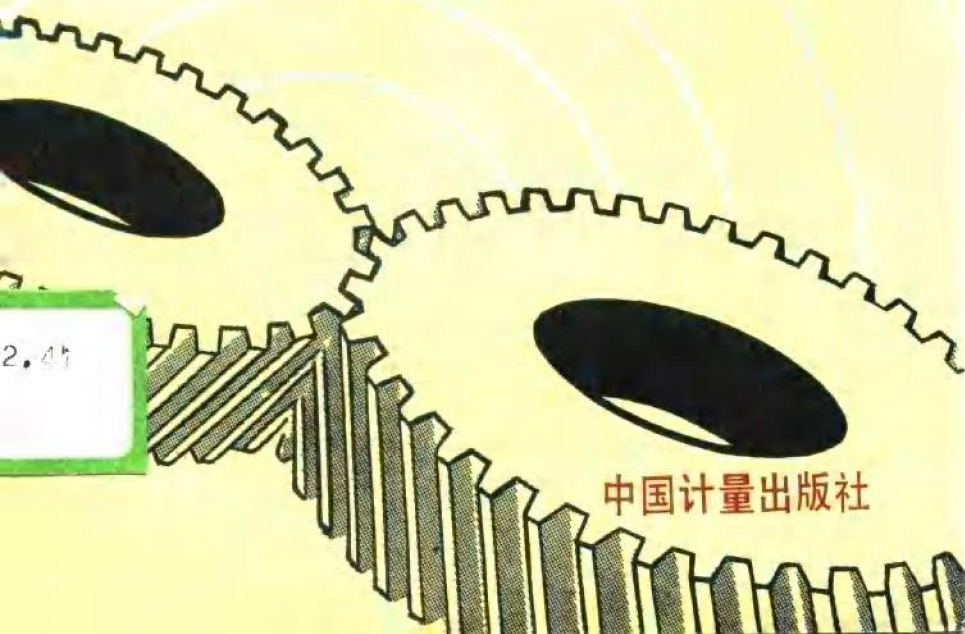


齿轮振动与噪声

[英] J. D. 史密斯 著
吴佩江 潘家强 译



中国计量出版社

内 容 提 要

本书共分 15 章, 前 6 章介绍齿轮的几何理论、加工制造方法、齿轮测量基本知识, 7~15 章系统地分析了齿轮机构产生振动和噪声的原因, 阐述了齿轮动态特性的实验研究和齿轮机构动态模型的建模方法及讨论了降低齿轮机构振动和噪声的方法, 并对轻载齿轮及非线性振动、噪声特征作了专门说明。其中有关齿轮传动误差和测量方法均作出相应的介绍和数据上的分析。

本书可供齿轮设计、制造、检验的工程技术人员和大专学校师生教学实验参考。

GEARS AND THEIR VIBRATION

Dr. James Derek Smith, Marcel Dekker, Inc.

New York, 1983

齿轮振动与噪声

(英) J.D. 史密斯 著

吴佩江 潘家强 译

责任编辑 徐孝恩

—*

中国计量出版社出版

北京和平门11K7号

中国计量出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行

—*

开本 787×1092/32

印张 6.5 字数 142 千字

1989 年 3 月第 1 版

1989 年 3 月第 1 次印刷

印数 1—10000

ISBN 7-5026-0217-8/TB·189

定价 8.10 元



译者说明

齿轮传动是最重要的传动方式。它在航空、航天、交通、机械和仪表制造等各个工业部门都获得了最广泛的应用。在各类机器、仪表甚至家用电器上，齿轮机构被用来获得需要的转速、转向和扭矩。因此，有关齿轮和齿轮传动的知识，是每个工程技术人员所不可缺少的。

但是，应该指出，人们对齿轮传动机构的动态特性（主要是振动和噪声）方面，还缺乏系统完整的知识。虽然在一些学术刊物或学术会议文集中，已经发表了不少作者的研究结果；在某些机械振动和噪声领域的专著中，可以找到个别章节阐述有关的问题，但是始终缺乏一本专门谈论齿轮振动和噪声的入门读物。

另一方面，科技的进步要求工业界设计和制造传动功率更大、精度更高、抗振性更强和噪声更低的齿轮机构。要实现这样的目标，从事机械设计制造、测量检验和使用的人员，必须了解和掌握系统的动态性能的知识。

因此，一本能够概括齿轮振动和噪声的新知识新成果，同时又为从事与齿轮机构的设计、加工、检测、使用有关工作的技术人员，从事机械振动和噪声控制工作的人员及有关专业的工科大学生和研究生都易于理解的入门书，无疑将有助于改善上述状况，使人们能花费较少的时间和精力去获取这些十分必要的知识。就这点而言，剑桥大学的J.D. 史密斯博士编写的本书，或许可以满足这个要求。

本书作者分析了齿轮机构产生振动和噪声的原因；阐述

了齿轮动态特性的实验研究方法和齿轮机构动态模型的建模方法；讨论了降低齿轮机构振动和噪声的方法；并对轻载齿轮的非线性振动及其噪声特征专门作了阐明。其中，有关传动误差的分析和测量方法及其在激励齿轮振动和噪声方面的作用，轻载齿轮非线性振动分析的结果，均是本书作者的贡献。

作者在书中归纳的主要是欧美的工作，对其它国家的工作未能涉及，这也许是美中不足的地方。如所周知，在这个领域内，日本的工作是不可忽视的。不过，对于本书这样的首次尝试，以齿轮振动和噪声为主题、同时以引导入门为宗旨的书来说，或许是不应过于苛求的。

本书原名直译为：齿轮及其振动——理解齿轮噪声的基本探讨。为了简略，译名取作《齿轮振动与噪声》。本书前六章阐述齿轮的几何理论（齿轮运动学）、加工制造方法、齿轮测量等基本知识，这是为那些缺乏这些知识的声学、振动和噪声控制、劳动保护等方面的非机械类技术人员准备的。对于机械专业的技术人员、大学生和研究生，可以从第七章开始阅读。除了个别地方需要参考前几章以外，不会更多地影响对全书内容的理解。

本书后面附有习题和答案，因此有利于自学的读者。

本书一至七章由吴佩江译，其余由潘家强译出。译稿由两位译者的老师——浙江大学机械工程系教授程耀东作了详细的校阅，并请吴忠葵高级工程师作最后校订，特此表示感谢。

作者简介

J.D. 史密斯博士毕业于英国剑桥大学圣约翰学院工程专业。现任剑桥大学恩曼努学院研究员。

史密斯博士曾先后在英国的一些著名的大工业公司，如罗尔斯·罗伊斯公司、斯泰夫里集团 (Staveley Group)、麦恰克公司 (Matrix, Ltd)、数据记录公司 (Data Recording Co.) 从事范围广泛的研究工作，包括喷气发动机和核动力设备的设计、机械振动、切削颤振、激振器、齿轮加工测量和噪声、齿轮系统的非线性振动、液压伺服控制、轴承失效预测等，先后发表 50 余篇研究论文和著作。

史密斯博士同时也是英国机械工程学会的一位资深的成员。

序 言

本书的目的在于帮助那些从事齿轮噪声控制的工程师了解噪声产生的机理,从而使他们能够有条不紊地处理齿轮振动问题。

齿轮直接产生的噪声是微不足道的。本书将强调指出的是,振动经齿轮箱体及与之联接的结构传播,最后将辐射出噪声。

作者试图兼顾齿轮与振动两方面的内容。前者是振动工程师们需要的。而后者是齿轮工程师们需要的。作者期望本书将适合于那些对齿轮和振动均了解不多的读者。齿轮和振动两者都包括了一些简单的概念,这些概念常常被一些不易理解的术语和关系不大的数学所掩盖。

对那些已具有一定的齿轮或振动知识和经验的读者,某些章节可能是多余的。本书把某些内容(例如齿轮制造、测量和分析)分别压缩成篇幅不大的一章的尝试,将使作者欣慰,因为作者本不打算把这些大课题的所有内容都包容到本书之中。在讨论熟知的内容时,本书将从噪声的角度而不是从强度的角度去叙述某些章节,因此,将对这些熟知的内容进行一番完全不同于以前的阐述。

一般情况下,特定的数学方法,例如频率分析的计算方法等,其细节均省略不表,因为这些内容对目的在于解决实际疑难问题的读者关系并不大;有关齿轮的技术细节,如修缘和修根的细节,也省略不表,因为把这样详尽的内容压缩进一本书中,必然会不适合于各方面的要求。

本书在很大程度上应归功于剑桥大学沃夫生(Wolfson)工业关系部的 D·B· 韦尔邦先生，他最先引导作者深入进行齿轮装置的研究，并始终给予帮助和支持，使作者大大拓展了关于齿轮及其问题和特性的知识。作者也从许多学术界和工业界的朋友那里学到许多东西，分享了他们的知识和专长。此外，作者感谢 H·K· 科勒博士和 A· 汤普森博士，他们的意见和建议使作者受益匪浅。

J. 德里克·史密斯

目 录

第一章 导言	(1)
1. 齿轮传动装置的发展	(1)
2. 恒速比的必要条件	(2)
3. 渐开线的采用	(3)
4. 与其它传动方式的比较	(4)
参考文献	(6)
第二章 直齿轮	(7)
1. 定义	(7)
2. 标准化	(8)
3. 重合度	(10)
4. 理论接触应力	(12)
5. 齿根应力	(14)
6. 尺寸影响	(15)
7. 内齿轮和齿条	(17)
8. 接触滑动	(20)
第三章 斜齿轮	(21)
1. 使用斜齿轮的理由	(21)
2. 定义和基本几何学	(21)
3. 端面压力角	(24)
4. 接触线长度	(26)
5. 表面曲率	(29)
6. 扭矩比较	(32)
第四章 其它类型的齿轮传动	(34)
1. 交叉轴齿轮传动	(34)
2. 圆弧齿轮	(35)

3. 齿轮泵	(38)
4. 齿轮联轴器	(40)
参考文献	(41)
第五章 制造方法	(42)
1. 刨齿	(42)
2. 插齿	(43)
3. 滚齿	(44)
4. 拉齿	(46)
5. 剃齿和精轧	(46)
6. 磨齿	(49)
7. 研齿和珩齿	(52)
参考文献	(53)
第六章 齿轮测量	(54)
1. 齿廓、螺旋线和齿距	(54)
2. 基本测量的问题	(57)
3. 滚动检测法和基础检测法	(58)
4. 传动误差	(60)
5. 传动误差的应用	(62)
6. 检查准则	(65)
参考文献	(67)
第七章 弹性挠曲	(69)
1. 轮齿的挠曲和刚度	(69)
2. 轮齿端部效应	(72)
3. 螺旋线精度影响	(74)
4. 齿轮体的挠曲和变形	(77)
5. 轴向力作用	(84)
6. 热效应	(85)
参考文献	(86)
第八章 噪声的产生	(87)
1. 噪声的起因	(87)

2. 简化模型.....	(91)
3. 箱体的响应.....	(94)
4. 噪声的类型.....	(95)
5. 塑料齿轮.....	(99)
参考文献	(100)
第九章 实验研究	(101)
1. 噪声的频率分析.....	(101)
2. 相关与掩饰.....	(104)
3. 平均法.....	(106)
4. 转速变化.....	(111)
5. 箱体和结构的测量.....	(114)
参考文献	(117)
第十章 齿轮箱的建模	(118)
1. 复杂系统.....	(118)
2. 非线性系统.....	(123)
3. 系统传动误差输入.....	(127)
4. 大型系统.....	(130)
5. 统计方法.....	(133)
6. 缩尺模型.....	(134)
参考文献	(135)
第十一章 改进的顺序	(136)
1. 箱体的改进.....	(136)
2. 传动误差测量.....	(137)
3. 内部改进.....	(139)
4. 改变激励频率.....	(141)
5. 阻尼.....	(142)
6. 隔振.....	(145)
7. 消声.....	(148)
参考文献	(150)
第十二章 标准	(151)

1. 国家标准	(151)
2. 标准对设计的影响	(152)
3. 标准对噪声的影响	(154)
4. ISO 系数	(154)
第十三章 齿轮的损坏	(157)
1. 引言	(157)
2. 点蚀	(157)
3. 擦伤	(158)
4. 齿根破裂	(160)
5. 磨损	(160)
6. 不常见的损伤	(161)
参考文献	(162)
第十四章 轻载齿轮	(163)
1. 轻载的影响	(163)
2. 脱啮的检测	(165)
3. 脱啮的预测	(166)
4. 反弹的预防	(169)
第十五章 齿轮系	(171)
1. 齿轮的用途	(171)
2. 分配扭矩	(172)
3. 行星齿轮系	(174)
4. 行星轮系的负载分配	(178)
5. 分配动力系统	(179)
6. 蓄能	(181)
附录: 一、单位换算 (略)	(183)
二、习题	(183)
三、习题答案	(193)

第一章 导 言

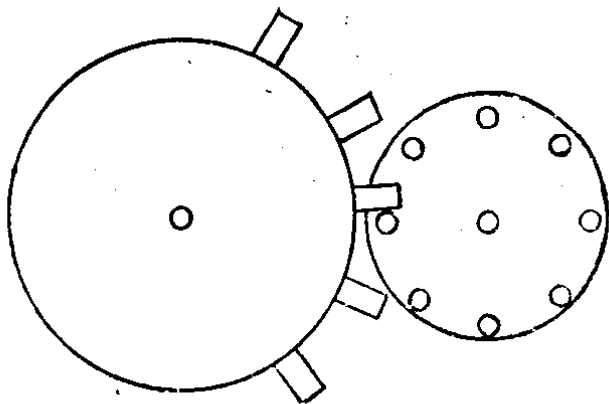
1. 齿轮传动装置的发展

最早的传动是利用在一个轮子的径向安装的圆柱销与在另一轮子的轴向安装的圆柱销相啮合而实现的，如图 1.1 所示。这种类型的传动虽然效率很差，但在低速低负载状况下尚能满意地工作。然而一旦速度和负载增加就会产生麻烦。

最明显的限制是负载的限制。在理论上，这种传动的接触是点接触，因此会引起非常高的局部应力。这是材料所无法承受的，同时可以肯定由于任何润滑无济于事就产生很高的磨损。起先不明显但后来变得更重要的问题是，这种传动的转速比并不恒定，以至若一只齿轮匀速转动时，另一只齿轮却必定对每一轮齿进行加速或减速。与加速力相关的负载——正比于惯量和速度平方的乘积——将会很快地超出稳定的传动负载，从而引起故障和振动。

19 世纪前半叶出现了第一台齿轮加工机床^[1]，它能产生所需的齿轮精度。威利斯^[2]等数学家指出，渐开线齿形比摆线齿形更优越。

齿轮传动后来的发展历史主要与使接触应力低于材料容许的极限值，以及改进传动平稳性，即保持速比尽可能地恒定，以免引起应力增大、振动和噪声等的动态效应。仅在最近几年，人们才对能够产生现代技术所必要的，极其平稳的传动的齿轮的原理细节有一个充分的理解。对于无噪声的传动，齿轮传动速比的变化不超过 0.01%，可作为一个近似



的指标。

图 1.1 早期传动系统示意图

奥皮茨^[3]发表了一些有趣的曲线，表明许多齿轮箱的噪声是传动功率和齿轮箱精度的函数。输出的声功率在传动功率的 10^{-8} 到 10^{-6} 之间变化着。例如，距离一个 1000 kW 的齿轮箱 4 m 处的声压级，将从 80 dB 变化到 100 dB 以上。

2. 恒速比的必要条件

齿轮传动具有恒速比是如此重要，从而最首要的是求得速比恒定的“几何”规律。如图 1.2 所示，两个几何形体在

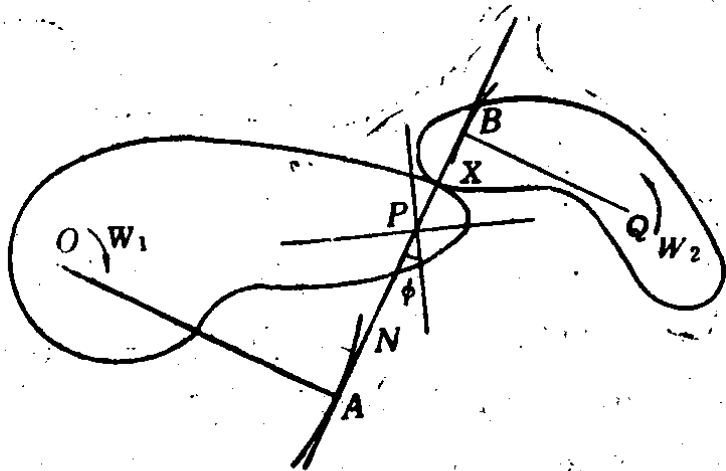


图 1.2 啮合的几何关系

过接触点的公法线 XN 与圆心连线 OQ 交于 P 点， QB 和 OA 垂直于 XN 。

X 点接触并分别绕中心 O 和 Q 点旋转。无论什么形体,在接触点 X 必有公切线和公法线 XN。若形体继续保持接触,则它们必须在法线 XN 方向有相同的速度,因此, $OA \times \omega_1 = QB \times \omega_2$ 。

考虑 P 点为瞬时公法线 XN 和连心线 OQ 的交点,定义 ϕ 角为公法线与垂直于连心线 OQ 直线的夹角,那么就得到

$$OP \cos \phi \times \omega_1 = QP \cos \phi \times \omega_2, \text{ 即 } \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{QP}{OP}.$$

所以实现恒速比的唯一必要条件是 $QP : OP$ 保持恒定,也就是接触点处的公法线必须通过固定点 P, P 点通常叫节点。有无限多对符合这个条件的形体,也有大量巧妙的想法,但却都不太令人满意。

我们还能从图 1.2 推出,接触点处的相对滑动速度为 $PX \omega_1 + PX \omega_2 = PX(\omega_1 + \omega_2)$; 于是,理论损耗功率即为摩擦力乘以这一相对滑动速度。

3. 渐开线的采用

渐开线作为推荐的齿廓形状而普遍受到采用,主要是因为渐开线的啮合情况不受齿轮中心距微小偏差的干扰。对于渐开线齿轮来说,公法线 PN 可被恰当地想象成这样一条线,这条线从半径为 OA 的圆盘上松开而绕到半径为 QB 的圆盘上去。X 点是该线上的一个固定点,当该点真的从 A 移动到 B 时,可以描述成相对于 OA 的一条渐开线和相对 QB 的另一条渐开线的啮合。啮合力总是沿着这一条线作用着。

O 点和 Q 点两点间距离的变化除了改变它与 AB 线间的夹角外,并不影响啮合的平稳性, ϕ 角(压力角),比方说从 20° 变到 21° , 但整个几何关系还是正确的。在齿轮传动装置中,变更中心距是常见的用法,标准 20° 压力角的齿

轮，实际上却不是在 20° 压力角处工作。

还应当指出的是，所有渐开线齿轮传动几何关系赖以为基础的展开线概念，需要设想一根相当不寻常的线。当它缠绕在圆盘 OA 和 QB 上时是完全柔软的，而在 A 、 B 间受压时却表现为刚性（参见图 2.1）。

对中心距的敏感性是所有摆线和更现代的圆弧齿轮（Wildhaber-Novikov 齿轮）最突出的缺点，虽然制造上的改进减轻了这种不利状况。此外，非渐开线齿轮还有其它不足之处。虽然这些齿轮能设计成公法线和啮合力总是通过 P 点，但只有渐开线齿轮能够做到公法线和力既作用在同一方向又作用在同一位置。一般地说，如果力的大小随时间起变化，或者力的作用点或作用方向随时间发生变化，则结构就会产生噪声或振动。

摆线齿轮使力的作用方向改变，因此，必将产生比渐开线齿轮更大的振动。设计圆弧齿轮时，使其仅在 P 点接触，压力仅作用在一个方向上（通常垂直于中心连线），但这种齿轮也有相应的短处，为了保持传动，力的作用点必须轴向移动，这就导致力作用的位置在轴向变化，从而引起噪声和振动。

主要由于制造容易和有一定的误差容许量等原因，直到现在渐开线仍然是最有利的齿廓形状。现在又证实了它在振动基础上的价值，因为它是唯一能提供恒定的力、力作用方向和力作用位置的一种齿形，从而使它能用于基本要求没有振动的场合。

4. 与其它传动方式的比较

齿轮传动有许多竞争对手。因此考察一下齿轮传动是否是传递能量的最适合的方式是值得的。主要的竞争对手是皮带（平的、三角的及齿形的）传动，链传动以及在调速场合正

在东山再起的滚柱、倒齿和摩擦传动。液压或电力传动也许最适合于一些特定的场合，它们具有能把某些能量存贮起来进行调速的优点。

齿轮传动有如下特点：

(1) 它极其紧凑，因此，当空间位置有限时特别有用。而皮带或液压传动对长距离传动更为有利。

(2) 它需要润滑，这可能是一个长处，也可能是一个短处。

(3) 刚性好，这也可能是一个长处，或可能是一个短处。

(4) 可实现同步传动。对于许多应用来讲有一个精确的速比是必要的，但皮带打滑和液压滑动却有助于分担过载。

(5) 使方向改变（经常地出现）。

(6) 当负载很高时，不允许安装失调。

(7) 要求非常准确，一般地讲，节径偏差不得超出 $20\ \mu\text{m}$ ，而有齿皮带传动的误差可达 $200\ \mu\text{m}$ 。

(8) 在高扭矩情况下，齿轮传动比液压或电力传动更便宜。

(9) 在高扭矩情况下，倘若使用准确的齿轮，则齿轮传动比其它传动噪声低，但在低的扭矩情况下，倘若脱啮，则可能是个噪声源。

(10) 能在很高转速下工作。不象皮带传动，其传动速度不宜超过 $200\ \text{m/min}$ 。

在决定选用时，最终的取舍当然是费用。齿轮传动一般在高扭矩情况有明显优势，例如船舶推进器的末级传动等。但在很低的扭矩时，也许缺乏竞争能力。

参 考 文 献

- [1] Dudley D.W., The Evolution of the Gear Art, American Gear Manufacturers Association, 1969.
- [2] Willis R., On the Teeth of Wheels, Trans. Institute of Civil Engineers, Vol. I, 1838.
- [3] Opitz H., Noise of Gears, Phil. Trans. of Royal Society, Vol. 263, 1969, pp. 369-380.