

高等学校教学用书

机床动力学

王建军 钱济国 编



*Jichuang
Donglixue*

中国矿业大学出版社

机床动力学

王建军 钱济国 编

江苏工业学院图书馆
藏书章

中国矿业大学出版社

(苏)新登字第 010 号

内 容 提 要

全书包括机械振动理论基础、机械加工切削颤振基本理论、机床结构的分析模型、机床的动力分析与动态设计和改善机床切削加工性能的理论与方法共五章。

本书可作为高等学校机械工程类有关专业本科生和研究生《机床动力学》、《机械切削加工振动》、《机械振动》、和《机器结构动力学》等课程的教材或教学参考书,也可供有关工程技术人员参考。

责任编辑 安乃勇

技术设计 冀锦蓉

机床动力学

王建军、钱济国 编

中国矿业大学出版社出版

新华书店经销 中国矿业大学印刷厂印刷

开本 850×1168 毫米1/32 印张 10.375 字数 260 千字

1993年7月第一版 1993年7月第一次印刷

印数 1—2000册

ISBN 7-81021-620-1

TH·15

定价: 8.20元

前 言

目前,随着有限元法、模态分析方法和动态子结构综合法的发展,以及计算机、动态测试与分析设备的应用、普及,使机床动力学理论在新的基础上不断完善,形成了现代机床动力学的、新的结构和理论体系。我们编写此书的目的正是试图对这种新的体系进行描述。其主要内容包括:

第一章机械振动理论基础,扼要系统地讨论了单自由度和多自由度系统机械振动分析的基本理论和方法,同时介绍了振动系统的模态分析和频响分析的基本概念。

第二章机械加工切削颤振基本理论,较为全面地讨论了切削颤振的基本概念、各类切削颤振的机理及其稳定性分析原理。在本章中,我们首次引入了交叉传递函数的概念,统一给出了描述各种类型切削颤振的稳定性分析理论^[67]。

第三章机床结构的分析模型,讨论了建立机床结构分析模型的方法。我们将有限元法与传统的集中质量法、分布质量法统一起来;将以有限元法为代表的理论建模方法、以实验模态分析为代表的实验建模方法以及两者结合的混合建模方法统一起来;且根据动态子结构的概念,将分别由物理参数、模态参数和阻抗(传递)参数单独描述以及由这三种参数混合描述的分析模型统一起来^[68],从而由不同的方面、在不同的层次上给出了机床结构的建模方法,形成了完整的机床结构分析模型的理论体系。

第四章机床的动力分析与动态设计,分别讨论了机床结构动态性能优化、主轴部件和传动系统的动力分析。

第五章改善机床切削加工性能的理论和方法,重点讨论了颤振的种类、影响因素及改善切削稳定性的原理、方法和措施。

本书的特点是,内容新颖、结构合理、实用性强、适用范围广。编写中注意了内容的深入浅出,理论联系实际。该书既可作为高等院校的教材,也可供工程技术人员参考;既可作为学习现代机械振动理论的入门教材,部分内容又考虑了深入研究机床动力学理论的需要。

本书是在我们多年从事机床动力学、机械结构动力分析的科研工作和多届本科生、研究生教学工作的基础上,并参考了目前国内已出版的有关教材、专著和文献,按照一种新的思路和结构体系编写而成的。其中第一章由钱济国编写,绪论和第二、三、四、五章由王建军编写。全书由王建军统稿。由于我们水平有限,书中难免有错误和不当之处,敬请读者批评指正。

王建军 钱济国

1992.7

目 录

绪论	(1)
第一章 机械振动理论基础	(5)
第一节 概述	(5)
第二节 单自由度振动系统	(8)
第三节 多自由度系统的分析模型和固有特性	(23)
第四节 多自由度振动系统的模态分析法	(39)
第五节 振动系统的频响分析	(49)
第二章 机械加工切削颤振基本理论	(66)
第一节 切削颤振的基本概念	(66)
第二节 再生型切削颤振基本原理	(72)
第三节 颤振的稳定性分析	(87)
第四节 振型耦合型颤振	(102)
第五节 干扰型混合颤振	(116)
第六节 摩擦型颤振	(130)
第三章 机床结构的分析模型	(137)
第一节 理论建模方法和单元模型	(138)
第二节 实验建模方法	(175)
第三节 分析模型的综合	(193)
第四章 机床的动力分析与动态设计	(241)
第一节 机床结构动态性能优化设计	(241)
第二节 主轴部件的动力分析	(253)
第三节 传动系统的动力分析	(270)

第五章 改善机床切削加工性能的理论和方法	(284)
第一节 切削颤振的种类与判别.....	(284)
第二节 切削颤振的影响因素和提高机床切削稳定性 的措施.....	(291)
第三节 机床—基础系统.....	(306)
第四节 用变速切削抑制再生颤振.....	(314)
参考文献	(326)

绪 论

机床动力学是一门研究金属切削机床在切削加工过程中的动力学行为及其与机床性态间关系的一门科学。

众所周知,在切削加工过程中,刀具—工件间的切削力是一种动态切削力,刀具、工件和机床组成的加工系统是一个弹性的结构系统。在动态切削力的作用下,加工系统会产生振动,引起刀具工件间的相对振动,从而影响机床的性能和效率。因此,从机床的动态切削力及振动状态出发,进行机床性能和状态的研究,则形成了机床学中的一门新的学科——机床动力学。

传统上,金属切削机床学一般是从运动学、静力学、结构学等方面对机床进行研究,而机床动力学则是在这些研究的基础上,更深入地从动力学方面对机床进行研究,研究机床的动态切削力、机床的振动特性以及切削稳定性、机床结构和机床部件的动态优化设计等问题,是机床学的深入和发展。随着现代机床朝着大功率、高速度、高精度和自动化方向的发展,对机床的动力行为和性态提出了更高的要求,从而进一步促进了机床动力学的发展。目前,随着计算机技术、以有限元法为代表的现代分析技术、动态测试与模态分析技术等机床动力学研究中的深入应用,已经形成了现代机床动力学的、新的完整的理论体系。

在机床动力学中,一般将刀具、工件和机床组成的系统作为一个完整的切削加工系统,其系统框图如图 0-1 所示。可以看出,在动态切削力的作用下,刀具工件间会产生相对振动;由于这种相对振动改变了切削过程的切削参数,从而又反过来影响着动态切

削力,因此,从控制理论出发,切削加工系统是一个弹性的结构系统,动态切削力是系统的激励,而刀具工件间的相对振动则是系统在激励作用下的动态响应。可见,动力学问题实质上是激励、系统

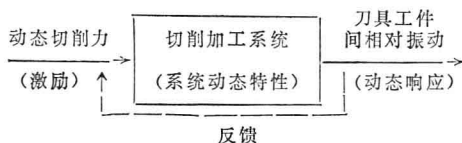


图 0-1

动态特性和系统响应三者间的关系问题。对于一般的机械系统和结构系统,其动力学的三大问题是:已知激励与系统动态特性,求系统的响应,这是动力分析问题;已知系统的响应和动态特性,求系统输入的激励,这是动力环境预测问题;以及已知系统的激励和对系统响应的要求,进而确定系统本身的动态特性,这是动态设计问题。在机床动力学中,由于切削加工系统的响应对动态切削力的反馈作用,使其动力分析问题与动力环境预测问题成了一个不可分割的整体,因此,形成了机床动力学的两大问题:动力分析问题和动态设计问题。

一般说来,机床动力学中的动力分析问题包括切削过程的动态特性、机床结构及部件的动态特性以及切削过程稳定性分析等三个方面。切削过程的动态特性,主要是研究由于刀具工件间相对振动的影响,切削过程中动态切削力产生的机理、原理和条件。这是属于动力环境预测的范畴;机床结构及部件的动态特性,主要是研究机床结构与机床部件的抗振性能,研究它们在动态切削力作用下的动态响应;而切削过程的稳定性,则是将切削过程与机床结构两方面统一在一个系统中,从两者的关系入手,分析研究整个切削加工系统的稳定性原理和稳定性条件。机床动力学的动态设计问题是机床动力学中的反问题,动态设计的过程是在已知机床工作条件的情况下,为满足其预定的动态性能,寻找一个完善的机

床结构的过程。目前,由于计算机技术,有限元法和数学规划方法的应用,机床的动态设计正在进入动态优化设计的新阶段。

机床动力分析与动态设计的主要目标,是提高机床的抗振性和切削加工的稳定性。在切削加工过程中,动态切削力使加工系统产生受迫振动,从而使刀具工件间产生相对振动。由于这种相对振动改变了刀具工件间的相对位置,在加工表面残留振纹,从而降低了被加工零件的精确度和光洁度,影响了加工质量。因此,机床动力学的主要任务之一是提高机床的抗振性,使机床在各种动态力作用下,减小刀具工件间的相对振动,从而提高机床的加工质量。另一方面,机床的切削效率,一般是由切削过程的稳定性决定的,如果切削过程失稳,切削会产生极大振动,从而不得不降低切削用量,限制了机床性能的充分发挥,降低了切削效率。因此提高切削效率必须提高切削的稳定性。

机床动力分析与动态设计的核心是建立机床结构的分析模型。只有建立了分析模型,才有可能对机床的性能和行为进行分析和设计。机床的分析模型就是描述机床动力学行为的数学表达式。由于机床结构的动力学特性既可由时域中的物理参数进行描述,也可由频域中的阻抗参数或模态域中的模态参数进行描述,因此,机床结构的分析模型也可以是物理参数分析模型、阻抗参数分析模型和模态参数分析模型。而且,由于机床结构是一个较为复杂的结构系统,往往采用动态子结构综合法来建立分析模型,即首先确定各子结构的模型,然后将它们综合得到整个结构的分析模型。因此,在这种情况下,又可以是不同的子结构采用不同类型的参数进行描述,从而综合得到的整个机床结构的分析模型往往是两种或三种参数共同描述的混合型模型。另一方面,建立机床结构的分析模型,可以采用理论分析的建模方法,也可以采用实验测试或理论分析与实验测试相结合的建模方法。对于动态子结构综合法来说,也可以不同子结构采用不同的建模方法,从而形成

了较为完整的、多层次的机床结构综合建模理论体系,为机床的动力分析与动态设计奠定了基础。

第一章 机械振动理论基础

本章首先讨论单自由度和多自由度振动系统分析的基本方法,介绍机械振动理论的一些重要的基本概念;然后说明在机床动力学研究中应用广泛的频率响应分析的基本原理。

第一节 概述

一、机械振动的基本概念

机械振动是指机器、结构等围绕平衡位置作往复运动的一种特殊形式的运动。从运动学的观点看,机械振动是指机器或结构系统的某些物理量(位移、速度、加速度)在某一数值附近随时间的变化规律。

由图 0-1 可知,机械振动系统由激励、系统的动态特性和系统的动态响应三个环节组成。因此在机械振动理论中,可以从这三个方面来确定机械振动的类型,以便于采用不同的方法进行研究。

首先,从系统本身出发,可以有两种分类方法。一种是根据系统所具有的自由度数,振动系统可分为单自由度系统,多自由度系统,和无穷自由度系统。单自由度和多自由度系统一般称为离散系统,可以用常微分方程进行描述;无穷自由度系统又称为连续系统,一般应由偏微分方程进行描述。在实际工程中的系统虽然大多都是连续系统,但为了分析简便起见,往往将它们简化成为离散系统,用常微分方程进行描述。因此,本章我们主要是讨论单自由度和多自由度系统。另一种分类方法是根据系统物理参数的性质

进行分类。如果振动系统的质量不随运动参数(位移、速度、加速度等)而变化,而且系统的弹性力和阻尼力都可以简化为线性模型,则振动系统称为线性系统;凡不能简化为线性系统的均称为非线性系统。线性系统的运动是由线性微分方程描述的。因此,在以下的分析中主要涉及线性的离散系统。

另一方面,若根据激励的类型不同,振动系统可以分为系统受初始干扰或原有外激励取消后的自由振动、系统在外激励持续作用下的受迫振动和系统在输入、输出之间具有反馈特性并有能源补充的自激振动。例如,机床切削加工中产生的颤振就是一种自激振动。而若按系统的动态响应的振动规律,振动系统又可以分为简谐振动、周期性振动、瞬态振动和随机振动。其中,简谐振动是指其振动规律可由简谐函数(正弦函数或余弦函数)描述;周期性振动是指振动规律可由周期性函数描述;而瞬态振动是由一般确定性函数描述的;随机振动的振动规律则必须由非确定性的随机函数描述的。

上述的分类方法是由单个环节的不同侧面单独进行的。实际上,由于一个振动系统会同时涉及上述的各个侧面,因此,一个实际的振动问题一般具有多种振动类型的特征。例如,对于机床的切削颤振,就是一种多自由度线性系统的自激振动。

二、机械振动的研究方法

在机械振动问题的研究中,一般采用以下的步骤

1. 建立振动系统的动力学模型

一般说来,对于实际的工程振动问题,必须首先根据问题本身的性质和研究的目的、要求,对实际问题进行理想化,建立相应的动力学模型。

2. 建立系统的分析模型

系统的分析模型,就是描述系统力学性质的数学表达式,建立系统的分析模型就是对动力学模型进行数学化处理,得到相应的

数学表达式。对于线性机械振动问题，这种数学表达式可以有三种形式，即：时域中的振动方程（微分方程），频域中的传递函数、频响函数和模态域中的模态方程。它们在数学上是等价的，是从不同的侧面进行了振动系统的描述。

3. 分析模型的求解和综合

利用振动系统的分析模型可以进行两方面的工作。一是求解，这是机械振动的正问题，通过求解得到系统在激励作用下的动态响应。二是综合，所谓综合是指利用分析模型对振动系统进行动态设计，通过分析模型所描述的激励、系统和响应三环节间的关系，来确定或修改系统的物理参数。这是机械振动中的反问题。

4. 系统振动特性的讨论与分析

根据分析模型的求解结果，讨论和分析各种振动的规律、性质和特点，以便了解系统的内在特性，达到研究机械振动的目标，并为其动态设计奠定理论基础。

三、简谐振动及其表示方法

简谐振动是振动规律可用余弦函数或正弦函数表示的一种振动，是最简单、最基本的振动形式，也是研究其它形式振动的基础。

简谐振动的数学描述为

$$x = A \cos \omega t \quad \text{或} \quad y = A \sin \omega t \quad (1-1)$$

式中 A 表示振幅，即振动位移的最大值； ω 为振动的圆频率，它与振动频率 z 和振动周期 T 间的关系为

$$\omega = 2\pi z, \quad z = \frac{1}{T}, \quad T = \frac{2\pi}{\omega} \quad (1-2)$$

简谐振动除可以用式(1-1)表示外，还可以用旋转矢量和复数来表示。图 1-1 表示一模为 A 的矢量 OP ，以等角速度 ω 从水平位置开始逆时针旋转，它在横坐标轴和纵坐标轴上的投影分别为

$$x = A \cos \omega t, \quad y = A \sin \omega t$$

可见，任一简谐振动均可用一个旋转矢量的投影来表示，旋转矢量

的模就是简谐振动的振幅，它的旋转角速度就是简谐振动的圆频率。

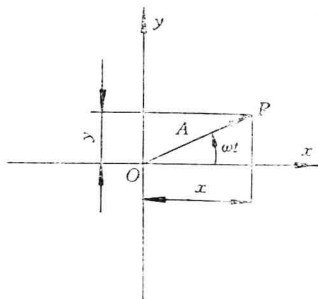


图 1-1

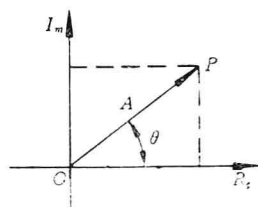


图 1-2

关于复数表示法。一个复数 $\bar{x} = a + ib$ ，在复平面上是一个点，它和坐标原点的连线可看作为复平面上的一个矢量，称为复矢量。设此复数的模 $|\bar{x}| = \sqrt{a^2 + b^2} = A$ ，幅角 $\theta = \omega t$ ，则复数 $\bar{x}$ 的实部 $Re[\bar{x}] = a = A \cos \omega t$ ，虚部 $Im[\bar{x}] = b = A \sin \omega t$ ，因此可将它表示为

$$\bar{x} = A \cos \omega t + i A \sin \omega t = A e^{i\omega t} \quad (1-3)$$

可见，复数 $\bar{x}$ 的实部和虚部都表示一个简谐振动，如图 1-2 所示。

为了便于运算，一般可约定复数的实部或虚部来表示所研究的简谐振动，但在运算中往往将简谐振动记为复数

$$x = A e^{i\omega t} \quad (1-4)$$

而在计算结果中，只有事先约定的实部或虚部是问题的解答。

第二节 单自由度振动系统

振动系统的自由度是指确定系统位置所必须的独立参量的个数。单自由度振动系统是可以用一个独立变量确定其位置的系统。在机床动力学中，不少问题均可以简化为单自由度的振动问

题进行研究。如图 1-3a 为一个安装在混凝土基础上的精密机床，基础下面铺有弹性衬垫用于隔振，在隔振分析中可以将机床与基础看成是一个刚性的质量块，弹性衬垫看成是无质量的弹簧，因此，由此所建立的动力学模型为图 1-3b 所示的弹簧质量系统。这时，由于仅用质量块的垂直位移量即可确定机床与基础的运动位置，因此图 1-3b 所示的系统就是单自由度的振动系统。除此之外，单自由度系统的理论和概念又是整个机械振动理论的基础，为此我们必须分析和讨论单自由度振动系统的分析方法和基本性质。

一、单自由度系统无阻尼自由振动

单自由度无阻尼自由振动在理论力学中已经进行过较为详细的讨论，因此下面仅给出其动力学模型、振动方程，并简要讨论其运动规律的基本特点。

单自由度无阻尼自由振动是指单自由度的振动系统在外力

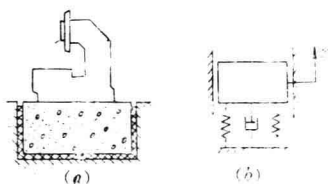


图 1-3

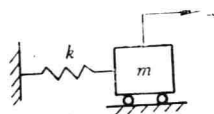


图 1-4

持续作用，无阻尼力影响时的振动，其动力学模型如图 1-4 所示，相应的振动方程是一个齐次的二阶常系数线性微分方程

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (1-5)$$

式中 m 为质量块的质量； k 为弹簧刚度； x 为质量块偏离平衡位置的距离。

式(1-5)的通解为

$$x = b_1 \cos \omega_n t + b_2 \sin \omega_n t \quad (1-6)$$

可见，单自由度无阻尼自由振动包括两个频率相同的简谐振动，其

合成仍是一个简谐振动,因此由式(1-6)可得

$$x = A \cos(\omega_n t + \psi) \quad (1-7)$$

若振动的初始条件为

$$t = 0 \text{ 时, } x = x_0, \dot{x} = \dot{x}_0$$

则有

$$\left. \begin{aligned} A &= \sqrt{x_0^2 + \frac{\dot{x}_0^2}{\omega_n^2}} \\ \psi &= \arctg \frac{x_0 \omega_n}{\dot{x}_0} \end{aligned} \right\} \quad (1-8)$$

式中 A 为自由振动的振幅,表示质量块离开静平衡位置的最大距离; ψ 为初相位角,表示质量块的初始位置; ω_n 为质量块振动的圆频率,表示每 2π 秒质量块往复运动的次数。而且系统的振动频率(每秒钟振动次数) z 与 ω_n 的关系为

$$z = \frac{\omega_n}{2\pi} \quad (1-9)$$

由于

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1-10)$$

$$z = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1-11)$$

因此系统的振动周期为

$$T = \frac{1}{z} = 2\pi \sqrt{\frac{m}{k}} \quad (1-12)$$

可见,由于系统的振动频率 ω_n 或 z 是仅与系统本身的物理参数(质量和弹性)有关,因此 ω_n 和 z 称为系统的固有频率,其大小与质量成反比,与弹簧刚度成正比。

单自由度无阻尼自由振动的振动规律如图 1-5 所示,可以看出,这是一个简谐振动。

二、单自由度系统有阻尼自由振动

有阻尼系统与无阻尼系统的主要区别在于前者存在着一种阻