

MACHINE
TOOL
STRUCTURES

机床结构

.3

[英] F. 柯尼希贝格等著

机械工业出版社

机 床 结 构

[英] F. 柯尼希贝格等著

金希武

徐占娣 李民范 译



机 械 工 业 出 版 社

《机床结构》一书介绍了机床静态与动态刚度、抗振稳定性、机床结构静变形计算及结构的静态动态分析三个部分。本书是它的前两部分译文。

本书是 F. 柯尼希贝格 (F. Koenigsberger) 和 J. 特鲁斯泰 (J. Tlustý) 及其合作者们多年从事机床性能研究工作的全面系统总结。其中包括系统的理论分析、各类型机床的试验数据和机床结构性能试验的工作程序。这在目前有关机床振动方面的资料中, 是一本很有价值的参考书。

本书对大专院校学生、研究生和从事机床设计、研究、试验等方面的工作人员均有参考价值。

MACHINE TOOL STRUCTURES

VOLUME 1

F. KOENIGSBERGER D. Sc., Dr. -Ing. E. h.

Professor of Machine Tool Engineering

U. M. I. S. T., Manchester

J. TLUSTÝ Dr. Sc.

Head of Machine Tool Research

VÚOSO, Prague

PERGAMON PRESS

1970

* * *

机 床 结 构

[英] F. 柯尼希贝格等著

徐占娣 李民范 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登记证出字第117号)

重庆印制一厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 787×1092 1/32 · 印张 13³/₈ · 字数 294 千字

1982年3月重庆第一版·1982年3月重庆第一次印刷

印数 0,001—8,700 · 定价 1.40 元

*

统一书号: 15033·5226

译 者 的 话

机床结构的刚度和抗振性，作为机床基础理论之一，日益受到有关机床科研、生产和教学各方面工作人员的重视。正确解决这一问题，不仅可以提高机床的加工质量和生产效率，而且可以做到合理利用金属材料，并能收到良好的技术和经济效益。这对赶超机床设计和制造的世界先进水平，特别是对重型、高速高效自动化和精密机床而言，有着重要意义。

本书译自 F. 柯尼希贝格 (F. Koenigsberger) 和 J. 特鲁斯泰 (J. Tlustý) 等人所著《机床结构》(machine tool structures) 卷 I 的第一与第二部分。内容论述比较系统、严谨。特别在机床结构的静动刚度和颤振理论分析，机床稳定性的试验方法等方面有其独到之处，是一本有价值的参考书。

机床结构的刚度和抗振性问题，是在力学基础上结合机床结构的特点而发展起来的一个技术理论问题。可以看出，它还不完全成熟。其中有些问题，到目前为止，解决得还不够彻底和完善，还有不同的说法和解释。它们还有待于进一步地研究、探讨和发展。

限于水平，译文中差错之处，知所难免，诚恳希望能得到读者的批评和指正。

全书译出后，上海机械学院方明伦同志进行了校订，谨致谢意。

译 者

原 书 前 言

金属切削机床的设计必须包括三个主要方面：结构、驱动和控制。近年来，在这些领域内的知识与经验已发展和深化到这样的程度，一方面机床的一般性论述能起到好的指导作用，但另一方面，它还不能给大学生和设计师提供所需要的全部资料。

在分别论述三个主要方面的每一方面时，必须提出关于理论与试验研究各种不同判别的准则和方法问题，而这些只能在合适的专门化的书籍中才能充分讨论。

本书两卷是讨论机床结构的。除了功能要求，如形状、便于操作、容易排屑等之外，机床结构性能与相应尺寸布局的基本判别准则取决于它的静、动刚度。因此，本书主要是讨论刚度的计算方法和试验方法，以及讨论将这些结果应用到机床结构设计中去。

第一卷内容包括基本理论和计算方法。以后出版的第二卷将讨论运用这些基本原理来解决有关基架、导轨、主轴、轴承等问题，同时也讨论试验方法和步骤问题。

本卷第一部分讨论机床的刚度特性和三种基本的判别准则问题。刚度问题不仅涉及到重量和切削力对精度的影响，而且也涉及到机床在强迫振动状态时的性能。第四个准则是机床结构的抗振稳定性问题，这是第二部分的主题。内容包括颤振理论、稳定性分析方法与试验方法以及减振器原理。有专门一章是讨论磨削加工时的颤振问题。

第一、第二部分所讨论到的主要问题，最近二十年已经掌握了一些知识，它已有效地应用于实践中。但是，要作为基架准确计算的依据，使设计图纸能迅速准备就绪所需要的详细数据与方法，迄今还没有发展到这样的程度。在本卷第三部分提供了有关这方面的技术内容，它对从事这一方面工作的人员会有所帮助。所以在第三部分的第一章中讨论了确定机床结构各部分刚度系数的计算方法问题。在第二章中讨论了确定合成刚度、振型及其参数计算方法问题。有了这些参数，才能全面分析结构的静、动态特性。虽然目前的某些分析还必须依靠测量样机或模型试验，但已了解了结构设计性能之间的关系。对于已测定过的机床是能够提出改进意见的。

本书是为大学生、研究工作者和设计师编写的。它是捷克布拉格机床研究所 (VÚOSO) 和英国曼彻斯特 (Manchester) 大学理工学院机械系机床工程系密切合作的结果。本书的两位主编是这两个单位的负责人，他们在几个月之内建立了密切的接触。J. 特鲁斯泰博士在曼彻斯特工作期间，不仅在研究工作方面，而且也在教学活动方面，与 F. 柯尼希贝格教授带领的成员进行了合作，由于本书主编有机会与全世界机床工程师接触，因而也能了解到主要的一些试验室和工厂企业所作的工作。合作者还协助编写了各个章节，他们都是某一个方面的专家，他们是：

考利 (A. Cowley) 博士 曼彻斯特
戈拔托夫 (N. Gorbato) 博士 布拉格
波腊雪克 (M. Polacek) 博士 布拉格
瓦伦泰 (J. Valenta) 博士 布拉格

主编者愿在此向所有为本书提供资料的公司、研究所等

单位致谢，向编辑了全部稿件的 J. H. 兰布尔 (J. H. Lamb) 博士和为出版本书给予最大关怀的 Pergamon 出版社致谢。

J. 特鲁斯泰 (J. Tlustý)

F. 柯尼希贝格 (F. Koenigsberger)

目 录

第一部分

第一章 概述 (F. 柯尼希贝格).....	1
参考文献.....	31
第二章 静态刚度和动态刚度 (J. 特鲁斯泰).....	32
2.1 刚度要求准则.....	32
2.2 一些基本概念和标注符号.....	34
2.3 准则 1 —— 机床基架由重力引起的变形.....	53
2.4 准则 2 —— 机床结构由切削力引起的变形.....	67
2.5 准则 3 —— 强迫振动.....	109
参考文献.....	142

第二部分 抗颤振稳定性

第一章 颤振的一般特性 (J. 特鲁斯泰).....	143
1.1 金属切削中颤振的基本型式.....	143
1.2 金属切削中自激振动的原理.....	150
1.3 各切削条件对颤振的影响.....	155
第二章 颤振理论和稳定性分析 (J. 特鲁斯泰).....	165
2.1 各种系统的固有振动和强迫振动.....	165
2.2 金属切削中自激振动的基本理论.....	181
2.3 颤振理论的其他见解.....	206
第三章 研究机床稳定性的工作程序 (J. 特鲁斯泰和 M. 波腊雪克)	225
3.1 工作程序的各个步骤——方向系数.....	225
3.2 切削试验.....	235
3.3 用激振试验测量动态数据.....	240

3.4	试验数据整理	253
第四章	机床稳定性分析实例(J. 特鲁斯泰)	264
4.1	卧式升降台铣床	264
4.2	立式升降台铣床	289
4.3	普通车床	303
4.4	卧式镗铣床	329
4.5	立式车床	343
第五章	阻尼及减振器(M. 波腊雪克)	351
5.1	阻尼的理想化	351
5.2	机床中的阻尼	353
5.3	能量减振器的类型	359
5.4	绝对减振器的最佳化	365
5.5	减振器应用实例	376
5.6	结论	384
第六章	磨削加工中的颤振 (M. 波腊雪克)	386
6.1	试验研究的结果	386
6.2	理论解释	403
6.3	理论结果的说明	414
	符号一览表	415
	参考文献	417

第一部分

第一章 概述

(F. 柯尼希贝格)

一台机床为了能在生产过程中发挥作用，必须满足下列条件：

(1) 能够一贯地、并且尽可能不依赖操作者的技巧来获得在机床上所加工出工件的形状及尺寸，并且工件的形状和尺寸是在容许规定精度范围内，同时达到所需要的表面光洁度。

(2) 为了在操作上具有竞争性，它必须有良好的技术性能和经济效益。

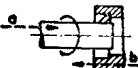
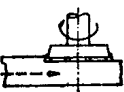
考虑设计这样的机床时，它的零件可以分成三组，即：

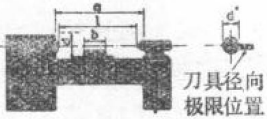
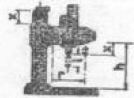
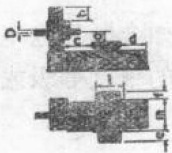
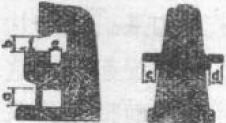
- (a) 结构部分；
- (b) 切削、进给和调整运动的驱动部分；
- (c) 操作及控制装置。

本书将集中考虑第一组的问题，即机床结构问题。这包括机床的各固定部分(底座、床身、立柱、头架等等)及携带工件和刀具的运动部分。机床结构的布局决定于下列条件：

(1) 加工情况

这些情况决定于各切削过程需要的运动，其中切削、进给和调整运动或者由工件来实现，或者由刀具来实现，或者由二者共同来实现。对于最常见的切削加工工序，这些运动的情况如表 1 所示。

工 序 类 型	切 削 运 动	进 给 运 动
车 	工 件	刀 具
钻 	刀 具	刀 具
镗 	刀 具	刀 具 (a) 或 工 件 (b)
外圆磨 	工 具	工 件 (a) 与 工 具 (b) 或 工 件 (a+b)
滚铣 	刀 具	工 件
端铣 	刀 具	工 件
龙门刨与 牛头刨 	工 件 I	刀 具 I
	刀 具 I	工 件 I

机 床 类 型	尺 寸 规 格
普通车床(迴 轮 转塔车床 同此)  刀具径向 极限位置	d = 最大回转直径 d' = 最大车前直径 l = 顶尖间最大长度 $a-b$ = 最大车削长度
摇臂钻床 	l = 最大钻深 r = 最大径向范围 h = 工件最大高度
卧式镗床 	$a+b$ = 高度范围 $c+d$ = 长度范围 $e+f$ = 宽度范围 $l \times m$ = 装卡面积 D = 镗杆直径 } 镗孔操作
外圆磨床 	与普通车床同
卧式升降 台铣床 	$a+b$ = 高度范围 $c+d$ = 长度范围 $e+f$ = 宽度范围 } 铣削
立式升降 台铣床 	
龙门刨床 	b = 最大宽度 $c+d$ = 最大高度 l = 最大长度 } 工件
牛头刨床 	$a+b$ = 工件最大高度 $c+d$ = 刨削宽度范围 l = 刨削最大长度

(2) 尺寸容量

这不仅包括机床上能够容纳工件的轮廓尺寸，并且包括刀具与工件之间相对运动所涉及的最大尺寸。前者的例子如普通车床由回转直径所决定的最大车削直径，镗床能容纳的铸件尺寸，在龙门刨床或龙门刨-铣床上能通过龙门的铸件尺寸。后者涉及某些具体尺寸，如龙门刨床、铣床、刨床、平面磨床的最大行程或车床、外圆磨床能加工的最大直径和最大长度等等。

(3) 性能要求

这些要求包括数量性能（例如金属切除率、最大钻孔直径等）和质量性能（如可能获得的精度等级或表面光洁度等级）两方面。

(4) 技术及经济效率

这里的问题不同于其他工程领域中遇到的问题。

在机床结构中，各部分的定位、找正和导向的条件，一般只取决于加工运动的功能要求。这些加工运动必须和作用力及加工速度发生联系。但是，一台机床的结构设计还必须考虑可能影响机床生产性能的一些因素，这些因素可能在安装、操纵和维修要求中提出来。如果机床结构被分成比较小的若干单元，使之在安装时容易装配起来，这对大型机床的运输和安装都是有利的。这样做的前提是不仅对机床的安全和容易搬运需要作适当安排（如提升、紧固在运输车上的方法等），而且还要对机床安装时各单元的精确对准和牢固组装作妥善处理。

机床的“操作方便性”[⊖]和总布局要保证操作者在最安

⊖ 原文为accessibility, 意为“容易接近”, 现译“操作方便性”。——译者

全和最省劲的情况下进行调整和操纵。

最后,机床必须容易进行维护与修理,而且费时最少。例如,易受严重磨损和需要经常修理或更新的零件,必须易于装卸和互换。如果这种零件的寿命能够预知,那么就能按照一种计划维修制度实行更新的办法,以避免由于事故被迫进行紧急修理作业,因而机床的生产效率得以提高。

从易于维修和制造的观点来看,采用标准零件和部件是重要的,特别当它们是外购件时,更是如此。这种作法不仅适用于轴承,也适用于电动机、控制装置、液压传动件、润滑泵和过滤器等等。这里,对定位和固定装置、法兰、支架等等提出标准设计和标准尺寸,将提高初次装配和维修的技术效果和经济效果。

当然,必须认识到,机床的性能不仅决定于机床本身的设计和制造,而且还决定于工件的设计,工序的选择,刀具的型式和设计,切削条件,刀具和工件夹紧装置的性能,以及在加工过程中工作条件的可能变动等等(这些变动可能是由于切削过程本身引起的,如刀具磨损、温度变化等等)。为了单独研究机床结构的作用,将假定上述各影响因素是可以控制的。

在使用机床的任何时刻,组成机床结构的固定部件和运动部件,必须根据所要求的工件与刀具之间的相对位置,能够互相定位、对准和导向。它们必须把各部分的重量传递给它们的支承件,并且把切削过程中作用在工件与刀架之间的作用力流封闭起来。

机床的功率容量和期望的质量性能决定着机床结构静态和动态刚度的要求,而工件的尺寸、形状和切削加工方法以及操作与装卸的条件,则影响着机床设计的外形与布局。另

外，设计不能根据纯结构上的考虑，因为有关人机关系的因素、外观、制造、装配和维修的方便性等问题也都必须予以注意。换句话说，机床的设计必须使其结果在技术上是接受的，在外观上是令人满意的，和在经济上是有竞争能力的。

因此，机床结构的布局及其元件的形状与尺寸必须设计得不仅保证机床操作与维修具有满意的条件，而且保证在工作情况下的工作应力、变形、挠度和位移保持在规定范围以内，结构的总重量与元件重量的分布要满足技术和经济的要求，并且保证能成本低、效率高地进行制造。

工作负荷造成的应力一定不能达到有害于结构性能的程度。受材料许用应力所限制并主要由各个截面形状与尺寸所决定的负荷能力对刚度本身是次要的那些机床，可能成为主要因素。另外，对于承受冲击负荷的结构，可能不希望有过高的刚度，而具有相当弹性的构件反而有利。在这种情况下，为了正确应用这种弹性构件，对情况作仔细的分析是很重要的。

对不同型式的机床，刚度（即抵抗负荷下变形的能力）的要求可以是不同的。例如，拉伸负荷下的纯伸长，它使刀具相对于工件只产生轴向位移而不产生角位移或横向位移（见图1b），对于封闭基架的钻床可以是无害的。但是，在许多机床内，为了取得满意的工作条件，必须对所有方向的位移都加以限制。如果刚度影响到一些零件在工作负荷下的对准精度与导向，那么刚度就成为最重要的参数。

开式C-形基架（图1a）虽然比封闭式基架（图1b）刚度低得多，特别就顶面和底面对中心线而言，但它已广泛用于钻床、镗床和铣床，因为它对装卸刀具和工件最为方便。

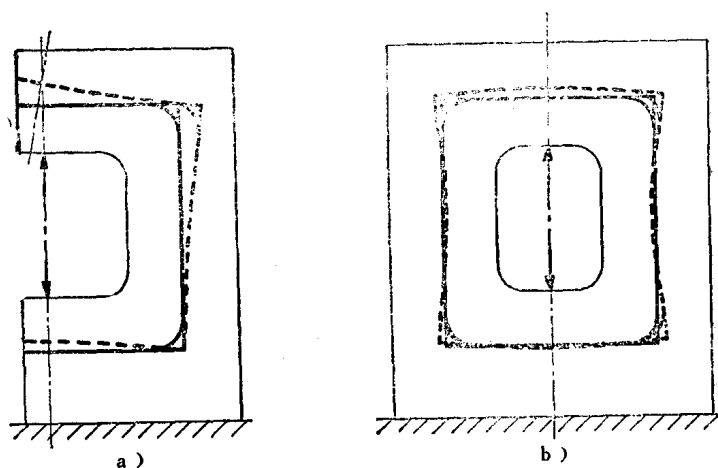


图1 开式和封闭式基架在轴向载荷下的变形

然而，随着自动控制的出现，操作方便性问题只对调整工作才是重要的，因为一旦机床调整并开动以后，操作者即无须再接近工件和刀具。因此对于自动控制的机床，封闭式基架能够更容易被采用，从而达到提高刚度的效果。

结构重量可能对它的性能起相当大影响。可以用重的结构来抵消外力。一个例子是龙门刨床的床身。除非它的重量的作用大于干扰力的作用，不然它可能被切削力产生的向上弯矩把它从刀架前方的各支承垫上抬起来，或者被工作台反向时发生的动态反作用力所挪动。当一个特定的最低刚度的机床零件需要有一个远低于激振力频率的固有频率时，大的重量也是有用的，这正是很多磨床的情况。但它导致了一个错误概念，认为一台机床要刚性好就必须重。要设计一台必须在较宽速度范围内工作的机床，并保持其固有频率低于最低工作速度的频率，这如果不是不可能，通常也是有困难

的。另一方面，如果固有频率高于最大工作速度，这不仅能保证结构不产生共振，并且还能保证高效控制装置的满意工作。高的固有频率能够用刚度高与重量轻的结合来达到，特别是当重量能在结构内部适当分布时更是如此。刚度-重量比和影响材料消耗与费用的实际总重量，二者能够在很大程度上受到设计方案、所用材料和制造方法的影响。

大多数机床结构可以分解为一些能用受横向弯曲和扭转的梁来代表元件。图2a为对四种典型剖面的梁在抗弯(注脚 b)与抗扭(注脚 t)刚度方面进行了比较。这些梁具有相等的单位重量(横剖面积)、长度(l)和高度(d)。图2b表示刚度-重量比。可以看到，对于 k 值小于1时，管状剖面在抗扭方面更好些，而工形剖面在抗弯方面最好。但是，对于 $k>1$ ，矩形箱形剖面在抗扭方面最好，而在抗弯方面稍逊于管状和工形剖面。

在规定长度内得到规定的刚度或强度值所需要的材料重量决定于横剖面的面积。可以证明：当封闭箱形剖面的高度 d 增加时，对特定的抗弯或抗扭刚度值，横剖面的面积（因而也是梁的材料重量）按 d^2 的比例而减小。另外，具有特定强度与刚度条件且重量很轻的结构，能够通过采用外形尺寸大而壁板很薄的箱形剖面来得到^[11]。

各种薄壁大尺寸箱形剖面具有一些有利性能。如刚度-重量比高就造成的固有频率高和抗共振性好。但与这些有利因素相反，由于在剪应力下有薄壁翘曲(*Warping*)与屈曲(*buckling*)的危险，因此它们在负荷能力方面受到了限制。实际临界负荷与屈曲应力的计算通常是在很安全的一边的，因为这种薄壁板假定是自由支承的，而实际上由于拐角与拐角连接处的刚度，它们至少是处于部分夹紧的状态。但是应