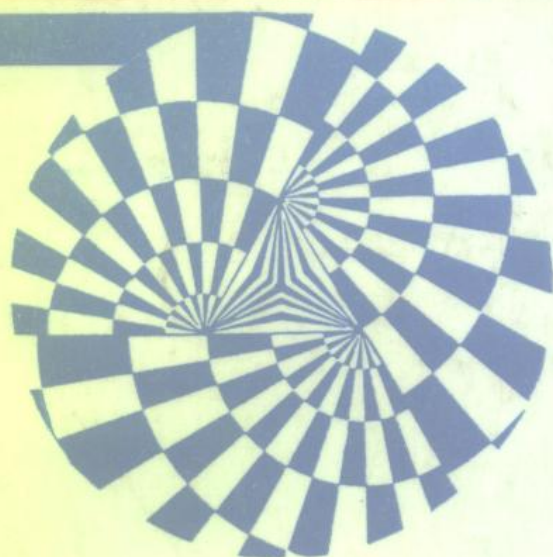


黄洪钟 编著



机械传动 可靠性理论 与 应用

中国科学技术出版社

机械传动可靠性理论与应用

黄洪钟 编著

中国科学技术出版社

· 北京 ·

内 容 提 要

本书阐述了机械传动学科在机械科学中的地位,论述了机械传动现代设计理论与方法的现状及其发展趋势,系统地介绍了机械传动可靠性分析与设计的基本概念、基本理论以及具体的工程应用。全书共分7章,包括绪论、可靠性的基本概念和数学基础、机械传动运动学和动力学分析的概率方法、机械传动的可靠性分析与设计、机械传动系统的可靠性、机械传动的可靠性试验、机械传动的可靠性优化设计。

本书可供从事机械工程技术研究、设计和应用的科技工作者,大专院校教师、研究生和高年级本科生阅读参考。

图书在版编目 (CIP) 数据

机械传动可靠性理论与应用/黄洪钟编著. —北京:中国科学技术出版社,1995. 10

ISBN 7-5046-2102-1

I. 机… II. 黄… III. ①机械传动-可靠性理论②机械传动-应用-工程技术

N. TH132

中国版本图书馆 CIP 数据

中国科学技术出版社出版

北京海淀区白石桥路 32 号 邮政编码:100081

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

北京怀柔燕文印刷厂印刷

*

开本:787×1092 毫米 1/16 印张:14 字数:350 千字

1995 年 11 月第 1 版 1995 年 11 月第 1 次印刷

印数:1—1000 册 定价:18.80 元

前 言

机械传动装置是机器的重要组成部分。机械传动学科主要研究传动机械的基础理论与基础技术,即传动机械的几何学、运动学、动力学、摩擦学、失效机理、承载能力、结构、设计与试验方法以及与其制造有关的理论问题。所以,机械传动学科是以齿轮、带、链传动等传动机械为对象进行综合研究的学科,同时也是机械科学中重要的基础技术。

机械可靠性工程是近期发展起来的一门新兴学科。它以提高产品质量为核心,以保证和不断提高产品可靠性为宗旨,贯穿于产品设计、研制、试验、使用、维护、管理等各个环节。当前,可靠性技术的观点和方法已成为产品质量保证、安全性研究和产品责任预防措施不可缺少的依据和手段。但我国机械传动的可靠性分析与设计尚处于初始阶段,绝大多数的传动机械仍按传统的单一确定值计算,并沿用强度安全系数的概念。到目前为止,国内外尚未见到出版有关机械传动可靠性方面的著作。为了推动我国机械传动可靠性工作的开展,作者将自己近年来从事机械传动可靠性研究与实践工作的体会,汇同国内外学者的研究成果,编写成本书。

这本著作的编写带有探索性,书中论述如有不当,敬希读者惠予指正。

黄洪钟 1995 年于西南交通大学扬华斋

目 录

第一章 绪论	(1)
1. 1 机械传动学科的地位及其新进展.....	(1)
1. 1. 1 机械传动学科在机械科学中的地位	(1)
1. 1. 2 机械传动学科的国内外现状及其发展趋势	(1)
1. 2 机械传动现代设计理论与方法的现状和发展趋势.....	(3)
1. 2. 1 工作载荷谱和动态设计	(4)
1. 2. 2 有限元分析、优化设计和计算机辅助设计 (CAD)	(4)
1. 3 为什么要重视和研究机械传动的可靠性.....	(6)
参考文献.....	(8)
第二章 可靠性的基本概念和数学基础	(10)
2. 1 概述	(10)
2. 2 可靠性定义及尺度	(10)
2. 2. 1 可靠性定义.....	(10)
2. 2. 2 可靠性尺度.....	(11)
2. 3 可靠性工程中常用的概率分布	(19)
2. 3. 1 指数分布.....	(19)
2. 3. 2 正态分布.....	(21)
2. 3. 3 对数正态分布.....	(23)
2. 3. 4 威布尔分布.....	(24)
2. 3. 5 Γ 分布 (伽玛分布)	(27)
2. 4 应力-强度干涉理论	(29)
2. 4. 1 基本概念.....	(29)
2. 4. 2 失效概率 (干涉概率) 的确定方法.....	(31)
2. 5 几种常用分布的可靠度计算	(33)
2. 5. 1 应力、强度均为正态分布时的可靠度计算.....	(33)
2. 5. 2 应力、强度均为对数正态分布时的可靠度计算.....	(36)
2. 5. 3 应力、强度均为威布尔分布时的可靠度计算.....	(37)
2. 5. 4 应力为正态分布、强度为威布尔分布时的可靠度计算.....	(40)
2. 5. 5 应力为指数分布、强度为正态分布时的可靠度计算.....	(42)
2. 5. 6 应力为 Γ 分布、强度为正态分布时的可靠度计算	(43)
参考文献	(44)
第三章 机械传动运动学和动力学分析的概率方法	(45)
3. 1 齿轮传动运动学分析的概率方法	(45)
3. 1. 1 齿轮转角、角速度、角加速度偏差的计算.....	(45)

3. 1. 2 齿轮角速度和角加速度方差的计算	(47)
3. 2 齿轮传动系统动力学分析的概率方法	(49)
3. 3 带传动运动学和动力学分析的概率方法	(51)
参考文献	(55)
第四章 机械传动的可靠性分析与设计	(56)
4. 1 齿轮的应力分布	(56)
4. 1. 1 齿面接触应力分布	(56)
4. 1. 2 齿根弯曲应力分布	(63)
4. 2 齿轮的疲劳强度分布	(65)
4. 2. 1 接触疲劳强度分布	(65)
4. 2. 2 弯曲疲劳强度分布	(71)
4. 3 齿轮疲劳强度的可靠度计算	(75)
4. 3. 1 齿轮应力、强度均为对数正态分布时的可靠度计算	(75)
4. 3. 2 齿轮应力、强度均为正态分布时的可靠度计算	(80)
4. 3. 3 齿轮强度可靠度的荐用值	(80)
4. 3. 4 齿轮强度可靠度的 Monte Carlo 模拟计算	(81)
4. 4 齿轮疲劳强度的简化概率法设计	(82)
4. 4. 1 齿轮可靠度与安全系数的关系	(82)
4. 4. 2 齿轮的简化概率法设计	(86)
4. 5 带传动的可靠性设计	(86)
4. 5. 1 带传动不打滑的可靠度 R_1	(86)
4. 5. 2 带传动不疲劳破坏的可靠度 R_2	(87)
4. 5. 3 给定寿命下初拉力的确定	(88)
4. 6 链传动的可靠性设计	(90)
4. 6. 1 链传动的失效形式	(90)
4. 6. 2 链条疲劳强度的可靠度计算	(90)
4. 6. 3 链条耐磨可靠度与耐磨可靠寿命的计算	(92)
参考文献	(93)
第五章 机械传动系统的可靠性	(94)
5. 1 典型系统的可靠性模型	(94)
5. 1. 1 串联系统的可靠度	(94)
5. 1. 2 并联系统的可靠度	(95)
5. 1. 3 混联系统的可靠度	(96)
5. 1. 4 k/n 系统的可靠度	(99)
5. 1. 5 冷储备系统的可靠度	(99)
5. 2 可靠性分配	(101)
5. 2. 1 可靠性分配的目的和原则	(101)
5. 2. 2 可靠性分配的方法	(101)
5. 3 机械传动系统的故障树分析 (FTA)	(111)
5. 3. 1 概述	(111)

5. 3. 2	故障树的建造	(111)
5. 3. 3	单调关联故障树的定性和定量分析	(114)
5. 4	机械传动系统的可靠性仿真	(120)
5. 4. 1	系统可靠性仿真模型的建立	(120)
5. 4. 2	系统可靠性仿真结果	(124)
5. 4. 3	机械传动系统可靠性仿真实例	(125)
5. 5	多元失效模式机械传动系统的可靠性	(129)
5. 5. 1	传动零件关于载荷相关时系统的可靠度计算	(129)
5. 5. 2	多元失效模式机械传动系统的可靠度计算	(130)
	参考文献	(132)
第六章	机械传动的可靠性试验	(133)
6. 1	机械传动可靠性试验的目的、意义及特点	(133)
6. 2	机械传动可靠性试验方法	(134)
6. 2. 1	全寿命试验	(134)
6. 2. 2	截尾寿命试验	(134)
6. 2. 3	加速寿命试验	(134)
6. 3	可靠性试验计划与试验数据的处理	(138)
6. 3. 1	制定计划前的准备	(138)
6. 3. 2	可靠性试验计划	(138)
6. 3. 3	试验数据的处理	(139)
6. 4	齿轮可靠性试验实例	(142)
6. 4. 1	调质钢齿轮齿面接触疲劳强度可靠性试验	(142)
6. 4. 2	起重机起升减速器的可靠性加速寿命试验	(148)
6. 5	带传动可靠性试验实例	(151)
6. 5. 1	D 型 V 带传动步进应力加速寿命试验	(151)
6. 5. 2	V 带传动定数截尾寿命试验	(157)
6. 5. 3	平带传动的可靠性寿命试验	(160)
6. 6	链传动可靠性试验实例	(165)
	参考文献	(168)
第七章	机械传动的可靠性优化设计	(169)
7. 1	概述	(169)
7. 2	以可靠度指标为约束条件的可靠性优化设计	(169)
7. 3	以总费用指标为约束条件的可靠性优化设计	(172)
7. 4	机械传动可靠性优化设计应用实例	(173)
7. 4. 1	圆柱齿轮参数的可靠性优化设计	(173)
7. 4. 2	弧齿锥齿轮参数的可靠性优化设计	(178)
7. 4. 3	行星传动系统的可靠性优化设计	(181)
7. 4. 4	圆柱齿轮减速器的可靠性优化设计	(186)
7. 4. 5	普通圆柱蜗杆减速器的可靠性优化设计	(192)
7. 4. 6	V 带传动的可靠性优化设计	(198)

7. 4. 7 套筒滚子链传动的可靠性优化设计	(203)
参考文献	(207)
附录	(208)

第一章 绪 论

1.1 机械传动学科的地位及其新进展

1.1.1 机械传动学科在机械科学中的地位

机械传动装置是机器的重要组成部分,用于将原动机的运动和动力传递给工作机,并改变原动机运动的速度和形式、力或力矩的大小与方向,使之适应工作机的需要。

由于原动机运动的单一性、简单性与工作机运动的多样性、复杂性之间的矛盾,机器一般都包括机械传动装置。很多机器的工作性能、使用寿命、能源消耗、振动噪声,在很大程度上都取决于机械传动的质量。因此,研究机械传动,对提高机械产品的质量具有极其重要的意义,而且会带来巨大的经济效益和社会效益。

由于机械传动是恒功率输出,效率高而节约能源,相对流体传动和电传动而言,其成本也较低,故在多数机器中它仍然是主要的传动形式,而难于为其他传动所代替。因此国内外学术界和生产厂家对机械传动的研究与开发均倾以很大的关注。目前,几乎每年都有国际学术会议对这方面的研究成果进行交流和讨论^[1]。

作为匀速传动,齿轮、带、链传动是机械传动的重要组成部分,其应用也最为广泛。据统计,我国目前每年生产齿轮近 2000 万件,链条超过 1300 万米,至于带传动,由于近年来齿形带的发展,有部分取代齿轮传动和链传动的趋势。由此可见,通过对齿轮、带、链传动的研究,对于提高我国机械工业重要基础件的质量与数量,提高机械产品的效益,增强竞争能力,有着重大的作用。

机械传动学科主要研究传动机械(齿轮、带、链传动等)的基础理论与基础技术,即传动机械的几何学、运动学、动力学、摩擦学、失效机理、承载能力、结构、设计与试验方法以及与其制造有关的理论问题。所以,机械传动学科是以齿轮、带、链传动等传动机械为对象进行综合研究的学科,同时也是机械科学中重要的基础技术^[2]。

1.1.2 机械传动学科的国内外现状及其发展趋势

在齿轮传动方面,国外已可生产功率 60000kW 以上,圆周速度 300m/s 的齿轮;汽车等运输工具的齿轮,其寿命已接近整机寿命的水平;许多高可靠性的齿轮,已可使用几十年而无明显的损伤。

国外对齿轮啮合理论的研究已有很高的水平,在开发曲线齿锥齿轮传动、准双曲面齿轮传动、环面蜗杆传动、点接触蜗杆传动以及圆弧齿轮传动等新型齿轮传动方面已取得创造性的成果。近年来,还开始进行弹性啮合理论的研究。

国外对齿轮的润滑机理与润滑剂的研究都很重视。已经开发了各种齿轮润滑油和极压添加剂及抗磨损添加剂,并对其抗胶合、抗点蚀和抗磨粒磨损能力进行了系统的研究。此外,在应

用弹性流体润滑理论研究齿轮的润滑机理上,也进行了不少工作。但是,由于齿轮润滑是一个非稳态弹流润滑问题,其速度、压力、温度和齿面形状均在不断变化,加之弹流润滑的测试技术还很不完善,因而,目前对齿轮润滑机理的研究还很不充分。

对行星齿轮传动的研究开发已有很高水平,国外已可生产功率达 50000kW 的行星减速器和输出扭矩大于 $4000000\text{N} \cdot \text{m}$ 的行星齿轮装置。少齿差(摆线针轮、渐开线少齿差及谐波传动等)行星传动已经普遍地取代了中小功率的圆柱齿轮减速器,普通的圆柱蜗杆传动也广泛地发展为点接触蜗杆传动和环面蜗杆传动。

链传动在工业生产中有广泛的应用,其优点是传力大、挠性好,适应性强,安装要求低和价格便宜。国外对链传动的研究也比较活跃。

为了克服链传动的多边形效应,国外进行了大量的研究,首先是探讨链传动的啮合机理,在此基础上,合理地设计链传动的齿形与结构。为提高链条的承载能力,国外还着重研究各种强化措施,以及相伴而进行的关于失效机理、设计方法、可靠性和标准化的研究。在输送链方面,为适应各种工况要求,对链条结构进行较集中的研究,发展了诸如双铰节链、空间输送链、复合节距链、差动链等结构形式。

在带传动方面,当前主要向以下两方面发展。其一,由于新型骨架材料及合成橡胶的应用,出现了一系列承载能力高、寿命长、效率高的新型带,诸如:窄 V 带、联组带、多楔带、复合平带等。其二,由于靠啮合传动的同步带具有传动比准确(无弹性滑动)、承载能力大、效率高、压轴力小等优点,从而使它得到了日益广泛的应用,并部分地占有了链传动、齿轮传动和普通带传动的使用领域。与此同时,这种传动的啮合机理、承载能力、传动误差、动态特性,以及试验与设计方法,就成为当前带传动的重点研究课题,并已取得显著成果,有的还制订出标准推广使用。

综观机械传动学科的现状,可以看出以下的发展趋势:

(1)追求承载能力大、振动噪声小、节能高效、体积小、重量轻,以及能在高速重载条件下工作的传动。

(2)改变传统的设计方法,广泛采用新理论新技术新方法,诸如:CAD、CAM 和 CAT 技术、动态设计、可靠性设计、摩擦学设计、多目标优化设计等,使传动既有很高的性能,又成本低廉。

(3)将齿轮传动等机械传动与流体传动、电传动结合起来,组成复合传动。例如,将非圆行星齿轮与液压传动结合起来,组成高性能的低速液压马达;将电传动、流体传动与双自由度差动传动结合起来,组成效率既高又能无级调速的双流传动;以电磁波发生器代替机械波发生器,从而取消高速电机的低转动惯量步进电机等。在复合传动领域,尚有许多值得研究和开拓的课题。

(4)转矩和转速的调节趋向无级化、自适应化、微机化和智能化。

建国以来,我国在机械传动研究与产品的生产方面都有长足的发展。在齿轮传动方面,我国已能生产功率达 36000kW、线速度达 150m/s、精度达 3 级的高速齿轮传动装置;功率为 12000kW 的行星增速器和输出扭矩达 $1000000\text{N} \cdot \text{m}$ 的行星减速器;各种少齿差、蜗杆减速器已组织专业化生产并达到年产总计数十万台的水平。链条行业通过技术引进与技术改造等措施,产品基本上达到国际 70 年代的水平。各种新型带传动近年也已开发生产。在学术研究方面,关于齿轮啮合原理的研究、圆弧齿轮的强度计算及工业应用研究、平面二次包络环面蜗杆传动的研究、齿轮(特别是锥齿轮)整体误差测量技术的研究等已达到国际先进水平。

总的说来,我国在机械传动领域已经拥有一支实力比较雄厚的研究开发队伍,建成了一批具有现代化装备的专业工厂与研究机构,并在机械传动学科的发展前沿进行了不少卓有成效的研究与开发工作。

但是,我国齿轮、链、带传动产品与国外先进水平相比尚有很大差距,总的说来是质量差、可靠性低、寿命短、承载能力低、噪声大。如汽车、机床等装备中的齿轮普遍达不到国家标准;冶金机械、矿山机械、通用机械、汽车等产品中齿轮的寿命仅为国外产品的 $1/2 \sim 1/3$ 。我国生产的链条,仅有静强度指标,尚无功率曲线,不能为设计者提供正确选用的依据^[2~4]。一些先进的新型链条尚有待开发。带传动的情况也与链传动类似,尚提不出自己的计算数据;新型带还处于试制阶段,有关的基础研究刚刚起步。总体上看,我国存在的差距主要是:

(1)基础研究跟不上齿轮、带、链产品开发的需要。如国外有名厂家普遍采用了 CAD、CAM 技术,而我国有关厂家尚很少应用,与此有关的研究也多未达到实用化的程度。不少产品往往停留在样机试制或初步引进开发上,缺乏深入系统的消化吸收,更谈不上创新。

(2)不少有应用前景的科研成果往往停留在理论阶段或实验室试验阶段,缺乏中间试验,形不成产品。这一方面反映了对齿轮、带、链进行基础研究的部门与生产部门的脱节,另一方面也反映了科研课题与生产实践结合不够。

(3)我国在齿轮、带、链等传动的研究方面虽然有一支强大的队伍,并在不少领域建立了专门的研究机构,有的还具备比较先进而完整的研究手段,但由于组织不好、规划不够,特别是部门分割,一些热门方向在低水平重复,而另一些难度大、费时费力的基础性研究又有被弃置的危险。这也是我国在齿轮、链、带等学科研究中成效不大、效益较低的原因。

1.2 机械传动现代设计理论与方法的现状和发展趋势

现代机械产品的特点主要表现为广泛采用现代设计理论和高新技术,对产品的功能、可靠性、效益提出更高的要求。由于产品的复杂性,设计在产品的整个生命周期中占有重要的位置,它从根本上决定着产品的内在和外在品质、质量及成本。

传统设计也称为经验设计或常规设计,它以生产经验为基础,运用经典力学和数学总结出的半理论、半经验公式、图表、手册等作为设计依据或指导准则。当前的发展趋势是应用摩擦学、现代计算力学等新的科学理论和技术进行分析计算,并引入可靠性设计、动态设计等现代设计方法以提高分析计算的科学性和可信度。

现代设计方法是在传统设计方法的基础上发展起来的,它包括很多理论、技术和方法,但归根到底可归纳为两方面内容:设计领域知识和设计自动化。设计领域知识包括设计理论、规律、方法和所涉及的各学科的知识。例如它应包括设计方法学、工业造型设计、可靠性设计、价值工程、人机工程学、动力学分析与综合、系统工程和模块化设计等。这种领域知识是由从事设计的领域专家们提炼、总结和发展的,它产生于人类专家的设计实践。而设计自动化则包括所有利用计算机处理和应用设计领域知识的技术、方法和理论,如优化设计、有限元法、专家系统、计算机仿真等。现代设计方法和技术的内涵广泛,从不同角度呈现不同的特点。在此我们从涉及的实用性技术或方法出发,以动态、优化和计算机化为核心,以齿轮传动为代表讨论机械传动现代设计的有关技术。具体地说,目前开始应用的主要有:工作载荷谱与动态设计、优化设计、计算机辅助设计(CAD)、有限元(边界元)分析、可靠性设计,还有一些技术如噪声控制

与摩擦学设计、模态分析与动态试验、仿真技术、相似理论与模型试验、测试与信号分析技术等
在齿轮传动设计中的应用尚处于研究阶段,或主要涉及测试技术,此处不予评述。关于可靠性
设计,留待下节专门讨论,此处也暂不评述。

1.2.1 工作载荷谱和动态设计

齿轮动力学是国际上当前的热门课题。对直齿轮动力学已有全面而深入的研究,斜齿轮动
力学也有较大的发展。事实上,任何机械的工作都是动态的,但传统的设计总是把有关参数按
确定值处理,如名义功率或额定功率,并以此计算其功能(如强度,寿命等)。对于齿轮传动,除
了少数机械在较稳定的工况下工作外,更多的是在动载荷的工况下运转,如汽车、矿山机械、工
程机械和许多其他机械设备。载荷决定齿轮尺寸和其他性能参数,如何选取合理的载荷就成为
齿轮现代设计的关键。

本世纪 20 年代发展起来的汽车工业是应用实际载荷设计齿轮的先驱,通过经验积累以及
尔后的跑车(道路)试验,汽车行业有了自己的齿轮设计依据,这也解释了按常规核算方法计算
汽车齿轮负荷系数甚至超过 10MPa 的原因。一般而言,载荷都是随机的,必须采用一定的方法
(如程对法、水平穿级法、雨流法等),把采集记录下的信号(载荷大小)通过计算机处理,得出载
荷-累积频次曲线,然后分成若干水平级做成直方图,才能成为齿轮行业中常见的载荷谱。目
前,根据疲劳损伤累积假设导出的 Miner 准则仍是把载荷谱作为齿轮强度计算的主要依据。就
整个齿轮工业来说,目前选取实际工作载荷主要还是半经验、半理论的,但对一些大型成套装
备中的齿轮设计,无疑已运用了最现代的现场试验和数据采集分析技术和设备,并通过使用证
明已达到满意的结果。如我国引进的美国 P&H2300XP 型 16m^3 矿用挖掘机是饮誉世界的产
品,但其中 5 种传动装置的齿轮用现有标准核算,70% 的强度安全系数小于 1.0,有的尺寸竟
比我国国产 10m^3 挖掘机的还小。可以预见,在不久的将来,随着现场数据的积累和技术的发展,
将有更多的齿轮按更合理的实际工作载荷进行设计,而数值的选取将由半经验、半理论性
逐渐演变为科学加经验性。

除工作载荷谱外,动态设计至少还涉及另外两方面内容,一是工作时由载荷-温度等因素
引起的零件变形;二是由载荷-温度变化、累积引起材料疲劳特性的改变或某些表面性能(摩擦
化学性能)的改变。关于齿面胶合的机理及核算方法仍有许多争议,特别是低速重载齿轮的冷
胶合,至今尚无实用的标准。

传统设计中的齿轮基本上作为刚体处理,在较低的载荷或节圆速度下,其受载后的弹性变
形和温度场造成的热变形可以忽略。随着齿轮向高参数、高性能发展,必须考虑上述变形及其
修形,超高速齿轮尚需计算离心力造成的变形。高速、大功率透平齿轮的出现提出了齿向修形
问题。五、六十年代 Dudley 和 MAAG 公司先后发表了较为系统的修形原理和部分数据,但基
本上仍属半理论、半经验性的^[5]。随着有限元法的应用和一些大尺寸以至全型试验的结果,80
年代末出现了拓扑学(三维)修形理论^[6],MAAG 公司推出了首台磨齿机用的二维修形 CNC
装置。Renk 公司用全尺寸试验信号分析反馈三维修形,制造出噪声仅有 84dBA 的大型舰用主
减速器。随着三维修形 CNC 磨齿机的出现,齿轮的运转性能必将有个大的飞跃。

1.2.2 有限元分析、优化设计和计算机辅助设计(CAD)

应用数值分析方法和优化理论,以计算机为主要工具进行分析设计,是机械传动现代设计

的主要内容之一。50年代中期发展起来的有限元法,至70年代已有不少用于齿轮弯曲强度分析,并逐渐扩展至温度场及热变形分析、刚度分析、动力学分析,边界元以及间隙有限元等也广泛地用于齿面接触分析及弹流分析,单元类型也从较简单的二维、轴对称发展到三维。但是上述数值分析的精确度在很大程度上取决于边界条件的取值,因而很多非典型的分析对象尚难做到完全不用模型实验验证。

随着计算机技术的发展,优化设计成为70年代应用计算机设计齿轮的主要内容。70年代末,美国一些较大的齿轮公司如Falk、Lufkin、Cincinnati和Philadelphia等开始进行包括优化及计算机绘图的齿轮CAD开发,80年代初欧洲的著名厂家如MAAG、Renk等也开展了同样工作。Lufkin公司1980年购置CV公司的小型机,带5个终端,设计室共60人(其中有硕士学位的12人),除轮班在终端工作外,尚有40多台微机供使用。MAAG公司1984年购入机器,和欧洲许多公司一样采用MEDUSA三维图形软件,3个终端。该公司使用CAD系统后,设计室只需一半人分组轮班工作即可。Renk公司的情况也类似,20个设计人员分4组,在3台终端上每人轮班工作3h。目前应用CAD系统的多限于重要的或多品种小批量(或单件)的系列产品,如透平压缩机齿轮、油田齿轮、高速齿轮、船用齿轮和重载齿轮。对于汽车这种批量生产的产品,CAD主要用于车体等关键部件设计,变速箱定型后往往变化不大,一般不另开发齿轮CAD系统。对于中、小公司,一般采用微机CAD系统。如美国船用齿轮公司和日本丰田工业公司均不足百人,但都使用这种CAD系统。国外齿轮CAD系统中,有的装有有限元分析程序(如小型机),但更多的是与装有大型通用结构分析程序(如NASTRAN、SAP等)的中大型机联机使用,而一般的齿轮设计通常不需作有限元分析。

由上述情况可知,齿轮CAD等技术起步晚,但发展迅速,且针对性强。根据10多年来的应用实践,发现应用齿轮CAD技术的关键在于要有一个先进的、实用的齿轮设计应用软件。因此,其发展趋势必然是开发一种能装在工作站上,具有齿轮优化设计、有限元分析、动力学分析、专家系统、数据库等的齿轮设计集成系统。

我国的齿轮工业在50年代几乎从零起步,齿轮设计完全照搬前苏联的方法。随着70年代的一批大型成套工业装备和ISO标准的引进,在消化国外先进技术和试制样机的攻关中逐步缩小了与国外先进水平的差距。70年代末编写了“机械工程手册”第32篇“齿轮传动”,80年代初先后制订了GB3480-83渐开线齿轮承载能力计算方法、JB179-83渐开线圆柱齿轮精度等重要标准,迄今共制订了79个有关标准。尽管如此,我国齿轮设计基本上仍采用传统设计方法,与国外先进水平有较大差距。根据文献[7]提出的齿轮设计评价指标对我国某专业厂和美国费城公司生产的R005负荷齿轮箱进行评估,我国和美国分别为52.60分和82.36分(满分90分)[8]。

我国在齿轮设计中应用CAD技术起步晚,经10余年努力,已初步形成一支力量。“六五”期间,一些高校在优化方面做了研究,开发了《常用机械零部件及机构优化设计库》,南京高速齿轮箱厂、四川齿轮箱厂、太原重机厂等先后从国外引进了产品图纸和部分设计技术。在“七五”重点攻关项目中,郑州机械研究所等5单位共同开发了“高速齿轮优化和CAD”,ODHG软件已在全国8个骨干厂使用,尚有20多个单位使用其部分软件,同期开发的“重型机械CAD”(西安重型机械研究所等)和“工程机械CAD”(天津工程机械研究所等)也含有齿轮CAD软件。与此同时,一些工厂如洛阳矿山机器厂、南京高速齿轮箱厂等也自行开发了一些齿轮设计软件,太原矿山机器厂利用引进的遥测车对P&H2300XP型16m³矿用挖掘机作了载荷谱实

测,由郑州机械研究所分析并开发了PRDG-90专用软件,还对其焊接齿轮圈作了三维有限元分析。“七五”期间,郑州机械研究所,北京科技大学等单位还对9种国产齿轮钢的疲劳极限和抗胶合能力做了测定,并发现国产材料弯曲强度普遍偏低的问题。此间,郑州机械研究所还对高速齿轮的弹、热变形做了试验,并测定了20CrNi14钢的断裂韧性和斜率 m_1 ,同时在ODHG软件中对不同应用场合提出了高、中、一般三档的设计要求,以提高设计的可靠性。

1.3 为什么要重视和研究机械传动的可靠性

随着科学技术的不断发展,机械产品的结构日趋复杂,功能日臻完善,对可靠性的要求越来越高。当前,各工业发达国家已将可靠性作为衡量机械产品质量的重要指标,可靠性技术已成为产品质量保证、安全性研究和产品责任预防措施不可缺少的依据和手段。日本人断言今后世界产品市场竞争的焦点是可靠性,美国把可靠性列为企业的主要奋斗目标,前苏联把提高产品的可靠性和寿命列入了20年科技发展规划。要改变我国机械产品质量差、可靠性低,“出口无销路,进口挡不住”,每年机电产品进口在百亿元以上的被动局面和由此而形成的“科技不发展,经济难繁荣,劳动力廉价,人才外流”的格局,振兴机械工业,大力加强机械产品的可靠性研究、应用、普及和推广工作已迫在眉睫。有鉴于此,原国家机械工业委员会指出,机械产品的可靠性工作不是可搞可不搞,而是一定要搞,并且要通过质量立法来加以推动。具体措施是,首先对20种仪表产品公布其可靠性指标,限期考核,如果在规定期限达不到指标,必须停产整顿。接着,于1986年11月25日发出了《关于加强机电产品可靠性工作的通知》,通知指出:“‘七五’期间产品可靠性工作的重点是:大型成套设备,基础零部件,量大面广的产品,出口产品。其中,基础零部件是重中之重。因为它是构成产品的基础,有了高可靠性的基础零部件,才能保证主机产品的可靠性”。“要求达到的预期目标是:在‘七五’计划期间,要求考核1000种机电产品具有相当于国际上同类产品70年代末水平的可靠性指标”。原机电部提出了对机械工业要加强以可靠性为中心的质量管理,发出了“关于1991年机电产品可靠性工作要点的通知”,并明确提出“把可靠性列为机电行业的四大共性技术之一来抓”。更值得一提的是,我国2000年科研规划中提出要求整机的可靠性研究达到实用化程度,并提出2020年整机的可靠性管理和指标达到国际先进水平。

对可靠性进行系统研究是从1952年开始的。当时,美国国防部成立了著名的电子设备可靠性顾问小组AGREE (Advisory Group on Reliability of Electronic Equipment),并于1957年6月4日发表了第一个报告。这个报告的内容为可靠性工程学科奠定了理论基础。

60年代以来,可靠性工程技术逐步地在各个工业领域内得到了发展和应用,而且日益得到重视。近20年来,国内外一些有代表性的机械设计著作已逐步写进可靠性的内容,但机械传动的可靠性设计尚处于初始阶段,绝大多数的机械传动零件仍按传统的单一确定值计算,并沿用强度安全系数的概念。60年代末,AGMA在标准中出现失效概率与安全系数的推荐表,70年代ISO公布的齿轮强度标准草案中,正式使用限定失效概率(1%)下的材料疲劳极限数据,E. B. Haugen在齿轮强度计算中应用了概率设计^[9]。在齿轮寿命和材料疲劳特性研究方面,60年代末至70年代Tallian领导的小组,曾对接触疲劳寿命进行系统研究。1976年美国国家宇航局(NASA)在Lundberg-Palmgreen公式基础上,提出计算齿轮接触疲劳寿命和承载能力的关系式。80年代初美国西北大学在研究中应用概率断裂力学的基本原理,提出硬化钢小裂纹扩

展速度的双斜率假设,导出一个包含载荷、失效概率、寿命和材料断裂特性等 4 类参数的滚动接触疲劳关系式^[10]。AGMA218.01 在 $N > 10^7$ 时采用了小于 1 的寿命系数值,ISO6336-1993 也采用了类似的处理。德国 Dubbel 手册对不同可靠度要求的齿轮给出了不同的强度最小安全系数值。

总之,近 20 多年来,围绕机械传动尤其是齿轮传动可靠性设计问题的研究和实践已迈出重要的一步,这是由于可靠性设计比常规的强度安全系数法更能反映事物的本质的缘故。

大家知道,常规设计方法是以满足工作能力的基本要求为计算依据的。如以 σ_s 表示材料强度, σ 表示工作应力,则安全系数

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma} \leq [n] \quad (1.1)$$

式中, $[n]$ 表示许用安全系数,一般大于 1。这种方法沿用了许多年。随着机械产品日趋复杂,对可靠性要求越来越高,这种常规设计方法远不能满足要求,这是因为:

(1)大量实验证明,机械设计中所遇到的设计变量如强度、寿命、载荷和尺寸等几乎都是随机变量,都遵从一定的概率分布。以轴承来说,在结构、尺寸、材料、热处理和加工方法完全相同的条件下,最低寿命与最高寿命相差几十倍。同样,在相同条件下,齿轮寿命也呈现出很大的离散性。表 1.1 列出了在封闭力流式齿轮试验台上作恒定应力水平试验的部分寿命数据^[11]。试验参数:主动轮 38SiMnMo, $HB250 \pm 5$,从动轮 35SiMn, $HB230 \pm 5$,模数 $m = 5\text{mm}$,齿数比 $u = 20/20$,齿宽 $b = 10\text{mm}$ 。

表 1.1 恒定应力水平试验的部分寿命数据

试验应力水平 σ_H (MPa)	寿命 $N(\times 10^6 \text{ 循环次数})$							
960	1.769	1.888	2.198	2.658	3.229	3.747	4.045	4.758
	4.844	4.886	5.132	5.480	6.198	6.279	6.997	
1002	0.998	1.228	1.256	1.371	1.454	1.794	1.978	2.005
	2.090	2.213	2.198	2.781	3.043	3.150	3.250	

由表 1.1 可以看到,在相同条件下齿轮的最低寿命与最高寿命相差达 3~4 倍。而且,就齿轮材料性能来说,离散性也是显著的。有人用 513 个中碳钢试件做试验,得到屈服极限的平均值为 381.3MPa,标准差为 24.3MPa,如按 3 倍标准差取值,屈服极限的可能最小取值只有 308.4MPa。

由于传统设计方法没有考虑设计变量的离散性,所以不能准确反映真实的失效概率,表 1.2 列出了由于标准差的影响,安全系数与可靠度的差异。

表 1.2 由于标准差的影响,安全系数与可靠度的差异

序号	强度平均值 $\bar{\sigma}_s$	应力平均值 $\bar{\sigma}$	强度标准差 S_{σ_s}	应力标准差 S_{σ}	安全系数 n	可靠度 R
1	300	200	100	80	1.5	0.7823
2	300	200	20	20	1.5	0.9998
3	300	100	100	80	3	0.9406
4	300	100	20	20	3	≈ 1

注: $\bar{\sigma}_s, \bar{\sigma}, S_{\sigma_s}, S_{\sigma}$ 的单位为 MPa

由表 1.2 可以看出,安全系数大,可靠度未必高。而且在相同安全系数下,可靠度差别很大。如果选用标准差较大的材料,就有较多机会选用了强度处于低限的材料,使可靠度大为降低。

(2)工程上根据不同要求可以选取不同的安全系数,这一点与可靠度相同。但可靠度的含义要广泛得多,人们可以根据重要性、经济性以及设备更新要求确定合适的可靠度并对可靠度进行分配,以期取得最佳经济效果。图 1.1 示出了可靠度与费用的关系。生产费用随可靠度的增大而增加,而使用维修费用却随之降低。通过选择,可以选出最佳可靠度,这是安全系数法不易做到的。

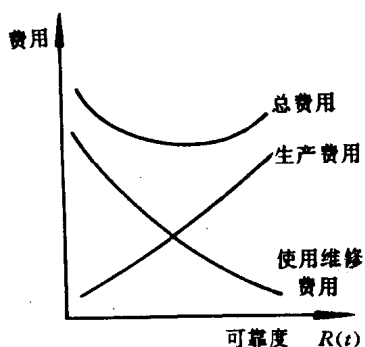


图 1.1 可靠度与费用的关系

总之,在工业发达国家,产品的可靠度是很重要的质量指标,是开拓市场的强有力手段。国外许多重要项目的投标与可靠度都有密切关系,美国国防部规定,新产品设计如果没有可靠性方案,就予以通过。由此可见,可靠性在产品设计中占有重要地位,不能予以忽视。

参 考 文 献

- [1] Dudley D W. Gear technology——past and future. Zhengzhou: Proceedings of International Conference on Gearing, 1988
- [2] 国家自然科学基金委员会. 自然科学学科发展战略调研报告——机械学. 北京: 科学出版社, 1994
- [3] 李华敏. 关于齿轮、链、带等学科的发展方向. 机械传动, 1992, 16(1)

- [4] 黄洪钟. 我国齿轮工业存在的主要问题及其对策研究. 企业技术开发, 1990, 8(8)
- [5] Dudley D W. The Evolution of the Gear Art. Washington D. C. : AGMA, 1989
- [6] Winter H, Stozle K, Placzek T. Topological Tooth Modifications and Contact Patterns of Spur and Helical Gears. AGMA 73rd Annual FTM, 1989
- [7] 曹金榜. 现代设计技术与机械产品. 北京: 机械工业出版社, 1987
- [8] 唐定国等. 齿轮技术现状、发展趋势浅析和振兴我国齿轮工业对策的建议. 齿轮, 1988, 12(1)
- [9] Haugen E B. Probabilistic Mechanical Design. New York: John Wiley & Sons, 1980
- [10] Tang D. Life prediction of contact fatigue and its application to gear rating. Paris: Proceedings of 2nd World Congress on Gears, 1986
- [11] 朱孝录等. 调质钢齿轮接触疲劳强度可靠性试验研究. 齿轮, 1983, 7(3)
- [12] 林 国一. 齿车の信頼性设计(1), 机械设计, 1976, 20(7)
- [13] Rao S S, Tjandra M. Reliability-based design of automotive transmission systems. Reliability Engineering and System Safety, 1994, 46
- [14] 唐定国等. 齿轮传动技术的现状和展望. 机械工程学报, 1993, 29(5)
- [15] 刘芳杰. 齿轮传统强度设计方法面临的挑战. 机械制造, 1989, (1)
- [16] 唐定国. 齿轮传动现代设计技术的进展. 机械传动, 1994, 18(1)
- [17] 黄洪钟. 机械产品质量与可靠性工程. 建筑机械, 1993, (3)