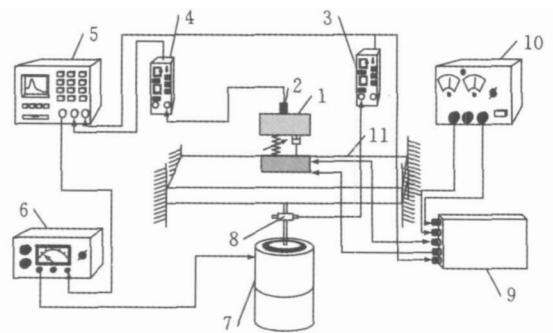
主处理器是该吸振器控制系统硬件的核心部分,要求成本低、速度快、功能强大且具有 A/D、PWM、正交编码信号处理模块、串口、IO 口等功能。TI 公司的 TMS320F2812DSP 主处理器是一款运动控制性能较好的处理器,能够满足上述要求。由 DSP 芯片产生的 PWM 信号不足以直接驱动电机运行,需要使用驱动器将其转换成可驱动电机的驱动信号。驱动电路采用 SGS 公司的集成芯片 L298N。它是恒压恒流双 H 桥电机芯片,输出电流可达到 2A。为了降低驱动电路对控制系统的影响,加入了光耦器件 TL P521 - 2 对 DSP 产生的 PWM 信号进行光电隔离,再送给驱动芯片 L298。这样使得控制信号变得稳定而且可靠。

4 吸振器的实验评价

4.1 移频特性

为了研究吸振器的动力学特性,在自建的两端固支梁实验平台上进行了吸振器的移频实验。实验系统如图 7 所示。实验中将吸振器安装在梁中点处。利用频谱分析仪提供激励信号对梁施加激励,激励力位置也在梁中点处。激励器和梁之间通过阻抗头连接,阻抗头测得的加速度信号为 a_1 。吸振器动质量上安置加速度传感器,其测得的信号为 a_2 。 a_1 和 a_2 即为吸振器的输入信号和输出信号。在随机激励的情况下,将 a_2/a_1 作为传递函数进行傅里叶分析,得到该函数的频谱曲线,曲线上峰值点对应的频率值即为该跨度下吸振器的固有频率。改变吸振器的跨距,重复上述

实验过程就能得到吸振器固有频率随跨距的变化,结果如图 8 所示。



1. 自调谐式吸振器 2. 加速度传感器 3. 电荷放大器 1
4. 电荷放大器 2 5. 频谱分析仪 6. 功率放大器
7. 电磁激励器 8. 阻抗头 9. 自调谐式吸振器控制系统
10. 直流电源 11. 梁结构实验平台

图 7 梁结构实验系统示意图

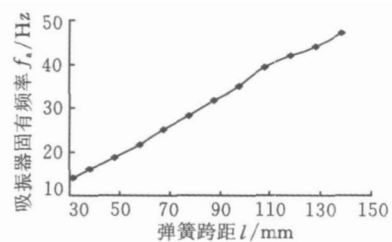


图 8 吸振器的移频曲线图

从图 8 可以看出,当吸振器的跨距从 30mm 变化到 140mm 时,吸振器的固有频率可以从 14.2 Hz 变化到 47.2 Hz,频率改变达到 232%,移频范围很宽。吸振器移频的线性度较好,基本可以视为线性。

4.2 减振效果

将两端固支梁作为减振对象来评价吸振器的减振效果,实验系统示意图同图 7。实验中吸振器质量为 7.5kg,梁质量为 20kg,质量比为 1/2.7。在不同的激励频率下,利用阻抗头分别测试不安装吸振器、安装被动式吸振器(吸振器的固有频率和梁的固有频率一致,且固定不变)和安装自调谐式吸振器时梁中点的加速度响应幅值。实验结果如图 9 所示。

图 9a 为三种情况下梁中点加速度响应的频域曲线。从图 9a 可见,未加吸振器的情况下,响应曲线出现一个较高的共振峰,安装被动式吸振器后该共振峰被抑制,但在两侧出现了两个新的共振峰,共振峰对应频带内的振动反而加剧。安装自调谐式吸振器使整个频带内的振动都受到抑制。图 9b 是利用有吸振器与无吸振器时梁中点的加速度幅值之比来表征的减振效果曲线。从图 9 可见,除了系统的固有频率点处两种吸振器的减振效果一致外,其他频率处自调谐式吸振器的

减振效果都要好于被动式吸振器的减振效果。从图 9a 和图 9b 对比来看,梁的振动越是剧烈处吸振器的减振效果越好,在梁的固有频率处(30.06 Hz),减振效果可以达到 37dB。其他频率点处梁的振动本来就较小,因此吸振器的减振效果不十分明显。

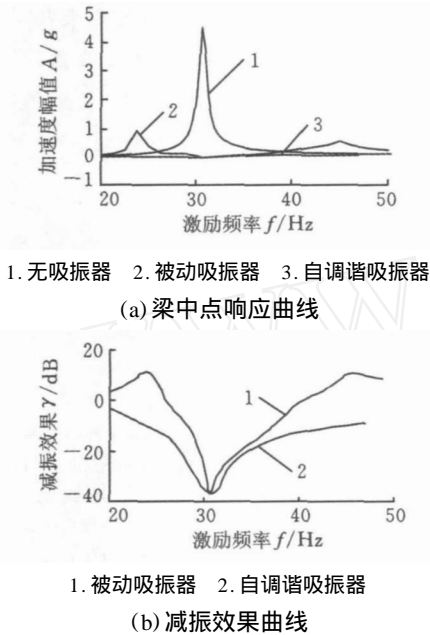


图 9 减振实验频域结果

自调谐式吸振器的减振实验时域结果如图 10 所示。图 10a 是自调谐式吸振器的固有频率和激励力频率的变化情况。图 10b 是对应时间段内梁中点处的加速度响应曲线。第 1 段中,激励力频率为 35 Hz,吸振器没有运行,此时其固有频率为 43 Hz,以被动吸振器的方式工作。由图 10b 可见,此时已有一定减振效果,但效果并不十分理想。第 2 段中激励力仍为 35 Hz,吸振器开始工

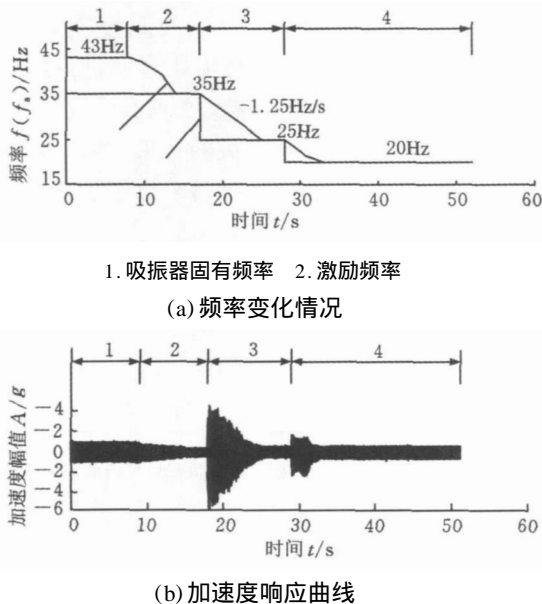


图 10 减振实验时域结果

作,6.2 s 后吸振器的固有频率调整为 35 Hz,由图 10b 可见,此时梁的振动比第 1 段中进一步减小。第 3 段中激励力频率改变为 25 Hz,开始时振动情况恶化,吸振器自动改变其固有频率来跟踪激励频率,8.4 s 后吸振器的固有频率调整为 25 Hz,系统振动稳定。第 4 段中激励力频率从 25 Hz 变为 20 Hz,系统振动再次恶化,吸振器经过 4.8 s 实现跟踪调节,系统振动减小。

从吸振器减振实验的时域结果可以看出,自调谐式吸振器能够自动跟踪激励频率,实现较宽频带内的调谐控制。吸振器的调谐速度约为 1.25 Hz/s,速度较快,能够满足频率改变较快情况下的减振需求。

5 结论

本文设计了一种机械自调谐式动力吸振器及其控制系统,该吸振器结构紧凑,静质量较小,可以通过调节自身的几何参数来调节固有频率,能够跟踪减振对象的激励频率进行吸振。对吸振器动力学特性测试的结果表明,该吸振器拥有很宽的移频范围,当吸振器的跨距从 30mm 变化到 140mm 时,吸振器的固有频率可以从 14.2 Hz 变化到 47.2 Hz,频率改变最大可达 232%,能够满足激励力频率变化范围较大情况下的减振需求。吸振器减振效果显著,在试验梁的固有频率(30.06 Hz)处,减振效果可以达到 37dB,应用前景广泛。

参考文献:

- [1] 刘军,何铁平,罗石. 新型高效电磁式作动器的研制及特性分析[J]. 中国机械工程,2006,17(18): 1892-1912.
- [2] Jalili N, Knowles D W. Structural Vibration Control Using an Active Resonator Absorber: Modeling and Control Implementation [J]. Smart Materials and Structures, 2004, 13(5): 998-1005.
- [3] Walsh P L, Lamancusa J S. A Variable Attifness Vibration Absorber for Minimization of Tansient Vibrations [J]. Journal of Sound and Vibration, 1992, 158(2): 195-211.
- [4] Liu J, Liu K F. A Tunable Electromagnetic Vibration Absorber: Characterization and Application [J]. Journal Sound and Vibration,2006, 295(3/5): 708-724.
- [5] Deng Huaxia, Gong Xinglong, Wang Lianhua. Development of an Adaptive Tuned Vibration Absorber with Magnetorheological Elastomer [J]. Smart Materials and Structures, 2006, 15(5): 111-116.

基于工艺约束矩阵的加工序列优化

胡于进 张正义 凌 玲 蔡力钢

华中科技大学,武汉,430074

摘要:为了便于识别加工序列是否满足工序优化过程中的相关工艺约束,引进工艺约束矩阵实现了定性约束的转化及加工序列的合法性识别;通过设计相应的转化准则、矩阵检测及修正措施,保证了约束信息转化的可靠性与准确性;提出了用于识别加工序列合法性的匹配算法,并基于约束矩阵,建立了工序优化的数学模型,利用遗传算法实现了工序优化求解,获得了最优/次优的加工序列。实例结果表明,基于约束矩阵的工艺优化不仅能得到最优/次优的工艺,而且运算效率也有所提高。

关键词:工序优化;工艺约束;约束矩阵;约束检查

中图分类号:TH162;TP391 **文章编号:**1004—132X(2009)09—1062—05

Process Sequence Optimization Based on Process Constraint Matrix

Hu Yujin Zhang Zhengyi Ling Ling Cai Ligang

Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, 430074

Abstract: In order to identify whether the process sequence to meet the related process constraints in the optimizing process, the transformation of qualitative constraints and the identification of process sequence's legitimacy were got through the introduction of process constraint matrix herein. Several transfer rules, matrix check and modification methods were designed to make sure the reliability and the veracity of the constraint information transformation process. A matching algorithm to identify the legality of the process sequence was proposed based on the constraint matrix. The mathematic model of process sequence optimization was set up and with genetic algorithm the best/hypo - best process was obtained. An example shows the constraint matrix ensures the process's veracity and enhances the operation efficiency in the process sequence optimization.

Key words: process planning optimization; process constraint; constraint matrix; constraint check

0 引言

工艺优化是计算机辅助工艺设计(CAPP)、特别是定量化 CAPP 中一个尚未得到很好解决的重要课题^[1-2],其目的就是合理安排零件的制造工艺和制造资源、缩短产品制造周期并降低制造成本。工艺优化在军工、航天航空、船舶、汽车等行业的批量生产中,尤其显得重要^[1-3]。

在工艺序列优化方面,常用的方法是根据预先存储在知识库中的规则来对零件的加工方法进行排序和判断加工序列是否合理^[1,4-7],是一种典型的定性型工艺评估与优化方法。Irani 等^[8]最先使用密尔敦路经规划法用于加工序列优化,提

出了一种优先图和加工费用矩阵,作为加工序列选择的依据,但由于加工序列问题涉及到大量相互作用的约束,使用确定搜索法(如整数规划法、分支定界法和动态规划法等)很难对工艺序列优化问题进行求解。近年来,众多研究人员探索了基于人工神经网络、基于模拟退火算法等方法的工艺决策与优化方法^[6-7,9-10],以及利用模糊评价方法对多工艺方案的评价与优化^[11-12],但这些研究大都还处于探索阶段。本文在现有研究成果的基础上,通过矩阵来表达相关的约束,并结合遗传算法进行工艺的优化运算,最后获得了合理、实用的工艺方案。

1 面向机加工的工艺约束

在实际加工过程中,一个加工特征可能有多个加工步骤。这里采用分解-组合的方法将一个

收稿日期:2008—05—26

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50675078);国家 863 高技术研究发展计划资助项目(2006AA04Z136)

[6] 杨景义,王信义. 试验模态分析[M]. 北京:北京理工大学出版社,1990.

(编辑 马尧发)

作者简介:徐振邦,男,1982 年生。中国科学技术大学近代力学

系、中国科学院材料力学行为与设计重点实验室博士研究生。主要研究方向为振动控制。龚兴龙,男,1966 年生。中国科学技术大学近代力学系、中国科学院材料力学行为与设计重点实验室教授、博士研究生导师。陈现敏,男,1984 年生。中国科学技术大学近代力学系硕士研究生。倪正超,男,1983 年生。中国科学技术大学近代力学系硕士研究生。