

机床振动学

机械工业出版社

机 床 振 动 学

S. A. 托贝斯 著

天津大学机械制造系 译

机 械 工 业 出 版 社

MACHINE-TOOL VIBRATION

S. A. TOBIAS

London. BLACKIE. Glasgow

1965

* * *

机 床 振 动 学

S. A. 托贝斯 著

天津大学机械制造系 译

*

机械工业出版社出版 (北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可出字第 117 号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行 • 新华书店经售

*

开本 $850 \times 1168 \frac{1}{32}$ • 印张 $10 \frac{5}{8}$ • 插页 1 • 字数 275 千字

1977 年 8 月北京第一版 • 1977 年 8 月北京第一次印刷

印数 00,001—25,000 • 定价 1.05 元

*

统一书号: 15033 • 4382

译 者 的 话

机床的振动是妨碍提高劳动生产率和加工精度的重要因素之一。随着我国机床制造业的迅速发展，以及对加工精度的要求日益提高，有关机床振动方面的问题和研究工作也逐渐增多。

本书比较系统地介绍了一般振动理论及其在机床上的应用，对各类机床的颤振现象进行了实验分析和理论探讨，并初步指出了一些消除振动的方法和途径。

根据伟大领袖毛主席“洋为中用”的教导，我们翻译了此书，供从事机床设计与制造的广大工人和工程技术人员参考。对原书中的某些错误，我们作了修改并加了译者注。由于我们各方面的水平所限，因此错误和不妥之处一定很多，恳请广大读者批评指正。

全书译出后，曾请湖南大学机械系的同志审阅，提出了许多修改意见，并加了校者注，谨深表谢意。

原 序 (摘译)

在近几十年机床的发展中,出现了日益增多的振动问题。当每个设计人员设计新机床时,都会遇到机床振动性能的问题;每个工艺人员也深知,振动会缩短刀具寿命,降低工件的表面光洁度和生产率。

论述机床振动问题的大量文献零散在许多不同的刊物中,同一时期出版的资料,不可避免的会出现重复,在这种情况下,就需要一本既概括介绍研究成果,又对解决问题能起指导作用的参考书。由于有关问题的资料如此之多,以致在一本书的范围内很难达到这个目的。所能做到的只是对一些比较重要的结果提供一些评论,同时给读者介绍一些有关这方面的必要的参考文献。

本书是为实际工作者以及高等院校师生写的。书中第一部分是有关把振动理论应用到机床方面的原理;第二部分包括对一些较重要的实验和理论结论的评论,这些结论是颤振问题研究中获得。

在第一部分应用振动学原理中,多少包括一些新内容以及我认为比较合适的内容,诸如动态稳定性、负阻尼等概念。在大多数书中,通常仅在书的末尾作一些不完整的介绍,而本书在第一章中,就将其看成基本振动系统中类似于正阻尼概念的引伸而加以介绍。在第二章中,对基本振动系统理论的应用,是结合一些机床使用中的例子来讨论的,不仅在原理上作了较深入的分析,而且对第二部分中讨论的某些比较困难的问题也有“入门”作用。由于在颤振现象中应用动态稳定性的概念有特别重要的意义,所以借助于许多例子对它进行了详尽的论述。在第一部分的其它章节中,讨论的题目有:基本振动系统的强迫振动及其各种应用;两个自由度系统的振动(特别着重于吸振器的理论)和无穷多个自由度系统的振动。

第二部分是关于不同类型机床中出现的颤振现象，并细分为两小部分。其中的第一小部分讨论简单机床系统中出现的颤振。首先发展了简单机床中颤振问题的一般理论，然后按照这些理论，讨论个别机床中的颤振影响。颤振的处理，根据它对一种给定的机床类型的影响，分几步来完成。首先收集与问题有关的这类机床的实验资料，有关这部分的章节不仅包括我所进行的实验，还对其它工作者所获得的结果加以评论。本书的这些章节用不着先经某些学习就可阅读，以后的章节也同样如此，这些章节涉及到机床结构的强迫振动问题。关于各种机床的颤振问题，是根据一般理论进行研究的，为此而采用的数学处理压缩到最少。最后讨论了避免颤振的实际结论。

第二部分中的第二小部分是关于机床耦联系统中的颤振问题，其中的理论研究大部分基于J.特鲁斯泰的研究结果，J.特鲁斯泰和M.巴拉采克等其它著作的内容在本书中就没有论述，其理由是：到现在为止，它们主要涉及简单机床系统；用特鲁斯泰和巴拉采克所发展的方法画出的机床动态特性的图形，比本书中所讨论的方法的精确度还低；在我自己的仍在继续发展的实验研究工作中，也表明特鲁斯泰和巴拉采克所发展的方法，当应用到机床耦联系统时，就发生许多困难。由于类似的理由，同时限于篇幅，我也删去了其它研究者的一些理论研究成果（例如土井静雄和加藤仁的）。

近代应用振动学以及从颤振的观点研究机床的特性，都要求具备丰富的数学基础知识，但我尽量保证它不超出最低限度，而且所有公式都从物理意义上加以充分说明。数学处理比较复杂的章节用小号字排印，开始阅读时可以略去不看。

S. A. 托贝斯

一九六一年五月

英文版序言

自从一九六一年五月本书的德文原稿完成以来，机床振动方面的研究有了很大发展。预测机床不稳定性的一些新技术得到了发展，并且成功地得到应用。但是振动理论的其它方面却完全没有变化。颤振条件下切削过程的概念没有变化，再生效应被视为不稳定性的主要原因，对此也一直没有怀疑。

颤振研究的新成果，进一步发展了德文版书中所讨论的基本思想和方法，这就要求有一些新的章节，一部分为了说明当前振动研究中通常所采用的振动理论的某些基本概念，另一部分则为了扼要叙述它们的新方法。因此将 § 13 和 § 17 扩大，并在这两节中介绍谐波响应轨迹及滞后阻尼的概念（本书的第二部分需要这些内容）。概略讨论结构响应的 § 25 是新的，同样增加了完全新的一章（§ 60 至 § 62），在这一章中，相当详细地讨论了高尔尼和托贝斯的方法，以及斯威尼和托贝斯的方法。

在其它方面仅作了小的修改，但是德文版书中的许多印刷上的错误已改正过来。

S. A. 托贝斯

一九六五年一月

目 录

第一部分 应用振动学原理

第一章 单自由度系统的振动

一、运动方程的推导及其解	3
§ 1 概述	3
§ 2 运动方程的推导	4
1. 直线往复振动系统	8
2. 扭转振动系统	8
3. 运动方程的一般形式	8
§ 3 液体阻尼自由振动系统	8
1. 运动方程的通解	8
2. 弱阻尼	10
(1) 无阻尼振动系统	11
(2) 阻尼振动系统	13
(3) 动态稳定性的概念	15
(4) 强阻尼	16
二、单自由度线性系统举例	18
§ 4 概述	18
§ 5 直线往复振动系统	18
§ 6 弹簧的并联和串联组合	19
1. 弹簧的并联组合	19
2. 弹簧的串联组合	21
§ 7 扭转振动系统	21
§ 8 混合振动系统	25
1. 等效直线往复系统	25
2. 等效扭转系统	27
3. 轮系的简化	27
§ 9 用能量方程计算固有频率	28
§ 10 静态不稳定性	32

1. 倒置摆	32
2. 车刀的静态稳定性	33
§ 11 动态不稳定性	36
1. 进给机构的动态不稳定性	37
2. 摆式悬挂系统的动态不稳定性	42
3. 切削加工中的动态不稳定性	43
(1) 刀具磨损面和工件之间的摩擦状态	44
(2) 前角和后角的动态变化	45
(3) 切削力的下降特性	48
4. 回转轴的动态不稳定性	49
(1) 轴的抖动	49
(2) 油膜振荡	50
三、基本振动系统的强迫振动	51
§ 12 引言	51
§ 13 运动方程的解	55
1. 直接激振 (P 是常数)	55
(1) 稳定的强迫振动	56
(2) 初始响应过程	61
(3) 谐波响应轨迹	62
2. 间接激振	69
(1) 经过中间弹簧元件的激振	69
(2) 经过中间阻尼元件的激振	70
(3) 经过弹簧和阻尼器的激振	70
(4) 基点激振	71
3. 不平衡激振	72
四、强迫振动理论的应用	74
§ 14 隔振	74
1. 主动隔振	74
2. 被动隔振	76
§ 15 地震式振动传感器	76
1. 振幅测量装置	76
2. 地震式加速度仪	80
§ 16 旋转轴的临界速度	81
§ 17 根据共振曲线确定系统常数	83

第二章 两个自由度系统的振动

§ 18 概述	89
§ 19 具有两个自由度的无阻尼自由振动	91
1. 弹簧耦合	91
§ 20 具有两个自由度的强迫振动	95
1. 概述	95
2. 无阻尼动力吸振器	96
3. 阻尼动力吸振器	101
4. 兰契斯特吸振器	104

第三章 无穷多个自由度系统的振动

§ 21 概述	105
§ 22 轴的扭振	105
1. 运动方程的推导	106
2. 一端固定的轴	106
§ 23 梁的弯曲振动	109
1. 运动方程的推导	109
2. 简支梁	112
3. 末端无约束的梁	113
4. 两端固定的梁	114
5. 一端固定一端无约束的梁	114
6. 一端固定一端简支的梁	115
7. 梁的末端支持在弹性支承上	115
§ 24 板类振动	120
§ 25 弹性系统对谐和激振的响应	126

第二部分 机床的振动现象

第一章 机床的颤振

§ 26 概述	135
一、简单机床系统中的颤振	137
§ 27 动态切削过程	137
§ 28 颤振的物理原因	142
§ 29 机床颤振的一般理论	145

1. A 型颤振	146
(1) 切削厚度变化效应	147
(2) 切入率变化效应	149
(3) 动态切削力的变化量	149
2. B 型颤振	150
3. 运动方程的推导	153
4. 稳定性图	156
5. 无条件和有条件稳定区域	157
6. 切削厚度系数 $k_1^* = vk_1 > 0$ 及 $\mu = 1$ 时的稳定性图	158
(1) 切入率系数 $K^* = 0$	158
(2) 切入率系数 $K^* > 0$	160
(3) 切入率系数 $K^* < 0$	161
(4) 稳定性图的讨论	162
(5) 通过颤振频率来识别颤振	164
7. 切削厚度系数 $k_1^* = vk_1 < 0$ 的稳定性图	165
8. 稳定性图的计算	165
9. 由实验确定切削厚度系数 k_1	166
10. 切入率系数 K 的物理意义	167
第二章 各种机床中出现的颤振	
§ 30 引言	171
一、摇臂钻床和其他钻床中出现的颤振	171
§ 31 概述	171
§ 32 实验的基础	171
§ 33 摇臂钻床的强迫振动	173
§ 34 颤振理论	177
1. 钻削过程的稳定性阈限方程	178
2. 钻削过程的稳定性图	181
3. 作为钻头直径函数的系数 k_1 和 K 的变化量	183
§ 35 实际结论	186
二、立式铣床中出现的颤振	188
§ 36 概述	188
§ 37 实验基础	188
§ 38 立式铣床中的强迫振动	196

§ 39 应用于立式铣床的颤振理论	205
1. 铣削过程的稳定性阈限方程	205
2. 求切削厚度系数 k_t 和切入系数 K	207
3. 求作为切削深度的函数的不稳定速度	208
4. 铣削过程的稳定性图	209
5. 铣削过程的稳定性模型	209
6. 稳定性模型的实际应用	211
(1) 改变铣刀刀齿数对稳定性影响的研究	211
(2) 改变等效刚度对稳定性影响的研究	213
(3) 从稳定性的观点比较几何上相似的机床	214
§ 40 工件和刀具的相对位置对稳定性的影响	214
§ 41 铣刀刀齿形式如何影响动态稳定性	215
§ 42 其它的实验研究	216
1. 工件的刚度如何影响稳定性	216
2. 平面铣削时的自激扭振	217
§ 43 端铣时的颤振	218
§ 44 实际结论	220
三、车床中出现的颤振	221
§ 45 引言	221
§ 46 实验基础	222
§ 47 车床的动态特性	233
§ 48 颤振理论	237
1. 车削过程的稳定性图	241
(1) 不存在切削厚度变化效应的稳定性图	241
(2) 有切削厚度变化效应的稳定性图	245
2. 用实验确定系数 k_s 、 k_v 、 k_t 和 K	252
§ 49 在螺纹切削和刨削中的切削厚度变化效应	253
§ 50 实际结论	257
四、磨床中出现的颤振	260
§ 51 引言	260
§ 52 实验基础	260
§ 53 颤振理论	264
五、柔性支承对颤振的影响	265
§ 54 引言	265
§ 55 机床的支承如何影响机架的动态特性	266
§ 56 支承装置如何影响颤振特性	270

第三章 机床耦联系统的颤振

§ 57 引言	276
§ 58 振型耦合原理	278
§ 59 振型耦合理论的应用	284

第四章 多自由度颤振理论

§ 60 引言	289
§ 61 预测再生不稳定性的一般图解法	290
1. 结构的动态特性	290
2. 切削过程的动态特性	292
3. 高尔尼和托贝斯的图解方法	295
(1) 确定 $K = 0$ 时的稳定性阈限	295
(2) 确定 $K \neq 0$ 时的稳定性阈限	298
4. 该方法的应用	305
§ 62 预测再生不稳定性的一般代数方法	308
1. 结构的动态特性	308
2. 切削过程的动态特性	309
3. 斯威尼和托贝斯的代数方法	309
(1) 确定 $K = 0$ 时的稳定性阈限	309
(2) 确定 $K \neq 0$ 时的稳定性阈限	313
4. 该方法的进一步应用	314
5. 高尔尼与托贝斯(1)和斯威尼与托贝斯 (2)方法的有效范围	314

第五章 应用吸振器消除颤振

§ 63 引言	317
§ 64 机床吸振器的实际型式	317
1. 阻尼动力吸振器	317
2. 兰契斯特吸振器	319
3. 冲击消振器	319
4. 液压消振器	320
5. 摩擦表面的应用	320
§ 65 结论	321

符号一览表	323
-------------	-----

参考文献	324
------------	-----

第一部分

应用振动学原理

第一章 单自由度系统的振动

一、运动方程的推导及其解

§ 1 概 述

在机床结构中应用的弹性构件，一般表现为非常复杂的振动模型。由于精确地描述和解决振动问题通常是困难的，所以我们不得不满足于近似的理论研究。如果把实际当中应用的构件（由分布弹性和分布质量组成），用一个由“无质量”的弹簧和“无弹性”的质量所组成的理论“模型”来代替，则这些问题常常可以简化到一定程度。当然模型的动力学参数要适当，以保证其振动特性尽量和原来系统的相近。

在某些例子中，原来系统的振动，可简化成一个仅由一等效质量和一等效弹簧所组成的系统的振动。例如假设有一个两端支承的机床床身，在近床身中点处放置一大的质量，如果想描述该质量的运动状态，则此系统就可用一个由一根无质量的梁（弹簧）和一个刚性物体所组成的模型来表示（图1.1 a）。一根装有一个很重刀夹的悬伸镗杆，可类似地简化成图1.1 b 的情形。第三个例子表示在一根长的挠性轴上装有一个轮子（图1.1 c），在这种情况下，轮子受到扭转振动，使质量的位移表现为角度的变化。一切具有相等的有限数自由度的力学系统的运动方程，基本上是相似的；同时从理论的观点来看，即使系统在长度、角度、压力、电流等方面有所变化，运动方程也不会产生差异。

所谓力学系统的自由度，就是指用以确定振动系统在任意瞬时的位置的坐标数。如果考察图 1.1 所示例中质量的位移，则很显然它的瞬时位置完全可以由一个单独的参数 x 来确定，在振动问题中，参数 x 是时间的函数 $x(t)$ （见第323页符号一览表）。所

以图1.1 *a*、*b*、*c* 所示的系统是单自由度系统,这些系统可用一个如图1.1 *d* 所示的数学模型来代替,该模型由一个无质量的弹簧 *c* 和一个无弹性的质量 *m* 所组成。

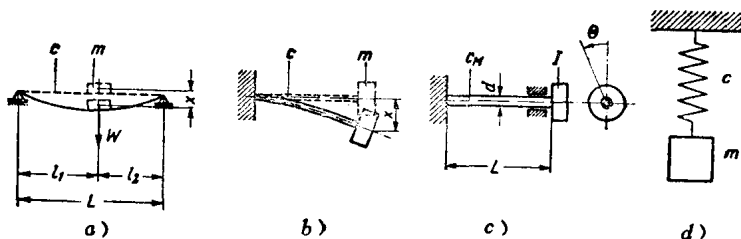


图1.1 弹性振动构件简化成等效系统

振动模型表示: *a*——两端支承的机床床身; *b*——一根悬伸的镗杆;

c——一个装在受扭应力的轴上的轮子; *d*——相应的等效系统

等效系统和原来系统在动态特性上的符合程度,取决于“弹簧”的质量和和振动质量 m 相比时是否可以忽略。如果不能忽略,也可在一定程度上修正由弹簧质量带来的影响。当振动系统的质量和弹性或多或少是均匀分布时,由于只有在每一点的偏移量通常以函数的形式给定时,才确定了系统的位置(变形),所以该系统具有无穷多的自由度,这类系统也就具有无穷多的振型。但假如一个系统以某一振型振动,同时只注意两点的相对特性,即使是一个这种类型的系统,也能够以一个单自由度的等效系统来代表。因此,为了研究某些问题,这种型式的振动系统可用一些基本振动系统(图1.1 *d*)来代替。

§ 2 运动方程的推导

复杂振动系统简化成简单系统的问题将在以后叙述,现在仅研究这样一种结构,即该结构十分明显可以简化成一个单自由度的等效系统。

弹簧上悬挂一个物体的运动方程的推导可从牛顿第二运动定律开始: