

博士丛书

机床切削系统的 颤振及其控制

吴雅 著

科学出版社

内 容 简 介

本书简述了当前国内外对金属切削机床颤振研究与控制的概况；提出了机床强迫再生颤振的新机理、模型、辨识特征与控制策略；并应用时序分析方法和小波分析方法对时变切削系统的颤振进行了研究。书中内容与实际紧密结合，针对第二汽车制造厂的大型关键设备 Mx-4 车床进行了实际的颤振分析与控制，解决了实际问题。本书在理论上创新和突破，对解决实际问题有重要的参考价值。

本书可供高等院校有关专业的教师、高年级学生、研究生以及工程技术人员参考使用。

博 士 丛 书

机床切削系统的颤振及其控制

吴 雅 著

责任编辑 鄢德平

科 学 出 版 社 出 版

北京东黄城根北街 16 号

邮政编码:100717

中国科学院印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

*

1993年12月第 一 版 开本: 850×1168 1/32

1993年12月第一次印刷 印张: 5 5/8

印数: 1—1 800 字数: 141 000

ISBN 7-03-003983-1/TH·26

定 价 : 6.50 元

序

环顾当今世界，国家的发达，民族的振兴，无一例外地离不开科学技术的推动作用。年轻博士们历来是科技队伍中最活跃、最富创造性的生力军。他们的科研成果是学科发展强有力的推动力量，是体现一个国家高层次教育水平和科研水平的窗口。为了系统地反映年轻博士们的科研成果，促使他们的快速成长，加强国际国内的学术交流，在老一辈科学家的热心支持下，科学出版社决定出版一套《博士丛书》。

我们指导思想是突出本丛书的学术性、创造性、新颖性、先进性和代表性，使之成为所有青年博士平等竞争的学术舞台和优秀科研成果的缩影。

这套丛书以专著为主，并适时组织编写介绍学科最新进展的综述性著作。它将覆盖自然科学各个领域，是一套充分体现我国青年学者科研成果和特色的丛书。

丛书编委会将在由著名科学家组成的专家委员会指导下开展编辑工作。本丛书得到了国家自然科学基金委员会和全国博士后管理协调委员会的特别资助。在此我们深表谢意。

《博士丛书》编委会
一九九三年十月

《博士丛书》专家委员会

王 元	王 仁	母国光	庄逢甘
庄 毅	刘西拉	沈克琦	汪培庄
李 未	肖纪美	谷超豪	张存浩
陈述彭	张光斗	郝柏林	赵忠贤
唐敖庆	郭慕孙	高景德	高为炳
谈德颜	阎隆飞	谢希德	路甬祥

《博士丛书》编委会

名誉主编	卢嘉锡	钱伟长		
副主编	白春礼	刘增良		
常务编委	王晋军 屠鹏飞	尤政	邬伦	林鹏
编委	王世光 冯恩波 刘增良 许文 杨国平 熊夏幸	王晋军 冯守华 安超 宋岩 林鹏	王颢安 白春礼 乔利杰 张新生 周文俊	尤政 白硕 邬伦 汪屹华 屠鹏飞

序 言

本书以作者的博士学位论文“机床切削系统的颤振、噪声及其控制——理论与实践”为基础，并增加了作者近年来与数学系讲师、博士生蔡志强同志合作进行颤振的小波分析的研究成果而写成。作者的博士论文是以第二汽车制造厂攻关项目“Mx-4 曲轴连杆颈车床振动、噪声源分析与对策”为实际背景提出的。

Mx-4 曲轴连杆颈车床是第二汽车制造厂于 1985 年从美国 Wickes 公司引进的关键设备，称为二汽的“独生子”设备，以双工位平行加工方式粗车东风牌汽车曲轴的 6 个连杆颈。该车床的振动、噪声问题十分严重，表现为加工精度达不到要求，连杆颈端面跳动量达 0.7-0.8mm，参照标准测量方法^[1]，在离机床 1m 远、1.5m 高处测得机床正面的切削噪声为 105dB(A)，机床背面刀架墙板处的切削噪声高达 115-117dB(A)。不仅如此，更为严重的是，自 1987 年 11 月 3 日至 1989 年底，该车床共发生了 14 次被加工工件(曲轴)在加工过程中突然断成数节(简称为“断轴”)的重大事故，不仅造成 Mx-4 车床本身的严重损坏，曲轴加工流水线部分停产，加工精度更加恶化；而且由于加工余量的放大给后续磨削工序增大了负荷，使后续一系列曲轴磨床的精度也迅速丧失，废品率增加，“如果继续发展下去，将因曲轴问题导致二汽被迫全面停产，后果不堪设想”。“Mx-4 曲轴连杆颈车床振动、噪声源分析与对策”课题正是在这一严峻局面下所确立的二汽生产中的关键课题。

本书的研究内容分别以论文的形式发表在《机械工程学报》(英文版)、《振动工程学报》、《华中理工大学学报》、《机床》等学术刊物上，曾获得湖北省第四届自然科学优秀论文特等奖。另外，本书的理论成果与应用成果分别获国家教委 1991 年科技进

步二等奖与湖北省 1991 年科技进步二等奖。

在对这一课题的研究过程中,我得到了杨叔子教授的精心指导,还得到了师汉民教授,闻耀祖高工,蒋其昂高工,卢文祥教授的指导。此外,与徐善祥工程师,张启林工程师,李维国同志,柯石求等同志的合作,也使得作者受益匪浅。在本书出版之际,向上述提及的导师和同志们表示衷心的感谢。本书能够入选“博士丛书”,作者感到十分荣幸,在此衷心感谢博士丛书编委会的同志们,特别是清华大学副教授尤政博士和科学出版社林鹏编辑。

本书以“Mx-4 曲轴连杆颈车床振动、噪声源分析与对策”课题为实际背景,在理论研究与实用技术两方面都进行了大量的研究。第 1 章介绍了切削颤振的研究概况。第 2 章提出了机床切削系统强迫再生振动的理论。并介绍了结合 Mx-4 车床而实施的控制对策。第 3, 4 章采用时间序列分析的 AR 模型, SETAR 模型与小波分析方法研究了时变切削系统颤振的动态特性。第 5, 6 章以大量试验为基础,具体对 Mx-4 车床进行振动分析。

作者希望,本书的出版能对金属切削机床颤振的研究与控制提供一点借鉴。但由于作者学识有限,错误和不足在所难免,希望读者批必评指正。

作者

1993 年 6 月华中理工大学

目 录

第 1 章	机床切削颤振的研究概况	
§ 1.1	颤振机理与模型的研究	(2)
§ 1.2	机床切削系统动态特性的研究	(6)
§ 1.3	颤振预防与控制的研究	(13)
§ 1.4	颤振的在线监视与控制	(16)
第 2 章	机床切削系统的强迫再生振动及其控制	
§ 2.1	强迫再生振动	(20)
§ 2.2	强迫再生共振	(27)
§ 2.3	强迫再生颤振	(29)
§ 2.4	强迫再生振动的计算机仿真	(31)
§ 2.5	强迫再生颤振的判别	(38)
§ 2.6	强迫再生颤振的控制	(41)
第 3 章	时变切削系统颤振及其时序分析	
§ 3.1	时变切削系统	(47)
§ 3.2	ARMA 模型与系统分析	(53)
§ 3.3	时变切削系统颤振的 AR 谱	(59)
§ 3.4	时变切削系统的模态阻尼率	(66)
§ 3.5	时变切削系统的特征根	(67)
第 4 章	时变切削系统颤振的非线性分析	
§ 4.1	非线性系统的极限环与 SETAR 模型	(70)
§ 4.2	SETAR 建模的局部区间搜索法	(76)

§ 4.3	时变切削系统颤振的极限环	(82)
§ 4.4	时变切削系统的稳定性	(87)
§ 4.5	时变切削系统的阻尼率	(88)
§ 4.6	时变切削系统颤振的小波分析	(89)

第 5 章 Mx-4 曲轴连杆颈车床振动分析

§ 5.1	Mx-4 车床运动分析	(101)
§ 5.2	Mx-4 车床振动、噪声试验系统	(104)
§ 5.3	Mx-4 车床切削振动的频率分布	(106)
§ 5.4	工件系统的有限元分析	(111)
§ 5.5	工件系统振动分析	(118)
§ 5.6	进给系统振动分析	(121)
§ 5.7	Mx-4 车床振动分析的试验验证	(125)
§ 5.8	Mx-4 车床断轴重大事故分析	(128)
§ 5.9	Mx-4 车床动态性能设计与结构 改进的技术思想	(130)
§ 5.10	机床颤振薄弱环节识别的实用方法	(134)

第 6 章 Mx-4 曲轴连杆颈车床的振动控制

§ 6.1	Mx-4 车床振动控制的指导思想	(137)
§ 6.2	调整切削参数的控制对策	(138)
§ 6.3	Mx-4 车床的状态识别及其按状态维修	(140)
§ 6.4	同类型曲轴连杆颈车床的动态性能验收方法	(145)

参考文献	(148)
------------	-------

第1章 机床切削颤振的研究概况

颤振，是金属切削过程中刀具与工件之间产生的一种十分强烈的相对振动，属于自激振动。颤振降低加工质量与切削效率，降低刀具、机床的使用寿命，产生污染周围环境的切削噪声，甚至导致人身伤亡与机床加工的重大事故。因此，自本世纪40年代以来，切削颤振一直是机械制造行业与切削加工领域的一项主要研究课题，发展出机床动力学、切削动力学的学科分支。进入80年代以来，一方面，随着加工精度、生产率、自动化、集成化程度的提高，现代化的制造系统——柔性制造单元(FMC)、柔性制造系统(FMS)、计算机集成制造(CIM)系统要求发展颤振的在线监视与控制技术。另一方面，随着计算机技术、控制论、系统论、信息论的深入应用，各学科、各部门之间的日益相互渗透与交叉，为切削颤振研究提供了更为广阔的理论基础与技术手段，使得切削颤振的研究无论在理论研究还是在实用技术开发两方面，都较过去有了深刻的变化与长足的发展。

切削颤振的研究内容可概括分为四个方面：一是颤振机理与模型的研究，主要包括颤振产生的物理原因、线性或非线性数学模型、稳定性条件等；二是系统动态特性的研究，主要包括机床结构的动态特性、切削过程的动态特性、机床切削系统的辨识、机床动态特性的评价等；三是颤振预防与控制的研究，主要包括机床结构的设计与改进、吸振器或附加减振装置的研制、切削参数(如主轴转速、进给量、刀具几何角度等)的调整策略等；四是颤振的在线监视与控制，主要包括颤振预兆的特征与判别、在线控制策略等。

§ 1.1 颤振机理与模型的研究

根据颤振形成的物理原因, 目前得到公认的有再生型颤振、振型耦合型颤振和摩擦型颤振, 其中再生型颤振在实际中最为多见, 对其研究也较为成熟。

(1) 再生型颤振

再生型颤振由 R. S. Hahn(1954 年)首先提出^[2], 此后, 以 S.A.Tobias, J. Tlustý, 星铁太郎 (Tetsutaro Hoshi)为代表的一大批研究者进行了大量的研究, 在线性模型范围内发展了一整套较为完善的理论与方法^[3-11]。再生型颤振是由于上次切削所形成的振纹与本次切削的振动位移之间的相位差导致刀具切削厚度的不同而引起的颤振, 又称为切削厚度变化效应, 其物理模型如图 1.1 示, 其数学模型为

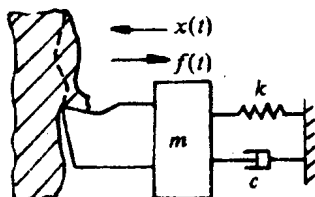


图 1.1 再生型颤振

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) &= -f(t) \\ f(t) &= K[x(t) - x(t - \tau)] + C[\dot{x}(t) - \dot{x}(t - \tau)] \end{aligned} \right\} \quad (1.1)$$

式中, m , c , k 为机床结构失稳模态的模态质量、模态阻尼、模态刚度; K , C 为切削过程的切削刚度与切削阻尼; τ 为相邻两次切削的时间间隔; $f(t)$ 为动态切削力; $x(t)$ 为振动位移。所谓“再生”, 是指动态切削力 $f(t)$ 是由相邻两次切削振动 $x(t)$ 与 $x(t - \tau)$ 的相位差(即动态切削厚度)的不同而引起的, 其中, $x(t) - x(t - \tau)$ 是切削厚度的再生效应^[6-9], $\dot{x}(t) - \dot{x}(t - \tau)$ 是切入率的再生效应^[10]。在线性理论范围内, 一般采用控制理论中传递函数方框图的方法求出系统的稳定性条件^[4, 5, 7-11], 或直接由微分方程 (1.1) 得到特征方程而求出稳定性条件与稳定图^[3, 6]。

再生颤振的非线性理论自 C.J. Hook 与 S.A. Tobias (1963 年) 发现有限振幅不稳定性现象^[12] 后开始研究, 考虑了切削过程的非线性因素(诸如后角限制、刀具振离工件表面等)^[12-16] 与机床结构的非线性因素(诸如机床结构的非线性刚度等)^[15, 17, 18], 建立了非线性模型, 其中, 师汉民提出了较为完善与正确的非线性理论模型^[21-23], 形成了系统的颤振非线性理论。非线性理论所基于的物理模型仍如同图 1.1 所示, 其模型形式为^[21-24]:

$$\left. \begin{aligned}
 m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) &= -f(t) \\
 f(t) &= \begin{cases} K[s^{\alpha_1}(t) - s_0^{\alpha_1}] + C\dot{x}(t) & (\text{当 } x(t) > y_0(t) \text{ 时}) \\ Ks_0^{\alpha_1} & (\text{当 } x(t) \leq y_0(t) \text{ 时}) \end{cases} \\
 s(t) &= \begin{cases} x(t) - y_0(t) & (\text{当 } x(t) > y_0(t) \text{ 时}) \\ 0 & (\text{当 } x(t) \leq y_0(t) \text{ 时}) \end{cases} \\
 \dot{x}(t) &= \begin{cases} \dot{x}_{\text{lim}} & (\text{当 } x(t) > y_0(t) \text{ 时}) \\ \dot{x}(t) & (\text{当 } x(t) \leq y_0(t) \text{ 时}) \end{cases} \\
 y_0(t) &= \text{Max}\{x(t-\tau) - s_0, \quad x(t-2\tau) - 2s_0, \\
 &\quad \dots, x(t-m\tau) - ms_0\} \\
 m = m(t) &= \text{Int} \left[\frac{|2\text{Min}(x(\delta))|}{s_0} \right] + 1 \quad (\text{当 } \delta \leq t \text{ 时}) \\
 \dot{x}_{\text{lim}} &= v \tan \alpha_0 \\
 K &= z_c W b \\
 C &= \frac{60 z_c W b \alpha_1 \alpha_2 s_0^{\alpha_1 - 1}}{z n}
 \end{aligned} \right\} \quad (1.2)$$

式中, z_c 为同时切削的刀刀数, W 为切削宽度, b 为单位切削宽度的切削刚度, s_0 为名义进给量, n 为主轴转速, z 为切削刀刀数, v 为切削速度, α_0 为刀具安装后角, α_1 为切削力与进给量 $s(t)$ 关系的幂指数, α_2 为切入率; Int 表示取整运算。比较式 (1.1) 与式 (1.2), 可见两式都是描述再生颤振, 其区别在于对动态切削力 $f(t)$ 的描述: 首先, 式 (1.2) 中用 $s^{\alpha_1}(t) = [x(t) -$

$x(t - m\tau)]^{[21]}$ 描述切削厚度的再生效应, $s(t)$ 与 $f(t)$ 之间具有非线性的幂指数关系, 且具有变化时滞 $m\tau$; 其次, $f(t)$ 由两个公式所确定, 为非线性的动态切削力。因此, 式 (1.2) 是非线性、变时滞的微分差分方程, 目前尚不能求得其解析解, 只能用数值计算方法进行计算机仿真, 求得其数值解。非线性模型及其研究方法无疑是再生颤振研究的重大进展, 它使再生颤振在理论与研究方法上更加完备, 在应用上更接近于实际。尽管如此, 从所见文献看来, 目前国内外对机床颤振的研究大多仍在于再生颤振, 对再生颤振的研究仍在进行之中^[25-31], 例如, Hufnagel Branko 对图 1.1 所示物理模型采用几何方法研究^[26], N.Hessal 对某一粗加工过程的再生颤振建立有时滞的两自由度模型^[27], 于骏采用细化技术发展了再生颤振的诊断方法^[28] 等等。

(2) 振型耦合型颤振

振型耦合型颤振由 J.Tlusty(1954 年, 1955 年)首先提出^[32, 33], 国内外研究者进行了大量的研究^[6-9, 34-37], 目前已研究得较为清楚。耦合型颤振是由于振动系统在两个方向上的刚度相接近导致两个固有振型相接近(即耦合)时而引起的颤振。其物理模型如图 1.2 所示, 其数学模型为

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_1(t) + k_1x_1(t) &= -f_{11}(t) - f_{21}(t) \\ m\ddot{x}_2(t) + k_2x_2(t) &= -f_{12}(t) - f_{22}(t) \end{aligned} \right\} \quad (1.3)$$

式中, $f(t)$ 表示动态切削力, 其意义如图 1.2 所示, $f_{ij}(t)$ 表示由 $x_j(t)$ 方向的切削厚度变化量引起的 $x_i(t)$ 方向上的动态切削力分量。与再生颤振图 1.1, 式(1.1)、式(1.2)比较, 耦合型颤振一般是对两自由度线性系统而言。不过, J.Tlusty 等也对耦合型颤振中刀具振离工件表面的非线性问题进行了研究^[38]。一般采用振动理论中实模态分析方法即可得到系统的特征方程与稳定性条件^[7-9]。耦合型颤振的理论对机床设计时考虑如何配备机床各部件在不同方向的刚度具有指导意义。

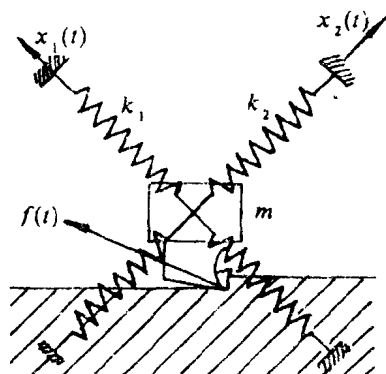


图 1.2 振型耦合型颤振

(3) 摩擦型颤振

摩擦型颤振的机理自 R.N.Arnold(1946 年)首次提出^[39]后已被人们所认识, 并进行了较多的研究^[7, 8, 40-42], 就目前的研究情况看来, 对这种颤振的产生原因与物理机理的认识比较一致, 但还没有提出描述这种颤振的较为合理的数学模型, 甚至对这种颤振的提法尚不一致, 如 J.Tlusty 称为“速度分量原理”^[7]等。摩擦型颤振是指切削速度方向上刀具与工件之间的相互摩擦所引起的颤振, 而产生这种相互摩擦的原因较多, 如切削速度增大时切削力的下降特性^[7, 39, 40], 切削力相对于切削速度与刀具前角的动态变化的相位滞后特性^[38]等。

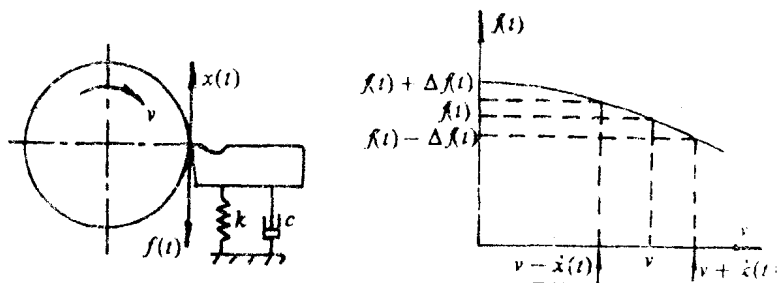


图 1.3 摩擦型颤振

摩擦型颤振的物理模型如图 1.3 所示, 当切削速度 v 增大为

$v + \dot{x}(t)$ 时, 切削力下降为 $f(t) - \Delta f(t)$, 在两个固体表面产生滑动摩擦而引起颤振。显然, 与再生颤振(图 1.1) 比较, 再生颤振是指刀具与工件之间在切入方向(横向)上的相对振动, 摩擦型颤振则是指切削方向(周向)上的相对振动, 当然 $f(t)$ 中不含切削方向的再生效应(即不包含文献〔6〕中的 B 型颤振)。

还需要指出, 除了上述公认的三种颤振类型外, 星铁太郎还提出了一种混合型颤振, 称为“位移干扰强迫颤振”^{〔8, 9〕}, 这是由强迫振动频率与机床切削系统的颤振频率相重合时所引起的一种极其剧烈的振动。然而, 除星铁太郎进行了一些研究外, 尚未见到其他有关这一问题的文献。在对 Mx-4 车床的颤振研究中, 本书更新了星铁太郎的这一概念, 在第二章中提出了强迫再生振动的概念, 并进行了深入的研究。

§ 1.2 机床切削系统动态特性的研究

在物理意义上, 处于切削加工状态下的机床结构与切削过程构成一个闭环系统, 如图 1.4 所示。动态切削力 $f(t)$ 激起刀具与工件之间的相对振动 $x(t)$, 而 $x(t)$ 的存在又使得 $f(t)$ 变动, 进一步激起 $x(t)$ 。机床结构与切削过程之间的这种内部反馈, 决定了振动(即颤振) $x(t)$ 是自激振动, 而构成自激振动的整个总系统, 本书称为机床切削系统。对机床切削系统动态特性的研究可分为四个方面: 机床结构动态特性的研究, 切削过程动态特性的研究, 机床切削系统辨识, 机床动态特性的评价。

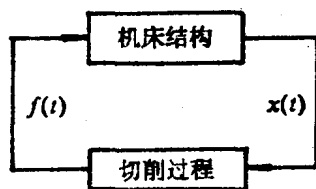


图 1.4 机床切削系统

(1) 机床结构动态特性的研究

对机床结构动态特性的研究有计算分析法与试验分析法。

计算分析法主要采用有限元方法与子结构综合法进行模态分析, 其中, 有限元方法主要针对机床大件结构(如主轴、床身、立柱等)进行静力与动力学计算^[43, 44]。这种方法在 70 年代甚为盛行, 国内外有大量研究文献与相应的计算机程序, 80 年代以来也还有相当多的研究^[45-55], 例如 A.M.Shara 等^[45]用有限元法计算有阻尼弹性支承的车床主轴系统的动态特性; 王新荣等^[51]用有限元法计算立车立柱的动、静刚度; 等等。计算分析法中还有一部分内容是对机床结构建立多自由度振动系统模型, 以计算分析机床整机结构的动态特性^[56-60], 例如, 彭泽民等对 MM7132 磨床建立五自由度模型, 计算出五阶模态的当量刚度与当量阻尼^[56]; 张朝仁对车床建立三自由度模型, 并进行前馈串联校正控制的计算机仿真^[57]; 福田里一对外圆磨床建立八自由度模型, 计算出各阶模态固有频率^[58]; 鸿巢健治对外圆磨床的砂轮与工件建立两自由度参数振动模型, 得到 Mathieu 方程, 研究磨削颤振的发生与控制^[59]; 郑伟中等对一台卧轴矩台平面磨床建立 11 个自由度模型, 算得的各阶模态固有频率低于实测值 10-20%, 但幅频响应曲线相近^[60]; 等等。计算分析法的缺点是在计算中很难准确地计入实际刚度与阻尼, 对复杂机械结构还必须作适当的简化, 因此, 计算结果只能大体反映机床结构的动态特性。

试验分析法主要是采用激振试验进行模态分析, 即是在机床静止或空运转状态下采用正弦激振、随机激振或冲击激振, 测取单点或多点的振动响应信号, 求出传递函数, 多点测振时可得到振型^[6, 61-65]。例如, 美国 Lawrence Livermore 国家实验室生产了一台 120 吨重的高精度金刚石刀具车床, 用于 LLL 激光合成(Laser fusion)工程, 采用试验方法精确测定机床动态特性^[63]; 王信义等对机床进行冲击激振, 采用 FFT 得到频响函数, 再分别采用误差最小二乘法等三种曲线拟合法求得模态固有

频率^[64]；廖伯瑜等对 CY6140 车床在空运转状态下进行 M 序列随机信号激振，求得机床前六阶模态固有频率与振型^[65]。同计算分析法一样，实验分析法在 70-80 年代颇为盛行，并与计算分析法相结合，共同确定机床结构的动态特性，已发展得较为成熟。但其缺点在于，机床非工作状态下的动态特性往往与工作(切削)状态下的动态特性有较大差别，甚至相去甚远，因此，试验结果很难准确去反映切削状态下的机床切削系统的动态特性。此外，模态参数与物理参数、结构参数之间的关系尚很难确定。

(2) 切削过程动态特性的研究

一般认为，切削过程的动态特性主要是指切削力的动态特性，故又称为动态切削力系数 (Dynamic Cutting Force Coefficient, 简记为 *DCFC*) 研究。从研究方法上来看，这一研究具有以试验为基础、再根据试验结果确定理论公式的特点。*DCFC* 的试验方法分为静态法与动态法^[66]。静态法是利用稳态切削的结果经理论计算而确定 *DCFC*，动态法则是进行动态切削(如造波切削、去波切削或外调制、内调制等)而确定 *DCFC*。近些年来研究大多属于动态法^[67-83]，其中主要研究切削力的频率特性。如 M. Weck 作出磨削力的谱阵，分析谱峰频率与机床刚度间的关系^[74]；杨绪光等根据实验得出 $\dot{DCFC} = K + j\omega C$ ，即 *DCFC* 的实部表征切削刚度 *K*，可近似为常数，虚部表征切削阻尼 *C*，可近似与频率 ω 成线性关系^[10, 69, 77]；徐燕申等发现内调制切削时 *DCFC* 的虚部大多处于负值^[76]；Kato Shinobu 等发现切削力对于振动位移的相位滞后与机床能源的供给密切相关，并试验研究了切削深度、切削速度、前角动态变化对切削力的影响^[78, 79]。分析 *DCFC* 的目的，是为了研究与机床结构动态特性无关的、切削过程本身所固有的动态特性，然而，由于试验必须在机床上进行，所测取的动态切削力信号中必然包含机床结构动态特性的信息，因此很难肯定由此得出的 *DCFC* 就完全是单纯切削过程的动态特性。

(3) 机床切削系统辨识