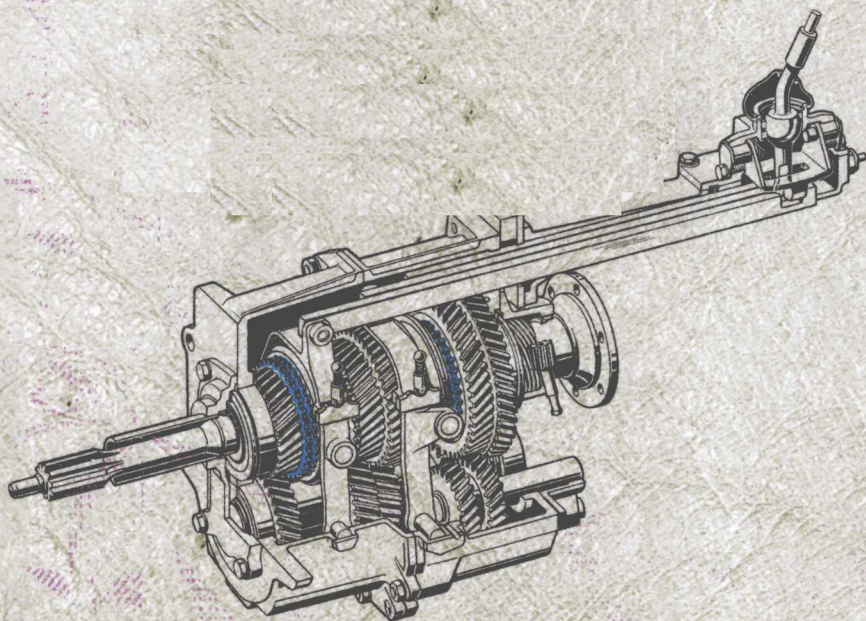




机械零部件设计与实用数据速查丛书

传动件设计与 实用数据速查

于惠力 冯新敏 编著



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

机械零部件设计与实用数据速查丛书

传动件设计与实用数据速查

于惠力 冯新敏 编著



机械工业出版社

本书是为帮助读者学习常用机械传动件设计方法,解决数据速查问题而编写的。全书共4章,包括带传动、齿轮传动、蜗杆传动和链传动4种常用的传动件。

本书提供了常用机械传动件的基本设计理论及方法,详细收集了传动件的实用设计数据及最新国家标准,因此使用本书可以不必翻阅大量的手册及图册即能解决常用的传动件的设计方法及数据速查问题。同时结合工程设计实例,详细叙述了各种传动件设计方法的全过程及数据速查的方法,并就计算结果提供了详细的零件生产图样,有利于读者仅利用本书就能在短时间内学会常用传动件的设计,实用性强。

本书可以为工程技术人员和大专院校师生进行常用机械传动件的设计提供必要的参考,也可作为高等工业学校机械类、近机类和非机类专业学习《机械设计》和《机械设计基础》课程的教学用书。

图书在版编目(CIP)数据

传动件设计与实用数据速查/于惠力,冯新敏编著. —北京:机械工业出版社,2010.3

(机械零部件设计与实用数据速查丛书)

ISBN 978-7-111-29706-2

I. 传… II. ①于…②冯… III. 机械传动—机械设计 IV. TH132

中国版本图书馆CIP数据核字(2010)第023255号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)

策划编辑:黄丽梅 责任编辑:黄丽梅 版式设计:张世琴

封面设计:赵颖喆 责任校对:李秋荣 责任印制:乔宇

北京机工印刷厂印刷(兴文装订厂装订)

2010年4月第1版第1次印刷

169mm×239mm·19.25印张·374千字

0 001—3 000册

标准书号:ISBN 978-7-111-29706-2

定价:33.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

网络服务

社服务中心:(010) 88361066

门户网:<http://www.cmpbook.com>

销售一部:(010) 68326294

教材网:<http://www.cmpedu.com>

销售二部:(010) 88379649

读者服务部:(010) 68993821 封面无防伪标均为盗版

前 言

为了使读者不必翻阅大量的手册及图册而在较短的时间内学会常用零件的设计方法及数据速查问题，我们编写了系列学习丛书——《连接零部件设计与实用数据速查》、《轴系零部件设计与实用数据速查》等，《传动件设计与实用数据速查》是其中的一本。

全书共分4章，包括带传动、齿轮传动、蜗杆传动和链传动4种常用的传动零件。每章的内容包括：基本设计理论及方法、实用设计数据、设计与数据速查实例及结构设计速查等。其中基本设计理论及方法简单扼要，高度概括了传动零件的基础理论和设计的基本方法；实用设计数据部分以图表等形式给出了相应的传动件设计所需要的全部内容，包括最新颁布的国家标准、行业标准等，免去读者设计时需要查找标准和手册的难题；设计与数据速查实例以例题的形式详细地给出了各种传动件的设计过程、设计数据的查找过程及应注意的问题；结构速查给出了传动件结构设计的过程和常见的结构设计错误，有利于提高工程技术人员在结构设计方面的能力。

本书力求做到精选内容、联系实际、叙述简明、便于自学。

本书采用了最新颁布的国家标准，内容可自成体系，将常用传动件的设计方法、设计实例、设计标准及标准速查合为一体，避免了机械工程设计人员需要翻阅大量的理论书籍、设计手册和图册方可进行设计的障碍，便于读者在较短的时间内尽快地深入掌握常用机械传动件的设计方法和设计数据速查问题。

本书为机械工程设计人员和大专院校师生进行各种机械传动件的设计方法和设计数据速查提供了必要的参考，也可作为高等工业学校机械类、近机类和非机类专业学习《机械设计》、《机械设计基础》和进行《机械设计课程设计》等相关课程的教学用书。

本书由于惠力（第1章、第3章）、冯新敏（第2章、第4章）编写。

由于编者水平有限，时间仓促，不妥之处在所难免，殷切希望广大读者对书中的错误和欠妥之处提出批评指正。

编 者

目 录

前言

第 1 章 带传动	1
1.1 基本设计理论及方法	1
1.1.1 带传动工作原理	1
1.1.2 带传动受力分析	1
1.1.3 带传动应力分析	2
1.1.4 带传动弹性滑动与打滑	2
1.1.5 V 带传动设计方法	3
1.2 带传动实用设计数据	4
1.2.1 带传动形式及传动带的类型	4
1.2.2 V 带的截面尺寸及基准带长	6
1.2.3 V 带轮的轮槽尺寸及基准直径系列	8
1.2.4 V 带的额定功率和单根普通 V 带功率增量	10
1.2.5 V 带设计用系数速查	21
1.2.6 V 带及窄 V 带选型图	23
1.2.7 多楔带设计数据	24
1.2.8 同步齿形带设计用数据速查	33
1.2.9 平带设计实用数据	46
1.2.10 带传动的张紧方式	50
1.2.11 带轮结构设计	50
1.2.12 带轮材料	54
1.3 带传动设计与数据速查实例	54
1.3.1 V 带传动设计实例	54
1.3.2 多楔带传动设计实例	59
1.3.3 梯形齿同步带传动设计实例	61
1.3.4 圆弧齿同步带设计	63
1.3.5 平带传动设计实例	63
1.3.6 结构设计实例	66
第 2 章 齿轮传动	68
2.1 基本设计理论	68
2.1.1 齿轮传动失效形式及设计准则	68
2.1.2 齿轮传动受力分析	68

2.1.3 齿轮传动强度计算	70
2.1.4 齿轮传动设计方法	73
2.1.5 齿轮传动的效率和润滑	73
2.2 齿轮传动的实用设计数据	74
2.2.1 齿轮传动的几何计算	74
2.2.2 常用齿轮材料	77
2.2.3 齿轮传动设计用系数速查	78
2.2.4 公差等级及其选择	90
2.2.5 圆柱齿轮精度数据表	93
2.2.6 锥齿轮精度数据	117
2.2.7 直齿轮精度参考数据	134
2.2.8 锥齿轮精度参考数据	138
2.2.9 齿轮传动的效率、润滑及润滑剂	139
2.2.10 圆弧圆柱齿轮传动设计用系数速查	142
2.2.11 圆弧圆柱齿轮传动精度和检验数据速查	151
2.3 齿轮传动设计与数据速查实例	155
2.3.1 直齿圆柱齿轮设计实例	155
2.3.2 斜齿圆柱齿轮设计实例	159
2.3.3 直齿锥齿轮设计实例	163
2.3.4 弧齿圆柱齿轮传动设计数据速查实例	167
2.3.5 齿轮精度设计实例	173
2.4 齿轮结构速查	177
2.4.1 齿轮轮坯结构的选择	177
2.4.2 齿轮的结构形式	178
第3章 蜗杆传动	181
3.1 基本设计理论及设计方法	181
3.1.1 蜗杆传动分类	181
3.1.2 蜗杆传动主要参数及几何尺寸计算	181
3.1.3 蜗杆传动受力分析	183
3.1.4 蜗杆传动失效形式及强度计算	184
3.1.5 蜗杆轴的挠度计算	186
3.1.6 蜗杆传动的效率和热平衡计算	186
3.1.7 蜗杆蜗轮材料及选材原则	188
3.1.8 蜗杆传动公差等级及其选择	189
3.1.9 圆弧圆柱蜗杆传动及直廓环面蜗杆传动强度计算	190
3.2 蜗杆传动的实用设计数据	191
3.2.1 蜗杆传动的基本参数	191
3.2.2 蜗杆及蜗轮材料的力学性能	192

3.2.3 蜗杆传动设计用系数速查	193
3.2.4 蜗杆传动精度数据表	196
3.2.5 圆弧圆柱蜗杆传动技术数据速查	206
3.2.6 直廓环面蜗杆传动技术数据	209
3.2.7 直廓环面蜗杆传动的精度数据	217
3.2.8 蜗杆传动的润滑及润滑剂	220
3.3 蜗杆传动设计与数据速查实例	221
3.3.1 蜗杆传动设计实例	221
3.3.2 圆弧圆柱蜗杆设计数据实例	224
3.3.3 直廓环面蜗杆设计数据实例	227
3.3.4 蜗杆传动精度设计实例	227
3.4 蜗杆蜗轮结构速查	228
第4章 链传动	231
4.1 基本设计理论及设计方法	231
4.1.1 链传动的运动特性	231
4.1.2 滚子链和链轮	232
4.1.3 链传动的主要参数	234
4.1.4 链传动的受力分析	235
4.1.5 滚子链传动设计	236
4.1.6 其他常用标准链传动	237
4.1.7 链传动的布置	238
4.1.8 链传动的张紧	238
4.1.9 链传动的润滑方法	239
4.2 链传动的实用设计数据	240
4.2.1 滚子链主要参数	240
4.2.2 齿形链的基本参数和尺寸	242
4.2.3 其他常用标准链的主要参数和尺寸	247
4.2.4 滚子链及齿形链的选型图表	250
4.2.5 滚子链设计系数速查	262
4.2.6 齿形链传动系数速查	264
4.2.7 链轮的材料	264
4.2.8 链传动的布置	265
4.2.9 链传动的张紧	265
4.2.10 链传动的润滑方法	267
4.2.11 链轮结构速查	269
4.2.12 滚子链链轮轮槽尺寸及测量技术数据速查	271
4.2.13 齿形链链轮轮槽尺寸及测量数据速查	276
4.2.14 双节距链链轮的技术数据速查	284

4.2.15 弯板链链轮技术数据速查	286
4.3 传动设计与数据速查实例	289
4.3.1 滚子链传动设计实例	289
4.3.2 齿形链设计数据速查实例	292
附录	294
参考文献	300

第1章 带 传 动

1.1 基本设计理论及方法

1.1.1 带传动工作原理

带的工作原理是靠摩擦传动，主要掌握如何靠带与带轮之间的摩擦力来传递动力。如图 1-1 所示，小带轮在电动机的驱动下顺时针旋转，带要阻碍带轮的运动，作用于带轮的摩擦力逆时针方向如图中的力—— $\text{轮} \Sigma F_f$ ，而带轮给带的摩擦力与带给轮的摩擦力互为作用力与反作用力，大小相等、方向相反，为顺时针方向，即图中的力—— $\text{带} \Sigma F_f$ ，因此带在摩擦力的作用下顺时针旋转。带运动至进入大带轮时，带轮要阻碍带的运动，作用于带的摩擦力方向为逆时针，同理，带给带轮的摩擦力为顺时针，则带轮 2 在摩擦力的驱动下顺时针旋转。

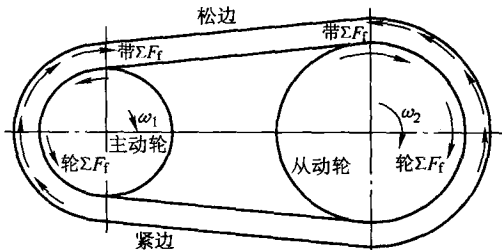


图 1-1 带传动工作原理图

1.1.2 带传动受力分析

1. 带传动的有效拉力、松边拉力和紧边拉力

带工作前两边拉力相等（即初拉力 F_0 ）；工作时，由于带所受摩擦力的方向（见图 1-1），使带一边的拉力由 F_0 增大至 F_1 ，即紧边拉力，另一边的拉力由 F_0 减小至 F_2 ，为松边拉力，拉力差 $F_1 - F_2$ 即为有效拉力 F ，其数值等于沿带轮接触弧上摩擦力之总和，即

$$F = F_1 - F_2 = \Sigma F_\mu \quad (1-1)$$

若带的总长不变，紧边拉力的增量应等于松边拉力的减量，即

$$F_1 - F_0 = F_0 - F_2$$

所以

$$F_1 + F_2 = 2F_0 \quad (1-2)$$

根据弹性体欧拉公式，带在即将打滑、但还没打滑时紧边拉力与松边拉力之比的关系为

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\alpha} \quad (1-3)$$

如果考虑离心力则式 (1-3) 变为

$$\frac{F_1 - qv^2}{F_2 - qv^2} = e^{\mu\alpha}$$

联立式 (1-1) 与式 (1-3) 可得 F_1 、 F_2 、 F 之间的关系式

$$F_1 = F \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (1-4)$$

$$F_2 = F \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (1-5)$$

$$F = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}} \right) \quad (1-6)$$

2. 离心拉力

当带在带轮上作圆周运动时, 将产生离心力。虽然离心力只产生在带作圆周运动的部分, 但由于带是一个整体, 所以由此产生的离心拉力 F_c 作用在带的全长上, 其大小按式 (1-7) 计算

$$F_c = qv^2 \quad (1-7)$$

式中 q ——传动带每米长的质量 (kg/m) 见表 1-1;

v ——带速 (m/s)。

1.1.3 带传动应力分析

带在工作时受三种应力:

1) 由紧边拉力产生紧边拉应力 σ_1 、松边拉力产生的松边拉应力 σ_2 :

$$\sigma_1 = F_1/A \quad (1-8)$$

$$\sigma_2 = F_2/A \quad (1-9)$$

2) 由离心力产生的拉应力 σ_c :

$$\sigma_c = F_c/A = qv^2/A \quad (1-10)$$

3) 绕过带轮处弯曲应力 σ_b :

$$\sigma_b = \frac{2E\gamma}{d} \quad (1-11)$$

最大应力发生在紧边绕入小带轮之处, 其值为紧边拉应力、离心拉应力与小带轮的弯曲应力之和, 即:

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{b1} \quad (1-12)$$

1.1.4 带传动弹性滑动与打滑

由于带是弹性体, 受力不同时, 带的变形量也不相同。在主动轮上, 带从

紧边过渡到松边, 拉力由紧边拉力变化为松边拉力, 带因弹性变形渐小而回缩, 带的运动滞后于带轮, 也就是说, 带与带轮之间产生了相对滑动。同样发生在从动轮上, 但带的运动超前于带轮。这种由于带的弹性变形而引起的带与带轮之间部分接触弧之间的相对滑动, 称为弹性滑动, 又称丢转。弹性滑动是带传动的特性, 不可避免。

当带传递载荷超过极限摩擦力时, 带的弹性滑动普及全部接触弧, 称“打滑”, 这是由于超载引起的, 是应该避免的。

1.1.5 V带传动设计方法

1. 确定计算功率 P_d

根据传递的名义功率, 考虑载荷性质和每天运行时间等因素来确定计算功率 P_d 。

$$P_d = K_A P \quad (1-13)$$

式中 K_A ——工况系数, 其值见表 1-9;

P ——V带传递的名义功率 (kW)。

2. 初选带的型号

根据计算功率 P_d 和小带轮转速 n_1 , 由选型图 1-4 初选带的型号。在两种型号交界线附近时, 可以对两种型号同时进行计算, 最后择优选定。

3. 确定带轮的基准直径 d_1 和 d_2 , 验算带速 v

(1) 选择带轮的基准直径 适当选择小带轮基准直径, 使 $d_1 > d_{\min}$, 并取为标准值, 见表 1-7。从动轮基准直径 d_2 可由式 $d_2 = id_1$ 计算, 并相近圆整。

(2) 验算带速

$$5 \text{ m/s} \leq v = \pi d_1 n_1 / (60 \times 1000) \leq 25 \text{ m/s} \quad (1-14)$$

4. 确定中心距 a 和 V 带的基准长度 L_d

(1) 初定中心距 a_0

$$0.7 (d_1 + d_2) \leq a_0 \leq 2 (d_1 + d_2) \quad (1-15)$$

(2) 确定带的基准长度 L_d

$$L_{d0} \approx 2a_0 + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0} \quad (1-16)$$

根据 L_{d0} , 由表 1-2 选取标准 L_d 值。

(3) 确定中心距 a 实际中心距 a 可用式 (1-17) 近似计算

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} \quad (1-17)$$

考虑安装调整和补偿张紧力的需要, 中心距变动范围为: $(a - 0.015L_d) \sim (a + 0.03L_d)$ 。

5. 验算小带轮包角 α_1

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times 57.3^\circ \geq 120^\circ \quad (\text{至少 } 90^\circ) \quad (1-18)$$

6. 确定 V 带的根数 z

$$z \geq \frac{P_d}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L} \quad (1-19)$$

式中 P_0 ——单根 V 带在特定条件下所能传递的额定功率, ΔP_0 为传动比不等于 1 的功率增量, 见表 1-8 (kW);

K_α ——包角修正系数, 见表 1-21;

K_L ——长度修正系数, 见表 1-20。

带的根数不宜过多, 否则受力不均, 通常 $z \leq 10$, 常用的 $z \approx 3 \sim 5$ 根, 如不满足, 则应增大带的型号或小带轮直径, 然后重新计算。

7. 确定初拉力 F_0

初拉力的大小是保证带传动正常工作的重要因素。初拉力过小, 摩擦力小, 容易发生打滑; 初拉力过大, 则带的寿命降低, 还会使轴和轴承受力大。初拉力可由式 (1-20) 计算

$$F_0 = 500 \frac{P_d}{vz} \left(\frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + qv^2 \quad (1-20)$$

8. 计算带作用在轴上的压力 F_Q

$$F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad (1-21)$$

1.2 带传动实用设计数据

1.2.1 带传动形式及传动带的类型

1. 带传动形式

按带轮轴的相对位置和转动方向, 带传动分为开口、交叉和半交叉, 多从动轮带传动, 有张紧轮的平行轴传动, 有导轮的相交轴带传动 6 种传动形式, 如图 1-2 所示。交叉和半交叉只适用于平带和圆形带传动。

2. 传动带的类型

传动带可以分为摩擦传动带和啮合传动带。摩擦传动带根据带的截面形状分为平带、V 带、多楔带和圆带等, 如图 1-3 所示。V 带分为普通 V 带和窄 V 带, 窄 V 带分为基准宽度制窄 V 带和有效宽度制窄 V 带。基准宽度制窄 V 带相对高度约为 0.9, 型号分为 SPZ、SPA、SPB、SPC 四种, 有效宽度制窄 V 带的型

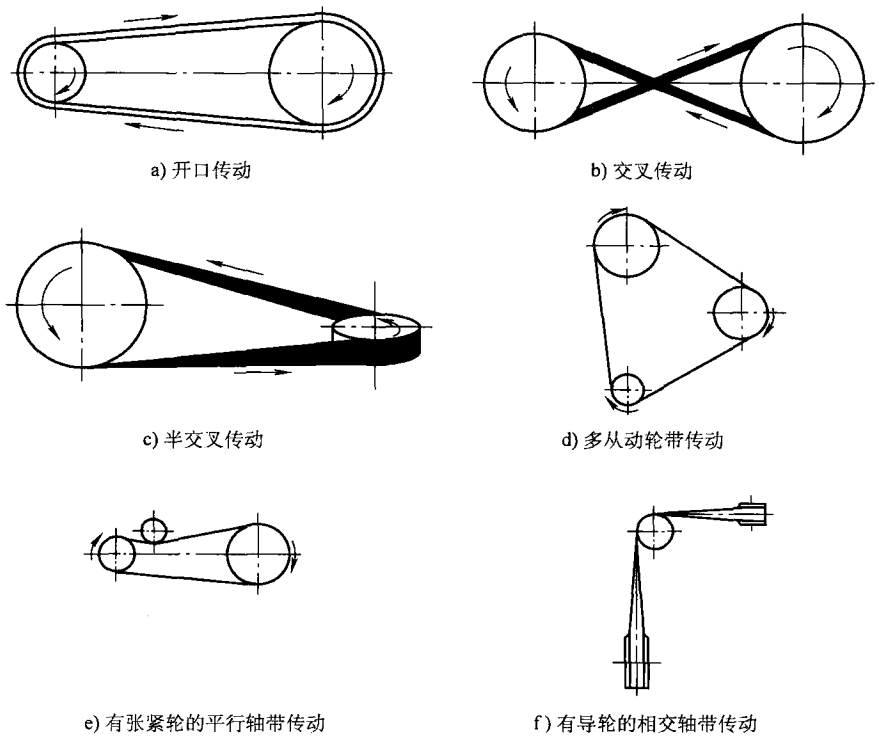


图 1-2 带传动形式

号为 9N、15N、25N 三种。

啮合传动带即同步带，可分为梯形齿同步带和弧齿同步带。

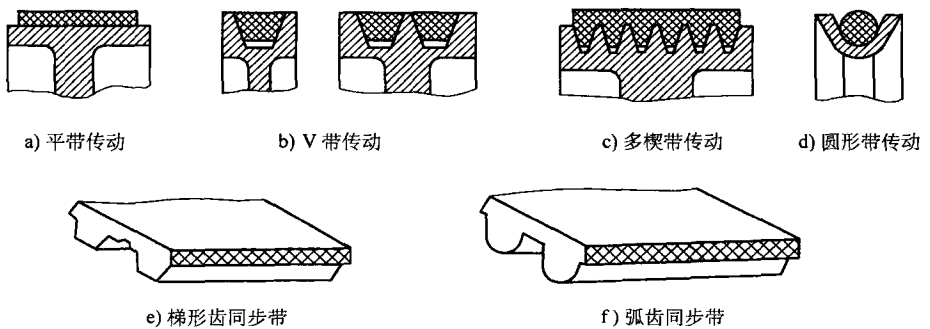
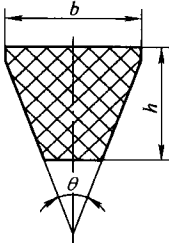
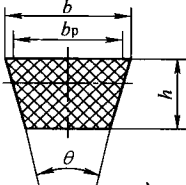


图 1-3 传动带的类型

1.2.2 V 带的截面尺寸及基准带长（见表 1-1 ~ 表 1 ~ 4）

表 1-1 V 带的截面尺寸（GB/T 11544—1997）

型号		节宽 b_p /mm	顶宽 b /mm	高度 h /mm	单位长度的质 量 q / (kg/m)	楔角
普通 V 带	Y	5.3	6	4	0.02	40°
	Z	8.5	10	6	0.06	
	A	11	13	8	0.10	
	B	14	17	11	0.17	
	C	19	22	14	0.30	
	D	27	32	19	0.62	
	E	32	38	25	0.90	
窄 V 带	基准宽度制	SPZ	8	10.0	8.0	0.07
		SPA	11	13.0	10.0	0.12
		SPB	14	17.0	14.0	0.20
		SPC	19	22.0	18.0	0.37
	有效宽度制	9N (3V) ^①		9.5	8.0	0.08
		15N (5V)		16	13.5	0.20
		25N (8V)		25.5	23.0	0.57



① 括号内是美、日等国采用的型号符号。

表 1-2 V 带的基准长度

基准长度 L_d /mm																																																				
400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800	2000	2240	2500	2800	3150	3550	4000	4500	5000	5600	6300	7100	8000	9000	10000	11200	12500	14000	16000																				
Y			Z										A					B										C					D										E									

注：此表所列为 R20 优先数系，应优先选用，如果不能满足需要时，从表 1-3 选取。

表 1-3 普通 V 带基准长度补充系列

(单位: mm)

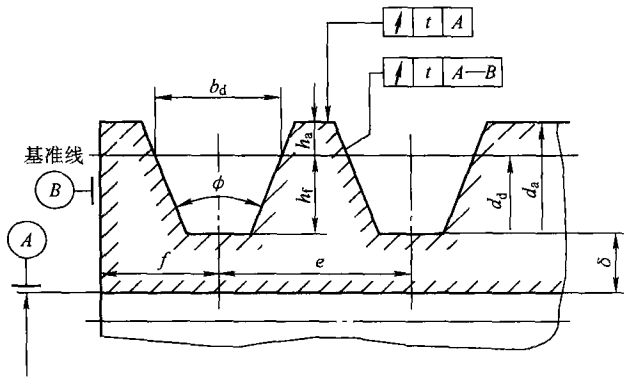
型 号						
Y	Z	A	B	C	D	E
200	405	700	930	1565	2740	4660
224	475	790	1100	1760	3100	5040
250	630	890	1210	1950	3330	5420
280	625	990	1370	2195	3730	6100
315	700	1100	1560	2420	4080	6850
355	780	1430	1760	2715	4620	7650
	820	1550	1960	2880	5400	9150
	1080	1640	2180	3080	6100	12230
	1330	1750	2300	3520	6840	13750
	1420	1940	2700	4060	7620	15280
	1540	2050	2870	4600	9140	16800
		2200	3200	5380	10700	
		2300	3600	6100	12200	
		2480	4060	6815	13700	
		2700	4430	7600	15200	
			4820	9100		
			5370	10700		
			6070			

表 1-4 窄 V 带基准长度系列

基准长度 L_d/mm																										
630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800	2000	2240	2500	2800	3150	3550	4000	4500	5000	5600	6300	7100	8000	9000	10000	11200	12500
		SPZ																								
			SPA																							
					SPB																					
										SPC																

1.2.3 V带轮的轮槽尺寸及基准直径系列（GB/T 10412—2002）（见表 1-5 ~ 表 1~7）

表 1-5 带轮槽型尺寸（单位：mm）



槽 型		基准宽度 b_d	h_a min	h_f min	槽间距 e ①			f ④ min
普通 V 带轮	窄 V 带轮				基本值	极限偏差②	累积极限 偏差③	
Y	—	5.3	1.6	4.7	8	± 0.3	± 0.6	6
Z	SPZ	8.5	2	7 9	12	± 0.3	± 0.6	7
A	SPA	11	2.75	8.7 11	15	± 0.3	± 0.6	9
B	SPB	14	3.5	10.8 14	19	± 0.4	± 0.8	11.5
C	SPC	19	4.8	14.3 19	25.5	± 0.5	± 1	16
D	—	27	8.1	19.9	37	± 0.6	± 1.2	23
E	—	32	9.6	23.4	44.5	± 0.7	± 1.4	28

- ① 实际使用中，如冲压板材带轮时，槽间距 e 可能被加大。当不按本标准规定的带轮与符合本标准规定的带轮配合使用时，应引起注意。
- ② 槽间距（两相邻轮槽截面中线距离） e 的极限偏差。
- ③ 同一带轮所有轮槽相对槽间距 e 基本值的累计偏差不应超出表中规定值。
- ④ f 值的偏差应考虑带轮的找正。

表 1-6 带轮楔角与带轮基准直径的对应关系

槽 型		带轮槽角 $\phi \pm 0.5^\circ$			
		38°	36°	34°	32°
普通 V 带轮	窄 V 带轮	基准直径 d_d/mm			
Y	—	—		—	—
Z	SPZ	> 80	—	≤ 80	—
A	SPA	> 118	—	≤ 118	—
B	SPB	> 190	—	≤ 190	—
C	SPC	> 315	—	≤ 315	—
D	—	> 475	≤ 475	—	—
E	—	> 600	≤ 600	—	—

表 1-7 带轮基准直径系列

V 带型号	带轮基准直径
Y	20, 22.4, 25, 28, 31.5, 35.5, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125
Z, SPZ	50*, 56*, 63, 71, 75, 80, 90, 100, 112, 125, 132, 140, 150, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 500, 630
A, SPA	75*, 80*, 85*, 90, 95, 100, 106, 112, 118, 125, 132, 140, 150, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800
B, SPB	125*, 132*, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1000, 1120
C, SPC	224, 236, 250, 265, 280, 300, 315, 335, 355, 400, 450, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 2000
D	355, 375, 400, 425, 450, 475, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1000, 1060, 1120, 1250, 1400, 1500, 1600, 1800, 2000
E	500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1500, 1600, 1800, 1900, 2000, 2240, 2500

注：带 * 的尺寸只适用于普通 V 带。