

现代机械动力学

余跃庆 李哲 著

北京工业大学出版社

现代机械动力学
余跃庆 李 哲 著

北京工业大学出版社出版发行
各地新华书店经销
徐水宏远印刷厂印刷

1998年12月第1版 1998年12月第1次印刷
850mm×1168mm 32开本 14.5印张 362千字

印数: 1~1500册

ISBN 7-5639-0734-3/T·95

定价: 29.00元

前 言

当代科学技术的飞速发展，尤其是电子、信息技术的日新月异，加快了人类迈向 21 世纪的步伐。作为现代社会进行生产和服务五大要素之一的机械，也正面临着自 18、19 世纪以蒸汽机为代表的第一次工业革命后的又一次新的革命和挑战。这无论是对机械科学本身还是对整个社会的进步和发展，都是具有重大影响的，因为机器仍是人类利用和改造自然界的直接执行工具。

机械工程是一门古老的科学。今天，以微电子技术为代表的新技术革命浪潮，推动着这门科学向新的境界发展，给它注入了新的血液和动力。计算机技术引入机械学领域，使机械的设计处于由静态到动态，由经验计算到建模分析，由满足单个机件的单一性能要求到整个机械系统的功能综合，由使用计算尺和手工绘图到使用计算机辅助设计的发展过程，使半科学、半经验的机械设计向完全科学化发展、向最优化发展，使机械产品能以最轻的质量、最低的成本、最少的能耗、最佳的可靠性，获得最优良的工作性能。现代计算机正向开发符号演算和逻辑推理功能发展，专家系统和智能工程成为决策判断的有效工具，利用它可以实现决策判断自动化，能把机械的设计过程、制造过程、销售过程、安装运行过程，甚至材料的设计过程，高度集成起来，实现多种知识的完整自动化处理。微电子技术进入机械产品本身，诞生了高技术的机械产品，使作为人类体力延伸的机械装备还具有人类脑力延伸的功能。微电子技术与机械结合还产生了新颖的微型机械。高技术机械产品的典型代表，是有“脑”、有“感官”的智能机器

人。

现代科技的确给机械科学增添了活力，但从全面发展机械科学的角度，这只是解决问题的一个方面（外在因素），起工具和促进作用；而要从根本上改变和提高机械产品性能，与现代社会发展相适应，还必须在机械科学技术本身的更新和发展上不断努力，这是问题的另一个非常重要的方面（内在因素），起决定性作用。

高速度、高精度、轻重量、高效能、低噪音、自动化、智能化已成为现代机械的重要标志和发展方向，这给机械工程科学，尤其是为机械设计提供理论和方法的机械学，提出了更高的要求，还由此引出了一系列机械动力学方面的新课题。例如，由于机器速度的提高，一方面使得惯性作用明显增加，由此产生的振动、噪声等问题严重影响机器的工作性能和使用寿命；另一方面，由于高速度以及轻型化的要求，机构杆件的弹性变形已不可避免（在设计上有时甚至是必要和有利的），这大大改变了传统理想机械的运动和动力特性。另外，随着机器运转速度和载荷的增加，机构中运动副间隙、制造和加工误差、摩擦、磨损等因素对机器工作性能的影响，也更加明显。以上这些问题说明，要满足现代机械的要求，提高机器的动态性能和工作质量，关键是要解决好机械动力学的问题。因此，机械动力学研究已成为当前机械学领域的重要前沿课题。这一观点已在国际机械学范围内逐步达成共识；在我国国家自然科学基金机械学发展战略中，也已将机构动力学定为优先发展的学科之一。

现代机械设计已从原来发展较成熟的、为实现某种功能的运动学设计，逐渐转向了以改善和提高机器运动和动力特性为主要目的的动力学综合。机构动力平衡、弹性机构动力学、含间隙机构动力学等，已成为现代机械动力学领域的重要前沿课题和新分支，在近一二十年有了长足发展。国际上对此开展了全面、深入的研究，取得了丰硕成果。我国机构学者在这些领域也进行了一

系列的研究，并已取得了重要的进展，尤其是在机构动平衡理论及方法，连杆机构弹性动力学综合和含间隙机构动力学分析等方面的理论研究成果，已达到国际先进水平。总的来说，机械动力学研究已经发展到了一定阶段。及时对其进行总结归纳，并将最新成果加以介绍，这对本学科今后的研究和发展显然是十分必要和有重要意义的。这就是写作本书的主要目的。

有关机械动力学方面的专著和教材现在已有几种，但多数是在 80 年代出版的，其内容基本上属于 80 年代以前的成果，而 80 年代后期至 90 年代中的最新成就，均未能得到反映。本书作者自 80 年代中期开始，在机构动力学的几个专题范围内进行了较为系统和深入的研究，取得了一系列的成果，并得到了国内外专家和同行的肯定。现在，我们将这些成果进行系统的整理，并与前人的工作相结合，写成了这一部比较完整的现代机械动力学专著。应该说，其特色是明显的。

本书围绕以高速、精密、轻型为主要特征的现代机械发展中的动力学问题，较系统地论述和总结了机构动力学中几个前沿领域研究的基本理论、主要方法和最新成果。内容包括：机构动力平衡、弹性机构动力学和含间隙机构动力学三大部分，全书共分五章。第一章论述了刚性机构动力完全平衡的理论和方法，主要介绍平面及空间机构震动力和震动力矩的完全平衡，着重讨论空间机构震动力矩完全平衡的最新进展。第二章介绍了机构最优平衡，分别对不同指标下的机构动力平衡进行讨论。第一和第二两章合起来构成了较为完整的机构动力平衡专题。第三章开始讨论弹性机构动力学问题。首先，通过空间机构介绍机构弹性动力学模型的建立方法及动力学方程的求解过程；然后，详细讨论弹性机构的动力特征，从转速和参数变化两方面研究机构弹性共振现象，并从机构三种设计参量与固有频率之间的内在关系角度，阐述机构弹性动力特性；接着，在此基础上，第四章讨论了弹性机

构动力学综合问题,主要包括弹性机构的最优设计和动力平衡,介绍机构弹性动力设计的各种方法以及弹性机构动力平衡研究的最新进展。第五章论述了考虑运动副间隙的机构动力学问题,主要介绍模型建立、分离准则、分析方法、动力综合等方面的新成果。

全书各章内容既相互独立,又密切相关,以作者近年来在此领域的研究成果为主线贯穿全书,同时兼顾本领域中其他重要成就。书中含有大量分析和综合算例及实验结果,每章后面都附有该方面内容的主要参考文献。本书内容作为我校机械学专业研究生《机械动力学》课程的主要部分已试用过几届,反映良好。这对他们打好专业知识基础,顺利进入课题研究,起到了积极的作用。

本书主要适用于从事机械设计,尤其是机械动力学研究的设计和研究人员,机械类专业研究生,高等学校从事《机械原理》课程教学的教师,也可供高等学校机械类本科高年级学生选修,以及工程技术人员参考。

本书第一章至第四章由余跃庆编写,第五章由李哲编写。全书由余跃庆主编。

本书承北京工业大学白师贤教授仔细审阅,提出了许多宝贵意见。实际上,本书的主要成果都是作者于硕士和博士研究生学习期间在白老师的直接指导和帮助下完成的。在此,作者谨向导师多年来的精心培养和热情关怀表示最真诚的谢意。与此同时,本书的写作还得到了北京航空航天大学张启先院士的具体指点和热情鼓励,在此,也一并向他表示最衷心的感谢。

本书所涉及的研究工作和编写出版,得到了国家自然科学基金、国家教委优秀年轻教师基金及留学回国人员基金、北京市科委科技新星计划项目、北京市教委优秀青年教师出版基金的大力支持。在此,作者一并表示由衷的感谢。

由于作者水平所限,本书不可避免地还会有不少缺点和错误

之处，敬请专家和读者批评指正。

作 者

1998 年 12 月于北京工业大学

目 录

前 言

第一章 机构的完全动力平衡.....	1
1.1 概述	1
1.1.1 问题的提出	1
1.1.2 主要研究内容	1
1.1.3 主要平衡方法	3
1.1.4 目前发展状况	4
1.2 机构震动力的完全平衡	5
1.2.1 平面机构的平衡方法	5
1.2.2 平面机构平衡的基本理论.....	11
1.2.3 空间机构震动力的完全平衡.....	13
1.3 平面机构震动力矩的完全平衡.....	17
1.3.1 平面机构的震动力矩.....	19
1.3.2 附加对齿轮方法.....	23
1.3.3 附加杆组方法.....	26
1.4 空间机构震动力矩的完全平衡.....	28
1.4.1 综述.....	28
1.4.2 相对平衡原理.....	29
1.4.3 一般公式.....	36
1.4.4 空间单环机构的完全平衡.....	44
1.4.5 特殊空间机构的完全平衡.....	80
1.4.6 空间多环机构的完全平衡.....	89

参考文献.....	102
第二章 机构的最优动力平衡.....	106
2.1 概述	106
2.2 机构震动力矩的平衡理论	107
2.2.1 最小二乘方法	107
2.2.2 等矩椭圆理论	109
2.3 机构震动力和震动力矩的最优平衡	114
2.3.1 一般优化方法	114
2.3.2 RSS R 空间机构的最优平衡	117
2.4 机构输入扭矩的平衡	126
2.4.1 平面机构的输入扭矩	127
2.4.2 输入扭矩的最优平衡	132
2.5 机构整体综合平衡	136
2.5.1 评价指标	137
2.5.2 机构的综合平衡	141
参考文献.....	146
第三章 机构弹性动力分析.....	150
3.1 概述	150
3.2 空间机构弹性动力分析	153
3.2.1 有限元模型	153
3.2.2 弹性动力学方程	163
3.2.3 弹性机构动态响应	174
3.3 机构弹性动力特性	194
3.3.1 转速变化引起的机构弹性共振	195
3.3.2 参数变化引起的机构弹性共振	211
3.4 弹性机构参量及频率特性	230
3.4.1 参量特性分析	231
3.4.2 截面参量的作用	234

3.4.3	结构参量的作用	268
3.4.4	材料参量的作用	287
3.4.5	小结	300
	参考文献.....	302
第四章	弹性机构动力综合.....	312
4.1	概述	312
4.2	弹性机构优化设计	315
4.2.1	设计准则	315
4.2.2	设计过程	316
4.2.3	RSS R 空间机构 KED 设计	318
4.3	弹性机构最佳准则设计	321
4.3.1	应力约束设计	321
4.3.2	变形约束设计	324
4.3.3	综合设计	324
4.4	弹性机构特性最优设计	326
4.4.1	特性参数优选	327
4.4.2	特性最优设计过程	328
4.4.3	RSS R 空间机构特性最优设计	329
4.5	弹性机构动力平衡	335
4.5.1	问题分析	335
4.5.2	附加弹性元件的平衡方法	337
4.5.3	平面四杆机构的弹性动力平衡	347
	参考文献.....	387
第五章	含间隙机构动力分析与综合.....	390
5.1	概述	390
5.1.1	问题的提出	390
5.1.2	文献综述	391
5.1.3	主要内容	394

5.2 含间隙连杆机构动力学方程	395
5.2.1 动力学方程的建立	395
5.2.2 含间隙机构的动态响应	397
5.3 含间隙机构运动副元素分离准则	400
5.3.1 一种便于进行机构综合的副元素分离准则	400
5.3.2 一种基于连续接触模型的副元素分离准则	402
5.4 含间隙机构动力综合	408
5.4.1 优化综合目标	408
5.4.2 含间隙机构的优化平衡	412
5.5 含间隙弹性连杆机构动力分析	420
5.5.1 含间隙弹性连杆机构的动力学方程	420
5.5.2 含间隙弹性连杆机构的动态特性	430
参考文献	434
附录 5.1 含间隙机构在扰动坐标下的运动微分 方程	442
附录 5.2 在连续接触模型下机构的角变量分析	445
附录 5.3 含间隙弹性连杆机构运动微分方程	446

第一章 机构的完全动力平衡

1.1 概述

1.1.1 问题的提出

机器在运转过程中，除了受到外载的作用外，还受到其各部件本身所具有的质量和转动惯量在运动状态下产生的惯性作用。这种惯性作用随着机器转速的提高而迅速增加，在现代高速机械系统中，其作用已远远超过了外载。这种随机构运转而周期性变化的强惯性作用是产生机器振动、噪音和疲劳等现象的主要原因，其结果大大影响了机构的运动和动力性能。尤其是在现代高速、精密、重载机械中，克服这种不利的惯性作用就成为必须解决的重要问题。机构动力平衡就是为解决这一问题所进行的研究，它是机构学领域，特别是机构动力学重要的前沿课题之一。

1.1.2 主要研究内容

机构动力平衡是以减小机构惯性造成的机构振动为目的的机构动力综合。平衡的对象有震动力、震动力矩、输入扭矩和运动副反力等反映机构惯性作用的动力特性指标。机构的震动力 (Shaking Force) (有些书上亦称为摆动力) 是指机构由于惯性作用而传给机架或机座的合力，而震动力矩 (Shaking Moment) (有些书上称为摆动力矩) 则是指机构由于惯性作用而传给机架的合

力矩。这两项指标十分重要，它们直接反映机构惯性在机架上的作用，是造成机座振动的主要原因。因此，在机构动力平衡研究中，大部分工作都是围绕着机构震动力和震动力矩的平衡展开的。输入扭矩 (Input Torque) 的平衡是指机构输入轴上用于克服惯性作用的力矩的平衡。显然，它与震动力矩相关，同时，又直接影响机构转速的均匀性。运动副反力 (Bearing Reaction Force) 的平衡与否影响着机构的噪音和寿命，反映机构各运动副元件间的相互作用情况。同时，所有接地副反力的总效应即构成机构的震动力和震动力矩。因此，运动副反力的平衡与震动力、震动力矩及输入扭矩的平衡都是密切相关的。以上各种动力平衡指标从不同角度反映了机构的惯性作用，相互之间又都有一定的联系，机构的动力特性正是由这些指标来决定的。因此，它们的平衡问题是机构动力综合的重要专题之一。

机构动力平衡可以分为完全平衡和部分平衡两个方面。所谓完全平衡 (Complete Balancing) 是指从理论上能通过某种方式使某个特性指标所反映的机构惯性作用完全消失。这当然是最理想的平衡效果。但是，为达到这一目的所采取的措施往往会在其它指标上产生不利影响，并且在实际当中这种平衡有时很难精确实现。另一方面，有些指标，如各运动副反力是不能达到完全平衡的，或者是从综合效果考虑不需要达到完全平衡的。这种情况下，一般进行机构的部分平衡 (Partial Balancing)。现代科技的发展，特别是计算机和最优化技术的应用为实现机构动力最优平衡提供了有利条件，使得近年来此方面有较快的发展。当然，从整个机构动力平衡发展来看，完全平衡领域取得的成果较多，已形成系统的理论和方法。因此，本章主要介绍这方面的最新进展，下章介绍部分平衡方面的内容。

1.1.3 主要平衡方法

机构动力平衡的目的就是要消除或减小机构的惯性作用，而机构各构件自身的惯性是由其质量和运动产生的，其本身不能自行消除。因此，必须在机构上附加其它能产生惯性的元件，以抵消原机构的惯性作用，从而使整个机构达到惯性的新平衡。这就是机构动力平衡的主要思想，并由此产生了各种平衡方法。对于机构震动力平衡，采用配重法是最为简单而有效的平衡方法^[1]。即在机构某些构件上加一定的配重，使之产生与原构件惯性作用相反的惯性，从而达到整体惯性平衡。基于相同原理的质量静代换方法^[2]，也是解决机构震动力平衡的有效方法。另外，在机构上附加其它机构或杆组的方法，对于解决一些特殊机构的震动力平衡也具有较好的效果^[11]。“线性无关向量法”是70年代发展起来的、被实践证明是最为有效的平衡方法^[3]。它使配重方法在理论上有了新的提高，近代的机构震动力平衡理论和方法都是在此基础上不断发展起来，并且得以不断完善的。因此，从平面到空间机构的各种简单和复杂形式的机构震动力完全平衡问题都得到了比较完善的解决，这在整个机构动力平衡中占有重要地位^[6-8]。

机构震动力矩的平衡，尤其是完全平衡，是以震动力的平衡为条件的。因此，震动力平衡的方法，如配重法、附加机构法等，也在震动力矩的平衡中得到了应用。但仅靠配重法不能完全平衡机构的震动力矩，还需要用附加其它形式的惯性构件来抵消原机构的惯性力矩。加对齿轮方法^[4]、附加杆组方法^[5]较有效地解决了这一问题，使大部分平面及空间机构的震动力矩完全平衡得到了解决。这是机构动力平衡中比较困难、仅在近年才得以解决的问题，也是本章重点介绍的内容。

输入扭矩的平衡属于能量平衡的范畴，因此，用加飞轮、弹簧等贮能元件能够达到较好的平衡效果^[6,30]。当然，配重法和附加

机构方法也对输入扭矩平衡有一定效果^[7]。由于运动副反力的平衡或降低往往与震动力和震动力矩的平衡相矛盾,因此,目前这方面研究成果还不多,加弹簧是实现运动副反力平衡的方法之一。

1.1.4 目前发展状况

机构动力平衡的研究开始较早,已有几十年的历史^[7],而真正在连杆机构的平衡方面取得实质性进展是本世纪70年代初^[8],到80年代末期已经取得了重大成就^[9]。目前,平面机构的动力平衡问题,无论是完全平衡还是部分平衡都已得到了比较完善的解决,机构平衡的大部分成果都是在此范围内取得的。80年代以来,人们将平面机构的平衡原理和方法推广并发展到空间机构,现在已在震动力和震动力矩的完全平衡以及部分平衡方面有了重要突破,在输入扭矩平衡上也有一定进展。由于空间机构的复杂性,许多问题有待继续深入研究。目前,人们正在多项动力指标的综合平衡、实际有效的平衡方法、机构动力性能的综合改善等方面进行新的探索,以期机构动力平衡研究更加完善。

本章着重介绍机构动力平衡领域近年来取得的最新成就,并以作者的研究成果为重点,这也是本书的一个重要特色。为使内容系统化,按照机构震动力平衡、震动力矩平衡的顺序,从平面机构开始一直深入到空间机构,介绍机构平衡的经典理论和方法,并对最近及今后机构平衡的发展进行探讨。

本章所讨论的机构平衡问题只限于刚性机构,并且由于机构中的摩擦力、重力及外载等与惯性作用相比都相差很远,因此而被忽略。此外,其它一些因素,如构件弹性、运动副间隙及机构误差等影响也不在此章考虑范围内,这些问题将在本书其它章节中进行讨论。

1.2 机构震动力的完全平衡

1.2.1 平面机构的平衡方法

一、震动力平衡条件

机构震动力是反映和度量一机构在运动过程中由于各构件质量产生的惯性力作用的重要指标,其大小为各构件惯性力的总和,可用公式表示为

$$F_s = - \frac{d^2}{dt^2} \sum_{i=1}^n m_i r_{si} \quad (1.1)$$

式中: m_i 为各杆件质量; r_{si} 为各杆质心位置在固定坐标系中的向量; n 为活动杆件数; F_s 为机构震动力向量。

显然,对于作周期性运动的机构来讲,要完全消除其惯性力影响使震动力完全平衡的充要条件是

$$\sum_{i=1}^n m_i r_{si} = C \quad (1.2)$$

式中: C 为一常向量。

式(1.2)表明机构震动力完全平衡的条件是整个机构总质心静止不动。如果能通过某种方法适当调整机构各杆质心位置最终达到机构总质心不动,则机构震动力即可达到完全平衡。配重法或质量重新分布法正是根据这一思想而产生的简单、有效的平衡方法。在此基础上发展起来的“线性无关向量法”^[3],使机构震动力完全平衡理论和方法提高到了一个新的阶段。下面首先通过最简单的平面 4R 机构介绍这一方法。

二、线性无关向量法

图 1.1 所示为一般平面 4R 机构。各杆长为 a_i , 转角为 θ_i , 各

杆质心在其构件的随动坐标系中的极坐标为 (r_i, θ_i) 。

图 1.1 平面 4R 机构

按照式 (1.1) 定义, 此机构震动力可表示为

$$F_s = - \frac{d^2}{dt^2} (m_1 r_{s1} + m_2 r_{s2} + m_3 r_{s3}) \quad (1.3)$$

其震动力平衡条件为

$$m_1 r_{s1} + m_2 r_{s2} + m_3 r_{s3} = C \quad (1.4)$$

将式 (1.4) 写成复数形式, 则有

$$\begin{aligned} m_1 r_1 e^{i(\theta_1 + \psi_1)} + m_2 (a_1 e^{i\theta_1} + r_2 e^{i(\theta_2 + \psi_2)}) \\ + m_3 (a_4 e^{i\theta_4} + r_3 e^{i(\theta_3 + \psi_3)}) = C \end{aligned} \quad (1.5)$$

整理后得

$$\begin{aligned} (m_1 r_1 e^{i\psi_1} + m_2 a_1) e^{i\theta_1} + (m_2 r_2 e^{i\psi_2}) e^{i\theta_2} \\ + (m_3 r_3 e^{i\psi_3}) e^{i\theta_3} + m_3 a_4 e^{i\theta_4} = C \end{aligned} \quad (1.6)$$

显然, 当三个变量 $e^{i\theta_1}$ 、 $e^{i\theta_2}$ 、 $e^{i\theta_3}$ 的系数都为零时, 则可达到机构总
此为试读, 需要完整PDF请访问: www.ertongbook.com