

考虑直径和质量变化的车削工件振动建模和试验分析

韩贤国^{1,2}, 王敏杰^{*1}, 欧阳华江³

- (1. 大连理工大学 模塑制品教育部工程研究中心, 辽宁 大连 116024;
2. 辽东学院 机电学院, 辽宁 丹东 118003;
3. 利物浦大学 工程学院, 英国 利物浦 L69 3GH)

摘要: 根据实际车削加工过程, 建立了受轴向移动三维荷载作用的工件振动力学模型, 其中考虑了被加工件的直径和质量随时间变化对振动的影响. 在 Matlab 中, 对工件振动模型的运动方程进行数值求解, 得到不同车削条件下, 直径和质量随时间变化的工件的振动响应. 计算结果表明, 车削加工中工件直径和质量变化对工件振动响应影响较大, 荷载移动速度也影响工件的振动幅度. 车削加工试验和测量表明工件振动力学模型的计算结果与试验结果基本相吻合, 该振动模型符合实际车削加工过程的情况.

关键词: 工件振动力学模型; 车削加工; 轴向移动三维荷载; 随时间变化直径和质量的工作

中图分类号: TB533.1 **文献标志码:** A

0 引言

车削加工振动是影响工件表面加工质量和限制车削加工生产率的一个重要因素. 刀具与工件之间动态相互作用导致车削振动产生. 如果振动严重, 就会使工件表面质量降低、刀具过度磨损甚至导致刀片崩刃.

国内外学者对车削振动的研究有两个方面. 一是对车削加工颤振机理及其模型的研究, 国内学者从切削加工模糊的不确定性因素^[1]、机床颤振的非线性理论^[2]、速度型切削颤振理论^[3]等方面进行了研究. 而国外学者在颤振机理的负阻尼理论、再生理论和振型耦合理论^[4]、时域模拟高速切削过程稳定性^[5]、再生颤振动态切削力模型^[6]、高速切削过程中失稳分析和稳态切削极限用量预测^[7]等方面进行了研究. 上述颤振研究都是在工件或刀具的一维、二维截面上进行建模和分析的, 缺少对整个加工过程的三维振动建模. 二是从连续梁振动理论对移动荷载作用下旋转梁的振动研究, Katz 等^[8]首次提出了受移动荷载作用下旋转轴

的动力学模型, 在 Euler-Rayleigh 和 Timoshenko 等梁振动理论基础上, 建立了旋转轴以恒定速度横向移动荷载的振动模型. 此后, 许多学者在此模型基础上, 用不同形式的移动荷载和边界条件研究了旋转轴受横向简谐振动荷载的动态响应. 最近, Ouyang-Wang^[9]提出了旋转 Rayleigh 均匀梁在轴向移动三维荷载作用下的振动模型, 增加了过去没有考虑到的轴向力产生弯矩作用的影响, 并进行了数值分析.

本文将 Ouyang-Wang 模型用在车削加工过程中工件的振动分析上, 把车削工艺系统的振动过程作为一个变质量和变直径的旋转轴受轴向移动三维荷载作用下的振动模型, 增加原模型中没有考虑工件因被加工切除多余金属而产生直径和质量变化对车削加工振动的影响, 并通过车削试验加以验证. 本文用连续梁受移动荷载作用下的 Rayleigh 梁振动理论来研究车削长径比大于 10 的轴的加工振动问题.

收稿日期: 2011-01-19; 修回日期: 2012-05-26.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50775018).

作者简介: 韩贤国(1964-), 男, 博士生, E-mail: hanxg64@163.com; 王敏杰*(1958-), 男, 教授, 博士生导师, E-mail: mjwang@dlut.edu.cn.

1 工件振动力学模型

在车削加工过程中,车床有两个主要运动部件:夹盘夹紧和顶尖作用下绕其轴线作高速回转运动的工件,作横向进给运动并产生切削力的刀具, p 为刀尖切削位置.以夹紧端轴心为直角坐标系 xyz 的原点 O ,建立车削工件的振动分析模型,如图1所示.将工件分为3部分:待加工部分、在加工部分和已加工部分.其中 $l_1 (= l - ut)$ 为待加工部分长度; $l_2 (= l - ut + t_0)$ 为待加工部分和在加工部分的总长度和; $t_0 (= a_p / \tan \kappa_e)$ 为在加工部分的长度; $s(t) (= l - ut + t_0/2)$ 为平均切削力作用点; l 为工件长度, u 为刀具进给速度, t 为加工时间, κ_e 为刀具主偏角, $a_p (= r_1 - r)$ 为切削深度,其中 r_1 为待加工部分的半径, r 为已加工部分的半径.

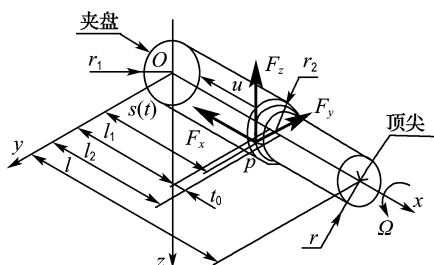


图1 工件模型示意图

Fig. 1 Scheme of workpiece model

在图1中,旋转轴受轴向移动三维切削力 F_x 、 F_y 和 F_z 作用,其中 F_y 和 F_z 分别导致轴在 y 和 z 方向上的偏移量,用 v 和 w 表示,而移动轴向力 F_x 对工件产生的弯矩 M_z 为^[9]

$$M_z = r_2 F_x \quad (1)$$

式中: $r_2 = (r_1 + r)/2$,为在加工部分的平均半径.

设刀具为刚体,且刀尖不离开工件加工表面,忽略再生颤振的影响,只考虑切削力对工件振动的影响,所用经验切削力公式^[10] 如下:

$$\begin{aligned} F_x &= K_x a_p f^{q_x} \\ F_y &= K_y a_p f^{q_y} \\ F_z &= K_z a_p f^{q_z} \end{aligned} \quad (2)$$

式中: K_x 、 K_y 和 K_z 为常量,与工件材料、热处理性能和刀具角度等因素有关; q_x 、 q_y 、 q_z 为指数常量; f 为进给量.考虑到车削加工中工件振动在已加工表面产生波纹,并导致切削深度产生变化,则有

$$a_p = a_{p0} - v \quad (3)$$

式中: a_{p0} 为名义切削深度.

在 Rayleigh 梁振动理论基础上,工件各段的应变能^[9] 为

$$\begin{aligned} V &= \frac{1}{2} \int_0^{l_1} EI_1 \left[\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 \right] dx + \\ &\quad \frac{1}{2} \int_{l_1}^{l_2} EI_2 \left[\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 \right] dx + \\ &\quad \frac{1}{2} \int_{l_2}^l EI_3 \left[\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 \right] dx - \\ &\quad \frac{1}{2} \int_{s(t)}^l F_x \left[\left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right] dx \end{aligned} \quad (4)$$

式中: E 为弹性模量; $I_1 = \pi r_1^4/4$, $I_2 = \pi r_2^4/4$ 和 $I_3 = \pi r^4/4$,分别为轴的3个截面的惯性矩.此外,切屑的动能及其应变均被忽略.

工件的各段动能^[9] 为

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} \int_0^{l_1} \left\{ \rho A_{r1} \left[\left(\frac{\partial v}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] + \right. \\ &\quad \rho I_1 \left[\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} \right)^2 \right] + \\ &\quad \left. 2\Omega \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial t} \frac{\partial w}{\partial x} - \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + 2\Omega^2 \right\} dx + \\ &\quad \frac{1}{2} \int_{l_1}^{l_2} \left\{ \rho A_{r2} \left[\left(\frac{\partial v}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] + \right. \\ &\quad \rho I_2 \left[\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} \right)^2 \right] + \\ &\quad \left. 2\Omega \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial t} \frac{\partial w}{\partial x} - \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + 2\Omega^2 \right\} dx + \\ &\quad \frac{1}{2} \int_{l_2}^l \left\{ \rho A_{r3} \left[\left(\frac{\partial v}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] + \right. \\ &\quad \rho I_3 \left[\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} \right)^2 \right] + \\ &\quad \left. 2\Omega \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial t} \frac{\partial w}{\partial x} - \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + 2\Omega^2 \right\} dx \end{aligned} \quad (5)$$

式中: ρ 是工件密度; $A_{r1} = \pi r_1^2$, $A_{r2} = \frac{1}{4} \pi (r_1 + r)^2$ 和 $A_{r3} = \pi r^2$,分别为轴的3个横截面面积; Ω 为轴转速.

根据虚功原理,在 t 时刻,刀具在 $s = s(t)$ 位置时,切削力 F_y 、 F_z 及 F_x 产生的弯矩 M_z 对轴所做的虚功为

$$\delta W = -F_y \delta v(s, t) - F_z \delta w(s, t) + M_z \frac{\partial \delta v}{\partial x} \Big|_{x=s(t)} \quad (6)$$

2 数值计算和分析

根据连续梁振动理论,工件振动的偏移量为

$$v(x, t) = \sum_{i=1}^n \varphi_i(x) \alpha_i(t) = \boldsymbol{\varphi}^T \boldsymbol{\alpha} \quad (7)$$

$$w(x, t) = \sum_{i=1}^n \varphi_i(x) \beta_i(t) = \boldsymbol{\varphi}^T \boldsymbol{\beta}$$

式中: $\boldsymbol{\varphi}^T = (\varphi_1 \quad \varphi_2 \quad \cdots \quad \varphi_n)$, $\boldsymbol{\alpha}^T = (\alpha_1 \quad \alpha_2 \quad \cdots \quad \alpha_n)$, $\boldsymbol{\beta}^T = (\beta_1 \quad \beta_2 \quad \cdots \quad \beta_n)$; $\varphi_i(x)$ 为满足轴边界条件下的形函数在静止状态下的第 i 个模态, $\alpha_i(t)$ 和 $\beta_i(t)$ 为相应的模态坐标函数.

将式(2)、(3)和(7)代入式(6)后,整理得到

$$\delta W = -(\alpha_{p0} - \boldsymbol{\varphi}^T(s) \boldsymbol{\alpha})(\mathbf{K}_{xy} \delta \boldsymbol{\alpha} + K_z f^{q_z} \boldsymbol{\varphi}^T(s) \delta \boldsymbol{\beta}) \quad (8)$$

式中: $\mathbf{K}_{xy} = K_y f^{q_y} \boldsymbol{\varphi}^T(s) - r_2 K_x f^{q_x} \boldsymbol{\varphi}'^T(s)$.

将式(2)、(3)和(7)代入式(4)后,整理得到

$$\begin{aligned} V = & \frac{1}{2} \int_0^{l_1} EI_1 (\boldsymbol{\alpha}^T \boldsymbol{\varphi}'' \boldsymbol{\varphi}''^T \boldsymbol{\alpha} + \boldsymbol{\beta}^T \boldsymbol{\varphi}'' \boldsymbol{\varphi}''^T \boldsymbol{\beta}) dx + \\ & \frac{1}{2} \int_{l_1}^{l_2} EI_2 (\boldsymbol{\alpha}^T \boldsymbol{\varphi}'' \boldsymbol{\varphi}''^T \boldsymbol{\alpha} + \boldsymbol{\beta}^T \boldsymbol{\varphi}'' \boldsymbol{\varphi}''^T \boldsymbol{\beta}) dx + \\ & \frac{1}{2} \int_{l_2}^l EI_3 (\boldsymbol{\alpha}^T \boldsymbol{\varphi}'' \boldsymbol{\varphi}''^T \boldsymbol{\alpha} + \boldsymbol{\beta}^T \boldsymbol{\varphi}'' \boldsymbol{\varphi}''^T \boldsymbol{\beta}) dx - \\ & \frac{1}{2} \int_{s(t)}^l K_x f^q (\alpha_{p0} - \boldsymbol{\varphi}^T \boldsymbol{\alpha}) (\boldsymbol{\alpha}^T \boldsymbol{\varphi}' \boldsymbol{\varphi}'^T \boldsymbol{\alpha} + \\ & \boldsymbol{\beta}^T \boldsymbol{\varphi}' \boldsymbol{\varphi}'^T \boldsymbol{\beta}) dx \end{aligned} \quad (9)$$

将式(7)代入式(5)后,整理得到

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} \int_0^{l_1} [\rho A_{r1} \mathbf{T}_1 + \rho I_1 (\mathbf{T}_2 + 2\Omega \mathbf{T}_3 + 2\Omega^2)] dx + \\ & \frac{1}{2} \int_{l_1}^{l_2} [\rho A_{r2} \mathbf{T}_1 + \rho I_2 (\mathbf{T}_2 + 2\Omega \mathbf{T}_3 + 2\Omega^2)] dx + \\ & \frac{1}{2} \int_{l_2}^l [\rho A_{r3} \mathbf{T}_1 + \rho I_3 (\mathbf{T}_2 + 2\Omega \mathbf{T}_3 + 2\Omega^2)] dx \end{aligned} \quad (10)$$

式中: $\mathbf{T}_1 = \dot{\boldsymbol{\alpha}}^T \boldsymbol{\varphi} \boldsymbol{\varphi}^T \dot{\boldsymbol{\alpha}} + \dot{\boldsymbol{\beta}}^T \boldsymbol{\varphi} \boldsymbol{\varphi}^T \dot{\boldsymbol{\beta}}$, $\mathbf{T}_2 = \dot{\boldsymbol{\alpha}}^T \boldsymbol{\varphi}' \boldsymbol{\varphi}'^T \dot{\boldsymbol{\alpha}} + \dot{\boldsymbol{\beta}}^T \boldsymbol{\varphi}' \boldsymbol{\varphi}'^T \dot{\boldsymbol{\beta}}$, $\mathbf{T}_3 = \dot{\boldsymbol{\alpha}}^T \boldsymbol{\varphi}' \boldsymbol{\varphi}'^T \boldsymbol{\beta} - \dot{\boldsymbol{\beta}}^T \boldsymbol{\varphi}' \boldsymbol{\varphi}'^T \boldsymbol{\alpha}$.

将式(8)、(9)和(10)代入拉格朗日方程,整理后得到轴振动的运动方程:

$$\begin{aligned} & \rho \mathbf{K}_1 \ddot{\boldsymbol{\alpha}} + \rho \dot{\mathbf{K}}_1 \dot{\boldsymbol{\alpha}} + (E \mathbf{K}_3 - F_{x0} \mathbf{B}_3 - \mathbf{K}_{xy} \boldsymbol{\varphi}^T + \\ & 1.5 K_x f^{q_x} \boldsymbol{\alpha}^T \mathbf{D}_1) \boldsymbol{\alpha} + \rho \Omega (2 \mathbf{K}_2 \dot{\boldsymbol{\beta}} + \dot{\mathbf{K}}_2 \boldsymbol{\beta}) + \\ & 0.5 K_x f^{q_x} \boldsymbol{\beta}^T \mathbf{D}_1 \boldsymbol{\beta} = -\alpha_{p0} \mathbf{K}_{xy}; \\ & \rho \mathbf{K}_1 \ddot{\boldsymbol{\beta}} + \rho \dot{\mathbf{K}}_1 \dot{\boldsymbol{\beta}} + (E \mathbf{K}_3 - F_{x0} \mathbf{B}_3 + K_x f^{q_x} \boldsymbol{\alpha}^T \mathbf{D}_1) \boldsymbol{\beta} - \\ & 2 \rho \Omega \mathbf{K}_2 \dot{\boldsymbol{\alpha}} - (K_z f^{q_z} \boldsymbol{\varphi} \boldsymbol{\varphi}^T + \rho \Omega \dot{\mathbf{K}}_2) \boldsymbol{\alpha} = -F_{z0} \boldsymbol{\varphi} \end{aligned} \quad (11)$$

式中: $F_{x0} = K_x \alpha_{p0} f^{q_x}$, $F_{z0} = K_z \alpha_{p0} f^{q_z}$, 为名义切

削力;

$$\mathbf{K}_1 = A_{r1} \mathbf{A}_1 + A_{r2} \mathbf{A}_2 + A_{r3} \mathbf{A}_3 + \mathbf{K}_2;$$

$$\mathbf{K}_2 = I_1 \mathbf{B}_1 + I_2 \mathbf{B}_2 + I_3 \mathbf{B}_3;$$

$$\mathbf{K}_3 = I_1 \mathbf{C}_1 + I_2 \mathbf{C}_2 + I_3 \mathbf{C}_3;$$

$$\mathbf{A}_1 = \int_0^{l_1} \boldsymbol{\varphi}(x) \boldsymbol{\varphi}^T(x) dx;$$

$$\mathbf{B}_1 = \int_0^{l_1} \boldsymbol{\varphi}'(x) \boldsymbol{\varphi}'^T(x) dx;$$

$$\mathbf{A}_2 = \int_{l_1}^{l_2} \boldsymbol{\varphi}(x) \boldsymbol{\varphi}^T(x) dx;$$

$$\mathbf{B}_2 = \int_{l_1}^{l_2} \boldsymbol{\varphi}'(x) \boldsymbol{\varphi}'^T(x) dx;$$

$$\mathbf{A}_3 = \int_{l_2}^l \boldsymbol{\varphi}(x) \boldsymbol{\varphi}^T(x) dx;$$

$$\mathbf{B}_3 = \int_{l_2}^l \boldsymbol{\varphi}'(x) \boldsymbol{\varphi}'^T(x) dx;$$

$$\mathbf{C}_1 = \int_0^{l_1} \boldsymbol{\varphi}''(x) \boldsymbol{\varphi}''^T(x) dx;$$

$$\mathbf{C}_2 = \int_{l_1}^{l_2} \boldsymbol{\varphi}''(x) \boldsymbol{\varphi}''^T(x) dx;$$

$$\mathbf{C}_3 = \int_{l_2}^l \boldsymbol{\varphi}''(x) \boldsymbol{\varphi}''^T(x) dx;$$

$$\mathbf{D}_1 = \int_{s(t)}^l \boldsymbol{\varphi}(x) \boldsymbol{\varphi}'(x) \boldsymbol{\varphi}'^T(x) dx;$$

$$\mathbf{B}_4 = \int_{s(t)}^l \boldsymbol{\varphi}'(x) \boldsymbol{\varphi}'^T(x) dx \approx \mathbf{B}_3$$

且 $\mathbf{A}_1 - \mathbf{A}_3$ 、 $\mathbf{B}_1 - \mathbf{B}_4$ 、 $\mathbf{C}_1 - \mathbf{C}_3$ 、 $\mathbf{D}_1$ 、 $\mathbf{K}_1 - \mathbf{K}_3$ 和 $\mathbf{K}_{xy}$ 均为随时间变化的矩阵.

在车削加工中,工件两端边界条件分别为受夹盘夹紧和顶尖作用,则采用正规化模态为^[11]

$$\begin{aligned} \varphi_n(x) = & \frac{\sin(\beta_n l) - \sinh(\beta_n l)}{\cos(\beta_n l) - \cosh(\beta_n l)} \times (\cos(\beta_n x) - \\ & \cosh(\beta_n x)) - \sin(\beta_n x) + \sinh(\beta_n x) \end{aligned} \quad (12)$$

式中: $\beta_n l = [3.926\ 6, 7.068\ 6, 10.210\ 2, \dots]$ ($n = 1, 2, 3, \dots$), 为轴在固定-简支边界条件下的频率方程的 n 个特征根, β_n 为特征值.

2.1 切削力计算

在分析轴的车削振动模型之前,首先要求得式(2)中的各切削力的系数.因此,在 CA6140A 车床上,用 YDX-III9702 型测力仪测量切削 45 钢的切削力,具体使用及测量的条件和试验装置见下文.测量切削力时,保持转速 1 250 r/min 不变,只是改变进给量和切削深度,测量平均切削力的结果如表 1 所示.

表1 切削力测量数据

Tab.1 Data of measuring cutting forces

试验	a_p/mm	$f/(\text{mm} \cdot \text{r}^{-1})$	F_x/N	F_y/N	F_z/N
1	1	0.1	187.7	203.5	350.3
2	1	0.2	239.0	270.2	572.7
3	1	0.3	286.6	315.0	765.5
4	2	0.1	334.4	377.6	662.9
5	2	0.2	437.3	511.5	1 043.3
6	2	0.3	513.0	586.3	1 355.1
7	3	0.1	511.7	591.1	1 011.6
8	3	0.2	621.1	652.5	1 389.0
9	3	0.3	731.5	774.4	1 897.9

根据表1数据,用最小二乘法拟合得到式(2)的具体形式为

$$\begin{aligned} F_x &= 407 a_p f^{0.37} \\ F_y &= 462 a_p f^{0.40} \\ F_z &= 1\,680 a_p f^{0.73} \end{aligned} \quad (13)$$

因振动模型分析的工件转速均在 1 250 r/min 附近,故忽略切削速度对切削力的影响。

2.2 轴直径和质量变化对其振动响应的影响

以车削加工轴为例,轴长度 $l=0.5\text{ m}$,弹性模量 $E=2.07 \times 10^{11}\text{ Pa}$,材料密度 $\rho=7\,850\text{ kg/m}^3$,切削用量见表2。用 Matlab 的 ode45 求解振动方程(11)的数值解,可得到车削过程中受轴向移动三维荷载作用下的轴上移动的刀尖切削位置分别在 y 和 z 轴向振动的动态响应,用 v_p 和 w_p 表示。

表2 试验用切削用量

Tab.2 Cutting condition for tests

试验	$\Omega/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	a_p/mm	$f/(\text{mm} \cdot \text{r}^{-1})$	d/mm
1	1 000	1.0	0.2	35.8
2	1 250	1.5	0.3	36.4

为了便于分析比较工件直径和质量变化对振动响应的影响,对工件的振动方程(11)进行了简化,也就是忽略了切削深度的波动对工件振动产生的影响,即 $a_p = a_{p0}$,简化后的轴振动方程为

$$\begin{aligned} \rho K_1 \ddot{\alpha} + \rho \dot{K}_1 \dot{\alpha} + EK_3 \alpha + 2\rho \Omega K_2 \dot{\beta} + \rho \Omega \dot{K}_2 \beta &= -F_{y0} \varphi^T(s) + r_2 F_{x0} \varphi'^T(s); \\ \rho K_1 \ddot{\beta} + \rho \dot{K}_1 \dot{\beta} + EK_3 \beta - 2\rho \Omega K_2 \dot{\alpha} - \rho \Omega \dot{K}_2 \alpha &= -F_{z0} \varphi^T(s) \end{aligned} \quad (14)$$

用表1中试验1的数据,求解振动方程式(14)的数值解,即可得到采用不同工件的轴径,即 d 分别为毛坯直径 $2r_1$ 、已加工轴的直径 $2r$ 和加工时变化直径 $2r_c$ 时,计算所得到的车削工件的3种振动响应,如图2所示。其中,当轴直径为 $2r$ 时,轴的振动响应最大;当轴直径为 $2r_1$ 时,轴的振动响应最小;当轴直径为 $2r_c$ 时,轴的振动响应曲线则居于前两者之间,且其曲线形态也不同,因此,可以看出本模型考虑了在车削加工中轴径和质量变化的因素,可真实地反映轴的振动响应。

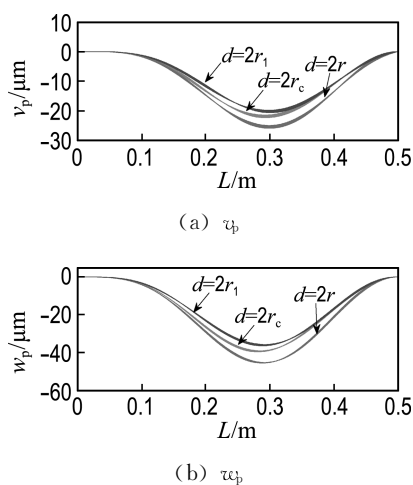


图2 试验1的对比计算

Fig.2 Comparison of computation for Test 1

2.3 切削用量变化对轴振动响应的影响

考虑到振动对切削深度的影响(见式(3)),在不同切削用量下,用振动方程(11)分析车削加工中轴受移动切削力作用下的振动响应。

计算试验1的振动响应曲线如图3和4所示,图中(b)、(c)、(d)分别为轴的左端、中间及右端的振动曲线局部放大图,反映了轴在移动荷载作用下的振动幅度变化。此外,轴两端的不同边界条件造成轴振动的最大偏移量均不在轴中间,而位于 $L=0.28\text{ m}$ 附近。

将图4(a)与3(a)进行比较,可以看出:工件振动在 z 轴方向的偏移量 w_p 要比在 y 轴方向的偏移量 v_p 大,且在振动幅度上 w_p 也比 v_p 大,这是因为 w_p 是在 z 轴的主切削力方向上,且受力最大。

此外,轴向移动切削力速度 $u=f\Omega$ 分别与进给量 f 和工件转速 Ω 有关,以下就影响移动切削

力速度的 f 和 Ω 的两个因素,对加工中轴振动的
影响进行分析:

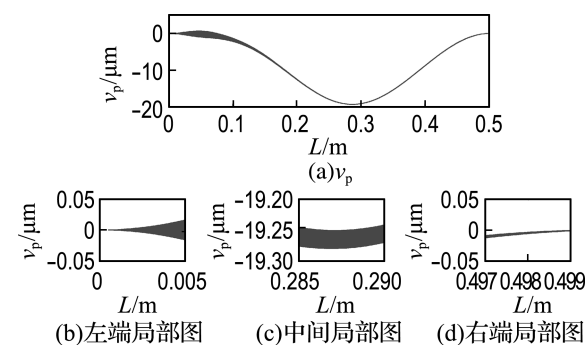


图3 试验1的振动响应 v_p ($f=0.2$ mm/r, $\Omega=1\ 000$ r/min)

Fig. 3 Vibration response v_p of Test 1 ($f=0.2$ mm/r, $\Omega=1\ 000$ r/min)

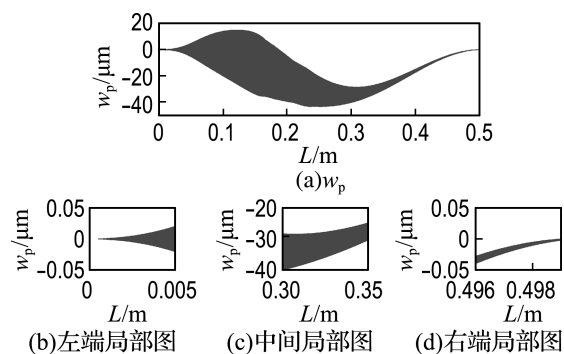


图4 试验1的振动响应 w_p ($f=0.2$ mm/r, $\Omega=1\ 000$ r/min)

Fig. 4 Vibration response w_p of Test 1 ($f=0.2$ mm/r, $\Omega=1\ 000$ r/min)

(1) 进给量 f 对工件振动响应的影响

根据表2中试验2的切削条件,对振动方程(11)进行数值求解,得到轴的振动响应曲线如图5所示。

在试验2切削用量的基础上,将切削深度和转速保持固定不变,仅将进给量 f 增加至 0.4 mm/r,求得计算振动方程(11)的振动响应结果,如图6所示。

将图5与6进行比较,可以看到,增大进给量 f 提高了切削力的移动速度,结果图6中轴的 w_p 和 v_p 偏移量都略有增加,轴的左半部分的振动幅度却下降很大。因此,通过适当提高进给量 f 来提高切削力的移动速度,将有助于降低车削工件

的振动幅度。

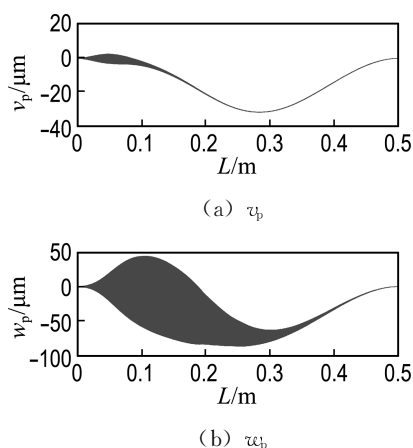


图5 试验2的振动响应 ($f=0.3$ mm/r, $\Omega=1\ 250$ r/min)

Fig. 5 Vibration response of Test 2 ($f=0.3$ mm/r, $\Omega=1\ 250$ r/min)

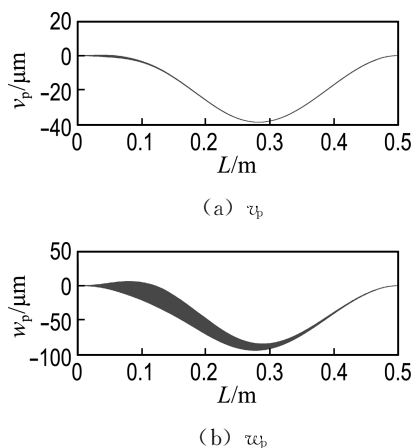


图6 轴的振动响应 ($f=0.4$ mm/r, $\Omega=1\ 250$ r/min)

Fig. 6 Vibration response of shaft ($f=0.4$ mm/r, $\Omega=1\ 250$ r/min)

(2) 转速 Ω 对工件振动的影响

在试验2基础上,将转速 Ω 提高至 $1\ 500$ r/min,其余切削条件保持固定不变,用振动方程(11)计算轴的振动响应,结果如图7所示。

从图5与图7比较来看,小幅度增加转速 Ω 使轴振动的偏移量 w_p 和 v_p 变化不明显,而振幅却均有所增加。

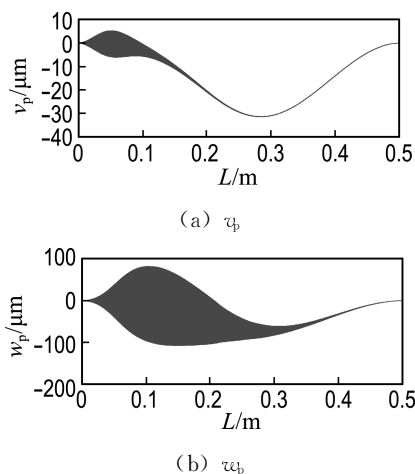


图7 提高转速后轴的振动响应 ($f=0.3$ mm/r, $\Omega=1\,500$ r/min)

Fig. 7 Vibration response of shaft after improving vibration speed ($f=0.3$ mm/r, $\Omega=1\,500$ r/min)

3 试验及分析

试验装置布置如图8所示,分别用涡流传感器测量振动和测力仪测量切削力的信号,经B&K 16通道3560E数据采集前端,然后,通过计算机进行数据处理和存储,采样频率8 kHz. 两路涡流传感器(Bently 3300 XL 8 mm)被分别固定在测量架上的 y 和 z 轴方向,调整其与工件的加工表面距离在2 mm以内,与刀尖在 x 轴向的距离在10 mm以内,并随刀具同步运动. YDX-III9702型测力仪也被安装在刀架上,并随刀架做横向移动.

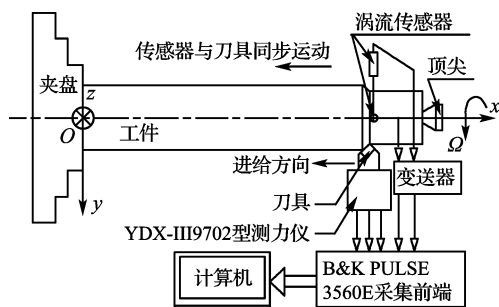


图8 试验装置布置图

Fig. 8 Schematic diagram of setup

试验装置如图9所示,机床为CA6140;刀具角度:主偏角 45° 、刃倾角 0° 和法向前角 10° ,刀杆为PSSNR2525;刀片SNMG120404为涂层

YBC251;工件为调质45钢,硬度HB190,长度540 mm (其中40 mm为夹紧长度),表面粗糙度为 $1.6\,\mu\text{m}$,直径和切削条件如表2所示.

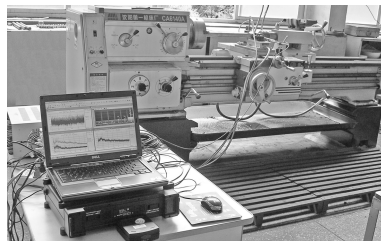


图9 试验装置

Fig. 9 Experimental setup

图10为车削加工后轴的图片. 测量所得车削加工轴上刀尖位置的振动响应,如图11和12所示. 从图中可看出,工件偏移量从工件右侧顶尖处(即 $L=0.5$ m)开始到轴中间逐渐增大,到轴 $L_m=0.28$ m附近增至最大,过轴中间后又开始逐渐下降,且振幅在 L_m 后开始逐渐增大后,又在0.1 m处开始减小,图12的振幅变化更明显.

图11和12试验曲线分别同图3(a)、4(a)和图5(a)、(b)比较表明,振动响应的曲线形状和偏移量幅度数值上基本相吻合. 但是切削过程中工件轴表面粗糙度对涡流传感器测量的影响,及切屑与刀具前刀面摩擦、刀具后刀面与已加工表面摩擦等因素的影响,导致测量所得到的工件振动幅度有误差,而且这些误差无法消除,所以使所测量加工轴的振动响应曲线和理论计算即图11与图3(a)和4(a)、图12与图5之间振幅上有一定的差异.



(a) 试验1



(b) 试验2

图10 加工后的工件

Fig. 10 Machined workpieces

从图11和图12对比来看,由于切削条件不同,图12的切削力横向移动速度为6.25 mm/s,

比图 11 的 3.33 mm/s 大近 1 倍,但此时的切削深度也增大,工件振动的偏移量也随之变大,所以图 12 振动曲线的幅值比图 11 的更大.

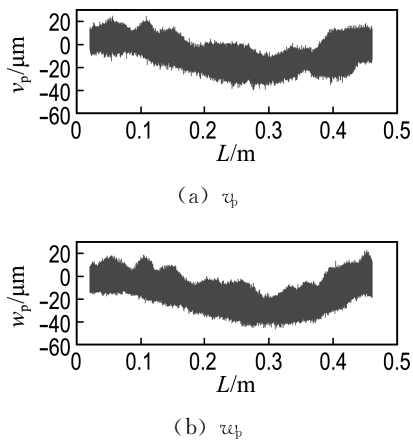


图 11 试验 1 工件振动测量

Fig. 11 Vibration measurement of workpiece for Test 1

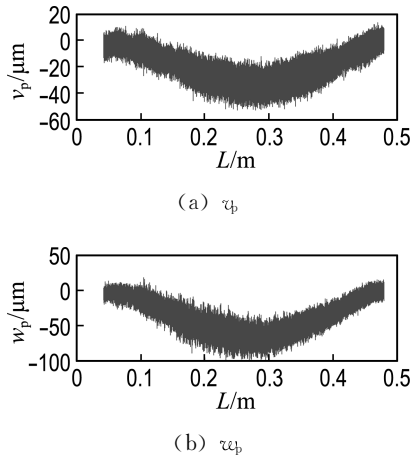


图 12 试验 2 工件振动测量

Fig. 12 Vibration measurement of workpiece for Test 2

对加工后轴的表面粗糙度进行了测量,取样长度为 30 mm,如表 3 所示.测量结果表明:轴中

表 3 加工轴的表面粗糙度

Tab. 3 Roughness of machined surface

试验	L/m	$R_a/\mu m$
1	0.45	3.67
	0.30	3.82
	0.15	3.42
2	0.45	7.70
	0.30	8.16
	0.15	7.73

间的表面粗糙度比其两端的略大.粗糙度在轴中间明显地增大是因为 0.28 m 处的轴偏移量和振动幅度都较大.试验 2 的切削力和振动幅度都比试验 1 的有较大增加,所以前者的轴表面粗糙度要比后者的大一些.表面粗糙度影响测量结果也说明了振动幅度在图 12(b)中的比图 11(b)的大大的原因.

4 结 论

本文研究了车削加工轴的振动过程,建立了车削加工中受轴向三维移动荷载作用下旋转轴的振动力学模型及其振动方程,其中考虑了加工中工件质量和直径变化对工件振动的影响.通过对振动方程的数值计算,分析了移动切削力的速度对车削过程中轴的振动响应的影响,计算结果表明:车削加工中工件质量和直径变化对工件的振动响应有明显的影响;主切削力对工件振动影响最大;走刀速度增加时,工件振动响应发生变化,适当地提高进给量有助于降低工件轴的振动响应幅度.

在此模型基础上,在 CA6140 车床上进行了车削试验,试验结果分析表明:切削加工得到的工件振动响应和模型计算的振动曲线基本相吻合,所建立的振动力学模型可以为车削加工轴的振动提供预测,也为今后的切削用量优化提供一种精度较高的新方法.

参考文献:

[1] 孔繁森,于骏一,潘志刚. 切削过程再生颤振的模糊稳定性分析[J]. 振动工程学报, 1998, 11(1):106-109.
KONG Fan-sen, YU Jun-yi, PAN Zhi-gang. Fuzzy stability analysis of regenerative chatter in cutting process [J]. **Journal of Vibration Engineering**, 1998, 11(1):106-109. (in Chinese)
[2] 师汉民. 影响机床振动的几个非线性因素及其数学模型[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 1984, 12(6):101-112.
SHI Han-min. Effects of some non-linear factors on machine tool chattering and their mathematical models [J]. **Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition)**, 1984, 12(6):

- 101-112. (in Chinese)
- [3] 刘习军, 陈予恕. 机床速度型切削颤振的非线性研究 [J]. 振动与冲击, 1999, **18**(2):5-10.
LIU Xi-jun, CHEN Yu-shu. Nonlinear analysis of speed type cutting chatter of machine tools [J]. **Journal of Vibration and Shock**, 1999, **18**(2):5-10. (in Chinese)
- [4] Tlustý J, Poláček J M. The stability of machine tools against self-excited vibrations in machining [C] // **ASME International Research in Production Engineering**. Pittsburgh: ASME, 1963:463-474.
- [5] Tlustý J, Zaton W. Stability lobes in milling [J]. **Annals of the CIRP**, 1983, **32**(1):309-313.
- [6] RAO B C, SHIN Y C. A comprehensive dynamic cutting force model for chatter prediction in turning [J]. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, 1999, **9**(10):1631-1654.
- [7] Altintas Y. **Manufacturing Automation, Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations and CNC Design** [M]. UK: Cambridge University Press, 2000: 97-116.
- [8] Katz W R, Lee C, Ulsoy A G, *et al.* The dynamic response of a rotating shaft subject to a moving load [J]. **Journal of Sound and Vibration**, 1987, **122**:134-148.
- [9] OUYANG Hua-jiang, WANG Min-jie. Dynamics of a rotating shaft subject to a three-directional moving load [J]. **Journal of Vibration and Acoustics-Transactions of the ASME**, 2007, **129**(3):386-389.
- [10] Insperger T, Barton D A W, Stepan G. Criticality of Hopf bifurcation in state-dependent delay model of turning processes [J]. **International Journal of Non-linear Mechanics**, 2008, **43**(2):140-149.
- [11] Goncalves P J P, Brennan M J, Elliott S J. Numerical evaluation of high-order modes of vibration in uniform Euler-Bernoulli beams [J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2007, **301**:1035-1039.

Establishment of vibration model and experimental analyses of workpiece with variable mass and diameter in turning process

HAN Xian-guo^{1,2}, WANG Min-jie^{*1}, OUYANG Hua-jiang³

(1. Engineering Research Center for Mould & Plastics of the Ministry of Education, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

2. School of Mechanical & Electrical Engineering, Eastern Liaoning University, Dandong 118003, China;

3. School of Engineering, University of Liverpool, Liverpool L69 3GH, U.K.)

Abstract: Vibration dynamic model of workpiece subjected to axially moving three-dimension load along its axis is established in turning operation according to actual turning process, in which the effect of time-varying diameter and mass of workpiece is considered. Moreover, the equation of motion of the model is solved and computed with Matlab; dynamic response of workpiece is obtained under different cutting conditions with consideration of the effect of time-varying diameter and mass of workpiece. The computational results show the time-varying diameter and mass of workpiece have an obvious influence on the dynamic response of workpiece, and moving speed of load has a distinctive effect on amplitude of vibration of the shaft. Machining the shaft in turning operation, experimental result is basically in good agreement with the computational one of the model, which accords with the actual turning operation.

Key words: vibration dynamic model of workpiece; turning operation; axially moving three-dimensional load; time-varying diameter and mass of workpiece