

金属切削机床颤振理论与控制的新进展

吴雅 师汉民 梅志坚 杨叔子

(华中理工大学)

[摘要] 自80年代以来,在金属切削机床颤振的基础理论与颤振控制方面,我们先后完成了国家自然科学基金资助的两项课题与国家教委科学基金资助的一项课题,并在此基础上,联系实际,发展理论,完成了第二汽车制造厂的一项攻关课题。本文全面介绍了这些课题的主要研究工作:建立了切削颤振的一个新的非线性理论模型,揭示了刀具振离工件表面与切削力对于切削厚度的非线性依赖关系这两个基本的非线性因素,以及刀具前、后角变化对切削过程动态特性的影响规律;提出了颤振早期诊断的时域、频域特征量及其快速算法,制定了在线诊断判据与在线控制策略,研制了切削颤振的在线监控系统;根据第二汽车制造厂引进的关键设备 Mx-4 曲轴连杆颈车床的颤振现象,提出了强迫再生振动与强迫再生颤振的概念、机理、模型与控制对策,解决了二汽生产中的一个紧迫的重大关键问题。

一、前言

金属切削过程中的自激振动(即颤振)往往是限制生产效率、影响产品质量的主要因素之一。颤振一旦发生,轻则报废工件、损坏刀具,重则导致设备损坏。因此,自本世纪40年代以来,对颤振的研究与控制一直是机械制造领域的热门课题之一。特别是随着FMS(柔性制造系统)、CIMS(计算机集成制造系统)、IMS(智能制造系统)的出现与发展,随着精密加工、超精密加工(加工精度达亚微米级、甚至纳米级)以及高速切(磨)削、强力切(磨)削的发展,随着新型刀具材料(如工业陶瓷等)与难加工材料(如钛合金等)的日益广泛应用,切削颤振的研究与控制更成为机械制造领域中的一项不可回避的基础理论与关键技术。

对切削颤振的理论研究,过去大多局限于线性理论的范围,这种传统的线性理论成功地预测了颤振开始发生的临界条件(即“稳定性阈”),但却无法解释颤振发生以后的种种现象,如有限振幅不稳定性、切削用量与颤振振幅的关系等。因而,用非线性理论研究切削颤振,建立切削颤振的非线性模型,对于发展切削颤振理论的深度与广度和指导切削颤振的控制技术,都具有十分重要的意义。

对于切削颤振的控制技术,根据控制方式的不同可分为离线型与在线型两类。离线型主要是通过结构改进与维修及切削用量调整等途径控制颤振。在线型则是进行工况监视、颤振早期诊断、实时调整切削参数等以抑制颤振。对于离线型的控制技术,主要需判断颤振类型、确定主振部位,并根据具体对象实施合适的改进、维修和调整对策。对于在线型的控制技术,主要需研究颤振诊断的特征量与门限值,实时分析技术与控制技术。然而,由于机械加工过程的复杂性,国内外都较少见到这两种类型控制的成功实例。

自1984年以来,我们课题组共十余人承担了国家自然科学基金课题“机床颤振的在线测

本文于1992年7月17日收到。

量和预报控制”与“机床颤振的基础理论及其在线监控”；国家教委基金课题“机械加工过程动态稳定性的在线监控”；第二汽车制造厂攻关课题“Mx-4 曲轴连杆颈车床振动、噪声源分析与对策”。通过研究，突破了传统的机床动力学线性理论，提出了切削颤振的一个新的非线性理论模型；创新、发展了在线型控制技术，研制了一个切削颤振的在线监控试验系统；应用、发展了学科理论和离线型控制技术，解决了第二汽车制造厂引进关键设备 Mx-4 车床的强烈颤振问题。

二、切削颤振的非线性理论模型及其研究

1. 理论模型

金属切削加工中普遍存在两个起主导作用的非线性因素：当振幅足够大时，刀刃运动轨迹的一部分将越出工件材料之外；切削力对于切削厚度的非线性依赖关系。基于这两个非线性因素的切削颤振的非线性微分-差分方程为

$$\ddot{x}(t) + 2\xi\omega_n\dot{x}(t) + \omega_n^2x(t) = -\frac{\omega_n^2}{k}\Delta F(t) \quad (1)$$

式中， $x(t)$ 为刀刃与工件之间在切削表面法线方向的相对运动距离(mm)，如图1细实线所示； ω_n 与 ξ 分别为机床失稳模态的固有频率(1/s)与阻尼率； k 为模态刚度(N/mm)， $\Delta F(t)$ 为动态切削力(N)，

$$\Delta F(t) = QW \left[s^Y(t) - s_0^Y + Ys_0^{Y-1}c \frac{\dot{x}_0(t)}{Zn} \right] \quad (2)$$

式中， Q, Y 为常数，通常 $Y=0.7-0.8$ ， W 为切削宽度或深度(mm)； $s(t)$ 为瞬时切削厚度(mm)； s_0 为名义切削厚度(mm)； c 为切入率系数； n 为机床主轴转速(r/mm)； Z 为刀具齿数。

式(2)中的前两项是由于切削厚度的动态变化而引起的动态切削力，它描述了前述第二个非线性因素的影响。第三项表示工件材料对于刀刃切削的抗力。而

$$s(t) = \begin{cases} x(t) - y(t) & x(t) > y(t) \\ 0 & x(t) \leq y(t) \end{cases} \quad (3)$$

$$c = 0 \quad x(t) \leq y(t) \quad (4)$$

$y(t)$ 是工件表面的振纹深度(mm)，如图1中粗实线所示。式(3)中第二式与式(4)表示当刀刃越出工件材料之外时，瞬时切削厚度与切入抗力均为零，即描述了前述第一个非线性因素的影响。 $y(t)$ 是前 m 次切削中的振幅最大者，即：

$$y(t) = \max[x_1(t), x_2(t), \dots, x_m(t)] \quad (5)$$

参数 m 随时间变化，

$$m(t) = \left[\frac{|2\min x(\zeta)|}{s_0} \right] + 1 \quad (\zeta \leq t) \quad (6)$$

式(1)–(6)即为切削颤振的非线性理论模型，它将前述两个重要的非线性因素以数学定量的形式表示出来，因而比较准确地描述了切削颤振的物理本质，具有比传统的线性模型远为丰富的内涵。但由于其复杂性，几乎不可能用严格的解析方法研究切削颤振，因此，采用数字仿真方法进行研究。

2. 颤振与切削深度 W 的关系

采用四阶龙格-库塔方法求上述非线性理论模型的数值解，模型中的参数取自一台立式铣

床端铣过程的实测数据。逐渐增大切削深度 W , 当 W 超过某一临界值 W_{cr2} 时, 切削过程突然失稳, 振幅迅速增大, 然后稳定在某一幅值上; 而当初始 W 较大、颤振严重时, 逐渐减小 W 直到临界值 W_{cr1} 时, 振动才能消失, 系统恢复稳定。 W_{cr1} 与 W_{cr2} 分别称为消振阈与起振阈, 两者并不如线性理论描述的那样相互重合, 而是相互分离, $W_{cr2} > W_{cr1}$, 这一结果与实际结果吻合得很好, 正是非线性系统的起振阈与消振阈相互分离的重要表现。当 $W_{cr1} < W < W_{cr2}$ 时, 即在有限振幅不稳定区内, 切削过程对于小扰动是稳定的, 而对于大扰动则失去稳定。这一结果很好地表述了非线性切削颤振的有限振幅不稳定性, 表明在可能出现较大冲击的切削条件下, 系统不宜在此区内工作。

3. 颤振与名义切削厚度 s_0 的关系

逐渐增大切削厚度 s_0 , 振幅随 s_0 的增大而增大, 但当 s_0 大于某一极值 S_{cr} 时, 颤振突然消失, 如图 2 所示。这显然是切削力 $\Delta F(t)$ 对于切削厚度的非线性依赖关系所致。这一结果对于

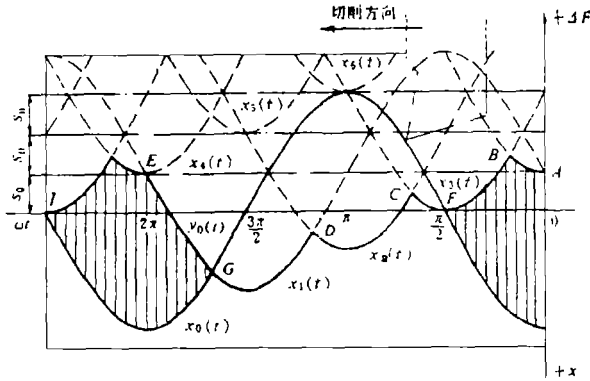


图 1 刀刃相对于工件的切削轨迹

$$\alpha_0 = 3s_0, \beta = 270^\circ$$

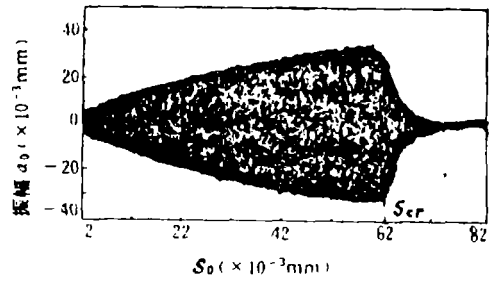


图 2 逐渐增加走刀量 s_0 颤振振幅的变化

$$n = 74.5r/min, W = 2.7mm$$

颤振控制具有重要的指导意义: 增大进给量使之超过某一临界值 S_{cr} 后, 反而可抑制颤振。显然, 与以牺牲生产率为代价抑制颤振这种线性理论的抑振对策相比, 这是一个完全崭新的抑振对策。

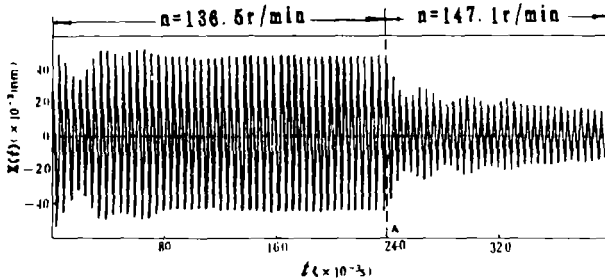


图 3 改变主轴转速 n 抑制颤振的仿真结果

4. 颤振与主轴转速 n 的关系

颤振对 n 非常敏感, n 的微小变化会引起振幅的剧烈变化。图 3 示出了 n 由 136.5r/min 增大至 147.1r/min 时的仿真结果, 颤振得到了控制。这一结果对于颤振控制也具有重要的指导意义: 增高或降低 n 可抑制颤振, 这与线性理论的结果是一致的。

三、切削颤振的早期诊断与在线监控

1. 颤振早期诊断的时域特征量

某车床从稳定切削到颤振形成的过渡阶段,我们在尾顶尖处测取 z 向振动加速度信号。发现在过渡阶段信号在时域中的振动幅值逐渐增大,这表示振动能量在不断积累增大,因而可采用信号的方差 σ^2 与一步自相关系数 ρ_1 作为颤振早期诊断的时域特征量(如图 4)。随着颤振的发生与加剧, σ^2 剧增(图 4a), ρ_1 剧增(图 4b);或将 σ^2 与 ρ_1 构成特征向量,则在模式平面内,稳定切削与颤振这两种状态得到了很好的分离(图 5)。

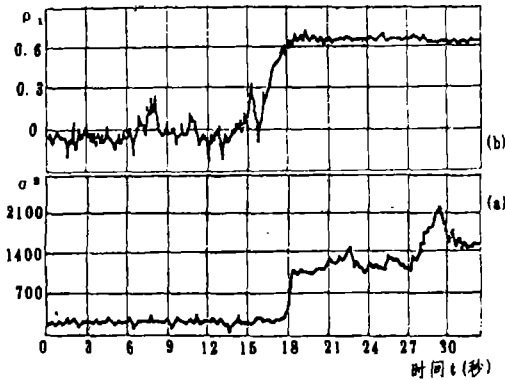


图 4 特征量 σ^2 与 ρ_1

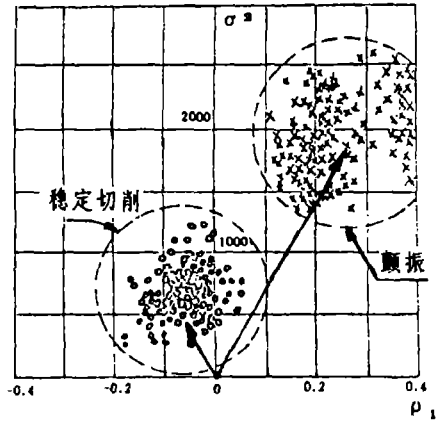


图 5 由 σ^2 与 ρ_1 构成的特征向量

2. 颤振早期诊断的频域特征量

根据上述尾顶尖处 z 向振动加速度信号的功率谱阵,在过渡阶段,信号在频域中的主频带由高频向低频移动,且能量由分散变为集中。对信号进行互谱、共谱、重谱等分析,都得到同样的结果。同此,定义均方频率 MSF

$$MSF = \frac{\sum_{i=1}^H f_i^2 S(f_i)}{\sum_{i=1}^H S(f_i)} \tag{7}$$

作为颤振早期诊断的频域特征量,式中, $S(f_i)$ 是信号在频率 f_i 处的功率谱值。随着颤振的发生与加剧, MSF 急剧下降。

3. 特征量的快速算法

时域特征量 ρ_1 与频域特征量 MSF 之间具有密切的内在联系。经研究,在计算 ρ_1 与 MSF 时,并不需计算 $S(f_i)$, 而可直接由采样信号 $\{x_t\} (t = 0, 1, 2, \dots, N)$ 进行计算,从而构成了特征量的快速算法:

$$\sigma^2 = \frac{B}{N}, \quad \rho_1 = \frac{C - A^2}{B - A^2}, \quad MSF = \frac{D}{4\pi^2 B} \tag{8}$$

$$\left. \begin{aligned} A &= \sum_{t=0}^N x_t, & B &= \sum_{t=0}^N x_t^2, & C &= \sum_{t=1}^N x_t x_{t-1} \\ D &= \sum_{t=1}^N \dot{x}_t^2, & \dot{x}_t &= \frac{x_t - x_{t-1}}{\Delta}, & \Delta & \text{为采样时间间隔} \end{aligned} \right\} \tag{9}$$

A, B, C, D 诸量可在采样的时间间隔中进行递推计算,一旦采样完毕,即可按式(8)算出 σ^2, ρ_1 与 MSF。

4. 颤振的在线监控系统

研制了一个计算机在线监控系统,在 VDF 车床上实现。切削开始时,首先进行在线自主学习,以获得 σ^2 与 ρ_1 的门限值 Σ 与 P_1 ;然后转入工况监视,当 $\sigma^2 \geq \Sigma, \rho_1 \geq P_1$ 的次数超过所容许的次数时,则转入颤振的在线控制。在线控制系统由步进电机与 JZT 系列控制器分别实现进给量 s_0 与主轴转速 n 的在线调整;设计了一个专用刀夹以实现刀具前角 γ 和后角 α 的在线调整。图 6 示出了在线控制的效果,颤振得到了充分的控制,这一实际结果与前述理论指导(图 2,3)是完全一致的。

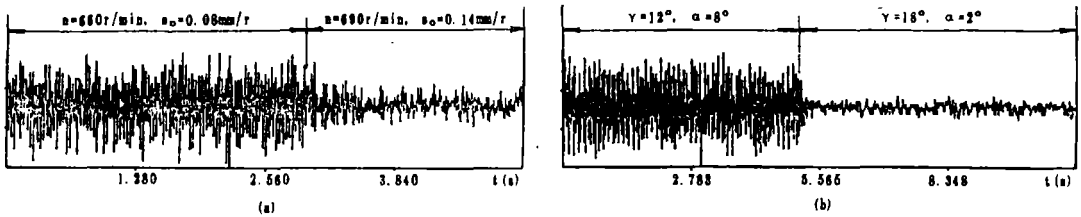


图 6

(a)在线调整 s_0 与 n 的控制效果
 $\gamma = 12^\circ, \alpha = 8^\circ, W = 0.5\text{mm}$

(b)在线调整 γ 与 α 的控制效果
 $n = 660\text{r/mm}, s_0 = 0.08\text{mm/r}, W = 0.5\text{mm}$

四、机床强迫再生颤振及其控制

现在对机床颤振的研究多数都是针对再生颤振。星铁太郎提出“位移干扰强迫颤振”,这是由强迫振动频率与再生颤振频率相重合时所引起的一种极其剧烈的振动。然而,除星铁太郎的一些研究外,尚未见有关的研究文献。

1. 强迫再生颤振

在切削过程中,除动态切削力 $\Delta F(t)$ 外,如刀具与工件间还受频率为 ω_0 , 力幅为 P_0 的谐波力 $P_0 \cos \omega_0 t$ 的激励,则式(1)变为

$$\ddot{x}(t) + 2\xi\omega_n \dot{x}(t) + \omega_n^2 x(t) = \frac{\omega_n^2}{k} [P_0 \cos \omega_0 t - \Delta F(t)] \tag{10}$$

式中的 $\Delta F(t)$ 同式(2)~(6)。在再生颤振条件下,若 $\omega_0 = \omega_r$ (ω_r 为再生颤振频率),则称机床发生了强迫再生颤振。式(10)与式(2)~(6)即为强迫再生颤振的数学模型。

采用数字仿真方法研究强迫再生颤振,仿真中的参数仍同前。典型的仿真结果是:在空运转状态下,机床受到 $P_0 = 500\text{N}, f_0 = 202.6\text{Hz}$ 的激励,强迫振动振幅为 $17.5\mu\text{m}$ (双峰值,后同);在切削状态下,单纯再生颤振振幅为 $95\mu\text{m}$,而强迫再生颤振振幅为 $118\mu\text{m}$ ($W = 3.5\text{mm} > W_{cr}$)。可见,强迫再生颤振的振幅均大于强迫振动与单纯再生颤振的振幅,它较此两者的放大比分别约为 6.74 与 1.24;且形成强迫再生颤振过渡时间 88ms 远小于形成单纯再生颤振过渡时间 322ms。这表明,强迫再生颤振比单纯再生颤振更危险,应严格避免;同时,由于其过渡

时间极短,可能导致系统很快失稳而不及施加控制,因此,宜采用离线型控制对策。

2. 强迫再生颤振的谱阵特征

Mx-4 车床是第二汽车制造厂从美国引进的大型关键设备。它的切削颤振主频率在 530Hz 左右,且有一个 532.5Hz 的强迫振源,由此使 Mx-4 车床在切削状态下产生约 530Hz 的强迫再生颤振。强烈的颤振使 Mx-4 车床在 1987 年 11 月—1989 年 12 月期间发生了 14 次曲轴在加工过程中突然被折断成数节的重大事故,不仅造成 Mx-4 车床的严重损坏,生产线部分停产,且使后续一系列磨床因加工余量增大而迅速丧失精度,且有可能导致二汽被迫全面停产。

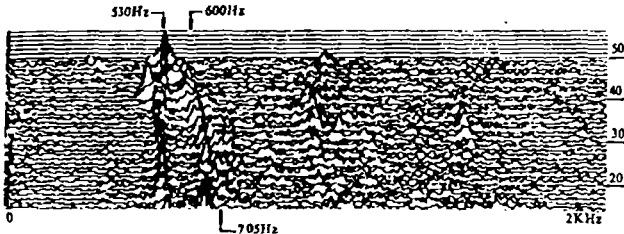


图 7 Mx-4 车床刀架振动加速度谱阵(切削状态)

图 7 示出所测 Mx-4 车床振动加速度信号谱阵,在整个切削过程中,频率为 530Hz 的谱峰始终存在且位置不变,而频率为 705Hz 的谱峰逐渐向 530Hz 移动。随着切削时间的持续,移动速度加快,至切削结束时,已移至 600Hz 处。与前述颤振的频域特征相联系,这一事实显示出强迫再生颤振的特征:强迫再生颤振的频率不随切削时间的持续而改变,而其它类型振动的频率在发生移动时可能移向强迫再生颤振频率,而加剧颤振。该特征可用于对强迫再生颤振的实际判别。

3. 强迫再生颤振的控制

根据强迫再生颤振的机理,只要再生颤振主频率与强迫激励频率不相接近,就可达到控制目的。因此,有两种控制对策,一是改变再生颤振主模态,使振动主频率由低频向高频移动(即使 $\omega_s > \omega_0$),称为移动主模态策略;另一是拆除强迫振动的振源,即拆除 $P_0 \cos \omega_0 t$,称为拆除振源策略。

对 Mx-4 车床实施了移动主模态策略:调整其左、右中心架与工件之间的间隙约为 0.12mm,提高了工件的支承刚度与摩擦阻尼;并将进给量由过去的 0.26mm/r 提高为 0.30mm/r。这样,振动主频率由 530Hz 提高为 740Hz,而 740Hz 远高于强迫激励频率 532.5Hz,从而抑制了 530Hz 的强迫再生颤振。自 1990 年 3 月实施这一控制以来,Mx-4 车床一直处于正常良好状态,加工质量稳定恢复到投产初期水平,切削噪声下降 6dB,截至 1992 年 6 月,未发生断轴重大事故。鉴定意见与第二汽车制造厂均认为,“解决了二汽生产中的一个紧迫的重大关键问题”。

在 Mx-4 车床上实验拆除振源策略,改变车床皮带轮的传动比,使工件转速由 110r/min 变为 135r/min,强迫激励频率由 532.5Hz 变为 653.5Hz,相当于拆除了 532.5Hz 的振源。其效果是 530Hz 处无谱峰,这表示强迫再生颤振得到了消除。不过,当主轴转速提高后,需要降

低进给量,从而产生了 165Hz 及其倍频的低频强烈颤振,所以这一策略仅限于试验。

参考文献

- [1] 师汉民,关于机床自激振动的一个非线性理论模型(第一部分),应用力学学报,1,1(1984),1—14。
- [2] 师汉民,关于机床自激振动的一个非线性理论模型(第二部分),应用力学学报,1,2(1984),75—88。
- [3] 师汉民,谢月云,卢天贶,切削颤振过程的微机数字仿真,华中工学院学报,15,2(1987),49—56。
- [4] 梅志坚,师汉民,昌松,杨叔子,信号功率谱特征变化的时域快速诊断,华中理工大学学报,16,3(1988),84—90。
- [5] 梅志坚,杨叔子,师汉民,机床颤振的早期诊断及在线监控,振动工程学报,1,3(1988),8—17。
- [6] Yang Shuzi, Shi Hanmin, Mei Zhijian, Lin Jingyan, Computer Aided Early Stage Diagnosis of Chatter in Metal Cutting Process and Its Control, Int. Conf. on Computer-Aided Production Engineering, Edinburg, U. K. April, 1986.
- [7] Wu Ya, Ke Shiqiu, Yang Shuzi et al. . Forced Regenerative Chatter and Its Control Strategies in Machine Tools, *Chinese J. of mechanical Engineering*, 5,1(1992),45—52.
- [8] 吴雅,杨叔子等,机床切削系统的强迫再生颤振与极限环,华中理工大学学报,19,2(1991),69—76。
- [9] 吴雅,机床切削系统的颤振、噪声及其控制——理论与实践,华中理工大学博士论文,(1991),21—39。

NEW DEVELOPMENTS OF THEORY AND CONTROL FOR MACHINE TOOL CHATTER

Wu Ya Shi Hanmin Mei Zhijian Yang Shuzi

(First Department of mechanical Engineering, Huazhong University of Science and Technology)

Abstract

Since 1980s, we have finished four researches on the fundamental theory and practical control of machine tool chatter; one was subsidized by the Scientific Fund of State Education Committee, two were subsidized by the National Natural Science Foundation and the other was a Key problem in The Second Automobile Works of China. The main aspects of the four researches are included in this paper. Firstly, a new nonlinear theoretical model is proposed, which formulates the influences of three nonlinear factors (the phenomenon of tool vibrating out of workpiece surface, the nonlinear dependence of cutting force on cutting thickness, the dynamic changes of tool rake and clearance) on the dynamic behavior of machine tool cutting. Secondly, the characteristic patterns in both time- and frequency- domains for an early stage diagnosis of machine tool chatter as well as their fast algorithms are suggested and the on-line diagnostic criterions and control strategies are laid down; based upon them a computer-based on-line monitoring system is worked out, test results show its possibility to the early diagnosis and on-line control of machine tool chatter. Finally, with the real chatter of Mx-4 crankshaft lathe installed in The Second Automobile Works of China as a background, the conception and mechanism, mathematic model as well as control strategies of the forced regenerative chatter are proposed and practiced; as a real result of the researches, the violent chatter in Mx-4 lathe was controlled successfully, which was evaluated as that "a vital key problem in the Works is solved".