

高星亮 朱思洪 尹学军 居 峰 译

〔德〕 Hans Dresig Franz Holzweißig

机器动力学

Maschinendynamik



科学出版社

机器动力学

Maschinendynamik

〔德〕 Hans Dresig Franz Holzweißig

高星亮 朱思洪 尹学军 居 峰 译

科学出版社

北 京

图字:01-2009-4624

内 容 简 介

本书以实际机器或机构为研究对象,以解决机械制造领域具体的动力学问题为主线,系统地介绍了机器动力学的基本理论和分析方法。内容包括机器理论建模的基本方法和主要参数获取、刚性机器动力学模型、机器基础的设计和振动隔离、扭转振动和纵向振动系统、弯曲振动系统、多自由度系统的振动、非线性振动和自激振动,以及机器动力学优化设计的准则等。

本书是德国工科大学机械类本科生和研究生机器动力学课程的指定教材之一,可作为我国高等工科大学机械类相关专业本科生、研究生和博士生的参考书,也可供有关的教师和工程技术人员使用。

Translation from the German language edition:

Maschinendynamik by Hans Dresig and Franz Holzweißig

Copyright © 2009, 2007, 2006, 2004, 2003, 1983, 1980 Springer-Verlag Berlin Heidelberg

Springer is part of Springer Science+Business Media, LLC

All Rights Reserved

图书在版编目(CIP)数据

机器动力学/(德)德瑞西斯(Dresig, H.)等著;高星亮等译. —北京:科学出版社, 2011. 11

书名原文: Maschinendynamik

ISBN 978-7-03-032743-7

I. ①机… II. ①德… ②高… III. ①机械动力学 IV. ①TH113

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2011)第 230308 号

责任编辑:牛宇锋 / 责任校对:邹慧卿

责任印制:赵 博 / 封面设计:耕者设计工作室

科 学 出 版 社 出 版

北京东黄城根北街 16 号

邮政编码: 100717

<http://www.sciencep.com>

源海印刷有限责任公司印刷

科学出版社发行 各地新华书店经销

*

2012 年 1 月第 一 版 开本: B5(720×1000)

2012 年 1 月第一次印刷 印张: 28 1/4

字数: 555 000

定价: 98.00 元(含光盘)

(如有印装质量问题,我社负责调换)

译 者 的 话

《机器动力学》的德文原著为 *Maschinendynamik*, 其 2010 年出版的英文版为 *Dynamics of Machinery*, 虽然字面上也可翻译为机械动力学, 但内容和国内现有的机械动力学相差较远。同时考虑到国内曾翻译出版过一本德文专著《机器动力学测量技术》, 因此将本书的名称译为机器动力学。

根据 1991 年德国大学校长联席会议的决定, 将机器动力学确定为工科高等院校机械类专业所有学生的必修课。该书是为德国机械类硕士必修课“机器动力学”所编写的教材, 同时也囊括了近年来德国该方向的最新进展。该书最显著的特点是紧密结合实际, 书中的大部分例题以实际机器或机构为研究对象, 以培养学生解决实际问题的能力。

原书作者 Hans Dresig 和 Franz Holzweißig 分别是德国开姆尼茨工业大学和德累斯顿工业大学教授。所著《机器动力学》是一本在德国影响广泛、发行量很大的经典力学专著, 2003 年发行第 5 版, 2005 年发行第 6 版, 2006 年发行第 7 版, 2007 年发行第 8 版, 2008 年发行第 9 版。该书不仅在其他德语系国家如奥地利、瑞士等国发行, 还被翻译为越南语。值得一提的是, 斯普林格出版社于 2010 年在英国出版发行了英文版, 进一步扩大了该书的影响力。

本书的翻译是基于斯普林格出版社 2008 年发行的德语第 9 版。参加本书翻译和校对工作的均为留德学者, 有些目前仍在德国就职。其中高星亮翻译了前言、第 4 章和第 5 章; 朱思洪翻译了第 0~3 章; 尹学军翻译了第 7 章和第 9 章; 居峰翻译了第 6 章和第 8 章; 第 0 章和第 1 章由张嘉善和高星亮校对; 第 2 章、第 3 章、第 7 章和第 9 章由高星亮校对; 第 4 章由刘明校对; 第 5 章由胡函校对; 第 6 章由贾光和高星亮校对; 第 8 章由朱思洪和高星亮校对。高星亮组织了整个翻译和校对工作并负责全书统稿。

由于译者的水平有限, 书中难免存在不妥之处, 恳请广大读者批评指正。

译 者

2011 年 10 月

前 言

本教科书所涉及的专业领域,在其他国家分别包含在“机械原理”和“振动学(或振动理论)”等课程中。我的同事 Holzweißig 教授提出了一个基本理念,即将这些专业领域综合于“机器动力学”中。基于这一理念,并依据与萨克森州工业界工程师合作的经验,我们共同完成了本书的前三版。在 Holzweißig 教授 1993 年退休后,从第 4 版开始我不断地对本书的内容进行更新,并对习题和有关章节进行了补充。

本教科书是在 4 个学期的“工程力学”基础上,直接向学生介绍相关领域的动力学问题。机器动力学既可以被认为是工程问题数学建模的典型领域,也可以理解为是机械制造的分支,以研究动力机器(活塞式机器和涡轮式机器)、加工机器(印刷机、纺织机、包装机)、输送装置、农业机械和车辆以及设备制造领域的动力学问题。

本书包括相对独立的各章,它们从机械工程师的观点研究机器动力学的典型问题。第 6 章是线性振动系统的一般介绍,包含了第 3、第 4 和第 5 章所讨论的方法。我们完全意识到并能接受其中存在某些交叉和重复,这样能指明各章之间的紧密联系。第 7 章讨论非线性和自激振动系统,其计算越来越具有实际意义。第 8 章仍然没有公式,但所总结的规律对工程实际非常重要。这一版增加了新的一章“系统动力学和机电一体化之间的关系”,以促进对相邻领域的了解。该章为读者提供了更高层次的解决思路,即动力学问题也可以通过传感器和作动器来解决。

本书的 60 个习题及答案用于掌握和巩固所介绍的内容。还有一个新的特点是附有 CD 光盘,其中不仅包含 SimulationX 软件的教学版,还有用于求解书中例题的程序,以便读者自己练习。

本书的编写不仅是为了学生,也是为了实际工作的工程师。选自机械制造众多领域的例题以及具体参数值和所参考的准则与规范更突出了这一点。我们考虑了工程师的思维方式,如讨论了估算方法、粗略计算和最小模型,解释了许多富有教育意义的动力学现象(陀螺效应、穿越共振区、调谐、自同步等),这些对设计承受大动载的机器都很重要。随着硬件和软件的快速发展,使如今几乎所有的机器动

力学问题都有相应的软件。计算机总能输出某些数值或图片,但工程师必须对结果负责。工程师的任务仍然是:建立相应的计算模型,评价软件的适用范围,检查仿真的结果,并在计算之前对期待的结果有所设想。

鉴于最新的进展倾向于精细化建模,所以需要强调三个方面:对物理本质理解力的训练,使用模态分析(包括灵敏度分析),应用计算机辅助方法。还需要强调的是,计算的目的不仅是给出数据,而且是对实际研究对象的动力学特性有更好的理解,并能够基于物理原理找出设计方案。

我想对众多专业人士的鼓励和建议表示感谢,特别是开姆尼茨工业大学机器动力学教研室当年的同事和德累斯顿 ITI 有限公司的专业同行,他们帮助我编写了书中的例题。此外,对 Steffen Naake 博士所承担的工作予以肯定,尽管我有许多特殊要求,但在他的协助下仍然能按时完成了书稿,并顺利交付出版社印刷出版。

Hans Dresig

2008 年夏于 Auerswalde

目 录

译者的话

前言

第 0 章 机器动力学的任务及分支学科	1
第 1 章 模型建立和参数获取	4
1.1 计算模型的分类	4
1.2 质量属性参数的确定	12
1.3 弹簧参数	21
1.4 阻尼参数	35
1.5 激励参数	46
第 2 章 刚性机器动力学	56
2.1 引言	56
2.2 单刚体运动学	57
2.3 刚体动力学	68
2.4 多体系统动力学	83
2.5 铰接点作用力和基础动载荷	116
2.6 质量平衡方法	126
第 3 章 基础设计和振动隔离	145
3.1 引言	145
3.2 周期激励引起的基础载荷	148
3.3 冲击载荷作用的基础	172
第 4 章 扭转振动系统和纵向振动系统	183
4.1 引言	183
4.2 扭转振动系统的自由振动	188
4.3 离散扭转振动系统的强迫振动	214
4.4 驱动系统中的调谐质量减振器和阻尼器	235
4.5 非均匀传动机构引起的参数自激振动	245

第 5 章 弯曲振动系统	258
5.1 弯曲振动问题的产生和发展	258
5.2 基本原理	259
5.3 有分布质量的梁	278
5.4 转子的建模	285
5.5 习题 A5.4~A5.6	288
5.6 习题解答 L5.4~L5.6	289
第 6 章 多自由度线性振动系统	293
6.1 引言	293
6.2 运动方程	295
6.3 无阻尼自由振动	311
6.4 结构和参数变化	331
6.5 无阻尼强迫振动	354
6.6 阻尼振动	368
第 7 章 简单非线性振动系统和自激振动系统	385
7.1 引言	385
7.2 非线性振动系统	387
7.3 自激振动	406
第 8 章 动态优化设计准则	418
第 9 章 系统动力学和机电一体化之间的关系	423
9.1 引言	423
9.2 闭环控制系统	425
参考文献	434
符号表	436

第 0 章 机器动力学的任务及分支学科

机器动力学的任务是将动力学知识应用到机械工程学的特定问题中。机器动力学的发展与机械制造业的发展密切相关。

动力学问题首先出现在动力机械和做功机械中。扭转振动是在活塞式发动机中观察到的,弯曲振动危害到涡轮机的结构元件。正如文献[1]这样的经典著作所述,对上述现象进行解释一直是机器动力学长期以来的唯一任务。

但是在开发以动力学作用原理进行工作的机器时也需要机器动力学的知识。这些机器是锻锤、机器人、夯实机、振动输送机、振动筛、振动器、纺锤和离心机等。

随着工作速度的不断提高,以及轻量化设计原则在加工机械、农业机械、机床、印刷机械和输送机械领域中的广泛应用,动力学问题在这方面凸显出来。为了能够掌握其复杂的规律,要求提炼出原则性的问题,并尽可能脱离特定的机器给出答案。因此,机器动力学已经发展成为一门独立的学科领域,是每个机械工程师必须掌握的知识。

在 50 年前人们还一直认为,只有少数专家有能力解决振动问题。到了今天,则要求大量的工程师对机器中动态过程具有准确的概念。高性能的机器不仅要按照静力学观点,而且常常首先要按照动力学的观点进行设计。工作强度计算方法的应用,取决于从机器动力学计算中得出的载荷假设的可靠性。工程师因此必须掌握机器中周期性连续载荷、冲击,以及启动和制动过程按照其产生影响的规律。

此外,还要考虑到工程师的工作方式。由于要求在短期内以经济可行的工作量解决实际的工程问题,这决定了工作方式。因为他们常常必须快速地作出决定,不可能等待个别问题的科学解释。在大多数情况下他们必须使用所有可以获得的办法,并使得任务的解决方案与现阶段技术水平相适应。工程师应该具备的重要能力是,应用并不完善的或不完整的理论,只要目前没有比其更好的理论!这当然要求工程师具备相应的基础知识。推导公式和计算程序的全部思考过程的知识不总是属于这种基础知识。但是对于他重要的是知道有效范围,以及使用估算来检验结果的可能性。

图 0.1 为设计过程的流程图。值得注意的是,可以走外部的路径,也就是审视机器(或从机器听出),必须改变哪些原因,以便达到所希望的结果。在第 8 章中给出了几条一般性规则,有经验的工程师可以参照这些规则进行设计。但这些规则不是很全面,相应的知识也不足以解决所有的问题。简单说来,机器动力学的任务就是要

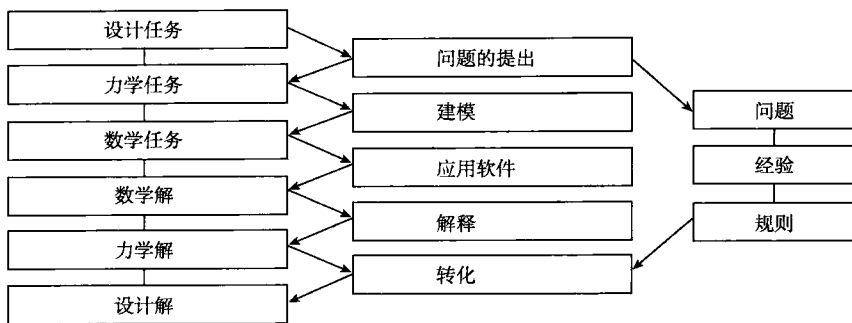


图 0.1 机器动力学的任务

作出决策,对具体对象的某项结构及其参数进行改变,以完善其动力学性能。

因为上述决策的作出极其重要,所以通常按框图左边给出的步骤进行。其中,最主要的步骤是从设计任务(或技术任务)中提炼出力学和数学公式,这属于建立模型的领域。而在建立模型之前,必须对相应的物理现象有深入的理解。第 1 章主要讲述模型的建立及模型参数的确定。

在过去的 20 年中,基于商业软件的计算机辅助分析在机器动力学领域取得很大的进步。以前,工程师求解数学任务时往往要付出很多心血,而今天的工程师就可以省去这一烦琐的任务。以前对数学解的解释及将力学原理转化为设计解已越来越成为工程师的重要的工作。现在,人们对动力学现象进行更好的预先分析计算及利用,如动平衡问题、陀螺的效应、调谐质量减振器(TMD——译者注)、阻尼器及非线性影响(如自同步)。

图 0.2 所示为机器动力学与其他学科之间的关系。也许可以用类似的方法对转子动力学^[7]或车辆动力学^[25]进行分类。机器动力学与这两个学科有许多交叉的地方。与转子动力学和车辆动力学不同的是,机器动力学有许多不同的研究对象和问题,从机械零件^[21]开始,直至复杂结构的动力学(不仅在基础设计),这些动

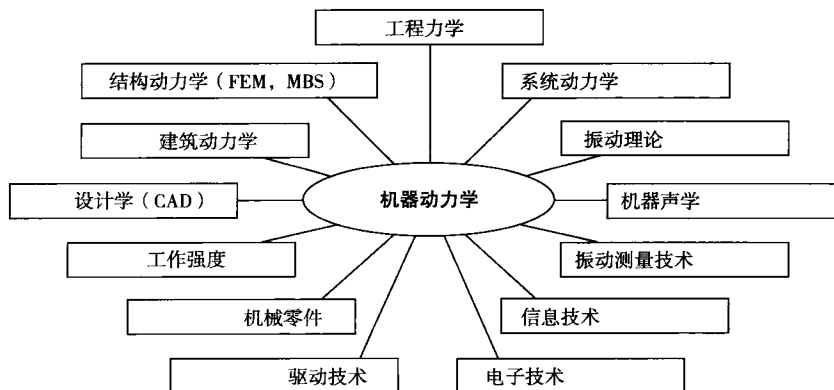


图 0.2 机器动力学的分类

力学问题与建筑动力学密切相关^[18]。

机器动力学的理论基础是数学和物理^[30],此外自然包括工程力学的所有领域^[10,28],特别是振动理论的所有领域^[5,9,15,23]。机器动力学的研究结果对机器的造型和设计产生影响。因此,机器动力学与设计学、机械零件、工作强度、驱动技术和机器声学有密切的关系。如果从设计学的角度,将机器看作驱动系统和支承系统的组合,驱动技术^[4,8,10]和建筑动力学^[18,24]实际上是相邻的学科。

机器动力学总是研究现实的对象,它们受到随时间变化的载荷作用,受到惯性力的影响,或者利用惯性力,并且也涉及避免干扰和机器损坏。振动理论的知识是理解许多实际现象的基础,许多机器的技术发展反过来影响振动理论的发展。机器的发展不断地从实践中提出新问题,而这些新问题用现有的理论无法回答。

机器动力学中的建模问题总是与系统动力学^[2,13,17],振动测试技术,以及振动现象的判断和评估方法^[14,16]密切相关。机器动力学利用结构动力学^[6]和多体动力学^[3,26]领域的研究结果,这些研究结果借助于计算数学方法转化为常见的商业软件。只有通过计算技术和测试技术的交互完善,才能定量改善计算模型。机器动力学与电子技术的横向联系主要通过电驱动技术、控制技术和信息技术的应用。与机电一体化技术不同的是,机器动力学的主要任务是掌握机器的惯性力。

机器动力学的一个特有的领域是收集和整理有效的计算模型及其参数值,其中参数值用作计算程序的输入数据。实际机器的高度发展和经过考验的计算模型都是经过长时间的精心开发建立起来的,不仅精细且说服力强,通常是企业的机密。如果提出要求,公司外面的人也可以利用这些模型(如某种机器零件的计算)。

学生和工程师在实际中首先必须了解,在商业软件背后隐含什么计算模型及其物理背景。也必须知道所研究问题中质量、刚度、阻尼、力和频率等的数量级。因此,在本书中大多数参数值都是从“现实生活”中获得的。工程师应该努力预料计算机将输出什么样的计算结果。通过一些练习,在职业生涯中常常获得对实际参数值的数量级及计算结果进行预估的能力。

为了便于理解,本教科书的内容由浅入深进行编排。学生在学习本课程之前应掌握工程力学的基本知识。第2章中有关刚体动力学的知识读者也许已经熟知。掌握刚体系统的动力学性能是理解许多其他动力学现象的基础。第3~5章对机器动力学的“传统”领域,包括基础设计、隔振、扭转和纵向振动、弯曲振动及其主要应用领域进行了讲述。第6章站在更高的高度重复讨论了第3~5章的部分内容。但其涉及的线性振动理论对许多机器有应用价值。第7章讨论了几个非线性现象及自激振动的特性。这些对机械制造来说有着重要的意义。第8章给出了机器动力学的定性准则。

第 1 章 模型建立和参数获取

1.1 计算模型的分类

1.1.1 一般准则

机器动力学中利用计算模型大多出于以下三个方面的考虑：

(1) 缩短开发时间,节约开发成本。在开发新产品或对现有产品进行改进设计时,如果试验台成本高(或为了在实际机器上进行测试,机器的工作必须被迫中断),用计算机进行动力学仿真。

(2) 帮助对故障现象(如共振、断裂、噪声)的物理原因或所希望效果(如调谐减振)进行解释。

(3) 根据各自特定的准则求出最佳的参数值(如材料消耗、能量需求、刚度、劳动保护、寿命周期、可靠性)。

近年来,用计算机模型进行分析的意义越来越重要。原因是计算机及软件的效率显著减少了仿真计算的时间和成本。与此相反,在试验台上的试验从时间和成本来看依然保持不变。

工程师必须具有一定的“模型储备”,对其要了解相应的软件,掌握软件的使用方法。

工程师必须清楚,不存在“机器的计算”,首要的任务是建立计算模型。关于采用何种方法建模,则取决于手头是否有机器的设计资料或机器的测试结果作为初始材料。

如果从设计资料着手,第一步是要定义结构。所谓的结构是指零件之间的相互连接(拓扑学)及由下列元件构建的计算模型的构造:

- (1) 质量为动能的储存器;
- (2) 弹簧为势能的储存器;
- (3) 阻尼器为将机械能转化为热能的元件;
- (4) 激振器为从能源输入能量的元件。

结构定义后,必须定义结构的参数。所谓**参数**就是计算模型中出现的,用字母表示的几何尺寸和物理量。所谓定义结构主要是选择对特定现象有影响的参数。除了自由度的数量 n 之外,参数的数量 K 是计算模型最主要的特征。选择参数就

是决定如何选择模型(能源)的时间和空间界限,以及考虑哪些内部的交互作用。根据设计资料进行理论建模时,如长度、传动比、质量、弹簧常数、阻尼系数、运动学和动力学激励的系数都是参数。必须从概念上弄清参数、参数值、量纲为一特征量和特征值之间的区别。

参数值:参数值(或“特征值”)是指参数的数据,包括数值和尺寸单位。具体的模型通过其参数值来体现,参数值可以汇总在参数向量中。由参数值可以构成诸如质量矩阵和刚度矩阵的元素。上述参数值在各章的例题和习题中都有列举,见2.4.5节、3.2.4节、4.2.4.1节,或者如习题A2.5、习题A3.3、习题A4.1、习题解L5.5,习题A6.16以及图4.13等。参数值的理论计算和实验测定属于模型建立的内容,将在1.2~1.5节中论述。

刚度和阻尼的确定主要是根据经验值,而经验值来源于实验测定。如果在建立模型初始阶段存在着对机器进行的测试,则经常会发现,只有几个固有频率和振型起作用。因此,工程师的一个主要任务是建立自由度数量最少,能以划定的有效范围合适地描述系统动力学特性的模型。

用实验的方法建立(或者识别)模型始于对机器的测试。实验的建模主要受测试技术的现有水平的限制,并形成分析模型的经验基础。实验的建模在主要的分支中是基于系统动力学的方法,并尽力作出关于结构及其参数值的描述。

实验建模获得的参数值可以是分配给一个构造元素的“局部参数值”,也可以是整个系统的“全局参数值”,如通过实验模态分析获取的固有频率和固有振型。这些参数值的数值反映了实际系统的特征。可以以此来检验计算模型,根据各种途径获得的参数值在多大程度上一致。

根据(大多有量纲的)参数总是可以构建**量纲为一的特征量**(相似性特征数)。一般说来,在机器动力学中由 K 个参数可以构建 $(K-3)$ 个量纲为一的特征值(特征量的数值)^[4]。结构相同且量纲为一的特征量相同的计算模型具有物理上的相似性。对真实模型进行放大或缩小时必须注意相似力学的模型定理。该定理也可以用于数值计算和结果的表达上。如同在流体力学中一样,在机器动力学中,用量纲为一的特征量也可将通过理论计算或实验测试获得的结果向外延伸。例如,在分析机器零件或机器的系列产品的动力学性能时就可使用此方法。

众所周知,受谐波激励的单自由度系统,其计算模型有 $K=7$ 个原始的物理量(m, c, b, F, Ω, t, x),在表达计算结果时可以从中建立 $K-3=4$ 个量纲为一的特征量($2D=b/\sqrt{mc}; \eta=\Omega/\sqrt{m/c}; \tau=\Omega t; \xi=cx/F$)。例如,在1.140节、4.186节、5.58节、图4.5、图4.36、图5.17、图6.25和7.25节中都定义了量纲为一的特征量。

有几个工业部门经常使用复杂的计算模型,这些模型都是经过数十年的计算和测试交互作用才建立起来的。例如,在涡轮机制造、船舶制造、汽车制造、航空和航天技术等领域,针对相应计算模型,投入数百人年开发专用程序,并用于产品

研发。

在通用机械制造领域有许多对象或过程还没有足够的计算模型可以应用,许多部件的建模过程如今正在全力进行中。

在机器动力学中,可以将计算模型分为三个模型等级:

第 1 级 刚体的受迫运动系统(“刚体机器”);

第 2 级 线性振动系统(自由振动或强迫激励振动);

第 3 级 非线性或自激振动系统。

强迫激励振动系统还可以分为受迫振动和参数激励振动系统,该分类方法基于以下三个方面的理由:

(1) 物理方面(根据输入能量的来源及强度);

(2) 数学方面(根据方程的复杂程度);

(3) 历史方面(根据问题产生的历史过程)。

实际物体(实际系统),如一台机器或其部件不能自动归于上述计算模型中的某一种,而是依据受到哪些具体的载荷和运动特性的不同按这三种模型等级建模。能源的建模从低级到高级越来越精确。

在第 1 级和第 2 级模型中,运动参量和力参量看成是时间的函数,不受模型响应反应的影响,在第 3 级模型中,能源最终是自律系统的组成部分,于是需要对电动机建模(如电动的部件)。

第 3 级模型是自律的系统,由该系统可以推导出其他等级的模型。可以证实,各自较低等级的模型在简化的假设条件下是高一等级模型的近似,也就是说高一等级的模型较低一等级的模型原则上更能接近真实地描述效应。

许多机器的建模起始于受迫运动的机构,如第 2 章,这与许多机器从低速开始的历史发展过程相符。机器驱动系统的速度从零向最大转速过渡的过程在一定程度上演绎了从简单到复杂的不同(历史的)模型等级。低速时机器性能如同一个受迫运动的系统,而最迟在机器破坏时人们可以展示机器的非线性特性。在对机器的事故进行重建时有时必须对这种现象进行认真的分析。

刚体系统(“刚性机器”模型)可以通过几何尺寸和质量参数描述。本书的第 2 章讨论与第 1 级模型对应的对象,为了界定刚体模型适用范围相对于振动系统适用范围的界限,可以采用两个简单的准则:

(1) 受到周期性激励的机器,如果激励的速度“缓慢”,则可用机器稳定状态的刚体系统(“刚性机器”模型)作为模型。这就意味着在受周期性激励的机器中,傅里叶级数中幅值足够大的最高激励频率 $f_{\max} = k\Omega / (2\pi)$ 必须较实际对象的最低固有频率 f_1 小得多。因此准则为

$$k\Omega \ll \omega_1 = 2\pi f_1 \quad (1.1)$$

其中, Ω 为激励的基频; k 为最高次重要谐波的阶次。

(2) 对于非稳定激励,如典型的启动、制动、加速或减速过程,只要施加的作用力变化“缓慢”,即当实际物体的最大振动周期 T_1 较所施加力和运动参量的启动时间 t_a 小得多时,也可用刚体系统模型,即准则为

$$\frac{1}{f_1} = T_1 \ll t_a \tag{1.2}$$

表 1.1 列举了通常各等级模型对应的主要参数。

表 1.1 三级模型的典型参数

等级	已知参数	可计算量
1	几何尺寸(长度、角度、传动比) 质量参数 运动学的运动过程 和/或驱动力大小	等效转动惯量 刚体运动的速度和加速度 运动副反力 支承反力 驱动和制动力矩
2	弹簧的轴向和扭转刚度 弯曲刚度 轴向和扭转阻尼系数 材料特性值 随时间变化的激励力曲线 周期激励的傅里叶系数 参数随时间变化的规律	固有频率和固有振型 强迫振动时力和运动参数的时间历程 高次共振点(临界转速) 幅相图 参数激励振动非稳定区 调谐质量减振
3	与速度相关的轴承数据(油膜影响) 摩擦系数 电动机力矩和制动力矩特性曲线 非弹性材料特性(黏性、塑性) 非线性几何和材料特征值	非线性振动 自激振动 联合共振 极限周期 振动系统和能源的交互作用 与振幅相关的固有频率 非线性交互作用

振动系统(第 2 级模型)的一个主要特征量是其自由度的数量。一方面取决于哪些物理效应必须考虑,及在线性系统中有多少固有振型(模态)确实被激励,另一方面还取决于所求载荷和变形特征空间上分解的精度如何。

必须保证激励频率的范围在模型固有频率的范围内,因此有下面的准则:

振动系统模型的固有频率范围必须涵盖到最高激励频率之上。

自激振动器(第 3 级模型)大多数处理少自由度系统。自激振动系统总是非线性系统,其稳定界限通常可以通过线性系统确定,见 7.3 节。

每次建模总是从最小模型开始,用其开始实际物体建模的这种计算模型具有以下特点:

- (1) 有意在空间和/或时间上严格限制它;
- (2) 它的自由度少;
- (3) 只考虑少量的(“耐干扰的”)参数;
- (4) 可准确地定性描述主要物理过程;
- (5) 处理相对简便(方案比较);
- (6) 能正确地输出定性(或定量变化趋势)结果。

最小模型适合于检验初始的假设,给出后续的理论 and 实验研究的建议。根据要求不同,最小模型可以保留,或者以此为基础在每一个步骤之后并结合中间研究结果来决策建模的以下进程。

一般来说,对某种现象的理解程度与所采用自由度和模型参数个数成反比。最小模型简单明了。必须知道引入过多的参数有可能造成模型计算结果与实验结果(偶然的)一致的假象,有时会导致所建模型“正确性”的错误推论。人们在心理上也存在一种错觉,即认为用复杂的模型和大型计算机程序获得的计算结果特别的有价值。不要忘记:所输入的大多数数据是多么的不精确!结果是多么的敏感!无论是通过测试还是通过模型计算一般都不能获得有效位数为三位的结果。在本书后续章节中如果给出的有效位数多于三位,则是基于数学计算的考虑。

1.1.2 实例

首先,以塔式起重机为例讨论模型建立的问题,见图 1.1。有关起重机的计算模型早已存在,主要用于其零件破断强度的计算和站立稳定性的检验。由起吊重量加速运动产生的动载荷曾(从历史上看)通过将其在载荷质量上的附加的加速度 a 考虑进去,即采用第 1 级模型来计算,见图 1.1(b)。

在按这种载荷假设计算的起重机出现了破坏之后,自 20 世纪中叶以来才开始按照振动系统对塔式起重机进行处理,见图 1.1(c)展示的实例。只用了简单的模型就成功地获得了与实际振动过程相符的、定性的、正确的结果。振动过程的特点是在塔柱顶部的质量做水平振动,塔柱的底部因此受到附加动弯矩。该动弯矩并不像简单模型等级所假定的那样,简单与起吊载荷成正比。从图 1.1(c)可以看出,起重机上位置 1 和位置 2 处的不同的动态力矩。用该简单的计算模型就可以解释为什么将配重置于起重机底部:从动力学角度看是更有利的,因为配重不再一起振动。这种起重机也很少发生破坏。当今使用非常复杂的起重机计算模型,所有的支承件都被很精确建模(轻量化),驱动、机械制造和钢结构的偶合在建模中被加以考虑。

第 2 个例子要阐述关于齿轮传动机构计算模型的问题。图 1.2 所示为圆柱齿轮传动机构的设计图。表 1.2 所示为所使用的几个计算模型,表中按从简单到复杂的顺序排列。从表的右边可以看出自由度和参数的数量逐级增加。究竟采用何种模型取决于各自的研究目标,用这些模型可以计算表 1.1 中在各自等级中所示

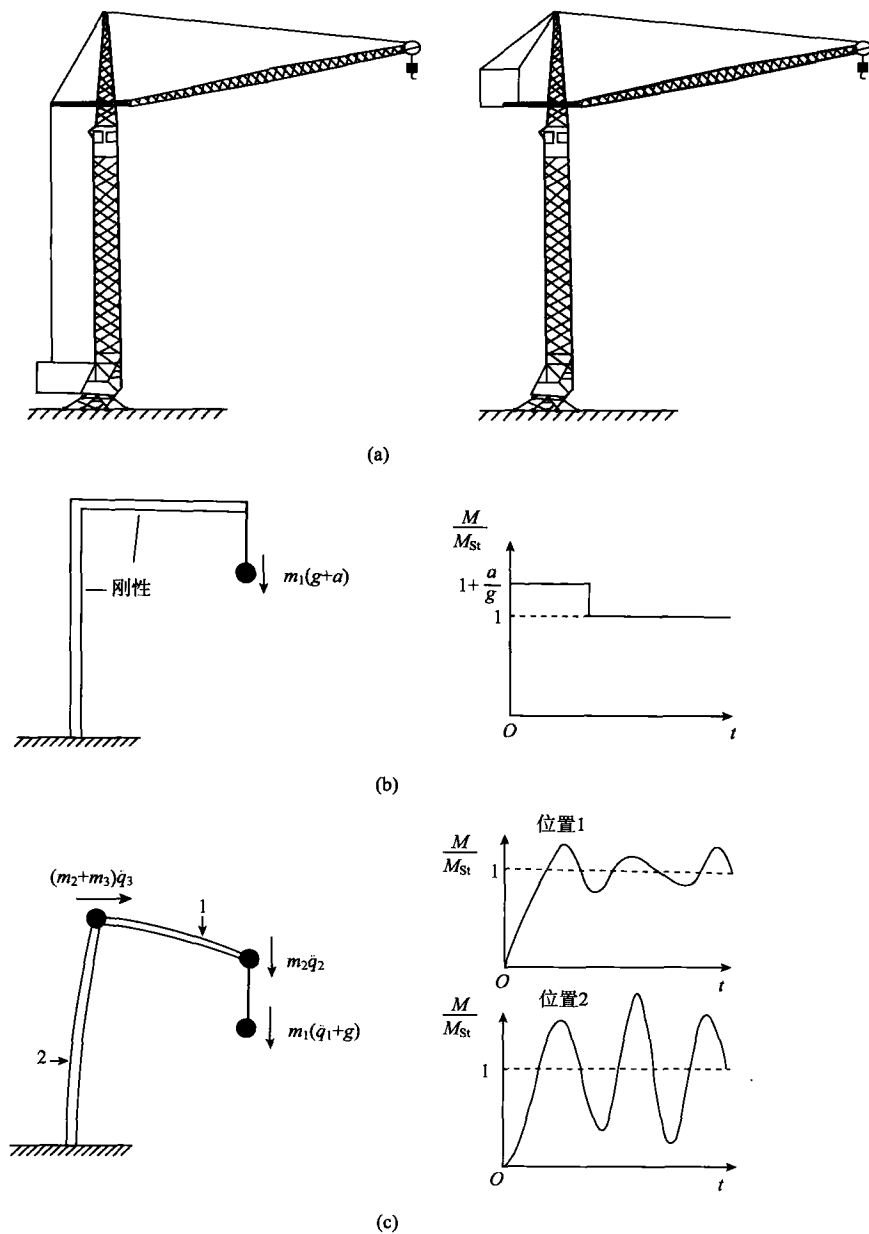


图 1.1 塔式起重机

(a) 实际系统草图; (b) 计算模型“刚体系统”;
(c) 最小振动系统模型及测得的典型弯矩变化曲线