

机床设计手册

2 零件设计

(上册)

机械工业出版社

TG 502-62

J 11

21

C12

机床设计手册

第二册

(上)

零件设计

《机床设计手册》编写组 编

6126 50

机械工业出版社

1979

《机床设计手册》共分五册。第一册：通用标准资料；第二册：零件设计；第三册：部件、机构及总体设计；第四册：液压和气动系统设计；第五册：电力传动及控制系统设计。

第二册（上）内容包括九章：计算条件的确定；带传动；链传动；渐开线圆柱齿轮传动；圆锥齿轮传动；蜗杆传动；丝杠螺母传动；轴；滚动轴承。

第二册（下）内容包括六章：滑动轴承；静压轴承；联轴器；离合器；制动器；机床大件。

《机床设计手册》可供从事机床设计的工人、技术人员使用，也可供其他有关专业人员和大专院校师生参考。

机床设计手册

第二册

（上）

零件设计

《机床设计手册》编写组 编

*

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南街一号）

（北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号）

成都人北印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

*

开本 787×1092¹/₁₆·印张 85.5 ·插页 2 ·字数 2,782千字

1980年 8 月广西第一版·1983年 2 月成都第二次印刷

印数 40,001—48,500 上、下册定价7.95元

*

统一书号：15033·4740

编写说明

本手册是在第一机械工业部机械科学研究院的组织和各省市机械局的支持下，由一机部机床研究所、广州机床研究所、内江机床电器研究所和有关工厂、大专院校及科研单位集体编写的。

第二册由一机部机床研究所负责组织，参加编写的人员为：

主 编：一机部机床研究所何伯吹。

副主编：一机部机床研究所汪星桥、盛伯浩。

第一章(计算条件的确定)：一机部机床研究所盛伯浩、汪星桥。

第二章(带传动)：大连工学院孔庆梅，一机部机床研究所蒋鸿章、陈祖琛。

第三章(链传动)：大连工学院孔庆梅，一机部机床研究所蒋鸿章、陈祖琛。

第四章(渐开线圆柱齿轮传动)：重庆机床厂胡长宣，重庆长江机床厂田培棠，天津大学张景仕，一机部机床研究所汪星桥、蒋鸿章。

第五章(圆锥齿轮传动)：天津第一机床厂盛传伦、胡庆祺，一机部机床研究所潘桂森、蒋鸿章，济南第一机床厂岑益南，重庆大学郑昌启。

第六章(蜗杆传动)：天津大学张宝兴，重庆机床厂韩克章、邹少鄂、张成昆、杨华骥，一机部机床研究所蒋鸿章、潘桂森。

第七章(丝杠螺母传动)：武汉重型机床厂刘振岐，南京工艺装备厂郭德纮，一机部机床研究所周延祐、顾天馨、蒋鸿章、姜学文，东北工学院王启义，上海机床厂丁振乾，广州机床研究所林启开。

第八章(轴)：一机部机床研究所陈循介、刘立、汪星桥，济南第一机床厂林广琦。

第九章(滚动轴承)：大连工学院韩东振，一机部机床研究所汪星桥、姜学文。

第十章(滑动轴承)：昆明工学院连关培、黄泰生，一机部机床研究所盛伯浩，上海师范学院张建中。

第十一章(液体静压轴承)：上海机床厂丁振乾，广州机床研究所林启开，一机部机床研究所蒋鸿章、盛伯浩、刘立，北京工业大学邓乃扬。

第十二章(联轴器)：汉江机床厂徐肇铭，一机部机床研究所曹石坚、汪星桥。

第十三章(离合器)：上海交通大学丁振华，一机部机床研究所周延祐、曹石坚、蒋鸿章、孙永旭、王淑静，沈阳第三机床厂关哲仁，三明机床厂陈建章。

第十四章(制动器)：上海第一机床厂瞿宝新，一机部机床研究所周延祐、曹石坚。

第十五章(大件)：一机部机床研究所盛伯浩，合肥工业大学王善庆，第二汽车厂酆明，昆明工学院郭香生，中捷人民友谊厂朱受溥，西安交通大学张涵埽，南京第二机床厂侯德仪。

在第二册的编辑出版过程中，曾较长时间参加工作的还有：三明机床厂陈海泉，一机部机床研究所张新贤、刘淑兰、方英、裴聿修、刘一军、陆汉文、马琴、陈雨田，武汉机床厂贾爱珍，天津第一机床厂刘洁珍，重庆机床厂李秋云、黄小清，武汉重型机床厂张之圆、张国庆等同志。

在第二册的编写过程中，曾多次到有关单位进行调查研究、征求意见，并请他们审校稿件。很多工厂、大专院校和科研单位对手册给予了大力支持和协助，我们在此表示深切的感谢。浙江大学赵仲敏、清华大学郑林庆、西安交通大学朱家玮、上海机床厂马金荣、南京机床

厂卢国声、青海第二机床厂马光里、天津市机床电器厂罗绍宇等同志曾担任本册部分稿件的特约审稿工作，在此一併致谢。

本手册第一册和第五册已经出版，限于当时条件，未曾写明编写者姓名，现补署如下：

第一册 通用标准资料

主 编：一机部机床研究所何伯吹。

副主编：一机部机床研究所汪星桥。

编写者：齐齐哈尔第一机床厂赵嗣龙、程先本、刘锡久，昆明机床厂冯立典，重庆机床厂胡长宣、高玉清，济南第二机床厂刘清俊，汉江机床厂徐肇铭，长沙机床厂滕康侯，烟台机床附件研究所郭志诚，武汉机床厂周顺英，哈尔滨工业大学李国伟，一机部机床研究所陈祖琛、盛伯浩、潘桂森、蒋鸿章、曹石坚、刘立、周景田、何德康、李英、姜学文、孙永旭、王淑静、陈光权、周延祐、汪星桥。

第五册 电力传动及控制系统设计

主 编：内江机床电器研究所王树楷。

副主编：内江机床电器研究所许勋周，武汉重型机床厂苑卫东。

编写者：西安交通大学揭鸿运、伍恩华，上海机床厂宋浩元，华中工学院王离九，北京第二机床厂胡国宝，天津大学吕家元、穆大才，哈尔滨工业大学夏德黔，昆明机床厂邹柏发，一机部机床研究所李洪洲，苏州电加工研究所杨永武，武汉重型机床厂苑卫东，内江机床电器研究所王兆铮、康仁松、章楚萍、许勋周、王树楷。

由于我们水平有限，手册中可能还有不少缺点和错误，希望广大读者给予批评指正。

《机床设计手册》编写组

1979年6月

《机床设计手册》编辑委员会

主任委员：一机部机床研究所张克昌。

副主任委员：一机部机械科学研究院陈明基，一机部机床研究所周延祐，机械工业出版社刘恒杰，武汉重型机床厂杨执勤，西安交通大学陶钟。

委 员：一机部机床研究所何伯吹、汪星桥，广州机床研究所杨迈、陈松楷、伦祖舜，内江机床电器研究所王树楷，沈阳第一机床厂夏有耀，天津第一机床厂汤心豫，清华大学易锡麟，哈尔滨工业大学吴盛林。

第二册(上) 目录

第五篇 机床零件设计

第一章 计算条件的确定	1	统刚度	55
一、概述	1	(三) 根据传动精度来确定传动系统刚度	55
二、计算转速	1	六、主传动系统运转温度的计算条件	57
(一) 主轴的计算转速	1	(一) 主传动系统空载运转的功率消耗	57
(二) 主传动系统传动件的计算转速	2	(二) 箱体平均温升计算	57
(三) 进给系统的计算转速	3	(三) 主轴轴承和主轴箱壁的允许运转温度	58
三、计算载荷	4	附录 功率利用系数 K_N 和转速变化系数 K_n 的 计算公式	59
(一) 主传动系统的额定载荷	4	第二章 带传动	63
1. 专用机床和专门化机床的额定载荷	4	一、概述	63
2. 中型通用机床的额定载荷	4	1. 带传动的特点及选用	63
3. 大型机床和高精度精密机床的额定载荷	5	2. 带传动的失效形式及设计原则	63
(二) 进给机构的额定载荷	5	二、普通三角胶带传动	66
(三) 计算载荷与额定载荷的关系	6	(一) 三角带的结构特点及规格	66
(四) 主传动系统的疲劳强度计算载荷	6	1. 三角带的结构特点	66
1. 功率利用系数 K_N	8	2. 型别和断面尺寸	67
2. 转速变化系数 K_n	8	3. 三角胶带的长度系列	67
3. 工作期限系数 K_T	17	(二) 三角胶带的传动计算	67
4. 材料强化系数 K_G	20	(三) 三角胶带传动的计算例题	67
5. 寿命系数 K_s 的确定	21	(四) 三角带带轮	67
四、机床刚度的计算条件	24	1. 带轮的结构	67
(一) 弹性变形对工作条件影响的计算条件	25	2. 带轮的材料	72
(二) 弹性变形对几何精度和定位精度影响的 计算条件	26	3. 带轮轮槽尺寸及技术要求	72
(三) 弹性变形对加工精度影响的计算条件	26	4. 带轮工作图示例	77
1. 根据切削力变化引起的变形来确定机床系统 的最小刚度值	26	三、多楔带传动	77
2. 根据机床刚度变化引起的变形来确定机床 系统允许的刚度变化值	28	(一) 多楔带的结构特点及规格	78
(四) 刚度对抗振性影响的计算条件	32	1. 多楔带的结构特点	78
1. 根据受迫振动对加工精度的影响来确定 机床刚度	32	2. 型别和断面尺寸	79
2. 根据不出现切削自激振动的条件来确定 机床刚度	36	3. 多楔带的长度(推荐)系列	79
五、传动系统刚度的计算条件	45	(二) 多楔带的传动计算	79
(一) 根据不出现摩擦自振的条件来确定传动 系统刚度	45	(三) 多楔带传动的计算例题	84
1. 根据运动部件不出现爬行的条件来确定传 动系统刚度	45	(四) 多楔带带轮	85
2. 根据传动件不出现抖动的条件来确定传动 系统刚度	51	四、高速平型带传动	86
(二) 根据微量进给的灵敏度来确定传动系		(一) 高速平型带的结构特点及规格	86

(三) 塔轮直径的计算例题	91	1. 齿厚	148
六、同步齿形带传动	93	2. 啮合角	148
(一) 同步齿形带的主要参数及规格	93	3. 中心距变动系数和中心距变动模数	148
(二) 同步齿形带的传动计算	93	4. 齿顶高降低系数和齿顶高降低模数	150
(三) 齿形带带轮的结构和尺寸	97	5. $\xi_0 - \lambda_0 - \sigma_0 - \alpha$ 的函数表	151
1. 常用的带轮结构	97	(三) 变位对啮合质量的影响及验算	167
2. 带轮的主要参数和尺寸	98	1. 根切	167
3. 带轮的公差及技术要求	99	2. 过渡曲线干涉	167
七、传动带的张紧	99	3. 齿顶厚	172
(一) 传动带的初拉力 S_0	101	4. 重叠系数	172
1. 初拉力的测量方法	101	5. 滑动比	174
2. 各类胶带初拉力 S_0 的推荐值	101	6. 压强比	174
(二) 传动带的张紧方式	103	(四) 变位齿轮在机床中的应用	176
第三章 链传动	105	(五) 变位系数的选择	176
一、概 述	105	1. 直齿外接圆柱齿轮传动变位系数的选择	176
二、链条的基本参数和尺寸	105	2. 斜齿外接圆柱齿轮传动变位系数的选择	186
(一) 套筒滚子链	105	3. 直齿内接圆柱齿轮传动变位系数的选择	186
(二) 齿形传动链	105	4. 齿轮齿条传动变位系数的选择	187
三、链传动的设计计算	109	三、圆柱齿轮传动的几何计算	188
四、链 轮	119	(一) 圆柱齿轮传动几何参数的选择	188
(一) 套筒滚子链链轮	119	(二) 直齿圆柱齿轮传动的几何计算	188
1. 链轮的主要尺寸及齿形参数(按GB1244-76)	119	(三) 斜齿外接圆柱齿轮传动的几何计算	190
2. 链轮的公差及技术要求	122	(四) 直齿及斜齿圆柱齿轮传动几何计算实例	194
3. 链轮工作图示例	123	1. 非变位直齿外接圆柱齿轮传动几何计算实例	194
(二) 齿形链链轮	126	2. 高度变位直齿外接圆柱齿轮传动几何计算实例	195
1. 链轮的主要尺寸及齿形参数(按JB1840-76)	126	3. 角度变位直齿外接圆柱齿轮传动几何计算实例	195
2. 齿形链链轮公差(按JB1840-76)	127	4. 非变位斜齿外接圆柱齿轮传动几何计算实例	196
附 录: 切制齿形链链轮齿成形铣刀资料	128	5. 高度变位斜齿外接圆柱齿轮传动几何计算实例	197
(三) 链轮材料及其热处理	129	6. 角度变位斜齿外接圆柱齿轮传动几何计算实例	197
五、链传动的布置、润滑及张紧方式	129	7. 非变位直齿内接圆柱齿轮传动几何计算实例	199
(一) 链传动的布置	129	8. 高度变位直齿内接圆柱齿轮传动几何计算实例	199
(二) 链传动的润滑	130	9. 角度变位直齿内接圆柱齿轮传动几何计算实例	200
(三) 链传动的张紧	132	(五) 螺旋齿轮传动的几何计算	200
第四章 渐开线圆柱齿轮传动	134	(六) 齿轮齿条传动的几何计算	205
一、概 述	134	(七) 变齿厚圆柱齿轮传动的几何计算	205
(一) 机床中常用的渐开线圆柱齿轮传动种类	134	四、圆柱齿轮齿厚的测量	206
(二) 常用名词术语的代号及意义	135	(一) 圆柱齿轮齿厚测量方法的选择	206
(三) 圆柱齿轮啮合原理	137	(二) 公法线长度测量法	207
1. 渐开线及其特性	137	(三) 固定弦齿厚测量法	220
2. 渐开线齿轮啮合的特点	143	(四) 圆棒跨距测量法	222
3. 斜齿圆柱齿轮传动的特点	143		
(四) 基准齿形参数	145		
1. 渐开线圆柱齿轮基准齿形 (GB 1356-78)	145		
2. 齿形修缘	145		
3. 齿轮模数系列 (GB 1357-78)	146		
二、齿轮的变位	146		
(一) 齿轮变位的原理	146		
(二) 变位齿轮的啮合特点	148		

五、圆柱齿轮传动和齿轮齿条传动公差	224	7. 锥齿轮的修缘	288
(一) 圆柱齿轮传动公差	224	(二) 机床锥齿轮的常用加工方法	288
1. 精度等级及其选择	224	1. 直齿锥齿轮的加工方法	288
2. 基本定义和代号	225	2. 弧齿锥齿轮的加工方法	289
3. 精度检验项目的选择	229	三、圆锥齿轮的分类与齿型选择	290
4. 精度规范	230	四、圆锥齿轮传动的几何计算	292
5. 侧隙规范	236	(一) 各类齿型的基本参数	292
6. 齿坯公差	246	(二) 直齿锥齿轮的几何计算	294
7. 箱体公差	248	1. 原始设计参数的确定	294
(二) 齿轮齿条传动公差	250	2. 直齿锥齿轮的几何计算及实例	298
1. 基本定义和代号	250	3. 正交等比传动直齿锥齿轮的主要尺寸	301
2. 精度检验项目	250	(三) 普通弧齿锥齿轮的几何计算	302
3. 齿条公差	250	1. 原始设计参数的确定	302
4. 齿条毛坏公差及箱体公差	251	2. 普通弧齿锥齿轮的几何计算及实例	306
六、圆柱齿轮传动的强度计算	253	3. 正交等比传动普通弧齿锥齿轮的主要尺寸	308
(一) 轮齿的主要损坏形式	253	(四) 等高弧齿锥齿轮的几何计算	309
(二) 齿轮的常用材料和许用应力	253	1. 原始设计参数的确定	309
(三) 圆柱齿轮传动强度的图表算法	253	2. 等高弧齿锥齿轮的几何计算及实例	309
(四) 圆柱齿轮传动疲劳强度计算的基本公式	265	五、圆锥齿轮传动公差、表面光洁度	312
(五) 圆柱齿轮的静强度校核	266	(一) 制造精度及其选择	312
(六) 螺旋齿轮传动的强度计算	267	1. 精度等级与侧隙结合形式	312
七、圆柱齿轮的结构设计和典型工作图	268	2. 机床锥齿轮制造精度的选择	313
(一) 圆柱齿轮的结构形式	268	(二) 各种偏差和公差的定义与代号	313
(二) 圆柱齿轮的结构要素	269	(三) 精度规范和侧隙规范的检验项目	315
1. 插齿空刀槽	269	(四) 精度规范和侧隙规范	315
2. 剃齿空刀槽	269	1. 运动精度规范	315
3. 磨齿空刀槽	270	2. 工作平稳性规范	315
4. 滑移齿轮的齿端倒角	270	3. 接触精度规范	317
(三) 圆柱齿轮的典型工作图	271	4. 侧隙规范	319
第五章 圆锥齿轮传动	273	(五) 齿坯公差	320
一、概述	273	(六) 箱体公差	322
(一) 圆锥齿轮传动中常用名词术语的代号及意义	273	(七) 表面光洁度	322
(二) 圆锥齿轮传动啮合的基本概念	275	六、圆锥齿轮的材料、热处理和强度计算	322
1. 节角和齿数比的关系	275	(一) 圆锥齿轮的常用材料、热处理及其许用应力	322
2. 球面渐开线啮合和“8”字啮合	276	(二) 圆锥齿轮强度的图表算法	324
3. 当量圆柱齿轮	277	(三) 圆锥齿轮强度的公式算法	333
4. 当量正交锥齿轮	277	七、圆锥齿轮结构设计及工作图示例	334
5. 螺旋角和螺旋方向	278	(一) 圆锥齿轮的安装形式	334
6. 高度变位和切向变位	279	(二) 圆锥齿轮结构设计原则	335
7. 重叠系数	279	(三) 圆锥齿轮工作图示例	339
二、圆锥齿轮加工简介	282	第六章 蜗杆传动	340
(一) 圆锥齿轮加工的基本原理	282	一、概述	340
1. 产形轮展成加工原理	282	二、普通圆柱蜗杆传动	340
2. 压力角和刀号问题	283	(一) 常用名词、术语的代号及意义	340
3. 对角接触	285	(二) 普通圆柱蜗杆传动的基本概念	341
4. 齿线和齿廓曲率的修正	285	1. 普通圆柱蜗杆传动的啮合特点	341
5. 二次切削	286	2. 普通圆柱蜗杆螺旋面的形成原理及工艺	
6. 刀盘名义直径、刀顶距与齿角	287		

特点	345	九、蜗杆传动的散热计算	415
3. 蜗杆蜗轮旋向及回转方向的判断	345	十、蜗杆传动的结构设计和典型工作图	416
4. 相对滑动速度	345	(一) 蜗杆结构形式及尺寸比例	416
5. 瞬时接触线与油楔的形成	346	(二) 蜗轮结构形式及尺寸比例	416
6. 效率	346	(三) 典型工作图	418
7. 蜗轮的根切与面切	347	第七章 丝杠螺母传动	424
(三) 普通圆柱蜗杆传动的变位	348	一、概 述	424
1. 变位的目的	348	(一) 丝杠螺母传动的特点及应用	424
2. 变位的原理	348	(二) 丝杠螺母传动的分类	425
3. 变位蜗杆传动的几何特点	348	(三) 丝杠螺母传动的导程、效率和驱动扭矩	
4. 变位系数的选择	349	的计算	425
(四) 普通圆柱蜗杆传动的参数选择	349	二、滑动丝杠螺母传动	426
(五) 普通圆柱蜗杆传动的几何计算	355	(一) 梯形螺纹的牙型和尺寸	427
三、蜗杆斜齿轮传动	355	1. 30°梯形螺纹的牙型和尺寸	427
(一) 特点及应用范围	355	2. 15°、10°梯形螺纹的牙型和尺寸	432
(二) 蜗杆斜齿轮传动的参数选择	355	(二) 丝杠螺母的精度和光洁度	432
(三) 蜗杆斜齿轮传动的几何计算	355	(三) 丝杠螺母的材料和热处理	432
四、双导程圆柱蜗杆传动	357	(四) 丝杠螺母的设计计算	434
(一) 专用名词的代号	357	1. 耐磨性的计算	434
(二) 工作原理及特点	357	2. 稳定性的核算	436
(三) 特殊参数的选择与验算	358	3. 刚度的核算	437
(四) 双导程蜗杆传动的几何计算	362	4. 强度的核算	437
五、平面齿圆柱齿轮包络蜗杆传动	364	(五) 丝杠螺母的结构	437
(一) 专用名词的代号及意义	364	1. 接长丝杠	437
(二) 工作原理、特点及应用范围	365	2. 整体螺母	439
(三) 参数的选择及验算	367	3. 半螺母	440
(四) 平面齿包络蜗杆传动的几何计算	368	4. 开合螺母	440
(五) 齿厚的圆柱测量法	371	5. 消除间隙机构	440
(六) 平面齿轮及包络蜗杆的结构	371	(六) 丝杠的支承	446
六、机床分度蜗杆传动的设计	371	(七) 丝杠螺母工作图示例	450
(一) 参数选择的特点	372	1. SG 8630型高精度丝杠车床的丝杠、螺	
(二) 材料选择特点和极限滑动速度	373	母工作图	450
(三) 技术要求	373	2. S 7520型万能螺纹磨床的丝杠、螺母工	
(四) 传动间隙的调整及补偿措施	374	作图	450
七、圆柱蜗杆传动公差	376	3. X 255型双柱铣床的丝杠螺母工作图	454
(一) 精度等级及其选择	376	4. CA 6140型车床丝杠工作图	456
(二) 各种偏差和公差的定义与代号	377	三、滚珠丝杠螺母传动	457
(三) 蜗杆传动的检验项目	381	(一) 工作原理和特点	457
(四) 精度规范	382	(二) 结构型式	457
(五) 侧隙规范	390	1. 螺纹滚道法向截面形状	457
(六) 齿坯公差	399	2. 滚珠循环方式	458
八、蜗杆传动的材料和强度计算	401	3. 消除间隙和调整预紧的方法	459
(一) 蜗杆蜗轮的常用材料和许用应力	401	4. 滚珠的个数、圈数和列数	460
(二) 蜗轮上作用扭矩的确定	402	(三) 滚珠丝杠副的标注方法	460
(三) 圆柱蜗杆传动的强度计算	405	(四) 精度和表面光洁度	461
1. 图表计算法	405	1. 滚珠丝杠副的精度等级及应用范围	461
2. 圆柱蜗杆传动的强度计算公式	411	2. 各类机床滚珠丝杠副的推荐精度等级	461
(四) 平面齿圆柱齿轮包络蜗杆传动的强度验		3. 滚珠丝杠的螺距公差	461
算	412	4. 滚珠丝杠名义直径的形状和位置公差	462

5. 滚珠螺母螺距公差及名义直径的形状和位置公差	462	(二) 静压丝杠螺母的结构设计	518
6. 螺纹滚道的牙型公差及表面光洁度	463	1. 静压螺母油腔的结构形式	518
7. 滚珠丝杠副配用的滚珠精度及表面光洁度	463	2. 螺母两端的径向支承形式	519
8. 滚珠丝杠副装配后的径向间隙	463	3. 油腔进油孔的形式及其布置方式	519
(五) 材料及热处理	463	4. 静压丝杠螺母的回油方式	520
(六) 预紧	463	5. 密封方式	520
1. 预紧力的确定	463	6. 静压螺母的其它结构形式	520
2. 预紧后的附加摩擦扭矩	464	(三) 静压丝杠螺母主要参数的选择	521
3. 预紧后的传动效率	464	1. 螺纹半角 α 及其公差 $\Delta\alpha$	522
(七) 安装	464	2. 螺纹工作面高度 H	522
1. 支承方式	464	3. 螺距 t	522
2. 挠度的计算	469	4. 螺纹的公称直径 d	522
3. 防止逆转的方法	471	5. 油腔宽度 b	522
4. 注意事项	474	6. 油腔数量	522
(八) 滚珠丝杠副的承载能力及其选用	475	7. 螺母牙数 i	522
1. 按额定动载荷选用	475	8. 丝杠螺母的轴向间隙 h_0	522
2. 按额定静载荷选用	477	9. 螺纹牙顶、牙根的间隙 Z	522
3. 压杆稳定性的核算	477	10. 油腔深度 Z_0	522
4. 临界转速的核算	478	(四) 节流器的选择及布置	522
5. 刚度的核算	481	(五) 静压丝杠螺母的材料及热处理	523
(九) 润滑	485	1. 丝杠的材料及热处理	523
(十) 防护	485	2. 螺母的材料	523
(十一) W 系列外循环滚珠丝杠副系列尺寸	488	(六) 供油系统及润滑油	523
1. W 型 (有衬套)、 W_1 型 (无衬套) 外循环单螺母滚珠丝杠副	488	1. 供油系统	523
2. WCh 型 (有衬套)、 W_1 Ch 型 (无衬套) 外循环齿差调整预紧的双螺母滚珠丝杠副	490	2. 润滑油	523
3. W_1 L 型外循环螺纹调整预紧的不带衬套的双螺母滚珠丝杠副	492	(七) 静压丝杠螺母的设计计算	523
4. WD 型 (有衬套)、 W_1 D 型 (无衬套) 外循环垫片调整预紧的双螺母滚珠丝杠副	494	1. 计算公式	523
(十二) N 系列内循环滚珠丝杠副系列尺寸	496	2. 静压丝杠螺母设计计算举例	526
1. N 型内循环单螺母滚珠丝杠副	496	3. 静压丝杠螺母工作图示例	528
2. NCh 型内循环齿差调整预紧的双螺母滚珠丝杠副	498	第八章 轴	532
3. NL 型内循环螺纹调整预紧的双螺母滚珠丝杠副	500	一、概 述	532
4. ND 型内循环垫片调整预紧的双螺母滚珠丝杠副	502	二、轴径的估算	532
(十三) 滚珠丝杠副工作图示例	504	三、轴的结构设计	533
1. WCh 2506-3.5×1-B 外循环滚珠丝杠副工作图	504	(一) 轴的结构设计的基本要求	533
2. NCh 5006-3×1-B 内循环滚珠丝杠副工作图	509	(二) 结构设计中提高刚度的一些措施	533
四、滚动螺母丝杠传动	515	(三) 轴上零件的固定方式	534
五、液体静压丝杠螺母传动	518	1. 轴向固定	534
(一) 静压丝杠螺母传动的工作原理	518	2. 周向固定	538
		(四) 改善轴的装配及加工工艺性的一些措施	539
		(五) 轮毂与轴的配合长度及公差	541
		1. 轮毂孔与轴的配合长度	541
		2. 轮毂孔与轴的配合	541
		(六) 轴的技术要求及工作图示例	541
		四、轴的材料及热处理	542
		五、轴的受力分析	542
		(一) 传动件作用在轴上的力及其引起的支承反力的计算	544
		1. 直齿圆柱齿轮传动	544
		2. 斜齿圆柱齿轮传动	544

3. 锥齿轮传动	545	4. 有旋转负荷时的计算	585
4. 蜗杆传动	549	5. 推力轴承的最小轴向负荷	586
5. 带传动	550	6. 材料硬度对额定动负荷的影响	587
6. 链传动	550	(二) 按静负荷选择轴承	587
(二) 支承反力及弯矩的叠加	551	(三) 机床主轴轴承的精度计算	588
六、轴的刚度核算	551	(四) 滚动轴承及其支承的刚度计算	588
(一) 轴的允许变形量	551	1. 滚动轴承中的弹性位移	589
(二) 轴的弯曲刚度核算	551	2. 轴承配合表面的接触变形	590
1. 等径轴的弯曲变形	554	3. 向心推力球轴承预紧后的径向刚度	592
2. 三支承轴的弯曲变形	556	4. 推力球轴承和向心推力球轴承的轴向刚	度
3. 阶梯轴的弯曲变形	557	五、滚动轴承的技术条件(按 GB 307-77 和 JB	报批稿)
(三) 轴的扭转变形的核算	560	(一) 尺寸精度	594
七、轴的疲劳强度的核算	562	(二) 表面形状和位置公差	596
八、轴的临界转速的核算	562	(三) 表面光洁度	597
(一) 两支承轴临界转速的计算	563	(四) 轴承的尺寸精度和旋转精度表	598
1. 不装零件的两支承轴的临界转速	563	1. G和E级精度向心轴承和向心推力球轴	承内圈
2. 不装零件的两支承带悬臂的轴的临界转	速	2. G和E级精度向心轴承和向心推力球轴	承外圈
3. 只装一个盘状零件且不计轴重时的临	界转速	3. D和C级精度向心轴承和向心推力球轴	承内圈
(二) 三支承轴临界转速的计算	565	4. D和C级精度向心轴承和向心推力球轴	承外圈
第九章 滚动轴承	567	5. G和E级精度圆锥滚子轴承内圈	600
一、机床常用滚动轴承的结构型式	567	6. G和E级精度圆锥滚子轴承外圈	600
二、滚动轴承的代号	572	7. D和C级精度圆锥滚子轴承内圈	601
(一) 滚动轴承代号的表示法	572	8. D和C级精度圆锥滚子轴承外圈	601
(二) 轴承内径表示法	572	9. G、E、D和C级精度推力球轴承套圈	602
(三) 轴承直径系列表示法	573	10. G级精度的圆锥孔轴承的锥孔公差	602
(四) 轴承类型表示法	573	11. B级精度向心轴承和向心推力球轴承内	圈
(五) 轴承结构特点表示法	573	12. B级精度向心轴承和向心推力球轴承外	圈
(六) 轴承宽度(高度)系列表示法	573	13. B级精度圆锥滚子轴承内圈(草案)	604
(七) 轴承精度等级的表示法	574	14. B级精度圆锥滚子轴承外圈(草案)	605
(八) 轴承径向游隙表示法	574	(五) 各国轴承精度等级对照表	605
(九) 补充代号	574	六、滚动轴承的配合	606
三、滚动轴承结构型式的选择	575	(一) 选择滚动轴承的配合的基本原则	606
(一) 负荷的方向和性质	575	(二) 滚动轴承的配合	608
(二) 轴承所占的空间位置	575	(三) 配合表面的光洁度和几何形状偏差	611
(三) 承载能力	575	七、滚动轴承的游隙和预紧	612
(四) 转速	575	(一) 轴承的游隙及其选择	612
(五) 刚度	577	1. 轴承的游隙	612
(六) 精度	577	2. 滚动轴承的配合过盈量对其游隙的影响	612
(七) 调心性能	577	3. 游隙的选用	620
(八) 摩擦力矩	577	(二) 轴承的预紧	620
(九) 轴承游动和轴向位移	578	1. 概述	620
(十) 安装和拆卸的便利	578		
四、滚动轴承的选择计算	578		
(一) 寿命计算	578		
1. 寿命	578		
2. 寿命计算公式	579		
3. 当量动负荷的计算	584		

2. 轴承预紧的方法	621	3. 带导油板的特殊保持架	663
3. 预紧量的选择	623	4. 空心圆锥滚子	664
八、滚动轴承的轴向紧固	624	5. 锁口在内圈上的向心推力球轴承	664
九、滚动轴承的润滑	628	(二) 减少发热	664
(一) 润滑方式的选择	628	(三) 提高刚度	664
1. 脂润滑	629	1. 合理预紧	664
2. 油润滑	629	2. 增加滚动体数量	665
(二) 润滑剂的选择	631	3. 交叉滚子轴承	667
1. 润滑脂	631	十四、滚动轴承的尺寸和主要性能	670
2. 润滑油	632	(一) 单列向心球轴承(GB 276-64)	670
十、滚动轴承的密封装置	632	1. 超轻(8)系列(1000800)	670
(一) 密封装置的基本型式	632	2. 特轻(1)窄系列(7000100)	671
1. 非接触式密封	632	3. 特轻(1)系列(100)	672
2. 接触式密封	633	4. 轻(2)窄系列(200)	673
(二) 密封装置的结构要素	635	5. 中(3)窄系列(300)	674
十一、滚动体	635	(二) 外圈有止动槽的单列向心球轴承	
(一) 钢球(GB 308-77)	635	(GB 277-64)	675
1. 尺寸	635	1. 轻(2)窄系列(50200)	676
2. 技术要求	635	2. 中(3)窄系列(50300)	677
3. 钢球的标志	637	(三) 双列向心球面球轴承(GB 281-64)	677
(二) 滚针(GB 309-77)	637	1. 轻(2)窄系列(1200 及 111200)	678
1. 形状及尺寸	637	2. 中(3)窄系列(1300 及 111300)	679
2. 技术要求	638	(四) 单列向心短圆柱滚子轴承(GB 283-64)	679
3. 滚针的标志	638	1. 特轻(1)系列(2100, 32100 及 42100)	680
(三) 短圆柱滚子	638	2. 轻(2)窄系列(2200, 32200 及 42200)	681
1. 尺寸(ZYB 1-74)	638	3. 中(3)窄系列(2300, 32300 及 42300)	682
2. 滚子凸度及两端弧坡的近似计算	638	(五) 双列向心短圆柱滚子轴承(GB 285-64)	683
3. 技术要求(Q/Z 22-67)	640	特轻(1)特宽系列(3182100)	683
(四) 圆锥滚子的技术条件(Q/Z 22-67)	641	(六) 双列向心球面滚子轴承(GB 286-64)	685
十二、非标准滚动轴承的设计	643	1. 特轻(1)特宽系列(3003100 及 3113100)	685
(一) 滚动轴承主要尺寸的计算	643	2. 轻宽(5)系列(3500 及 113500)	686
1. 单列向心和向心推力球轴承	643	3. 中宽(6)系列(3600 及 113600)	687
2. 推力球轴承	644	(七) 单列无保持架滚针轴承(GB 289-64)	688
3. 单列向心短圆柱滚子轴承	645	1. 超轻(9)特宽系列(4074900 及 4084900)	688
4. 无保持架滚针轴承	646	2. 特轻(1)特宽系列(4074100 及 4084100)	688
5. 圆锥滚子轴承	647	(八) 单列有保持架滚针轴承	689
(二) 套圈的材料和热处理	650	超轻(9)特宽系列(4524900 及 4624900)	689
(三) 轴承零件的表面光洁度	650	(九) 单列向心推力球轴承(GB 292-64,	
(四) 保持架的设计	651	GB 293-64)	690
1. 向心和向心推力球轴承的保持架	651	1. 分离型(6100 及 6200 系列)	690
2. 推力球轴承的保持架	653	2. 锁口在外圈, 接触角 12° (36100, 36200	
3. 单列向心短圆柱滚子轴承的保持架	653	及 36300 系列)	691
4. 单列圆锥滚子轴承的保持架	653	3. 锁口在外圈, 接触角 26° (46100, 46200	
(五) 滚动轴承额定动负荷的计算	659	及 46300 系列)	693
(六) 滚动轴承额定静负荷的计算	662	4. 锁口在外圈, 接触角 36° (66300 系列)	696
十三、提高机床主轴轴承工作性能的措施	662	5. 锁口在内圈, 接触角 12° (136100, 136200	
(一) 改善润滑条件	662	及 136300 系列)	697
1. 增设油槽和油孔	662	6. 锁口在内圈, 接触角 26° (146100, 146200	
2. 加油槽挡板	663	及 146300 系列)	698

(十) 成对双联向心推力球轴承	699	中(3)窄系列(27300)	710
1. 外圈宽端面相对, 接触角 12°(236100 及 236200 系列)	699	(十四) 双列圆锥滚子轴承(GB 299-64)	711
2. 外圈宽端面相对, 接触角 26°(246100、 246200 及 246300 系列)	700	1. 超轻(9)宽系列(2097900)	711
3. 外圈窄端面相对, 接触角 12°(336200 及 336300 系列)	701	2. 特轻(1)宽系列(2097100)	712
4. 外圈宽窄端面相对, 接触角 12°(436200 及 436300 系列)	702	3. 轻宽(5)系列(97500)	712
5. 外圈宽窄端面相对, 接触角 26°(446100 及 446200 系列)	703	(十五) 单向及双向推力球轴承(GB 301-64, GB 302-64)	713
(十一) 单列圆锥滚子轴承(GB 297-64)	704	1. 特轻(1)系列(8100)	713
1. 超轻(9)宽系列(2007900)	704	2. 轻(2)系列(8200及38200)	715
2. 特轻(1)宽系列(2007100)	705	3. 中(3)系列(8300及38300)	717
3. 轻(2)窄系列(7200)	706	(十六) 单向推力向心球轴承	718
4. 中(3)窄系列(7300)	707	1. 特轻(1)低系列(9168100)	718
5. 轻宽(5)系列(7500)	707	2. 轻(2)低系列(9168200)	718
6. 中宽(6)系列(7600)	708	3. 中(3)正常系列(9168300)	718
(十二) 外圈有凸缘的单列圆锥滚子轴承	709	4. 特轻(9)正常系列(1168900)	718
1. 特轻(1)宽系列(2067100)	709	(十七) 推力短圆柱滚子轴承	719
2. 轻宽(5)系列(67500)	709	1. 特轻(1)系列(9100)	719
(十三) 大锥角单列圆锥滚子轴承 (GB 298-64)	710	2. 轻(2)系列(9200)	719
		(十八) 推力向心对称球面滚子轴承(GB 303-64)	720
		1. 中(3)低系列(9069300)	720
		2. 重(4)低系列(9069400)	721

第五篇 机床零件设计

第一章 计算条件的确定

一、概 述

除专用机床外，绝大多数的机床的加工性能都有一定的万能性，即所加工的零件形状、尺寸和材料是多种多样的，加工的工序既有粗加工，也有半精加工和精加工，因而机床工作时的切削载荷是经常变化的。因此，为了确定机床零件的计算载荷，除了知道机床的电动机功率外，还需要知道在哪些转速下传动件可能使用全部功率，又在哪些转速下零件将传递最大的扭矩。对于疲劳强度的计算，则还需根据机床在各种载荷和转速下工作时间的分配规律来确定计算载荷。例如某些通用机床的主传动系统大多是在中等或较轻载荷条件下工作的，粗加工时，虽需传递较大的扭矩，但因其转速较低，且其工作时间一般仅占总工作时间的15%以下，因而疲劳强度的计算扭矩远低于最大扭矩。当计算齿轮疲劳强度时，如果不考虑这种情况，而仍按最大扭矩计算，则得出的齿轮模数就可能偏大15~25%。因此，必须根据各类机床的实际工作情况，来确定其计算转速和计算载荷。

具有良好刚度的机床能减少弹性变形，确保工作精度和使机床零件保持正常接触，同时能减少机床的运转振动和不产生切削自振或爬行。为了减少机床热变形以保持机床的精度，要求机床主传动系统的运转温度不超越一定范围。因此需要规定核算机床刚度和运转温度的计算条件。

二、计算转速

(一) 主轴的计算转速

通用机床在低速范围内不需要使用电动机的全部功率，因为在低速时经常进行的是切削螺纹、铰孔、切断、宽刀精车等工序，所消耗的功率较小。即使用作粗加工，对一定尺寸规格的机床来说，也因受刀具、夹具和工件刚度的限制，采用的切削用量不能过大，因而切削力和切削扭矩不超过某一允许值，此时由于转速低，也不会使用到全部功率。如果按照在最低转速下使用全部功率来进行设计，将会不必要地增

大机床零件的尺寸。

扭矩的计算公式为：

$$M_n = 974 \frac{N}{n} \quad (\text{kgf} \cdot \text{m}) \quad (5.1-1)$$

式中 M_n ——主轴传递的扭矩(kgf·m)；

n ——主轴转速(r/min)；

N ——主轴传递的功率(kW)。 $N = N_d \eta$ ；

N_d ——主电动机功率(kW)；

η ——从电动机至主轴的传动效率，近似估算时一般可取：

精密机床 $\eta = 0.8 \sim 0.85$ ；

中型机床 $\eta = 0.75 \sim 0.8$ ；

大型机床 $\eta = 0.7 \sim 0.75$ (交流拖动)；

$\eta = 0.8 \sim 0.85$ (直流拖动)。

主轴计算转速 n_j 是主轴传递全部功率(此时电动机为满载)时的最低转速。从这一转速起至主轴最高转速都能传递全部功率，而扭矩则随转速的增加而减少，此为恒功率工作范围；低于主轴计算转速的各级转速所能传递的扭矩与计算转速下的扭矩相等，它是该机床的最大传动扭矩，而功率则随转速的减小而减小，此为恒扭矩工作范围(图 5.1-1)。

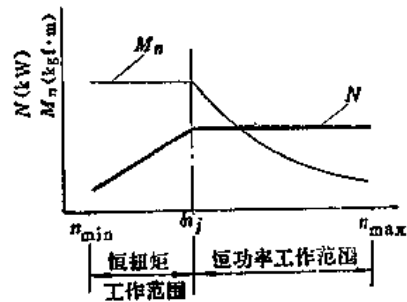


图 5.1-1 通用机床主传动功率和扭矩随转速变化的情况

确定机床主轴计算转速后，将能得出下列三方面的计算参数。

(1) 确定主轴传递的最大扭矩，见式(5.1-1)。

(2) 根据主轴的计算转速，从机床主传动系统的转速图上，可得出传动系统中各中间传动件的计算转速，并由此得出它们的最大传递扭矩。

(3) 对于已规定主轴最大扭矩的机床, 则可根据式(5.1-1)核算所选择的主电动机功率是否合适。

随着硬质合金刀具的广泛采用, 机床向着高速切削的方向发展, 机床主电动机的功率有了较大的提高。而切削扭矩由于受刀具、夹具和零件刚度的限制, 并因零件毛坯余量减少的结果, 提高的幅度一般不大, 这样就需在较高转速才能达到机床的全部功率, 因而, 各类机床主轴的计算转速比过去主要应用高速钢刀具时有了不同程度的提高。尤其是特大型通用机床, 往往被用来加工一些结构特殊的零件, 如大型的焊接件, 轴的长径比较大的转子等, 它们的刚度较低, 且加工余量较小, 机床的切削扭矩不需要很大, 因而多以增加切削速度来提高机床生产率, 这样计算转速提高的趋势就更明显了。

钻床一般都在低速下钻攻大直径孔和螺纹, 此时产生大的切削扭矩, 并需较大的功率, 而且钻头材料使用高速钢的较多, 故钻床的计算转速一般较低^[9]。

在绝大部分工作情况下, 高精度精密机床所需的切削功率都很小, 只有在极少数情况下, 才有可能使用较大的切削用量, 因而一般主传动电动机选取的功率较小, 为了保证机床能承受偶尔出现大的传动扭矩, 故采用较低的计算转速。另一方面, 高精度精密机床在实际使用时也需要在较低的切削速度下进行重载荷切削, 以减少刀具的磨损及减少切削热所引起的机床和工件的热变形, 从而保证加工精度。

根据测定和分析现有各类机床经常使用全部功率的最低转速, 并统计分析有关机床的主传动功率和最大扭矩的资料, 得出的各类机床的主轴计算转速公式如表 5.1-1 所列。等公比传动的计算转速的级数可查表 5.1-2。

在下列情况下, 主轴计算转速不按表 5.1-1 和表 5.1-2 选取。

(1) 大型机床和高精度精密机床有时已先确定了主轴最大传动扭矩和主电动机功率, 则主轴计算转速 n_j 应由式(5.1-1)求得。

(2) 专用机床的主轴计算转速按典型工艺中所需的主轴转速来确定。

(3) 磨床主传动系统变速的目的是为了在砂轮尺寸改变时, 通过调整主轴转速使砂轮仍保持规定的线速度, 因而在全部转速范围内均为恒功率工作, 都能传递全部功率, 故其计算转速即为主轴最低一级的转速。

(4) 龙门刨床, 牛头刨床, 插床等直线往复运动机床用计算速度 v_j 来表示, 一般取 $v_j = 12 \sim 15 \text{ m/min}$ 。

(二) 主传动系统传动件的计算转速

机床主传动系统中的齿轮、中间轴和其它传动件的计算转速应是它传递全部功率的最低转速。当机床主轴的计算转速确定后, 就可以从转速图上按照主轴计算转速及大于该计算转速的各条传动路线, 找出各传动件在传递全部功率时的最低一级转速, 这个转速即为该传动件的计算转速。现举例说明。

[例] 某中型通用机床的主轴转速共 12 级, 其转速图见图 5.1-2。按表 5.1-1 (或表 5.1-2) 得出其主

表 5.1-1 各类机床的主轴计算转速公式

机床类型	计算转速 n_j	
	等公比传动	混合公比或无级调速
中型通用机床和半自动机床	车床, 升降台铣床, 六角车床, 液压仿形半自动车床, 多刀半自动车床, 单轴自动车床, 多轴自动车床, 立式多轴半自动车床, 卧式镗铣床 ($\phi 63 \sim 90$) $n_j = n_{\min} \varphi^{\frac{z}{3}-1}$ n_j 为主轴第一个 (低的) 三分之一转速范围内的最高一级转速	$n_j = n_{\min} \left(\frac{n_{\max}}{n_{\min}} \right)^{0.2}$
立式钻床, 摇臂钻床, 滚齿机	$n_j = n_{\min} \varphi^{\frac{z}{4}-1}$ n_j 为主轴第一个 (低的) 四分之一转速范围内的最高一级转速	$n_j = n_{\min} \left(\frac{n_{\max}}{n_{\min}} \right)^{0.25}$
大型机床	普通车床 ($\phi 1250 \sim 4000$), 单柱立式车床 ($\phi 1400 \sim 3200$), 单柱可移动式立式车床 ($\phi 1400 \sim 1600$), 双柱立式车床 ($\phi 3000 \sim 12000$), 卧式镗铣床 ($\phi 110 \sim 160$), 落地式镗铣床 ($\phi 125 \sim 160$) $n_j = n_{\min} \varphi^{\frac{z}{3}}$ n_j 为主轴第二个三分之一转速范围内的最低一级转速	$n_j = n_{\min} \left(\frac{n_{\max}}{n_{\min}} \right)^{0.35}$
落地式镗铣床 ($\phi 160 \sim 260$), 主轴箱可移动的落地式镗铣床 ($\phi 125 \sim 300$)	$n_j = n_{\min} \varphi^{\frac{z}{2.5}}$	$n_j = n_{\min} \left(\frac{n_{\max}}{n_{\min}} \right)^{0.4}$
高精度精密机床	坐标镗床, 高精度车床 $n_j = n_{\min} \varphi^{\frac{z}{4}-1}$ n_j 为主轴第一个 (低的) 四分之一转速范围内的最高一级转速	$n_j = n_{\min} \left(\frac{n_{\max}}{n_{\min}} \right)^{0.25}$

式中 n_{\min}, n_{\max} ——分别为主轴最低和最高转速 (r/min),
 Z ——等公比传动的级数,
 φ ——转速的公比。

表 5.1-2 主传动系统转速按等公比排列时主轴计算转速所在的级数

主传动系统总变速级数 Z	计算转速所在的级数			
	$n_j = \frac{n}{\phi^{j-1}}$	$n_j = \frac{n}{\phi^j}$	$n_j = \frac{n}{\phi^{j+1}}$	$n_j = \frac{n}{\phi^{j+2}}$
4	n_1	n_2	n_3	n_4
6	n_2	n_3	n_4	n_5
8	n_2	n_3	n_4	n_5
9	n_2	n_3	n_4	n_5
10	n_3	n_4	n_5	n_6
12	n_3	n_4	n_5	n_6
14	n_4	n_5	n_6	n_7
15	n_4	n_5	n_6	n_7
16	n_4	n_5	n_6	n_7
18	n_5	n_6	n_7	n_8
20	n_5	n_6	n_7	n_8
21	n_5	n_6	n_7	n_8
22	n_6	n_7	n_8	n_9
24	n_6	n_7	n_8	n_9
26	n_7	n_8	n_9	n_{10}
27	n_7	n_8	n_9	n_{10}
28	n_7	n_8	n_9	n_{10}
30	n_8	n_9	n_{10}	n_{11}
32	n_8	n_9	n_{10}	n_{11}
36	n_9	n_{10}	n_{11}	n_{12}
40	n_{10}	n_{11}	n_{12}	n_{13}
42	n_{11}	n_{12}	n_{13}	n_{14}
45	n_{11}	n_{12}	n_{13}	n_{14}
48	n_{12}	n_{13}	n_{14}	n_{15}

注：表中 n 的脚标数值即为计算转速所在级数，如 n_5 指第 5 级转速， n_1 为第 1 级转速，也即最低转速 n_{min} 。

轴的计算转速 n_j 为 $n_4 = 90 \text{ r/min}$ 。由主轴 $n_4 = 90 \text{ r/min}$ 经 Z_{15} 和 Z_{16} 这对齿轮的传动路线得出 IV 轴转速为 350 r/min ，但经 Z_{13} 和 Z_{14} 这对齿轮的传动路线，其最低主轴转速为 $n_7 = 250 \text{ r/min}$ ，大于主轴计算转速，故这条传动路线在各级转速下均传递全部功率，相应 IV 轴上的最低一级转速 125 r/min ，即为 IV 轴的计算转速。III 轴、II 轴和 I 轴传递全部功率的最低转速的传动路线为经 $Z_{13}-Z_{11}$ 、 Z_9-Z_7 和 Z_5-Z_4 三

对齿轮副，相应的计算转速为 350 r/min ， 700 r/min 和 1400 r/min ，见表 5.1-3。

表 5.1-3 各轴的计算转速

轴序号	I	II	III	IV	V
计算转速 $n_j (\text{r/min})$	1400	700	350	125	90

齿轮的计算转速取该齿轮传递全部功率的最低一级转速。若该齿轮的各转速均不传递全部功率，则取它的最高一级转速为计算转速。图 5.1-2 中主轴上有两个齿轮 Z_{14} 和 Z_{16} 。其中 Z_{14} 的转速范围为 $250 \sim 1400 \text{ r/min}$ ，均大于该轴的计算转速 90 r/min ，故 Z_{14} 的计算转速取为 250 r/min 。 Z_{16} 的转速范围为 $31.5 \sim 180 \text{ r/min}$ ，包括了计算转速 90 r/min ，故 Z_{16} 的计算转速取为 90 r/min 。又如 IV 轴上齿轮 Z_{15} ，它传递全部功率的转速为 $350 \sim 700 \text{ r/min}$ ，它的计算转速为最低一级转速 350 r/min 。其它各轴上的齿轮计算转速见表 5.1-4。

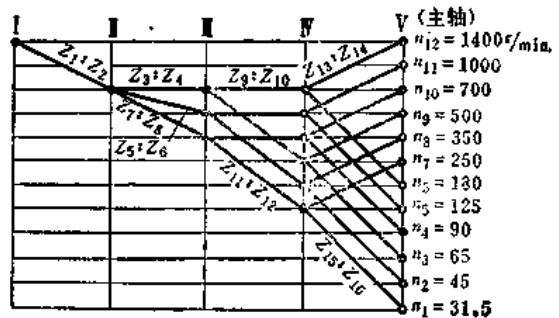


图 5.1-2 某中型通用机床的转速图
图中黑点表示各轴的计算转速

(三) 进给系统的计算转速

机床的进给系统基本是以恒扭矩（在各转速下最大传动扭矩相等）为计算基础的，因此确定进给系统的计算转速，主要是为了确定所需的传动功率。

进给系统的计算转速（计算速度）可按下列三种情况来决定：

表 5.1-4 各齿轮的计算转速

齿轮序号	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8	Z_9	Z_{10}	Z_{11}	Z_{12}	Z_{13}	Z_{14}	Z_{15}	Z_{16}
计算转速 (r/min)	1400	700	700	700	700	500	700	350	350	350	350	125	125	250	350	90

(1) 对于具有快速运动的进给系统, 传动件的计算转速(计算速度)取为最大快速运动时的转速(速度)。

(2) 对于移动部件重量较切削力为大的大型机床和高精度精密机床的进给系统, 传动件的计算转速(计算速度)取为最大进给速度时的转速(速度)。

(3) 对于切削力远大于移动部件重量的中型机床的进给系统, 传动件的计算转速(计算速度)取为最大切削力工作时所用的最大进给速度。一般约为机床规格中规定的最高进给速度的 $\frac{1}{3} \sim \frac{1}{5}$ 。

三、计算载荷

(一) 主传动系统的额定载荷

额定载荷是机床传动件或机构能连续或长时期工作的最大载荷, 它是确定机床传动件在各种工作情况下计算载荷的基本参数, 它可以用额定扭矩、额定功率或额定力来表示。

1. 专用机床和专门化机床的额定载荷

通常取长时间工作的最大载荷作为额定载荷, 可按典型工作条件下的切削用量算出或测出其切削力、切削扭矩或切削功率作为额定载荷。其计算方法详见本手册第三册第七篇第一章。

2. 中型通用机床的额定载荷

中型通用机床的额定载荷是按该机床主电动机的功率来确定的。

各传动件的额定功率等于电动机额定功率乘以从电动机到该零件的传动效率, 即:

$$N = N_d \eta \quad (\text{kW}) \quad (5.1-2)$$

式中 N ——传动件的额定功率(kW);

N_d ——主电动机额定功率(kW);

η ——从电动机到所计算的传动轴间的传动效率(但不计入该传动轴上的轴承效率)。

当缺乏所需的传动效率的实测数值时, 可根据各传动件效率的概略值, 按公式 $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots$ 计算出传动效率的近似值。 $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \dots$ 为各传动件的效率概略值, 见表 5.1-5。

对于作旋转运动的传动件, 其额定扭矩 M_n 和额定力 P 按下式计算:

$$M_n = 974 \frac{N}{n_j} = 974 \frac{N_d \eta}{n_j} \quad (\text{kgf} \cdot \text{m}) \quad (5.1-3)$$

式中 n_j ——传动件的计算转速(r/min);

其余符号意义同式(5.1-2)。

表 5.1-3 机床各种传动件的传动效率的概略数值

类别	传动件	效率
齿轮传动	直齿圆柱齿轮	0.99
	磨齿	
	未磨齿	
	斜齿圆柱齿轮	
	锥齿轮	0.985
	锥齿轮	0.97
蜗杆传动	自锁蜗杆	0.40~0.45
	单头蜗杆	0.70~0.75
	双头蜗杆	0.75~0.82
	三头和四头蜗杆	0.80~0.92
	平面齿轮包络蜗杆	0.88~0.94
	速比 $i=10$	
20		
	40	0.82~0.88
	60	0.74~0.80
		0.68~0.74
带传动	平胶带	0.98
	无压紧轮	
	有压紧轮	
	三角带	
	同步齿形带	0.96
链传动	套筒滚子链	0.96
	齿形链	0.97
轴承	滚动轴承	0.995
	向心球轴承和向心短圆柱滚子轴承	
	圆锥滚子轴承和向心推力球轴承	
	滑动轴承	0.98
	一般润滑条件	
	润滑非常良好(如压力润滑)	
静压轴承	0.998~0.999	
低速		
	中速	0.99~0.995
联轴器	万向联轴器	0.97~0.98
	$\alpha \leq 3^\circ$	
	$\alpha > 3^\circ$	0.95~0.97
	弹性联轴器	0.99~0.995
	十字滑块联轴器	0.97~0.99
直线运动机构	普通滑动丝杠	0.30~0.60
	液体静压丝杠	0.98~0.99
	滚珠丝杠	0.90~0.94
	牛头刨床等的摆杆和滑块	0.90