

薄壁机匣铣削加工颤振抑制研究

马鹏举¹,徐汶¹,高延¹,李文²,郑学著²,叶成思²

(1. 北京航空航天大学自动化科学与电气工程学院,北京 100191;

2. 中国航发南方工业有限公司工程技术部,株洲 412002)

[摘要] 薄壁类工件由于其刚性较差,在铣削过程中相对于厚壁工件来说更易产生振动,因此需要采取一些措施来抑制颤振。从调谐质量阻尼器(TMD)的吸振原理出发,根据有限元分析和模态试验结果设计了抑振辅助夹具。所设计的辅助夹具不需要额外的动力装置、结构简单、易安装、灵活方便且适用性广。试验结果表明,采用抑振夹具后,机匣零件铣削过程中系统的低阶振动幅值降低了90%,高阶振动幅值降低了70%,刀具和工件的耦合振动幅值降低了80%。

关键词: 切削; 颤振; 调谐质量阻尼器(TMD); 机匣; 辅助夹具

DOI: 10.16080/j.issn1671-833x.2018.11.016



马鹏举

博士、副教授,主要研究方向为先进制造技术、航空航天产品工艺及加工过程智能监控、旋转锻造。

薄壁圆筒类零件由于刚性较差,加工时会发生较严重的颤振现象,使得加工精度和表面质量难以达到

设计要求。为了抑制加工过程中的颤振,国内外学者开展了大量研究。Aoyama等^[1]应用低熔点合金实现了对薄壁柔性零件的多点均匀支撑,有效抑制了工件加工中的弹性变形。

通过采用主动与被动控制的方法来抑制切削加工过程中工艺系统的振动在众多文献中也有提及。Dohner等^[2]设计了针对刀具的主动控制回路,将铣削加工的材料去除率提高了一个量级。Rashid等^[3]利用自适应控制策略对工装进行主动控制,提高了铣削加工的表面质量及刀具寿命。主动控制采用反馈控制的原理,对系统进行连续的调节,具有较强的适应性,但成本高,实现复杂。Rashid等^[4]研究了单自由度被动阻尼器对铣削颤振的抑制。Zhang^[5]和Sims等^[6]研究了压电阻尼器和小质量块阻尼器对铣削颤振的抑制。

这些非传统的阻尼器设计主要

是通过主动或者被动的方式改变阻尼器的结构。然而,Kolluru和Axinte^[7]的研究表明,影响铣削颤振的主要因素是刀具和工件的耦合振动(共振),并且发现刀具和工件会随着切削深度的变化而分别成为产生颤振的主要原因。这为不同切削深度下,选择改变刀具阻尼还是改变工件阻尼提供了理论依据。Zeng等^[8]研究了通过设计合理的夹具布局方案来抑制铣削过程中的振动,研究表明,通过设计合理的夹具位置、恰当的力作用方式以及有限的夹具单元数量可以最大化抑制铣削加工过程中的颤振。Siebenaler等^[9]用有限元分析预测了夹具作用下工件的位移情况,试验和仿真符合得很好;Wang等^[10]用有限元分析了涡轮叶片夹具的位移情况并设计出了响应的夹具。Kolluru等^[11]提出了工件表面的阻尼装置以抑制铣削过程中

的颤振现象。

本文主要研究了调谐质量阻尼器的吸振原理、薄壁机匣的有限元仿真分析、辅助夹具的结构设计、模态测试,并通过铣削试验对所设计的辅助夹具的抑振效果进行了验证。

调谐质量阻尼器的吸振原理

TMD 的吸振原理是把 TMD (包括质量块、并联的弹簧和阻尼器) 连接到主结构上,通过惯性质量与主结构控制振型谐振将主结构的能量转移到 TMD,从而抑制主结构的振动。TMD 就相当于一个“吸振器”,将主体结构振动吸收到附加结构上,以附加结构的较大幅度的振动为代价,来消减结构的振动反应。在 TMD 的设计上一般要求“吸振器”具有很强的变形能力且不发生破坏。TMD 是一个典型的二阶质量弹簧阻尼系统,其工作原理如图 1 所示。其系统振动方程为:

$$M\ddot{Y} + C\dot{Y} + KY - c(\dot{y} - \dot{Y}) - k(y - Y) = F(t) \quad (1)$$

$$m\ddot{y} + c(\dot{y} - \dot{Y}) + k(y - Y) = 0 \quad (2)$$

式中, M 、 C 、 K 分别为主结构(即需

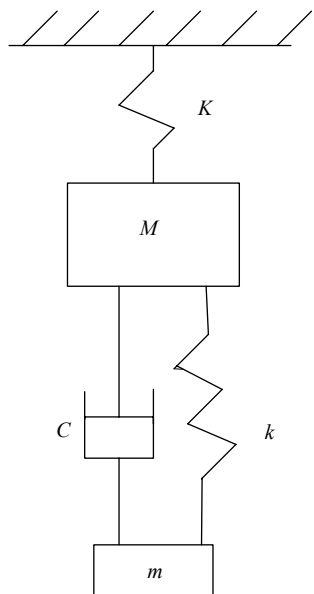


图1 调谐质量阻尼器工作原理图
Fig.1 Tuned mass damper working principle diagram

要被控制的结构)的质量、阻尼和弹簧刚度; m 、 c 、 k 为调谐质量阻尼器的质量、阻尼和弹簧刚度; Y 为主结构的振动位移; y 为调谐质量阻尼器的位移; $F(t)$ 为外部激励力。

经过推导,可得出频率比:

$$\alpha = \frac{\omega}{\omega_0} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (3)$$

阻尼比:

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + \mu)^3}} \quad (4)$$

式中, ω 、 ω_0 分别为阻尼器和主结构的固有频率; $\mu=m/M$ 。

由上式分析可得, μ 的值越大, 阻尼比越小; 频率比也越小。一般主结构的质量变化不大, 阻尼器的固有频率一般与主结构比较接近, 这就要求所设计的阻尼器质量不能过大。一般工业生产中要求 $\mu \leq 5\%$ 。

薄壁机匣有限元分析

1 研究对象建模、网格划分

所研究的机匣材料为高温合金 GH4169, 弹性模量为 199.9GPa, 泊松比为 0.3, 密度为 8240kg/m³, 剪切模量为 77.2GPa, 质量为 10.664kg。图 2 给出了机匣的三维模型。机匣外径为 412.70mm, 内径为 409mm, 厚度 1.85mm, 高度为 129.70mm。

工件的边界条件会极大地影响机匣的振动特性, 因此在进行有限元模态分析时必须正确地施加约束。考虑到航空发动机机匣加工的实际情况以车和铣为主, 因此设置其约束为底面法兰盘零位移约束。以图 2 所示薄壁机匣为研究对象, 建立了薄壁机匣的有限元模型, 该模型共包含 6480 个节点, 960 个单元。网格划分模型如图 3 所示(其中绿色部分为其约束情况)。

2 薄壁机匣有限元仿真分析

当前的有限元分析软件为理论模态分析提供了有效的分析手段, 通过恰当的计算机建模、网格划分和边界条件设定, 可以得到较为准确的分

析结果, 能够在试验前对结构模态有初步的认识。利用 Block Lanczos 方法计算获得了薄壁机匣的固有频率和模态振型结果。对于圆柱型薄壁结构, 其模态具有重根。由于在加工过程中, 随着余量的切除, 工件的厚度也会发生变化, 因此又分析了不同壁厚情况下的模态振型。不同厚度机匣的固有频率和模态振型如表 1 所示。

分析其他厚度的振型图发现, 随着壁厚的增大, 试验件的模态频率整体增大, 振型也不断发生变化。通过分析可以看出, 在不同厚度情况下, 工件的模态振型具有极高的相似性, 这就可能通过类似的方法进行抑振, 减小了抑振设计的工作量。



图2 薄壁机匣三维模型
Fig.2 Three-dimensional model of thin-walled casing



图3 薄壁机匣有限元网格划分后的模型和约束(绿色部分0位移约束)
Fig.3 Thin-walled casing finite element meshing model and constraint (green part is 0 displacement constraint)

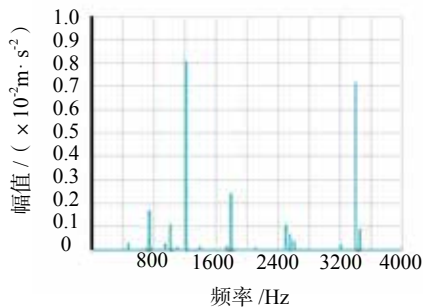
为了确定研究对象的主振型,在模态分析的基础上,进行了谐响应分析。在谐响应分析中,将交变力加载在机匣的顶部位置,使得交变力的频率从0~5000Hz变化,以测定系统对交变力能量的吸收情况。选取了机匣的3个典型点,分别是机匣的顶点、中部点和底部点,得到3个点的

频率响应情况如图4所示。

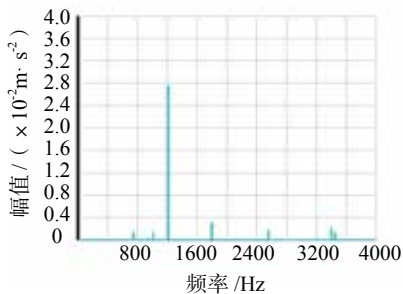
谐响应分析的结果清晰表明,在载荷幅值相同的情况下,频率响应最大的对应频率为图4中第6阶模态对应的频率1212Hz,即该频率为发生自激振动的主频率。通过谐响应分析,可以确定主模态为第6阶模态,主振型如图5所示。

表1 不同厚度机匣的固有频率和模态振型

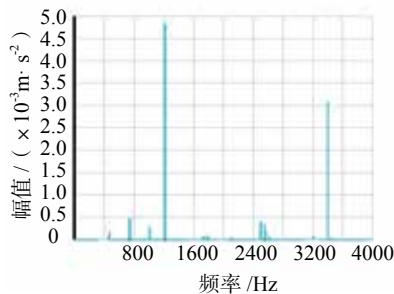
模态阶次	成品机匣		2mm 毛坯	
	固有频率 /Hz	模态振型	固有频率 /Hz	模态振型
1	328		477	
2	566		659	
3	743		916	
4	947		1039	
5	1122		1207	
6	1212		1477	
7	1430		1517	
8	1742		1840	



(a) 顶点



(b) 中部



(c) 底部

图4 谐响应分析得到的3个典型点的频率响应情况

Fig.4 Harmonic response analysis of the three typical points of the frequency response

辅助夹具结构设计

1 设计思路

由有限元分析结果可知,机匣的主振型为六边形。根据有限元分析结果设计响应的夹具,机匣夹具的设计如图6所示,夹具由3个部分组成,即橡胶带1、弹簧单元组2和六边形框架3。

弹簧单元组2是夹具设计的关键,其由扭簧5提供扭矩,以向外围的橡胶带1提供压力,使弹簧单元组2和六边形框架3紧密地固定在机匣和橡胶带1上。弹簧单元组2的关键零件包括两个转动体6和7、扭簧5、压块4、螺纹轴8,大转动体6装配在小转动体7外侧,通过中心的圆孔与螺纹轴8配合,接受扭簧5的扭矩。压块4通过螺纹轴8与大转动体6和小转动体7连接,压块4直接与橡胶圈接触,同时,压块4可绕压板轴旋转,可自适应机匣斜度的变

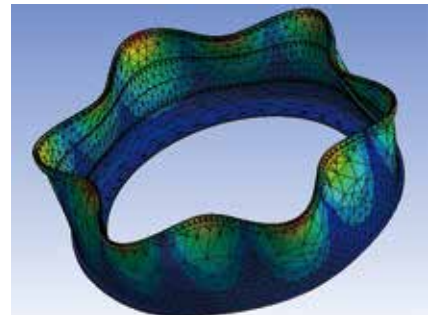
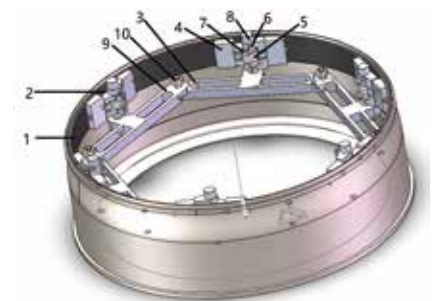


图5 谐响应分析得到的主振型

Fig.5 Harmonic response analysis of the main vibration mode



1—橡胶带;2—弹簧单元组;3—六边形框架;4—压块;5—扭簧;6—大转动体;7—小转动体;8—螺纹轴;9—连接杆;10—六角螺纹柱销

图6 辅助夹具原理图

Fig.6 Auxiliary fixture schematic

化,始终保持面接触。扭簧5属于螺旋弹簧。扭簧可以存储和释放能量。扭簧5的端部被固定到压块4,当压块4绕着扭簧5的中心旋转时,扭簧5将它们拉回初始位置,产生扭矩或旋转力。扭簧的扭力,主要取决于它的弹性系数大小,而弹性系数的大小主要取决于:材料、横截面积、单位长度内的圈数。扭力的计算公式为:

$$F = \frac{E\pi d^4 \phi}{3670 \times D \times n} \times L \quad (5)$$

式中, E 为弹簧材料的弹性模量(MPa), d 为簧丝直径(mm), ϕ 为扭簧的扭转角度, L 为扭臂长度(mm), D 为弹簧的中径(mm), n 为弹簧的有效圈数。由于质量和弹簧单元组体积的限制,因此改变扭力最可靠的方法是增大扭转角度。由扭力计算公式得不同扭转角度下的作用力如表2所示。每个扭簧工作状态为 120° 。由表2可知,扭簧角度为 300° 时产生的作用力较大,为了保证夹具贴合在机匣表面,故选择 300° 扭簧角度作为扭簧的初始角度。

由之前的分析可知,机匣的主振型为六边形。由此,将夹具设计成六边形。同时为了保证夹具的质量在机匣质量的5%之内(5.3N),连接杆9采用减重设计,同时除部分螺栓标准件为钢件外,其余均用铝合金材料制造,实现减重。框架之间的连接通过六角螺纹柱销10连接,框架之间用六角柱销配合六角孔进行定位,两侧用螺母压紧。

计算可得当采用 300° 扭簧角度时,可以保证辅助夹具与橡胶带、橡胶带与机匣间的摩擦力不小于

118N,是辅助夹具本身的重量的20多倍,可以确保加工过程中减振辅助夹具被牢固的固定在所需要的安装位置上。

2 设计特点

该夹具设计的主要特点是:(1)适用性强,不但适用工件内部,还可以方便的使用于工件外部;对于不同的工件直径只要改变连接杆9的边长,就可以适用于不同尺寸,特别适用于大型薄壁机匣加工。(2)不但适用于圆形轴对称零件,对于棱柱形轴对称零件同样适用。(3)夹具依靠弹簧单元组2将橡胶带1固定在机匣内壁,不用其他的动力装置,大大简化了夹具的设计。(4)夹具安装简单,方便在不同工序中使用。(5)夹具使用时不但不影响工件外部各特征面的加工,即使内腔加工也留有足够的进刀和退刀空间,使得在一次安装下可以加工出尽可能多的工件特征表面,减少安装次数,提高加工效率。(6)六边形框架结构3可以保证在圆周方向施加的作用力是一致的,避免对工件造成附加不均匀静力变形。

模态测试

1 模态测试原理

为了研究所设计的夹具对机匣模态的影响,设计进行了3次模态试验。分别对不安装夹具、只加橡胶带、有夹具3种情况下的机匣做了模态试验。由于研究对象尺寸小、动态线性特性较好、噪声低,激励方法采用锤击法。试验采用固定多个响应测点、移动单个激励点(MIMO)的方法对图2所示的机匣进行模态分析,选取36个测量点,约束方式与有限

元分析一致。模态测试原理如图7所示。

本模态试验中,传感器的安装方式决定了只能测出机匣的径向振动,某些模态无法测出,例如机匣的轴向振动等,在做固有频率时应考虑这一点。

2 模态试验结果分析

力锤激励所测得的响应信号在频域上的波形和峰值对应的频率和阻尼比如图8所示。可以看出,加橡胶带比不安装夹具的频响幅值降低了70%,安装夹具比不安装夹具的频率响应幅值降低了83%。

使用频谱图半功率带宽法计算阻尼比,根据频谱图半功率带宽法计算阻尼比公式:

$$\zeta = \frac{1}{2f}(f_2 - f_1) \quad (6)$$

式中, f 为频谱图上的共振频率, f_1 和 f_2 分别为 f 左右两侧相邻采样点的频率值。

根据频谱图半功率带宽法公式,图8(a)测得共振频率为940Hz,峰值下的阻尼比为0.16%;图8(b)测得共振频率为738Hz,峰值下的阻尼比为2.4%;图8(c)测得共振频率为2639Hz,峰值下的阻尼比为3.6%。3种情况中只加橡胶带比不安装夹具阻尼比提高了近15倍,安装夹具比不安装夹具的阻尼比提高了20多倍。

阻尼比变大原因有3点:一是由于橡胶带、弹簧单元组、六边形框架等增加了整体结构的质量,从而改变了系统的阻尼;二是橡胶这种材料有很显著阻尼效果;三是弹簧单元组作用于橡胶带上的剪切力较大,从而增大了阻尼。

该试验对机匣的36个测点的频响函数集总曲线进行集总平均,分别得到的集总频响函数曲线如图9所示。频响函数曲线可以反映振动的基本特征,可以直观表现其固有频率。

表2 扭簧作用力与角度关系

扭簧角度 / ($^\circ$)	弹簧系数	转动角度 / ($^\circ$)	作用力 / N
225	324.16	52.5	7.4
270	319.23	75	10.4
300	316.03	90	12.3

由图9可知,加橡胶带后,0~1000Hz和2500~3000Hz两个频率段内系统的固有频率与之前未加橡胶带时基本一致,1000~2500Hz频率段内固有频率消失;加橡胶带后系统的整体振动幅度大大降低。

安装夹具后测得系统的低频段固有频率消失,高频段固有频率幅值大大降低。这表明橡胶带对中频的模态具有明显的抑制效果,但是并不能很好地提升系统的低频固有频率。

观察图9中的(a)和(c)可以看出,采用抑振夹具后,机匣零件铣削过程中系统的低阶振动幅值降低了90%,高阶振动幅值降低了70%。

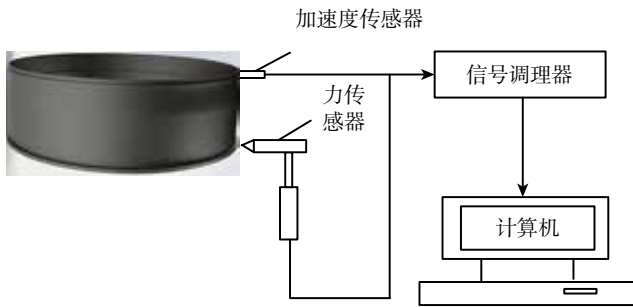


图7 模态测试原理图
Fig.7 Modal test schematic

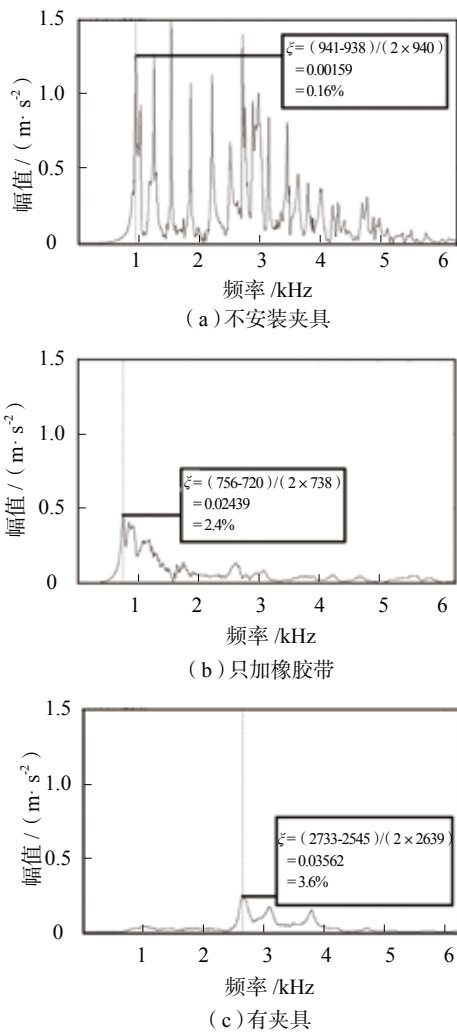


图8 力锤激励的响应信号
Fig.8 Response signal generated by the hammer excitation

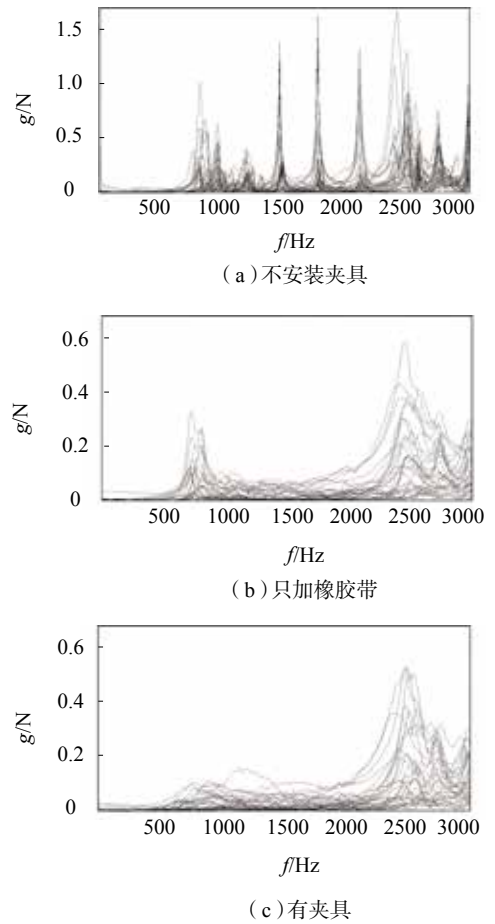


图9 频响函数集总曲线
Fig.9 Frequent frequency curve of frequency response function



图10 试验装置图
Fig.10 Experimental device

试验验证

由于 D165 型高速铣床具有切削速度、加工效率高且适合航空领域的薄壁零件加工等优点,所以本次试验选用沈阳 D165 型高速铣床作为试验平台,试验装置如图 10 所示。为了获得刀具的振动信号,在刀具主轴外部嵌入两个加速度传感器。

由于工件材料的原因,加速度计不能通过磁力座吸附在机匣表面,因此安装了 4 个加速度计于机匣表面,由于所设计的夹具形状的原因,因此在扭簧力作用区域和非扭簧作用区域分别安装了两个加速度传感器,以便测出在有扭簧作用力和无扭簧作用力下振动幅度的差别。

同时为了有足够的数据来分析刀具转一圈过程中的频率分量,故选择 216kHz 的采样频率来采集加速度信号。由于机匣为难加工高温合金材料,因此切削用量选择 $\alpha_p=0.5\text{mm}$, $\alpha_e=0.2\text{mm}$ 。机床主轴转速 6000r/min。铣削所用刀具为 TiC 涂层的整体硬质合金 4 齿铣刀,刀具切削部分长度为 25mm,刀具总长度为 75mm,刀具直径为 10mm。

铣削过程中用均方根(RMS)来衡量振动幅度的大小,如图 11 所示。由分析所测得的加速度有效值可知,安装夹具之后的振动信号的有效值比不加夹具降低了 80%,加整个夹具比只加橡胶带的整体振动信号降低了 30%。

为了更好地确定扭簧作用力在抑制振动方面起的作用,分析了铣削过程中扭簧力作用区域和非扭簧力作用区域的振动情况,如图 12 所示。由结果分析可知,扭簧力作用区的振动幅度与非扭簧力作用区的振动幅度基本相同,可以有效地保证加工尺寸一致性,进一步提高加工精度。这也从侧面表明扭簧力提高了作用点区域附近的刚度,增大了阻尼。

对试验所用刀具做了力锤激励

响应测试,得到的频响函数曲线如图 13 所示,可以清晰地看出刀具的固有频率分布情况。分析刀具和工件

之间的动态耦合响应是用来检测抑振效果的重要手段。所设计的辅助夹具能否改变整体结构的动态特性,

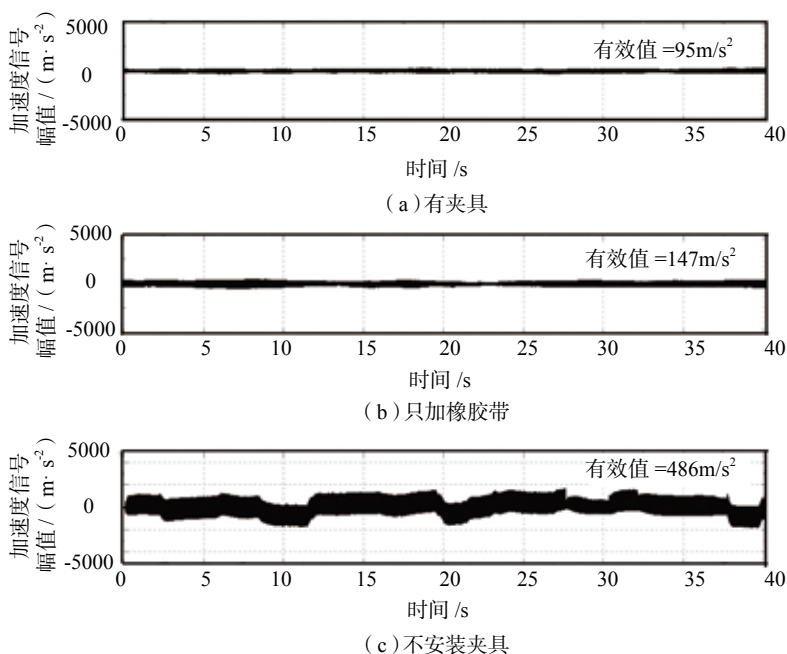


图11 铣削过程中的加速度信号
Fig.11 Acceleration signal during milling

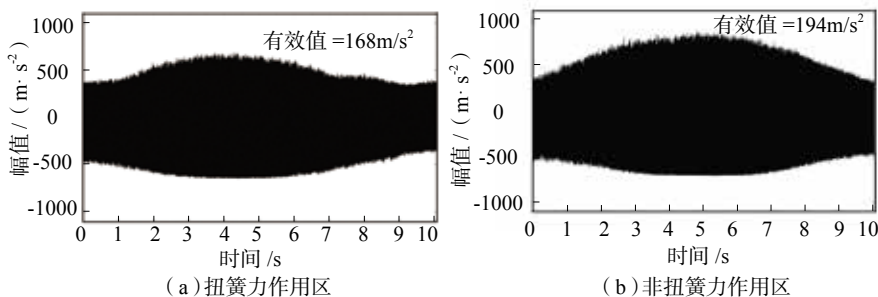


图12 铣削过程中的振动情况
Fig.12 Amplitude of vibration during milling

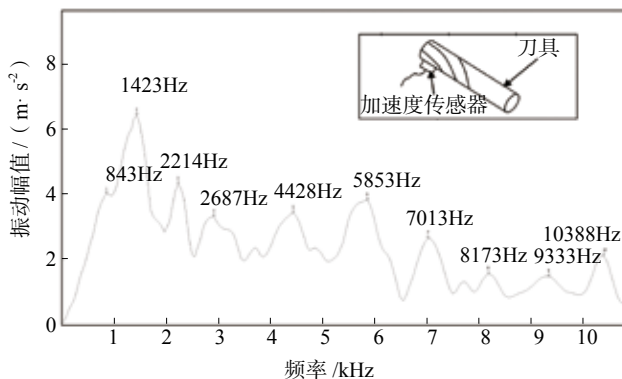


图13 刀具频响曲线
Fig.13 Tool frequency response curve

内部,还可以方便地使用于工件外部;同时,通过改变辅助夹具的尺寸大小,还可以装夹在不同直径的机匣上。

(2)通过分析模态试验中力锤激励的响应信号,发现加橡胶带之后响应信号的阻尼比比不安装夹具提高了约15倍,而所设计的辅助夹具的阻尼比比不安装夹具提高了20多倍。分析3种试验条件下的频响函数集总曲线可知,橡胶带对中频的模态具有明显的抑制效果,但是并不能很好地提升系统的低频固有频率。所设计的夹具很好地改变了中低频的固有频率,而且大大降低了振动幅度。

(3)铣削试验结果表明,安装所设计的夹具之后振动信号的有效值比不安装夹具降低了80%。通过分析不同测点振动信号,发现扭簧力作用区的振动幅度与非扭簧力作用区的振动幅度基本相同,可以有效地保证加工尺寸一致性,进一步提高加工精度。这也从侧面表明扭簧力提高了作用点区域附近的刚度,增大了阻尼。

(4)通过对刀具和工件的耦合振动信号进行三维谱阵分析发现,安装夹具比不安装夹具颤振幅值降低了95%,共振频率由843Hz提

高到了2687Hz,刀具和工件的耦合振动幅值比不安装夹具降低了80%。

参考文献

- [1] AOYAMA T, KAKINUMA Y. Development of fixture devices for thin and compliant workpieces[J]. *CIRP Annals Manufacturing Technology*, 2005, 54(1): 325-328.
- [2] DOHNER J L, LAUFFER J P, HINNERICHS T D, et al. Mitigation of chatter instabilities in milling by active structural control[J]. *Journal of Sound & Vibration*, 2001, 269(1): 197-211.
- [3] RASHID A, NICOLESCU C M. Active vibration control in palletized workholding system for milling[J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2006, 46(12/13): 1626-1636.
- [4] RASHID A, NICOLESCU C M. Design and implementation of tuned viscoelastic dampers for vibration control in milling[J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2008, 48(9): 1036-1053.
- [5] ZHANG Y, SIMS N D. Milling workpiece chatter avoidance using piezoelectric active damping: a feasibility study[J]. *Smart Materials & Structures*, 2005, 14(6): 65-75.
- [6] SIMS N D, AMARASINGHE A, RIDGWAY K. Particle dampers for

workpiece chatter mitigation[J]. *Manufacturing Engineering Division, ASME*, 2005, 16(1): 825-832.

[7] KOLLURU K, AXINTE D. Coupled interaction of dynamic responses of tool and workpiece in thin wall milling[J]. *Journal of Materials Processing Technology*, 2013, 213(9): 1565-1574.

[8] ZENG S, WAN X, WENLONG L I, et al. A novel approach to fixture design on suppressing machining vibration of flexible workpiece[J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2012, 58(7): 29-43.

[9] SIEBENALER S P, MELKOTE S N. Prediction of workpiece deformation in a fixture system using the finite element method[J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2006, 46(1): 51-58.

[10] WANG Y, CHEN X, GINDY N. Deformation analysis of fixturing for workpiece with complex geometry[J]. *Key Engineering Materials*, 2005, 291-292(6): 631-636.

[11] KOLLURU K, AXINTE D, BECKER A. A solution for minimising vibrations in milling of thin walled casings by applying dampers to workpiece surface[J]. *CIRP Annals Manufacturing Technology*, 2013, 62(1): 415-418.

通讯作者: 马鹏举, E-mail: 07931@buaa.edu.cn.

Research on Chatter Suppression in Thin-Walled Casing Milling

MA Pengju¹, XU Wen¹, GAO Yan¹, LI Wen², ZHENG Xuezhong², YE Chengsi²

(1. School of Automation Science and Electrical Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;

2. Engineering Technology Department, AECC South Industry Co., Ltd., Zhuzhou 412002, China)

[ABSTRACT] Milling thin walled structures is challenging due to their low stiffness and hence consequential vibration problems. So some measures need to be taken to suppress chatter. Based on the vibration absorption principle of tuned mass damper (TMD), the vibration suppression auxiliary fixture is designed according to the finite element analysis and modal experiment results. The proposed auxiliary fixture does not require additional power unit, with simple structure, easy installation, flexible and convenient advantages and can be widely used in industrial manufacturing. The experimental results show that the amplitude of the low frequency vibration of the system reduced by 90%, the amplitude of the high frequency vibration reduced by 70%, and the coupling vibration amplitude of the tool and the workpiece reduced by 80%.

Keywords: Milling; Chatter; Tuned mass damper (TMD); Casing; Auxiliary fixture

(责编 李丹)