

机械零件

(第二卷)

[联邦德国] G. 尼 曼 著
H. 温特尔



Maschinenelemente

机械工业出版社

机 械 零 件

(第二卷)

[联邦德国] G. 尼 曼 著
H. 温 特 尔

余梦生 王成焘 高建华 译

鲍显威 校



机 械 工 业 出 版 社

本书为世界名著，在国际上已译成多种文字出版。两位作者是国际齿轮界最负盛名的教授。这一著作凝聚着他们长期乃至毕生的研究成果与丰富经验。我们把它介绍给我国读者是为了让大家分享他们的成果，以促进我国齿轮以及机械行业的设计水平的提高。

全书共三卷，本卷为第二卷共三章。第二十章为传动总论，主要比较各类传动的优缺点；第二十一章是全书的重点，介绍渐开线圆柱齿轮传动的啮合原理、精度、测量、承载能力计算、材料与热处理、制造、噪声等；第二十二章为齿轮结构与参数设计，附有许多实例。

本卷对国际标准中的渐开线圆柱齿轮强度计算公式、强度值和影响量都给出了它们的来源、假设与推导，使读者可以了解其物理关系以及许用应力与材料、热处理及制造方法之间的关系。同时，书中引用了大量第一手资料，既实用又可靠，可以解答国内在齿轮研究中所遇到的各种问题，澄清许多概念，对贯彻我国齿轮承载能力计算等有关标准，对提高我国齿轮设计与工艺水平将起极大作用。

本书可供高等工科院校师生及科研、工程技术人员学习、参考。

Maschinenelemente

Band I

2Auflage

G. Niemann

H. Winter

Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York Tokyo

1983

机 械 零 件

(第二卷)

〔联邦德国〕 G. 尼 曼 著
H. 温 特 尔

余梦生 王成慈 高建华 译
鲍显威 校

*

责任编辑：冯宗青 封面设计：刘 代

责任印制：卢子祥

*

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南里一号）

（北京市书刊出版业营业许可证出字第117号）

河北省涞水县印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行 新华书店经售

*

开本787×1092 1/16·印张23 3/4·字数574千字

1989年12月北京第一版·1989年12月河北第一次印刷

印数0,001—2,500 ·定价：18.00元

*

ISBN 7-111-00704-2/TH·114

前 言

在第一卷（1975年）的前言中已经提到，本书除了德文原著外，至少有五种外文译本出版。而德文原著本身也以较大的印数多次作了重印。这一切都表明，本书经久不衰地受到设计师、计算工程师与大学生的高度重视。

国内外的专业技术界一再要求出版第二卷的新版本，国外的出版社也早已得到了选用新版本的许可证。现在作者就把新版本奉献给读者。由于在我们这个专业技术领域中，信息量不断增长，原先的第二卷就需要再分为两卷，因此这部著作的第二版现在就成为三卷本。

全部内容在其主要的方面基本上都重新改写，并重新作了编排。

第二卷的第二十章介绍了适用于传动装置和联轴器的基础知识，并对传动的特性、结构尺寸、重量和用途作了比较性说明。这样，读者就可以迅速地作出大致的选择。接着给出了适用于所有传动装置与联轴器的运动过程和惯性作用的基本公式。对所有传动类型，包括轴的各种复杂的布置方式，提供了用以计算轴承力的新的资料。此外，计量单位的换算表也是新的。第二卷和第三卷中的其他章节则分别讨论各种传动型式和联轴器。

只要有可能，我们都尽力给出计算公式、强度值与影响量的来源、假设及推导。这样，就可以使读者很好地理解其物理关系，并运用判断进行计算，从而使本书作为教科书的特点能明显地突出出来。

本专著考虑到了传动装置和联轴器的有关设计、结构和计算的当今发展状况。故而，对我们来说，以对功能所作的详细分析为基础的处理方法就显得甚为重要。所以，必须始终明确，至为重要的是要可靠地掌握由外界作用于传动装置或联轴器的载荷，并进而弄清工作条件。同时还必须考虑到，许用的应力值与强度值是极为离散的。作为设计师，还必须知道所采用的数据是以材料种类、热处理、制造方法等方面的哪些先决条件为依据的。

我们坚持这样一个原则，即在本书所介绍的各种机械零件中，凡是对设计师和工程师重要的内容，不论是许用应力、摩擦系数、设计数据或其他经验值，都尽可能详尽地予以提供。当然，必须注意到：所有影响量基本上是按统计分布规律出现的。这一点，在选取比较重要的影响量时将明确地予以考虑。强度值将按一定的损伤概率给出。因此，考虑到这类不确定性和离散性，把某些几何参数精确地计算到小数点后面很多位，那就没有多大意义。此外，在应用电子计算机时，也不应当丢掉对事物的批评性理解，对物理关系的感知，对重要的和非重要方面的感知！

因为大小不同的各种电子计算机（从袖珍计算器到大型计算机）今天已经成为设计师与计算工程师的手头工具，故进一步给出了有关曲线图的相应的计算公式。但是我们仍然保留了用曲线图表示的方法，这是因为，它能使我们迅速地了解各个量的量级概况，从而在确定其相互关系时有个较好的感知。有些数据表（例如渐开线函数）可以用袖珍计算器的计算程序代替。作为技术科学的一个新的分枝，本书介绍了用于解决各种问题的弹性流体动力学。所有数据与符号均按照DIN和ISO的标准，而度量单位一般都换成SI制的单位。

通过在齿轮传动及其基础理论方面的特有研究，和在德国、美国及国际标准化工作中的

积极活动，以及与传动装置工业界的密切合作，我们相信，本书所叙述的内容能够显示出出自于第一手的科学与实践的当代水平。对于所有专业主题领域，尤其是那些未曾亲自从事过研究的主题领域，则向工业界的杰出专家作了请教。但是，作为作者，我们仍将最终对所有说明与数据自行负责。

在书中难免会发现某些不足之处或因疏忽而导致的差错。对于读者提出的各种有关意见，我们将始终表示感谢。

这本供教学 and 实际工作使用的著作，乃是共同劳动的成果。若没有我们研究所的合作者和工业界同行们的通力合作，今天这部著作还是不可能完成的。在此，向所有参与本书编写工作的人员表示由衷的谢意。

参与编写的合作者有：工程师 H. Vojacek 先生（轴承的作用力，惯性作用；非渐开线啮合；圆柱齿轮传动的参数设计与结构设计；摩擦式离合器，摩擦式制动器）；博士工程师 P. Oster 先生（轮齿作用力，变形、修形；弹性流体动力学）；工程师 K. Michaelis 先生（润滑；功率损耗；胶合承载能力）；博士工程师 W. Knabel 先生（传动噪声）；工程师 G. Schönnenbeck 先生（塑料齿轮）；工程师 W. Schmidt 先生（行星传动）；博士工程师 G. Fresen 先生（圆柱螺旋齿轮传动）；博士工程师 M. Richter 先生和工程师 M. Paul 先生（锥齿轮传动）；博士工程师 H. Wilkesmann 先生、博士工程师 G. Huber 先生和工程师 D. Mathiak 先生（蜗杆传动）；工程师 F. J. Joachim 先生（链传动）；工程师 T. Weiss 先生（带传动）；博士工程师 H. Gaggermeier 先生（摩擦轮传动）；工程师 W. Liebhardt 先生（空程离合器）；博士工程师 Th. Hösel 先生（其他）。

参与个别章节撰写的有：B. Podlesnik 教授（轮齿刚度）；工程师 H. Pflaum 先生（载荷沿齿宽的分布）；H. Rettig 教授（材料、强度值、轮齿动载荷）；工程师 H. Gerber 先生（轮齿动载荷）；工程师 H. J. Plewe 先生（低速磨损）；博士工程师 W. Käser 先生（点蚀承载能力）；工程师 U. Brossmann 先生（齿根承载能力）；工程师 F. J. Hoppe 先生、工程师 Th. Placzek 先生和见习工程师 F. Prexler 先生（例题）。

下列先生提供稿件、资料 and 参加了校审工作：博士工程师 K. Kallhardt 先生，München，和工程师 H. Treppschuh 先生（材料）；主任工程师 K. Grimpe 先生，Duisburg（结构设计）；工程师 W.-D. Brünings 先生，Ludwigshafen；工程师 H. Dopp 先生，Haren/Ems；博士工程师 H. Röber 先生，Frankfurt；博士工程师 E. Siedke 先生，Berlin，和主任工程师 H. Strelow 先生，Minden（塑料齿轮）；博士工程师 H. Trapp 先生，Hückeswagen（锥齿轮传动）；工程师 L. Kostka 先生，Bocholt（蜗杆传动）；博士工程师 O. Dittrich 先生，Bad Homburg（链传动，摩擦轮传动）；主任工程师 H. G. Tope，Hannover（带传动）；博士工程师 K. H. Timtner 先生，Bad Homburg；工程师 D. Seidel，München，和工程师 R. Mauer 先生，Bad Homburg（空程离合器）；工程师 E. Hangold 先生，München，经济工程师 G. Schrödl 先生，München；工程师 D. Wagner 先生，Hamburg；博士工程师 J. Fuhrmann 先生，Hamburg；工程师 G. Brandt 先生，Hamburg；博士工程师 E. Jantzen 先生，Stuttgart；工程师 G. P. Wollhofen 先生，München；工程师 H.-J. Blanke 先生，München；工程师 H. Stockmeier 先生，Augsburg（润滑与冷却）。

B. Podlesnik 教授和工程师 H. Gerber 先生和工程师 M. Paul 先生仔细地校核了手稿。对他们，以及对参与誊写和绘图工作的同事们，谨此表示深切的感谢。对提供图纸和其他资料的

所有公司企业，也同样表示感谢。

对齿轮传动承载能力所做的工作，其大部分也对相应的DIN/ISO标准作出了贡献。这个标准，连同那与费时而又困难的协商工作联系在一起的计划，除了本身的研究工作之外，肯定会对本书的价值与重要性起着良好的作用。但是，该标准却又使本书新版的完成一再拖延。Springer出版社虽然对此甚为恼火，但是最终还是予以忍让与谅解。因此，对编辑和出版方面所作的努力，对在准备付印期间他们的工作人员给予的真诚合作，同样表示衷心的感谢。

在结束本前言的时候，要向双学位博士工程师Gustav Niemann教授先生表示怀念与敬意。多年来，他一直关心着新版本的问世，遗憾的是他没有能亲眼看到本著作的完成，在这里，他的名字将永远铭刻在他的奠基性著作中！

H. Winter

1983年6月于慕尼黑

注：

缩写：DIN—德意志联邦共和国标准化研究所 (Deutsches Institut für Normung)；ISO——国际标准化组织 (International Standards Organization)；AGMA——美国齿轮制造者协会 (American Gear Manufacturers Association)；BS——英国标准 (British Standard)；FZG——慕尼黑工业大学齿轮与传动装置研究所 (Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau, Technische Universität München)。

标有*号的方程为数值方程，它们的各个影响量必须由给定的单位所得的数值代入。其余所有方程均为量的方程，它们的影响量可以用任意选定的单位确定并代入。

本书第二十章由上海交通大学王成燕翻译，第二十一章由北京科技大学余梦生和有色总公司情报所高建华翻译。

第一卷与第三卷内容

第一卷

- 第一章 观点和工作方法
- 第二章 结构设计规则
- 第三章 实用强度计算
- 第四章 轻型结构
- 第五章 材料
- 第六章 标准, 公差和表面
- 第七章 焊接
- 第八章 钎焊接和胶接
- 第九章 铆钉联接
- 第十章 螺钉联接
- 第十一章 轴销联接与销钉联接
- 第十二章 弹簧
- 第十三章 滚动副
- 第十四章 滚动轴承
- 第十五章 滑动轴承

- 第十六章 润滑剂, 润滑与密封
- 第十七章 心轴和转轴
- 第十八章 轴与轮毂的联接
- 第十九章 轴与轴的联接(联轴器, 铰链)

第三卷

- 第二十三章 圆柱螺旋齿轮传动
- 第二十四章 锥齿轮传动, 准双曲面齿轮传动, 冠状齿轮传动
- 第二十五章 蜗杆传动
- 第二十六章 链传动
- 第二十七章 带传动
- 第二十八章 摩擦轮传动
- 第二十九章 摩擦离合器与摩擦制动器
- 第三十章 空程离合器(止回离合器, 超越离合器, 操纵式离合器)

目 录

第二十章 传动装置——概述(功能,基本关系,结构型式,结构尺寸,运动方程,轴承载荷)..... 1	21.1.8 选择齿廓形状时应考虑的问题..... 39
20.1 传动装置与联轴器的基本特性..... 2	21.1.9 齿线(直齿啮合、斜齿啮合),内啮合..... 42
20.2 前期设计步骤——设计任务书(对照说明书)..... 4	21.1.10 21.1节的参考文献..... 42
20.3 定传动比传动..... 5	21.2 非渐开线啮合..... 42
20.3.1 齿轮传动..... 5	21.2.1 摆线啮合..... 42
20.3.2 链传动..... 9	21.2.2 圆弧啮合..... 43
20.3.3 带传动..... 9	21.2.3 柱销啮合..... 43
20.3.4 摩擦轮传动..... 9	21.2.4 Wildhaber/Novikov啮合(W/N啮合)..... 46
20.3.5 齿轮传动的结构尺寸和重量..... 10	21.2.5 21.2节的参考文献..... 49
20.4 变速传动..... 10	21.3 渐开线啮合..... 49
20.4.1 结构型式..... 10	21.3.1 渐开线的形成及其特性..... 49
20.4.2 机械无级变速传动的设计任务书(选用准则)..... 15	21.3.2 渐开线啮合的基本齿廓、刀具基本齿廓..... 51
20.5 运动过程,惯性力,轴承力..... 17	21.3.3 渐开线函数与一般的啮合参数..... 52
20.5.1 力、力矩、功率、速度、加速度计算..... 17	21.3.4 最简单的渐开线啮合:非变位啮合..... 54
20.5.2 分离质量的换算..... 17	21.3.5 变位啮合..... 54
20.5.3 计量单位的换算,见表20.8..... 22	21.3.5.1 高变位啮合..... 55
20.5.4 驱动电动机与惯性作用..... 22	21.3.5.2 角变位啮合..... 56
20.5.5 加速过程算例..... 24	21.3.5.3 渐开线啮合的成组齿轮..... 59
20.5.6 传动装置轴承力的计算..... 25	21.3.5.4 齿形绘制..... 59
20.6 第20章参考文献..... 28	21.3.6 斜齿啮合..... 61
第二十一章 齿轮传动基础(圆柱齿轮)..... 30	21.3.7 内啮合(内齿轮)..... 66
21.1 啮合几何关系概述..... 30	21.3.8 啮合几何关系中的若干限制..... 68
21.1.1 符号与单位(用于啮合几何关系)..... 30	21.3.9 21.1节至21.3节的参考文献..... 71
21.1.2 啮合定理..... 33	21.4 啮合精度与啮合精度测量,侧隙..... 73
21.1.3 啮合线与配对齿廓的绘制..... 35	21.4.1 啮合精度与侧隙的符号与单位..... 74
21.1.4 传动比,半径比(齿数比),转矩比..... 35	21.4.2 齿圆精度与公差..... 75
21.1.5 其他啮合参数..... 36	21.4.3 啮合精度与箱体精度..... 75
21.1.6 端面重合度 ϵ_a 38	21.4.4 啮合公差, DIN啮合精度等级..... 79
21.1.7 齿廓的滑动与滚动..... 38	21.4.5 齿廓形状与齿向的特殊规定..... 81

21.4.6 侧隙,传动配合	84	21.6.4 灰斑(微观点蚀)	130
21.4.7 齿厚的确定	87	21.6.5 轮齿折断	130
21.4.8 21.4节的参考文献	89	21.6.6 胶合	131
21.5 轮齿载荷,变形,修形(有误差的 有载啮合的几何关系)	90	21.6.7 磨损	134
21.5.1 轮齿外载荷,转矩	90	21.6.8 轮齿裂纹	137
21.5.2 轮齿变形,轮齿刚度,回转位 置误差(静载,无误差啮合)	95	21.6.9 21.6节的参考文献	137
21.5.3 轮齿载荷沿接触线的分布(静 载,无误差啮合)	99	21.7 承载能力计算基础	138
21.5.4 载荷沿周向的分配(有误差的 啮合)	100	21.7.1 弹性流体动力润滑油膜和油膜 压力	138
21.5.5 载荷沿齿宽的分布(有误差的 啮合)	103	21.7.2 点蚀	139
21.5.5.1 有效齿向误差	104	21.7.2.1 在齿面上产生的压力(接 触应力)	140
21.5.5.2 确定有效齿向误差的精确 方法	104	21.7.2.2 许用齿面压力(接触应 力) σ_{HP}	143
21.5.5.3 由变形确定齿向误差的近 似方法	105	21.7.3 轮齿折断	147
21.5.5.4 齿向加工误差的近似 计算	106	21.7.3.1 齿根处产生的局部应 力	147
21.5.5.5 确定影响系数 $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$ 的近似方法	107	21.7.3.2 许用齿根应力 σ_{FP}	152
21.5.5.6 齿轮对称布置时 $K_{H\beta}$ 的精 确计算	109	21.7.4 胶合(热胶合)	157
21.5.5.7 行星齿轮传动	109	21.7.4.1 计算根据一齿面温度	157
21.5.6 啮合修形	113	21.7.4.2 许用积分温度 $\theta_{in,P}$	159
21.5.7 轮齿内部动载荷——动载系数 K_v	115	21.7.5 低速运行时的磨损	160
21.5.7.1 不同运行区域的轮齿 载荷	115	21.7.5.1 按线磨损量(齿厚减薄)计 算和按磨损重量计算	160
21.5.7.2 共振区,参考转速 N	117	21.7.5.2 允许磨损量	162
21.5.7.3 动载系数,影响量及极限 条件	118	21.7.6 21.7节的参考文献	162
21.5.7.4 动载系数的简单确定	118	21.8 承载能力的极限值的确定与应用	162
21.5.7.5 传动结构类型特殊时的动 载系数的计算	120	21.8.1 确定承载能力极限值的试验方 法,损伤的定义	162
21.5.8 21.5节的参考文献	121	21.8.2 损伤概率, Wöhler 曲线与损伤 曲线,强度值	166
21.6 齿轮传动的损伤及对策,发展 趋势	122	21.8.3 在标准试验齿轮上确定的承载 能力特性值的应用	170
21.6.1 一般措施,发展趋势	124	21.8.4 选择安全系数时应当考虑的 问题	172
21.6.2 点蚀	127	21.8.5 21.6节至21.8节和22.3节的参 考文献	174
21.6.3 片蚀(剥落)	130	21.9 齿轮材料,热处理,预处理与后 处理	179
		21.9.1 齿轮材料费用、热处理费用和 有关的加工费用	180
		21.9.2 材料选择,预处理及后处理 概述	181

21.9.3 有关“用硬化齿轮好还是非硬化齿轮好”的问题	182	21.12.2.8 磨齿	233
21.9.4 铸铁, 铸钢	183	21.12.2.9 剃齿 (滚剃)	234
21.9.5 不进行表面硬化的钢	184	21.12.2.10 研齿	235
21.9.6 渗碳钢, 渗碳硬化	184	21.12.2.11 用跑合润滑剂跑合	235
21.9.7 调质钢, 感应硬化与火焰硬化	190	21.12.3 对损伤的齿廓进行修复	236
21.9.8 氮化钢、调质钢、渗碳钢, 渗氮硬化	191	21.12.4 21.12节的参考文献	237
21.9.9 调质钢, 其他表面硬化法	198	21.13 传动的噪声	238
21.9.10 其他齿轮材料	199	21.13.1 测量和验收规则, 所能达到的噪声质量	238
21.9.11 材料质量等级与强度	199	21.13.2 符号与单位	239
21.9.12 21.9节的参考文献	199	21.13.3 作为产生噪声与散射噪声的传动装置	239
21.10 润滑	201	21.13.4 作为振动系统的传动装置	240
21.10.1 润滑剂的选择	201	21.13.5 传动参数与啮合参数的影响	243
21.10.2 润滑油润滑, 润滑油品种的选择	201	21.13.6 材料与齿轮加工的影响	246
21.10.3 油的性能的选择	204	21.13.7 啮合精度等级的影响	246
21.10.4 供油 (浸油润滑, 喷油润滑, 油雾润滑)	206	21.13.8 对齿轮噪声的其他影响因素	249
21.10.5 油温, 油的养护, 油的监控, 油的更换	210	21.13.9 轴承的影响	250
21.10.6 润滑脂润滑	211	21.13.10 箱体的散射性能	250
21.10.7 其他 (固体润滑, 自润滑)	212	21.13.11 防护噪声的辅助措施	250
21.10.8 21.10节的参考文献	212	21.13.12 21.13节的参考文献	251
21.11 功率损耗, 效率, 发热	214	第二十二章 圆柱齿轮传动——参数设计、计算与结构设计	253
21.11.1 符号与单位	214	22.1 传动装置的参数设计	253
21.11.2 功率损耗	215	22.1.1 设计步骤	253
21.11.3 效率	221	22.1.2 传动装置的结构型式, 与电动机和工作机的联接	253
21.11.4 热平衡 (冷却, 加热)	221	22.1.3 总传动比在传动装置各级的分配	253
21.11.5 例题	223	22.1.4 主要尺寸的估算: 直径、中心距	255
21.11.6 21.11节的参考文献	223	22.1.5 齿宽 b 或比值 b/d_1 , b/a 的选择	257
21.12 齿轮加工	226	22.1.6 齿数 z_1 及模数 m 的选择	260
21.12.1 加工原理	226	22.1.7 直齿啮合, 斜齿啮合, 螺旋角	264
21.12.2 各种加工方法的应用范围及特点	227	22.1.8 基本齿廓及变位的选择	266
21.12.2.1 滚铣法	227	22.1.9 啮合参数计算	268
21.12.2.2 滚插法	229	22.1.10 轴承载荷: 计算用图见 20.5.6 节	269
21.12.2.3 滚刨法	232	22.1.11 参数设计流程图及实例	269
21.12.2.4 成形铣削	232	22.1.12 参考文献	269
21.12.2.5 成形插削	232	22.2 圆柱齿轮传动结构设计	272
21.12.2.6 拉齿	232	22.2.1 传动结构型式及齿轮的布置	272
21.12.2.7 滚剃	233		

22.2.2 与原动机和工作机的联接	272	22.4 塑料齿轮	344
22.2.3 齿轮结构设计	279	22.4.1 与钢齿轮的对比特性,应用	344
22.2.4 蜗轮轴结构设计	286	22.4.2 齿轮的材料与制造	345
22.2.5 箱体结构设计	287	22.4.3 热塑性材料齿轮制造中的特殊 问题	346
22.2.6 轴承结构和轴承选择	293	22.4.4 符号与单位	346
22.2.7 轴、密封与箱盖的结构设计	294	22.4.5 塑料齿轮的承载能力	347
22.2.8 平衡	295	22.4.6 设计要点	354
22.2.9 22.2节的参考文献	296	22.4.7 计算用图及算例	354
22.3 承载能力验算、计算图表、算例	297	22.4.8 22.4节的参考文献	356
22.3.1 符号与单位	302	22.5 特种齿轮传动装置及其应用	356
22.3.2 一般的影响参数	308	22.5.1 带有简单行星轮的行星齿轮 传动	356
22.3.3 点蚀承载能力	325	22.5.2 小齿侧间隙的齿轮传动装置	363
22.3.4 齿根承载能力	330	22.5.3 有关精密机械特少齿数齿轮	365
22.3.5 胶合承载能力(热胶合)	337	22.5.4 椭圆齿轮及偏心齿轮	368
22.3.6 冷胶合的评述	342		
22.3.7 磨损承载能力	342		

第二十章 传动装置——概述(功能,基本关系,结构型式,结构尺寸,运动方程,轴承载荷)

图20.1所示为一机械装置的原理结构。工作机械的转速 n_b 和所需转矩 T_b 由工作过程事先给定。例如 $\ominus$ ：

- 1) 在压气机中, n_b 为常数并且很高, T_b 亦为常数(保证经济性);
- 2) 在传送带, 水泥磨或某些机床中, n_b 低, T_b 大而且为常数;
- 3) 变速变矩工况: 在载重汽车启动时, n_b 低而 T_b 大; 在平地行驶时 n_b 高而 T_b 小;
- 4) 具有不同速度的直线进给运动(机床, 阀门挺杆)。

动力机的转速 n_a 及转矩 T_a 在一般情况下不适应上述要求。例如: 通常使用的三相异步电动机由于成本方面的原因多数制成2极, 4极或6极的型式, 当电网频率为50Hz时, 它们的转速也因之确定(大约为3000、1500或750r/min)。内燃机也只是在一个很小的转速范围内才能经济运行。中小功率涡轮机由于同样的原因设计成高速。

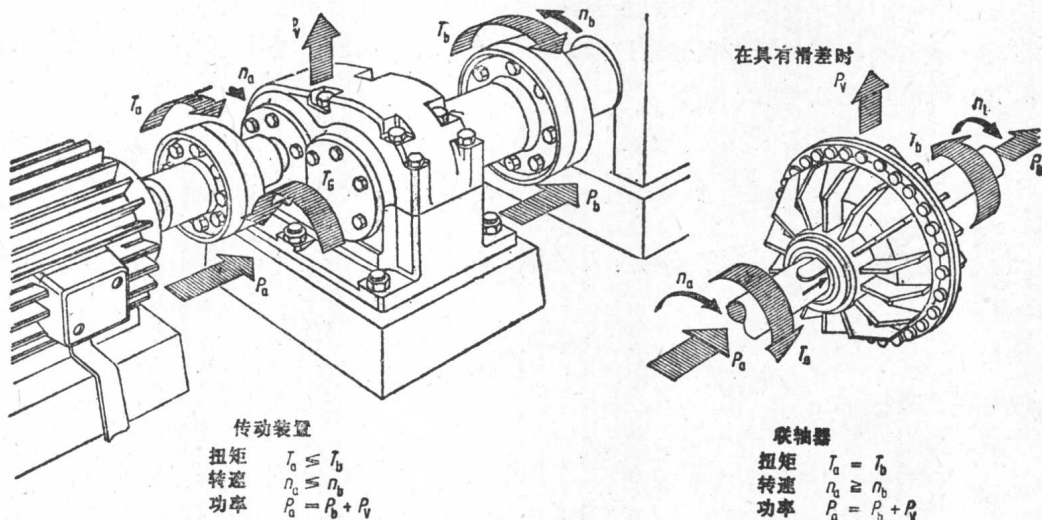


图 20.1 在功率传递过程中传动装置和联轴器的输入和输出端关系

传动装置改变动力机的转速和转矩使其满足工作机械的需要。

根据工作过程的类型可采用定传动比传动装置或变传动比传动装置(变速传动装置)。

对于转速变化的工作机械, 还常选用一种由速度可调节的驱动装置(电动机或传动装置)和与之串接的定速比传动装置(低速运转)所构成的组合(参照第20.4节)。

$\ominus$ 这里以及今后大多数章节中将使用齿轮标准DIN3960中的符号。注脚a: 主动轮或输入端; 注脚b: 从动轮或输出端(注脚1用于小轮, 注脚2用于大轮)。当有可能(同a代表顶圆, b代表基圆)发生混淆时, 在必要的情况下采用 $\bar{a}$ 、 $\bar{b}$ 。

图20.2对带有传动装置和不带有传动装置两种固定不动的驱动装置进行了对比。当所需转矩变化时,使动力机仍按额定功率工作,而由传动装置来改变转矩,通常这样做比较经济。

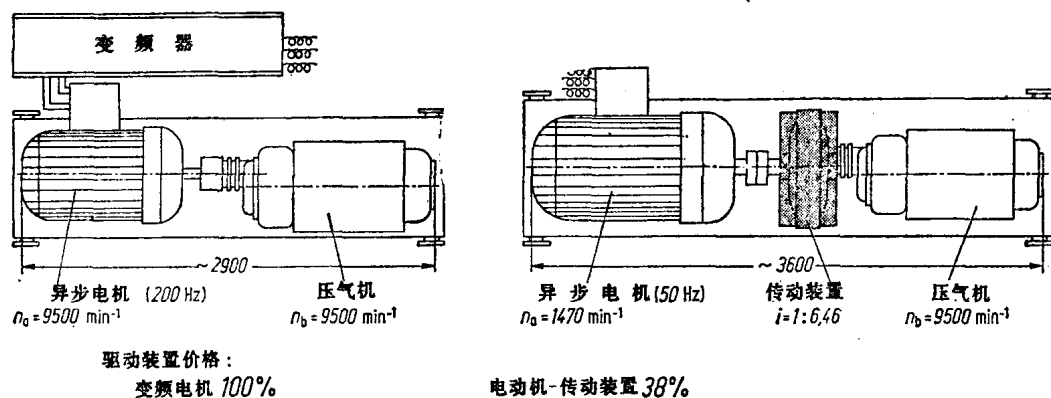


图 20.2 轴流式压气机 ($P = 500\text{kW}$) 输入装置费用比较: a) 无传动装置 b) 带传动装置

传动装置原则上由三部分组成,即:输入轴,输出轴及机座(机箱),在机座中两根轴通过机械,电气,液力或气动等方式相联结。同时机座把支承力矩传给地基。

相反,联轴器只有两个组成部分:输入和输出,两者实质上是同轴的,有时可能也有机箱,但它在力流中没有作用。

20.1 传动装置与联轴器的基本特性

(1) 转速,传动比。下述关系(符号见图20.1)描述了传动装置的作用,而与其结构型式无关:

$$\text{传动比} \quad i = \omega_a / \omega_b = n_a / n_b \quad (20.1)$$

在传动装置中又分为:

1) 减速传动: $n_b < n_a$, 增速传动: $n_b > n_a$;

2) 输入与输出轴可同向也可反向转动(正负符号规定见后)。

在联轴器中,输入和输出轴永远同向转动。在刚性联轴器中 $i = 1$; 在滑差联轴器中(例如液力偶合器) $n_b < n_a$, 即 $i > 1$ (在制动这一极端情况下 $n_b = 0$)。联轴器一般不适用于减速传动,也即不适用于带有滑差的连续运转;它很不经济;按传动比不同,这时将有很大一部分功率以热的形式被消耗掉。

(2) 功率,功率损失,效率。如果把输出轴传出的功率以及作为损失消耗的功率 P_v 作为负值,则输入传动装置功率的总和应该为零,即:

$$\Sigma P = P_a + P_b + P_v = T_a \omega_a + T_b \omega_b + P_v = 0 \quad (20.2)$$

$$\text{功率损失(发热损失)} \quad P_v = P_a (1 - \eta_G) \quad (20.3)$$

传动装置总功率损失由力传递部位的损失 P_B , 轴承载荷产生的损失 P_{VLP} 以及空转损失 P_{V0} 组成:

$$P_v = P_B + P_{VLP} + P_{V0} \quad (20.4)$$

1) P_B 将针对各种传动型式按特定的方法求得,例如在齿轮传动装置中为啮合损失 $P_{\text{齿}}$,在摩擦轮传动中为摩擦损失 P_R 。

2) P_{VLP} 对于滚动轴承见第14.3节,滑动轴承见第15.3节。蜗杆传动的概略值见第25.5.5节(在一定限制下也可用来估计其他传动型式的量值)。

3) P_{V0} 包括可能存在的溅油损失、通风冷却及密封的摩擦功耗等空转损失。它们在很大程度上取决于结构和工作条件,因此主要由试验确定。蜗杆传动的概略值见第25.5.4节。

(3) 效率。总效率为

$$\eta_G = P_b/P_a = T_b/(iT_a) = P_b/(P_b + P_v) = (P_a - P_v)/P_a \quad (20.5)$$

为了估算力传递部位的功耗,还可以专门定义一个效率。例如在齿轮传动中,定义一个啮合效率 $\eta_s = (P_a - P_{v,s})/P_a$ 。

在联轴器中 $T_a = T_b$,所以 $\eta = 1/i = n_b/n_a$ 。如果将比值 $(n_a - n_b)/n_a$ 表示为滑差率 s ,则得 $\eta = 1 - s$, $P_v = sP_a$ 。

(4) 转矩,转矩比。一般情况下,在传动装置里作用着三个力矩。根据平衡条件,有:

$$T_a + T_b + T_G = 0 \quad (20.6)$$

传动箱体上作用着支承力矩 T_G ,它通过地脚螺栓或转矩支承装置传递到基础上。在考虑自重情况下悬挂式传动装置的计算见第22.2.2节。根据式(20.2, 20.3),扭矩比

$$i_T = T_b/T_a = -\eta_G n_a/n_b = -\eta_G i \quad (20.7)$$

在高效率的功率传动场合,实用上取 $i_T = i$ 。在齿轮啮合时, i_T 见第21.1.4节。

在联轴器中(任意结构型式,具有或不具有滑差),始终为 $T_a + T_b = 0$ 。因此联轴器不用把支承力矩传递到基础上, i_T 始终为1。

(5) 正负号规定^[20/23]

1) 同向转动的平行轴具有相同的转速符号。

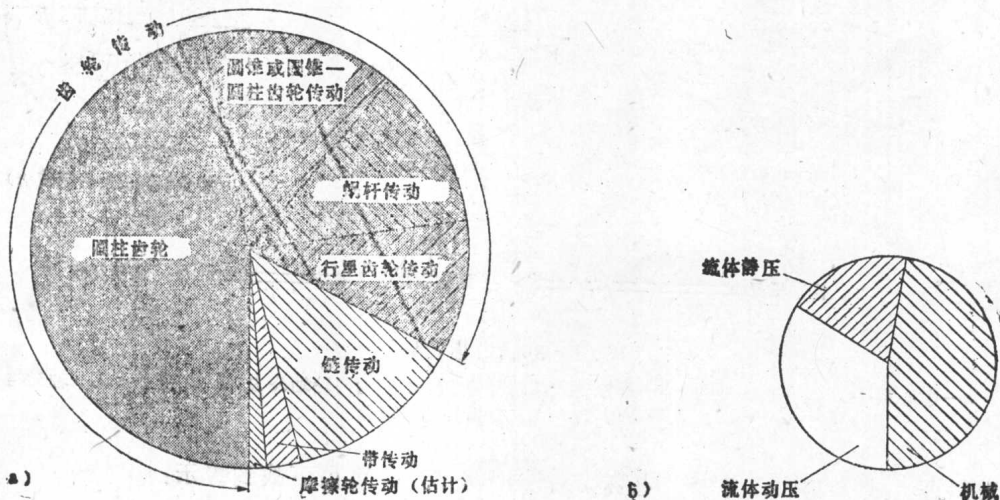


图 20.3 传动装置产品的分配 (根据VDMA1977年统计)

a) 定传动比传动装置 b) 变速传动装置

- 2) 输入轴转速 n_a 与转矩 T_a 符号相同, 输出轴 n_b 与 T_b 符号相反。
- 3) 输入功率为正, 输出功率为负。

20.2 前期设计步骤——设计任务书 (对照说明书)

第1步: 如果对各种传动装置的型式、结构特性和应用有足够了解 (第20章将对此论述), 人们在多数情况下就能很快判别, 在圆柱齿轮传动、蜗杆传动或链传动等传动型式采用哪一种比较合适。

第2步: 在设计开始之前, 必须谨慎地明确及汇总对传动装置所提示的要求、工作条件和希望、以及迄今为止的各种经验——这是进行最佳设计的前提和防止失误的最好手段。

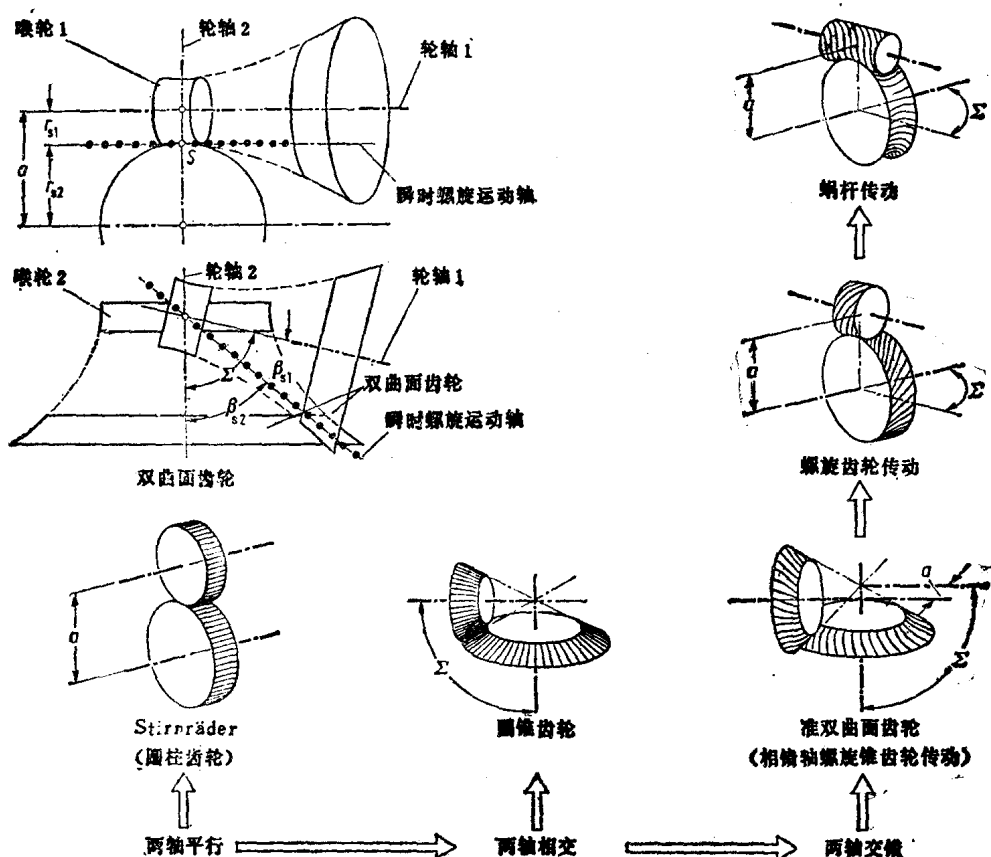


图 20.4 齿轮副

a —中心距 $r_{s1,2}$ —喉部半径 S —螺旋交点 (瞬时螺旋运动轴与轮轴公法线之交点) Σ —轴交角
 $\beta_{s1,2}$ —螺旋交点处的螺旋角

为制订上述的设计任务书 (也称为对照说明书), 可由下找到提示:

- 1) 各种定传动比传动及圆柱轮传动的特点见表22-1-1;
- 2) 其他齿轮传动及链传动、皮带传动和摩擦轮传动的特点见有关章节;
- 3) 变速传动见第20.4节。

20.3 定传动比传动

绝大多数为机械传动（比较图20.3）。它们能适应大多数输入装置的要求，购置和使用费用都很便宜，并且结实可靠、保养简单；对所有工作环境都能找到合理的解决方案。对于有转矩限制要求的平缓起动，在某些情况下需要附加装备（例如：液压传动装置、滑差离合器）。所述各种传动装置的技术数据见表20.1。

工作原理：齿轮，链以及齿形带传动靠齿形啮合工作，传动比在这里仅仅取决于轮齿齿数。在带（齿形带除外）及摩擦轮传动装置中，圆周力通过摩擦传递；其滑差率视载荷大小可达1~3%；传动比因此也作相应的变化（但在恒定的工作条件下，仍能均匀地传递运动）。

在齿形啮合中（例如齿轮）压紧力主要在周向作用。在摩擦传动中两个力相互垂直，当摩擦系数 $\mu = 0.1$ 时、接触部分可传递的圆周力仅仅是正压力的十分之一。这就是摩擦传动装置只能用于功率相对较小场合的主要原因。

20.3.1 齿轮传动

这是用得最多的传动型式，适用于各种轴的位置（图20.4）、功率、转速和传动比。其结构尺寸及重量见图20.12~20.14（同时参看图20.19）。它的优点为：构造简单、运转可靠、维护简便、尺寸小和效率高（注意在蜗杆及螺旋齿轮传动中的条件）。

缺点：力为刚性传递，因啮合误差和轮齿刚度的波动产生振动及运转不均匀性（例如，在切削过程中导致产生波纹度），运转噪声较高（蜗杆传动例外）。因此，有可能时要事先考虑采用弹性联轴器或一级带传动。

（1）圆柱齿轮传动，它的设计和制造最容易掌握，结构型式见图20.5。

1) 直齿圆柱齿轮最容易制造（包括有屑与无屑加工），不产生轴向力，因此首先适合于圆周力大的场合，即用作大型低速齿轮副（当精度较高时，例如在航空发动机中也可用至100m/s的圆周速度），但噪声性能不好。

2) 斜齿圆柱齿轮运转较平稳：每对轮齿从其中一个齿的端角开始，渐次进入啮合，并同样地渐次脱离啮合。承载能力也比直齿轮高。缺点：有轴向力（故轴承较贵）。

3) 人字齿轮中轴向力消失（如果韶轮或大齿轮可沿轴向游动），齿宽可加大；在两斜齿之间必须设置退刀槽；在左、右齿偏差不同时常会产生轴向颤振。真正的人字齿轮（无退刀槽）只能在专用机床上（或用指型铣刀）加工，不可能进行符合啮合原理的磨齿。

在高速传动装置中，斜齿轮的轴向力可以借助推力环来抵消，这里由于相对速度较小，功率损失明显地较推力轴承中低。当力的方向变化时，推力环设于小齿轮的两侧（见图22.2.25）。

4) 内齿啮合圆柱齿轮，即内齿圈（直齿、斜齿或人字齿）。它具有较小的中心距。在开式传动中，轮缘对轮齿啮合构成一个自然的保护；由于齿面的内凹，齿侧相互紧贴，因此得到高的齿面承载能力（通常调质钢已足够）。但齿的加工比较困难——仅在有限的情况下才能进行磨齿；同时存在着特殊的支承问题（韶轮部份地为悬臂支承）。

（2）圆锥齿轮传动。结构型式见图20.6。效率较蜗杆传动高。与圆柱齿轮相比：设计，制造与装配较难掌握，韶轮大多数采用悬臂支承，它必须沿轴向可以调整（检验接触斑

表 20.1 定传动比传动装置的应用范围和特性参数

传 动 型 式	最 大 功 率 kW		传 动 比		最大圆周速度 m/s		最高转速 r/min	总 效 率 % ^⑩		结 构 体 积		重 量 kg/kW ^⑬
	正 常 (标准系列)	最 大	正 常 (标准系列)	最 大	正 常 ③	最 大 ①		从	至	功 率 dm ³ /kW		
齿 轮 传 动	圆柱齿轮传动	3000	65000	1~800 ^{⑬⑭}	1000	50	210	150000	93 ^③	99 ^③	0.6~0.2	1.8~0.4
	行星齿轮传动	2000	35000	3~13 ^④	3~35 ^⑤	50	100	100000	98	99	0.4~0.15	1.0~0.2
	圆锥齿轮传动	500	4000	1~5 ^①	8 ^①	40	130	50000	97	98	0.7~0.4	2.5~0.6
	准双曲面齿轮传动	300	500 ^③	4~8 ^①	1~50 ^①	30	50	20000	50 ^③	90 ^③	0.8~0.5	3.0~0.7
	蜗杆传动	500	1000 ^④	5~700 ^⑭	800 ^②	——见圆锥齿轮及圆柱齿轮传动——		85 ^④		96 ^④	0.7~0.3 2.0~0.5	
蜗 杆 传 动	蜗杆-圆柱齿轮传动	120	1000	5~50 ^⑪	1~300 ^⑪	25	70	40000	50~96 ^⑫	20~97 ^⑫	0.5~0.2	4.5~0.2
	蜗杆-圆锥齿轮传动	100 ^⑮	250 ^⑮	(40~280) ^②	>1000 ^②	——见蜗杆传动及圆柱齿轮传动——		50		95	0.6~0.3	10~4.0
	圆柱-螺旋齿轮传动	8	80	1~5	100	20	50	20000	50	95	2.5~1.0	3.0~1.5
链 传 动	200	4000	1~6	10	10	40	10000	97	98	2.0~0.5	10~6	
带 传 动	平行带传动	150	3600	1~5	20	60	120	200000	96	98	4.0~0.5	6.0~1.5
	三角带传动	100	4000	1~8	15	25 ^⑮	40 ^⑮	8000	92	94	3.0~0.4	5.0~1.0
	齿形带传动	100	400 ^⑮	1~8	12	40	70	30000	96	98	1.0~0.25	4.0~1.0
摩 擦 轮 传 动	(25)/10 ^⑯	200	1~6	(10)/18 ^⑰	25	50	10000	90	98	20~3.0	30~8.0	

①单级。

②根据级数。

③正常,油润滑98~99%;低速级大齿轮93~95%。

④简单行星传动,单级。

⑤带双行星轮的行星传动,单级。

⑥机械制造。

⑦网轮,飞机。

⑧用于大传动比。

⑨用于小传动比。

⑩在三级圆柱齿轮传动装置中。

⑪减速;增速;5~15。

⑫随传动比增大,降低。

⑬见图20.12~14。

⑭18000,射电望远镜;=2.2×10⁴。

⑮多数为电(动)机减速器(无冷却风扇)。

⑯每级,在全负载,在部分负载,有一部分明显地减小。

⑰(钢-钢)/钢-软质材料。

⑱皮带宽度限制。

⑲标准三角带传动(窄三角带+20%)。