



方文中 编著

# 同步带传动

## 设计 · 制造 · 使用

上海科学普及出版社

373986

# 同 步 带 传 动

设计 · 制造 · 使用

方文中 编著



上海科学普及出版社

(沪)新登字第305号

责任编辑 志 钧

## 同步带传动

设计·制造·使用

方文中 编著

上海科学普及出版社出版

(上海曹杨路500号 邮政编码200063)

---

新华书店上海发行所发行 常熟文化印刷厂印刷

开本787×1092 1/32 印张9.5 插页1 字数211000

1993年5月第1版 1993年5月第1次印刷

印数 1—3,000

---

ISBN 7-5427-0539-3/TH·11 定价: 10.00元

DW 02 / 52

## 前 言

同步带传动是一种新型的机械传动。由于它具有传动平稳、结构简单、传动比恒定、耗能少、传动效率高等特点，近年来在各国得到广泛应用。我国自60年代引入该种传动以来，使用日益广泛，目前已用于各种仪器、计算机、纺织机械、医疗机械、金属切削机床、汽车及其他通用机械中。

由于同步带传动引入我国不久，国内机械工程技术界对这种传动的结构、性能、传动原理还不熟悉，这导致我国的同步带传动技术无论在制造、使用以及理论研究方面还远落后于国外，从而严重影响了同步带传动在我国的使用和发展。为了有助于改变这一状况，本书以应用于轻工、仪表等的一般工业用同步带传动(梯形齿同步带传动)为主，系统介绍同步带传动的原理、结构、设计及使用等基本知识。同时也介绍目前正在发展中的汽车用同步带和高速大功率用的同步带传动，以供工程技术人员及大专院校师生设计参考使用。

本书由清华大学吴宗泽教授、《机械制造》杂志社庄秀珍高级工程师主审，对他们热情的帮助，作者在此表示致谢。

由于作者的水平有限，错误和不当之处在所难免，欢迎读者批评指正。

作者

1990.10

## 基本符号表

<p><math>A</math> 面积</p> <p><math>\delta</math> 节顶距, 挠度</p> <p><math>b</math> 带宽</p> <p><math>e</math> 中心距</p> <p><math>d</math> 直径</p> <p><math>E</math> 弹性模量</p> <p><math>e</math> 自然对数的底</p> <p><math>F</math> 力</p> <p><math>f</math> 摩擦系数</p> <p><math>g</math> 重力加速度</p> <p><math>h</math> 高度</p> <p><math>i</math> 传动比</p> <p><math>J</math> 极惯性矩</p> <p><math>K</math> 系数</p> <p><math>M</math> 力矩</p> <p><math>m</math> 质量</p>	<p><math>n</math> 转速</p> <p><math>P</math> 功率</p> <p><math>p</math> 节距</p> <p><math>Q</math> 法向力</p> <p><math>R, r</math> 半径</p> <p><math>S</math> 齿根宽</p> <p><math>T</math> 张力</p> <p><math>U</math> 功</p> <p><math>v</math> 速度</p> <p><math>W</math> 重量</p> <p><math>Z</math> 齿数</p> <p><math>\alpha, \beta, \gamma, \theta, \varphi, \phi, \psi, \rho</math> 角度</p> <p><math>\omega</math> 角速度</p> <p><math>\lambda</math> 柔度</p> <p><math>\Delta</math> 变形量</p>
---	---

# 目 录

## 基本符号表

<b>1 绪论</b> .....	<b>1</b>
1.1 同步带传动发展概况.....	1
1.2 同步带传动的特点和分类.....	9
1.3 同步带传动的标准化.....	15
1.4 同步带传动应用实例.....	17
<b>2 一般工业用同步带——梯形齿同步带</b> .....	<b>24</b>
2.1 梯形齿同步带的结构和主要参数.....	24
2.2 梯形齿同步带的尺寸及规格.....	31
2.3 梯形齿同步带的制造.....	53
<b>3 同步带轮</b> .....	<b>59</b>
3.1 带轮的齿形.....	59
3.2 带轮轮齿加工方法和刀具.....	63
3.3 同步带轮的主要参数.....	74
3.4 同步带轮的结构和材料.....	80
3.5 同步带轮的公差与检验项目.....	82
3.6 同步带轮的尺寸规格.....	85
<b>4 同步带传动啮合特性</b> .....	<b>107</b>
4.1 同步带传动的运动特性.....	107
4.2 同步带传动的动力特性.....	112
4.3 同步带传动的爬齿与跳齿.....	119
<b>5 同步带传动的设计计算</b> .....	<b>128</b>

5.1	同步带传动的失效形式和设计准则	128
5.2	同步带传动的设计计算	135
5.3	同步带传动计算例题及程序框图	146
5.4	同步带传动的效率	152
5.5	同步带多级传动计算	162
5.6	提高梯形齿同步带工作寿命和可靠性的措施	171
	附表5-1~5-5节距制梯形齿同步带基准额定功率表	178
<b>6</b>	<b>同步带传动的安装和试验</b>	<b>194</b>
6.1	同步带的尺寸检验	194
6.2	同步带传动的安装	200
6.3	同步带机械性能测试	205
6.4	同步带传动动态性能测试	217
<b>7</b>	<b>汽车同步带传动</b>	<b>227</b>
7.1	概述	227
7.2	汽车同步带、带轮的结构	230
7.3	汽车同步带传动的布置	244
7.4	提高汽车同步带工作可靠性的措施	246
	附表7-1 汽车同步带节线长度极限偏差	249
	附表7-2 汽车同步带轮形位公差	250
<b>8</b>	<b>高转矩同步带传动</b>	<b>251</b>
8.1	概述	251
8.2	高转矩同步带传动的结构和尺寸	257
8.3	高转矩同步带传动设计计算	262
	附表8-1~8-2原动机的级别、工况系数 $K_1$	272
	附表8-3,8-4增速系数 $K_2$ 、疲劳修正系数 $K_f$	274
	附表8-5“HTD”同步带标准节线长度表	275

附表8-6S8M“STPD” 同步带标准节线长度表·····	280
附表8-7~8-10“HTD” 同步带基准额定功率 $P_0$ ·····	281
附表8-11“STPD”同步带8M-基准额定功率表 $P_0$ ·····	289
参考文献 ·····	292
附表国内外梯形齿同步带、带轮齿形尺寸参数 一览表·····	



# 1 绪 论

## 1.1 同步带传动发展概况

### 1.1.1 国外同步带传动的发展概况

同步带传动<sup>①</sup>早在1900年已有人研究并多次提出专利，但其实用化却是在二次世界大战以后。由于同步带是一种兼有链、齿轮、三角胶带优点的传动零件，随着二次大战后工业的发展而受到重视，于1940年由美国尤尼罗尔(Uniroyal)橡胶公司首先加以开发。1946年辛加(シンガ)公司把同步带用于缝纫机针和缠线管的同步传动上，取得显著效益，并被逐渐引用到其他机械传动上。

在亚洲，日本从1957年引进美国同步带传动专利，并先后在尤聂塔(UNITTA)、三星、阪东(BANDO)等多家橡胶公司制造，并实现了产品商品化。

同步带传动的开发和应用，至今仅50余年，但在各方面已取得迅速进展，具体表现在以下几个方面。

#### 1. 同步带传动获得广泛应用

同步带传动起始于缝纫机的同步传动。但由于同步带其独特的优点及随着类型增多、材质的改进，应用范围日益广泛，并已进入齿轮、链、平皮带、三角带等传统应用的领域。其

---

① 同步带传动曾有多种名称，如定时带传动，强制带传动，齿形带传动等。

中受冲击最大的是套筒滚子链和三角带传动。例如,据日本有关资料报道,配有顶置式凸轮(OHC)发动机的轿车,其80%的配气机构已用同步带代替了链和三角带传动。并且随着德国、英国等对摩托车、自行车用同步带专利的提出,也有代替滚子链的趋势。在纺织机械上过去多采用三角带传动,但随着能量损耗成为主要矛盾后,美、英、德、日本的纺织机械已逐步用同步带来代替。此外在一些要求精密同步传动的打印机、传真机及各种办公自动机械上,同步带更有无可争辩的优势,而得到了广泛采用。随着同步带传动的发展,近年来世界各国的同步带生产量剧增,以日本为例;1974年在日本的同步带产量仅为三角带产量的8%,而在1974~1984年的10年中,随着同步带的广泛应用,三角带产量下降了20%,同步带产量却增加了4倍。这种趋势目前还在继续发展中。

## 2. 同步带传动技术日臻完善

随着同步带传动应用范围日益扩大,对同步带传动的要求也随之变化,由过去仅求得同步传动而发展为既要求同步传动又能传递动力。由此使同步带在材质上、尺寸参数上及理论研究上向着高性能高强度的领域发展。

首先在材质组成上,由原采用的聚氨酯橡胶基体—钢丝承载绳发展为有更高强度、更耐磨、耐高温的氯丁橡胶基体—玻璃纤维承载绳—尼龙包布。目前在日本、美国已在研制能耐更高温度(130°C以上)的氯磺化聚乙烯耐热合成胶,在承载绳上也开始采用韧性为涤纶两倍、强度与钢近似的耐腐蚀、耐高温的芳纶合成纤维(Keular和Aramid)来代替玻璃纤维,从而使同步带能在大功率传动及各种特殊条件下工作。

同时,随着同步带传动传递动力要求的提出,促使同步带在结构、尺寸参数、齿形相应有很大变化。在一般工业用的同

步带上，由原为许多国家采用的模数制改采用对强度及传动特性更合理的节距制，并已统一为国际标准。而在齿形上为适应高转矩、高速的需要，由美国尤尼罗尔和固特异(Goodyear)橡胶公司提出了HTD(高转矩传动)，STPD(超转矩准时传动)的圆弧齿同步带齿形系列来代替梯形齿，此种同步带传递功率可达370kW，速度达50m/s。目前已在美、西欧、日本等国成批生产使用。

### 3. 同步带传动在理论、试验研究上有新的发展

随着对同步带传动使用要求的提高，在同步带传动中也暴露了许多问题和缺陷，需要从理论上加以解决，用试验来分析改进。同时也要求有完善的同步带传动设计方法提供用户使用。这些要求推动了同步带传动理论研究的发展。根据资料报道，目前国外在同步带传动理论研究上，大致可分六个方面：

(1) 同步带传动设计计算。同步带传动设计计算是选择同步带及带轮结构参数的主要依据，受到各国同步带生产厂和用户的重视。在许多企业标准中都提出了各自的设计和选择同步带参数的计算方法。1981年国际标准化组织制定了以同步带抗拉强度为设计准则的计算方法—ISO5295-1981《同步带额定功率和传动中心距的计算》的国际标准。但采用此法时，其中同步带的基准额定功率(或许用拉力)需采用生产厂提供的同步带性能数据。除此之外，苏联学者IO.E.哥列维奇，И.И.伏罗别也夫等人对同步带的失效形式和计算方法作了较深入的研究，提出了同步带耐磨性、剪切强度及传动效率等多种计算方法，并采用有限单元法计算了带齿工作时的应力分布。

(2) 同步带传动的强度研究。在强度研究方面较为突出

的是日本小山富夫等的实验研究,他们从带齿间的载荷分布、带与轮间的节距差值、带的疲劳强度和断裂特性、带的不完全啮合影响等多方面试验分析了同步带的强度,发表了多篇研究论文。此外苏联学者Ю.В.哥列维奇等对同步带的寿命、可靠性也作了较深入的研究。

(3) 同步带带齿间的载荷分布。由于同步带工作时各啮合带齿载荷分布不均匀对带的寿命有很大影响,而受到世界各国学者的重视,目前已发表的有关同步带传动的研究论文中,该项内容占较大比例,其中有瑞士的G.杰倍尔特,日本的小山富夫、纲岛贞男,苏联的Ю.В.哥列维奇、С.Н.高采夫尼可夫等均对带齿间的载荷分布进行了理论性和实验性的研究。

(4) 同步带传动特性研究。同步带传动特性是一个较新的研究课题。日本学者笼谷正则等人从初拉力,回转传动误差,带的爬齿现象等多方面分析了同步带的传动特性,并采用高速摄影拍摄了带齿和轮齿的啮合过程,发表了多篇论文。

(5) 同步带传动的振动和噪声研究。日本及苏联学者久保爱三、X.X.沙勃乞夫等人发表了多篇论文,文中讨论了引起振动和噪声的原因及影响因素,提出了降低振动和噪声的方法。

(6) 同步带的齿形研究。齿形研究着重于圆弧齿形的结构设计。英、日、德等国的学者分别从强度、消除啮合干涉,减少振动、噪声等多方面论证了他们所提出的圆弧齿形的优越性,目前这些论述多以专利形式发表。

### **1.1.2 同步带传动在我国的应用**

#### **1. 同步带传动在我国的使用情况**

我国自60年代引入同步带传动。近年来随着机械工业的发展和国外设备的引进,同步带传动的应用日益增多,根据初步统计,它在四个方面得到较多应用。

(1) 轻工机械设备上的应用。由于同步带传动具有节能、无润滑油污染、噪声小等特点，故在轻工机械上得到广泛使用，如纺织机械中的气流纺、箭杆织机、弹力丝机都大量采用了同步带传动(每台达数十根之多)。其他如印刷、造纸、食品、烟草及医疗机械等也都用同步带传动取代了原有的齿轮、链、三角带传动。

(2) 精密机械设备上的应用。由于同步带传动具有精确同步传递运动的特点，故被广泛用于精密传动的各种设备上，例如上海有线电厂生产的有线文字传真机上就采用了同步带，取得良好的效果，其他如录音机、计算机及各种办公自动化机械也都采用了同步带传动。

(3) 在高速大功率机械中的应用。我国同步带传动的发展趋势与国外相同，也将由仅要求同步向既要求同步又能传递高转速、大功率方向发展。在许多大型设备上已开始考虑以同步带传动来代替其他传动，例如大庆石油学院研制了节距为 31.75mm 的 XXH 型同步带用于石油钻机，又如上海 708 研究所、福建农机所等都在考虑把同步带用于气垫船的推进器、潮汐发电机组上，其传递功率都达数百千瓦，转速每分达数千转。

(4) 在具有特殊要求的机械中的应用。其中较有代表性的是同步带传动在汽车、摩托车上的应用。目前国内已组织生产的桑塔纳轿车、天津大发面包车及南京汽车厂生产的依维柯系列轻型卡车等，它们的发动机配气机构均采用了同步带传动，随着我国汽车工业与国外的合作及技术引进，同步带传动亦将有取代发动机上链传动的趋势。

## 2. 我国同步带传动生产和发展情况

同步带传动自 60 年代引入我国，随着国外引进设备上同

步带配套和替换需要,在60年代中期开始试制。当时产品主要是仿造国外,材质是聚氨酯—钢丝。产量仅停留于小批量生产上。自70年代末,随着国外设备引进增多,对同步带的需求日益增加,相应对同步带在数量、质量、规格上提出了更高要求,从而推动了我国同步带生产的发展。

首先在生产规模上,许多同步带生产厂已由作坊式的单件、小批试制发展为专业成批生产、生产技术也开始规范化,由手工操作转为流水作业生产。并从德国引进同步带生产技术和设备,这将使我国的同步带生产趋向正规化。

其次在同步带的尺寸规格上,随着国际标准引入,同步带生产也开始由各种规格重复,混杂的局面向统一的 ISO 标准靠拢,为我国同步带产品的标准化、系列化创造了条件。

此外在同步带的材质、品种上也有了进一步的发展,带的材质组成已由过去单一的聚氨酯—钢丝发展为有更优越性能的氯丁橡胶—玻璃纤维组成,从而提高了带的质量;在品种上,除梯形齿同步带外,也已着手制造更特殊的及用于大功率传动的汽车同步带和圆弧齿同步带。目前我国成批生产同步带的专业厂日益增多,生产批量较大的有上海、青岛、沈阳、宁波、三门、贵阳、北京等地的工厂、研究所等。

在同步带生产迅速发展情况下,迫切要求对同步带及带轮实现标准化,早在70年代中期由上海机械学院和工厂等单位制定了模数制的梯形齿同步带系列尺寸标准,登载于机械设计工程手册上。1980年上海纺织机械研究所制定了缝纫机同步带的专业标准,在1978年我国参加了国际标准化组织,并参加了ISO TC/41带传动技术委员会的活动。随着同步带传动广泛使用及国际商品交流的需要,要求制订我国的同步带传动的国家标准,并向国际标准靠拢,因此于1984年由国家标

准局委托机电部、化工部制订我国的同步带传动标准。在 ISO 同步带传动标准基础上制订的同步带传动——带、带轮及额定功率和传动中心距计算等国家标准已由国家技术监督局批准,于1989年公布,并于1990年开始执行。

### 3. 目前我国同步带传动存在的问题

(1) 品种规格繁多,产品不成系列。由于我国新的同步带国家标准刚公布不久,而旧的标准尚在设计应用,即处于新旧标准并存的过渡阶段,而生产厂又大都根据用户需要进行生产,使产品的品种规格繁多,既有模数制,又有节距制的同步带,此外还生产德国、意大利等国的特种规格的同步带。而在这些同步带中,结构尺寸却十分靠近,其节距都限于1~13mm范围内,造成品种重复,尺寸相似的模具堆积如山,在经济上造成很大浪费,而大节距的同步带却无人生产,产品无法形成系列,严重影响了同步带的推广使用。

(2) 产品质量差。同步带由基体材料、承载绳和尼龙包布组成。近年来基体材料已改采用强度较高的氯丁胶,承载绳以玻璃纤维代替了钢丝,在齿面上覆盖了尼龙包布,但由于这些材料多属试制产品,与国外同类型材料相比就存在抗拉强度低、粘结性能差等缺点,这就影响了带的质量,使带易于损坏。除材质较差外,引起产品质量低的原因是制带的工艺水平较低,目前多数厂的同步带生产停留于手工操作,各个生产工序主要凭经验来控制精度,这使产品质量无法掌握,各批生产的同步带质量好坏相差很大。而在同步带质量检验上亦缺少检验标准和设备。由于以上原因,使国产同步带在使用中损坏严重。

(3) 带与轮互不配套,影响传动质量。目前我国同步带传动的生产现状是带由橡胶厂生产,带轮由用户自行设计加工,

而彼此对作为整体的同步带传动的技术要求了解甚少，这往往造成带与带轮无法配套，传动时不能正常啮合，而产生干涉和爬齿等现象，严重影响带的传动质量。

#### 4. 理论试验研究急待跟上

目前国内同步带传动的设计尚停留于对国外同步带、带轮仿制、测绘的基础上，缺少理论的指导及符合我国国情的计算数据和设计方法，因此造成设计上很大的盲目性，面对使用中的问题，如带轮外径偏差，带齿形状对啮合干涉的影响；同步带的爬齿、跳齿现象产生原因等等问题，难以解决。这也严重影响了同步带传动的推广使用。随着同步带传动使用范围扩大，要求理论、试验研究必须迎头赶上，以指导生产实践，使同步带传动有更好的传动质量和长的使用寿命。

#### 1.1.3 同步带传动的发展方向

随着同步带传动应用日益广泛，对其要求日益增高，同步带传动将有如下发展趋势：

##### 1. 提高同步带质量和使用寿命

随着对同步带传递动力要求的提出，高的传动质量和较长的使用寿命已成为用户的迫切要求，因此同步带传动今后将向着强化方向发展，即从强度、寿命、精度及传动噪声等多方面来改善同步带的传动质量，使同步带由易损件转变为具有高强度、长使用寿命的耐用零件。

##### 2. 综合性能同步带的开发

随着同步带传动的用途日益广泛，具有多种性能的同步带将被开发使用，它不仅被制成具有单面齿或双面齿的标准同步带，用于单级和多级带轮传动，而且已根据需要制成具有内侧齿形，背面带有V形槽的特种同步带，它可同时驱动同步带轮和三角带轮回转；此外同步带已不仅用于回转传动，而



根据同步带具有良好同步性的特点,被应用于物品的提取、输送或定位,这在精密的打字机、数钞票机及各种办公自动机械上都得到了应用。

### 3. 改进同步带制造工艺,降低生产成本

目前,同步带在制造成本上还无法与三角带竞争,这是因为环形无接头的同步带必须采用专用模具制造,而且一种带长就需要一套相配的模具,这造成制造成本很高,约比三角带高三分之一。因此要使同步带更广泛的采用,必须解决在制造上的困难。目前日本、德国已在摸索同步带带端连接方法,如果同步带能按带条形制造,然后再连接成有精确节距的环形同步带,则可大为减少模具的数量,从而使同步带成本下降,同步带传动将具有更显著的优越性。

## 1.2 同步带传动的特点和分类

### 1.2.1 优点

同步带传动是由一根内周表面设有等间距齿的封闭环形

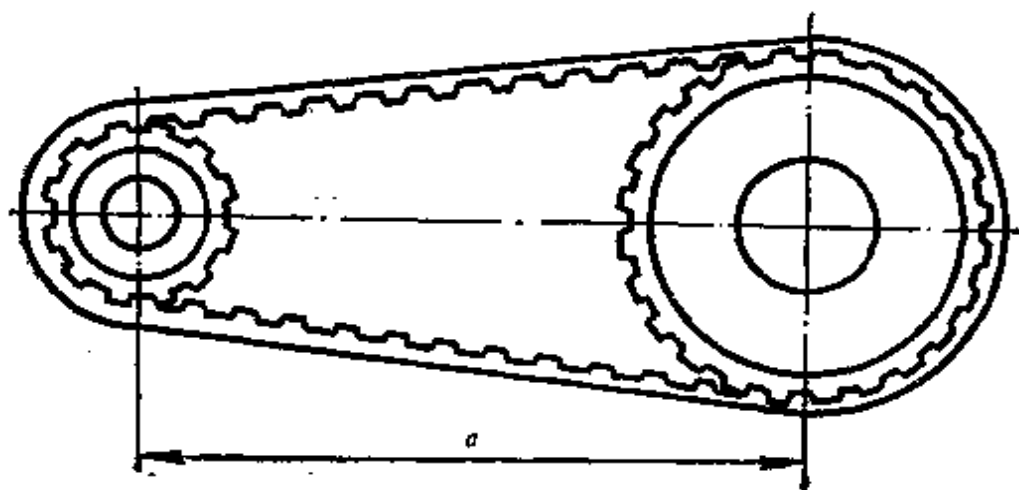


图1-1 同步带传动

胶带和具有相应齿的带轮所组成,如图1-1所示。运转时,带的凸齿与带轮齿槽相啮合,来传递运动和动力。与其他传动相比,同步带传动具有如下优点:

### 1. 工作时无滑动,有准确的传动比

同步带传动是一种啮合传动,虽然同步带是弹性体,但由于其中承受负载的承载绳具有在拉力作用下不伸长的特性,故能保持带节距不变,使带与轮齿槽能正确啮合,实现无滑差的同步传动,获得精确的传动比。

### 2. 传动效率高,节能效果好

由于同步带作无滑动的同步传动,故有较高的传动效率,一般可达0.98。它与三角带传动相比,有明显的节能效果,可用如下实例作证明。

例1:美国某炼钢厂的4台炼焦吹风机,过去采用三角带传动,产生风力不大,转速变化大,带在磨损、伸长后产生打滑等情况。后改用同步带传动,效果明显(见表1-1),其冷却风

**表1-1 同步带传动与三角带传动比较**

工作机	三角带传动		同步带传动	
	电机转速 (r/min)	风扇转速 (r/min)	电机转速 (r/min)	风扇转速 (r/min)
1	1760	295	1760	308
2	1760	180	1760	308
3	1760	303	1760	308
4	1760	302	1760	308

扇转速(即从动带轮转速)由每分200多转提高至308r/min,消除了打滑,效率增加10%,而且4台吹风机转速稳定不变,为

炼焦提供了稳定的空气容量，从而提高了炼焦的质量，此外减少了运行时的保养维修费，在采用同步带后运行2.5年多，没有进行保养，仍能正常工作。

例2：美国一台电机功率为30kW、转速为1160r/min的抽油机上，以同步带代替三角带，经3个月的对比试验、测试结果是：用三角带传动，每抽一桶原油需0.736kW·h，而用同步带传动，每桶原油只需0.63kW·h，平均节电14.4%。

例3：上海第一棉纺厂在一台电机功率为17kW、转速为1450r/min的纺纱机上，以同步带代替三角带，经测定平均可节电4%，同时转速比原来稳定，并提高2%，使纺纱质量和产量均有提高。

从以上数例看出，同步带传动在节能上有很大潜力，因此采用同步带传动可获得较高的经济效益。

### 3. 传动比范围大，结构紧凑

同步带传动的传动比一般可达到10左右，而且在大传动比情况下，其结构比三角带传动紧凑。因为同步带传动是啮合传动，其带轮直径比依靠摩擦力来传递动力的三角带带轮要小得多，此外由于同步带不需要大的张紧力，使带轮轴和轴承的尺寸都可减少。所以与三角带传动相比，在同样的传动比下，同步带传动具有较紧凑的结构。

### 4. 维护保养方便，运转费用低

由于同步带中承载绳采用伸长率很小的玻璃纤维、钢丝等材料制成，故在运转过程中带伸长很小，不需要像三角带、链等经常调整张紧力。此外，同步带在运转中也不需要任何润滑，所以维护保养很方便，运转费用比三角带、链、齿轮要低得多。

## 5. 恶劣环境条件下能正常工作

在具有灰尘杂质、水及腐蚀介质的恶劣工作条件下,链条易生锈、磨损;三角带会产生打滑,而同步带传动却能适应这些条件。由于它是啮合传动,在有雨水情况下不会打滑,而且水是橡胶良好的润滑剂,反而可减少带的磨损。在有灰尘杂质时,由于同步带带齿进入带轮轮槽时,带齿将挤压原留在轮槽内的空气,使受压的空气向轮槽两侧排出,这种空气挤压将同时起到清理啮合表面、带走灰尘杂质的作用,从而减少了同步带的磨损。此外同步带有较高的耐腐蚀性、耐热性,在高温、有腐蚀气体情况下仍能正常工作。

### 1.2.2 同步带传动的缺点

#### 1. 安装要求高、中心距要求严格

同步带传动与其他传动相比,安装要求较高,它要求两带轮的轴线严格平行,同步带应位于与两带轮轴线垂直的平面内运转。任何偏斜将导致带齿上沿宽度方向的载荷分布不均匀,使带过早断裂破坏,传动的中心距要求也十分严格,中心距过大过小,都会使带齿与轮齿不能很好啮合,产生干涉,爬齿滑动等现象,使同步带传动失效。

#### 2. 制造工艺复杂、制造成本高

由于同步带传动属啮合传动,带、轮均要求有精确的节距和节线长度,因此带的铸造模具及带轮均需经过精确的齿形加工,制造费用较高。此外,同步带的各组成元件(承载绳、尼龙包布及基体材料)均有特殊要求,需专门制造,故同步带传动的制造成本要比三角带传动高。但该缺点随着同步带的规格统一和生产工艺的改进,将会逐渐减小。根据国外资料报道,在国外同步带传动使用中,其节约的能量及减少的维护费用所得到的收益已超过了同步带初期制造费用。价格低廉的

优点已转到同步带传动方面来。

同步带传动在传递功率、速度、传动比等方面都有很广的应用范围。目前一般工业用的梯形齿同步带最大传递功率可达100kW，而新型的高转矩同步带传递功率已达300kW以上，最高速度达到50m/s，最大传动比达到10。

### 1.2.3 分类

#### 1. 按用途分

(1) 一般工业用同步带传动，即梯形齿同步带传动。它主要用于中、小功率的同步带传动，如各种仪器、计算机、轻工机械中均采用这种同步带传动。

(2) 高转矩同步带传动，又称HTD带(High Torque Drive)或STPD带传动(Super Torque Positive Drive)。由于其齿形呈圆弧状，在我国通称为圆弧齿同步带传动。它主要用于重型机械的传动中，如运输机械(飞机、汽车)，石油机械和机床、发电机等的传动上。

(3) 特种规格的同步带传动。这是根据某种机器特殊需要而采用的特种规格同步带传动，如工业缝纫机用的、汽车发动机用的同步带传动。

(4) 特殊用途的同步带传动。即为适应特殊工作条件制造的同步带。

①耐油性同步带。用于经常沾油或浸在油中传动的同步带。

②耐热性同步带。用于环境温度在90~120°C以上高温下使用的同步带。

③高电阻同步带。用于要求胶带电阻大于6MΩ以上情况的同步带。

④低噪声同步带。用于大功率、高速但要求低噪声的同

步带。

⑤特殊结构同步带。根据生产需要制造的特殊截面、厚带背、特殊节距的同步带。

⑥宽幅同步带。即为标准宽度以外的宽同步带。

⑦非环形同步带。

## 2. 按同步带齿形分类

(1) 梯形齿, 该种齿形已列入ISO及我国同步带标准, 其型号及尺寸参数均已标准化。

(2) 圆弧齿, 目前尚处于各国企业标准阶段。在美、英、日、德等国均生产有各种型号的圆弧齿形同步带和带轮, 但其型号及尺寸参数仅限于企业标准, 无国家标准和国际标准可查。

## 3. 按规格制度分

(1) 模数制。同步带主要参数是模数 $m$  (与齿轮相同), 根据不同的模数数值来确定带的型号及结构参数。在60年代该种规格制度曾应用于日、意、苏等国, 后随国际交流的需要, 各国同步带规格制度逐渐统一到节距制。目前仅苏联及东欧各国仍采用模数制。

(2) 节距制。即同步带的主要参数是带齿节距, 按节距大小不同, 相应带、轮有不同的结构尺寸。该种规格制度目前被列为国际标准。

由于节距制来源于英、美, 其计量单位为英制或经换算的公制单位。

(3) DIN 米制节距。DIN 米制节距是德国同步带传动国家标准制定的规格制度。其主要参数为齿节距, 但标准节距数值不同于ISO节距制, 计量单位为公制。在我国, 由于德国进口设备较多, 故DIN米制节距同步带在我国也应用

较多。

### 1.3 同步带传动的标准化

随着同步带传动在各种机械中的广泛使用，为保证同步带、带轮的互换性、简化设计工作，减少产品规格数量，提高产品质量，同步带传动的标准化是一项必不可少的重要措施。

在国际最早实现标准化的是应用最广的一般工业用同步带传动，即梯形齿同步带传动。早在1970年英国首先制定了同步带传动国家标准 BS4548—1970，然后美、日本、西欧各国相继也制定了一般工业用同步带传动国家标准(见表1-2)，并且随着机械工业发展和国际交流需要，于1978年由国际标准化组织在各国提案基础上制定了 ISO同步带传动标准。由于ISO标准的起草国是美国，同时日本、西欧各国都采用了节距制的同步带和带轮。因此，在ISO标准中采用了节距制为标准的规格制度。目前除苏联、东欧各国外，世界各国都相继采用了节距制的同步带传动。

我国于1978年加入国际标准化组织，并参加了同步带传动装置技术委员会(TC-41)的活动。自1984年起根据国标局要求，制定了GB6931.3《同步带传动—术语》，GB11361-89《同步带传动—带轮》，GB11362-89《同步带额定功率和传递中心距的计算》，GB11616-89《同步带尺寸》等国家标准，为便于国际技术交流，这些标准基本上是等效采用了ISO标准，同时根据实际需要，在标准中增加了设计计算实例及安装调试等要求。这些标准均已于1989年颁布，并于1990年1月1日实施。

表1-2 ISO和世界各地的同步带传动标准

标准号	标准名称	标准号	标准名称
ISO5288-1982	《同步带传动—术语》	OCT38-05114-76	苏联《同步传动带及带轮基本尺寸、带的尺寸检验方法》
ISO5294-1979	《同步带传动—带轮》	JISK6372-1982	日本工业标准《一般用齿形带》
ISO5295-1981	《同步带额定功率和传动中心距的计算》	DIN7721-1	德国《同步带传动—米制节距同步带》
ISO5296-1978	《同步带传动—带》	DIN7721-2	德国《同步带传动—米制节距同步带轮的齿槽廓线》
ISO/DIS9010-1-1985	《同步带传动—汽车用带—第一部分:ZA截面》	NFT47-121-81	法国《同步带传动—带》
ISO/DIS9010-2-1985	《同步带传动—汽车用带—第一部分:ZB截面》	NFT47-120-81	法国《同步带传动—轮》
ISO/DIS9011-1-1985	《同步带传动—汽车用带轮—第一部分:ZA截面》	JISB9078-1979	日本工业标准《缝纫机齿形皮带》
ISO/DIS9011-2-1985	《同步带传动—汽车用带轮—第二部分:ZB截面》	JISB9079-1979	日本工业标准《缝纫机齿形带轮》
BS4548-1970	《同步带传动英国标准》	SAE-J1278.OCT80	美国汽车同步带传动标准《米制同步带和带轮》
ANSI/RMAIP-24-1983	美国工程标准:采用同步带传动的说明	JASOE105-81 JASOE106-81	日本汽车标准《汽车发动机用同步带的尺寸》《汽车发动机用同步带轮的尺寸》

除一般工业用同步带传动标准外,各国还对于一些有特殊要求的同步带传动制订了国家标准,如日本的缝纫机用的同步带传动标准,美、意、法、德、日等国的汽车同步带传动标



表1-3 我国的同步带传动标准

标准号	标准名称
GB6931.3—86	同步带传动术语
GB11616—89	同步带尺寸
GB11361—89	同步带传动—带轮
GB11362—89	同步带传动—额定功率和传动中心距的计算
GB10716—89	同步带拉伸性能试验方法
GB10717—89	同步带齿剪切强度试验方法
GB10718—89	同步带包布剥离强度试验方法
GB10719—89	同步带绳抽出强度试验方法
企业标准 <sup>①</sup>	国产模数制同步带传动尺寸规格

① 在同步带传动国家标准未颁布前，我国同步带生产厂执行的标准。见《机械设计手册》(化学工业出版社1982年版)

准，并且随着汽车发动机上采用同步带传动日益增多，在1985年国际标准化组织讨论起草了汽车同步带传动标准草案。我国根据该草案也已制订汽车同步带传动的国家标准。

对于高转矩同步带传动(圆弧齿同步带传动)，由于尚在发展，目前在世界各国仅有企业标准，尚无国家标准。而在各国的企业标准中大都采用了尤尼罗尔(Uniroyal)和固特异(Goodyear)两公司的高转矩同步带、带轮的规格和尺寸参数。

## 1.4 同步带传动应用实例

限于篇幅，下面仅简介同步带传动的部分应用实例。

### 1.4.1 缝纫机用同步带传动(图1-2)

在工业用缝纫机中以同步带代替了锥齿轮和三角胶带传

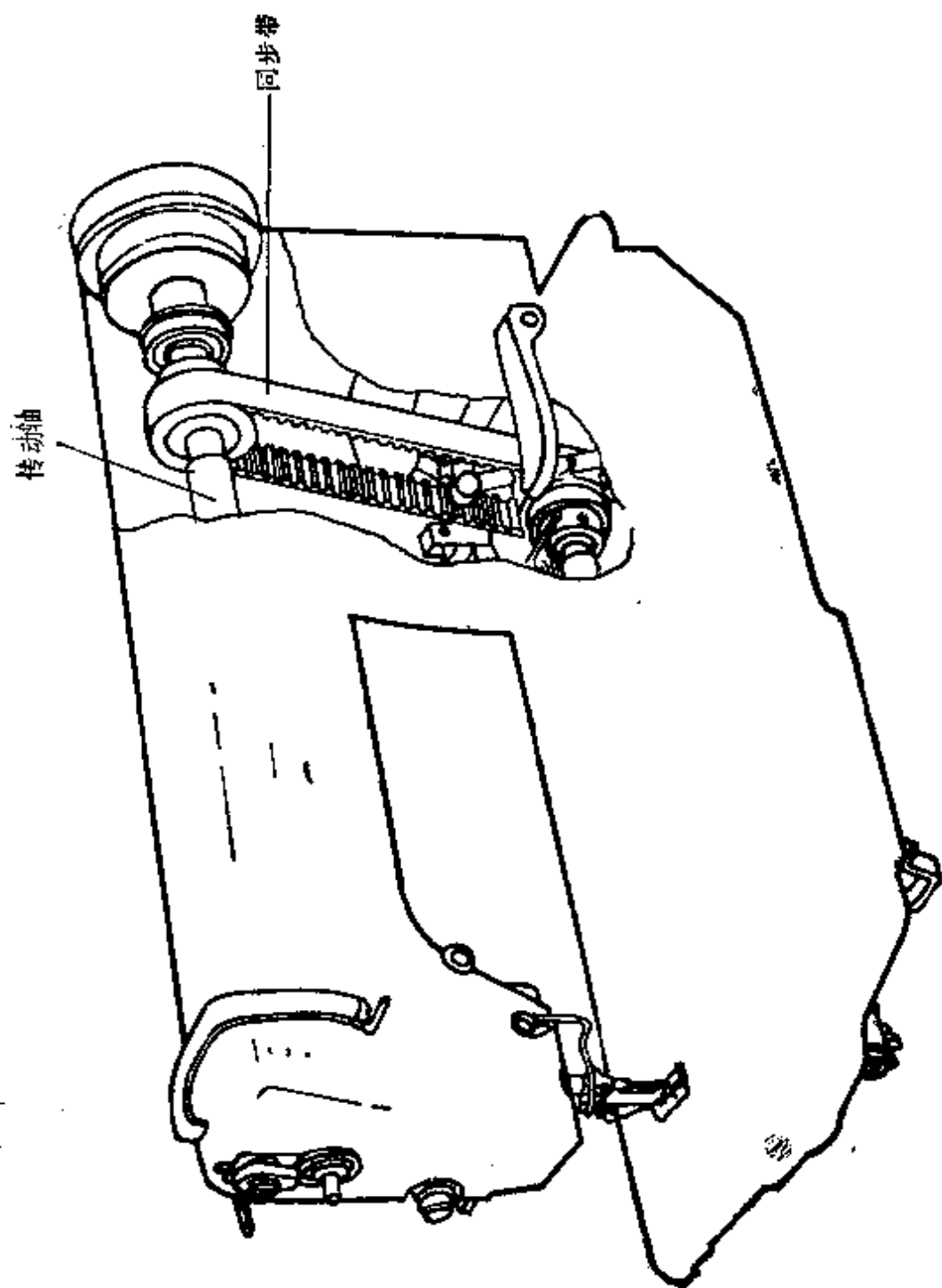


图1-2 同步带传动在缝纫机上的应用

动,使缝纫机的引线机构和送布机构达到更精确的同步,从而提高了缝纫的质量。此外采用同步带传动还可使缝纫机传动噪声低,维护保养方便,因此在高速工业缝纫机中广泛采用了同步带传动。

#### 1.4.2 同步带传动在数票机和硬币包卷机上的应用

图1-3(a)为同步带在支票、纸币挑选机上的应用。同步带采用XL型(节距为5.08mm)背面有凸起的成型带,带背上均布着一枚枚橡胶针,用来引出纸票并自动分类。

图1-3(b)为硬币包卷机上的同步带传动。它用于硬币包卷机的送纸机构的传动上,由于送纸机构要求每次送纸均为

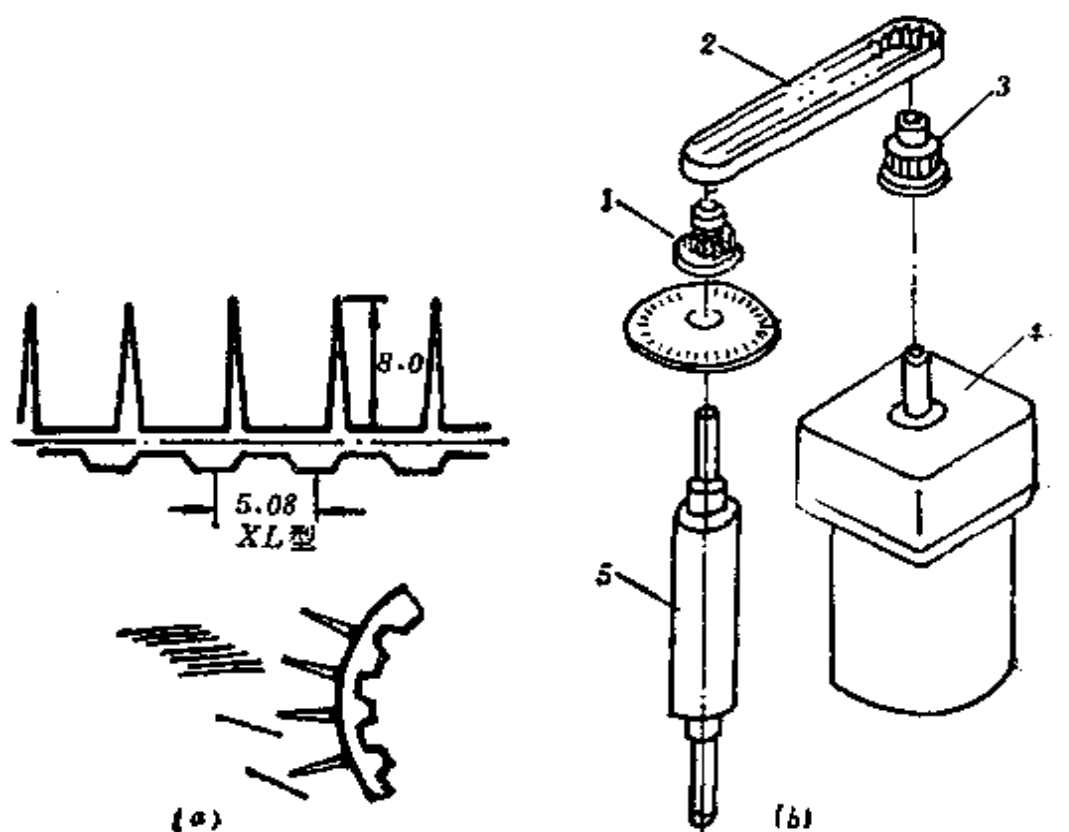


图1-3 同步带传动在数票机和硬币包卷机上的应用

1,3—带轮 2—同步带 4—电机 5—送纸滚子

定长,不允许传动有打滑丢转现象,因此采用了同步带传动,保证了传动的精确性。

#### 1.4.3 纺织机械上的同步带传动(图1-4)

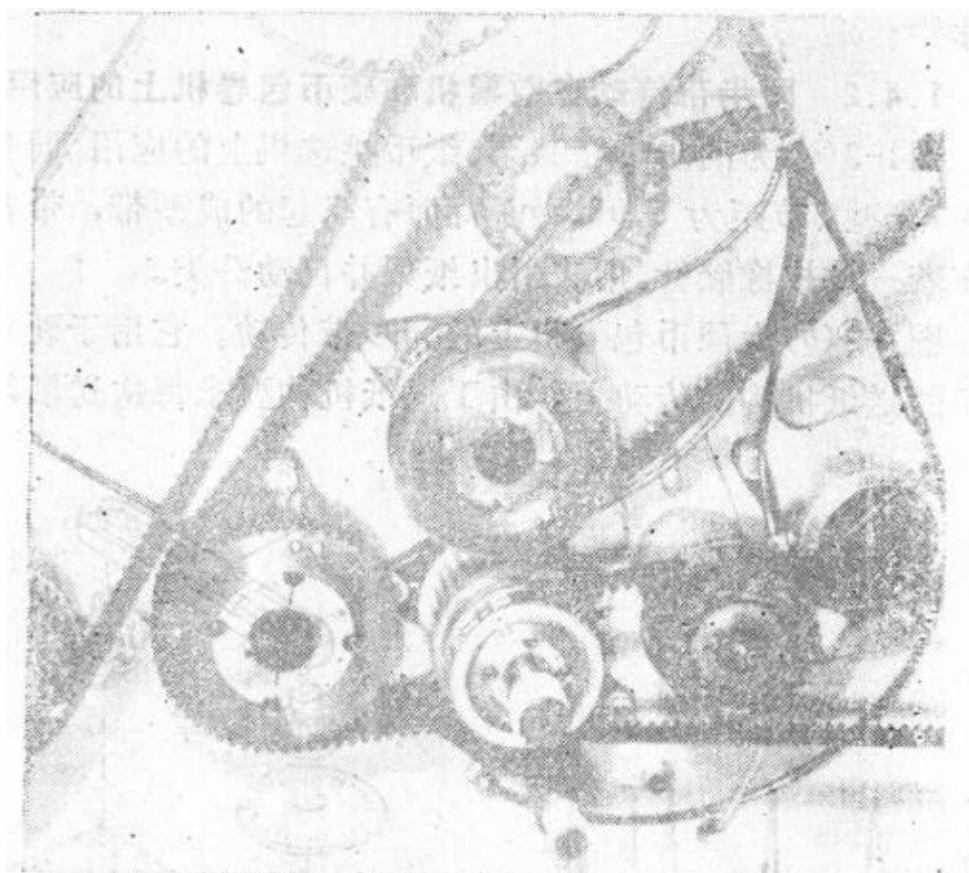


图1-4 纺织机械上的同步带传动

在纺织机械上采用双面齿同步带来带动多个转向不同的转轴,可使传动结构简化,重量减轻,同时也可减少润滑污染和节省能量。因此,在各种纺织机上广泛地用同步带代替三角带来进行传动。

#### 1.4.4 汽车发动机的同步带传动

在顶置式汽车发动机中,同步带与链条相比,不仅具有精确的同步性能,而且充分发挥了结构简单、重量轻、运转噪声小,不需润滑,能远距离传动的优点,因此被广泛应用取代了

准时链传动,图1-5为顶置式发动机上的同步带传动。

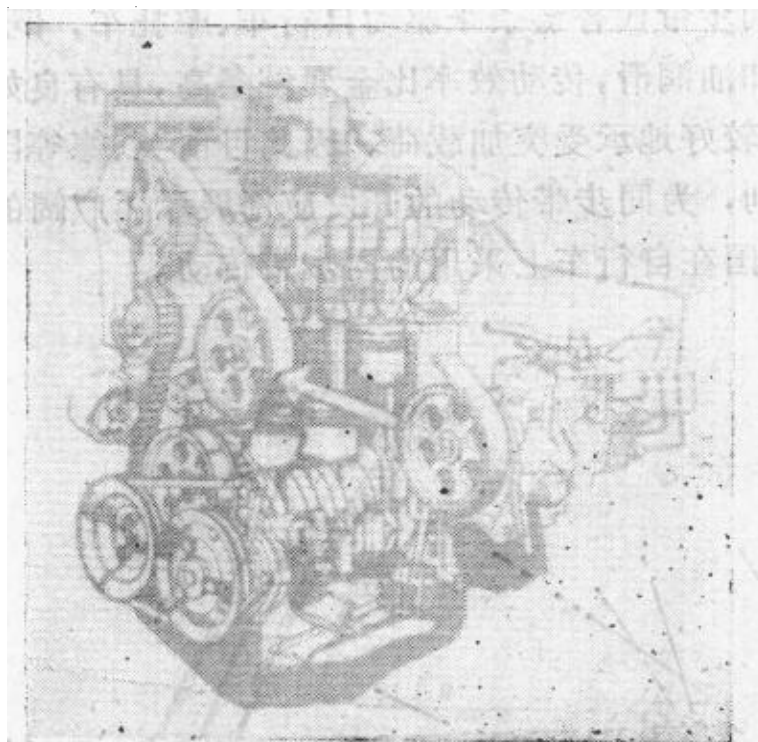


图1-5 汽车发动机上的同步带传动

#### 1.4.5 同步带在机床中的应用

图1-6为一台平面磨床进给驱动装置的示意图。它采用了同步带传动,从而能获得精确的进给速度,并减少了工作台和砂轮的振动。

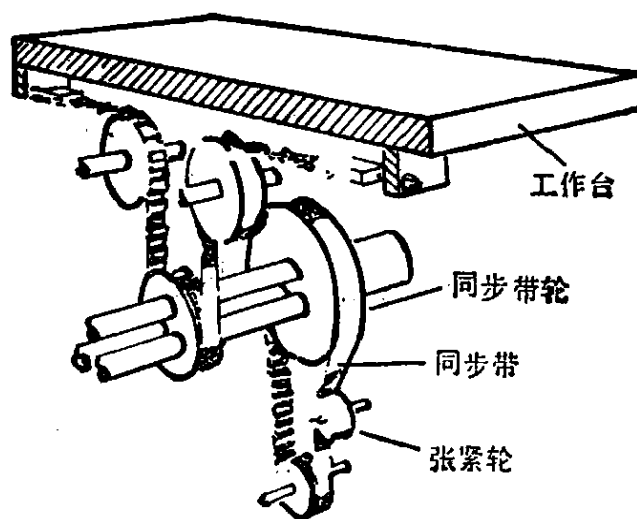


图1-6 同步带在磨床上的应用

#### 1.4.6 自行车、摩托车上的同步带传动

以同步带代替链条来驱动自行车、摩托车，既干净无声，又不用加油润滑，传动效率比金属链条高，具有良好的经济效果，且能较好地承受突加载荷。因此目前英、德等国纷纷提出设计专利，为同步带传动的开发应用展示了广阔的前景，图1-7为德国在自行车上采用的同步带传动。

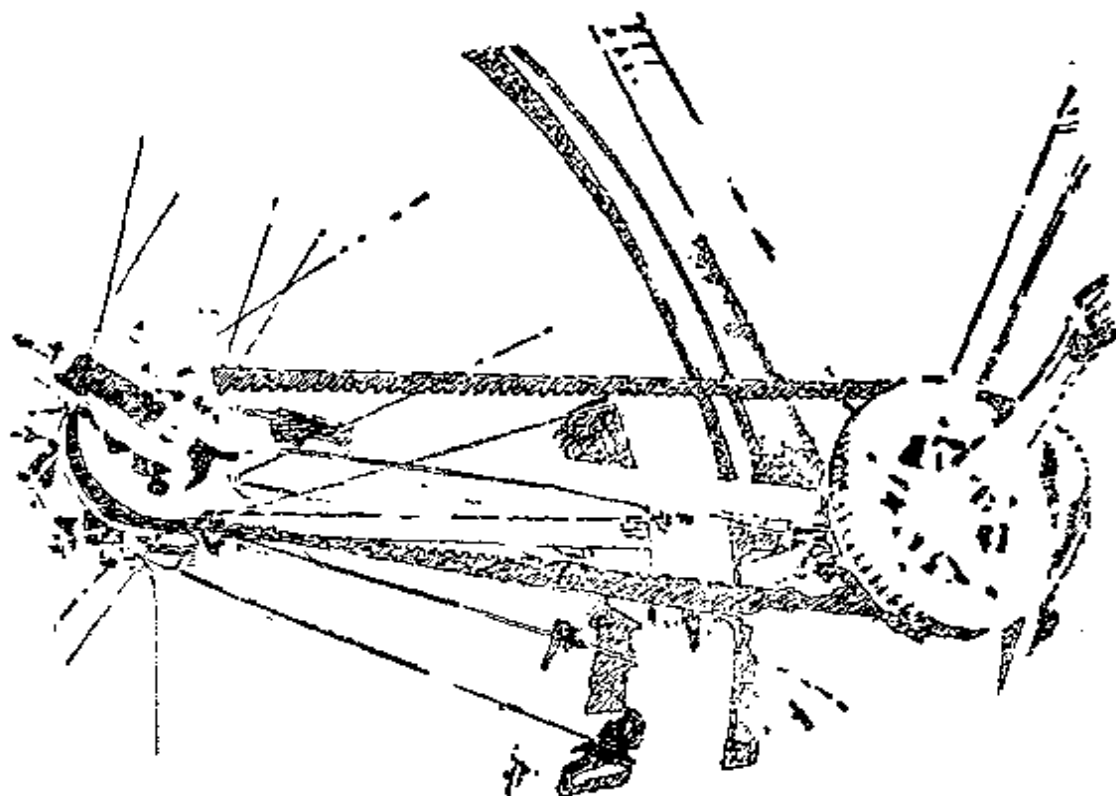


图1-7 自行车上的同步带传动

#### 1.4.7 重型机械上的同步带传动

圆弧齿同步带传动的提出和应用，为同步带传动在重型机械上的应用开辟了广阔的前景。图1-8为“HTD”-14M 圆弧齿同步带在重型碾磨机上的应用，其传动功率可达370kW，

带速达5500r/min。

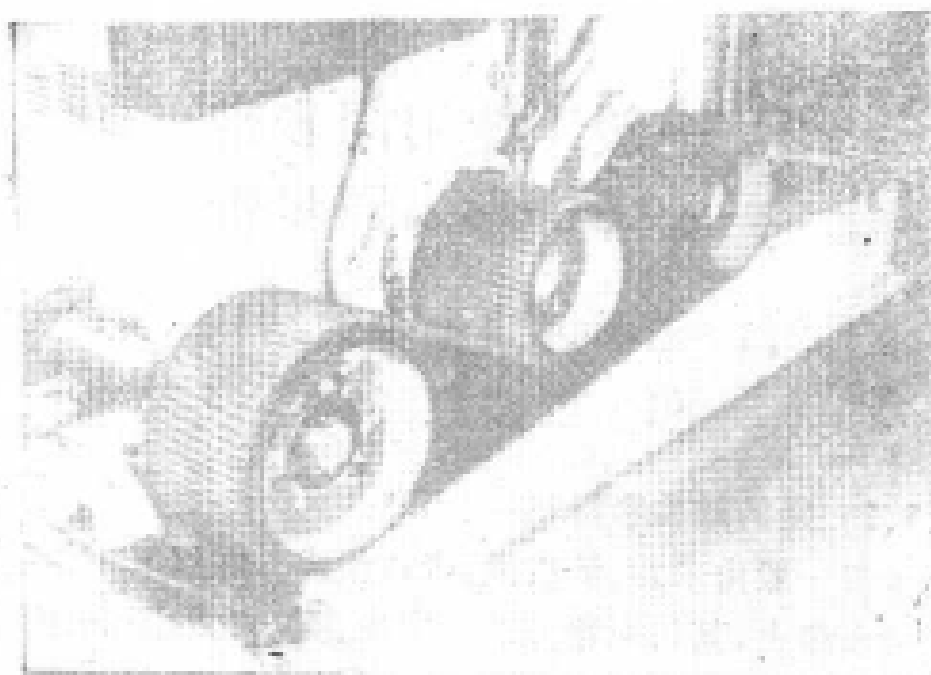


图1-8 重型碾磨机上的同步带传动

## 2 一般工业用同步带 ——梯形齿同步带

### 2.1 梯形齿同步带的结构 和主要参数

#### 2.1.1 带的结构和材料

同步带一般由带背、承载绳、带齿组成。在以氯丁橡胶为基体的同步带上,其齿面覆盖了一层尼龙包布。如图2-1所示。

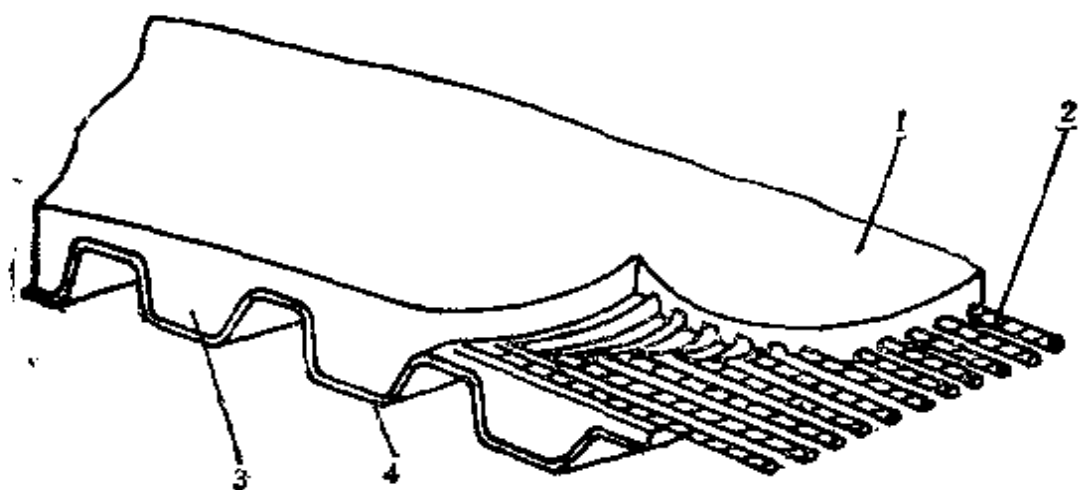


图2-1 梯形齿同步带构造

1—带背 2—承载绳 3—带齿 4—包布层

#### 1. 承载绳

承载绳是同步带的抗拉元件。在工作时用来传递动力,同时也保证带的节距不变。因此对承载绳材料有较高的强度和伸长率要求。目前常用的材料有如下三种:



(1) 钢丝。它是用多股钢丝按螺旋形绕制而成。由钢丝组成的承载绳的优点是有较高的抗拉强度,较小的伸长率,在拉力下能保证带的节距不变,而能正常工作。缺点是钢丝与带的基体材料(聚氨酯或氯丁胶)的粘结性较差,在传递大扭矩时,易使承载绳与基体材料脱开,造成同步带失效,此外钢丝承载绳的柔韧性较差,易弯曲疲劳折断。目前这种钢丝承载绳主要用在以聚氨酯橡胶为基体的同步带中。

(2) 玻璃纤维。承载绳用多股玻璃纤维按螺旋形绕制而成。为增强与基体材料的粘结力,一般相邻两根玻璃纤维绳以相反的螺旋方向绕制。由玻璃纤维组成的承载绳的优点是在拉力作用下伸长变形小,能保证带尺寸的稳定性,拉断时伸长率小于4%,故能可靠地保持带节距不变。其次它有良好的柔韧性和较高的弯曲疲劳寿命,在与基体材料的粘结性及耐腐蚀性等方面均优于钢丝承载绳。因此玻璃纤维承载绳有逐渐代替钢丝绳的趋势。缺点是目前国内生产的玻璃纤维绳抗拉强度较低,其质量还需进一步提高。

(3) 芳香族聚酰胺纤维。简称芳纶 (Kevlar, Aramid),这是美、日等国应用在同步带承载绳上的新的合成纤维,其特点是韧性好,是涤纶纤维的两倍,比玻璃纤维和钢丝要高得多,而在抗拉强度上与钢相同,此外它的弹性模量高,耐腐蚀,而且具有高温的稳定性,所以是一种较理想的承载绳材料。缺点是价格较昂贵,国内尚处于试制阶段。

## 2. 带齿与带背

同步带的带齿是直接和钢制带轮进行啮合并传递扭矩的元件。因此不仅要求有高的剪切强度和耐磨性,而且要求有高的耐油性和耐热性。带背是用于连接、包覆承载绳的。在运转时还承受弯曲应力,因此要求带背有良好的柔韧性和耐弯曲

疲劳能力,以及与承载绳有好的粘结性能。

在同步带上,带齿、带背一般采用相同材料制成,常用的有如下两种材料:

(1) 聚氨酯橡胶。我国生产的同步带根据制造工艺采用的是液体浇注型聚氨酯橡胶。它的优点是有高的耐磨性和耐油性。其耐磨性超过其他合成橡胶。在低温时有较高的强度,也较美观。此外采用浇注型聚氨酯橡胶,可离心浇注,易于自动化。其缺点是耐热性差,在高温时易蠕变,遇到高温蒸气或热水时易软化损坏,故其工作范围只能限于 $-20\sim 80^{\circ}\text{C}$ 。此外抗老化性和粘结性也不如其他合成橡胶,因此此种材料多用于制造中小功率的同步带。

(2) 氯丁橡胶。它是用氯丁二烯乳液聚合而成。其优点是抗动态屈挠性能好,不易龟裂,而且有较高的耐臭氧性、耐油性、不燃性和抗老化性。它与承载绳的粘结性也优于聚氨酯橡胶。缺点是耐磨性及弹性均低于聚氨酯橡胶,因此在采用氯丁橡胶制造同步带时,都在带齿表面覆盖一层织物以增强带齿的耐磨性。

### 3. 尼龙包布层

它仅用于以氯丁橡胶为基体的同步带。在增设这层尼龙包布后,不仅增加了带齿的耐磨性,而且提高了带的抗拉强度。它一般采用尼龙或锦纶丝织成。

对采用的包布从强度上和带的制造工艺上一般有如下要求:

(1) 要求包布有高的抗拉强度和耐磨性。

(2) 要求包布在受拉时,布的经线方向伸长小,而在纬线方向有较大的弹性伸长,以满足同步带制造工艺的需要。

(3) 要求包布与氯丁胶基体材料间有良好的粘着性能。

目前国内已有中国纺织大学变形纱研究室等单位研制了变形纱布作为同步带的包布,取得了较明显的效果。经鉴定,在采用这种变形纱布后已能满足同步带制造工艺的需要,布的纬向的弹性伸长可保证同步带在硫化过程中一次成型,其耐磨性也比锦纶布、工业帆布等有改善,存在问题是布的抗拉强度和粘着性能尚需改进。

### 2.1.2 两种不同基体材料的同步带的比较

我国目前生产的同步带以其采用的材质不同,有聚氨酯橡胶—钢丝组合的聚氨酯橡胶同步带和近期发展生产的氯丁橡胶—玻璃纤维承载绳—锦纶包布组合的氯丁橡胶同步带。聚氨酯橡胶同步带在国内有较长的生产历史,其制造工艺较为成熟,结构亦简单,故制造成本低,而且有较高的抗拉强度和耐磨性,故在国内应用较普遍。但此种带的柔韧性较差,易疲劳折断,在高温时齿易变软而产生爬齿现象,在传递大扭矩时,由于承载绳与聚氨酯橡胶粘结力较低,易产生脱层现象,因此聚氨酯橡胶同步带不适用于高速、高温、大扭矩的传动中。

氯丁橡胶同步带有较高的弯曲疲劳寿命,玻璃纤维绳与氯丁橡胶的粘结性能较好,能承受很大拉力而不分离,此外氯丁橡胶带齿有较好的耐热性,使带齿有较好的刚度,不易产生爬齿现象。因此氯丁橡胶同步带不仅可用于中、小功率传动,也可用于高速、大功率的同步带传动上。

目前我国氯丁橡胶同步带与国外同类产品相比,存在的问题是:

- ①玻璃纤维承载绳抗拉强度较低;
- ②玻璃纤维绳与氯丁胶及包布的粘结力不够;
- ③同步带的制造工艺还不够成熟,产品质量参差不齐。因此尚待从组成元件及带的质量上以及带的制造工艺上加以改

进,才能代替聚氨酯橡胶同步带,并赶上国际水平。

### 2.1.3 同步带的主要参数

#### 1. 同步带的节线长度 $L$

同步带工作时,其承载绳中心线长度应保持不变,因此称此中心线为同步带的节线,并以节线周长 $L$ 作为带的公称长度,称为节线长度。在同步带传动中,带节线长度是一个重要参数。当传动的中心距已定时,带的节线长度过大过小,都会影响带齿与轮齿的正常啮合,因此在 ISO 同步带标准中,对梯形齿同步带的各种节线长度已规定公差值,要求所生产的同步带节线长度应在规定的极限偏差范围之内。

#### 2. 带的节距 $P_p$

如图2-2所示,同步带相邻两齿对应点沿节线量度所得的长度称为同步带的节距。带节距大小决定着同步带和带轮齿

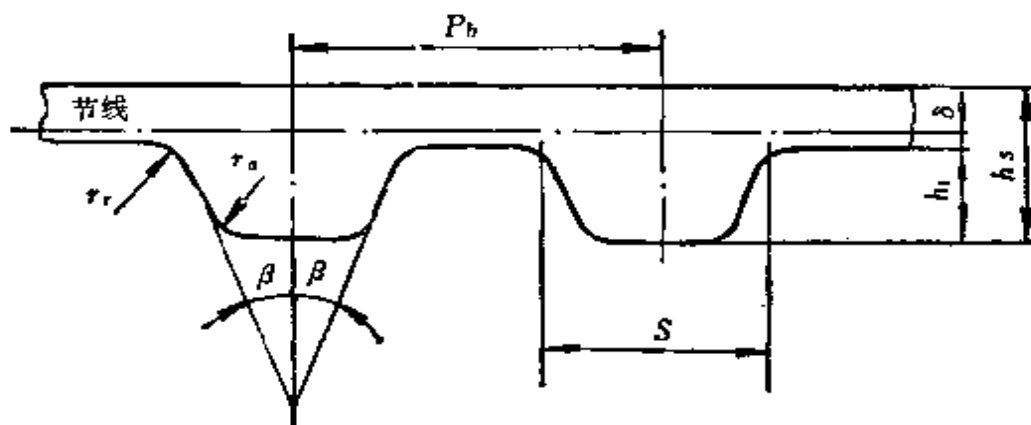


图2-2 带的标准尺寸

各部分尺寸的大小,节距越大,带的各部分尺寸越大,承载能力也随之越高。因此带节距是同步带最主要参数。在节距制同步带系列中以不同节距来区分同步带的型号。在制造时,带节距通过铸造模具来加以控制。

#### 3. 带的齿根宽度 $S$

一个带齿两侧齿廓线与齿根底部廓线交点之间的距离称为带的齿根宽度,以  $s$  表示。带的齿根宽度大,则使带齿抗剪切、抗弯曲能力增强,相应就能传递较大的载荷。

#### 4. 带齿的齿根圆角半径 $r_r$

带齿齿根圆角半径  $r_r$  的大小与带齿工作时齿根应力集中程度有关。齿根圆角半径大,可减少齿的应力集中,带的承载能力得到提高。但是齿根圆角半径也不宜过大,过大则使带齿与轮齿啮合时的有效接触面积减小,所以设计时应选适当的数值。

#### 5 带齿齿顶圆角半径 $r_a$

带齿齿顶圆角半径  $r_a$  的大小将影响到带齿与轮齿啮合时会否产生干涉。由于在同步带传动中,带齿与带轮齿的啮合是属于非共轭齿廓的一种嵌合。因此在带齿进入或退出啮合时,带齿齿顶和轮齿的顶部拐角必然会趋于重叠,而产生干涉,从而引起带齿的磨损。因此为使带齿能顺利地进入和退出啮合,减少带齿顶部的磨损,宜采用较大的齿顶圆角半径。但与齿根圆角半径一样,齿顶圆角半径也不宜过大,否则亦会减少带齿与轮齿间的有效接触面积。

#### 6. 齿形角 $\beta$

梯形带齿齿形角  $\beta$  的大小对带齿与轮齿的啮合也有较大影响。如齿形角  $\beta$  过小,带齿纵向截面形状近似矩形,则在传动时带齿将不能顺利地嵌入带轮齿槽内,易产生干涉。但齿形角  $\beta$  过大,又会使带齿易从轮齿槽中滑出,产生带齿在轮齿顶部跳跃现象。根据日本学者小山富夫等试验分析<sup>[48]</sup>,齿形角  $\beta$  在  $20^\circ \sim 30^\circ$  范围内能保证带齿正常啮合,因此在梯形带齿中,常用的齿形角为  $20^\circ \sim 25^\circ$ 。

#### 7. 带齿高 $h_t$

带齿高  $h_t$  与同步带齿工作侧面的承载面积有关,  $h_t$  增大,可增加带齿的承载面积。但  $h_t$  过大,易造成带齿从轮齿槽中脱出困难,因此带齿高  $h_t$  一般是带齿根部厚度的 0.40~0.45 倍。随着同步带许用载荷的增大,在增大齿根、齿顶圆角半径的情况下,应适当加大带齿高,以保证带齿有足够的承载面积。

#### 8. 带高 $h_s$

在带齿高  $h_t$  确定后,带高  $h_s$  取决于带背的厚度。而带背厚度又与承载绳的直径有关。一般在带背材料能粘结,覆盖承载绳的前提下,应使带背厚度小些,以增加带的柔韧性,减少带的质量,提高带的抗弯曲疲劳能力。

#### 9. 节顶距 $\delta$

同步带节线至带齿根部的距离称为节顶距(国外称节线差),以  $\delta$  表示。节顶距  $\delta$  的数值取决于承载绳直径和带齿与承载绳连结需要。在保证承载绳与带齿可靠连结的前提下,宜取小值。因为节顶距小,可使带的节线与带齿底面贴近,这可使带弯曲时所引起的节距变化减小。此外如  $\delta$  值大,则会在承载绳与带齿底部间存在一层弹性层,而当带齿与轮齿啮合受力时,弹性层将受到扭转作用,从而会使带齿与轮齿槽间产生相对滑移,造成带齿表面磨损,因此为减少带齿磨损, $\delta$  亦宜取较小值。

#### 10. 带宽 $b$

带宽是同步带重要参数之一。带宽越宽,则沿带横截面上承载绳的根数越多,则带能传递的圆周力亦越大。所以带宽应根据同步带所传递的功率来确定。此外,在选择带宽时,应勿使带宽大于小带轮直径,带宽过宽,易引起过大的侧向推力,而导致带侧边磨损或带从带轮上滑脱。

各种型号同步带的带宽已经标准化，因此所选择的带宽应圆整为标准带宽。对各种型号同步带的标准带宽系列中最大尺寸的标准带宽称为该种型号同步带的基准宽度。

## 2.2 梯形齿同步带的尺寸及规格

### 2.2.1 GB11616-89 节距制同步带尺寸规格

GB11616-89 节距制同步带尺寸标准是等效采用 ISO 5296-78《同步带传动一带》，并在此基础上增加了 XXL<sup>①</sup> 同步带型号而制订的。

#### 1. 同步带型号

按同步带节距分成7种型号

MXL(Minimal Extra Light)	最轻型— $P_b = 2.032\text{mm}$
XXL(Extra Extra Light)	超轻型— $P_b = 3.175\text{mm}$
XL(Extra Light)	特轻型— $P_b = 5.080\text{mm}$
L(Light)	轻型— $P_b = 9.525\text{mm}$
H(Heavy)	重型— $P_b = 12.700\text{mm}$
XH(Extra Heavy)	特重型— $P_b = 22.225\text{mm}$
XXH(Double Extra Heavy)	最重型— $P_b = 31.750\text{mm}$

#### 2. 同步带齿形尺寸

根据带齿在同步带上的分布，可分为单面齿同步带和双

---

① 在ISO5296-78《同步带传动一带》中无 XXL同步带型号。据悉由日本向 ISO组织 TC-41带传动技术委员会提出了增设XXL型号同步带的提案。后在我国收到的 ISO/TC41关于ISO5295“同步带传动额定功率和传动中心距的计算”1987年修改稿中已列入该种型号同步带，因此在我国制订的同步带及带轮的国家标准中也增设了此种型号。

面齿同步带两大类。双面齿同步带又分为DA型(对称齿型)和DB型(交错齿型)两种,如图2-3、图2-4所示。单面齿、双面齿同步带齿形尺寸见表2-1。

表2-1 MXL、XXL、XL、L、H、XH、XXH型带齿尺寸

型号	齿形角 $\beta$ ( $^{\circ}$ )	齿根厚 $s$		齿高 $h_t$		带高			
						单面齿 $h_s$		双面齿 $h_d$	
		mm	in	mm	in	mm	in	mm	in
MXL	20	1.14	0.045	0.51	0.02	1.14	0.045	1.53	0.06
XXL	25	1.73	/	0.76	/	1.52	/	—	/
XL	25	2.57	0.101	1.27	0.05	2.3	0.09	3.05	0.12
L	20	4.65	0.183	1.91	0.075	3.6	0.142	4.58	0.18
H	20	6.12	0.241	2.29	0.09	4.3	0.169	5.95	0.234
XH	20	12.57	0.495	6.35	0.25	11.2	0.441	15.49	0.61
XXH	20	19.05	0.75	9.53	0.375	15.7	0.618	22.11	0.87

型号	齿根圆角半径 $r_r$		齿顶圆角半径 $r_a$		节顶距 $\delta$	
	mm	in	mm	in	mm	in
MXL	0.13	0.005	0.13	0.005	0.254	0.01
XXL	0.20	—	0.3	—	0.254	/
XL	0.38	0.015	0.38	0.015	0.254	0.01
L	0.51	0.02	0.51	0.02	0.381	0.015
H	1.02	0.04	1.02	0.04	0.686	0.027
XH	1.57	0.062	1.19	0.047	1.397	0.055
XXH	2.29	0.09	1.52	0.06	1.524	0.06

注: 在GB11616中对XXL只列公制尺寸,而对其他六种型号则列公制、英制两种尺寸。

### 3. 同步带各部份尺寸



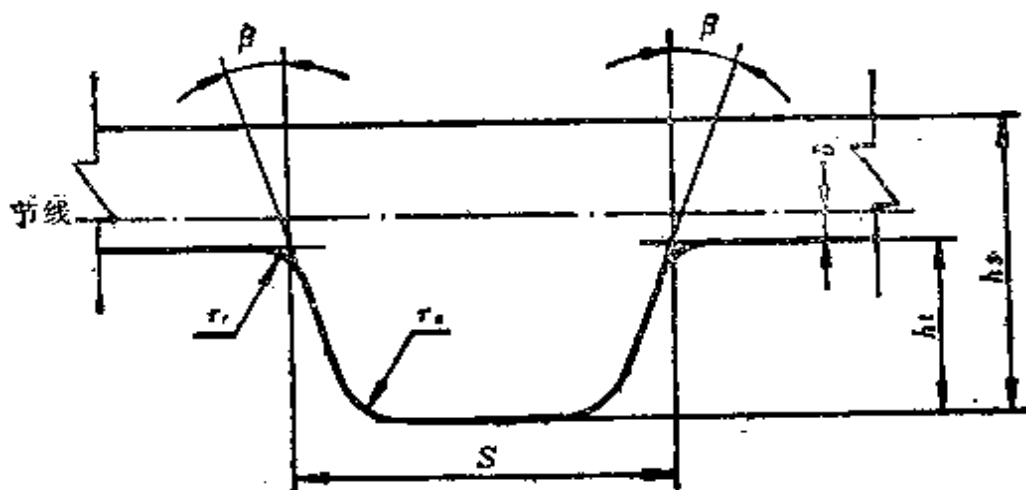
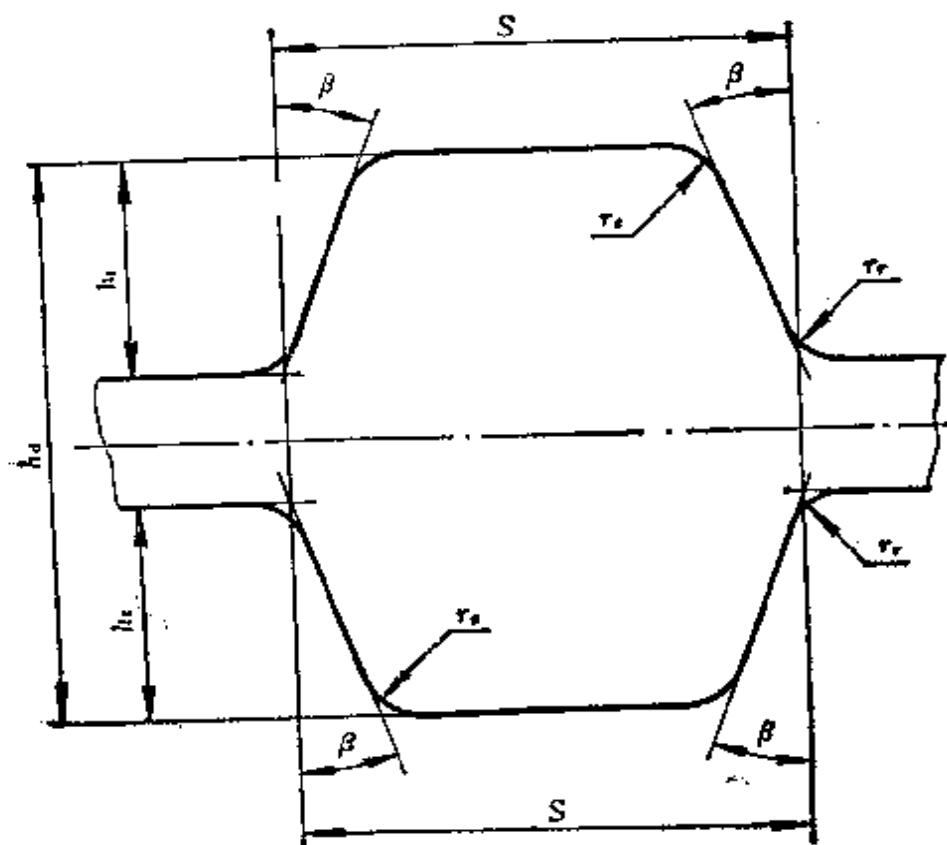
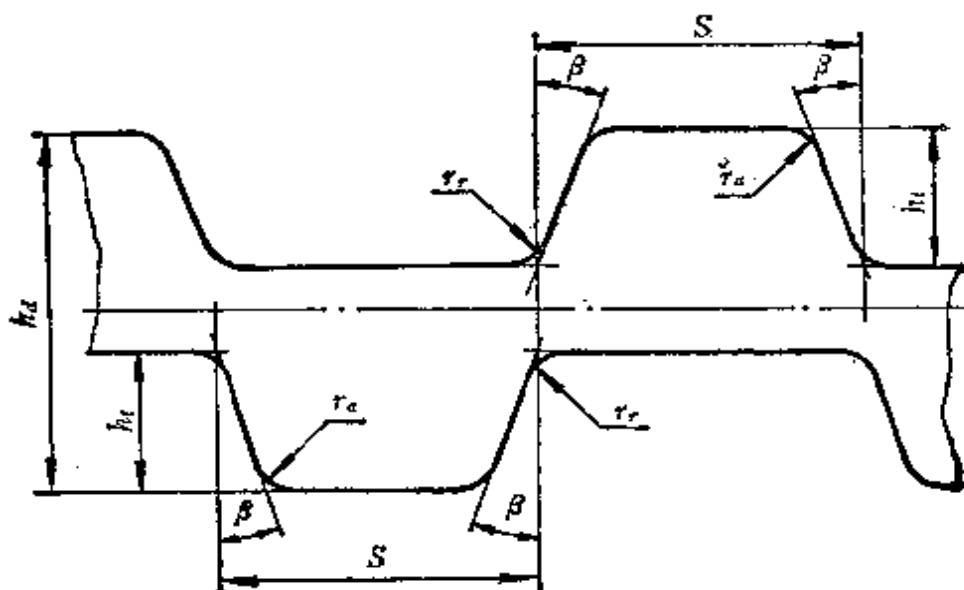


图2-3



(a) DA型(对称齿型)



(b) DB型(交错齿型)

图2-4 双面齿同步带类型和齿形尺寸

(1) 长度。带长度以节线长度表示，其基本尺寸及极限偏差如表2-2、2-3、2-4。

表2-2 XL、L、H、XH、XXH型带长度

长度代号	节线长		极限偏差		节线长度上的齿数				
	mm	in	mm	in	XL	L	H	XH	XXH
60	152.4	6	±0.41	±0.016	30				
70	177.8	7	±0.41	±0.016	35				
80	203.2	8	±0.41	±0.016	40				
90	228.6	9	±0.41	±0.016	45				
100	254	10	±0.41	±0.016	50				
110	279.4	11	±0.46	±0.018	55				
120	304.8	12	±0.46	±0.018	60				
124	314.33	12.375	±0.46	±0.018		33			
130	330.2	13	±0.46	±0.018	65				
140	355.6	14	±0.46	±0.018	70				

续表

长度 代号	节 线 长		极限偏差		节线长度上的齿数				
	mm	in	mm	in	XL	L	H	XH	XXH
150	381	15	$\pm 0.46$	$\pm 0.018$	75	40			
160	406.4	16	$\pm 0.51$	$\pm 0.02$	80				
170	431.8	17	$\pm 0.51$	$\pm 0.02$	85				
180	457.2	18	$\pm 0.51$	$\pm 0.02$	90				
187	476.25	18.75	$\pm 0.51$	$\pm 0.02$		50			
190	482.6	19	$\pm 0.51$	$\pm 0.02$	95				
200	508	20	$\pm 0.51$	$\pm 0.02$	100				
210	533.4	21	$\pm 0.61$	$\pm 0.024$	105	56			
220	558.8	22	$\pm 0.61$	$\pm 0.024$	110				
225	571.5	22.5	$\pm 0.61$	$\pm 0.024$		60			
230	584.2	23	$\pm 0.61$	$\pm 0.024$	115				
240	609.6	24	$\pm 0.61$	$\pm 0.024$	120	64	48		
250	635	25	$\pm 0.61$	$\pm 0.024$	125				
255	647.7	25.5	$\pm 0.61$	$\pm 0.024$		68			
260	660.4	26	$\pm 0.61$	$\pm 0.024$	130				
270	685.8	27	$\pm 0.61$	$\pm 0.024$		72	54		
285	723.9	28.5	$\pm 0.61$	$\pm 0.024$		76			
300	762	30	$\pm 0.61$	$\pm 0.024$		80	60		
322	819.15	32.25	$\pm 0.66$	$\pm 0.026$		86			
330	838.2	33	$\pm 0.66$	$\pm 0.026$			66		
345	876.3	34.5	$\pm 0.66$	$\pm 0.026$		92			
360	914.4	36	$\pm 0.66$	$\pm 0.026$			72		
367	933.45	36.75	$\pm 0.66$	$\pm 0.026$		98			
390	990.6	39	$\pm 0.66$	$\pm 0.026$		104	78		
420	1066.8	42	$\pm 0.76$	$\pm 0.03$		112	84		
450	1143	45	$\pm 0.76$	$\pm 0.03$		120	90		
480	1219.2	48	$\pm 0.76$	$\pm 0.03$		128	96		
507	1289.05	50.75	$\pm 0.81$	$\pm 0.032$				58	

续表

长度 代号	节 线 长		极 限 偏 差		节 线 长 度 上 的 齿 数				
	mm	in	mm	in	XL	F	H	XH	XXH
510	1295.4	51	$\pm 0.81$	$\pm 0.032$		136	102		
540	1371.6	54	$\pm 0.81$	$\pm 0.032$		144	108		
560	1422.4	56	$\pm 0.81$	$\pm 0.032$				64	
570	1447.8	57	$\pm 0.81$	$\pm 0.032$			114		
600	1524	60	$\pm 0.81$	$\pm 0.032$		160	120		
630	1600.2	63	$\pm 0.86$	$\pm 0.034$			126	72	
660	1676.4	66	$\pm 0.86$	$\pm 0.034$			132		
700	1778	70	$\pm 0.86$	$\pm 0.034$			140	80	56
750	1905	75	$\pm 0.91$	$\pm 0.036$			150		
770	1955.8	77	$\pm 0.91$	$\pm 0.036$				88	
800	2032	80	$\pm 0.91$	$\pm 0.036$			160		64
840	2133.6	84	$\pm 0.97$	$\pm 0.038$				96	
850	2159	85	$\pm 0.97$	$\pm 0.038$			170		
900	2286	90	$\pm 0.97$	$\pm 0.038$			180		72
980	2489.2	98	$\pm 1.02$	$\pm 0.04$				112	
1000	2540	100	$\pm 1.02$	$\pm 0.04$			200		80
1100	2794	110	$\pm 1.07$	$\pm 0.042$			220		
1120	2844.8	112	$\pm 1.12$	$\pm 0.044$				128	
1200	3048	120	$\pm 1.12$	$\pm 0.044$					96
1250	3175	125	$\pm 1.17$	$\pm 0.046$			250		
1260	3200.4	126	$\pm 1.17$	$\pm 0.046$				144	
1400	3556	140	$\pm 1.22$	$\pm 0.048$			280	160	112
1540	3911.6	154	$\pm 1.32$	$\pm 0.052$				176	
1600	4064	160	$\pm 1.32$	$\pm 0.052$					128
1700	4318	170	$\pm 1.37$	$\pm 0.054$			340		
1750	4445	175	$\pm 1.42$	$\pm 0.056$				200	
1800	4572	180	$\pm 1.42$	$\pm 0.056$					144

表2-3 MXL型带长度①

长度代号	节 线 长		极限偏差		齿 数
	mm	in	mm	in	
36.0	91.44	3.6	±0.41	±0.016	45
40.0	101.6	4	±0.41	±0.016	50
44.0	111.76	4.4	±0.41	±0.016	55
48.0	121.92	4.8	±0.41	±0.016	60
56.0	142.24	5.6	±0.41	±0.016	70
60.0	152.4	6	±0.41	±0.016	75
64.0	162.56	6.4	±0.41	±0.016	80
72.0	182.88	7.2	±0.41	±0.016	90
80.0	203.2	8	±0.41	±0.016	100
88.0	223.52	8.8	±0.41	±0.016	110
100.0	254	10	±0.41	±0.016	125
112.0	284.48	11.2	±0.46	±0.018	140
124.0	314.96	12.4	±0.46	±0.018	155
140.0	355.6	14	±0.46	±0.018	175
160.0	406.4	16	±0.51	±0.02	200
180.0	457.2	18	±0.51	±0.02	225
200.0	508	20	-0.51	±0.02	250

表2-4 XXL型带长度

长度代号	齿 数	节线长(mm)	极限偏差(mm)
B 40	40	127	±0.41
B 48	48	152.4	
B 56	56	177.8	
B 64	64	203.2	
B 72	72	228.6	
B 80	80	254	
B 88	88	279.4	±0.46
B 96	96	304.80	
B 104	104	330.2	
B 112	112	355.6	
B 120	120	381	±0.51
B 128	128	406.4	
B 144	144	457.2	
B 160	160	508	
B 176	176	558	±0.61

采用说明

① 对MXL型带，ISO 5296-1和ISO5296-2分别规定了不同的长度代号，前者以英制长度为基础，后者以齿数为基础，本标准采用前者。

(2) 宽度与高度。带的宽度与高度规定如表2-5、表2-6

表2-5 MXL、XL、L、H、XH、

型 号	公称高度 $h_s$		标 准 宽 度		
			公 称 尺 寸		代 号
	mm	in	mm	in	
MXL	1.14	0.045	3.2	0.12	012
			4.8	0.19	019
			6.4	0.25	025
XL	2.3	0.09	6.4	0.25	025
			7.9	0.31	031
			9.5	0.37	037
L	3.6	0.14	12.7	0.5	050
			19.1	0.75	075
			25.4	1	100
H	4.3	0.17	19.1	0.75	075
			25.4	1	100
			38.1	1.5	150
			50.8	2	200
			76.2	3	300
XH	11.2	0.44	50.8	2	200
			76.2	3	300
			101.6	4	400
XXH	15.7	0.62	50.8	2	200
			76.2	3	300
			101.6	4	400
			127	5	500

和表2-7所示。

### XXH型带宽度和高度

宽度极限偏差					
节线长 小于838.2mm(33 in) 的带		节线长 838.2mm(33 in)~ 1676.4mm(66 in)的带		节线长 大于1676.4mm(66 in) 的带	
mm	in	mm	in	mm	in
+0.5 -0.8	+0.02 -0.03	—	—	—	—
+0.5 -0.8	+0.02 -0.03	—	—	—	—
+0.8 -0.8	+0.03 -0.03	+0.8 -1.3	+0.03 -0.05	—	—
+0.8 -0.8	+0.03 -0.03	+0.8 -1.3	+0.03 -0.05	+0.8 -1.3	+0.03 -0.05
+0.8 -1.3	+0.03 -0.05	+0.8 -1.3	+0.05 -0.05	+1.3 -1.5	+0.05 -0.06
+1.3 -1.5	+0.05 -0.06	+1.5 -1.5	+0.06 -0.06	+1.5 -2	+0.06 -0.08
—	—	+4.8 -4.8	+0.19 -0.19	+4.8 -4.8	+0.19 -0.19
—	—	—	—	+4.8 -4.8	+0.19 -0.19

表2-6 XXL型带的宽度和高度

mm

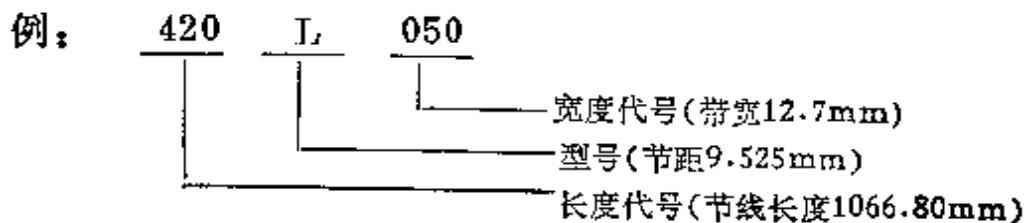
型 号	公称高度 $h_s$	标准宽度		宽度极限偏差
		公称尺寸	代 号	
XXL	1.52	3.2	3.2	+0.5 -0.8
		4.8	4.8	
		6.4	6.4	

表2-7 双面同步带高度

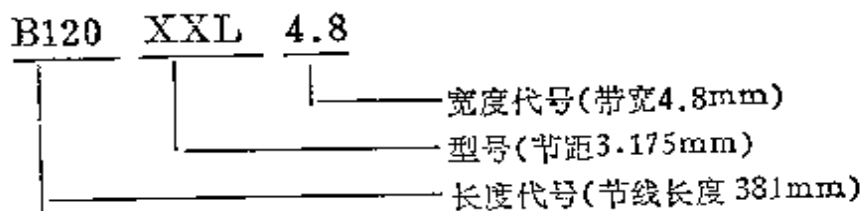
型 号	公 称 高 度 $h_d$	
	mm	in
MXL	1.53	0.06
XL	3.05	0.12
L	4.58	0.18
H	5.95	0.234
XH	15.49	0.61
XXH	22.11	0.87

(3) 带的标记。带的标记包括长度代号、型号、宽度代号。对双面齿同步带还应在最前面表示型式代号。即DA或DB。

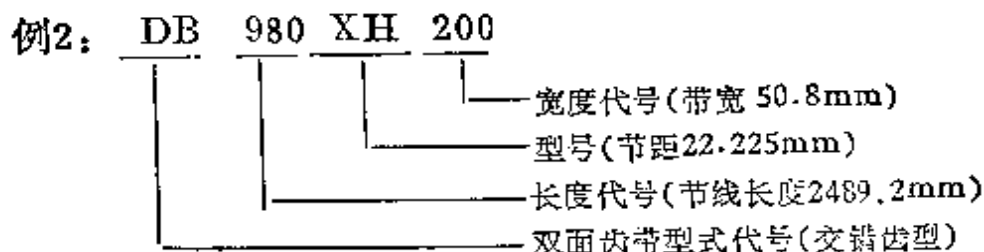
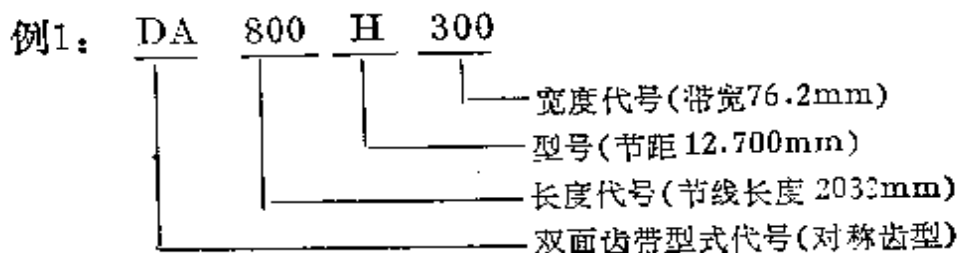
① 单面齿同步带标记。







②双面齿同步带标记。



2.2.2 ISO5296-78同步带尺寸规格

ISO 5296-78《同步带传动一带》标准除未列入XXL型同步带及某些符号有所不同外,其余均与 GB 11616-89同步带尺寸标准相同。

2.2.3 国产模数制同步带的尺寸规格

1. 同步带型号

在模数制同步带中,以承载绳中心线为节线,以相邻两齿上两对应点间沿节线度量的长度为节距  $P_b$ , 同步带的模数

$m = \frac{P_b}{\pi}$ 。国产模数制同步带以不同的模数值划分带的型号,共有8种型号:

号,共有8种型号:

$m = 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 7, 10$ 。

## 2. 带的齿形尺寸

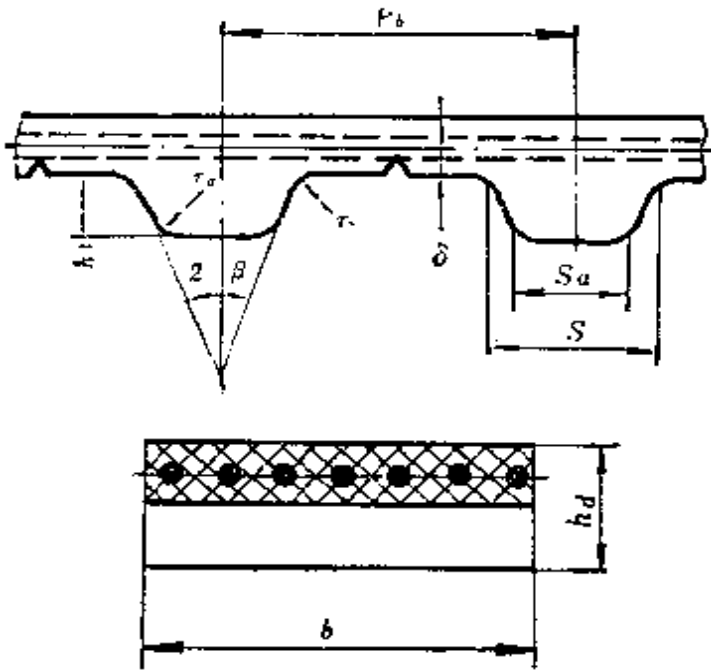


图2-5 国产模数制同步带齿形尺寸

国产模数制同步带的齿形与节距制同步带相似（见图2-5）。由于国产模数制同步带多采用聚氨酯橡胶离心浇注制造，在带成品的齿根部带有工艺槽。其带齿的各部分尺寸均

以模数的倍数来表示，如表2-8。

表2-8 国产模数制同步带齿形尺寸

模数 $m$ (mm)	节距 $P_b = \pi m$ (mm)	齿形 角 $\beta$ (°)	齿高 $h_t = 0.6m$ (mm)	带高 $h_d = 1.1m$ (mm)	节顶距 $\delta = 0.25m$ (mm)	齿顶厚 $s_a = m$ (mm)	圆角 半径 $r_r = r_a = 0.1m$ (mm)	齿根厚 $s = s_a + 2h_t \operatorname{tg}\beta$ (mm)
1.5	4.71	20	0.9	1.65	0.375	1.5	0.15	2.16
2	6.28		1.2	2.20	0.50	2	0.20	2.87
2.5	7.85		1.5	2.75	0.625	2.5	0.25	3.59
3	9.42		1.8	3.30	0.75	3	0.30	4.31
4	12.57		2.4	4.40	1.00	4	0.40	5.75
5	15.71		3.0	5.50	1.25	5	0.50	7.18
7	21.99		4.2	7.70	1.75	7	0.70	10.06
10	31.42		6.0	11.0	2.50	10	1.00	14.37

### 3. 带的各部分尺寸

国产模数制同步带的齿数、长度和宽度见表2-9。

表2-9 国产模数制同步带的齿数、长度和宽度

齿数 $Z$	模 数 $m$ (mm)							
	1.5	2	2.5	3	4	5	7	10
	节 线 长 度 $L_p = \pi m z$ (mm)							
32	150.8	201.1						
35	164.9	219.9	274.9	329.9				
40	188.5	251.3	314.2	377.0	502.7	628.3		
45	212.1	282.7	353.4	424.1	565.5	706.9	989.6	
50	235.6	314.2	392.7	471.2	628.3	785.4	1099.6	1570.8
55	259.2	345.6	432.0	518.4	691.2	863.9	1209.5	1727.9
60	282.7	377.0	471.2	565.5	754.0	942.5	1319.5	1885.0
65	306.3	408.4	510.5	612.6	816.8	1021.0	1429.4	2042.0
70	329.9	439.8	549.8	659.7	879.7	1099.6	1539.4	2199.1
75	353.4	471.2	589.1	706.9	942.5	1178.1	1649.2	2356.2
80	377.0	502.7	628.3	754.0	1005.3	1256.6	1759.3	2513.3
85	400.6	534.1	667.6	801.0	1068.1	1335.2	1869.2	2670.4
90	424.1	565.5	706.9	848.2	1131.0	1413.7	1979.2	2827.4
95	447.7	596.9	746.1	895.4	1193.8	1492.3	2089.2	2984.5
100	471.2	628.3	785.4	942.5	1256.6	1570.8	2199.1	3141.6
110	518.4	691.2	863.9	1036.7	1382.3	1727.9	2419.0	3455.8
120	565.5	754.0	942.5	1131.0	1508.0	1885.0	2638.9	3769.9
140	659.7	879.7	1099.6	1319.5	1759.3	2199.1	3078.8	4398.2
160	754.0	1005.3	1256.6	1508.0	2010.6	2513.3	3518.6	5026.5
180	848.2	1131.0	1413.7	1696.5	2261.9	2827.4	3958.4	5654.9
200	942.5	1256.6	1570.8	1885.0	2513.3	3141.6	4398.2	6283.2
宽度 $b$	8~32	10~50	12~60		16~80	20~80	25~100	40~120
宽度 系列	8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 60, 80, 100, 120							

### 3. 带的标记

国产模数制同步带的标记包括模数、齿数和带宽。

例： 2 × 90 × 25  
       |        |        |  
       模数 带齿数 带宽

#### 2.2.4 苏联模数制同步带的尺寸规格

苏联 OCT38-05114-76 同步带的标准采用模数制，但与我国模数制同步带在带型号划分及齿形尺寸上有所不同。

##### 1. 同步带型号

苏联模数制同步带以不同模数值划分为8种型号：

$m = 1.0, 1.5, 2.0, 3.0, 4.0, 5.0, 7.0, 10.0$

##### 2. 带的齿型尺寸

苏联模数制同步带齿形与我国模数制同步带相同，带齿各部分尺寸见表2-10。

表2-10 苏联模数制同步带齿形尺寸

模数 $m$ (mm)	节距 $P_p$ (mm)		齿顶厚 $s_a$ (mm)		齿高 $h_f$ (mm)		带高 $h_d$ (mm)	
	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差
1.0	3.14	±0.02	1.0	±0.1	0.8	±0.15	1.6	±0.20
1.5	4.71	±0.03	1.5	±0.15	1.2	±0.2	2.2	±0.30
2.0	6.28	±0.04	1.8		1.5		3.0	
3.0	9.42	±0.05	3.2	±0.20	2.0	±0.25	4.0	±0.40
4.0	12.57	±0.06	4.4		2.5		5.0	
5.0	15.71	±0.07	5.0		3.5		6.5	
7.0	21.99	±0.08	8.0	±0.30	6.0	±0.30	11.0	±0.50
10.0	31.42	±0.1	12.0		9.0		15.0	

续表

模数 $m$ (mm)	节顶距 $\delta$ (mm)		$2\beta(^{\circ})$		齿根圆角半径 $r_r$ (mm)		齿顶圆角半径 $r_a$ (mm)	
	基本尺寸	极限偏差	度数	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差
1.0	0.4	$\pm 0.06$	50	$\pm 1$	0.2	$\pm 0.10$	0.2	$\pm 0.10$
1.5					0.3		0.3	
2.0					0.4		0.4	
3.0	0.6	$\pm 0.08$	40	$\pm 1$	0.5	$\pm 0.20$	0.5	$\pm 0.20$
4.0					1.0		1.0	
5.0	0.8	$\pm 0.10$	40	$\pm 1$	1.2	$\pm 0.20$	1.2	$\pm 0.20$
7.0					1.5		1.2	
10.0					2.0		1.5	

### 2.2.5 DIN米制节距同步带的尺寸规格

#### 1. 带的型号

DIN 米制节距同步带采用节距制,带型号按不同节距数值,分为四种型号:

T2.5, T5, T10, T20

其中数字表示带的节距数值,单位为毫米。

#### 2. 带的齿形尺寸

按带齿在同步带上的分布,分为单面齿同步带和双面齿同步带(交错齿型)两种,其齿形与 ISO 节距制同步带相同,见图2-3,图2-4(b)。

带齿各部分尺寸见表2-11。

表2-11 DIN 米制节距同步带齿形尺寸

带型号	节距 $p_b$ (mm)	$2\beta$		齿根厚 $s$ (mm)		齿高 $h_t$ (mm)		齿根圆角半径 $r_f$ (mm)
		(°)	极限偏差		极限偏差		极限偏差	
T2.5	2.5	40	$\pm 2^\circ$	1.5	$\pm 0.05$	0.7	$\pm 0.05$	0.2
T5	5	40	$\pm 2^\circ$	2.65	$\pm 0.05$	1.2	$\pm 0.05$	0.4
T10	10	40	$\pm 2^\circ$	5.3	$\pm 0.1$	2.5	$\pm 0.1$	0.6
T20	20	40	$\pm 2^\circ$	10.15	$\pm 0.1$	5.0	$\pm 0.15$	0.8

带型号	齿顶圆角半径 $r_a$ (mm)	带高 $h_a$ (mm)		同步带宽度 $b$ (mm)				极限偏差
			极限偏差					
T2.5	0.2	1.3	$\pm 0.15$	—	4	6	10	$\pm 0.3$
T5	0.4	2.2	$\pm 0.15$	6	10	16	25	$\pm 0.5$
T10	0.6	4.5	$\pm 0.3$	16	25	32	50	$\pm 0.5$
T20	0.8	8.0	$\pm 0.45$	32	50	75	100	$\pm 1.0$

3. 带的节线长度和齿数

表2-12 DIN 米制节距同步带标准节线长度和齿数

带节线长度(mm)		齿节长相应的齿数			
	极限偏差	T2.5	T5	T10	T20
120	$\pm 0.28$	48	—	—	—
150		—	30	—	—
160		64	—	—	—
200		80	40	—	—
245		98	49	—	—

续表

带节线长度(mm)		齿节长相应的齿数			
	极限偏差	T 2.5	T5	T10	T20
270	±0.28	—	54	—	—
285		114	—	—	—
305		—	61	—	—
330	±0.32	132	66	—	—
390		—	78	—	—
420	±0.36	168	84	—	—
455		—	91	—	—
480		192	—	—	—
500		200	100	50	—
530	±0.42	—	—	53	—
560		—	112	56	—
610		—	122	61	—
630		—	126	63	—
660	±0.48	—	—	66	—
700		—	—	70	—
720		—	144	72	—
780		—	156	78	—
840	±0.56	—	168	84	—
880		—	—	88	—
900		—	180	—	—
920		—	—	92	—

续表

带节线长度(mm)		齿节长相应的齿数			
	极限偏差	T2.5	T5	T10	T20
960	0.56	—	—	96	—
990		—	198	—	—
1010	±0.64	—	—	101	—
1080		—	—	108	54
1150		—	—	115	—
1210		—	—	121	—
1250		—	—	125	—
1320	±0.76	—	—	132	66
1390		—	—	139	—
1460		—	—	146	73
1550		—	—	156	—
1610	±0.88	—	—	161	—
1780		—	—	178	89
1880		—	—	188	94
1960		—	—	196	—
2250	±1.04	—	—	225	—
2600	±1.22	—	—	—	130
3100		—	—	—	155
3620	±1.46	—	—	—	181

#### 4. 带的标记

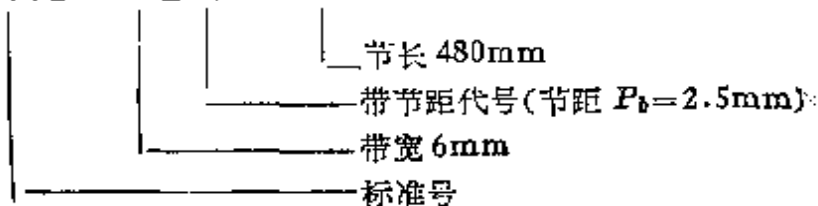
DIN 米制节距同步带的标记以带宽、节距和节线长度表



示。

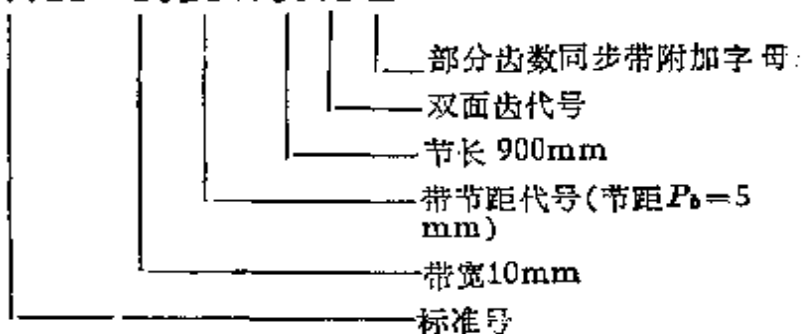
### (1) 单面齿环形同步带的标记

例：带 DIN7721—6T2.5×480



### (2) 双面齿环形同步带的标记

例：带 DIN7721—10T5×900DE



## 2.2.6 我国同步带规格制度的变化

我国自60年代引入同步带传动，由于模数制同步带具有与齿轮相似的尺寸规格，且采用公制，易为人们所接受，故在国内多年来多生产和使用模数制同步带，而在近年来才逐渐以节距制同步带代替，且在已制订的同步带国家标准中也以节距制代替了模数制，其原因如下：

### 1. 适应国际技术交流的需要

由于节距制同步带传动已为多数国家采用，并已列入了ISO同步带标准，而使节距制同步带在国际上得到广泛应用。我国的引进设备上大量使用了节距制同步带。因此为适应国际贸易和技术交流的需要，需要对原采用的模数制同步带规格制度加以改变。此外，由于我国是国际标准化组织的

成员国，根据我国的技术政策也要求我国的同步带尺寸规格向ISO标准靠拢，改采用节距制。

## 2. 节距制同步带的尺寸规格更为合理

随着同步带传动使用范围的扩大，对同步带传动的要求亦由只求同步传动转为既要同步传动，更能传递大功率的目的，由此，同步带的强度已成为日益重要的问题。而国产模数制同步带在这方面却存在寿命短，易损坏的缺陷，究其原因，除材质外，尺寸参数不合理也是主要原因之一，而与之比较，节距制同步带尺寸参数较为合理。

(1) 从带齿的抗剪和抗弯曲强度上比较。同步带传递转矩时，带齿根部将受到剪切和弯曲，这往往是导致带失效的原因之一。而在同步带尺寸参数中，对带的抗剪切、抗弯曲能力有决定性影响的两个参数就是带齿的齿根宽度和齿根圆角半径。现以两种不同规格制度的同步带中的这两个参数加以比较。

表2-13 带齿根部宽度尺寸比较

(mm)

国产模数制同步带		ISO节距制同步带		苏联模数制同步带	
半距 $P_b$	齿根宽 $s = 1.44m$	节距 $P_b$	齿根宽 $s$	节距 $P_b$	齿根宽 $s$
4.71	2.16	3.175	1.73	4.71	2.62
6.28	2.37	5.080	2.57	6.28	3.2
7.85	3.59				
9.42	4.31	9.525	4.65	9.42	4.656
12.57	5.75	12.70	6.12	12.57	6.22
15.71	7.18			15.71	7.548
21.99	10.06	22.225	12.57	21.99	12.37
31.42	14.37	31.95	19.06	31.42	18.55

由表2-13中可看出国产模数制同步带在节距近似相同情况下,其齿根宽度都比 ISO 和苏联标准中的数值小,并且随着节距值的增大,两者的差值却越来越大,这显然是不合理的。因为对小节距同步带还可认为是以同步传动为主,那么对于大节距的同步带就不仅要求同步传动,而且应能传递大的动力。在这方面,节距制的 ISO 标准采取了相应措施,即在大节距时采取了大的齿根宽度增量,如  $P_b = 31.75\text{mm}$  时,其增量达到  $6.55\text{mm}$ ,以满足带齿强度的要求。新的苏联标准也考虑了带齿的承载能力,灵活地把齿根宽度数值由  $1.55m$  (模数)增大到  $1.855m$ 。而在国产模数制同步带中却看不到此特点,而是不论节距大小,均一概把齿根宽取为模数  $m$  的  $1.44$ 倍。显然这是国产模数制同步带易剪切、弯曲破坏的原因之一。此外从带齿和轮齿的强度上看,由于轮齿采用金属材料,强度远大于带齿,故理应带齿的齿根宽度大于轮齿的齿顶宽度,但在国产模数制同步带中恰好相反。因此,从强度观点看,ISO 标准中的齿根宽度数值要更合理些。

表2-14 带齿齿根圆角半径比较

(mm)

国产模数制同步带		ISO节距制同步带	
节距 $P_b$	齿根圆角半径 $r_r$	节距 $P_b$	齿根圆角半径 $r_r$
4.71	0.15	3.175	0.20
6.28	0.20	5.080	0.38
7.85	0.25		
9.42	0.30	9.525	0.51
12.57	0.40	12.70	1.02
15.71	0.50		
21.99	0.70	22.225	1.57
31.42	1.00	31.75	2.29

其次，从齿根圆角半径  $r_f$  看也有类似情况见表 2-14。在 ISO 节距制同步带中，随节距增加，齿根圆角半径的增量由 0.07mm 增大到 1.72mm。而节距为 31.75mm 时，齿根圆角半径  $r_f$  达到 2.29mm。显然，这样的数据安排可使带齿齿根应力集中大为减少，从而提高了带齿的承载能力。而国产模数制同步带与其相比，不仅在类似节距下， $r_f$  值都较小，而且在大节距时， $r_f$  数值相差更多，达 2 倍左右。因此从承载能力方面来分析，这种数据安排是不合理的。

(2) 从减少同步带啮合时的干涉和磨损上比较。由于同步带齿与轮齿的啮合属于非共轭齿廓的一种嵌合。因此当带齿进入啮合或退出啮合时，与轮齿间必然会产生干涉，并引起带齿的磨损。为减少这种干涉与磨损，在尺寸参数上采用大的带齿齿顶圆角半径  $r_a$  和小的节顶距  $\delta$  是十分必要的。而由表 2-15 可知，国产模数制同步带的数值却不符合。

表 2-15 带齿齿顶圆半径  $r_a$ 、节顶距  $\delta$  的比较

(mm)

国产模数制同步带			ISO 节距制同步带			苏联模数制同步带		
节距 $P_b$	齿顶圆角半径 $r_a$	节顶距 $\delta$	节距 $P_b$	齿顶圆角半径 $r_a$	节顶距 $\delta$	节距 $P_b$	齿顶圆角半径 $r_a$	节顶距 $\delta$
4.71	0.15	0.375	3.175	0.30	0.254	4.71	0.30	0.4
6.28	0.20	0.5	5.080	0.38	0.254	6.28	0.40	0.6
7.85	0.25	0.625	/	/	/	/	/	/
9.42	0.30	0.75	9.525	0.51	0.381	9.42	0.50	0.6
12.57	0.40	1.00	12.70	1.02	0.686	12.57	1.0	0.8
15.71	0.50	1.25	/	/	/	15.71	1.2	0.8
21.99	0.70	1.75	22.225	1.19	1.397	21.99	1.2	0.8
31.42	1.00	2.50	31.75	1.52	1.525	31.42	1.5	0.8

齿顶圆角半径 $r_a$ 直接影响到带齿啮合时的干涉,而在国产模数制同步带中,在相同节距情况下,其数值均比 ISO 及苏联模数制同步带小,而且随着节距增大, $r_a$ 的数值增加缓慢,这显然会增大带齿啮合干涉的可能性。而从节顶距 $\delta$ 看,随着节距增加,承载绳的直径相应加粗, $\delta$ 值相应有所增大。但为避免承载绳和齿根底部间弹性层过厚,在受力时引起过大的扭转, $\delta$ 值又不宜过大,而以国产模数制同步带与 ISO 标准相比较,显然 ISO 节距制同步带中的  $\delta$  值更为合理。

根据以上分析,可看出我国常年来使用的模数制同步带中的某些尺寸参数已不能满足传动要求,也需要进行修改,向较合理的 ISO 同步带标准靠拢,因此制订了以 ISO 同步带标准为基础的 GB11616-89 节距制同步带尺寸标准。

## 2.3 梯形齿同步带的制造

由于聚氨酯橡胶同步带与氯丁橡胶同步带在材料及组成上均不同,因此采用不同的方法制造。

### 2.3.1 聚氨酯橡胶同步带的制造

聚氨酯橡胶同步带是采用浇注型聚氨酯橡胶制成,橡胶的主要原料是聚酯(聚醚),二异氰酸酯和固化剂(交联剂)。它们在 $50^{\circ}\text{C}$ 温度下呈液体状,又由于聚氨酯橡胶同步带齿部一般不设置包布层,因此都采用液体离心浇注法制造。离心浇注可使带内材料分布均匀、气孔、瘪齿减少,有较好的制造质量。聚氨酯橡胶同步带采用的离心浇注模具如图2-6所示。

在模具中,外表面上加工有齿形的型腔与上、下模板组成内模,外模套与盖板、下模板组成外模,型腔与外模间形成浇注模型。

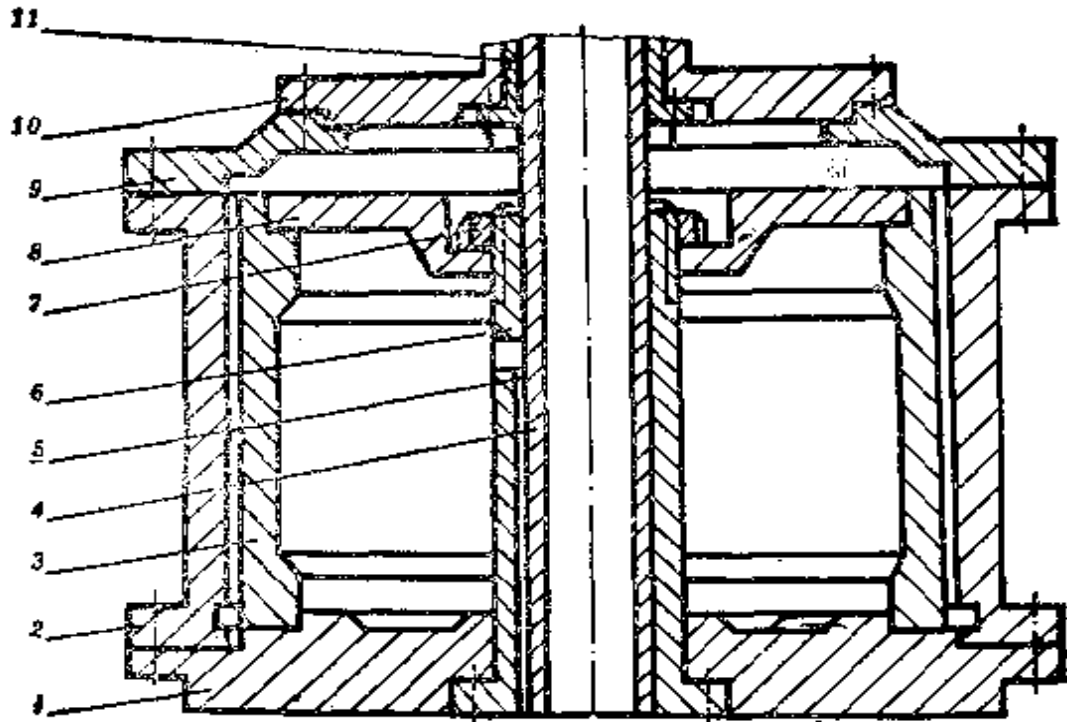


图2-6 聚氨酯橡胶同步带离心浇注模具

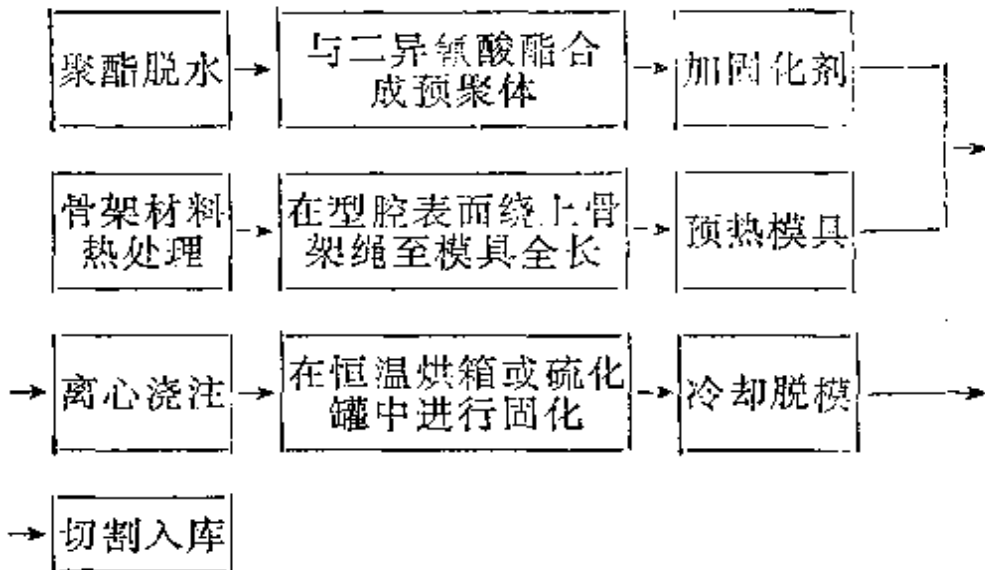
- 1—下模板 2—外模套 3—型腔 4—导柱 5—键槽 6—下导套  
7—螺母 8—上模板 9—盖板 10—定位板 11—上导套

在浇注前,型腔表面需绕上带的骨架(钢丝或涤纶线)。为避免合模时,外模挫伤或搞乱型腔上的骨架绳,要求安装外模时,应使内模和外模能严格对中,为此在定位板及上、下模板上均装有导套6、11。合模时,先将外模套与盖板、定位板、上导套;型腔与上、下模板及下导套分别安装,然后在下导套中插上导柱,再把外模沿导柱下放,与内模安装在一起,以保证安装时不擦伤、搞乱型腔上的骨架绳。

浇注时,把模具放在有动力带动的回转盘上,卸去导柱、上导套和定位板,并以下导套键槽与回转盘垂直转轴键相连接,使模具回转,即可进行浇注。

以浇注型聚氨酯橡胶作为带齿及齿背基体材料,以钢丝

绳或涤纶线为承载绳，以离心浇注作为主要成型工艺的聚氨酯橡胶同步带，其生产流程如下：



### 2.3.2 氯丁橡胶同步带的制造

氯丁橡胶同步带是一种高强度同步带。为使同步带具有高的抗疲劳强度、弹性、热稳定性、耐磨性。氯丁橡胶同步带在结构上，其齿表面上增设了尼龙包布层，在制造上采用了高温硫化的逐步成型法。

以氯丁橡胶作为带齿及带背基体材料，以玻璃纤维作为承载绳，尼龙包布为齿面覆盖层的氯丁橡

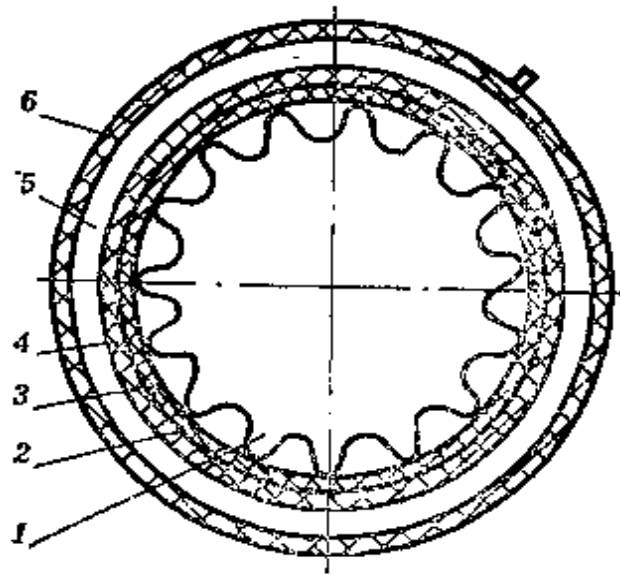


图2-7 氯丁橡胶同步带制造简图

1—内模 2—尼龙包布 3—玻璃纤维绳  
4—胶片 5—充气胶囊 6—硫化罐

胶同步带生产流程简述如下:(见图2-7)

1. 制备圆筒形内模,其外表面加工有与同步带相同的齿形。内模的节圆周长根据同步带的节线长度及带制造过程中的收缩量确定。

2. 制备有尼龙经、纬线织成的纬线方向可伸缩性的齿面包布,把包布浸胶,然后把包布包缠在内模外周表面,要求包布的纬线方向与外模的齿向垂直。

3. 在内模包布层外,以一定张力成螺旋状卷绕经过浸胶处理的玻璃纤维绳。卷绕时,以纤维成左、右旋向的两根线绳同时绕上内模表面,以增加与基体材料的粘着力。

4. 在玻璃纤维绳外围贴上胶片,并用压辊滚压。

5. 在胶片外周面套上用耐热橡胶制成的圆筒形气囊,在气囊上开有蒸汽进、出口。在气囊外周表面同心地装上铁箍,以确保气囊位置。

6. 把模具置于硫化罐内,并向气囊内通入高压高温蒸汽,气囊向外膨胀受到铁箍限制,仅能向内膨胀,而在圆周方向均匀地向胶片加压加温。

7. 在高温(约 $170\sim 180^{\circ}\text{C}$ 左右)下,胶片呈粘稠流体状,并在压力( $0.8\sim 0.9\text{MPa}$ 左右)下渗过玻璃纤维绳,把尼龙包布压紧在内模齿槽表面,胶液充满齿槽内。

8. 排出高温蒸汽,并进行冷却。

9. 把模具放在专用夹具上,用压缩空气脱模,取出同步带制成品。

10. 把同步带制成品套在两个转动鼓上进行磨削,并用组合刀进行裁边,按需要裁成一定带宽的同步带。

### 2.3.3 同步带制造中的节距误差的控制

同步带是依靠带齿节距与带轮相匹配来进行啮合传动



的。因此，同步带节距误差大小是衡量同步带制造质量的重要指标。由于同步带的节距误差是在制造过程中造成。因此，在同步带制造过程中控制和消除影响带节距的因素，才能使同步带具有良好的制造质量。由于同步带节距误差的产生与带的制造工艺密切相关，故对带节距影响的因素也十分复杂，此处仅介绍一些主要影响因素及控制的方法。

### 1. 同步带制造模具上的“多边形效应”

在制造同步带时，其金属模的齿节距与带轮节距相同，但当承载绳缠绕绷紧在模具外周上时，承载绳与模具齿顶接触部分呈圆弧形，而位于齿槽部分呈直线，见图2-8。这样就使承载绳在模具上形成近似的多边形，称为“多边形效应”。因此，承载绳长度比预计的短，相应使带的节线长度减短，带齿节距减小。

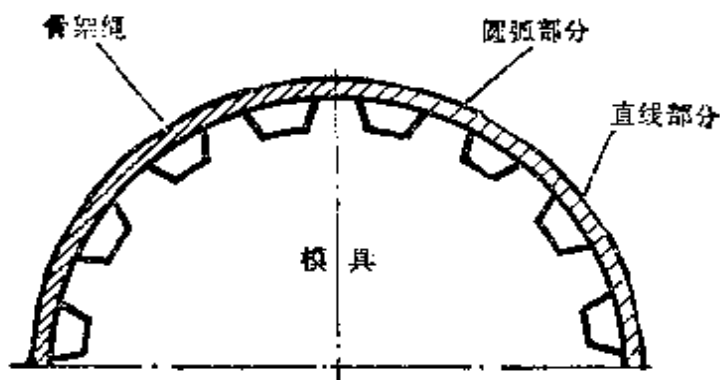


图2-8 模具上的多边形效应

改进的方法是在设计、制造带的模具时，给模具外径以正偏差数值，以弥补由于“多边形效应”造成的带齿节距减小现象。

### 2. 承载绳在模具上的绷紧程度

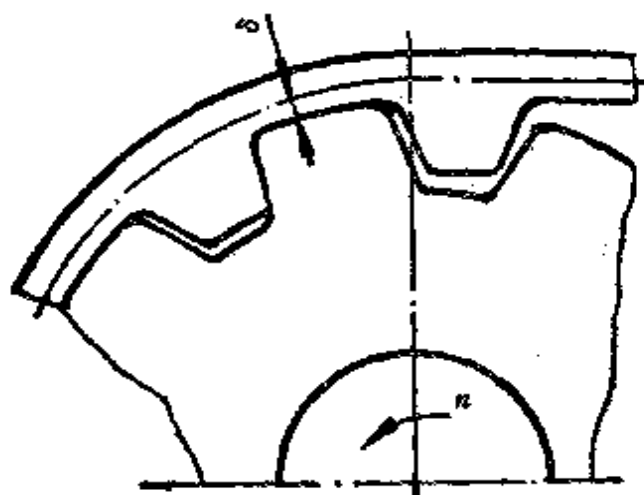
承载绳在模具上绷得过紧，则“多边形效应”显著，使带齿

节距减小；而绷得过松，则使承载绳卷曲在带基体材料中，当同步带工作受到拉力时，拉直承载绳造成带齿节距增大，故承载绳绷得过紧过松均会使带产生节距误差。

改进方法是通过试验，控制绷紧承载绳的张力。

### 3. 节顶距 $\delta$ 数值的控制

节顶距是承载绳中心线(即节线)至带齿谷底面的距离，



由于传动时带齿谷底面与带轮齿顶面接触，所以 $\delta$ 亦是带的节线至带轮顶圆的距离，如带在制造中 $\delta$ 值过大或过小，都会使带的节距与带轮不匹配，造成节距误差。

图2-9 节顶距 $\delta$

改进方法是严格

控制承载绳的直径及在模具上的相对位置，以保证节顶距 $\delta$ 的数值。

### 4. 同步带承载绳在取模时的收缩变形

当从金属模中取出同步带后，随着带温的下降，带内的承载绳就会收缩，从而使带的节线长度和节距发生变化。

改进方法是在设计、制造模具时，应计入取模时承载绳的收缩率，使带在取模收缩后，能保持正确的节线长度和节距。

由于以上各种因素均随同步带基体材料、承载绳材质、模具材料和制造精度、制造工艺过程等变化，故生产厂应根据具体生产条件进行试验来逐步消除各种影响节距误差因素，以保证同步带的制造质量。

## 3 同步带轮

同步带轮一般由齿圈、轮毂及挡圈等三部分组成。如图3-1所示。由于带轮是通过带轮齿与同步带的啮合来传递运动和动力,因此,轮齿齿形将直接影响到带的传动性能和工作寿命。本章着重介绍与梯形齿同步带相配的带轮齿形。

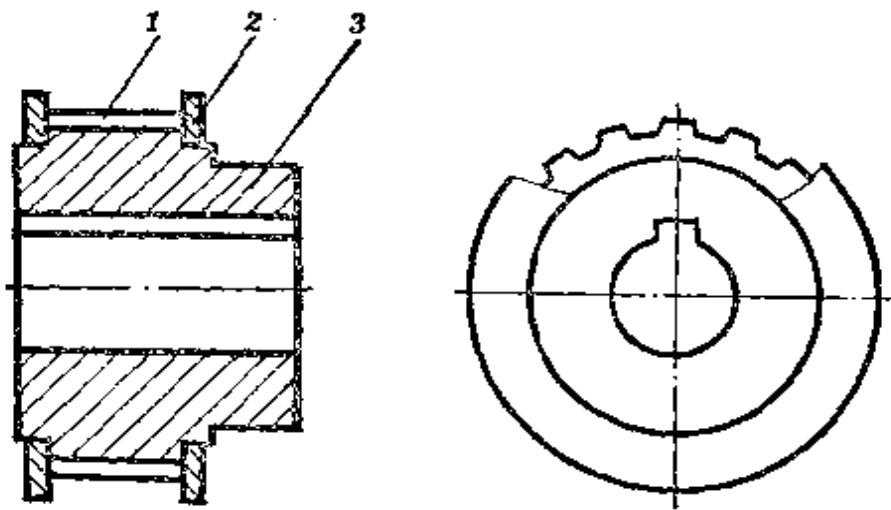


图3-1 同步带轮

1—齿圈      2—挡圈      3—轮毂

### 3.1 带轮的齿形

#### 3.1.1 带轮齿形的设计要求

一个设计完善的带轮齿形应满足以下要求,

##### 1. 保证带齿能顺利地啮入与啮出

由于轮齿与带齿的啮合属非共轭齿廓啮合传动,因此在

啮入或啮出过程中易造成齿间干涉，故带轮齿形设计应尽量减少带齿顶部与轮齿顶部拐角处的干涉，并便于带齿滑入或滑出轮齿槽。

2. 轮齿的齿廓曲线应能减少啮合变形，能获得大的接触面积，提高带齿的承载能力

即在选择轮齿齿廓曲线时，应使带齿啮入或啮出时变形小，磨擦损耗小，并保证与带齿均匀接触，有较大的接触面积，使带齿能承受更大的载荷。

3. 有良好的加工工艺性

加工工艺性好的带轮齿形可以减少刀具数量与切齿工作量，从而可提高生产率，降低制造成本。

4. 具有合理的齿形角

齿形角是决定带轮齿形的重要的力学和几何参数，大的齿形角有利于带齿的顺利啮入和啮出，但易使带齿产生爬齿和跳齿现象；而齿形角过小，则会造成带齿与轮齿的啮合干涉，因此轮齿必须选用合理的齿形角。

### 3.1.2 带轮齿形的选择

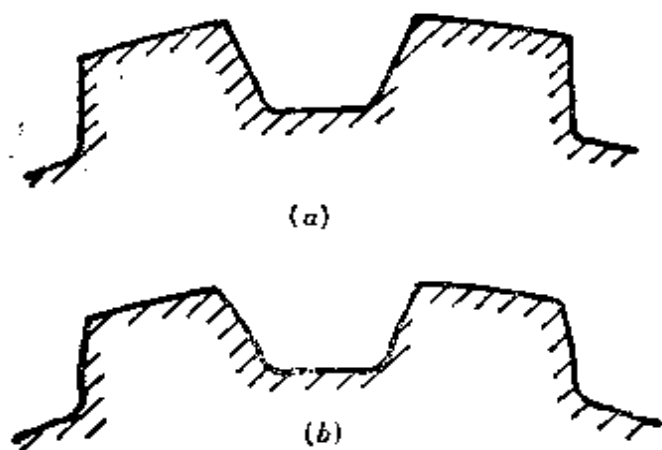


图3-2 同步带轮齿形  
(a)一直边齿形 (b)渐开线齿形

为与梯形齿同步带相匹配，目前国际上采用的带轮齿形均为梯形或近似梯形。而以轮齿齿廓形状分，可分为直边齿形和渐开线齿形两种，如图3-2所示。

直边齿形为齿廓成直线，齿槽齿形角

为 $20^\circ$ 的梯形,与同步带齿形状相似。此种齿形的优点是带齿进入啮合后,与带齿工作侧面有较大的接触面积,使齿侧面上载荷分布较均匀,从而可提高带的承载能力和使用寿命。其缺点是加工较困难,需采用特制的加工直线齿廓的滚刀或成形铣刀进行加工;制造成本较高。此外,当直边齿形采用大的齿顶圆角半径时,会使轮齿侧面工作段减小,而使齿顶圆角半径尺寸受到限制,不利于带齿的啮入和啮出。

渐开线齿形其齿廓呈渐开线,齿槽形状随带轮齿数而变化。当多齿数时,齿廓近似于直线,齿槽近似于梯形。此种齿形的最大优点是加工方便,可采用现有的渐开线齿条滚刀加工,制造成本较低。此外,齿廓的渐开线形状也有利于带齿的啮入,可减少爬齿现象的产生。其缺点是齿廓形状随带轮齿数而变化,无固定的齿槽形状,齿形角变化大,在少齿数时,易影响带齿的正常啮合。

这两种齿形以何种为准,目前尚无定论。在 ISO5294-79 同步带轮标准中“建议采用渐开线齿形”,同时也列出了直边齿形的尺寸。而在 DIN-7721 标准中则采用直边齿形,“不推荐采用渐开线齿形的同步带轮”。英、日等国标准则对此不作评价。作者从强度观点分析,认为带轮齿形应与带齿形状近似吻合,即两者的齿形角不宜相差过多。由于带齿的齿形角已定为 $20^\circ$ ,如带轮齿的齿形角过小,将使带齿进入轮齿槽时,嵌入、脱出困难,磨擦损失加大,功耗增加,亦易使带齿工作侧面过早磨损而失效。反之,如轮齿之齿形角过大,则使轮齿与带齿接触面积减小,工作齿面载荷集中,易使带齿产生挤压、剪切破坏。因此为延长同步带的工作寿命,提高传动效率,应使轮齿具有与带齿类似的齿形。由于带齿为弹性体,啮合时能通过局部变形来适应轮齿齿廓形状,故轮齿齿形角可允许有较

大角度偏差。在 GB11361-89 同步带轮标准中提出直边齿廓带轮其齿形角允差在  $\pm 1.5^\circ$  范围内较为适宜。以此为依据,作者以 L 型同步带轮为例,计算了齿数为 20, 30, 40, 50, 70, 100, 135 的带轮渐开线齿廓坐标, 绘制了曲线, 并与齿形角为  $20^\circ$  的直边齿廓相比较, 所得的带轮渐开线齿廓齿形角偏差  $\Delta\phi$  及齿侧偏差如图 3-3 所示。

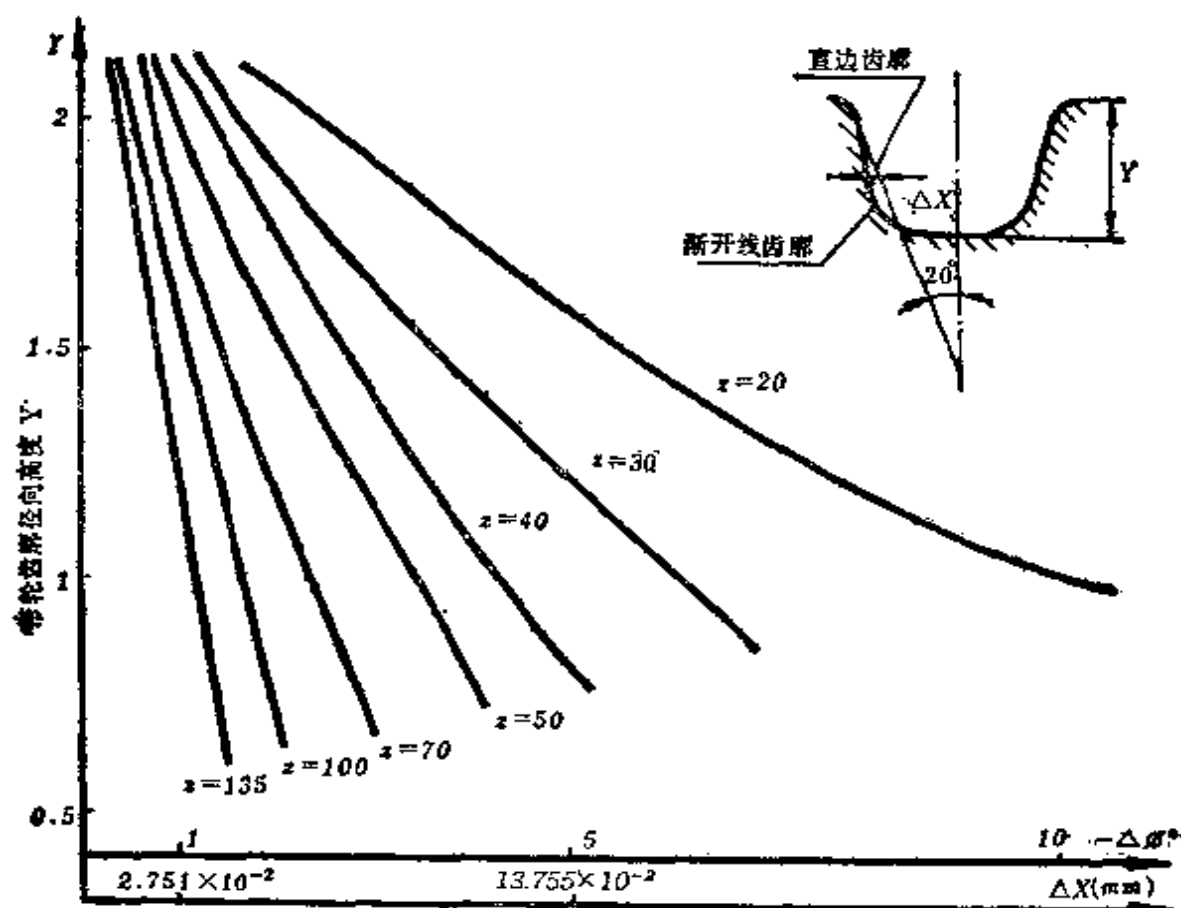


图3-3 标准渐开线齿条滚刀加工的渐开线齿廓齿形角偏差  $\Delta\phi$  与齿侧偏差  $\Delta x$

由图3-3看出,随带轮齿数减小,齿形角偏差急剧增大,在齿数  $Z = 30$  时,齿形角偏差最大值达到  $-7^\circ$ ,齿侧偏差也达到  $0.223\text{mm}$ ,而使总的齿侧偏差数值超过轮齿与带齿啮合时所

需的齿侧间隙。而在  $Z = 30$  齿以上，其齿形角偏差及齿侧偏差逐渐减小，但在  $Z = 50$  齿以下时，齿形角偏差仍在  $-4^\circ$  以上。考虑到带齿挤压弹性变形以及带绕于带轮上时的弯曲变形，会使带齿齿形角有所减小，故轮齿齿形角的偏差可允许稍大些。因此，为使同步带能正常工作和有较长的使用寿命，作者建议当带轮齿数为  $30 \sim 50$  齿以下时宜采用直边齿廓齿形，而在多齿数时可采用渐开线齿形。

## 3.2 带轮轮齿加工方法和刀具

### 3.2.1 加工方法分类

目前同步带轮轮齿的加工方法可分为两类。

#### 1. 按成型法加工

其中按采用的刀具不同，又可分为两种：

- (1) 采用专用的直线齿廓盘形铣刀加工；
- (2) 采用经改磨的8号渐开线盘形齿轮铣刀加工。

#### 2. 按展成法加工

其中有：

- (1) 采用 GB11361-89 同步带轮标准中规定的渐开线齿廓刀具加工；
- (2) 采用直线齿廓专用滚刀加工。

在选择加工方法时，不同的方法将会产生不同的误差。如成型法将会使带轮产生较大的节距误差，而展成法则会引起齿形角偏差。在同步带传动中，节距误差影响着传动性能，齿形角偏差则会使带的寿命减短。因此在选择加工方法时，必须对带轮的节距误差和齿形角偏差予以控制。

### 3.2.2 带轮轮齿加工方法和刀具

## 1. 直线齿廓盘形铣刀加工

此种加工方法是采用有直线齿廓的成型圆盘铣刀在配有分度头的卧式铣床上加工带轮齿槽。其铣刀齿形可按GB 11361-89同步带轮标准中的直边齿廓带轮齿形尺寸制造。采用此种加工方法,可得到精确的带轮齿形。其缺点是节距误差较难控制,影响传动的同步性能,而且加工效率低,刀具亦需专门制造,因此这种加工方法仅适用于单件或小批量生产。

## 2. 改磨的8号渐开线盘形齿轮铣刀加工

由于8号渐开线盘形齿轮铣刀齿形近似于直线齿廓,故可将其按带轮直边齿廓改磨,可得近似直线齿廓的盘形铣刀。

图3-5为用模数  $m = 3$  的8号渐开线盘形齿轮铣刀改磨成



图3-4 直线齿廓盘形铣刀加工带轮

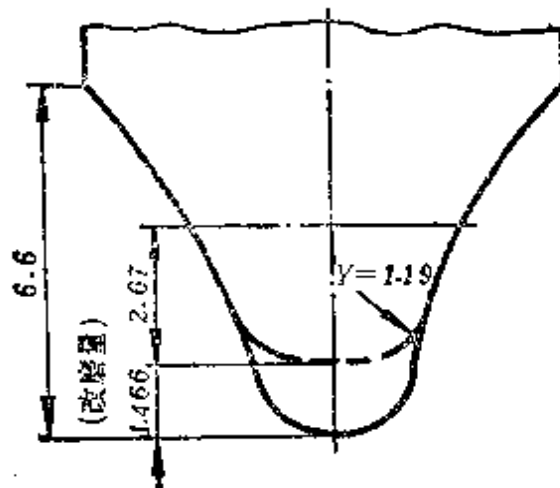


图3-5 8号渐开线盘形齿轮铣刀改磨

L型带轮直边齿廓成型铣刀的尺寸。由于该铣刀齿廓仅近似于直线,故仍存在齿形角偏差。图3-6为L型同步齿形带轮采用改磨的盘形铣刀加工渐开线带轮齿廓产生的齿形角偏差和齿侧偏差。但由图3-6中看出,沿带轮齿廓径向高度上最大的齿形角偏差为  $1^{\circ}6'36''$ , 齿侧偏差仅为  $0.035\text{mm}$ , 均符合GB



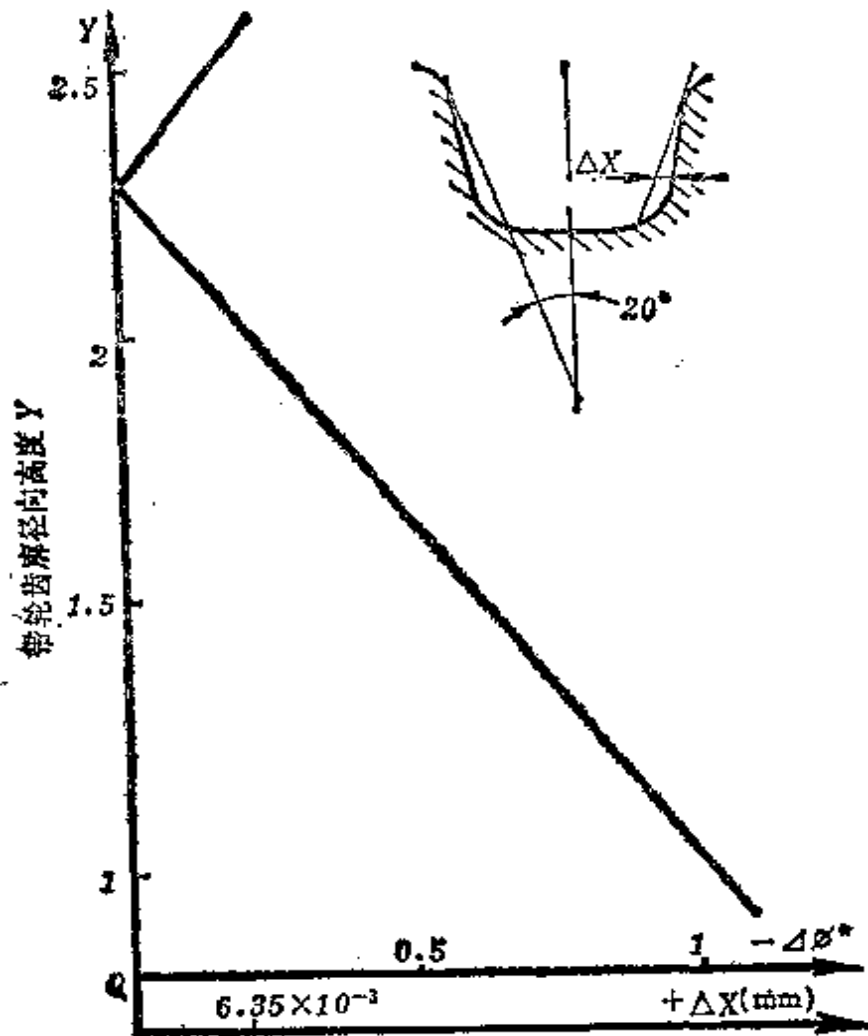


图3-6 改磨的8号渐开线盘形铣刀加工的渐开线齿廓的齿形角偏差和齿侧偏差

1161-89标准中规定的齿形角偏差小于 $\pm 1.5^\circ$ 的要求，故可代替直边齿廓盘形铣刀加工带轮。其缺点与直边齿廓盘形铣刀加工相同，亦只能用于单件或小批量生产上。

### 3. 标准渐开线齿条滚刀的滚切加工

对模数制同步带轮可采用加工齿轮的齿条刀具进行加工。但对节距制的同步带轮，由于其节距需与节距制同步带相配，故滚刀需专门制造。其刀具的原始齿廓的尺寸和公差见

### 本书3.6。

采用标准渐开线齿条滚刀加工带轮,具有节距误差小,生产效率高,不需制造专用刀具等优点,是目前常用的一种加工方法,适用于带轮的批量生产。其缺点如前面所述,即加工的齿廓形状随带轮齿数而变化,易影响轮齿与带齿的正常啮合,故对它的使用范围应有所限制。作者认为对于以同步要求为主的小功率传动,由于带轮齿形对传动性能影响较小,可广泛采用此种加工方法。但在大功率同步带传动中,由于带齿上作用有较大圆周力,轮齿与带齿齿形不吻合,易造成过大的摩擦功耗与带齿的磨损,因此在此情况下,这种加工方法只宜用于加工多齿数 ( $Z \geq 30$ ) 的带轮。

#### 4. 直边齿廓专用滚刀加工

(1) 直边齿廓专用滚刀的设计。直边齿廓专用滚刀的设计主要是确定滚刀的法向剖面齿形。若已知带轮齿形,则可用解析法(啮合线法)或图解法求出。解析法较为迅速和正确,此处介绍用解析法求取滚刀法向剖面齿廓。

解析法的基本原理如图3-7。根据齿廓啮合基本定律,当一对共轲齿廓互相啮合时,它们在任意接触点的公法线必然通过啮合节点。因此在任意位置的已知带轮齿形上(图3-7中虚线),必有一点  $B$  的法线通过啮合节点  $P$ 。这就是共轲齿廓的公法线,  $B$  点既是带轮齿廓与刀具齿廓的接触点,又是啮合线上的一点。因此只要使带轮齿廓围绕中心  $O$  转动,并作出齿廓在每一位置上通过啮合节点的法线,就可得到一系列啮合点,相应就可求出啮合线。根据带轮节圆和刀具节线作纯滚动原理,如使带轮齿廓沿节圆逆时针转过弧长  $\widehat{1P}$ , 使带轮齿廓通过  $P$  点,则刀具齿廓将相应沿节线移动  $\overline{P1_0}$ , 且  $\overline{P1_0} = \widehat{1P}$ 。此时刀具齿廓上的  $B$  点将平移到  $1'_0$ , 则曲线  $P1'_0$  就是与  $\widehat{B1}$  齿

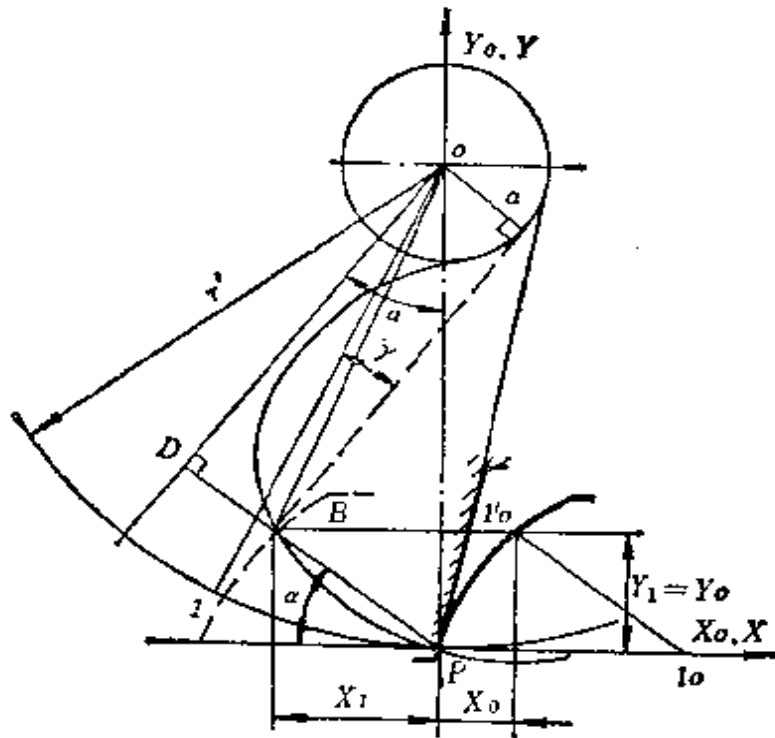


图3-7 用解析法求取滚刀法面齿形

廓相切的对应刀具齿廓。根据这种啮合线法原理可通过计算求得与带轮齿廓共轭的刀具齿廓坐标，来求出刀具法面齿廓曲线。

在图3-7中，以  $X_0PY_0$  为滚刀坐标系， $PX_0$  轴与滚刀节线重合，以带轮齿廓与刀具齿廓在  $P$  点的啮合位置为原始位置。设带轮齿廓上任意点与滚刀齿廓在  $B$  点啮合，则可得  $B$  点坐标为

$$\begin{cases} X_1 = -\overline{BP}\cos\alpha \\ Y_1 = \overline{BP}\sin\alpha \end{cases} \quad (3-1)$$

由于  $B$  点为啮合点， $B$  点坐标方程即为啮合线参数方程式。式中  $\alpha$  为参变数，即在任意瞬时轮齿与刀具的啮合角。

由图3-7， $\overline{BP} = \overline{DP} - \overline{DB}$

$$= r'(\sin\alpha - \sin\gamma)$$

代入(3-1)式得

$$\begin{cases} X_1 = -r'(\sin\alpha - \sin\gamma)\cos\alpha \\ Y_1 = r'(\sin\alpha - \sin\gamma)\sin\alpha \end{cases} \quad (3-2)$$

而在啮合线上对应于  $B$  点的刀具齿廓上一点  $1'$  的坐标为  $(X_o, Y_o)$ , 由图3-7可知

$$\begin{cases} X_o = \overline{P1_o} + X_1 \\ Y_o = Y_1 \end{cases}$$

由于带轮节圆与刀具节线作纯滚动, 故

$\widehat{P1} = \overline{P1_o} = r'(\alpha - \gamma)$ , 代入上式得

$$\begin{cases} X_o = r'[(\alpha - \gamma) - (\sin\alpha - \sin\gamma)\cos\alpha] \\ Y_o = r'(\sin\alpha - \sin\gamma)\sin\alpha \end{cases} \quad (3-3)$$

(3-3) 式即为与带轮齿廓共轭的滚刀法面齿廓坐标方程式。

式中  $\gamma$  角为带轮齿廓在节圆上交点与中心  $O$  连线和带轮齿廓线间夹角, 如图3-8所示。如带轮齿顶弧长  $b$  所对中心角以  $2\beta$  表示, 则  $\beta = b/2r'$ ;  $r'$  为带轮节圆半径。由于带轮直边齿廓齿形角为  $20^\circ$ , 由图3-8可得

$$\gamma = 20^\circ + \beta \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \quad (3-4)$$

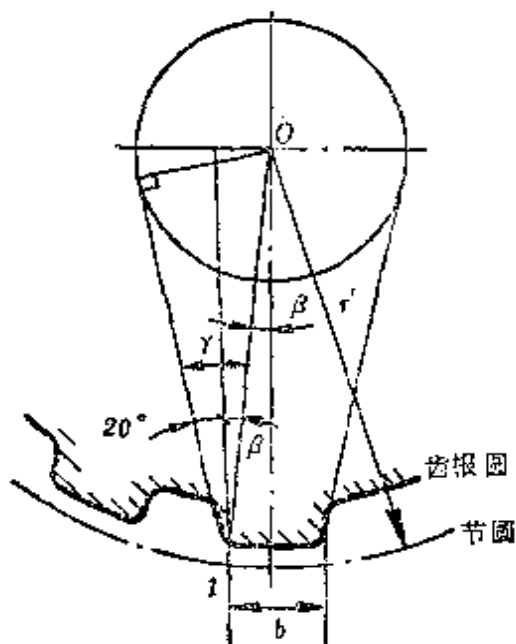


图3-8  $\gamma$ 角的表示

式(3-3)中  $\alpha$  为带轮齿廓与刀具齿廓瞬时啮合角。在同步齿形带轮中由于带轮齿顶圆低于节圆, 且轮齿的齿根、齿顶

拐角处均有圆角，故其直线齿廓为  $AB$ 。如带轮直线齿廓部分在  $A$  点开始与滚刀接触，至  $B$  点脱离接触，则瞬时啮合角将由  $\alpha_{\min}$  变化至  $\alpha_{\max}$ ，如图3-9所示。由图3-9看出，在  $\triangle OEB$  中可得：

$$\overline{OE} = \sqrt{r_B^2 - a^2}$$

式中  $r_B$  为带轮齿廓齿根直线部分终止点  $B$  的半径；

$a$  为带轮形圆半径。以带轮齿侧面延长线与带轮中心  $O$  间的垂直距离为半径所作的圆称为带轮的形圆。

又在  $\triangle OEP$  中得

$$\begin{aligned} \cos \alpha_{\max} &= \overline{OE} / r' \\ &= \sqrt{r_B^2 - a^2} / r' \end{aligned}$$

由于  $a = r' \sin \gamma$  代入上式并化简得

$$\alpha_{\max} = \cos^{-1} \sqrt{\left(\frac{r_B}{r'}\right)^2 - \sin^2 \gamma} \quad (3-5)$$

同样可求得在轮齿廓齿顶直线部分起始点  $A$  的瞬时啮合角

$$\alpha_{\min} = \cos^{-1} \sqrt{\left(\frac{r_A}{r'}\right)^2 - \sin^2 \gamma} \quad (3-6)$$

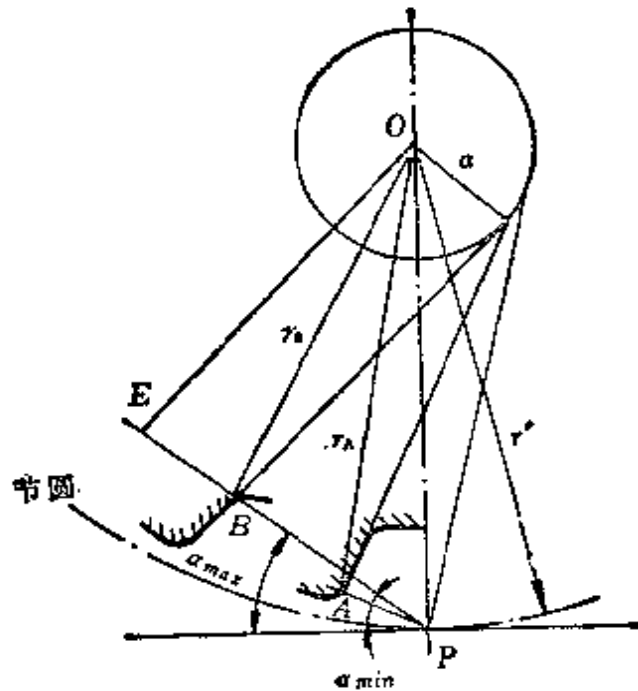


图3-9  $\alpha_{\max}$ 和 $\alpha_{\min}$ 的计算

式(3-5), (3-6)中带轮齿廓直线部分起始点半径  $r_A$  和终止点半径  $r_B$  可按图3-10求出。

由图3-10中  $\triangle OAD$  可得

$$r_A = OA = \sqrt{AD^2 + OD^2}$$

式中  $AD = O_1C - O_1A \cos 20^\circ$

$O_1A = r_f$  (轮齿顶部圆角半径)

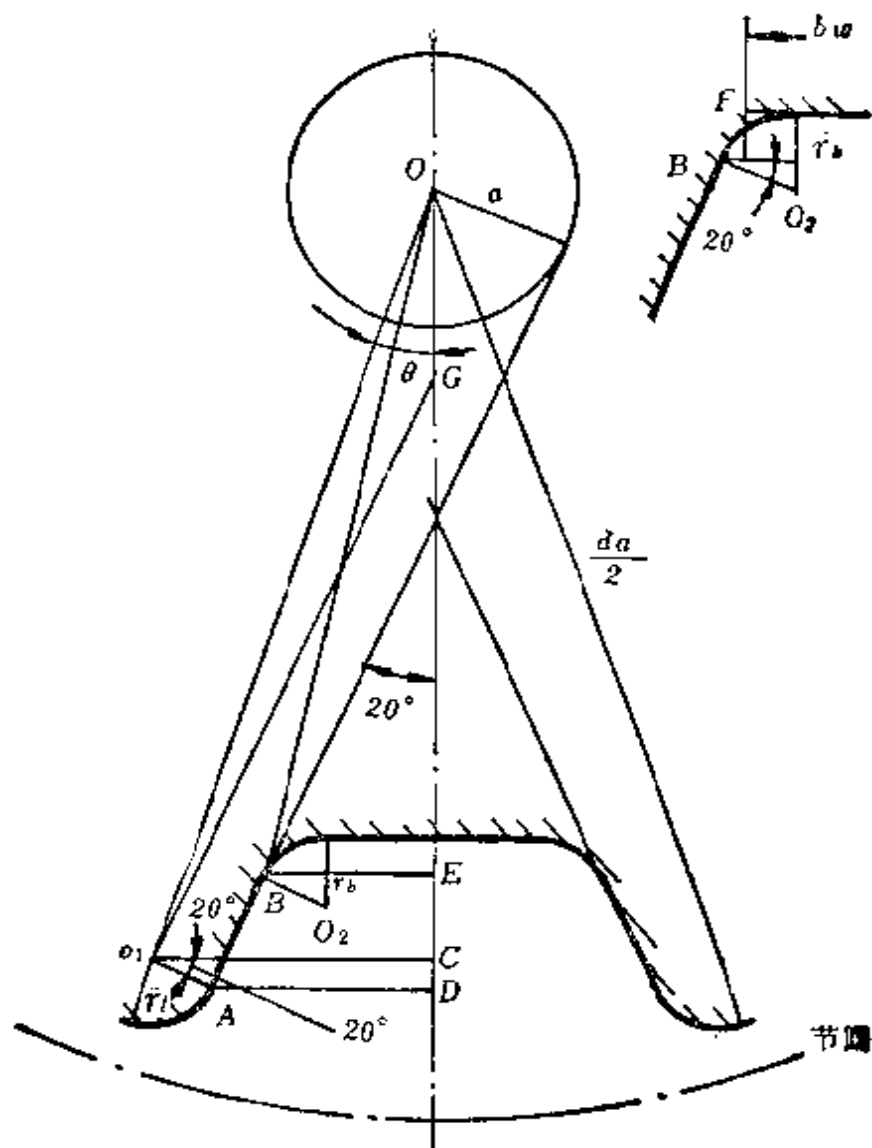


图3-10  $r_A$ 和 $r_B$ 的计算

$$O_1C = OO_1 \sin \theta = \left( \frac{d_a}{2} - r_t \right) \sin \theta$$

式中  $d_a$  为带轮齿顶圆直径

$\theta$  角为参变数, 可由  $\triangle OO_1G$  中求出

$$\text{在 } \triangle OO_1G \text{ 中 } OG = \frac{d_a}{2} - hg - \frac{bw}{2} \operatorname{tg} 20^\circ - r_t / \sin 20^\circ$$

由图3-11看出,  $hg$  为带齿径向高度,  $bw$  为带齿槽底部宽度。

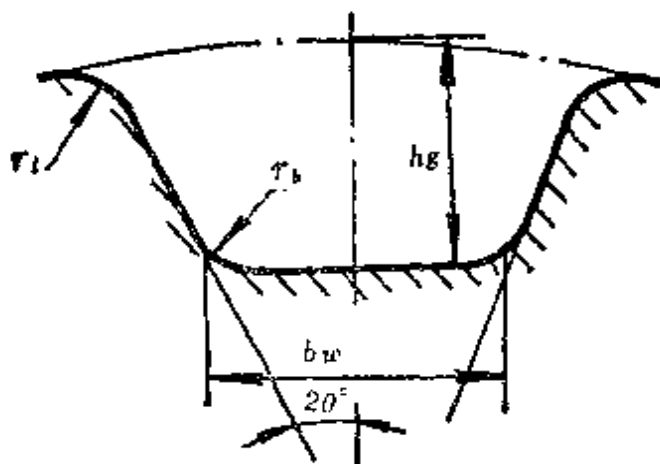


图3-11 带轮齿廓参数

根据正弦定理, 在  $\triangle OO_1G$  中可得

$$\frac{OO_1}{\sin 160^\circ} = \frac{OG}{\sin \angle OO_1G}$$

$$\therefore \angle OO_1G = \sin^{-1} \left[ \frac{OG \sin 160^\circ}{\left( \frac{d_a}{2} - r_t \right)} \right]$$

$$= \sin^{-1} \left[ \frac{\left( \frac{d_a}{2} - hg - \frac{bw}{2} \operatorname{tg} 20^\circ - r_t / \sin 20^\circ \right) \sin 160^\circ}{\left( \frac{d_a}{2} - r_t \right)} \right]$$

$$\sin 160^\circ / \left( \frac{d_a}{2} - r_t \right) \right]$$

$$\begin{aligned}
 \text{则可得 } \theta &= 180^\circ - 160^\circ - \angle OO_1G \\
 &= 20^\circ - \sin^{-1} \left[ \left( \frac{d_a}{2} - h_g - \frac{b_w}{2} \operatorname{tg} 20^\circ - r_t / \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. \sin 20^\circ \right) \sin 160^\circ / \left( \frac{d_a}{2} - r_t \right) \right]
 \end{aligned}$$

在求得 $\theta$ 值后,即可求出 $O_1C$ 和 $AD$

又由图3-10可得

$$OD = OC + r_t \sin 20^\circ = \left( \frac{d_a}{2} - r_t \right) \cos \theta + r_t \sin 20^\circ$$

以 $AD$ 和 $OD$ 代入 $r_A$ 计算式,则得起始点 $A$ 半径

$$\begin{aligned}
 r_A = \left\{ \left[ \left( \frac{d_a}{2} - r_t \right) \sin \theta - r_t \cos 20^\circ \right]^2 + \left[ \left( \frac{d_a}{2} - r_t \right) \cos \theta \right. \right. \\
 \left. \left. + r_t \sin 20^\circ \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3-7)
 \end{aligned}$$

又由图3-10可得带轮齿廓直线部分终止点半径

$$r_B = OB = \sqrt{BE^2 + OE^2}$$

$$\text{式中 } BE = \frac{b_w}{2} + (r_b - r_b \sin 20^\circ) \operatorname{tg} 20^\circ$$

$$OE = \frac{d_a}{2} - h_g + (r_b - r_b \sin 20^\circ)$$

$$\begin{aligned}
 \text{故 } r_B = \left\{ \left[ \left( \frac{b_w}{2} + (r_b - r_b \sin 20^\circ) \operatorname{tg} 20^\circ \right)^2 + \left[ \frac{d_a}{2} - \right. \right. \right. \\
 \left. \left. \left. h_g + (r_b - r_b \sin 20^\circ) \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3-8)
 \end{aligned}$$

式(3-7), (3-8)中 $d_a$ 、 $r_t$ 、 $r_b$ 、 $h_g$ 、 $b_w$ 等参数在带轮型号确定后均可由GB11361-89或ISO5294-79标准中查出。

在根据式(3-5)、(3-6)求出 $\alpha_{\max}$ 和 $\alpha_{\min}$ 后,可在 $\alpha$ 变化范围内取若干个 $\alpha$ 值(一般要求不少于15个),然后代入滚刀法面齿廓方程式,就可得到滚刀齿廓上一系列坐标点,从而可获得



直线齿廓专用滚刀的法面齿形。

(2) 直边齿廓专用滚刀的适用范围。直边齿廓专用滚刀是一种理想的同步带轮加工刀具。它不仅能加工出精确的带轮齿形,而且具有节距误差小,生产效率高等优点,故适用于同步带轮的大量或成批生产上。但该种刀具的主要缺点是只适用于某一种齿数的带轮。当刀具参数已定时,对于相应的某一齿数带轮,能加工出精确的直边齿形,而当齿数变化时,则加工出的齿形随之变化。显然,对带轮的每一种齿数,不可能都备有一把直边齿廓专用刀具,因此,此种缺点将影响到这种专用滚刀的推广使用。

作者考虑到同步带属弹性体,它可通过弹性变形来与轮齿啮合。而在 GB11361-89 同步带轮标准中亦允许带轮齿形角变化范围为  $\pm 1.5^\circ$ , 因此对某一齿数的直边齿廓专用滚刀可适当扩大其加工范围。以此为依据,作者对 L 型同步带轮齿数在 12~200 范围内所需的直边齿廓专用滚刀数目进行了计算。发现在加工少齿数带轮时,其专用滚刀的加工范围极为窄小,随着带轮齿数变化,齿形角变化十分剧烈。如对齿数  $Z = 12$  的专用滚刀在加工 14 齿的带轮时,其齿形角偏差已达  $2^\circ 40' 12''$ , 而对  $Z = 15$  的专用滚刀加工 18 齿带轮时,齿形角偏差达到  $2^\circ 34' 24''$ 。相反对加工多齿数带轮的专用滚刀,则其加工的齿数范围较为宽广,如适用于  $Z = 150$  的专用滚刀,在加工  $Z = 85 \sim 200$  以上齿的带轮时,其齿形角偏差均在 GB11361-89 标准允许范围内。这是由于专用滚刀齿廓形状随专用齿数大小而变化。专用齿数越小,滚刀齿廓曲率越大,因此它只能在加工某一专用齿数带轮时才能得到直线齿形。而当专用齿数增大时,对应的滚刀齿廓曲率减小,曲线趋于平直。因此能在较宽广的齿数范围内得到直线齿形或近似直线齿形。

根据计算,以齿形角偏差 $\pm 1.5^\circ$ 为限,对L型同步带轮,在齿数 $Z = 12 \sim 200$ 以上范围内,需要7把专用直廓滚刀加工,其专用齿数及相应的加工范围如表3-1。

**表3-1 L型直边齿廓同步带轮专用滚刀加工范围**

加工某专用齿数的直廓专用滚刀	加工范围
$Z = 12$	$Z = 12 \sim 13$
$Z = 15$	$Z = 14 \sim 17$
$Z = 20$	$Z = 18 \sim 23$
$Z = 28$	$Z = 24 \sim 33$
$Z = 40$	$Z = 34 \sim 50$
$Z = 60$	$Z = 50 \sim 84$
$Z = 150$	$Z = 85 \sim 200$ 以上

同样对 GB11361-89标准中规定的其他型号同步带轮亦均可通过计算来得到对应的直边齿廓专用滚刀的加工齿数范围。这可使加工带轮的直边齿廓专用滚刀数目大为减少,有利于该种滚刀的推广使用。

### 3.3 同步带轮的主要参数

#### 3.3.1 带轮的齿数 $Z$

带轮齿数是同步齿形带轮的一个重要参数。它直接影响到传动的结构和带的使用寿命。在传动比已定情况下,采用较少的小带轮齿数可使传动的结构紧凑,节省材料和制造费用。但是小带轮齿数过少,将使同步带包绕于带轮上时,同时啮合的齿数减少,从而易造成带齿承载过大而被剪断。此外小带轮齿数过少,会使带轮直径减小,而使带进入带轮时,带的弯曲应力增大,易导致同步带产生弯曲疲劳破坏。因此,对小带轮

的齿数有一定限制,其许用的最少齿数见表3-2。

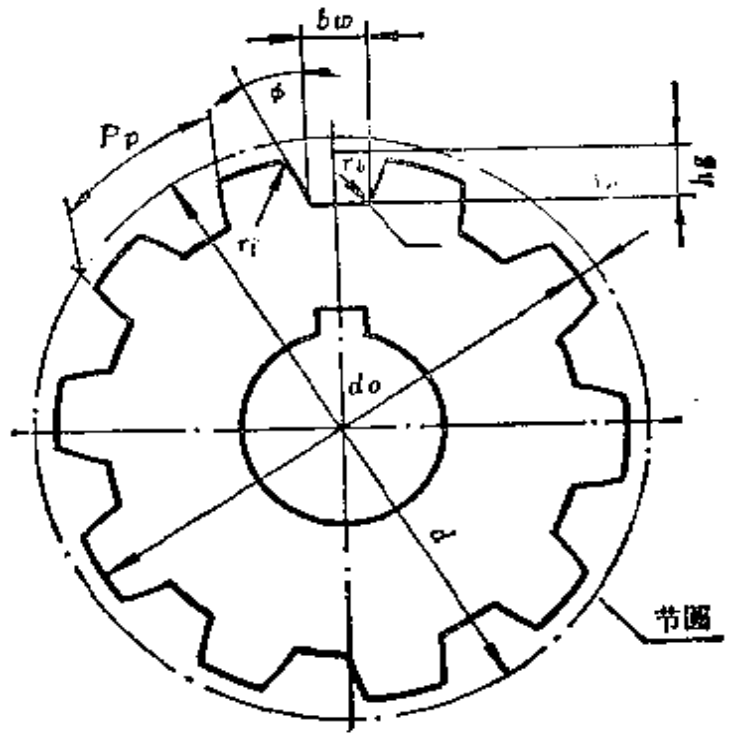


图3-12 带轮主要参数

表3-2 小带轮许用最少齿数

小带轮转速 (r/min)	带 型 号						
	MXL (2,032)	XXL (3,175)	XL (5,080)	L (9,525)	H (12,700)	XH (22,225)	XXH (31,750)
900以下	10	10	10	12	14	22	22
900~ 1200以下	12	12	10	12	16	24	24
1200~ 1800以下	14	14	12	14	18	26	26
1800~ 3600以下	16	16	12	16	20	30	—
3600~ 4800以下	18	18	15	18	22	—	—

注: 本表摘自GB11361—89〈同步带传动—带轮〉

由表3-2中看出，随着带节距增大，带轮许用最少齿数增多，这是因为带节距越大，带的各部分尺寸相应增大，使带的柔韧性下降，适应弯曲能力变差，因此在大节距时，小带轮应采用较大齿数。”同样，随着带轮转速增大，带在单位时间内进入带轮的次数增多，相应带承受弯曲应力的作用次数也增多，为提高带的弯曲疲劳寿命，带轮的齿数也应适当增多。

### 3.3.2 带轮的节圆和节距

同步带与带轮顺利啮合，应满足两个条件：

1. 带轮上有一个圆与带的节线相切，并实行纯滚动。
2. 在带轮上相邻两齿对应点在这个圆上度量所得的距离应等于同步带的节距  $P_p$ 。

如能满足这两个条件，则能保证同步带与带轮顺利啮合。带轮上与带节线相切对滚的圆称为带轮的节圆，在节圆上度量所得的相邻两轮齿对应点的距离称为带轮的节距，以  $P_p$  表示。如带轮的齿数为  $Z$ ，节距为  $P_p$ ，则带轮的节圆直径

$$d = ZP_p / \pi \quad (\text{mm}) \quad (3-9)$$

由上式中看出，带轮节圆直径可根据带轮齿数  $Z$  和节距  $P_p$  求得。但当计算的带轮节圆直径小于带宽时，为避免影响带的寿命，应把带轮直径适当加大。

### 3.3.3 带轮的齿形角 $\phi$

带轮的齿形角对带齿与轮齿的啮合和传动性能有较大影响。当齿形角  $\phi$  过小时，带轮齿槽形状近似于矩形，带齿进入啮合时，会产生较大干涉，并易造成带齿工作面磨损和局部断裂。而如齿形角  $\phi$  过大，则使轮齿对带齿工作面的法向力的径向分力过大，使带齿沿轮齿槽向外滑动，易产生带的爬齿和跳齿现象。根据日本小山富夫等的试验，当  $\phi = 20^\circ \sim 30^\circ$

时，轮齿与带齿干涉量较小，且与同步带的齿形角近似，最为适宜。故常用的轮齿齿形角为 $20^{\circ} \sim 25^{\circ}$ ，一般要求齿形角偏差在 $\pm 1.5^{\circ}$ 之内。

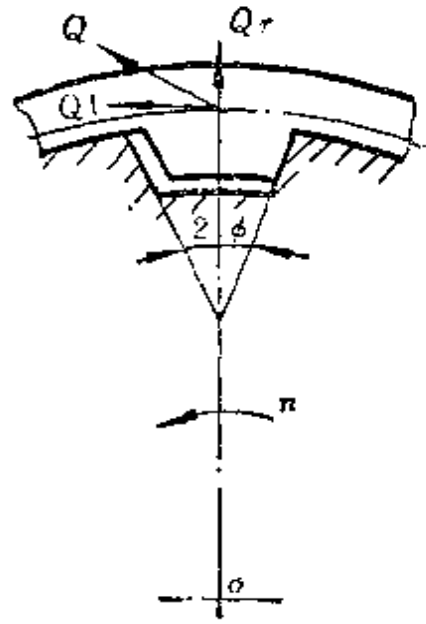
### 3.3.4 带轮外径 $d_0$

由图3-12可得

$$d_0 = d - 2\delta \quad (3-10)$$

$\delta$ 为节顶距，即带轮节圆至带轮顶圆之间的距离。由于同步带包绕于带轮上时，同步带齿谷底面与带轮齿顶

图3-13 轮齿对带齿的径向分力



面接触，故带轮的节顶距即等于同步带节线到带齿谷底面的距离；其数值随带型号而定。在 $\delta$ 值已定情况下，带轮节圆位置将取决于带轮外径 $d_0$ 。由于带轮的节距在节圆上度量，如带轮外径 $d_0$ 数值过大或偏小，都会引起带轮节距变化，而使带轮的节距不等于带的节距，导致带轮与带不能正常啮合。因此，对带轮外径 $d_0$ 在加工时应严格控制，使其尺寸在规定的极限偏差范围内。

### 3.3.5 轮齿顶部圆角半径 $r_t$

轮齿顶部圆角半径与同步带齿顶圆角半径一样对轮齿与带齿的啮合干涉有较大影响。当带轮齿顶圆角过小时，会使带齿进入轮齿槽瞬间与轮齿齿顶尖角产生干涉，而且圆角半径越小，其干涉长度越长，并产生磨料磨损，使同步带寿命降低。同时如轮齿齿顶圆角半径过小，其齿顶尖角将阻止带齿与轮齿进入完全啮合状态，而使带齿搁在齿槽上，造成齿间接触面

积减小,严重时会产生爬齿现象。因此,带轮齿顶部圆角半径宜采取较大数值,以利于带齿与轮齿的妥贴接触与啮合。但应注意,在增大圆角半径  $r_t$  时,相应会使轮齿与带齿的实际接触面积减小,故  $r_t$  数值也不宜过大,对于不同节距的同步齿形带轮,其  $r_t$  数值在各种同步带轮标准中均已规定。

### 3.3.6 轮齿根部圆角半径 $r_b$

在梯形齿同步带传动中,由于带齿与轮齿啮合时,带齿顶部与轮齿槽底面不接触(见图3-14),故轮齿根部圆角半径  $r_b$  对带与轮的啮合无影响,但在传递大扭矩时,如根部圆角半径过小,易造成轮齿根部的应力集中,影响轮齿的弯曲强度。故对于大节距的同步带轮宜采用较大的齿根圆角半径。

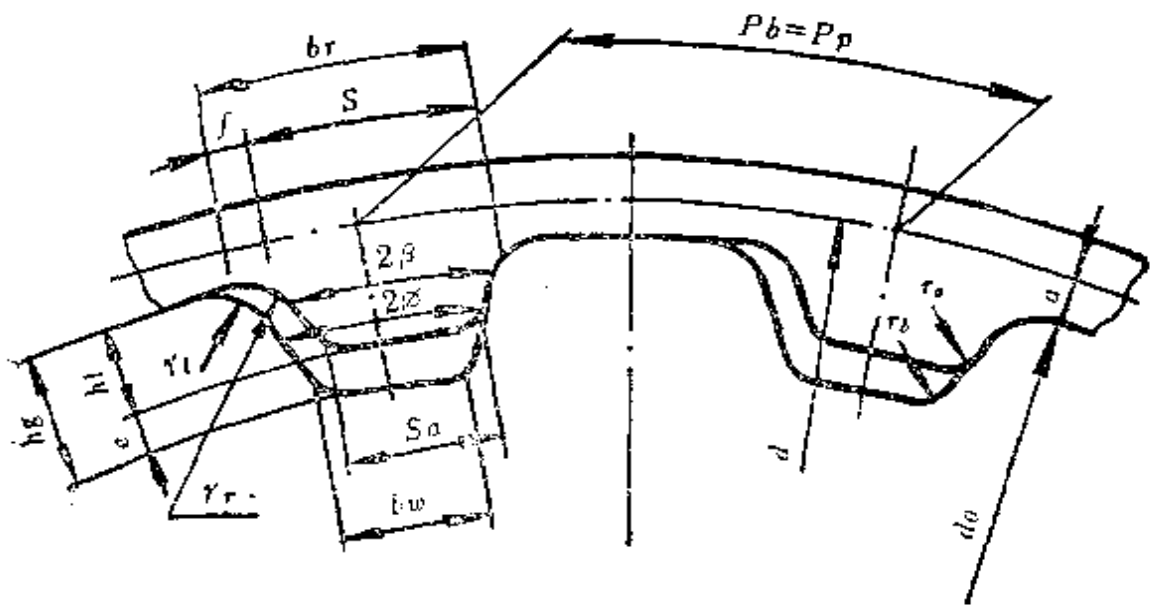


图3-14 带与带轮的尺寸配合

### 3.3.7 轮槽深度 $h_g$

在带轮齿槽的齿形角及顶部、根部圆角半径已定情况下,轮槽深度将决定着轮齿与带齿间接触面积及径向间隙的大小。因此,当带轮上采用较大顶部、根部圆角半径时,宜采取

较大的轮槽深度,以保证有足够的承载面积。但也有例外,如在德国 DIN7721 米制节距带轮标准中,在齿数小于20的同步带轮上采用了一种较小轮槽深度的 SE 齿槽形状(见3.6)。这是考虑当带轮齿数少时,带绕于带轮上将受到大的弯曲应力作用。为改善带内应力状态,在 SE 形齿槽中采用了小的齿槽深度,目的使带齿与轮齿啮合时,带齿顶部与轮齿槽底部接触,从而使带齿受到向上的径向力作用,减小带的弯曲挠度,以使带内弯曲应力减小。

### 3.3.8 齿槽底宽 $b_w$

在同步带传动中,为使带齿能顺利嵌入轮齿槽和由槽中脱出,要求带齿与轮齿啮合时,有一定的齿侧间隙 $j_m$ 。在带齿尺寸已定情况下,齿侧间隙大小取决于齿槽底宽 $b_w$ 。因此,一般要求齿槽底宽 $b_w$ 应大于带齿顶宽 $s_a$ 。齿侧间隙可按图3-14计算

$$j_m = e \tan \phi + (b_w - s_a) \quad (3-11)$$

式中  $e$  为带齿与轮齿槽间  
径向间隙

$s_a$  为带齿齿顶厚度

$\phi$  为轮齿槽齿形角

$b_w$  为齿槽底宽

### 3.3.9 带轮的宽度

带轮工作宽度是指带轮外周上加工有齿形,挡圈内侧间的距离,如图3-15所示。带轮工作宽度不宜过宽,因为宽度过大,易使齿向误差增加,造成带齿与轮齿接触面上沿齿向载荷分布不均匀。此外,带轮工作宽度与带轮是否设置挡圈有关。在无挡圈时,为避免同步带

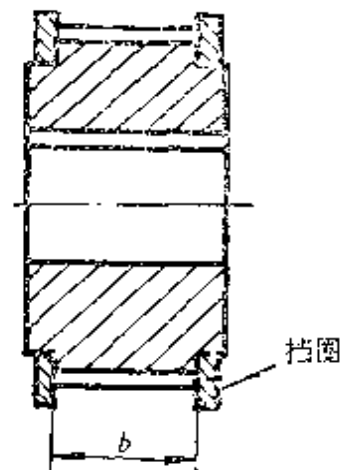


图3-15 同步带轮工作宽度 $b$

在侧向推力作用下从带轮上滑出,应有较大的宽度,一般比带宽大 $3\sim 10\text{mm}$ 。在有单侧挡圈时,带轮工作宽度可小些,比带宽大 $1\sim 2\text{mm}$ 。在有双边挡圈时,带轮工作宽度大于带宽 $1\text{mm}$ 即可。

### 3.4 同步带轮的结构和材料

#### 3.4.1 带轮构造

同步带轮一般由齿圈、轮毂、幅板和挡圈四部分组成。前面叙述了齿圈结构,此处着重介绍带轮的轮毂、轮幅和挡圈的结构。

##### 1. 带轮的幅板和轮毂

对于小直径的带轮一般做成无幅板的整体式结构(如图3-15)而对于中等直径( $d_0 = 500\text{mm}$ 以下)的带轮,为了便于搬运、装卡和减轻重量,做成带有幅板的结构,如图3-16(a)。由于同步带轮在工作中很少损坏,故即使对

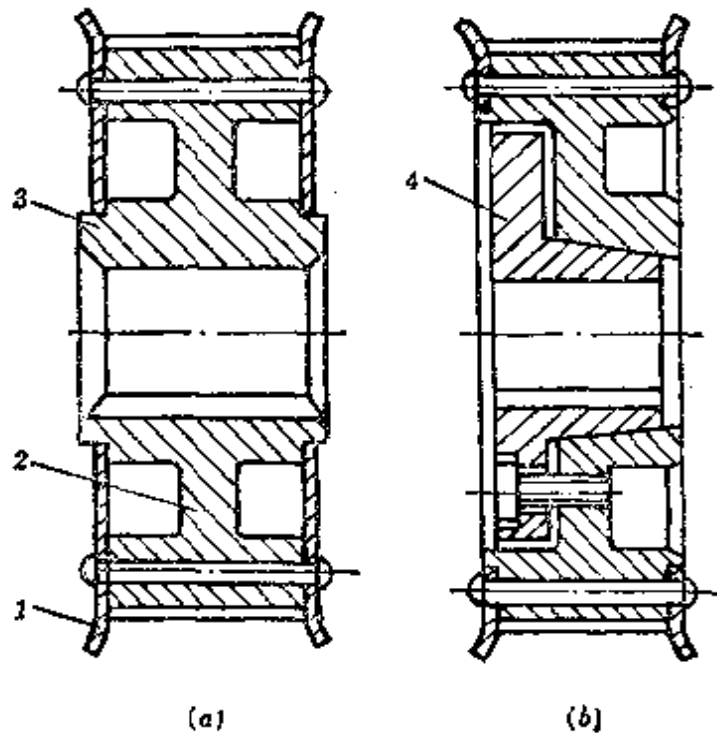


图3-16 带轮结构

(a)幅板式 (b)带锥度锁定套结构

1—挡圈 2—幅板 3—轮毂 4—锥度锁定套



大直径的带轮也很少做成齿圈和轮体的装配式结构。

轮毂部分一般和辐板做成一体,和轴联接。但在带轮的径向尺寸允许下,也有采用一种锥度锁定套结构来代替轮毂,如图3-16(b)。这种锥度锁定套的优点是带轮拆卸方便,可在不改变两轴中心距情况下装拆同步带。安装时只需把锁定套装入带轮孔,拧紧螺栓,即可把带轮固定在锁定套上,然而再把锁定套与轴相联接。拆卸时,只需把螺栓旋下,带轮即可沿锥面推出,而不用从轴上拆卸锁定套。

## 2. 带轮的挡圈(见图3-16)

由于同步带内的承载绳由多股玻璃纤维或钢丝成螺旋形绕制,因此,当同步带工作承受拉力时,带将受到轻度的侧向推力,为防止带在运转过程中从带轮上滑落,需在带轮两侧加有挡圈。挡圈一般用铆钉或螺钉固定在带轮侧面,对于专用的带轮亦有把挡圈与带轮做成一体的。

### 3.4.2 同步带轮的材料

带轮一般采用铸铁、钢或轻合金、塑料等制造。具体可根据带轮所传递的载荷来选择。在传递大扭矩的场合,应采用钢材,常用的有35、45或40号钢。对于传递载荷较小,但直径较大的辐板式带轮可采用灰铸铁 HT150,HT200 制造;对于轻载荷的场合,可用铝合金或塑料如聚碳酸酯、尼龙等挤压成型制造带轮。

对于成批或大量生产的同步带轮,为提高生产率,可采用粉末冶金铸造。

由于带轮的主要失效形式是轮齿齿面磨损。故对于传递大载荷的钢或铝制带轮,其工作齿面应有较低的表面粗糙度,并对表面进行硬化处理。对于传动线速度  $v > 33\text{m/s}$  的带轮,为减少工作中的振动,应进行动平衡试验。

## 3.5 同步带轮的公差与检验项目

### 3.5.1 同步带轮的公差

同步带传动属非共轭啮合传动,且同步带是弹性体,故同步带轮的齿形及轮坯精度要求均稍低于齿轮传动。由于同步带传动在国内尚属新发展的机械传动,对同步带轮应制订哪一些公差和检验项目尚无统一规定,此处仅叙述制订带轮公差时应考虑的问题。

#### 1. 同步带轮外径 $d_o$ 的极限偏差

在带型号和节顶距 $\delta$ 已定情况下,带轮外径 $d_o$ 的数值将确定带轮节圆位置,相应也确定了带轮的节距数值。而带轮外圆一般通过车削加工而成,加工所得带轮外径与理论值不可避免地存在偏差。这种偏差值将会使带轮节距发生变化,从而影响到带轮与带的正常啮合。因此带轮外径是影响同步带传动性能的重要因素。在设计时必须对带轮外径规定所允许的极限偏差数值。

带轮外径极限偏差值的确定涉及到带的材料、制造工艺、带在工作时的伸长变形及带轮的制造误差等许多复杂因素。因此,目前国内外对带轮外径极限偏差给出的数值往往是根据生产单位带的制造工艺及习惯而定。例如在美、英、日本等国及 ISO 标准中均对带轮外径给以正的极限偏差值;而在德国 DIN-7721带轮标准中却规定为负值,我国的一些同步带生产厂根据其带的生产情况也要求相配的带轮外径具有负的极限偏差值。

作者从同步带传动性能分析,认为如果同步带在制造中的节线长度和节距误差和带轮制造中的分度误差能得到控

制，那么带轮的外径极限偏差给以正值较为适宜。其理由是：

(1) 当同步带包绕于带轮时，由于具有如链传动类似的多边形效应及带工作时不可避免的伸长变形，会引起带的节距增大，而大于带轮节距。因此如对带轮外径给以正的极限偏差值，将使带轮节圆直径增大，相应可使带轮节距增长，从而可使带轮节距与增大了的带节距吻合，有利于带与带轮的正常啮合。

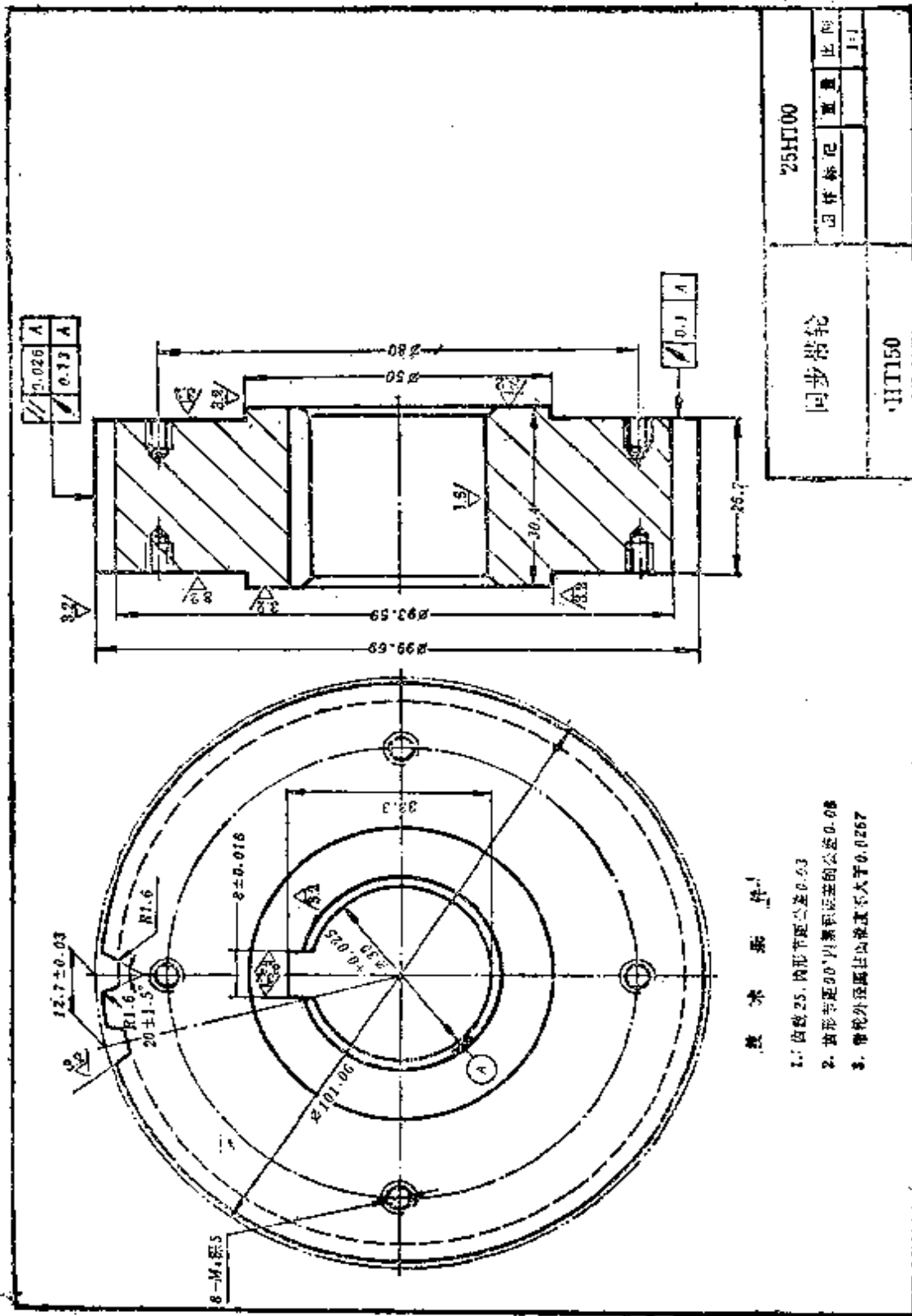
(2) 对带轮外径给以正的极限偏差值，可使同步带能张紧在带轮上，增加了轮齿顶部与带齿齿谷底面间的摩擦力，有利于带承载能力的提高。

以上结论已由日本小山富夫等通过试验予以证实。并据德国标准化研究所的答复“在 DIN-7721 中，带轮外径采用负偏差来源于习惯，并非由带的特性决定。而同步带在载荷作用下能较好地适应正极限偏差。”因此，在同步带轮设计中，宜对带轮外径给以正极限偏差。

## 2. 带轮的节距误差

如前所述，带轮外径尺寸决定了带轮节距数值，但此结论是在轮齿沿节圆均布的前提下得出。而实际上，在带轮轮齿加工时由于刀具本身的节距误差或机床的分度误差会导致轮齿在带轮节圆上分布不均匀，而使相邻轮齿间的节距数值发生变化。因此，在控制带轮外径尺寸的同时，还需要对相邻齿间的节距变化及  $90^\circ$  弧内的节距累计变化规定许用的极限偏差数值。其具体的极限偏差数值可根据 GB11361-89 同步带轮标准中查出。

对于同步带轮节距的精确测量，目前国内还未有统一的测量方法，一般可通过测出带轮分齿角度误差后，再求取带轮



技术要求

1. 齿数 25, 齿形节距公差 0.03
2. 齿形节距 0.0° 以内累积误差的公差 0.08
3. 带轮外径圆跳动公差 不大于 0.0267

图 8-17 同步带轮

节距误差。

### 3. 同步带轮齿顶面及齿面粗糙度

为减少啮合带齿面的磨损，要求带轮齿顶圆柱面及齿面进行精加工。对工业用同步带，要求轮齿面粗糙度  $Ra \leq 2\mu\text{m}$ 。而对用于特殊用途的，如汽车用的同步带传动，要求轮齿齿面粗糙度  $Ra \leq 1\mu\text{m}$ 。

#### 3.5.2 带轮的检验项目

目前梯形齿同步带轮常用的检验项目有如下几项：

- ①同步带轮外径及极限偏差；
- ②带轮齿形节距公差；
- ③齿形节距累积误差的公差；
- ④轮齿齿形角极限偏差；
- ⑤轮齿与轴孔轴线的平行度公差；
- ⑥带轮齿顶圆径向跳动公差；
- ⑦带轮两侧端面对孔的轴线端面圆跳动公差；
- ⑧带轮外径处圆柱度公差；
- ⑨带轮齿顶面及齿面的粗糙度。

检验项目中各项公差及极限偏差值可由 GB11361-89 同步带轮标准中查得。测量方法与齿轮相同。

## 3.6 同步带轮的尺寸规格

### 3.6.1 GB11361-89同步带轮的尺寸规格

GB11361-89 同步带轮标准与 GB11616-89同步带标准相配套，采用节距制。该标准是参照 ISO5294-79《同步带传动—带轮》标准制订，并增加了 XXL 同步带轮型号及附录《同步带传动安装和使用要求》。

## 1. 带轮型号

同步带轮与同步带相匹配,按节距分为7种型号:

MXL(节距  $P_p = 2.032\text{mm}$ )

XXL(节距  $P_p = 3.175\text{mm}$ )

XL(节距  $P_p = 5.080\text{mm}$ )

L(节距  $P_p = 9.525\text{mm}$ )

H(节距  $P_p = 12.700\text{mm}$ )

XH(节距  $P_p = 22.225\text{mm}$ )

XXH(节距  $P_p = 31.750\text{mm}$ )

## 2. 带轮齿形尺寸

带轮齿形呈梯形,其齿廓形状有渐开线齿廓和直边齿廓两种。

(1) 渐开线齿形。渐开线齿形取决于带轮齿数,不同带轮齿数导致有不同的渐开线齿廓。由于无法给出各种齿数时的渐开线齿形尺寸。因此与齿轮相同,规定了加工渐开线齿廓

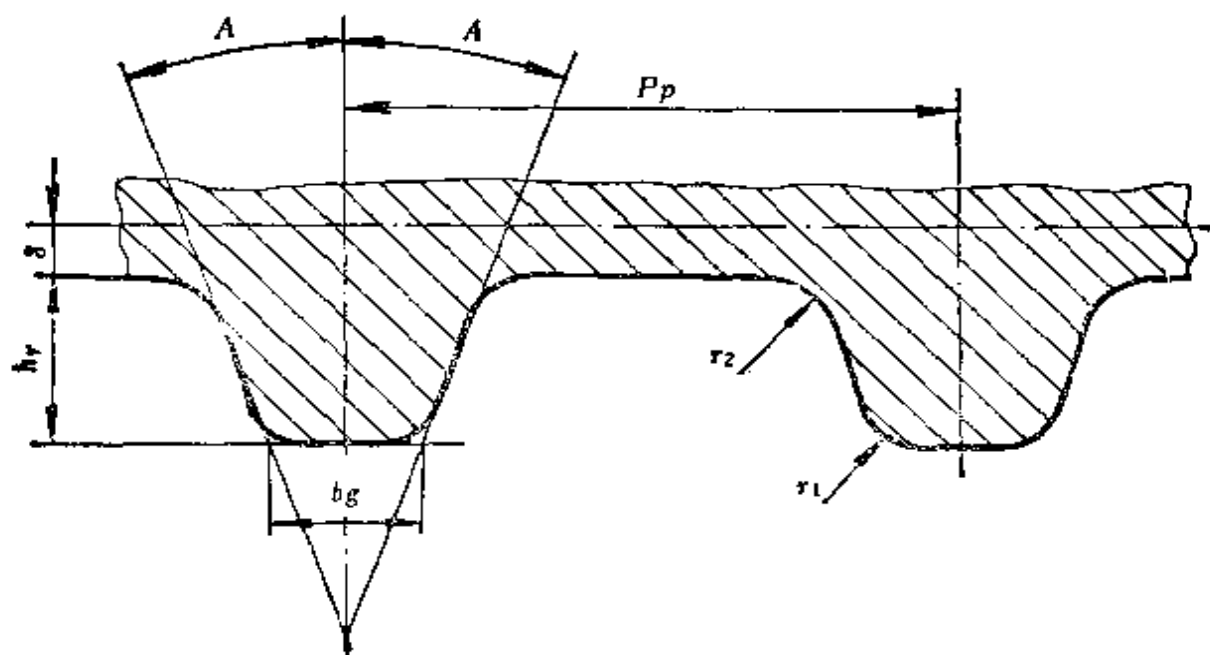


图3-18 渐开线齿廓带轮的齿条刀具

的齿条刀具的尺寸。齿条刀具的尺寸和公差列于图3-18和表3-3。

**表3-3 加工渐开线齿廓带轮的齿条刀具的尺寸和公差**

型 号	MXL	XXL	XL	L	H	NH	XXH
带轮齿数 $Z$	$\geq 10$   $\geq 24$	$\geq 19$	$\geq 10$	$\geq 10$	14~19   $> 19$	$\geq 18$	$\geq 18$
节距 $P_p \pm 0.003$ (mm)	2.032	3.175	5.080	9.525	12.700	22.225	31.750
齿半角 $A \pm 0.12$ (°)	28   20	25	25	20	20	20	20
齿高 $h_r \begin{smallmatrix} +0.05 \\ 0 \end{smallmatrix}$ (mm)	0.64	0.84	1.40	2.13	2.59	6.88	10.29
齿顶厚 $b_g \begin{smallmatrix} +0.05 \\ 0 \end{smallmatrix}$ (mm)	0.61   0.67	0.96	1.27	3.10	4.24	7.59	11.61
齿顶圆角半径 $r_1 \pm 0.03$ (mm)	0.30	0.30	0.61	0.86	1.47	2.01	2.69
齿根圆角半径 $r_2 \pm 0.03$ (mm)	0.23	0.28	0.61	0.53	1.04   1.42	1.93	2.82
节根距 $\delta$ (mm)	0.254	0.254	0.254	0.381	0.686	1.397	1.524

### (2) 直边齿形

对于各种节距的同步带轮的直边齿廓尺寸和公差见图3-19和表3-4。

### 3. 带轮各部分尺寸规格

(1) 带轮宽度。各种型号带轮宽度的基本尺寸及允许的最小实际宽度见图3-20和表3-5。

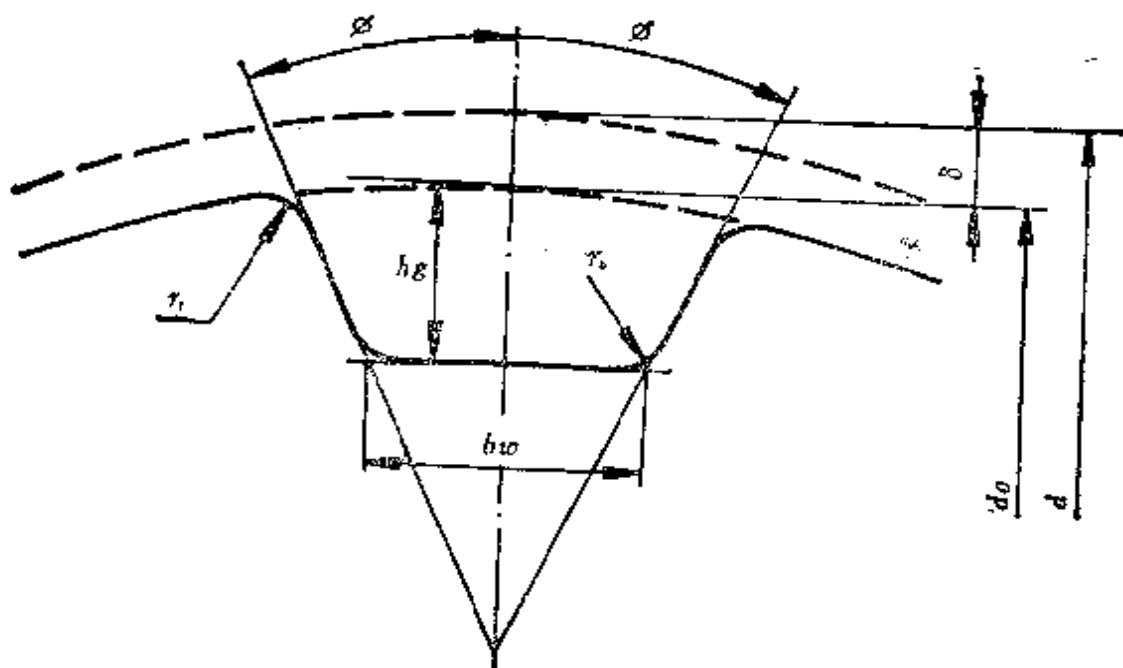


图3-19 同步带轮的直边齿廓

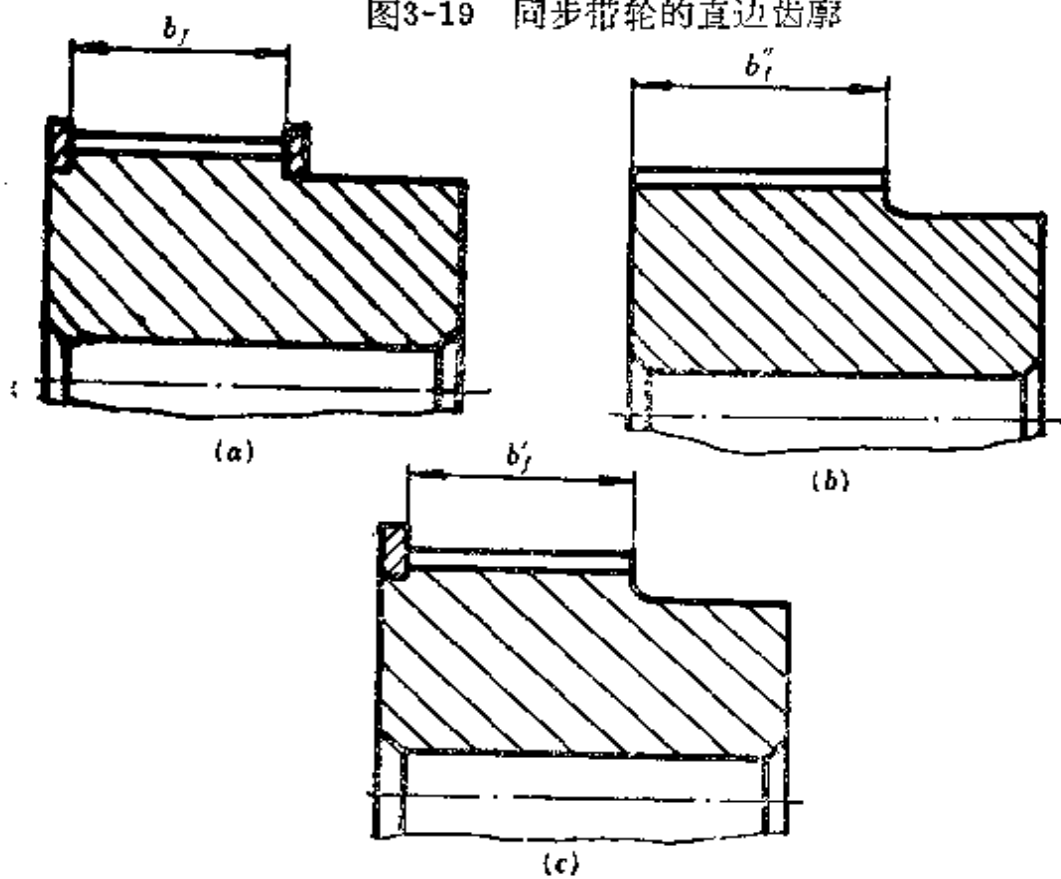


图3-20 带轮的最小实际宽度  
(a)双挡圈 (b)无挡圈 (c)单边挡圈



表3-4 同步带轮的直边齿廓尺寸和公差

型 号	MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
齿槽底宽 $b_w$ (mm)	0.84±0.05	1.14±0.05	1.32±0.05	3.05±0.10	4.19±0.13	7.90±0.15	12.17±0.18
齿槽深 $h_g$ (mm)	0.69 <sup>0</sup> / <sub>-0.05</sub>	0.84 <sup>0</sup> / <sub>-0.05</sub>	1.65 <sup>0</sup> / <sub>-0.08</sub>	2.67 <sup>0</sup> / <sub>-0.10</sub>	3.50 <sup>0</sup> / <sub>-0.13</sub>	7.14 <sup>0</sup> / <sub>-0.13</sub>	10.31 <sup>0</sup> / <sub>-0.13</sub>
齿形角 $\phi \pm 1.5(^{\circ})$	20	25	25	20	20	20	20
齿根圆角半径 $r_b$ (mm)	0.35	0.35	0.41	1.19	1.60	1.98	3.96
齿顶圆角半径 $r_t$ (mm)	0.13 <sup>+0.05</sup> / <sub>0</sub>	0.30 <sup>+0.05</sup> / <sub>0</sub>	0.64 <sup>+0.05</sup> / <sub>0</sub>	1.17 <sup>+0.13</sup> / <sub>0</sub>	1.6 <sup>+0.13</sup> / <sub>0</sub>	2.39 <sup>+0.13</sup> / <sub>0</sub>	3.18 <sup>+0.13</sup> / <sub>0</sub>
节顶距 $\delta$ (mm)	0.254	0.254	0.254	0.381	0.686	1.397	1.524

表3-5 标准带轮宽度

(mm)

型 号	轮宽代号	轮 宽 基本尺寸	双边挡圈带 轮最小宽度 $b_f$	无挡圈带轮 最小宽度 $b'_f$	单边挡圈带 轮最小宽度 $b''_f$
MXL	012	3.0	3.8	5.6	4.7
	019	4.8	5.3	7.1	6.2
	025	6.4	7.1	8.9	8.0
XXL	012	3.0	3.8	5.6	4.7
	019	4.8	5.3	7.1	6.2
	025	6.4	7.1	8.9	8.0
XL	025	6.4	7.1	8.9	8.0
	031	7.9	8.6	10.4	9.5
	037	9.5	10.4	12.2	11.1
L	050	12.7	14.0	17.0	15.5
	075	19.1	20.3	23.3	21.8
	100	25.4	26.7	29.7	28.2
H	075	19.1	20.3	24.8	23.6
	100	25.4	26.7	31.2	29.0
	150	38.1	39.4	43.9	41.7
	200	50.8	52.8	57.3	55.1
	300	76.2	79.0	83.5	81.3
XH	200	50.8	56.6	62.6	59.6
	300	76.2	83.8	89.8	86.9
	400	101.6	110.7	116.7	113.7
XXH	200	50.8	56.6	64.1	60.4
	300	76.2	83.8	91.3	87.3
	400	101.6	110.7	118.2	114.5
	500	127.0	137.7	145.2	141.5

注：如能控制传动装置的对准，可减小无挡圈带宽的最小宽度  $b'_f$ ，但不能小于  $b'_f$ 。

表中轮宽代号为以英寸表示的轮宽尺寸乘以100以三位数表示。

(2) 带轮直径(带轮节径和外径)。带轮直径按GB11361-89选定,见表3-6。

(3) 带轮挡圈尺寸。它的结构型式可自行设计。GB11361-89同步带轮标准中推荐的挡圈结构及尺寸见图3-21。

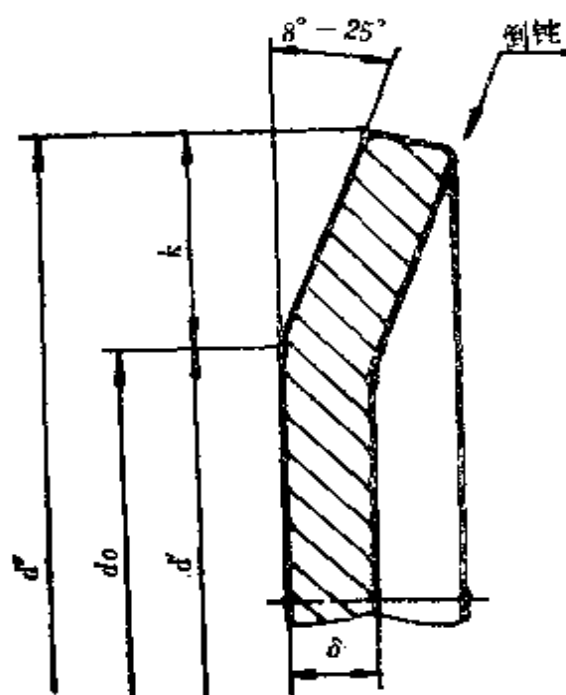


图3-21 带轮挡圈

图3-21中:挡圈弯曲处直径  
 $d' = d_0 + (0.38 \pm 0.25)(\text{mm})$

式中  $d_0$  为带轮外径

挡圈外径

$$d'' = d' + 2k(\text{mm})$$

$k$  和  $\delta$  值见表3-7。

(4) 带轮的公差。

表3-7 挡圈的高度和厚度

(mm)

型号	MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
挡圈高度 $k_{\min}$	0.5	0.8	1.0	1.5	2.0	4.8	6.1
挡圈厚度 $\delta$	0.5~1.0	0.5~1.5	1.0~1.5	1.0~2.0	1.5~2.5	4.0~5.0	5.0~6.5

表3-6 带轮直径 (mm)

带轮齿数	带轮直径													
	MXL		XXL		XL		L		H		XH		XXH	
	节径	外径	节径	外径	节径	外径	节径	外径	节径	外径	节径	外径	节径	外径
10	6.47	5.96	10.11	9.60	16.17	15.66	—	—	—	—	—	—	—	—
11	7.11	6.61	11.12	10.61	17.79	17.28	—	—	—	—	—	—	—	—
12	7.76	7.25	12.13	11.62	19.40	18.90	36.38	35.62	—	—	—	—	—	—
13	8.41	7.99	13.14	12.63	21.02	20.51	39.41	38.65	—	—	—	—	—	—
14	9.06	8.55	14.15	13.64	22.64	22.13	42.45	41.68	—	—	—	—	—	—
15	9.70	9.19	15.16	14.65	24.26	23.75	45.48	44.72	—	—	—	—	—	—
16	10.35	9.84	16.17	15.66	25.87	25.36	48.51	47.75	64.63	63.31	—	—	—	—
17	11.00	10.49	17.18	16.67	27.49	26.98	51.54	50.78	67.72	67.35	—	—	—	—
18	11.64	11.13	18.19	17.68	29.11	28.60	54.57	53.81	72.77	71.39	127.34	124.55	—	—
19	12.29	11.78	19.20	18.69	30.72	30.22	57.61	56.84	76.81	75.44	134.41	131.62	—	—
20	12.94	12.43	20.21	19.70	32.34	31.83	60.64	59.88	80.85	79.48	141.49	138.69	—	—
(21)	13.58	13.07	21.22	20.72	33.96	33.45	63.67	62.91	84.89	83.52	148.56	145.77	—	—
22	14.23	13.72	22.23	21.73	35.57	35.07	66.70	65.94	88.94	87.56	155.64	152.84	222.54	219.29
(23)	14.88	14.37	23.24	22.74	37.19	36.68	69.73	68.97	92.98	91.61	162.71	159.92	232.45	229.40
(24)	15.52	15.02	24.26	23.75	38.81	38.30	72.77	72.00	97.02	95.65	169.78	166.99	242.55	239.50

续表

带 轮 直 径

带轮齿数	MXI		XXL		XL		L		H		XH		XXII	
	节径	外径	节径	外径	节径	外径	节径	外径	节径	外径	节径	外径	节径	外径
	25	16.17	15.66	25.27	24.76	40.43	39.92	75.80	75.04	101.06	99.69	176.86	174.07	252.66
(26)	16.82	16.31	26.28	25.77	42.04	41.53	78.83	78.07	105.11	103.73	183.94	181.14	262.76	259.72
(27)	17.46	16.96	27.29	26.78	43.66	43.15	81.86	81.10	109.15	107.78	191.01	188.22	272.87	269.82
28	18.11	17.60	28.30	27.79	45.28	44.77	84.89	84.13	113.19	111.82	198.08	195.29	282.98	279.93
(30)	19.40	18.90	30.32	29.81	48.51	48.00	90.96	90.20	121.28	119.90	212.23	209.44	303.19	300.14
32	20.70	20.19	32.34	31.83	51.74	51.24	87.02	86.26	129.36	127.99	226.38	223.59	323.40	320.35
36	23.29	22.78	36.38	35.87	58.21	57.70	109.15	108.39	145.53	144.16	254.68	251.89	363.83	360.78
40	25.37	25.36	40.43	39.92	64.68	64.17	121.28	120.51	161.70	160.33	282.98	280.18	404.25	401.21
48	31.05	30.54	48.51	48.00	77.62	77.11	145.53	144.77	194.04	192.67	339.57	336.78	485.10	482.06
60	38.81	38.30	60.64	60.13	97.02	96.51	181.91	181.15	242.55	241.18	424.47	421.67	606.38	603.33
72	46.57	46.06	72.77	72.26	116.43	115.92	218.30	217.53	291.06	289.69	509.36	506.57	727.66	724.61
84	-	-	-	-	-	-	254.68	253.92	339.57	338.20	594.25	591.46	848.93	845.88
96	-	-	-	-	-	-	291.06	290.30	388.08	386.71	679.15	676.35	970.21	967.16
120	-	-	-	-	-	-	363.83	363.07	485.10	483.73	848.93	846.14	1212.76	1209.71
156	-	-	-	-	-	-	-	-	630.64	629.26	-	-	-	-

①带轮的节距偏差。带轮相邻齿间的节距偏差值及在 $90^\circ$ 弧以内的偏差值见表3-8。

表3-8 带轮节距的极限偏差

(mm)

外 径 $d_0$	节 距 极 限 偏 差	
	任何相邻齿	$90^\circ$ 弧内允许的偏差值
$d_0 \leq 25.4$	$\pm 0.03$	$\pm 0.05$
$> 25.4 \sim 50.80$	$\pm 0.03$	$\pm 0.08$
$> 50.80 \sim 101.60$	$\pm 0.03$	$\pm 0.10$
$> 101.60 \sim 177.80$	$\pm 0.03$	$\pm 0.13$
$> 177.80 \sim 304.80$	$\pm 0.03$	$\pm 0.15$
$> 304.80 \sim 508.00$	$\pm 0.03$	$\pm 0.18$
$> 508.00$	$\pm 0.03$	$\pm 0.20$

②带轮外径的极限偏差。带轮外径极限偏差见表3-9。

表3-9 带轮外径的  
极限偏差

(mm)

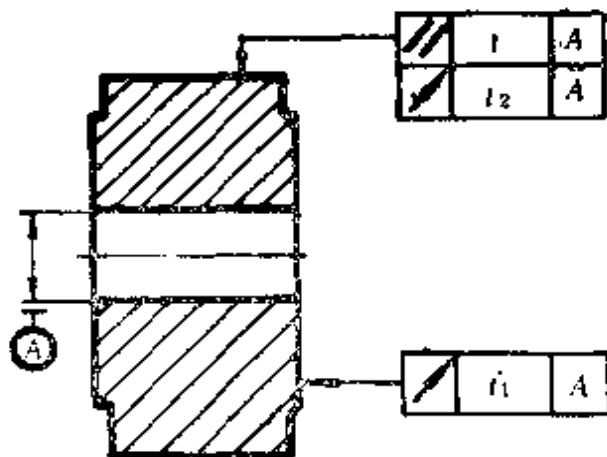


图3-22 带轮的形位公差

外 径 $d_0$	极限偏差
$\leq 25.4$	$+0.05$ $0$
$> 25.4 \sim 50.80$	$+0.08$ $0$
$> 50.80 \sim 101.60$	$+0.10$ $0$
$> 101.60 \sim 177.80$	$+0.13$ $0$
$> 177.80 \sim 304.80$	$+0.15$ $0$
$> 304.80 \sim 508.00$	$+0.18$ $0$
$> 508.00$	$+0.20$ $0$

(3) 带轮的形位公差。

①带轮的端面圆跳动公差。带轮轮坯的两侧端面对孔的轴线的端面圆跳动公差见图3-22和表3-10。

表3-10 带轮端面圆跳动公差

(mm)

外 径 $d_0$	$\leq 101.60$	$101.60 \sim 254.00$	$> 254.00$
端面圆跳动公差 $t_1$	0.1	$d_0 \times 0.001$	$0.25 + (d_0 - 254.00) \times 0.0005$

②径向圆跳动公差。带轮轮坯径向圆跳动公差见图3-22和表3-11。

表3-11 带轮径向圆跳动公差

(mm)

外 径 $d_0$	$\leq 203.20$	$> 203.20$
径向圆跳动公差 $t_2$	0.13	$0.13 + (d_0 - 203.20) \times 0.0005$

③平行度公差(见图3-22)。带轮齿应与轴孔的轴线平行,其偏差为每毫米带轮宽度不大于0.001mm。轮宽小于10mm时,以10mm计算轮齿的平行度。

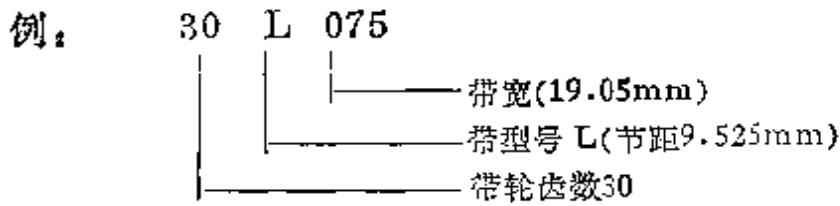
④锥度。带轮外径在表3-9的公差范围内,每mm轮宽的最大锥度为0.001mm,当轮宽小于10mm时,以10mm计算锥度。

(6) 带轮其它质量要求。带轮的材质,表面粗糙度及动平衡应符合ISO/R254规定。

#### 4. 带轮的标记

在ISO5294-79带轮标准中对同步齿形带轮未给出标

记。但为便于使用，在各国的节距制带轮标准及我国的国际 GB11361-89 中均给出带轮标记。同步带轮的标记由带轮齿数、带的型号和轮宽代号来表示。



### 3.6.2 ISO5294-79同步带轮的尺寸规格

ISO5294-79《同步带传动—带轮》标准中未列入 XXL 型同步带轮、带轮标记及附录《同步带传动安装和使用要求》，其余均与 GB11361-89 相同。

### 3.6.3 国产模数制同步带轮的尺寸规格

#### 1. 带轮的几何尺寸

模数制同步带轮与同步带相匹配，以模数值划分型号。带轮的各部分尺寸可根据图3-23及表3-12计算得到。

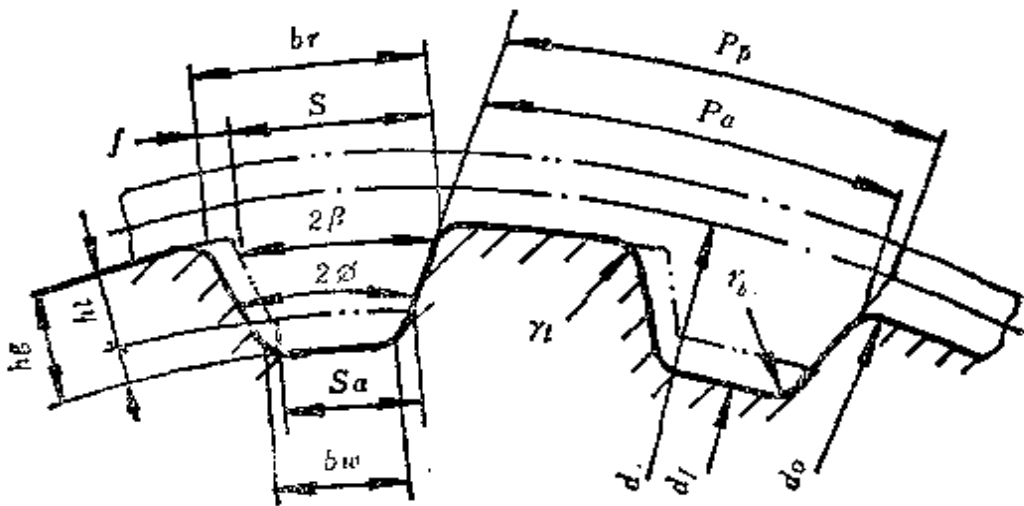


图3-23 模数制带轮齿形尺寸



表3-12 模数制带轮齿形尺寸计算公式

切削轮齿刀具类型	切出直线齿廓的刀具	标准8号渐开线盘形齿轮铣刀	标准齿轮滚刀	备注
齿形角 $\phi(^{\circ})$		$\phi=20^{\circ}$		
节距 $P_p(\text{mm})$		$P_p=\pi m$		
节圆直径 $d(\text{mm})$		$d=mZ$		
带轮外径 $d_0(\text{mm})$		$d_0=d+2\delta$		节顶距 $\delta$ 见表2-4
带轮顶圆齿距 $P_a(\text{mm})$		$P_a=\pi d_0/Z$		
齿侧间隙 $j_m(\text{mm})$	$j_m=j_{m0}$	$j_m=j_{m0}$	$j_m=j_{m0}$	$j_{m0}$ 见表3-13
径向间隙 $e(\text{mm})$	$e=e_0$	$e=e_0$	$e=e_0$	$e_0$ 见表3-13
顶圆齿槽宽 $b_r(\text{mm})$		$b_r=s+j_m$		$s$ 见表2-4
齿槽深 $h_g(\text{mm})$		$h_g=h_t+e$		$h_t$ 见表2-4
根圆直径 $d_f(\text{mm})$		$d_f=d_0-2h_g$		
根圆齿槽宽 $b_w(\text{mm})$	$b_w=Sa$	$b_w=$ 铣刀齿顶厚	$b_w=$ 由滚刀齿顶范成	$Sa$ 见表2-4
齿根圆角半径 $r_b(\text{mm})$	$r_b=0.1m$	$r_b=0.25m$	$r_b\approx 0.25m$	
齿顶圆角半径 $r_t(\text{mm})$		$r_t=0.15m$		

表3-13 模数制同步带传动的齿侧间隙和径向间隙的名义值

(mm)

模数 $m$	1.5	2	2.5	3	4	5	7	10
齿侧间隙 $j_{m0}$	0.40	0.50	0.55	0.60	0.80		1.00	
径向间隙 $e_0$	0.55	0.69	0.75	0.82	1.10		1.37	

注：经常正反转时，间隙应适当减小。

## 2. 带轮的挡圈尺寸

模数制带轮挡圈尺寸见表3-14。

表3-14 带轮挡圈尺寸

	模数 $m$	1.5~3	4, 5	7, 10
	$k$	2	4	8
	$\delta$	1~2	2~3	3~4
	$\delta_1$	1	1.5	2
	$r$	0.5~1		
	$d''$	$d'' = d_0 + 2k$		
	带轮齿宽 $B$	$B = b + (3 \sim 10)$ ( $b$ —带宽)		

3. 带轮公差和表面粗糙度

模数制带轮公差和表面粗糙度见表3-15。

表3-15 模数制带轮公差和表面粗糙度

(mm)

项 目		带 轮 节 圆 直 径 $d$						
		$\leq 50$	$> 50$ $\sim 80$	$> 80$ $\sim 120$	$> 120$ $\sim 200$	$> 200$ $\sim 320$	$> 320$ $\sim 500$	$> 500$
外圆直径极限偏差		$+0$ $-0.03$	$-0$ $-0.04$	$+0$ $-0.05$	$+0$ $-0.06$	$+0$ $-0.07$	$+0$ $-0.09$	$-0.1$ $-0.10$
齿顶圆径向跳动公差		0.03	0.04	0.045	0.05	0.06	0.07	0.08
相邻节距差的公差	$m = 1.5, 2$	0.022	0.024	0.025	0.026	0.030		
	$m = 2.5 \sim 5$	0.026	0.028	0.030	0.031	0.036	0.038	0.048
	$m = 7 \sim 10$			0.036	0.038	0.040	0.045	0.050
节距累积误差的公差		0.060	0.080	0.100	0.115	0.140	0.180	0.220
齿形角极限偏差		$\pm 2^\circ$						
轴孔直径极限偏差		H7 或 H8						
齿顶圆和齿面粗糙度		3.2~1.6 $\mu$ m						

### 3.6.4 苏联模数制同步带轮的尺寸规格

#### 1. 带轮的齿形尺寸

苏联模数制同步带轮的齿形尺寸见表3-16。

表3-16 带轮的齿形尺寸及偏差

模数 $m$ (mm)	齿槽宽 $b_w$ (mm)		齿槽深 $h_f$ (mm)		齿形角 $\beta$ (°)
	名义值	极限偏差	名义值	极限偏差	名义值
1.0	1.0	+0.10	1.3	±0.10	25
1.5	1.5	+0.15	1.8	+0.15	
2.0	1.8	+0.15	2.2	+0.15	
3.0	3.2	+0.20	3.0	±0.20	20
4.0	4.0	+0.20	4.0	+0.20	
5.0	4.8	±0.20	5.0	+0.20	
7.0	7.5	+0.30	8.5	+0.30	
10.0	11.5	+0.30	12.5	+0.30	
模数 $m$ (mm)	齿形角 $\beta$ (°)	齿顶圆角半径 $r_1$ (mm)		齿根圆角半径 $r_2$ (mm)	
	极限偏差	名义值	极限偏差	名义值	极限偏差
1.0	+2	0.3	±0.10	0.3	±0.10
1.5		0.4			
2.0		0.5			
3.0		0.7	1.0		
4.0		1.0	±0.15	1.3	±0.15
5.0		1.5		2.0	
7.0		2.5	±0.20	3.0	±0.20
10.0		3.0	±0.30	3.5	±0.30

## 2. 带轮公差和表面粗糙度

苏联模数制同步带轮的公差和表面粗糙度见表3-17。

**表3-17 苏联模数制带轮的公差和表面粗糙度**

项 目	模 数 $m$	带 轮 外 径(mm)					
		$\leq 50$	$>50$ $\sim 80$	$>80$ $\sim 125$	$>125$ $\sim 200$	$>200$ $\sim 315$	$>315$ $\sim 500$
带轮外径极限偏差	1~10	0 -0.05	0 -0.06	0 -0.07	0 -0.08	0 -0.09	0 -0.120
节距累积误差的公差		0.05	0.056	0.067	0.080	0.095	0.110
相邻节距的极限偏差	1~2	$\pm 0.020$	$\pm 0.021$		$\pm 0.022$		$\pm 0.024$
	$>2\sim 4$	$\pm 0.022$	$\pm 0.023$		$\pm 0.025$		$\pm 0.027$
	$>4\sim 10$	—	$\pm 0.030$		$\pm 0.030$		$\pm 0.032$
齿圈径向跳动公差	1~10	0.040	0.050		0.065		0.080
齿向误差的公差	1~10	带 轮 齿 宽					
		$\leq 40$	$>40\sim 100$		$>100\sim 160$		
		0.020	0.025		0.032		
齿顶圆和齿面粗糙度		2.5 $\mu\text{m}$					

### 3.6.5 DIN 米制节距同步带轮的尺寸规格

#### 1. 带轮齿形尺寸

(1) 带轮齿形。在 DIN 米制节距的同步带传动中,采用直边齿廓的带轮,不推荐使用渐开线啮合的同步带轮。带轮的齿形见图3-24。

(2) 带轮的齿廓尺寸。在 DIN 米制节距同步带轮中,为减小带工作时的弯曲应力,对20个齿以内的带轮采用 SE 型

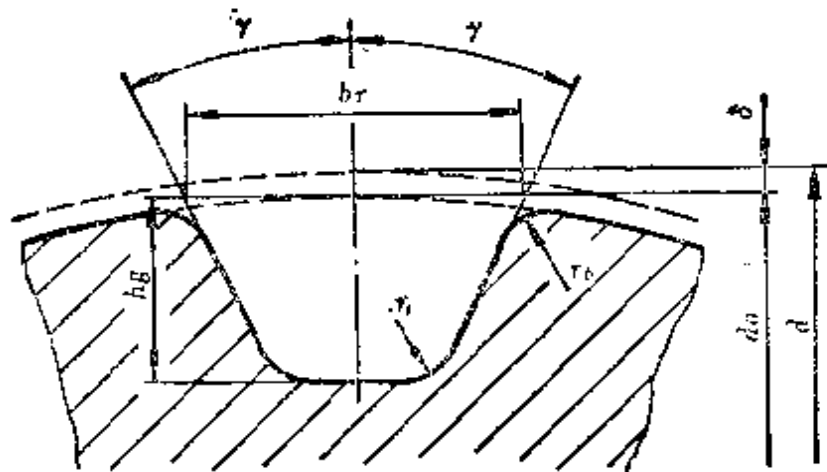


图3-24 DIN米制节距带轮的齿形

表3-18 DIN米制节距带轮的齿形尺寸

齿距代号	形 状				形 状	
	SE		N		SE	
	$b_r$ (mm)		$b_r$ (mm)		$h_g$ (mm)	
		上下偏差		上下偏差		上下偏差
T 2.5	1.75	$\begin{matrix} +0.05 \\ 0 \end{matrix}$	1.83	$\begin{matrix} +0.05 \\ 0 \end{matrix}$	0.75	$\begin{matrix} +0.05 \\ 0 \end{matrix}$
T 5	2.96	$\begin{matrix} +0.05 \\ 0 \end{matrix}$	3.32	$\begin{matrix} +0.05 \\ 0 \end{matrix}$	1.25	$\begin{matrix} +0.05 \\ 0 \end{matrix}$
T10	6.02	$\begin{matrix} +0.1 \\ 0 \end{matrix}$	6.57	$\begin{matrix} +0.1 \\ 0 \end{matrix}$	2.6	$\begin{matrix} +0.1 \\ 0 \end{matrix}$
T20	11.65	$\begin{matrix} +0.15 \\ 0 \end{matrix}$	12.6	$\begin{matrix} +0.15 \\ 0 \end{matrix}$	5.2	$\begin{matrix} +0.15 \\ 0 \end{matrix}$

齿距代号	形状	$\gamma$ ( $^\circ$ ) $\pm 0.15^\circ$	$r_b$ (mm) max	$r_t$ (mm) 上下偏差		2 $\delta$ (mm)
	N $h_g$ (mm) min					
T 2.5	1	25	0.2	0.3	$\begin{matrix} +0.05 \\ 0 \end{matrix}$	0.6
T 5	1.95	25	0.4	0.6	$\begin{matrix} +0.05 \\ 0 \end{matrix}$	1
T10	3.4	25	0.6	0.8	$\begin{matrix} +0.1 \\ 0 \end{matrix}$	2
T20	6	25	0.8	1.2	$\begin{matrix} +0.1 \\ 0 \end{matrix}$	3

的齿槽形状。多于20个齿的带轮采用N型齿槽形状。两种齿槽的齿廓尺寸见表3-18。

## 2. 带轮的各部分尺寸规格

(1) 带轮宽度。带轮宽度与是否设置挡圈有关，其数值见表3-19。

当采用一个挡圈的带轮时，带轮宽度可选用小于  $b'_{fmin}$  的

**表3-19 DIN米制节距带轮的宽度** (mm)

节距代号	同步带宽 $b$	带 轮 宽 度	
		两侧挡圈 $b_{fmin}$	无挡圈 $b'_{fmin}$
T2.5	4	5.5	3
	6	7.5	10
	10	11.5	14
T5	6	7.5	10
	10	11.5	14
	16	17.5	20
	25	26.5	29
T10	16	18	21
	25	27	30
	32	34	37
	50	52	55
T20	32	34	38
	50	52	56
	75	77	81
	100	102	106

数值。如能调整到带在带轮上直线运行，则无挡圈的带轮的  $b'_{\min}$  可减小，但不应小于双挡圈带轮的宽度  $b_{\min}$ 。

(2) 带轮直径。DIN 米制节距带轮的节圆直径和外径见表3-20。

表3-20 DIN米制节距同步带轮直径

(mm)

带节距 代号	T2.5		T5		T10		T20	
	$d$	$a_0$	$d$	$a_0$	$d$	$d_0$	$d$	$d_t$
10	8.05	7.45	16.05	15.05	—	—	—	—
11	8.85	8.25	17.65	16.65	—	—	—	—
12	9.60	9.00	19.25	18.25	38.35	36.35	—	—
13	10.40	9.80	20.85	19.85	41.50	39.50	—	—
14	11.20	10.60	22.45	21.45	44.70	42.70	—	—
15	12.00	11.40	24.05	23.05	47.90	45.90	95.65	92.65
16	12.80	12.20	25.60	24.60	51.05	49.05	102.00	99.00
17	13.60	13.00	27.20	26.20	54.25	52.25	108.40	105.40
18	14.40	13.80	28.80	27.80	57.45	55.45	114.75	111.75
19	15.20	14.60	30.40	29.40	60.60	58.60	121.10	118.10
20	16.00	15.40	32.00	31.00	62.80	61.80	127.50	124.50
22	17.60	17.00	32.25	34.25	70.15	68.15	140.20	137.20
25	19.95	19.35	40.00	39.00	79.70	77.70	159.30	156.30
28	22.35	21.75	44.75	43.75	89.25	87.25	178.40	175.40
32	25.55	24.95	51.10	50.10	102.00	100.00	203.85	200.85
36	28.70	28.10	57.45	56.45	114.75	112.75	229.35	226.35

续表

带节距 代号	T2.5		T5		T10		T20	
	$d$	$d_0$	$\dot{q}$	$a_0$	$d$	$a_0$	$d$	$a_0$
40	31.90	31.30	62.85	62.86	127.45	125.45	254.80	251.80
48	38.30	37.70	76.55	75.55	152.95	150.95	305.70	302.70
60	47.85	47.25	95.75	94.65	191.10	189.10	382.10	379.10
72	57.40	56.80	114.75	113.75	229.30	227.30	458.50	455.50
84	—	—	133.85	132.85	267.50	265.50	534.90	531.90
96	—	—	173.65	172.65	305.70	303.70	611.30	608.30

(3) 带轮挡圈尺寸。DIN 米制节距带轮挡圈尺寸见图 3-25。图中：挡圈外径

$$d'' = d_0 + 2k$$

挡圈弯曲处直径

$$d' = d_0 + (0.38 \pm 0.25)(\text{mm})$$

式中  $d_0$ —带轮外径；挡圈高度  $k$  见表 3-21。

表 3-21 挡圈高度  
(mm)

节距代号	挡圈高度 $k_{\text{min}}$
T2.5	0.8
T5	1.2
T10	2.2
T20	3.2

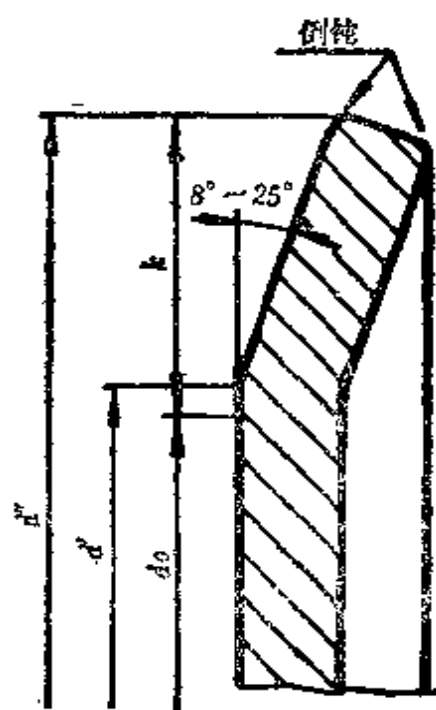


图 3-25 带轮挡圈尺寸



(4) 带轮公差。DIN米制节距带轮公差见表3-22。

表3-22 DIN米制节距带轮公差

(mm)

项 目	带 轮 外 径 $d_0$						
	$\leq 25$	$>25$ $\sim 50$	$>50$ $\sim 100$	$>100$ $\sim 175$	$>175$ $\sim 300$	$>300$ $\sim 500$	$>500$
带轮外径极限偏差	0 -0.05	0 -0.05	0 -0.08	0 -0.05	0 -0.1	0 -0.1	0 -0.15
相邻节距的极限偏差	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$
90°弧内节距累积的 极限偏差	$\pm 0.05$	$\pm 0.08$	$\pm 0.1$	$\pm 0.13$	$\pm 0.15$	$\pm 0.15$	$\pm 0.15$

(5) 带轮的形状和位置公差

①带轮端面跳动公差

DIN米制节距带轮端面跳动公差见表3-23。

表3-23 带轮端面跳动公差

(mm)

带 轮 外 径 $d_0$	带轮最大端面跳动公差
0~100	0.10
$>100$ ~250	外径每增加10mm附加0.01
$>250$	外径每增加10mm附加0.005

②带轮径向跳动公差

带轮外径  $d_0$  为 0~200mm 时, 带轮径向跳动公差为 0.05mm; 外径  $d_0$  大于 200mm 时, 外径每增加 10mm, 径向跳动公差附加 0.005mm。

③平行度公差

带轮齿槽应和带轮轴线平行。每 10mm 带轮宽度允许的最大偏差为 0.01mm。

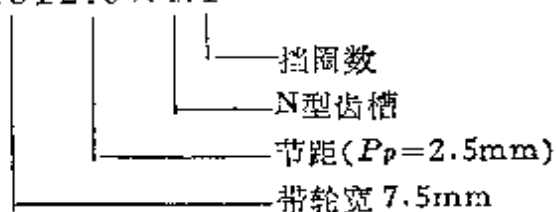
#### ④圆柱度公差

要求每 10mm 带轮宽度允许的圆柱度公差为 0.01mm。同时要求不能超过表3-22中列出的直径公差。

### 3. DIN 米制同步带轮的标记

DIN 米制同步齿形带轮的标记以带轮宽度、节距、齿槽类型和挡圈数表示。例如

轮 DIN7721—7.5T2.5 × N1



国内外梯形齿同步带、带轮的齿形尺寸参数一览表见附表8-12。

## 4 同步带传动啮合特性

同步带传动是具有中间挠性件的啮合传动。带齿与轮齿的啮合是一种在节距相等下的嵌合，其动力是通过齿之间的法向力和轮齿顶部与带齿根部的摩擦力以及带齿的弹性变形来传递的。同时同步带传动又具有类似链传动的多边形效应。由此使同步带传动的啮合具有较复杂的性质。由于同步带传动的啮合特性尚处在探索中，本章仅对同步带传动的运动和动力特性作初步分析。

### 4.1 同步带传动的运动特性

同步带传动的运动特性是由于围在带轮上的同步带是由多边形组成这一性质而形成。由于这种多边形效应的存在，影响着传动的同步性能，节距误差，并易造成同步带在传动过程中的爬齿和跳齿现象。

#### 4.1.1 多边形的形成

图4-1为同步带与带轮的啮合传动情况。当同步带的一个节距与带轮的一个节距互相啮合时，同步带先以其齿间部分包到带轮齿顶上，带的这部分节线与带轮的节圆重合，紧接着是带的齿厚部分嵌入带轮齿槽内。但由于同步带工作时受有拉力，加之其齿厚部分的高度远大于齿间，因此当带齿进入带轮齿槽时，带的节线将成折线包绕于带轮齿槽上，而使这部分带的节线与带轮节圆不重合，此时包绕于带轮上的带的一个

节距将由一段圆弧  $\widehat{ab}$  和一段直线  $\overline{bc}$  组成(见图4-1)。而在带与一个带轮的整个接触区(称为围齿区)内,带将交替地以圆弧和直线包绕于带轮上,成近似的多边形形状。这种多边形的存在,使同步带传动类似于链传动,引起传动的变化,称为多边形效应。

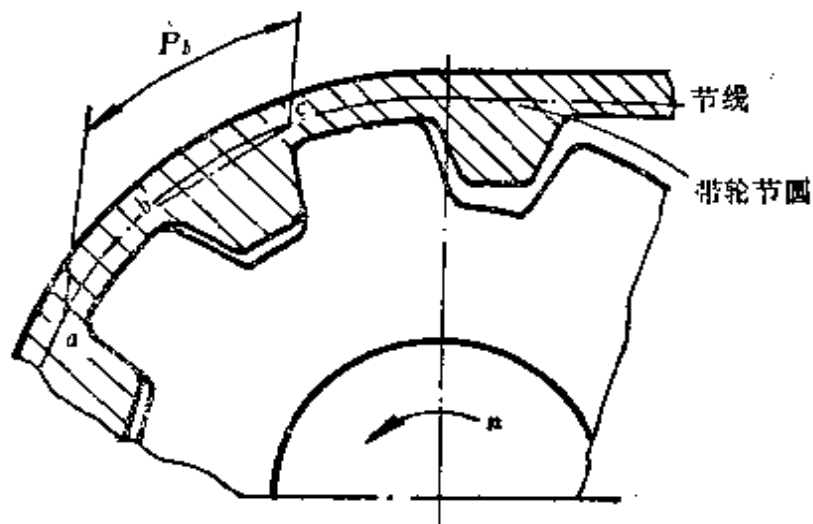


图4-1 同步带与带轮的啮合

#### 4.1.2 多边形效应对传动同步性能的影响

如图4-2所示,由于多边形效应使带齿部分节线与带轮节圆不重合。如

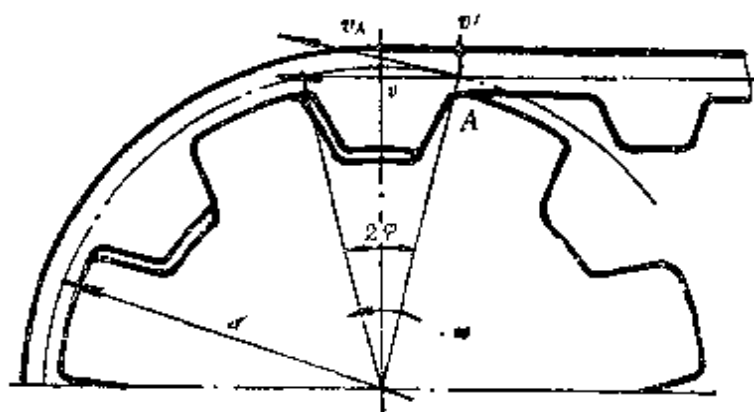


图4-2 同步带在啮合过程中速度变化

假设同步带主动边始终处于水平位置,则当带齿进入啮合时,在A点的节圆速度  $v_A$  将与带运动方向不一

致。如把 $v_A$ 分解为沿带前进方向的水平分速度 $v$ 和垂直分速度 $v'$ ，则可得到

$$v = v_A \cos \varphi = \frac{d}{2} \omega \cos \varphi \quad (4-1)$$

$$v' = v_A \sin \varphi = \frac{d}{2} \omega \sin \varphi \quad (4-2)$$

式中  $\varphi$ 角为  $v_A$  与水平线的夹角，即为带齿在节圆上的齿厚所对中心角的一半。

当  $A$  点转过  $\varphi$  角到达  $A'$  点时， $A'$  点的节圆速度方向与带前进方向相一致，如图 4-3 (a) 所示，故得  $v = v_A =$

$$\frac{d}{2} \omega$$

$$v' = 0$$

而当  $A$  点转过  $A'$  点后， $A$  点的节圆速度又与带运动方向不一致，产生反方向的夹角，而转到  $A''$  点时，其夹角为  $-\varphi$ ，如图 4-3 (b) 所示。

此时，带运动

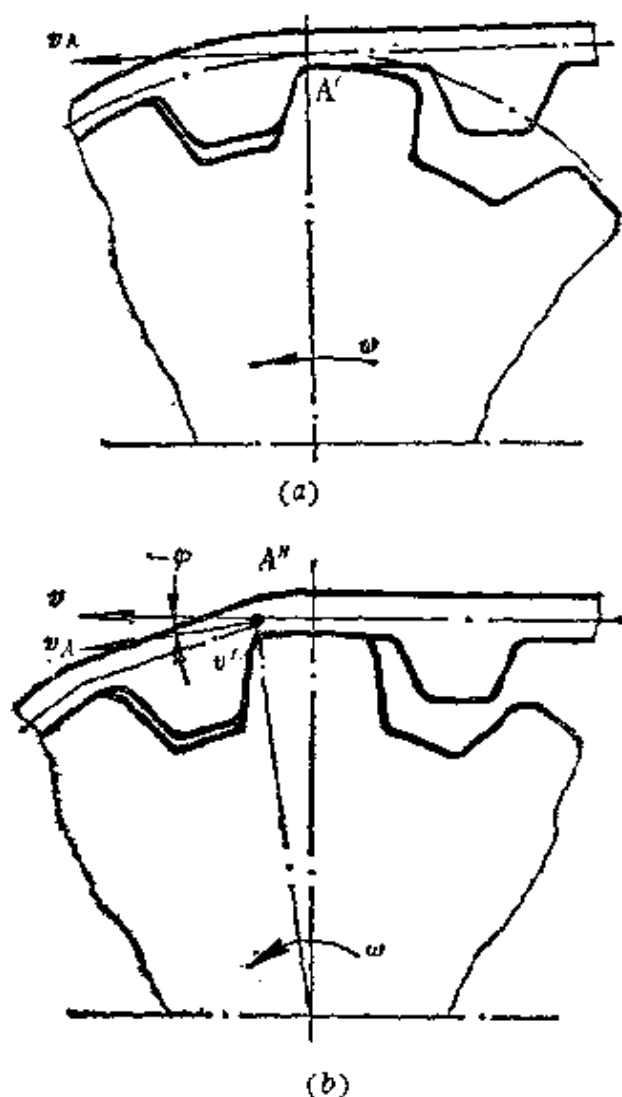


图4-3 同步带在啮合过程中速度变化

方向分速度

$$v = v_A \cos\varphi = + \frac{d}{2} \omega \cos\varphi$$

带垂直方向分速度

$$v' = -v_A \sin\varphi = - \frac{d}{2} \omega \sin\varphi$$

当  $A$  点转过  $A''$  点后, 由于后继的带齿齿谷部分已包于轮齿顶部, 并使带节线与带轮节圆重合, 使带轮节圆速度方向与带运动方向又趋一致, 带运动速度将等于带轮节圆速度。直到后一个带齿进入啮合时, 带运动速度再次发生变化。

根据以上分析, 由于同步带传动中存在多边形效应, 虽然主动带轮作等角速度  $\omega$  回转, 但带的运动瞬时速度  $v$  却在由小变大, 又由大变小地周期性变化。每转过一个节距, 带速将重复变化一次, 同时带的垂直方向分速度  $v'$  也在周期性变化, 而使带上下颤动。显然此种带速的变化将影响到带的同步性能和工作的平稳性。

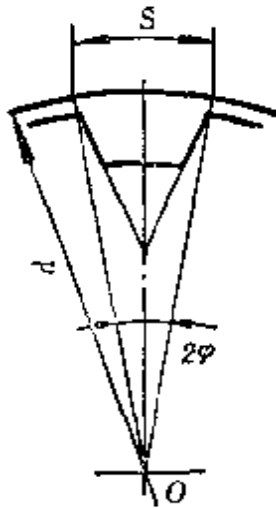


图4-4  $\varphi$  角的求取

由带速计算式看出, 带速的变化幅度与  $\varphi$  角大小有关。由图4-4可得

$$2\varphi = 2s/d$$

式中  $s$  为带齿在节圆上的齿厚 (mm)

$d$  为带轮节圆直径 (mm)

如带轮齿数为  $Z$ , 节距为  $P_p$ , 由

$$\frac{d}{2} = \frac{Z P_p}{2\pi} \text{ 代入上式得 } 2\varphi = \frac{2\pi S}{Z P_p}; \text{ 则}$$

$$\varphi = \frac{\pi S}{Z P_p} \quad (4-3)$$

如以 H、XH 型号同步带传动为例:

对H型号同步带  $S = 6.12\text{mm}$ ;  $P_b = P_p = 12.7\text{mm}$

当带轮齿数  $Z = 14$ 时,  $\varphi = 6.196^\circ$

$Z = 20$ 时,  $\varphi = 4.337^\circ$

又对XH型号同步带  $S = 12.57\text{mm}$ ;  $P_b = P_p = 22.225\text{mm}$

当带轮齿数  $Z = 20$ 时,  $\varphi = 5.09^\circ$

$Z = 14$ 时,  $\varphi = 7.272^\circ$

由以上计算可看出, 随着带轮齿数减小, 带轮节距的增大, 将使  $\varphi$  角加大, 从而使带速的变化范围扩大, 相应使带工作不平稳, 冲击振动增加。

但以同步带传动与链传动相比较, 其运动的不均匀性较为微小。以H型号同步带传动为例, 在带轮最小齿数  $Z_{\min} = 14$  时,  $\varphi = 6.196^\circ$ , 带速  $v$  仅在  $v_A = \frac{d}{2}\omega \sim 0.994v_A$  范围内变化, 且随着带轮齿数增多, 带速变化更小, 因此同步带传动比链传动具有更好的同步传动性能。此外由于同步带为弹性体, 能起到吸收振动、缓和冲击作用, 因此由带速变化而引起的动载荷也小得多。

#### 4.1.3 多边形效应对节距误差的影响

如图4-5所示, 由于多边形效应将使带围绕在带轮上时, 带的节距将由一段圆弧  $\widehat{ab}$  和一段直线  $\overline{bc'}$  组成, 即带节距  $P_b = \widehat{ab} + \overline{bc'}$ 。而其末端的  $e'$  点必然位于带轮在节圆上的对应圆弧  $\widehat{bc}$  末端的  $c$  点之后, 这样就使带的节距  $P_b$  大于带轮节距  $P_p = \widehat{ab} + \widehat{bc}$ , 从而使带与带轮间产生了节距误差  $\Delta P$ 。 $\Delta P$  的存在将使带齿不能妥当地嵌入轮齿槽内, 而是搁在轮齿齿廓侧面上, 使带齿与轮齿的接触面积减少, 更严重的是随着  $\Delta P$  的多次累积, 就会使带齿逐渐沿轮齿工作面上升, “爬”到带轮齿顶部, 导致同步带的爬齿、跳齿现象的产生。因此, 在

同步带传动中必须考虑多边形效应所引起的节距误差，设法从设计、制造等多方面来减少和消除这种误差。

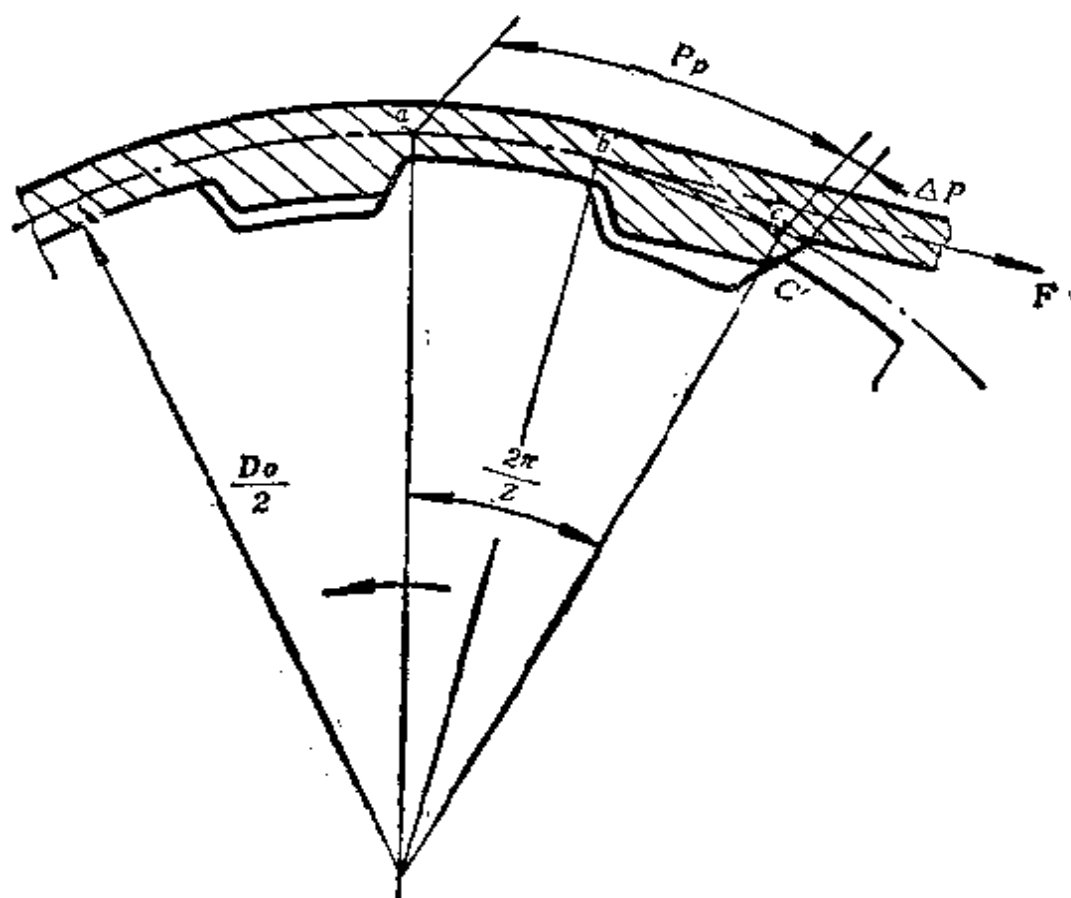


图4-5 多边形效应对节距误差的影响

## 4.2 同步带传动的动力特性

### 4.2.1 同步带传动的动力传递过程

同步带传动一般由两个以上的同步带轮和同步带组成。传递动力时，轮齿与带齿相啮合，通过主动轮齿对带齿的挤压，把圆周力传给带的承载绳，然后通过承载绳中力的传递，再由带齿对从动轮齿的挤压，带动从动带轮转动，完成主动轮



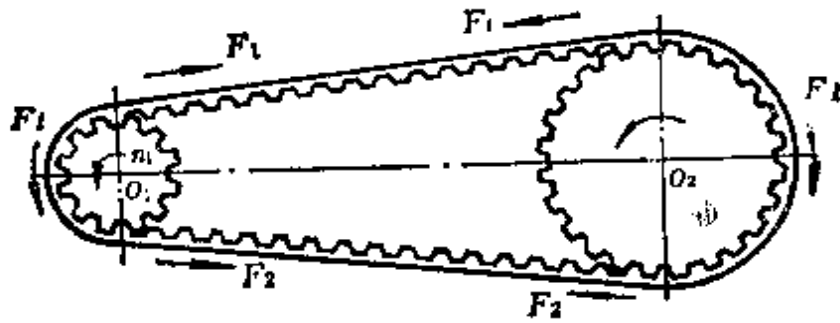


图4-6 同步带传动动力的传递

对从动轮扭矩的传递。在梯形齿同步带传动中，带与带轮啮合时，带的齿谷底面与轮齿顶部接触，将产生摩擦力，也起到传递动力的作用。

在同步带传动安装时，需把带张紧在带轮上，使带承受初拉力  $F_0$  作用。此初拉力  $F_0$  有两个作用：

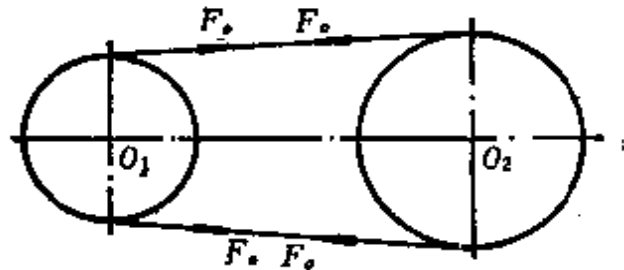


图4-7 同步带的张紧

①保证带齿与轮齿在齿的整个高度上

接触。因为当同步带传递动力时，带齿上将作用有法向力  $Q$  产生的径向分力  $Q_r$ （见图 3-13）。此径向分力  $Q_r$  使带齿产生径向移动，而使带齿与轮齿不能在齿高上接触，而使齿面接触面积减小（有时减小达 35~50%）。因此，为使带齿不从轮齿槽中脱出，并能有更多的齿面接触面积，必须在带安装时预加初拉力。

②提高带传递的功率

在带上施加初拉力，可使带压紧在带轮上，使带轮齿顶部与带齿谷底面间产生更大的摩擦力，这样可使带传递的功率

有所增加。

#### 4.2.2 同步带的受力分析

如上所述,同步带传动在静止状态时,带内各处作用有初

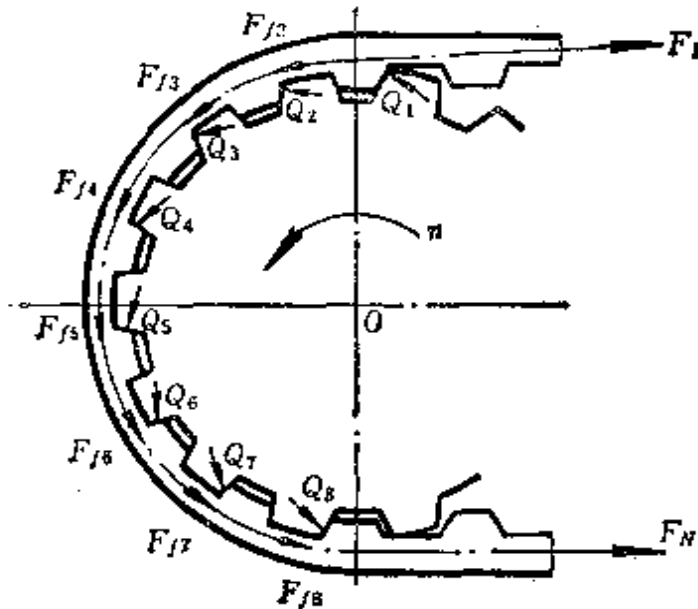


图4-8 同步带的受力分析

拉力 $F_0$ 。当主动带轮转动传递动力时,如图4-8所示,它通过带轮齿对带齿的法向作用力 $Q_1, Q_2 \dots$ 及轮齿顶部和带齿齿谷底面间的摩擦力 $F_{f2}, F_{f3} \dots$ 而使同步带受到圆周力 $F_t$ 的作用,随带轮一起转动。由于圆周力及转动时带质量引起的离心拉力 $F_c$ 的作用,将使带进入主动轮的一边被拉紧称为紧边,紧边中的拉力由 $F_0$ 增大为 $F_1$ 。紧边拉力

$$F_1 = F_0 + F_t + F_c \quad (4-4)$$

在同步带走出主动轮的一边上,考虑到同步带属啮合传动,在同步带包绕于带轮上后,带齿的挤压变形及带的伸长变形较小,并只发生在带的齿谷长度上,为使受力分析简化,可近似假设带走出主动轮的一边放松较少,带中的作用力为 $F_2$

$$F_2 \approx F_0 + F_c \quad (4-5)$$

为与带进入主动轮的紧边相区别,把带走出主动轮的一边称为松边, $F_2$ 为松边拉力。

显然,在同步带包绕于带轮上的整个接触弧上(称为围齿区),圆周力与紧边、松边拉力互相平衡,可得

$$F_t = F_1 - F_2 \quad (4-6)$$

式中圆周力  $F_t$ ,由图4-8所示,可得

$$F_t = \sum_1^N Q_i + \sum_2^N F_{f_i}$$

如已知同步带传动功率  $P$ ,带速  $v$ ,则

$$F_t = 1000P/v \quad (\text{N}) \quad (4-7)$$

带运转时由于质量引起的离心拉力  $F_c$ ,可以下式表示

$$F_c = mv^2 \quad (\text{N}) \quad (4-8)$$

式中  $m$ 是带宽为标准宽度下每米带长的质量(kg/m)

$v$ 为带速(m/s)。

初拉力  $F_0$ 约比圆周力  $F_t$ 小两倍,其具体数值可根据带型号及标准带宽在表6-6中查出。

#### 4.2.3 围齿区内带齿的受力分析

对围齿区内各带齿进行受力分析前有几点假设:

1. 对带齿进行受力分析时,假设带齿在齿槽内处于静力平衡状态,无沿轮齿工作面的滑动,故对带齿面与轮齿面间摩擦力忽略不计。

2. 带包绕于带轮上时,带齿断面形状无弹性变形。

3. 忽略离心力的作用。

图4-9为同步带啮入处带齿的受力情况。如以带齿1为分离体,带齿1上作用有紧边拉力  $F_1$ ,轮齿对带齿的法向作用力  $Q_1$ 及松边张力  $T_1$ 。该三力处于平衡状态。如作用力  $F_1, Q_1$ 与  $T_1$ 与节圆切线方向的夹角分别为  $\gamma_0, \beta, \varphi$ ,则可由力封闭三角形得到

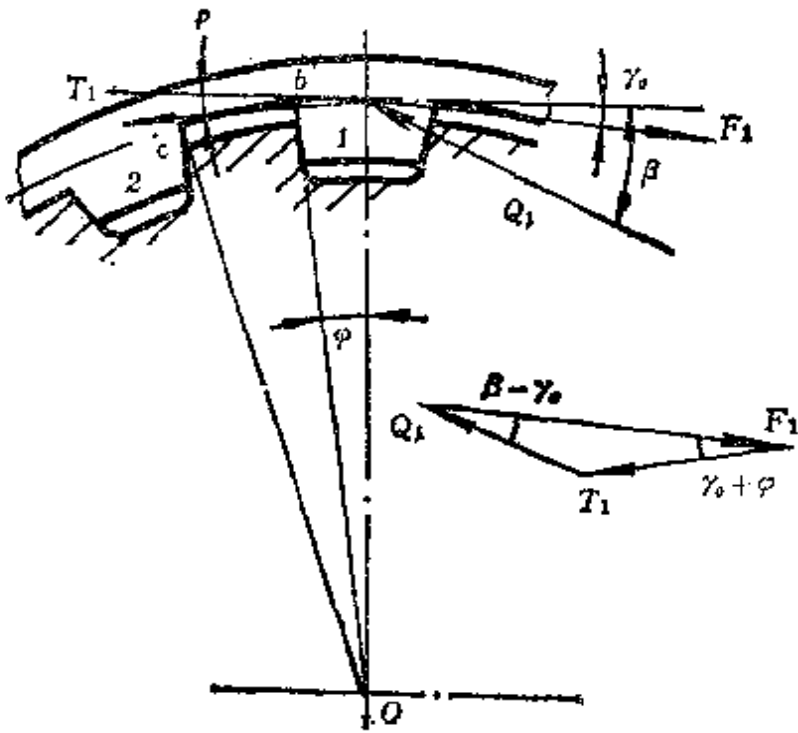


图4-9 啮入处带齿的受力

$$T_1 = F_1 \frac{\sin(\beta - \gamma_0)}{\sin(\beta + \varphi)}$$

式中  $\gamma_0$  为带紧边拉力  $F_1$  与带轮节圆切线方向的夹角,  $\gamma_0$  可根据传动实际情况计算得出

$\beta$  角为带齿上法向作用力  $Q_1$  与带轮节圆切线方向的夹角, 如图4-9所示,  $\beta$  角即为带齿的齿形角, 对梯形齿同步带  $\beta = 20^\circ$

$\varphi$  角为带齿在节圆上齿厚所对中心角的一半, 可按式(4-3)计算得到

在带齿1的齿谷  $bc$  部分(见图4-10), 由于带齿齿谷底面与带轮齿顶部接触, 当带轮转动时, 轮齿顶部对带齿齿谷底面作用有摩擦力  $F_{f1}$ , 如带与带轮之间的摩擦系数为  $f$ ,  $bc$  弧所

对中心角为  $2\alpha$ ，则根据摩擦传动的欧拉公式可写出  $bc$  弧两端张力  $T_1$  和  $T_1'$  间的关系式

$$T_1' = T_1 e^{-2f\alpha}$$

$$= F_1 \frac{\sin(\beta - \gamma_0)}{\sin(\beta + \varphi)} \cdot e^{-2f\alpha}$$

式中  $\alpha$  角为带齿齿谷部分在节圆上弧长所对中心角的一半。如齿谷部分在节圆上弧长为  $t$ ，则  $t = P_0 - s$ ， $P_0$  为带节距， $s$  为带齿在节圆上的齿厚。则由图4-10可得

$$\alpha\varphi = \frac{\pi t}{ZP_0} \quad (\text{弧度}) \quad (4-9)$$

对带齿2(如图4-11所示)，由于  $bc$  弧段的摩擦力作用，使

带齿2的紧边张力为  $T_1'$ ，带齿2上作用有法向力  $Q_2$ ，带齿2的松边张力为  $T_2$ 。由于带齿2两侧均包在带轮上，故  $T_1'$  和  $T_2$  与带轮节圆切线间夹角均为  $\varphi$ 。同样以带齿2为分离体，可写

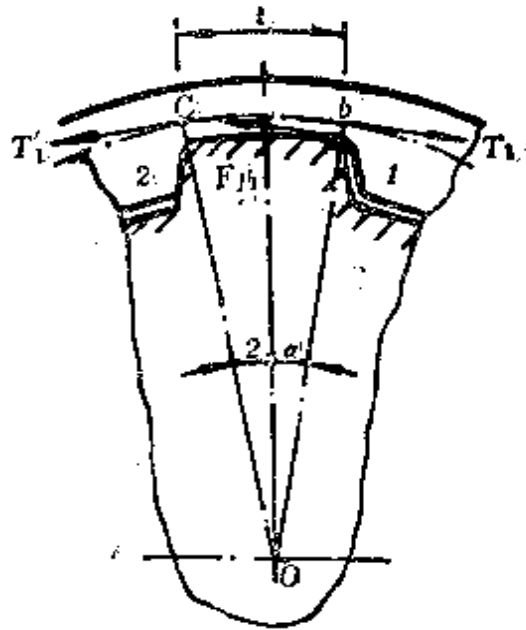


图4-10 同步带齿各部分的受力

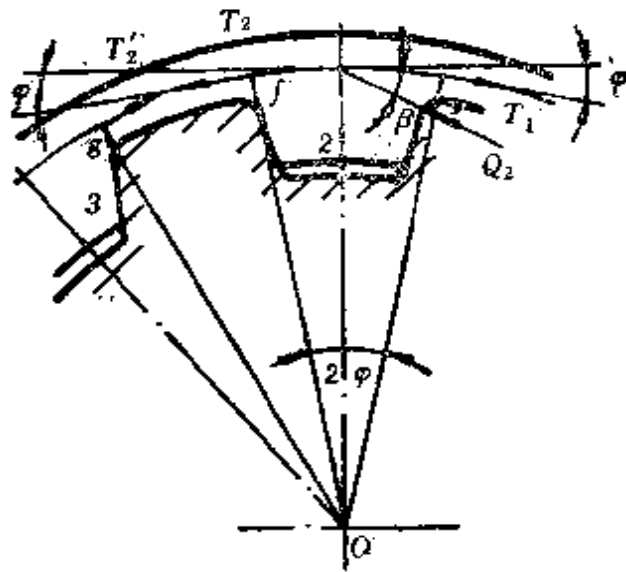


图4-11 带齿2的受力

出其静力平衡条件

$$T_2 = T_1' \frac{\sin(\beta - \varphi)}{\sin(\beta + \varphi)}$$

$$= F_1 \frac{\sin(\beta - \gamma_0)}{\sin(\beta + \varphi)} \cdot e^{-2f\alpha} \cdot \frac{\sin(\beta - \varphi)}{\sin(\beta + \varphi)}$$

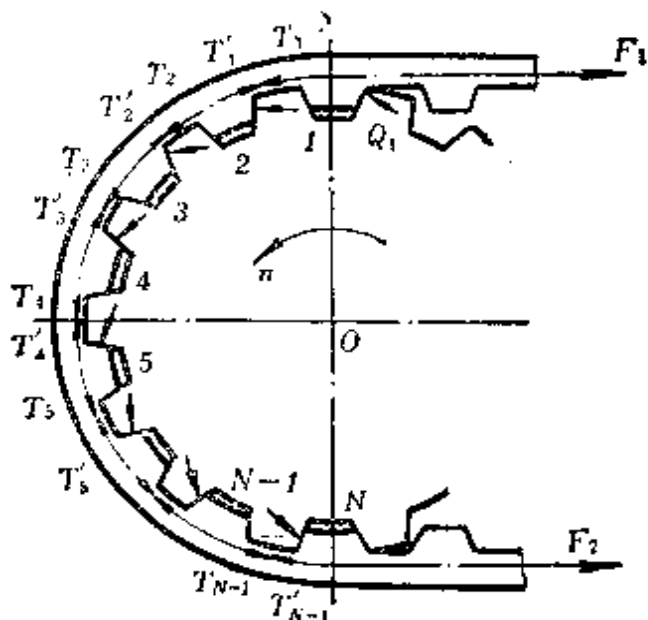


图4-12 围齿区内带齿的受力

在带齿2的齿谷fg弧部分, 由于存在摩擦力, 使带齿3的紧边张力为

$$T_2' = T_2 \cdot e^{-2f\alpha}$$

根据图4-12, 依次对带齿3, 4, ..., N进行受力分析可得

$$T_3 = T_2' \left( \frac{\sin(\beta - \varphi)}{\sin(\beta + \varphi)} \right)$$

$$= F_1 \frac{\sin(\beta - \gamma_0)}{\sin(\beta + \varphi)} \cdot e^{-4f\alpha} \left( \frac{\sin(\beta - \varphi)}{\sin(\beta + \varphi)} \right)^2$$

$$T_3' = T_3 \cdot e^{-2f\alpha}$$

第k个带齿两侧的张力为

$$\text{紧边张力 } T'_{k-1} = F_1 \frac{\sin(\beta - \gamma_0)}{\sin(\beta + \varphi)} \cdot e^{(k-1) \cdot -2f\alpha}$$

$$\left( \frac{\sin(\beta - \varphi)}{\sin(\beta + \varphi)} \right)^{(k-2)}$$

$$\text{松边张力 } T_k = F_1 \frac{\sin(\beta - \gamma_0)}{\sin(\beta + \varphi)} \cdot e^{(k-1) \cdot -2f\alpha}$$

$$\left( \frac{\sin(\beta - \varphi)}{\sin(\beta + \varphi)} \right)^{(k-1)}$$

(4-10)

由此可求得同步带在围齿区内任意带齿上紧边或松边上的张力。

### 4.3 同步带传动的爬齿与跳齿

在传动过程中,带齿从轮齿槽中滑出,并沿带轮外径表面跳跃的现象称为跳齿。当同步带在带轮上产生跳齿时,带将相对带轮滑动,而使从动带轮转速发生变化,同时引起传动系统的振动和噪声。跳齿现象如连续发生,将导致同步带传动不能正常工作,带齿损坏,而使传动失效。

跳齿现象的产生与带齿在带轮齿槽内能否保持正确啮合位置有关。当带齿在轮齿槽内脱离正确工作位置,而沿轮齿工作面逐渐爬高(称为爬齿)时,将必然会引起跳齿现象的产生。因此爬齿是产生跳齿现象的主要原因,而跳齿是爬齿的必然结果。

在同步带传动中引起爬齿与跳齿的影响因素很多,但主要可分为由于几何因素和力学因素两部分所引起,简述如下:

#### 4.3.1 因几何因素引起的爬齿和跳齿

几何因素是指同步带与带轮的各部分几何尺寸对爬齿的影响。其中影响最大的是节距误差。众所周知,若同步带节距 $P_b$ 与带轮节距 $P_r$ 相同,则带与带轮能实现正常啮合,各啮合带齿都能处于正常工作位置,故不会产生爬齿现象。但实际上,由于带与带轮在制造上存在节距误差,加之带包绕于带轮上时产生的多边形效应及带在拉力下的伸长变形,都会造成带与带轮的节距不一致,产生节距误差。此种带与带轮间的节距误差将会引起同步带的爬齿与跳齿现象的产生。由于节距

误差引起的爬齿可分为两种情况。

1. 带节距  $P_b$  大于轮节距  $P_p$

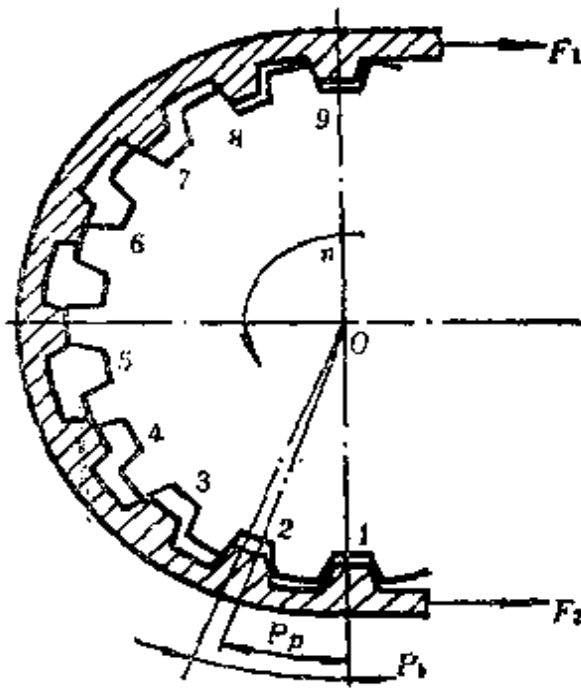


图4-13 节距误差引起带的爬齿和跳齿

如图 4-13 所示，当带齿 1 进入带轮啮合时，带齿处于正确啮合位置。但当带齿 2 进入啮合时，由于  $P_b > P_p$ ，带齿 2 为与轮齿工作侧面接触，将沿轮齿工作侧面上移一段距离。相应带齿 3 继续上移，而当带齿 4 进入啮合时，由于节距误差的累积，使带齿 4 无法进入轮齿

槽，而是与带轮的齿顶面接触。后续的带齿 5, 6, 7 将陆续地搁在带轮齿顶面上，直到其累积的节距误差，使带齿 8 越过一个轮齿，重新落入带轮齿槽内，并与轮齿非工作侧面相接触，这是在  $P_b > P_p$  情况下同步带爬齿的一个循环过程。

2. 带节距  $P_b$  小于带轮节距  $P_p$

当带节距  $P_b < P_p$  时，带齿进入轮齿槽后，不能处于正确啮合位置，而是与轮齿工作侧面脱离接触，向轮齿槽另一侧的非工作侧面靠拢，如图 4-14 所示。随着此种节距误差的逐渐积累，使后继的带齿沿轮齿槽非工作侧面逐步爬高，直至搁于轮齿齿顶表面，然后再越过轮齿顶部落到前一个轮齿齿槽内，并与该轮齿的工作侧面相接触，从而形成爬齿现象。

根据以上分析，在  $P_b > P_p$  或  $P_b < P_p$  情况下，都会引起



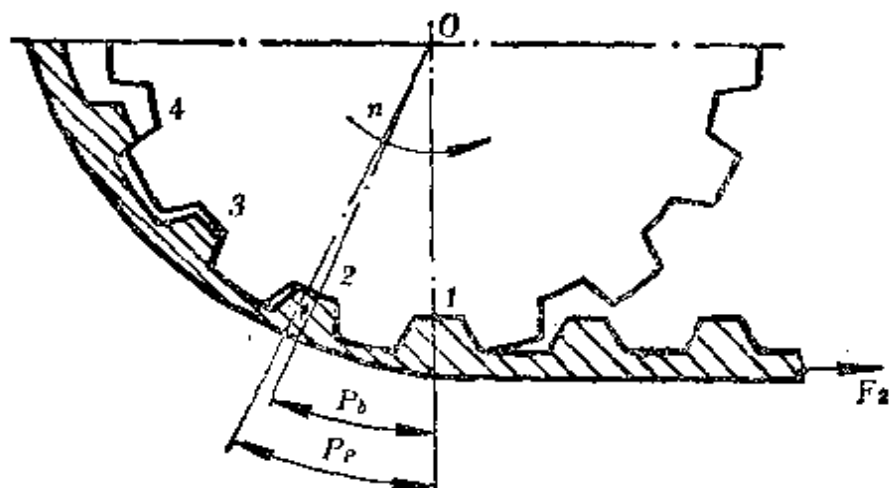


图4-14  $P_b < P_p$ 时的爬齿现象

带齿的爬齿现象。这种爬齿现象使同步带在围齿区内，有一部分带齿处于不啮合或局部啮合状态，带节线也不与带轮节圆重合，形成隆起的弓形弧段如图4-15(a)。

这种弓形弧段随着啮入处带齿的不断爬齿以及在围齿区内处于啮合状

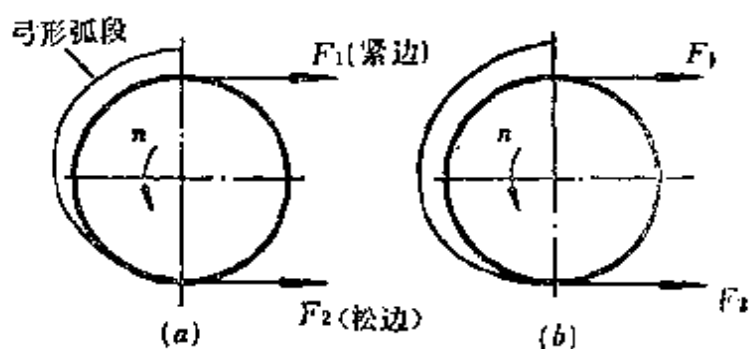


图4-15 同步带在带轮上的滑动过程

态的带齿转向松边，不断退出啮合，而使弓形弧段逐渐从带的紧边向松边延伸，当弓形弧段扩大到整个围齿区时（图4-15(b)），在围齿区内仅有个别带齿或无带齿处于啮合中，而带轮还在继续转动，这样就造成同步带与带轮间的相对滑动，使带齿在带轮齿顶表面上跳动，带轮空转，从而产生跳齿现象。

在同步带相对带轮滑动转过一个转角时，在带两侧的张紧力作用下，同步带与带轮将再次进入啮合。与此同时，节距

误差又开始累积,同步带的爬齿现象又逐渐产生,形成弓形弧段,而当弓形弧段扩大到松边时,同步带将再次产生跳齿。因此,由于节距误差引起的爬齿与跳齿现象将是周期性产生的。显然,此种爬齿与跳齿现象将严重地影响到同步带的传动性能,是十分有害的。因此,必须在同步带传动的设计、制造、安装、张紧等多方面来消除带与带轮间的节距误差,才能保证同步带传动的正常工作,消除节距误差的方法在本书5.6部分加以叙述。

#### 4.3.2 因力学因素引起的爬齿和跳齿

同步带包绕于带轮上受到张力作用时,在一定条件下,带齿在轮齿槽中也会脱离正确啮合位置,而沿轮齿工作侧面逐渐爬高,产生爬齿和跳齿现象。

##### 1. 产生爬齿的力学条件

图4-16为同步带进入主动轮时带齿的受力情况。在主动

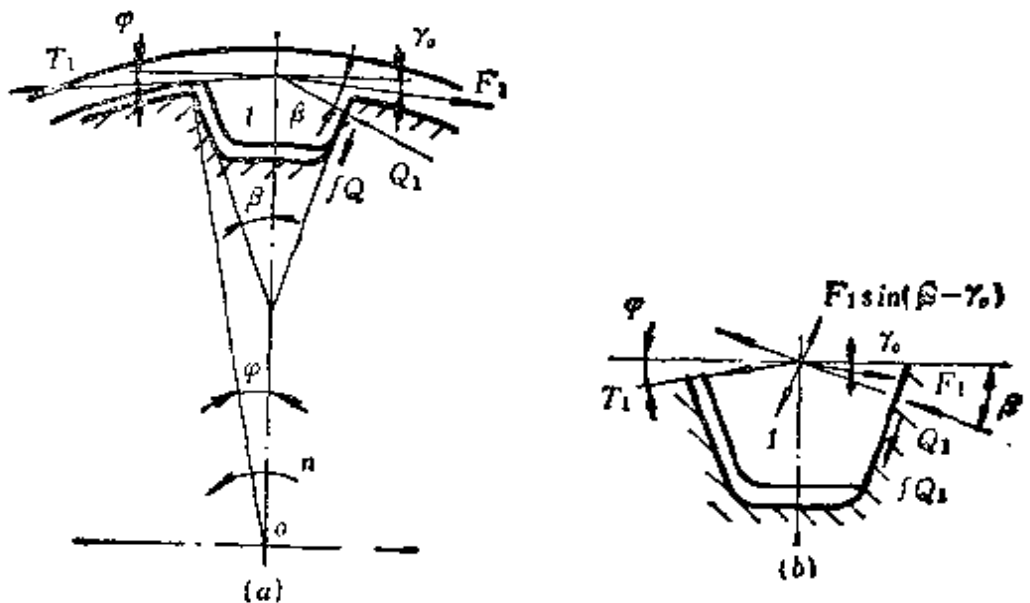


图4-16 同步带啮入处带齿的受力

轮啮入处带齿1上作用有紧边拉力  $F_1$ ，轮齿对带齿的法向作用力  $Q_1$  和带齿1松边侧的张力  $T_1$  以及轮齿对带齿表面作用的摩擦力  $fQ_1$ 。 $F_1, Q_1, T_1$  与带轮节圆切线方向的夹角分别为  $\gamma_0, \beta, \varphi$ 。如将  $F_1$  和  $T_1$  沿  $Q_1$  作用线方向及其法线方向（即摩擦力  $fQ_1$  方向）分解为两个分力，则在  $Q_1$  力作用线方向可得合力  $F_1 \cos(\beta - \gamma_0) - T_1 \cos(\beta + \varphi)$ 。此合力与法向作用力  $Q_1$  相平衡，即  $Q_1 = F_1 \cos(\beta - \gamma_0) - T_1 \cos(\beta + \varphi)$ 。

而在摩擦力  $fQ_1$  方向， $F_1$  和  $T_1$  分力的合成为：

$$F_T = F_1 \sin(\beta - \gamma_0) - T_1 \sin(\beta + \varphi)$$

如果  $F_1 \sin(\beta - \gamma_0) - T_1 \sin(\beta + \varphi) > fQ_1$  即

$$\begin{aligned} F_1 \sin(\beta - \gamma_0) - T_1 \sin(\beta + \varphi) > \\ fF_1 \cos(\beta - \gamma_0) - fT_1 \cos(\beta + \varphi) \end{aligned} \quad (4-11)$$

则将使带齿1沿轮齿工作侧面爬高，产生爬齿现象。

由式(4-11)看出，带齿1是否产生爬齿，与以下一些参数有关：

(1) 带齿紧边拉力  $F_1$ 。带齿紧边侧拉力越大，易产生爬齿。

(2) 带齿松边侧张力  $T_1$ 。由式(4-11)可看出， $T_1$  数值越大，即它与  $F_1$  的差值越小，则滑出力越小，不易产生爬齿。

(3)  $F_1$  的作用角  $\gamma_0$ 。如以图4-16所示的  $\gamma_0$  为正值，则  $\gamma_0$  角越大，可使  $F_1$  沿摩擦力  $fQ_1$  方向的分力  $F_1 \sin(\beta - \gamma_0)$  越小，则带齿不会从轮齿槽内外滑。反之，如  $\gamma_0$  越小或产生负的  $\gamma_0$ （即  $F_1$  力向上作用），则使  $F_1$  的分力增大，易使带齿产生爬齿。

(4)  $T_1$  作用角  $\varphi$ ，在带型号确定情况下， $\varphi$  角为定值，可根据式(4-3)计算得出。由式(4-11)可看出  $\varphi$  角越大，可使  $T_1$  沿  $fQ_1$  方向的分力增大，可防止爬齿现象的产生。

此外式(4-11)中的摩擦系数 $f$ 及齿形角 $\beta$ 一般为定值。对于橡胶材料同步带与钢制带轮间的摩擦系数 $f=0.25\sim 0.35$ 。同步带齿形角 $\beta=20^\circ\sim 25^\circ$ 。

根据以上分析,同步带在主动轮啮入处的带齿1上受有最大的紧边拉力 $F_1$ ,它与带齿1松边侧拉力 $T_1$ 有较大的差值。同时在减速传动情况下, $F_1$ 的作用角 $\gamma_0$ 一般为负值,因此在主动带轮的啮入处,带齿往往会沿轮齿工作侧面爬高。而这种爬齿现象将会由于带齿上移而使松边张力 $T_1$ 增大,导致带齿向外滑出力等于摩擦力而告停止。

而对于已包绕于带轮上的带齿2, 3, 4……(见图4-12, 4-11),由于带齿两侧的拉力差逐渐减小,带齿两侧紧边、松边张力有相同的 $\varphi$ 角,且紧边张力的作用角 $\varphi$ 为正值,因此带齿的爬高程度将逐渐减小,直到第 $i$ 个带齿其向外滑出力与摩擦力平衡,带齿将处于正确啮合位置。但此时在围齿区内,从带齿1到带齿 $i$ 同步带产生弓形弧段。

## 2. 产生跳齿的力学条件

当围齿区内产生弓形弧段后,会否产生跳齿现象需视同步带的受力情况而定。

(1) 空载运转情况。在空载运转情况下,同步带在主动带轮两侧紧边、松边上的拉力相等,即 $F_1 = F_2 = F_0$ 。此时同步带在围齿区内的受力情况是处在带轮啮入和啮出处的带齿将承受最大的张力 $F_0$ ,而对已处在围齿区内的带齿所受的张力,将从啮入、啮出处向中间逐渐减小。根据前面分析的爬齿力学条件,同步带在带轮啮入、啮出处的带齿将有最大的爬高,然后随着带齿所受张力减小,围齿区内各带齿的爬高量将由两端向中间减小,如图4-17(a)所示。由于空载时 $F_1 = F_2$ ,在围齿区内各带齿所受张力同时从两端向中间逐渐减小,因

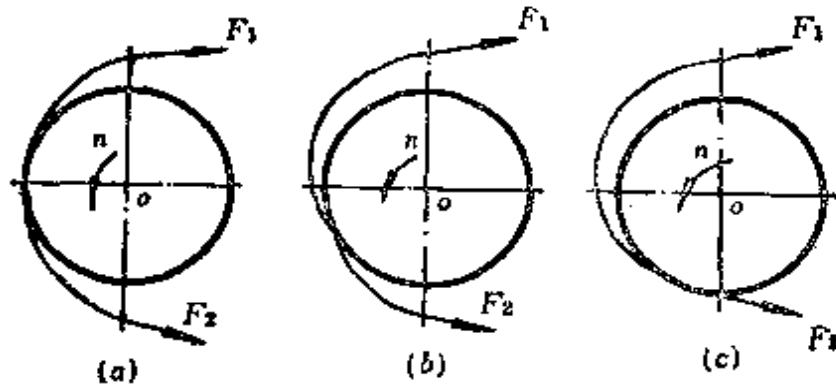


图4-17 同步带在主动带轮上弓形弧段的变化

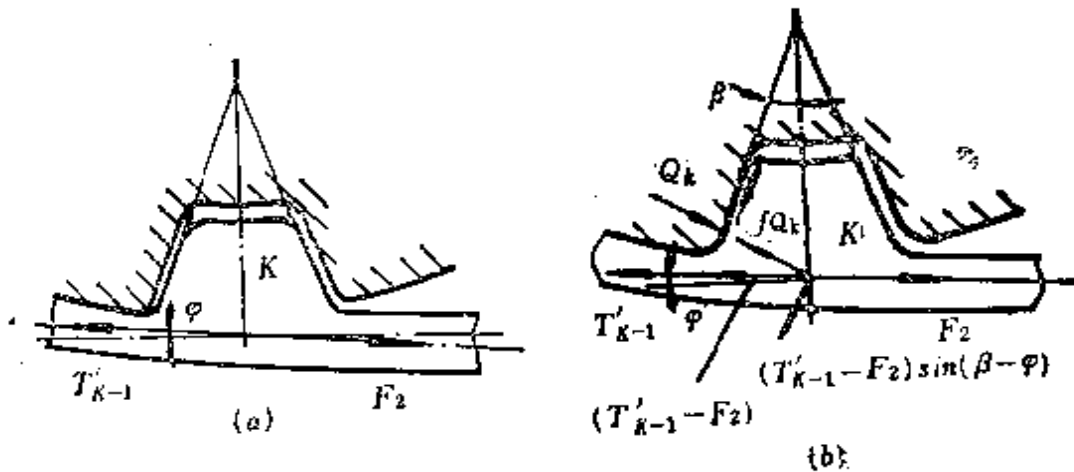
(a)空载 $F_2 = F_1 = F$ , (b)传递正常载荷 $F_1 > F_2$ , (c)大载荷 $F_1 \gg F_2$

此必然有一个带齿其两侧的张力相等,使该带齿处于轮齿槽内的中间位置,称为平衡位置。在平衡位置前靠近紧边的带齿与轮齿工作侧面接触,而在平衡位置后靠近松边的带齿将与轮齿的非工作侧面接触。

(2) 负载运转情况。当带轮通过同步带传递圆周力时,紧边拉力  $F_1$  将逐渐大于松边拉力  $F_2$ , 相应使围齿区内的平衡位置向松边移动, 弓形弧段也向松边扩展, 如图 4-17 (b) 所示。

随着传递的圆周力不断增加, 使带的受力平衡位置最后移到带与带轮的啮出点, 如图 4-17 (c) 所示。如在围齿区内带的啮合齿数为  $K$ , 则在啮出处第  $k$  个带齿两侧的张力分别为  $T'_{k-1}$  和  $F_2$ , 由于带齿处于平衡位置, 故  $T'_{k-1} = F_2$ , 且假设作用在一条直线上(如图 4-18 a)。此时带齿  $K$  不会从轮齿槽中滑出。

如继续增大圆周力, 则使  $T'_{k-1} > F_2$ , 如图 4-18 (b) 所示, 带齿  $K$  上的张力差  $(T'_{k-1} - F_2)$  将沿  $Q_k$  方向及其法线方向(即  $fQ_k$  方向)分解为两个分力。在  $Q_k$  方向的分力  $(T'_{k-1} - F_2) \cos(\beta - \varphi)$  与法向力  $Q_k$  相平衡得



4-18 同步带在带轮啮出处的受力

a)  $T'_{K-1} = F_2$     b)  $T'_{K-1} > F_2$

$$Q_k = (T'_{K-1} - F_2) \cos(\beta - \varphi)$$

而在摩擦力  $fQ_k$  方向的分力为  $(T'_{K-1} - F_2) \sin(\beta - \varphi)$ 。

如分力  $(T'_{K-1} - F_2) \sin(\beta - \varphi) > fQ_k$

亦即  $(T'_{K-1} - F_2) \sin(\beta - \varphi) > f(T'_{K-1} - F_2) \cos(\beta - \varphi)$

以  $f = \operatorname{tg} \rho$  ( $\rho$  为摩擦角) 代入, 则得

$$\operatorname{tg}(\beta - \varphi) > \operatorname{tg} \rho$$

即  $(\beta - \varphi) > \rho$

由上式可见, 在  $T'_{K-1} > F_2$  情况下, 如  $(\beta - \varphi) > \rho$ , 将使带齿  $K$  从轮槽中滑出, 从而造成同步带在整个围齿区上的爬齿, 使带与带轮间产生相对滑动, 产生同步带的跳齿现象。

因此, 防止同步带产生跳齿的必要条件是:

$$T'_{K-1} \leq F_2 \quad (4-12)$$

$$(\beta - \varphi) < \rho \quad (4-13)$$

式中  $T'_{K-1}$  为当带的平衡位置位于带轮啮出处时该带齿在紧边侧所受的残余张力

$K$  为全部围齿区的啮合齿数

$F_2$  为松边张力

$\beta$  为带齿齿形角,  $\beta = 20^\circ \sim 25^\circ$

$\varphi$  为带齿在节圆上的齿厚所对中心角的一半, 可根据带型号由式(4-3)求出

$\rho$  为摩擦角, 其值根据带与带轮的材料而定

#### 4.3.3 同步带有效圆周力的确定

根据以上对同步带传动爬齿、跳齿现象的分析, 在带与带轮节距协调情况下, 主动带轮啮出处带齿两侧张力相等, 即  $T'_{k-1} = F_2$  是产生跳齿前的临界状态, 而这时同步带所传递的圆周力也是带所能传递的最大有效圆周力。

如同步带与主动带轮在围齿区内有  $K$  个带齿啮合, 则根据式(4-10), 可写出第  $K$  个带齿的紧边张力

$$T'_{k-1} = F_1 \frac{\sin(\beta - \gamma_0)}{\sin(\beta + \varphi)} e^{(k-1) \cdot -2f\alpha} \left( \frac{\sin(\beta - \varphi)}{\sin(\beta + \varphi)} \right)^{(k-2)}$$

当带的受力平衡位置移到带轮啮出处极限位置带齿  $k$  时, 带齿  $k$  两侧张力相等,  $T'_{k-1} = F_2$ 。此时带所传递的圆周力达到极限值, 根据式(4-6)得圆周力

$$\begin{aligned} F_{\text{tmax}} &= F_1 - F_2 = F_1 - F'_{k-1} \\ &= F \left[ 1 - \frac{\sin(\beta - \gamma_0)}{\sin(\beta + \varphi)} \cdot e^{-2f\alpha(k-1)} \left( \frac{\sin(\beta - \varphi)}{\sin(\beta + \varphi)} \right)^{(k-2)} \right] \quad (4-14) \end{aligned}$$

根据(4-14)式计算所得的圆周力即为同步带不产生跳齿而能传递的最大有效圆周力。

## 5 同步带传动的设计计算

### 5.1 同步带传动的失效形式和设计准则

#### 5.1.1 同步带传动的失效形式

在同步带传动中常见的失效形式有如下几种：

##### 1. 同步带的承载绳断裂破坏

同步带在运转过程中承载绳断裂损坏(图5-1) 是常见的

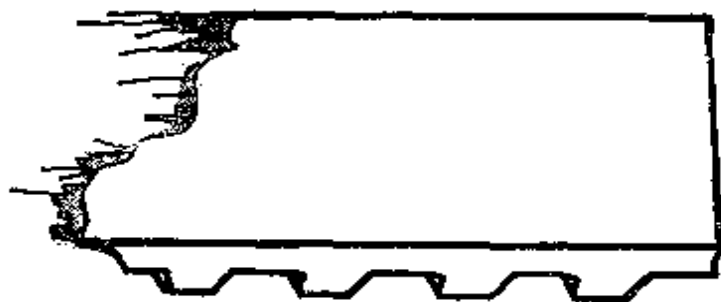


图5-1 同步带承载绳断裂损坏

失效形式。失效原因是带在传递动力过程中，在承载绳作用有过大的拉力，而使承载绳被拉断。此外当选用的主动带轮直径过小，使承载

绳在进入和退出带轮中承受较大的周期性的弯曲疲劳应力作用，也会产生弯曲疲劳折断。

为免除承载绳断裂，在设计、制造上应合理选用承载绳直径，改进承载绳的材质，增加同步带的柔韧性，提高承载绳的抗弯曲能力和抗拉强度。此外应合理选择主动带轮直径，减小



带内的弯曲应力。

## 2. 同步带的爬齿和跳齿

根据对带爬齿和跳齿现象的分析，带的爬齿和跳齿是由于几何和力学两种因素所引起。因此为避免产生爬齿和跳齿，可采用以下一些措施：

(1) 控制同步带所传递的圆周力，使它小于或等于由带型号所决定的许用圆周力。

(2) 控制带与带轮间的节距差值，使它位于允许的节距误差范围内。

(3) 适当增大带安装时的初拉力 $F_0$ ，使带齿不易从轮齿槽中滑出。

(4) 提高同步带基体材料的硬度，减少带的弹性变形，以减少爬齿现象的产生。

## 3. 带齿的剪切破坏

带齿在与带轮齿啮合传力过程中，在剪切和挤压应力作用下带齿表面产生裂纹，此裂纹逐渐向齿根部扩展，并沿承载绳表面延伸，

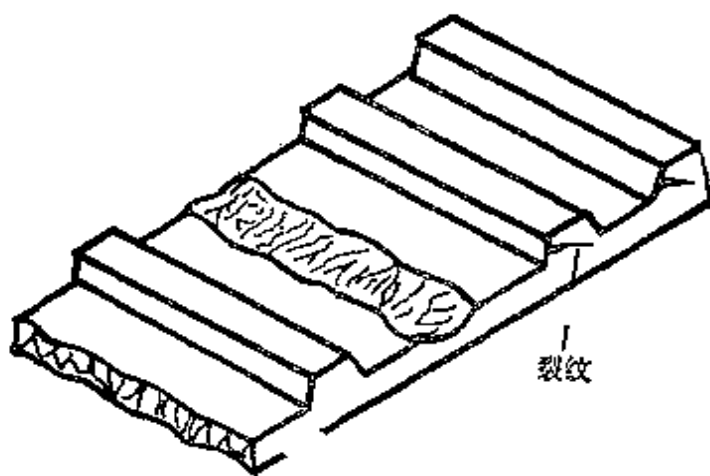


图5-2 带齿的剪切脱落

直至整个带齿与带基体脱离，这就是带齿的剪切脱落。造成带齿剪切脱落的原因大致有如下几个：

(1) 同步带与带轮间有较大的节距差，使带齿无法完全进

入轮齿槽,从而产生不完全啮合状态,而使带齿在较小的接触面积上承受过大的载荷,从而产生应力集中,导之带齿剪切损坏。

(2) 带与带轮在围齿区内的啮合齿数过少,使啮合带齿承受过大的载荷,而产生剪切破坏。

(3) 同步带的基体材料强度差。

为减少带齿被剪切,首先应严格控制带与带轮间的节距误差,保证带齿与轮齿能正确啮合;其次应使带与带轮在围齿区内的啮合齿数等于或大于6,此外在选材上应采用有较高剪切和挤压强度的材料作为带的基体材料。

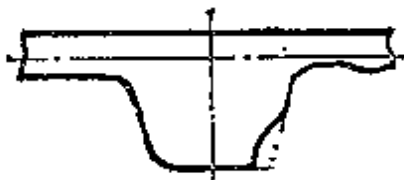


图5-3 带齿的磨损

力;在带齿齿形设计时,选用较大的带齿齿顶圆角半径,以减少啮合时轮齿的挤压和刮削;此外应提高同步带带齿材料的耐磨性。

#### 4. 带齿的磨损

带齿的磨损包括带齿工作面及带齿齿顶圆角处和齿谷底部的磨损。造成磨损的原因是过大的张紧力和带齿和轮齿间的啮合干涉。因此为减少带齿的磨损,应在安装时合理地调整带的张紧力

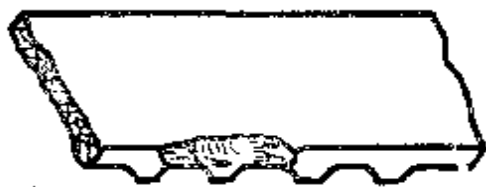


图5-4 同步带带侧棱边的磨损

#### 5. 同步带带侧棱边磨损

同步带带侧棱边磨损(图5-4)是由于带与带轮制造和安装存在误差所引起,其中包括带与带轮的齿向误差;主、从动带轮安装时轴

线的不平行度以及带轮轴在受力时大的弯曲变形。这些因素都会使同步带运转时受到大的侧向推力作用，造成带侧边与带轮挡圈摩擦而产生磨损。

防止带侧棱边磨损的方法是制造时严格控制带轮齿廓素线与轴线的平行度，安装时保证各带轮轴线的平行度，并使各带轮端面位于同一平面内。此外可采用较大的带轮轴直径以提高轴的刚度。

#### 6. 同步带带背的龟裂(图5-5)

同步带在运转一段时期后，有时在带背会产生龟裂现象，而使带失效。

同步带带背产生龟裂的原因如下：

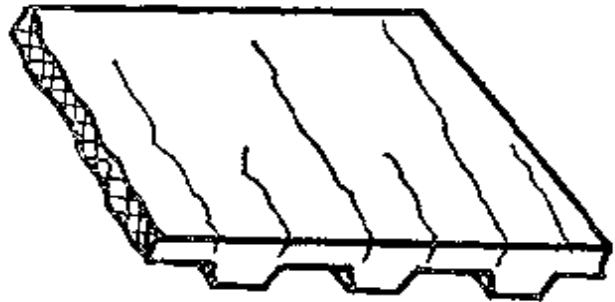


图5-5 同步带带背的龟裂

(1) 带基体材料的老化所引起；

(2) 带长期工作在过低的温度下(低于 $-35^{\circ}\text{C}$ )，使带背基体材料产生龟裂。

防止带背龟裂的方法是改进带基体材料的材质，提高材料的耐寒、耐热性和抗老化性能，此外尽量避免同步带在低温和高温条件下工作。

#### 7. 承载绳从带背中抽出或包布层由齿面上脱落

同步带在传递动力过程中，由于承载绳、包布层与带的基体材料粘结力过小，而使承载绳从带背中抽出；包布层从带齿表面撕开，使带无法传递载荷而失效。

防止承载绳抽出、包布层脱落的方法是采用高强度的粘

结剂,改进带的加压硫化工艺。

### 5.1.2 同步带传动的设计准则

据对同步带传动失效形式的分析,可知如同步带与带轮材料有较高的机械性能,制造工艺合理,带、轮的尺寸控制严格,安装调试也正确,那么许多失效形式均可避免。因此,在正常工作条件下,同步带传动的主要失效形式为如下三种:

- (1) 同步带的承载绳疲劳拉断;
- (2) 同步带的打滑和跳齿;
- (3) 同步带带齿的磨损。

因此,同步带传动的设计准则是同步带在不打滑情况下,具有较高的抗拉强度,保证承载绳不被拉断。此外,在灰尘、杂质较多的工作条件下应对带齿进行耐磨性计算。

### 5.1.3 许用圆周力的确定

同步带的跳齿打滑和带中承载绳拉断是同步带传动的两种主要失效形式。而这两种失效形式均与带所传递的圆周力大小有关。因此,使带所传递的圆周力小于或等于失效前的许用圆周力是同步带传动的设计依据。

但由跳齿打滑所限制的许用圆周力与承载绳拉断所限制的圆周力显然是不同的,因此,对此两种失效形式进行试验比较,找出同步带传动最易失效的形式及最小许用圆周力数值,对同步带传动的工作可靠性和使用寿命是十分重要的。

苏联学者И.И.伏罗别也夫在1979年<sup>[40]</sup>提出了以承载绳拉断所限制的单位带宽的许用圆周力。如表5-1。而在1985年后,苏联学者В.И.柴勃隆斯基和А.В.哥齐明等<sup>[41]</sup>分别提出了同步带打滑跳齿所限制的单位带宽许用圆周力 $T_a$ ,如表5-2所示。

以表5-1与表5-2相比较,可见在小节距时,带承载绳拉断

**表5-1 承载绳拉断所限制的许用圆周力**

模数 $m$ (mm)	节距 $P_b$ (mm)	许用圆周力 $T_a$ (N/mm)
2	6.283	5
3	9.425	10
4	12.57	25
5	15.71	35
7	21.99	45
10	31.42	60

**表5-2 带打滑跳齿所限制的许用圆周力**

模数 $m$ (mm)	节距 $P_b$ (mm)	许用圆周力 $T_a$ (N/mm)
1	3.14	2.5
2	6.283	5
3	9.425	10
4	12.57	25
5	15.71	30
7	21.99	32
10	31.42	42

和带齿跳齿打滑时所限制的许用圆周力相同。可认为在小节距时,亦即在传递较小圆周力时,带伸长变形小,带爬齿的可能性也较少,而另一方面带的承载绳直径也较细,因此跳齿打滑和承载绳拉断两种失效形式产生的机率是相等的。而在大节距时,(即  $P_b = 12.57$  以上)受承载绳拉断所限制的许用圆周力较大。可认为在大节距的同步带中传递的圆周力很大,相

应使带中所受张力增加，此时由力学因素所引起的爬齿现象占主要地位，因此当所传递的圆周力超过允许值时就会产生打滑跳齿现象。反之，从带的承载绳抗拉强度看，随着带节距增大，带内承载绳的直径和根数均增加，承载绳的抗拉强度相应有较大增加。因此，可认为在大节距同步带上，在传递大的圆周力时，打滑跳齿将成为同步带传动的主要失效形式。

我国目前尚无同步带传动许用圆周力的系统数据。从作者对国产的同步带所进行的一些静载和动载的抗拉强度试验中，也发现类似现象，即在一般的张紧力情况下，随着圆周力增加，首先出现的是同步带在带轮上的打滑现象；而只有在加很大压紧力情况下，才会出现同步带承载绳拉断的情况。此外，作者查阅了美、英、日本等国国家标准中列出的许用圆周力数据，它们均有如表5-3的数值。以表5-3与表5-2相比较，在相近的节距时，日、美等国标准中所列的许用圆周力值与苏联 E.И.柴勃隆斯基等所列的带打滑跳齿所限制的许用圆周力值十分接近。

**表5-3 日本 JISK6372-82 列出的许用圆周力**

节距代号	节距 $P_b$ (mm)	许用圆周力 $T_n$ (N/mm)
XL	5.030	7.18
L	9.525	9.614
H	12.700	24.52
XH	22.225	33.44
XXH	31.750	40.97

作者通过对各国列出的许用圆周力值的比较，并考虑到今后承载绳材质将不断改善，强度将不断提高，因此，对梯形

齿同步带传动，带的打滑跳齿将可能成为传动的主要失效形式，而许用圆周力也应以带不产生打滑跳齿来进行选择。

目前，我国尚无许用圆周力的系统数据，建议可暂用日本 JISK6372-82 的数据。对各种型号节距制同步带在基准带宽下的许用圆周力和单位长度质量见表 5-4。

**表 5-4 节距制同步带的基准宽度下的  
许用圆周力和单位长度质量**

带型号	基准宽度 $b_{e0}$ (mm)	许用圆周力 $T_a$ (N)	单位长度质量 $m$ (kg/m)
MXL	6.4	/	/
XL	9.5	50.17	0.022
L	25.4	244.46	0.095
H	76.2	2100.85	0.448
NH	101.6	4048.90	1.484
NXH	127.0	6398.03	2.473

注：表内数据引自 JISK6372-82，MXL 型号的许用圆周力及单位长度质量数据待补充。

## 5.2 同步带传动的设计计算<sup>①</sup>

### 5.2.1 同步带传动的基准额定功率

根据(4-14)式可得在围齿区内啮合齿数为  $K$  的同步带不

① 额定功率和中心距计算公式及实例均引自 GB11362-89《同步带传动—额定功率和传动中心距的计算》，该标准参照 ISO5295-81《同步带传动额定功率与传动中心距的计算》制订，并增加了计算实例。标准中所列的各种型号同步带的基准额定功率  $P_0$  (kW) 引自美国 ANSI/RMAIP-24-1983 美国工程标准《同步带传动使用说明》。作者参加了该标准的制订。

产生打滑跳齿所能传递的最大有效圆周力

$$F_{tmax} = F_1 \left[ 1 - \frac{\sin(\beta - \gamma_0)}{\sin(\beta + \varphi)} \cdot e^{-2f\alpha(k-1)} \left( \frac{\sin(\beta - \varphi)}{\sin(\beta + \varphi)} \right)^{(k-2)} \right]$$

同时考虑到同步带绕带轮运转时，由于带的质量将产生离心力 $F_c$ ，而使带中拉力增大，故同步带在基准宽度 $b_{s0}$ 下，与带轮啮合齿数大于6情况下实际所能传递的最大有效圆周力应满足下式

$$F_{tmax} \leq T_a - F_c \quad (5-1)$$

式中  $T_a$  为各种型号同步带在基准宽度下的许用圆周力，可由表5-4查出

$F_c$  为带运转时产生的离心力，可由式(4-8)求出而同步带所传递的功率

$$P_o = \frac{F_{tmax} \cdot v}{1000}$$

以式(5-1)代入上式，则可得各种型号同步带在基准宽度下所允许传递的功率

$$P_o = (T_a - F_c)v/1000 \quad (\text{kW})$$

以 $F_c = mv^2$ 代入得

$$P_o = (T_a - mv^2)v/1000 \quad (\text{kW}) \quad (5-2)$$

式中  $P_o$  为某一型号同步带在基准宽度下的许用功率，称为基准额定功率

$m$  为某种型号同步带单位长度质量(kg/m)

$v$  为带运转速度，由  $v = \frac{\omega P_z Z \times 10^{-3}}{2\pi}$  (m/s) 求

出。



(5-2)式求得的基准额定功率是在带宽为基准宽度,带与带轮在围齿区的啮合齿数  $Z_m \geq 6$  情况下得出的。那么,当带的实际宽度不等于基准宽度,带与带轮的啮合齿数  $Z_m < 6$  时,为了避免同步带跳齿打滑,带齿被剪切,带的许用功率应有所降低。故需对式(5-2)进行修正,来求得带实际所能传递的额定功率,它可按式计算:

$$P = (K_z K_w T_e - \frac{b_s m v^2}{b_{s0}}) V \times 10^{-3} \quad (\text{kW}) \quad (5-3)$$

式中  $P$  为某一型号同步带在宽度为  $b_s$ , 啮合齿数为  $Z_m$  时,带所能传递的许用功率,称为带宽为  $b_s$  时带的额定功率(kW)

$b_s$  为带实际采用的标准带宽(mm)

$K_z$  称为啮合齿数系数,它是考虑到啮合齿数  $< 6$  时,相应使带所能传递的功率下降而加的修正系数

$$\left. \begin{array}{l} \text{当 } Z_m \geq 6 \text{ 时,} \quad K_z = 1 \\ \text{当 } Z_m < 6 \text{ 时} \quad K_z = 1 - 0.2(6 - Z_m) \end{array} \right\} \quad (5-4)$$

$K_w$  称为齿宽系数。它是考虑到实际带宽小于基准宽度时,将使带传递的功率下降而加的修正系数。 $K_w$  可按下式计算

$$K_w = b_s / b_{s0} \quad (5-5)$$

式中  $b_{s0}$  为基准宽度。在 GB11362 同步带传动标准中规定,不同型号同步带有不同的基准宽度,其数值见表5-4。

为便于计算,在已知带的基准额定功率时,同步带带宽为  $b_s$  时的额定功率可接近似公式计算

$$P \approx K_z K_w P_0 \quad (\text{kW}) \quad (5-6)$$

各种型号同步带的基准额定功率值见附表(5-1)~(5-5)。

### 5.2.2 同步带传动的设计计算步骤

同步带传动设计时,已知条件为:

- ①同步带传动需传递的名义功率 $P_m$ ;
- ②主、从动轮的转速 $n_1$ 、 $n_2$ 或传动比 $i$ ;
- ③传动装置的用途、工作条件和安装位置。

设计的目的是确定带的型号、节距、带的节线长度、带宽、传动中心距及带轮的齿数、直径等结构参数。其计算步骤如下:

#### 1. 确定带的设计功率 $P_d$

对具体的同步带传动,其实际传递的功率将随传动的载荷性质、速度的增减,张紧轮的配置方式及每天的运转时数而变化。因此,需计入这些因素对名义功率 $P_m$ 加以修正。修正所得的实际传递功率称为设计功率,以 $P_d(\text{kW})$ 表示,可按下列式计算

$$P_d = K P_m (\text{kW}) \quad (5-7)$$

式中  $P_m$  为传动的名义功率 (kW)

$K$  称为载荷修正系数,可按下列式计算

$$K = K_1 + K_2 + K_3 \quad (5-8)$$

式中  $K_1$  为工况系数,可根据原动机、工作机种类及每日运转时间由表5-5查出

$K_2$  为增速修正系数。在增速传动时,同步带承受的冲击载荷增大,使带实际传递的功率增加,需对名义功率加以修正。 $K_2$  值可根据传动的增速比大小,由表5-6查出

$K_3$  为张紧轮系数。在同步带传动中配置张紧轮,使传动中摩擦阻力增大,相应使带实际传递功率增大,故引入张紧轮系数  $K_3$ 。 $K_3$  值可根据张紧轮在传动中的配置位置由表5-7查出

#### 2. 选择带的型号和节距 $P_d$

表5-5 工况系数  $K_1$

工 作 机	原 动 机					
	交流电动机 (普通 转距鼠笼式、同步 电动机), 直流电 动机(并激)多缸内 燃机			交流电动机 (大转 矩、大滑差率、单 相、滑环), 直流电 动机(复激、串激); 单缸内燃机		
	运转时间			运转时间		
	断续使 用每日 3~5 小时	普通使 用每日 8~10 小时	连续使 用每日 16~24 小时	同 左		
$K_1$						
复印机、计算机、医疗器械	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6
清扫机、缝纫机、办公机械、带锯盘	1.2	1.4	1.6	1.4	1.6	1.8
轻负荷传送带、包装机、筛子	1.3	1.5	1.7	1.5	1.7	1.9
液体搅拌机、圆形带锯、平碾盘、洗涤机、造纸机、印刷机械	1.4	1.6	1.8	1.6	1.8	2.0
搅拌机、(水泥、粘性体)皮带输送机(矿石、煤、砂)牛头刨床, 中挖掘机、离心压缩机, 振动筛、纺织机械(整经机, 绕线机), 回转压缩机, 往复式发动机	1.5	1.7	1.9	1.7	1.9	2.1
输送机(盘式、吊式升降式), 抽水泵、洗涤机, 鼓风机, (离心式, 引风, 排风)发动机, 激磁机, 卷扬机, 起重机, 橡胶加工机(压延、液轧压出机)。纺织机械(纺纱、精纺、捻纱机、绕纱机)	1.6	1.8	2.0	1.8	2.0	2.2
离心分离机, 输送机(货物, 螺旋)。锤击式粉碎机, 造纸机(碎浆)	1.7	1.9	2.1	1.9	2.1	2.3
陶土机械(硅、粘土搅拌), 矿山用混料机, 强制送风机	1.8	2.0	2.2	2.0	2.2	2.4

表5-6 增速修正系数 $K_2$

增 速 比	系 数 $K_2$
1.00~1.24以下	0
1.25~1.74以下	0.1
1.75~2.49以下	0.2
2.50~3.49以下	0.3
3.50以上	0.4

表5-7 张紧轮系数 $K_3$

张紧轮的位置	系 数 $K_3$
松边内侧	0
松边外侧	0.1
紧边内侧	0.1
紧边外侧	0.2

带型号和节距可由同步带选型图(图5-6)选出。

同步带选型图的纵坐标为小带轮转速  $n_1$  (r/min), 横坐标为带的设计功率  $P_d$  (kW), 图中为六种型号同步带的使用范围。水平界线为该种型号同步带能传递的极限转速, 斜界限线表示该种型号同步带在某一转速下能传递的极限功率。因此, 在已知小带轮转速  $n_1$  和传动的设计功率  $P_d$  时, 即可从图中查出所需的同步带型号和节距  $P_b$ 。

如在线图上所得交点位于两种节距同步带的分界线上, 则可试选两种方案计算比较。一般情况下尽可能选用小节距, 因为节距小, 可使传动结构紧凑; 带单位长度质量小, 运转

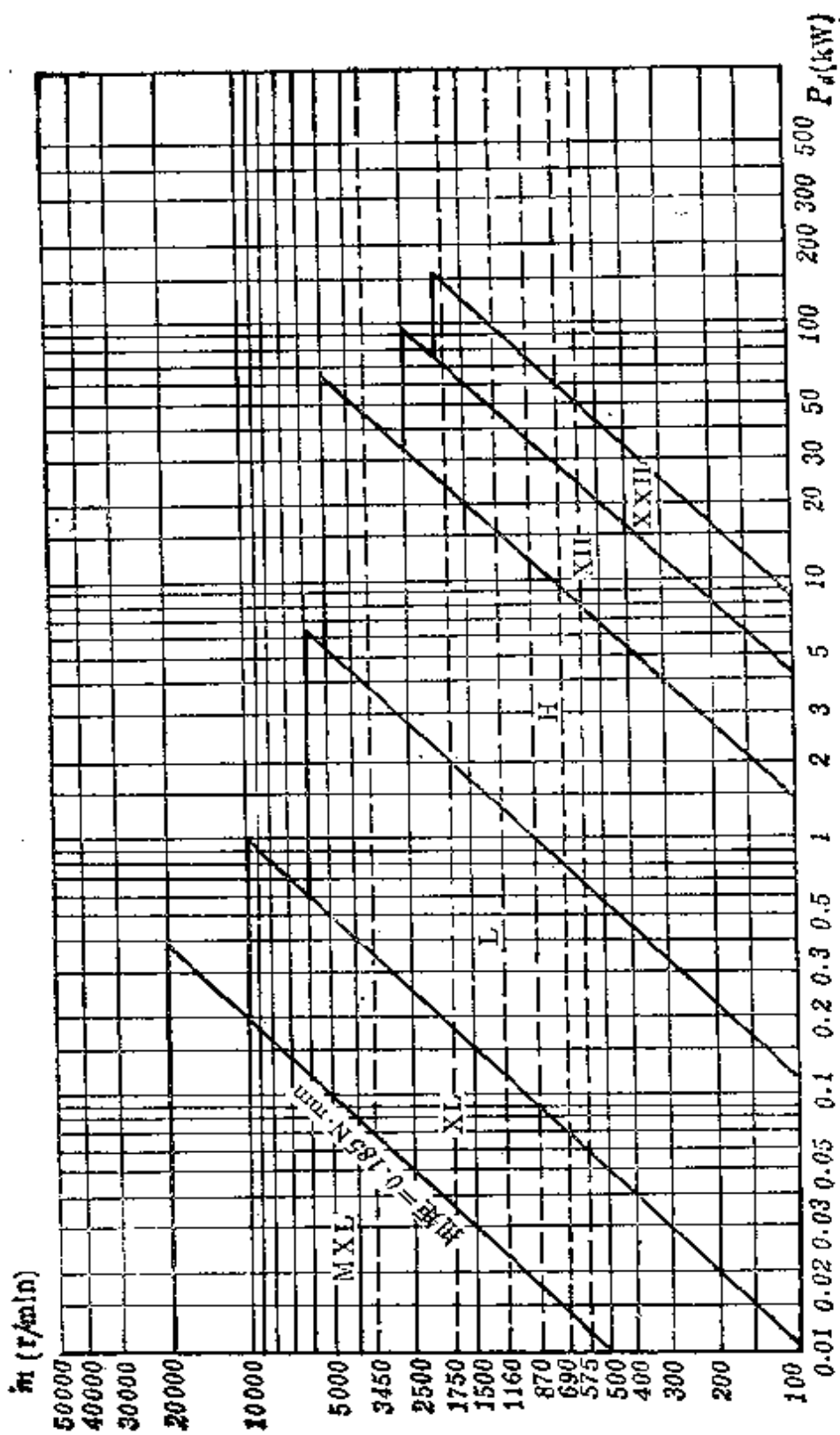


图5-6 同步带选型图

时由离心力引起的功耗减少,此外,在相同的带轮直径时,节距小,亦可使带的啮合齿数增加,有利于带的工作平稳性和疲劳寿命提高。因此在设计时,宜选用小节距的同步带。但当所选用的节距的同步带,所需带宽超出该种型号同步带标准带宽范围时,则应改选更大节距的同步带。

### 3. 带轮齿数 $Z$ 和节圆直径 $d$

(1) 小带轮齿数 $Z_1$ 的选择。根据本书3.3的分析,小带轮齿数少,可使传动结构紧凑,但相应使带轮直径减小,带通过带轮时承受的弯曲应力增加;同时也使带与带轮的啮合齿数减少。因此,在传动布置和带速许可情况下,小带轮齿数宜取大些。对各种型号同步带轮许用的最少齿数可由表3-9中查出。

(2) 大带轮齿数 $Z_2$ 。在传动比确定后,可根据 $Z_2 = Z_1 \cdot i$ 求出。

(3) 带轮的节圆直径 $d_1, d_2$ 。小带轮节圆直径 $d_1$ 可按下列式计算

$$d_1 = P_s Z_1 / \pi \quad (\text{mm}) \quad (5-8)$$

$$\text{大带轮节圆直径 } d_2 = d_1 \cdot i \quad (\text{mm})$$

(4) 验算带速 $v$ 。同步带传动速度 $v$ 可按下列式计算

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} \quad (\text{m/s}) \quad (5-9)$$

同步带运转速度 $v$ 不能过大,因为如 $v$ 过大,使带运转时所受离心拉力增加,同时也使带在单位时间内绕过带轮的次数增多,这都会造成带的疲劳损坏。因此对带速 $v$ 有一定的限制。对于小节距同步带,如MXL、XL、L、 $v_{\max} = 40 \sim 50 \text{m/s}$ ;而对H型同步带, $v_{\max} = 35 \sim 40 \text{m/s}$ ,对大节距的XH、XXH型同步带, $v_{\max} = 25 \sim 30 \text{m/s}$ 。

4. 同步带的节线长度  $L_p$ 、齿数  $Z_b$  及传动中心距  $C$ 。

(1) 同步带的节线长度计算。同步带节线长度可根据图 5-7 传动的几何关系求得

$$L_p = 3C \cos \phi + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \frac{\pi \phi (d_2 - d_1)}{180^\circ} \quad (5-10)$$

式中

$C$  为传动中心距。如中心距未定, 则可按下列范围选取:  $0.7(d_1 + d_2) < C < 2(d_1 + d_2)$

$\phi$  角如图 (5-7) 所示,  $\phi = (180^\circ$

$- 2\gamma)/2$ 。 $\gamma$  角为小带轮与带接触弧所对中心角的一半

按式 (5-10) 计算所得的节线长度应根据表 2-2 圆整为标准节线长度。

(2) 计算同步带齿数  $Z_b$ 。在带节线长度确定后, 可按下式求得同步带齿数

$$Z_b = L_p / P_b \quad (5-11)$$

(3) 确定传动的实际中心距  $C$ 。在同步带传动中, 中心距的变化将影响带与带轮的正常啮合, 因此, 需求取精确的中心距。在已知带节线长度和带齿数后, 可按图 5-7 传动几何关系求得

$$C = \frac{d_2 - d_1}{2 \sin \phi}$$

式中  $\phi = 90^\circ - \gamma$ , 故  $\sin \phi = \sin(90^\circ - \gamma) = \cos \gamma$

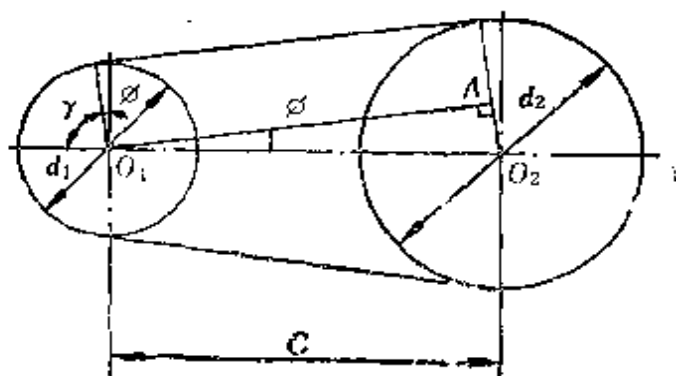


图 5-7 同步带传动示意图

又  $d_1 = \frac{P_b Z_1}{\pi}$ ,  $d_2 = \frac{P_b Z_2}{\pi}$  代入上式可得

$$C = \frac{P_b(Z_2 - Z_1)}{2\pi \cos \gamma} \quad (\text{mm}) \quad (5-12)$$

其中  $\gamma$  角可根据传动几何关系推导得出。

由图 5-7 得

$$\operatorname{tg} \phi = \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot \overline{O_1 A}}$$

$$\begin{aligned} \text{其中 } \overline{O_1 A} &= \frac{P_b Z_b - [d_1 \cdot \gamma + d_2(\pi - \gamma)]}{2} \\ &= \frac{1}{2} [P_b(Z_b - Z_2) + \frac{P_b}{\pi} \gamma(Z_2 - Z_1)] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{故 } \operatorname{tg} \phi &= \frac{(P_b Z_2 / \pi) - (P_b Z_1 / \pi)}{[P_b(Z_b - Z_2) + \frac{P_b}{\pi} \gamma(Z_2 - Z_1)]} \\ &= \frac{Z_2 - Z_1}{\pi(Z_b - Z_2) + \gamma(Z_2 - Z_1)} \end{aligned}$$

$$\text{而 } \operatorname{tg} \phi = \operatorname{tg}(90^\circ - \gamma) = \operatorname{ctg} \gamma = \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma}$$

以上式代入, 并经简化得

$$\operatorname{tg} \gamma - \gamma = \pi \frac{Z_b - Z_2}{Z_2 - Z_1} = \operatorname{inv} \gamma \quad (5-13)$$

在已知  $Z_b, Z_1, Z_2$  后, 可根据上式求出  $\operatorname{inv} \gamma$  值, 然后可采用逐步逼近法或查渐开线函数表来确定  $\gamma$  值。

公式(5-12), (5-13)给出的计算方法, 一般是正确的, 但当  $Z_2/Z_1$  之值接近1时, 上述方法不宜采用。此时可采用三角皮带传动中心距近似计算公式

$$C \approx \frac{2L_p - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L_p - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}$$



如式中以  $d_1 = \frac{P_b Z_1}{\pi}$ ,  $d_2 = \frac{P_b Z_2}{\pi}$ ,  $L_p = P_b Z_b$  代入, 并以  $M = 2L_p - \frac{\pi(d_2 + d_1)}{8} = P_b(2Z_b - Z_2 - Z_1)/8$  代入, 则得在  $\frac{Z_2}{Z_1}$  值接近1时, 采用的同步带传动中心距计算式

$$C \approx M + \sqrt{M^2 - \frac{1}{8} \left[ \frac{P_b(Z_2 - Z_1)}{\pi} \right]^2} \quad (5-14)$$

### 5. 校验小带轮与带的啮合齿数 $Z_m$

啮合齿数  $Z_m$  可按图5-7求出。如图5-7所示, 在小带轮上, 中心角  $2\pi$  弧度内的齿数为  $Z_1$ , 现带与小带轮的接触弧上的啮合齿数为  $Z_m$ , 所对中心角为  $2\gamma$ , 则可得

$$Z_m = \frac{Z_1 \gamma}{\pi}$$

而  $\gamma = \frac{\pi}{2} - \phi$ 。图5-7中,  $\sin \phi = \frac{P_b(Z_2 - Z_1)}{2\pi C} \approx \phi$  代入

上式可得

$$Z_m = \text{ent} \left[ \frac{Z_1}{2} - \frac{P_b Z_1}{2\pi^2 C} (Z_2 - Z_1) \right] \quad (5-15)$$

啮合齿数  $Z_m$  过少, 会使同步带各啮合齿承受过大载荷, 从而引起带齿剪切、磨损, 更严重会产生打滑跳齿现象。故要求同步带与小带轮的啮合齿数应大于或等于6。如计算的  $Z_m$  值小于6, 则可通过增大中心距或在带轮直径不变情况下采用小节距, 增加小带轮齿数  $Z_1$ , 使啮合齿数  $Z_m$  大于或等于6。

### 6. 确定同步带宽度 $b_s$

根据设计要求, 带的设计功率  $P_d$  应小于或等于带的额定功率  $P$ , 即

$$P_d \leq P \quad (5-16)$$

式中额定功率 $P$ 以 $P \approx K_z K_w P_0$ 代入, 宽度系数 $K_w$ 以 $K_w = (b_s/b_{s0})^{1.14}$ 代入, 则得

$$P_d \leq K_z P_0 b_s^{1.14} / b_{s0}^{1.14}$$

经移项, 可得同步带实际带宽计算公式

$$b_s \geq b_{s0} (P_d / K_z P_0)^{\frac{1}{1.14}} \quad (5-17)$$

式中 $b_{s0}$ 为某一型号同步带基准宽度, 可由表5-4查得。

同步带设计功率 $P_d$ 由式(5-7)计算得到。啮合系数 $K_z$ 由式(5-4)得出。带的基准额定功率 $P_0$ 由附表(5-1)~(5-5)查取。

在求得实际带宽 $b_s$ 后, 应根据表2-3圆整为标准带宽。

### 7. 带的工作能力验算

在求出同步带传动各参数数值后, 应用带额定功率精确计算公式进行验算, 即要求

$$P = (K_z K_w (T_e - \frac{b_s}{b_{s0}} m v^2)) v \times 10^{-3} \geq P_d \quad (5-18)$$

## 5.3 同步带传动计算例题及程序框图

### 5.3.1 计算例题

一台交流电动机通过同步带传动驱动一搅拌机, 电机额定功率 $P_m = 8\text{kW}$ , 输出转速 $n_1 = 1430\text{r/min}$ , 同步带传动的减速比 $i = 4.0$ , 传动中不设置张紧轮, 传动中心距要求在500mm左右。搅拌机每天工作8小时。试设计此同步带传动。

解 选用节距制梯形齿同步带传动。同步带由氯丁橡胶基体, 玻璃纤维承载绳、尼龙包布组成; 带轮采用灰铸铁HT150, 滚齿制造。

设计步骤如下表5-8所示。

表5-8 同步带传动计算步骤

计算项目	计算根据	单位	计算结果
1. 设计功率 $P_d$			
(1) 工况系数 $K_1$	由表5-5查取		$K_1=1.7$
(2) 增速修正系数 $K_2$	减速传动,由表5-6得		$K_2=0$
(3) 张紧轮系数 $K_3$	无张紧轮,由表5-7得		$K_3=0$
(4) 载荷修正系数 $K$	$K=K_1(1+K_2)(1+K_3)$		$K=1.7$
(5) 名义功率 $P_m$	已知	KW	$P_m=8$
(6) 设计功率 $P_d$	$P_d=K \cdot P_m$	KW	$P_d=13.6$
2. 选择带的节距			
(1) 主动带轮转速 $n_1$	已知	r/min	$n_1=1430$
(2) 带节距 $P_b$	根据 $P_d$ 和 $n_1$ ,由图5-6	mm	带型号为H 带节距 $P_b=12.7$
3. 确定带轮直径			
(1) 主动带轮齿数 $Z_1$	根据带型号及 $n_1$ ,由表3-2查得 带轮许用最少齿数 $Z_{1min}$		$Z_{1min}=18$ 取 $Z_1=18$
(2) 传动比 $i$	已知		$i=4.0$
(3) 从动带轮齿数 $Z_2$	$Z_2=Z_1 \cdot i$		$Z_2=72$ 取带轮标准齿数: (表3-6) $Z_2=72$
(4) 主动带轮直径 $d_1$	$d_1=P_b Z_1/\pi$	mm	$d_1=72.766$
(5) 从动带轮直径 $d_2$	$d_2=P_b Z_2/\pi$	mm	$d_2=291.06$
4. 验算带速 $v$	$v = \frac{P_b Z_1 n_1}{60 \times 1000}$	m/s	5.45
	对H型同步带 $v_{max}=35 \sim 40$ m/s		合格
5. 确定同步带节线长度 $L_p$			
(1) 初选中心距 $C$	$0.7(d_1+d_2) < C < 2(d_1+d_2)$	mm	$C=254.68 \sim 727.65$ 初选 $C=500$
(2) 计算 $\phi$ 角	$\phi = \sin^{-1} \left( \frac{d_2-d_1}{2C} \right)$	(°)	$\phi=13^\circ$
(3) 计算 $L_p$	$L_p = 2C \cos \phi + \frac{\pi(d_2+d_1)}{2} + \frac{\pi \phi (d_2-d_1)}{180}$	mm	$L_p=1595$

续表

计算项目	计算根据	单位	计算结果
	对H型同步带取标准节线长度	mm	$L_p = 1600.20$
6. 计算同步带齿数 $Z_b$	$Z_b = \frac{L_p}{P_t}$		$Z_b = 126$
7. 传动中心距C			
(1) 计算 $\gamma$ 角	$\text{inv}\gamma = \pi \frac{Z_2 - Z_1}{Z_2 - Z_1}$ 查渐开线函数表	(°)	$\text{inv}\gamma = 3.142$ $\gamma \approx 77^\circ 28'$
(2) 计算中心距C	$C = \frac{P_t(Z_2 - Z_1)}{2\pi \cos\gamma}$	mm	503.1 (符合要求)
8. 校验啮合齿数 $Z_m$	$Z_m = \text{ent} \left[ \frac{Z_1}{2} - \frac{P_t Z_1}{2\pi^2 c} (Z_2 - Z_1) \right]$ $\geq 6$		$Z_m = 7.76 > 6$ 合格
9. 确定带宽 $b_s$			
(1) 确定基准额定功率 $P_0$	根据 $Z_1, n_1$ 查附表5-3,用内插法得H型同步带的基准额定功率	kW	$P_0 = 11.37$
(2) 确定基准宽度 $b_{s0}$	查表5-4,得出H型同步带基准宽度	mm	$b_{s0} = 75.2$
(3) 确定啮合齿数系数 $K_s$	根据式(5-4)		$K_s = 1$
(4) 计算带宽 $b_s$	$b_s = b_{s0} (P_d / K_s P_0)^{1.14}$	mm	$b_s = 89.15 > b_{s0}$ 由于 $b_s > b_{s0}$ , 超出H型同步带标准宽度范围,需重新计算
(5) 改选小带轮齿数 $Z_1$	$Z_1 > Z_{1\text{min}}$		$Z_1 = 22$
(6) 重复上面计算			$Z_2 = 84$ 取带轮标准齿数 $Z_2 = 84$
		mm	$d_1 = 88.94$
		mm	$d_2 = 339.589$
		mm	$L_b = 1778$
			$Z_b = 140$
		mm	$C = 537.6$
		mm	$b_s = 75.183$

计算项目	计算根据	单位	计算结果
10. 带工作能力验算			取标准带宽 $b_s = 76 = b_{s0}$
(1) H型同步带许用圆周力 $T_a$	查表5-4	N	$T_a = 2100.85$
(2) 带单位长度质量 $m$	查表5-4	kg/m	$m = 0.448$
(3) 带速 $v$	$v = \frac{P_b Z_1 n_1}{60000}$	m/s	$v = 6.66$
(4) 齿宽系数 $K_w$	$b_s = v_{s0}$		$K_w = 1$
(5) 验算带工作能力	$P = (K_z K_w T_a - \frac{b_s}{b_{s0}} m v^3) v \times 10^{-3}$	kW	$P = 13.86 > P_d$ 合格
11. 结论:	1) 同步带 型号H, 节距 $P_b = 12.7\text{mm}$ , 带齿数 $Z_b = 140$ , 带节线长度 $L_p = 1778\text{mm}$ , 带宽 $b_s = 76.2\text{mm}$		
	2) 带 轮 小带轮齿数 $Z_1 = 22$ , 节圆直径 $d_1 = 88.94\text{mm}$ 大带轮齿数 $Z_2 = 84$ , 节圆直径 $d_2 = 339.589\text{mm}$		
	3) 中心距: $C = 537.6\text{mm}$		
	4) 带 速 $v = 6.66\text{m/s}$		

### 5.3.2 同步带传动程序设计

#### 1. 程序计算框图

从计算例题可见, 由于各种型号同步带标准带宽范围窄小, 在计算时, 如小带轮齿数或节距选择不当, 会使计算得到的带宽值超出标准带宽范围。为此, 需多次调整小带轮齿数或节距, 才能得到合理的传动参数。这使计算过程繁琐, 并难以进行多种传动方案的比较。在此情况下, 采用机算机程序设计有很大的优点。作者编制了同步带传动设计程序、计算程序框图(图5-8)。

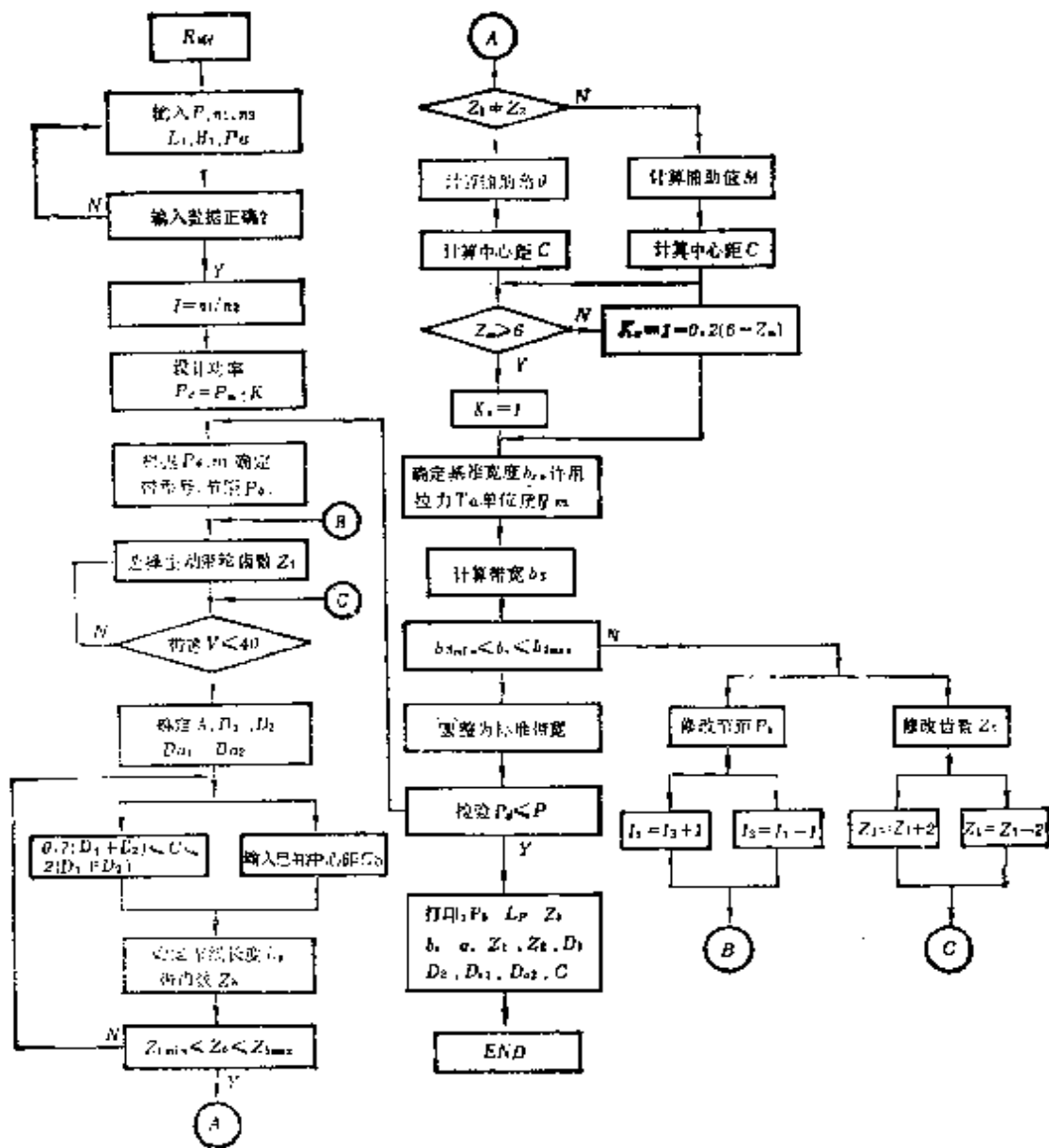


图5-8

## 2. 计算实例

设计某同步带传动,原始数据如下表:

名义功率 $P_m(\text{kW})$	小带轮转速 $n_1(\text{r/min})$	大带轮转速 $n_2(\text{r/min})$	载荷修正系数 $K$	张紧轮数目
8	970	480	1.2	0

经程序运算可得:

选用H型同步带,节距 $P_b = 12.7\text{mm}$ ,小带轮齿数 $Z_1 = 16$ 。但由此计算所得带宽 $b_s = 101.99\text{mm}$ ,超出标准带宽范围。故需采用增多小带轮齿数 $Z_1$ 或加大节距来加以修正。

计算结果可得如下两种方案

### 方案1 节距不变,增多小带轮齿数

设计功率 $P_d(\text{kW})$	额定功率 $P(\text{kW})$	带速 $v$ (m/s)	传动比 $i$	中心距 $C$ (mm)	啮合 齿数 $Z_m$	带代号	节距 $P_b$ (mm)	带节线 长度 $L_p$ (mm)
9.6	10.3	4.93	2.04	297.3	11	420 H300	12.700	1066.8

带齿数 $Z_b$	带宽 $b_s$ (mm)	小带轮齿 数 $Z_1$	大带轮 齿数 $Z_2$	小带轮节 圆直径 $d_1$ (mm)	大带轮节 圆直径 $d_2$ (mm)	小带轮外 圆直径 $d_{o1}$ (mm)	大带轮外 圆直径 $d_{o2}$ (mm)
84	76.2	24	49	97.02	198.08	95.65	196.7

### 方案2 增大节距方案

设计功率 $P_d(\text{kW})$	额定功率 $P(\text{kW})$	带速 $v$ (m/s)	传动比 $i$	中心距 $C$ (mm)	啮合 齿数 $Z_m$	带代号	节距 $P_b$ (mm)	带节线长 度 $L_p$ (mm)
9.6	14.53	5.03	2	396.97	6	499 XH300	22.225	1266.8

带齿数 $Z_b$	带宽 $b_s$ (mm)	小带轮 齿数 $Z_1$	大带轮 齿数 $Z_2$	小带轮节 圆直径 $d_1$ (mm)	大带轮节 圆直径 $d_2$ (mm)	小带轮外 圆直径 $d_{e1}$ (mm)	大带轮外 圆直径 $d_{e2}$ (mm)
57	76.2	14	28	99.04	198.08	96.25	195.30

采用程序计算,可对上面两种方案进行比较,第二种方案中,中心距偏大,结构不太紧凑,而且啮合齿数  $Z_m$  较小,影响带齿剪切强度。此外,采用XH型同步带,其额定功率为14.53 kW,在传动中带的承载能力未能充分应用,影响经济效果,故宜采用第一种传动方案。

## 5.4 同步带传动的效率

### 5.4.1 同步带传动的功率损失

同步带传动的功率损失是同步带与带轮啮合过程中产生的摩擦损失所引起。同步带传动中产生的摩擦功耗可分如下六部份:

①当同步带由松边转入紧边时,由于带的伸长变形,而在带内部产生的摩擦功耗;

②当同步带绕上主、从动带轮时,由于带的弯曲变形,而在带内部产生的摩擦功耗;

③当同步带与主动带轮进入啮合和从从动带轮中退出啮合时,由于带齿的挤压变形造成的摩擦功耗。

④当同步带与带轮进入和退出啮合过程中,带齿沿轮齿工作侧面滑动产生的摩擦功耗;

⑤带轮运转时轴承内的摩擦功耗;

⑥带在运转过程中,由于空气动力造成的摩擦功耗。在带



速较低情况下,该项功率损失可忽略不计。

### 1. 同步带伸长变形产生的功率损失

同步带在运转过程中,当在从动轮上由松边转入紧边时,带产生伸长变形,而在主动轮上由紧边转入松边时,带将产生缩短,在带伸长和缩短过程中,将产生变形的功率损耗。

当带在与从动带轮的接触弧内,带单位长度  $\Delta l$  由松边转到紧边,相应其中的拉力由  $F_2$  增大到  $F_1$ , 如图5-9所示。相应的伸长变形由  $\Delta_2$  增大到

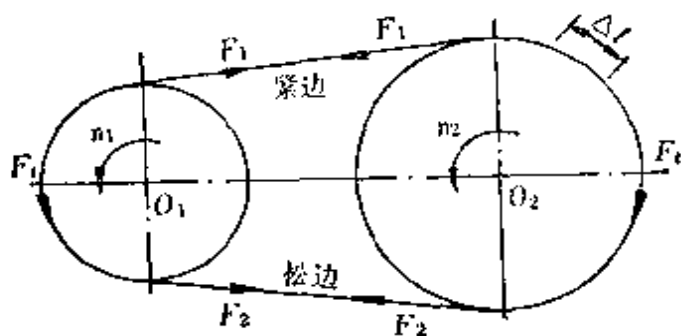


图5-9 带内拉力的变化

$\Delta_1$ 。因此,带单位长度  $\Delta l$  伸长变形所消耗的功应等于带变形能量的差值

$$U_1' = \frac{F_1 \Delta_1}{2} - \frac{F_2 \Delta_2}{2}$$

式中 单位长度  $\Delta l$  在松边和紧边上的伸长变形  $\Delta_2$  和  $\Delta_1$  可得  $\Delta_2 = \frac{F_2 \Delta l}{EA}$ ;  $\Delta_1 = \frac{F_1 \Delta l}{EA}$

$E$ 为带的拉压弹性模量; $A$ 为带的横截面积。 $EA$ 称为带的抗拉刚度。

如带节距为  $P_b$ , 在节距长度上作用的拉力为  $T$ , 产生的伸长量为  $\Delta P_b$ , 则可得  $\Delta P_b = \frac{TP_b}{EA}$ , 故  $EA = \frac{P_b}{\Delta P_b/T}$ 。以  $\Delta P_b/T = \lambda$ ,  $\lambda$ 称为在节距长度上带的柔度。一般  $\lambda = 0.002 \sim 0.005 \text{mm/N}^{[40]}$ 。

以  $\Delta_1$ ,  $\Delta_2$  及  $EA$  计算式代入上式可得

$$U_1' = \frac{\Delta l \lambda}{2P_b} (F_1^2 - F_2^2)$$

以(4-6)式  $F_1 = F_t + F_2$  代入得

$$U_1' = \frac{F_t \Delta l \lambda (F_t + F_2)}{2P_b}$$

如带长为  $L_p$ , 则带绕过从动带轮所消耗的功为

$$U_1 = U_1' \cdot \frac{l}{\Delta l} = \frac{F_t L_p \lambda (F_t + 2F_2)}{2P_b}$$

如带速为  $v$  (m/s), 则带在单位时间内绕过从动轮的次数为  $v/L_p$ , 由此带在单位时间内由于伸长变形所消耗的功为

$$P_1 = U_1 \cdot \frac{v}{L_p} = \frac{F_t v \lambda (F_t + 2F_2)}{2P_b} \quad (\text{N} \cdot \text{m/s}) \quad (5-19)$$

而当带进入主动轮, 由紧边转入松边时, 带将恢复变形, 而使一部分损耗的功得到收回, 但由于带在卸载过程中, 伸长变形的恢复存在滞后现象, 如图 5-10 所示, 因此, 其实际的功率损耗为  $\Delta P_1$ 。

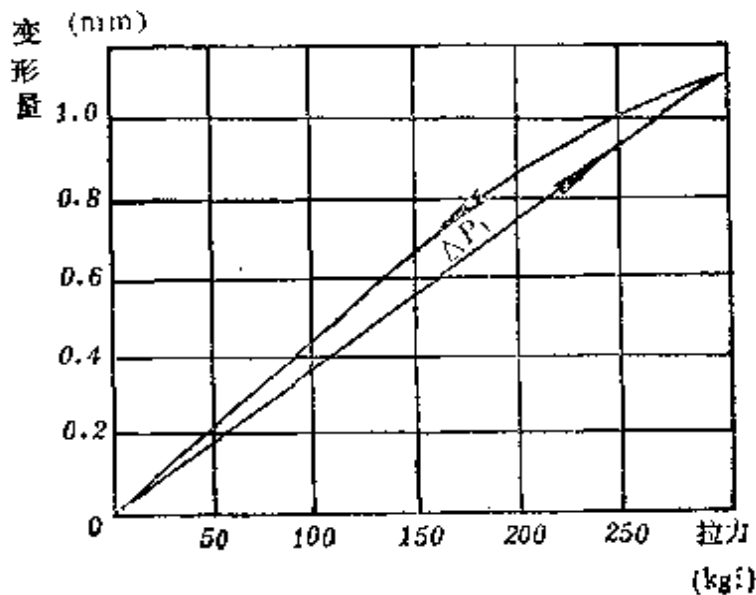


图5-10 带变形恢复的滞后现象

如带弹性恢复的功率与总的变形功率之比以  $\nu_1$  表示,

$$\text{则 } v_1 = \frac{P_1 - \Delta P_1}{P_1}$$

$v_1$  称为有效弹性系数, 根据试验得出, 带在伸长情况下,  $v_1 = 0.9 \sim 0.95$ 。

由上式可得带由于伸长变形的功率损失

$$\begin{aligned} \Delta P_1 &= \frac{P_1(1-v_1)}{102} \\ &= \frac{(1-v_1) F_t v \lambda (F_t - 2F_2)}{102 \cdot 2P_b} \quad (\text{kW}) \end{aligned} \quad (5-20)$$

如传动的输入功率  $P = \frac{F_t v}{102}$ , 则功率损失的相对值

$$\xi_1 = \frac{\Delta P_1}{P} = \frac{\lambda(F_t - 2F_2)}{2P_b} \cdot (1-v_1) \quad (5-21)$$

## 2. 带在带轮上弯曲变形的功率损失

当同步带在带轮上产生弯曲时, 带所受弯矩  $M =$

$$\frac{EJ}{\rho}, EJ \text{ 为同步带抗弯刚度}$$

( $\text{N} \cdot \text{mm}^2$ );  $\rho$  为同步带弯曲

时的曲率半径  $\rho \approx \frac{d}{2}$  (mm),

$d$  为带轮的节圆直径。

因此带在带轮上由于弯曲变形的功率损耗为

$$P_2' = M\omega = \frac{2EJ}{d} \cdot \frac{2v}{d} = \frac{4EJv}{d^2}$$

对于由两个带轮组成的传动, 如主、从动带轮直径分别为

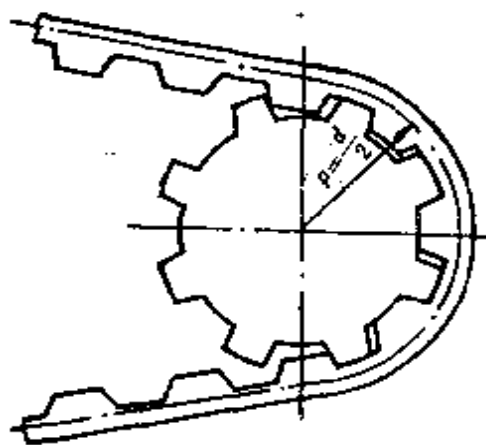


图5-11 带在带轮上的弯曲变形

$d_1$ 、 $d_2$ ，则带在两带轮上由于弯曲变形的功率损耗为

$$P_2 = \frac{4v(EJ)_1}{d_1^2} + \frac{4v(EJ)_2}{d_2^2} = 4v \left[ \frac{(EJ)_1}{d_1^2} + \frac{(EJ)_2}{d_2^2} \right] \quad (5-22)$$

而当带由带轮中退出拉直时，弯曲变形有弹性恢复，相应有一部分功得到恢复，如以带在弯曲变形中实际功率损耗为  $\Delta P_2$ ，带弹性恢复的功率与总的弯曲变形功率之比以  $\nu_2$  表示

$$\text{则 } \nu_2 = \frac{P_2 - \Delta P_2}{P_2}$$

$\nu_2$  称为带弯曲变形时的有效弹性系数，根据试验<sup>[40]</sup>， $\nu_2 = 0.7 \sim 0.8$ 。

则带由于弯曲变形的功率损失

$$\Delta P_2 = \frac{P_2(1 - \nu_2)}{102} = \frac{(1 - \nu_2)}{102} 4v \left[ \frac{(EJ)_1}{d_1^2} + \frac{(EJ)_2}{d_2^2} \right] \quad (5-23)$$

同步带传动输入功率  $P = F_t v / 102$  (kW)，则带弯曲变形功率损失相对值：

$$\xi_2 = \frac{\Delta P_2}{P} = \frac{4(1 - \nu_2)}{F_t} \left[ \frac{(EJ)_1}{d_1^2} + \frac{(EJ)_2}{d_2^2} \right] \quad (5-24)$$

由式(5-22)可见，带弯曲变形功率损失与带的抗弯刚度成正比，与带轮直径的平方成反比。

### 3. 带齿啮合过程中的变形功率损失

带在由从动轮退出啮合或在主动轮上进入啮合时，由于紧边拉力的作用，使带齿产生较大的变形。

同步带进入主动带轮时，如与主动带轮的啮合齿数为  $Z_m$ ，传递的圆周力为  $F_t$ 。如假设在参与啮合的带齿上载荷是均匀分布的。则每个啮合带齿上的载荷为  $F_t / Z_m$  (此处忽

略带齿谷底面与轮齿顶面间的摩擦力)。如以  $\lambda_1$  表示带齿在单位载荷作用下的变形量, 即为带齿的柔度。因此, 带齿在  $F_t/Z_{m1}$  载荷作用下的变形量为  $\frac{F_t}{Z_{m1}} \cdot \lambda_1$ 。同时考虑到带齿进入主动轮啮合时, 带齿与轮齿间存在干涉与撞击, 而使带齿上的载荷增加, 故引入系数  $\psi_1$ , 得带齿进入主动轮啮合时总的变形量

$$\Delta_3 = \psi_1 \frac{F_t \lambda_1}{Z_{m1}} \quad (5-25)$$

式中  $F_t$  为圆周力(N)

$\lambda_1$  为带齿柔度,  $\lambda_1 = 0.15 \sim 0.22 \text{mm/kgf}$

$\psi_1$  为修正系数, 计算中取  $\psi_1 = 1.5$

$Z_{m1}$  为带与主动轮的啮合齿数

每个带齿产生  $\Delta_3$  变形所消耗的功为

$$U_3 = \frac{1}{2} \frac{\psi_1 F_t}{Z_{m1}} \Delta_3 = 2.25 \left( \frac{F_t}{Z_{m1}} \right)^2 \cdot \frac{\lambda_1}{2}$$

如带速为  $v$ , 单位时间内与主动轮进入啮合的带齿数为  $v/P_b$ , 因此, 在主动带轮上, 单位时间内带齿因变形而产生的功率损失为

$$P_3' = 1.125 \left( \frac{F_t}{Z_{m1}} \right)^2 \frac{\lambda_1 v}{P_b}$$

而在从动轮上, 带齿最大变形发生在退出啮合的瞬间, 同样可写出带齿在从动轮上单位时间内因变形产生的功率损失

$$P_3'' = 1.125 \left( \frac{F_t}{Z_{m2}} \right)^2 \frac{\lambda_1 v}{P_b}$$

因此, 在两个带轮组成的同步带传动中, 其中由于带齿变形产生的功率损失为

$$P_3 = (P_3' + P_3'') = \frac{1.125 F_t^2 \lambda_1 v}{102 P_b} \left( \frac{1}{Z_{m_1}^2} + \frac{1}{Z_{m_2}^2} \right) \quad (5-26)$$

由于带齿进入啮合将恢复变形，因此有一部分功率损失将收回。根据试验，带齿的有效弹性系数  $v_3 = 0.75 \sim 0.8$ 。故同步带在啮合过程中，由于带齿变形产生的实际功率损失为

$$\Delta P_3 = \frac{1.125 F_t^2 \lambda_1 v}{102 P_b} \left( \frac{1}{Z_{m_1}^2} + \frac{1}{Z_{m_2}^2} \right) (1 - v_3)$$

相对功率损失

$$\xi_3 = \frac{\Delta P_3}{P} = \frac{1.125 F_t \lambda_1}{P_b} \left( \frac{1}{Z_{m_1}^2} + \frac{1}{Z_{m_2}^2} \right) (1 - v_3) \quad (5-27)$$

由公式(5-26)看出，带齿变形产生的功率损失与带齿的柔度成正比，而与主、从动带轮的啮合齿数平方成反比。

#### 4. 带齿沿轮齿滑动产生的功率损失

带齿在主动轮上进入啮合或由从动轮上退出啮合时，带齿将沿轮齿工作侧面滑动，由滑动摩擦而产生功率损失。

在主动带轮上，当带齿与轮齿进入啮合时，如带齿与轮齿工作侧面间的摩擦力为  $F_f$ ，则带齿滑动在单位长度  $dl$  上所消耗的功为  $F_f dl$ 。如带齿滑动的总长度为  $l_{01}$ ，则单个带齿在啮合过程中由于滑动所消耗的功为

$$U_4 = \int_0^{l_{01}} F_f dl \quad (5-28)$$

如带齿进入啮合时，轮齿对带齿的法向作用力为  $Q_i$ ，带齿与轮齿侧面间的摩擦系数为  $f$ ，则  $F_f = f Q_i$ 。

又由于带齿与轮齿的啮合过程是逐步贴合的过程。因此，作用在带齿上的法向力  $Q_i$  也是随着接触长度  $l$  的增加而增大。根据试验<sup>[46]</sup>指出，当接触长度  $l = 0$  时， $Q_i = 0$ ；当  $l = l_{01}$

时,  $Q_i$  达到最大值。  $Q_{i\max} \approx 1.5 \frac{F_t}{Z_{m1}}$ 。式中  $F_t$  为圆周力,

$Z_{m1}$  为带与主动轮啮合齿数。

在接触长度  $l$  由 0 到  $l_{01}$  的变化过程中,  $Q_i$  力将按抛物线规律变化, 即

$$Q_i = -\frac{Q_{i\max}}{l_{01}^2} (l - l_{01})^2 + Q_{i\max}$$

将上式代入摩擦力  $F_f$  计算式, 然后再代入(5-28)式, 可得

$$\begin{aligned} U_4 &= \int_0^{l_{01}} \left[ -\frac{Q_{i\max}}{l_{01}^2} (l - l_{01})^2 + Q_{i\max} \right] f dl \\ &= \frac{2}{3} Q_{i\max} f l_{01} = \frac{F_t f l_{01}}{Z_{m1}} \end{aligned}$$

如带速为  $v$ , 则在主动轮上单位时间内有  $v/P_b$  个齿进入啮合, 由于相对滑动而产生的功率损失为

$$\Delta P'_4 = U_4 \cdot \frac{v}{P_b} = \frac{F_t f l_{01} v}{102 P_b Z_{m1}} \quad (\text{kW})$$

同样, 当同步带由从动轮退出啮合时, 带齿与轮齿在单位时间内由于相对滑动产生的功率损耗为

$$\Delta P''_4 = \frac{F_t f l_{02} v}{102 P_b Z_{m2}}$$

因此, 对由两个带轮组成的同步带传动中, 由于带齿在啮合过程中产生的滑动功率损失为

$$\Delta P_4 = \Delta P'_4 + \Delta P''_4 = \frac{F_t f v}{102 P_b} \left( \frac{l_{01}}{Z_{m1}} + \frac{l_{02}}{Z_{m2}} \right) \quad (5-29)$$

则带齿滑动功率损失的相对值

$$\xi_4 = \Delta P_4 / P = \frac{f}{P_2} \left( \frac{l_{01}}{Z_{m1}} + \frac{l_{02}}{Z_{m2}} \right) \quad (5-30)$$

式中 滑动长度  $l_{01} = l_{02} \approx 1.1h_f - r_a$

$h_f$  为带齿高度,  $r_a$  为带齿齿顶圆角半径。

$f$  为带齿与轮齿工作侧面间摩擦系数, 其数值受带齿和轮齿表面粗糙度、带齿材料及表面间存在的磨料, 油杂质等影响。对聚氨酯橡胶带  $f = 0.25 \sim 0.65$ , 对氯丁橡胶带  $f = 0.25 \sim 0.35$ 。

由式(5-29), 带齿滑动摩擦功率损失与带齿、轮齿间的摩擦系数、滑动长度成正比, 与带轮啮合齿数  $Z_{m1}, Z_{m2}$  成反比。

#### 5.4.2 同步带传动的效率

根据对同步带传动各项摩擦损失的分析, 在由两个带轮组成的同步带传动中, 其传动效率为

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5^2$$

式中  $\eta_1$  为同步带伸长变形摩擦损耗的效率。根据机械效率的定义

$$\eta_1 = 1 - \frac{\Delta P_1}{P} = 1 - \xi_1 \quad (\xi_1 \text{ 见式5-21})$$

$\eta_2$  为同步带弯曲变形摩擦损耗的效率

$$\eta_2 = 1 - \xi_2 \quad (\xi_2 \text{ 见式5-24})$$

$\eta_3$  为带齿啮合变形摩擦损耗的效率,  $\eta_3 = 1 - \xi_3$   
( $\xi_3$  见式5-27)

$\eta_4$  为带齿沿轮齿工作侧面滑动摩擦损耗的效率,  
 $\eta_4 = 1 - \xi_4$  ( $\xi_4$  见式5-30)

$\eta_5$  为一对滚动轴承的效率,  $\eta_5 = 0.99 \sim 0.995$

因此, 同步带传动效率

$$\eta = (1 - \xi_1)(1 - \xi_2)(1 - \xi_3)(1 - \xi_4) \cdot \eta_5^2 \quad (5-31)$$



在所计及的几项摩擦功率损失中,最主要是带齿进入和退出啮合时带齿的滑动摩擦功率损失,其次是带齿啮合变形和带的弯曲变形产生的摩擦功率损失。

在传动效率计算中,未考虑空气动力摩擦损耗及由于带、轮制造精度差,安装调试不正确引起的机件间的摩擦损耗,其中包括带与带轮挡圈间的摩擦损耗,节距误差造成的摩擦损耗和带的振动的摩擦损耗等。

#### 5.4.3 影响同步带传动效率的因素

根据对同步带传动效率的分析,可见影响传动效率的因素十分复杂。它涉及带、轮材料和加工质量、结构尺寸以及传动参数,其中包括大、小带轮的啮合齿数、带速、带传递的载荷及初拉力等。

在带与带轮材料、结构参数、传动参数已定情况下,带的传动效率主要取决于传递的载荷和初拉力。苏联学者 M. H. 伏罗别也夫对在不同负载、带速和初拉力情况下的同步带传动效率的影响进行了试验研究<sup>[40]</sup>。其试验数据为 $m = 4$ 模数制同步带(相当于节距制H型同步带),带宽 $b_s = 50\text{mm}$ ,带轮外圆直径 $d_o = 200\text{mm}$ ,传动比 $i = 1$ 。通过改变扭矩、带速及初拉力,得到不同的效率变化曲线,如图5-12所示。

由图5-12可见,随着传动扭矩的增加,传动效率将明显增加;而带速的增加,将使传动效率下降。在扭矩 $M_p = 100\text{N}\cdot\text{m}$ ,初拉力 $2F_o = 50\text{N}$ 情况下带速 $v$ 为 $8\text{m/s}$ 时,传动效率 $\eta$ 为 $0.97$ ;而当 $v = 11\text{m/s}$ 时, $\eta = 0.95$ ;  $v = 16\text{m/s}$ 时, $\eta = 0.92$ 。因此,在传递扭矩不变情况下,增加带速将使传动效率下降。在上述的三种带速下,将初拉力由 $50\text{N}$ 增加到 $100\text{N}$ ,传动效率分别为 $0.94, 0.92, 0.9$ 。这是因为初拉力增加,将使带传动中的摩擦损失增大,从而使效率下降。

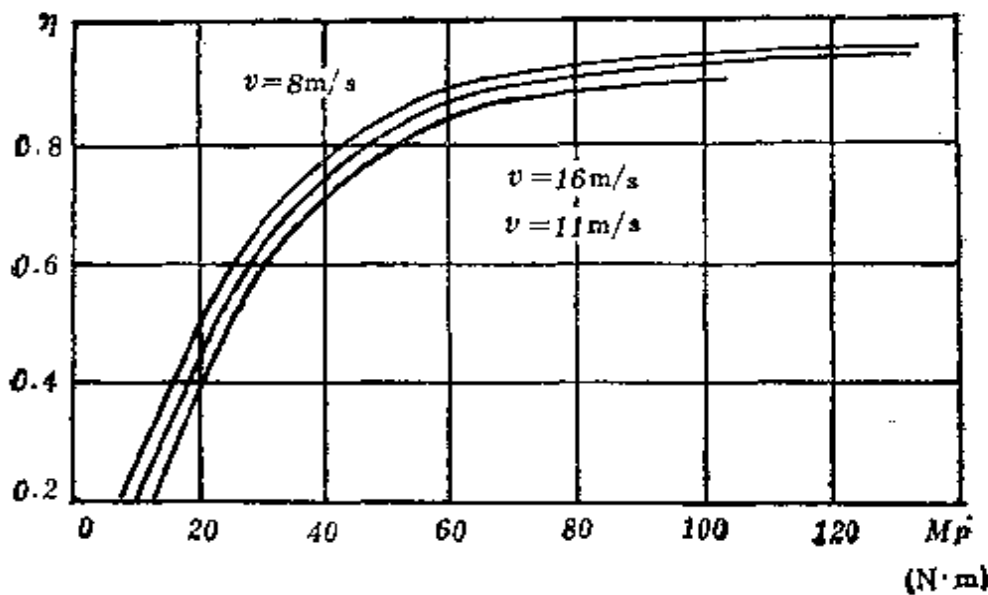


图5-12 同步带传动效率曲线

## 5.5 同步带多级传动计算

同步带多级传动是以一个主动带轮通过同步带带动多个从动带轮来传递转速和扭矩。由于此种传动型式可使传动结构紧凑,零件减少,故在同步带传动中得到广泛应用。在ISO及各国的同步带传动标准中,为此专门设置了双面齿同步带的型号,以适用于多级传动。同步带多级传动与单级传动有相同处,亦有其特殊性。本节着重阐述在进行同步带多级传动计算时应考虑的问题。

### 5.5.1 同步带多级传动的受力分析

图5-13所示,带轮1为主动轮,其余均为从动轮。根据对同步带传动的受力分析,当主动轮1转动时,在主动轮两侧的带内,紧边拉力为 $F_1$ ,松边拉力为 $F_5$ ,圆周力 $F_{t1}$ ,且有 $F_1 = F_{t1} + F_5$ 。而相应地在从动轮2上,其紧边拉力为 $F_1$ ,带轮作用于

带上的圆周力为  $F_{t2}$ ，其方向与从动带轮 2 的转向相反，松边拉力为  $F_2$ 。同样，在同步带与带轮 2 所包的接触弧内三力处于平衡状态，即  $F_1 = F_{t2} + F_2$ 。依次类推，在第 5 个从动带

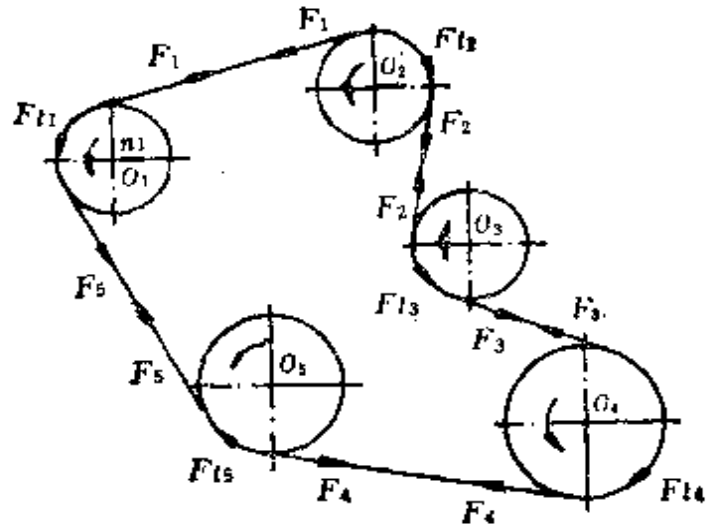


图5-13 同步带多级传动受力分析

轮上，同步带与带轮的接触弧内，紧边拉力  $F_4 = F_{t4} + F_5$ ，显然其中的松边拉力  $F_5$  将与主动带轮处的松边拉力大小相等，方向相反，互相平衡。

### 5.5.2 同步带多级传动的设计准则

根据对同步带多级传动的受力分析，同步带在传递动力时，各段带中所受拉力是不同的，而其中以主动带轮紧边侧的拉力  $F_1$  为最大，传递的圆周力  $F_{t1}$  亦最大。因此根据对同步带传动失效形式的分析，为使同步带在主动轮上不产生滑动跳齿现象。多级传动的设计准则与单级传动相同，要求主动带轮所传递的最大有效圆周力必须小于或等于带所允许传递的许用拉力  $T_0$ 。如以功率形式表示为

$$P_d \leq P_0$$

式中  $P_d$  为主动带轮传递的设计功率

$P_0$  为某一型号同步带在基准宽度下所传递的基准额定功率

### 5.5.3 同步带多级传动设计功率 $P_d$ 的确定

根据式(5-7),设计功率 $P_d = P_m \cdot K$ 。式中 $K$ 为载荷修正系数,可根据式(5-8)确定。 $P_m$ 为主动带轮的名义输出功率,如多级传动中有 $(N-1)$ 个从动带轮,则 $P_m$ 可由下式计算

$$P_m = (P_2 + P_3 + P_4 + \dots + P_N) / \eta \quad (5-32)$$

式中  $P_2, P_3, \dots, P_N$  分别为从动带轮2, 3... $N$ 的输出功率。 $\eta$ 为同步带多级传动的总效率,由于多级传动中共有 $N$ 个带轮,则总效率为: $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5^N$ 。各项效率可按如下计算

### 1. 多级传动中 $\eta_1$ 的确定

由5.4可知  $\eta_1$  为同步带通过从动带轮由于伸长变形产生摩擦损耗的效率。且由式(5-19)得到带通过一个从动带轮由于伸长变形产生的功耗为

$$P_1 = \frac{F_t v \lambda (F_t + 2F_i)}{2P_b},$$

此处  $F_t$  为带上作用的圆周力, $F_i$ 为松边拉力。

如在多级传动中有 $(N-1)$ 个从动带轮,从动带轮序号由2,3... $N$ ,则由于伸长变形产生的总的功耗为

$$P_{1\text{总}} = \frac{F_{t2} \lambda v (F_{t2} + 2F_2)}{2P_b} + \frac{F_{t3} \lambda v (F_{t3} + 2F_3)}{2P_b} \\ + \dots + \frac{F_{tN} \lambda v (F_{tN} + 2F_N)}{2P_b}$$

当带通过主动轮时,带将恢复变形,有部分功耗得到收回,故实际功耗为

$$\Delta P_1 = \frac{1 - \nu_1}{102} \cdot \frac{\lambda v}{2P_b} (F_{t2}^2 + 2F_2 F_{t2} + \dots + F_{tN}^2 + 2F_N F_{tN})$$

故多级传动中由于带伸长变形产生的摩擦损耗的效率为

$$\eta_1 = 1 - \frac{\Delta P_1}{P} = 1 - \left[ \frac{\lambda(1-\nu_1)}{2F_{t1}P_b} (F_{t1}^2 + 2E_2E_{t1} + \dots + E_{tN}^2 + 2E_{tN}F_N) \right]$$

## 2. $\eta_2$ 的确定

$\eta_2$  为多级传动中带通过带轮时由于弯曲变形产生摩擦损耗的效率。由 5.4 得带通过一个带轮由于弯曲变形的功率损耗为  $P_2 = \frac{4EJv}{d^2}$ ，如多级传动中有  $N$  个带轮，则总的功耗为

$$P_{2\Sigma} = 4v \left[ \frac{(EJ)_1}{d_1^2} + \frac{(EJ)_2}{d_2^2} + \dots + \frac{(EJ)_N}{d_N^2} \right]$$

由于带从带轮中退出拉直，弯曲变形有弹性恢复，故由于弯曲变形的实际功耗为

$$\Delta P_2 = 4v \left[ \frac{(EJ)_1}{d_1^2} + \frac{(EJ)_2}{d_2^2} + \dots + \frac{(EJ)_N}{d_N^2} \right] \cdot \frac{1-\nu_2}{102}$$

则多级传动中由于带弯曲变形产生摩擦损耗的效率为

$$\begin{aligned} \eta_2 &= 1 - \frac{\Delta P_2}{P} \\ &= 1 - \frac{4(1-\nu_2)}{F_{t1}} \left[ \frac{(EJ)_1}{d_1^2} + \frac{(EJ)_2}{d_2^2} + \dots + \frac{(EJ)_N}{d_N^2} \right] \end{aligned}$$

式中  $d_1, d_2, \dots, d_N$  为多级传动中各带轮节圆直径。

## 3. $\eta_3$ 的确定

$\eta_3$  为多级传动中带齿进入和退出带轮时啮合变形产生摩擦损耗的效率。

由 5.4 得带在单个带轮上单位时间内啮合变形的功耗为  $P_3 = 1.125 \left( \frac{F_{t1}}{Z_m} \right) \frac{\lambda_1 v}{P_b}$ 。多级传动中  $N$  个带轮总的啮合

变形产生的实际功耗为

$$\Delta P_3 = \frac{1.125\lambda_1 v (1 - v_3)}{102P_b} \left( \frac{F_{t1}^2}{Z_{m1}^2} + \frac{F_{t2}^2}{Z_{m2}^2} + \dots + \frac{F_{tN}^2}{Z_{mN}^2} \right)$$

式中  $F_{t1}, F_{t2}, \dots, F_{tN}$  及  $Z_{m1}, Z_{m2}, \dots, Z_{mN}$  分别为多级传动中各带轮的圆周力及与带的啮合齿数。

∴ 多级传动中带啮合变形摩擦损耗效率

$$\eta_3 = 1 - \frac{1.125\lambda_1(1 - v_3)}{P_b F_{t1}} \left[ \frac{F_{t1}^2}{Z_{m1}^2} + \frac{F_{t2}^2}{Z_{m2}^2} + \dots + \frac{F_{tN}^2}{Z_{mN}^2} \right]$$

4.  $\eta_4$  的确定

$\eta_4$  为多级传动中带齿沿轮齿侧面摩擦损耗的效率。由 5.4 得带轮在一个主动轮进入啮合或由一个从动轮退出啮合时在单位时间内相对滑动产生的功耗为  $\frac{F_{ti} f l_{oi} v}{102P_b Z_{mi}}$ 。则在多级传动

中  $N$  个带轮, 带齿进入主动轮 1 和由  $(N - 1)$  个从动轮上退出啮合产生的实际滑动功率损耗为

$$\Delta P_4 = \frac{fv}{102P_b} \left[ \frac{F_{t1} L_{o1}}{Z_{m1}} + \frac{F_{t2} L_{o2}}{Z_{m2}} + \dots + \frac{F_{tN} L_{oN}}{Z_{mN}} \right]$$

式中  $L_{o1}, L_{o2}, \dots, L_{oN}$  分别为带齿在带轮 1, 2,  $\dots, N$  上的滑动长度, 一般  $L_{o1} = L_{o2} = \dots = L_{oN} = L_o$

因此, 多级传动中带齿沿  $N$  个带轮齿槽滑动摩擦损耗的效率为

$$\eta_4 = 1 - \frac{fL_o}{P_b F_{t1}} \left[ \frac{F_{t1}}{Z_{m1}} + \frac{F_{t2}}{Z_{m2}} + \dots + \frac{F_{tN}}{Z_{mN}} \right]$$

5.  $\eta_5$  的确定

$\eta_5$  为多级传动中一对滚动轴承的效率,  $\eta_5 = 0.99 \sim 0.995$ 。

在求得多级传动中各项效率后, 即可求得总效率  $\eta$ 。

由于以上效率计算较复杂，当在多级传动中选用较大功率电机时可采用近似计算方法计算多级传动总效率。它可按下列式计算

$$\eta = \eta_s^{\frac{N}{2}} \cdot \eta_B^N$$

式中  $N$  为同步带多级传动中带轮个数

$\eta_s$  为单级同步带传动啮合效率， $\eta_s = 0.88 \sim 0.96$  [41]，其中当同步带与带轮制造误差较大，安装精度低，传递载荷较大时宜取低值。由于  $\eta_s$  为一对带轮时传动的啮合效率，而在多级传动中有  $N$  个带轮，即有  $\frac{N}{2}$  对带轮，则同步带通过  $\frac{N}{2}$

对带轮的啮合效率可近似写为  $\eta_s^{\frac{N}{2}}$

$\eta_B$  为一对滚动轴承效率

在确定多级传动总效率后，即可按式 (5-32) 求出主动带轮的名义输出效率  $P_w$ 。并求出设计功率  $P_d$ 。

#### 5.5.4 基准额定功率 $P_0$

在带型号选定后，在基准宽度下带的基准额定功率  $P_0$  与单级传动相同，可按附表5-1查出。

#### 5.5.5 同步带多级传动的传动比

同步带多级传动中，每一级传动的传动比均为主动带轮与相应的从动带轮的转速或齿数之比。即

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}; \quad \dots \dots \quad i_{1N} = \frac{n_1}{n_N} = \frac{z_N}{z_1}$$

#### 5.5.6 多级传动的节线长度

多级传动中同步带的节线长度可根据传动的几何关系逐

段计算,然后相加得到带的总节线长度,现以图5-13中主动带轮1与从动带轮2之间的节线长度计算为例来说明:

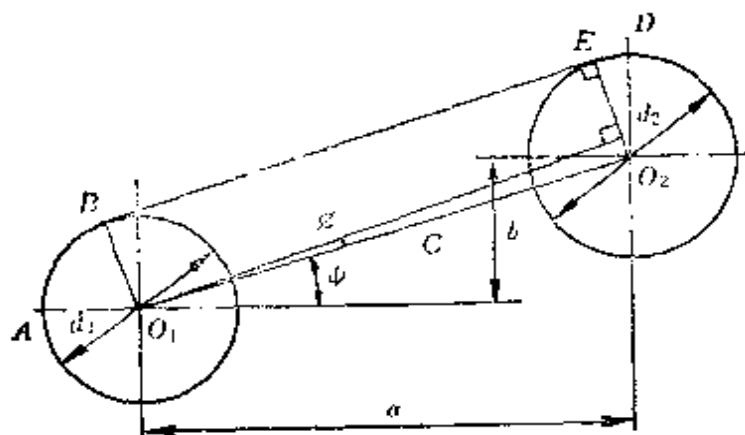


图5-14 带节线长度的计算

在计算多级传动节线长度时,一般已知各带轮的节圆直径及带轮间的相对位置,如图5-14所示。主动带轮1与从动带轮2间的水平

距离为  $a$ ,垂直距离为  $b$ ,而带轮直径分别为  $d_1, d_2$ ,则可求得两带轮中心距  $c = \sqrt{a^2 + b^2}$  (mm); 又  $\angle \psi = \text{tg}^{-1} \frac{a}{b}$

$$\angle \phi = \sin^{-1} \frac{|d_2 - d_1|}{2\sqrt{a^2 + b^2}} \text{ ①}$$

$$\begin{aligned} \therefore \widehat{ED} &= \frac{\pi d_2}{360} (\angle \phi + \angle \psi) \\ &= \frac{\pi d_2}{360} \left( \text{tg}^{-1} \frac{a}{b} + \sin^{-1} \frac{|d_2 - d_1|}{2\sqrt{a^2 + b^2}} \right) \end{aligned}$$

同样可得

$$\widehat{AB} = \frac{d_1}{2} \left[ \frac{\pi}{2} - (\angle \phi + \angle \psi) \right]$$

① 由于同步带传动有增速、减速两种传动形式,故  $d_2$  有大于、等于或小于  $d_1$  的三种情况,在计算中应对两直径差取绝对值,以保持正值。



$$= \frac{d_1}{2} \left[ \frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{180} \left( \operatorname{tg}^{-1} \frac{b}{a} + \sin^{-1} \frac{|d_2 - d_1|}{2\sqrt{a^2 + b^2}} \right) \right]$$

$$\text{而 } \overline{BE} = \sqrt{a^2 + b^2} / \cos \left( \sin^{-1} \frac{|d_2 - d_1|}{2\sqrt{a^2 + b^2}} \right)$$

由此可得主动带轮1与从动带轮2间所包的节线长度

$$\begin{aligned} L_1 &= \widehat{AB} + \overline{BE} + \widehat{ED} \\ &= \frac{d_1}{2} \left[ \frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{180} \left( \operatorname{tg}^{-1} \frac{b}{a} + \sin^{-1} \frac{|d_2 - d_1|}{2\sqrt{a^2 + b^2}} \right) \right] \\ &\quad + \frac{\sqrt{a^2 + b^2}}{\cos \left( \sin^{-1} \frac{|d_2 - d_1|}{2\sqrt{a^2 + b^2}} \right)} + \frac{\pi d_2}{360} \left( \operatorname{tg}^{-1} \frac{b}{a} \right. \\ &\quad \left. + \sin^{-1} \frac{|d_2 - d_1|}{2\sqrt{a^2 + b^2}} \right) \end{aligned}$$

同样可采取类似方法求出带轮2与3, 3与4……等之间的节线长度, 依次相加可得多级传动中同步带总的节线长度, 然后再按照表2-2圆整为标准节线长度。如在多级传动中, 带轮中心距无法调整, 则同步带应按计算所得的节线长度作非标准设计和制造, 并在多级传动中设置张紧轮进行调节。

### 5.5.7 多级传动中带与带轮的啮合齿数验算

在同步带单级传动中, 一般只需验算小带轮的啮合齿数, 如小带轮能满足啮合齿数  $Z_m \geq 6$ , 则大带轮必然满足, 不用再进行验算。但在多级传动中则不同, 即使主动带轮能满足  $Z_m \geq 6$ , 而其他从动带轮也会由于位置布置不当, 造成同步带与带轮接触弧过小, 啮合齿数  $Z_m < 6$ 。这易引起带齿被剪切或爬齿、跳齿现象的产生。因此, 对于多级传动, 应对传动系统中各个带轮与同步带的啮合齿数都进行验算。

以图5-15为例, 对主动带轮1, 根据几何关系可得其啮合

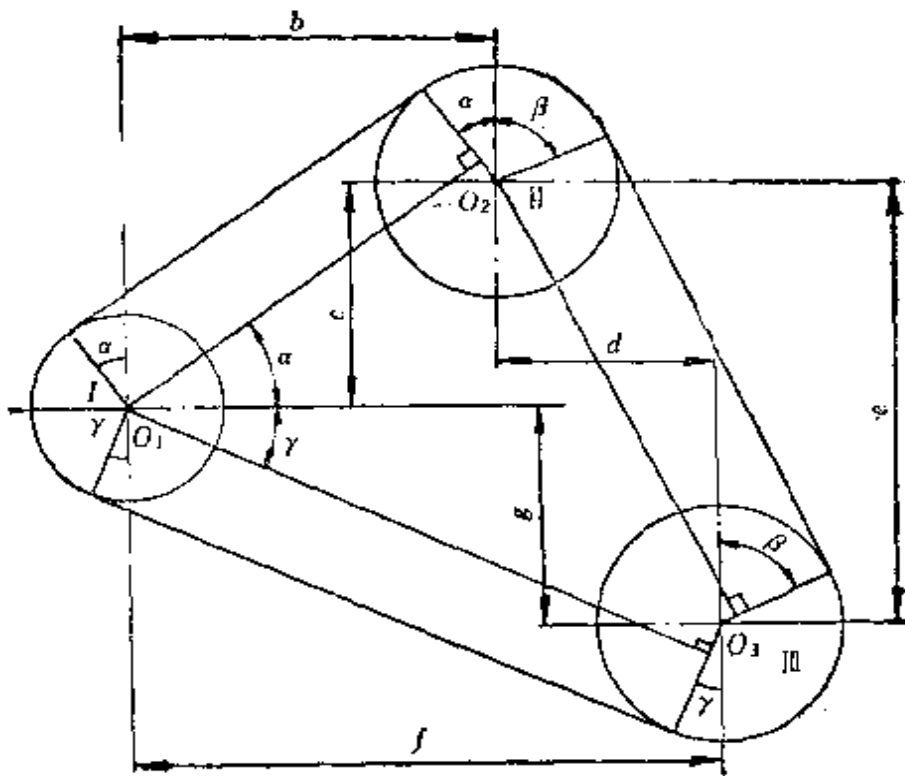


图5-15 啮合齿数的计算

齿数

$$Z_{m2} = \frac{Z_1}{2} - \frac{Z_1}{2\pi}(\alpha + \gamma)$$

式中  $Z_1$  为主动带轮1的齿数； $\alpha$ 和 $\gamma$ 为图5-15所示的中心角，在式中以弧度值表示。 $\alpha$ 和 $\gamma$ 可根据主动带轮1和从动带轮2、3所处的相对位置确定

$$\alpha = \frac{\pi}{180} \left( \operatorname{tg}^{-1} \frac{c}{b} + \sin^{-1} \frac{|d_2 - d_1|}{2\sqrt{b^2 + c^2}} \right) \quad (\text{rad})$$

$$\gamma = \frac{\pi}{180} \left( \operatorname{tg}^{-1} \frac{g}{f} + \sin^{-1} \frac{|d_3 - d_1|}{2\sqrt{f^2 + g^2}} \right) \quad (\text{rad})$$

式中的 $b$ 、 $f$ 和 $c$ 、 $g$ 分别为主动轮1与从动轮2、3间的水平距离和垂直距离； $d_1$ 、 $d_2$ 、 $d_3$ 分别为主动带轮1与主动带轮两侧的从动带轮2、3的节圆直径。

对从动带轮,以带轮2为例,其啮合齿数为

$$Z_m = \frac{Z_2}{2\pi} (\alpha + \beta)$$

式中 $Z_2$ 为所计算的从动带轮2的齿数; $(\alpha + \beta)$ 为带轮2与同步带接触弧所对中心角,以弧度值( $rad$ )表示。其中 $\beta$ 值可根据带轮2,3相对位置确定:

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{180} \left( \operatorname{tg}^{-1} \frac{e}{d} + \sin^{-1} \frac{|d_3 - d_2|}{2\sqrt{e^2 + d^2}} \right)$$

式中 $e, d$ 为带轮2,3之间的垂直距离和水平距离; $d_3, d_2$ 为带轮3,2的节圆直径。

由以上计算公式看出,无论是主动带轮或是从动带轮,其啮合齿数数值取决于带轮本身的齿数和与该带轮相邻两侧带轮的齿数及它们之间的水平距离,垂直距离。因此当所计算的啮合齿数小于6时,应通过加大带轮齿数或改变带轮间的相对位置来使 $Z_m \geq 6$ 。

同步带多级传动其他参数的计算及计算步骤与单级传动相同,此处不再重述。

## 5.6 提高梯形齿同步带工作寿命和可靠性的措施

在梯形齿同步带传动中,往往由于同步带打滑跳齿或带的承载绳断裂,齿面磨损而失效。为使梯形齿同步带能工作可靠并有较长的工作寿命,本节对同步带的常见失效形式提出一些提高带强度的措施。

### 5.6.1 控制同步带传动的节距误差

根据对梯形齿同步带传动啮合特性分析,在带与带轮间

存在过大的节距误差是引起同步带打滑跳齿、啮合带齿间载荷分布不均匀及啮合干涉,冲击的主要原因,因此控制同步带与带轮间的节距误差是保证梯形齿同步带传动正常工作和较长使用寿命极为重要的要求。

在前面已从制造上及传动上列举了产生节距误差的各种影响因素,并在本书2.3中提出了从制造上控制节距误差的方法,不再重述。此处仅介绍消除传动中产生的节距误差的措施。对梯形齿同步带传动,它在传动中的节距误差主要是由带在带轮上的多边形效应及带在拉力下的伸长变形所引起。这种节距误差的特征是使带节距大于带轮节距。因此,为消除这种节距误差,目前常采用的措施有以下两种:

①改变节顶距  $\delta$ 。即通过增大带轮节圆和顶圆之间距离,使带轮节距增大,使与已加大的带节距相匹配。

②改变带轮外径。即通过给予带轮外径正偏差数值来增大带轮节距,以消除带轮与带的节距差值。

目前普遍采用的是后一种方法,在 ISO 同步带轮标准及日、欧美等国标准均对带轮外径规定了正偏差数值。

国外许多学者对带轮采用正偏差的试验研究,都取得了较好的效果。日本学者小山富夫等在不同的带轮外径偏差 ( $-0.218\text{mm}$ ,  $+0.0015\text{mm}$ ,  $+0.232\text{mm}$ ,  $+0.472\text{mm}$ ) 下对同步带进行了疲劳试验,其试验结果如图5-16。由图可见在外径偏差值为  $+0.472\text{mm}$  时同步带有最大的承载能力,而在外径偏差为负值时,承载能力最低。

但应说明带轮外径采用正偏差,将会使同步带进入从动带轮时产生带齿与轮齿的啮合干涉。这是因为当同步带在主动带轮上由紧边转入松边时,带将恢复变形,带齿节距亦相应减小,因此,当带以减小了的节距与外径采用正偏差值的从动

紧边拉力  $F_1$

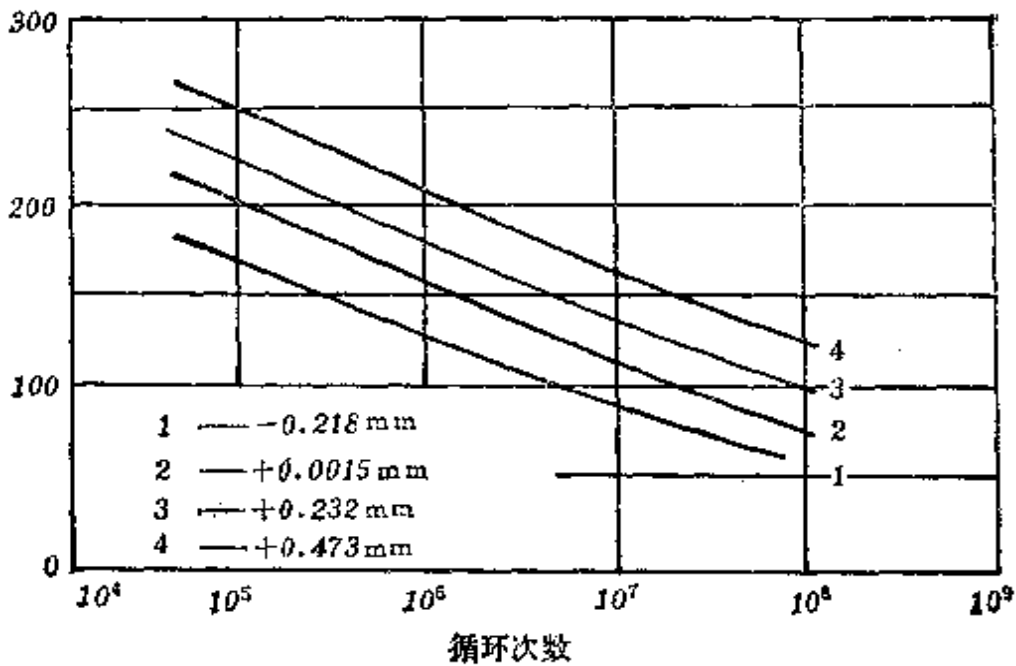


图5-16 不同带轮外径偏差下带的疲劳曲线

带轮进入啮合时，将使带轮节距大于带节距，而造成啮合干涉，并使最大载荷作用在与从动带轮啮合的第一个带齿上。所以带轮外径的正偏差值应根据带传递的圆周力及多边形效应的影响合理地选择。当带传递圆周力很大时，从动带轮外径偏差宜取小值或负值。

### 5.6.2 减少带的磨损

在梯形齿同步带传动中，随着带工作时间增多，带的磨损将成为同步带的主要失效形式。因此，要延长带的疲劳寿命，必须采取措施来提高同步带的耐磨性和减摩性。在带运转过程中，带的磨损主要发生在带齿顶拐角处、带齿的工作侧面及带的齿谷底面。为减少这些部位的磨损，一般可采取以下一些措施：

#### 1. 增大带齿顶部和轮齿顶部的圆角半径

由于同步带的梯形带齿与带轮齿的啮合属非纯共齿廓啮合。因此，在啮合过程中带齿顶部与轮齿顶部将产生干涉和撞击。根据日本小山富夫等进行的试验，此种啮合干涉与带齿顶部、轮齿顶部的圆角半径有关，并且随着圆角半径的减小，其干涉量和干涉过程将显著增长，如图5-17，图5-18所示。这种啮合干涉是带齿顶部产生磨损的主要原因，因此，适当加大带齿顶部和轮齿顶部圆角半径可减少干涉和磨损，提高带的寿命。

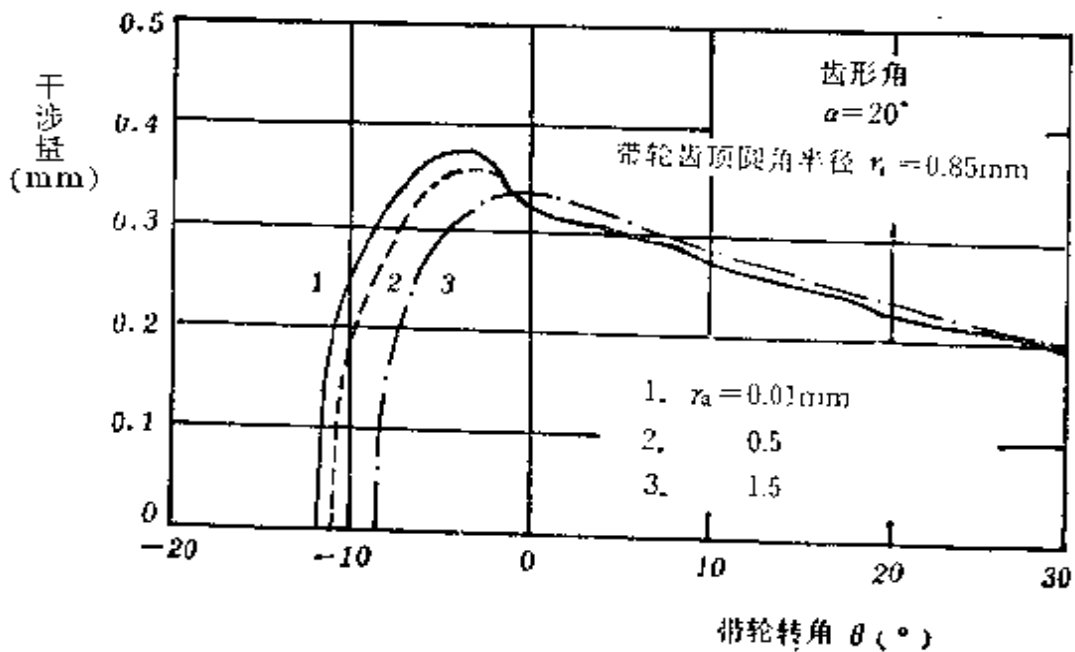


图5-17 带齿顶部圆角半径 $r_a$ 对啮合干涉的影响

## 2. 在带齿表面覆盖耐磨的尼龙包布层

带齿与轮齿在进入和退出啮合时，在带齿工作侧面及齿谷底面均与带轮产生相对滑动，从而引起带齿工作侧面和齿谷底面的磨损，其磨损程度将随带速的增加而增大。此种磨损是由梯形齿的啮合特性所决定，是无法避免的。因此为减少这

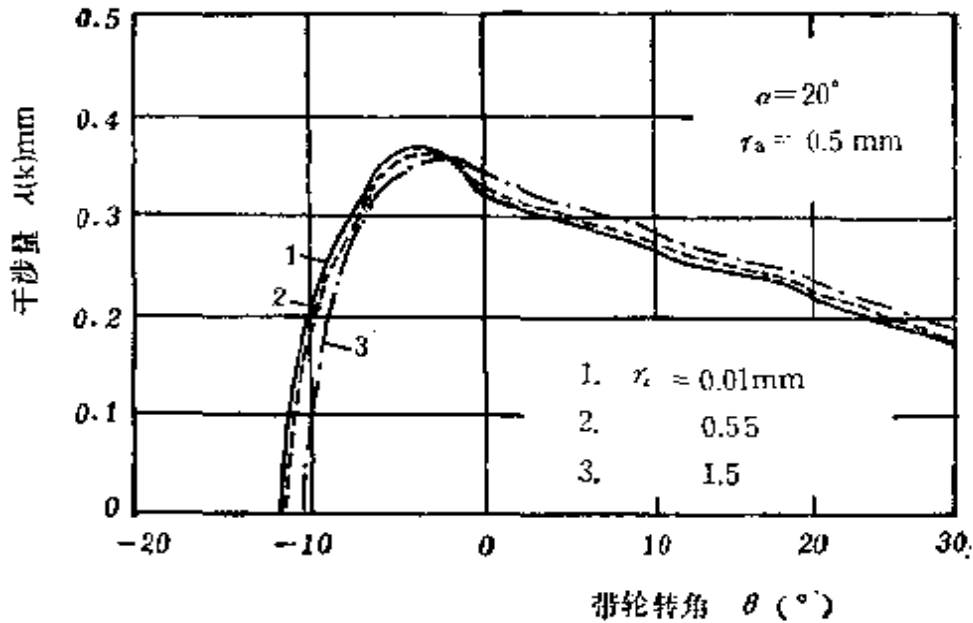


图5-18 轮齿顶部圆半径 $r_t$ 对啮合干涉的影响

种磨损,采用摩擦系数小,耐磨性高的尼龙包布层是一项重要的措施。目前除氯丁橡胶同步带上已加有尼龙包布层外,日本三星胶带株式会社在1983年提出在聚氨酯橡胶同步带带齿上覆盖增强布的专利。可使聚氨酯橡胶同步带的寿命得到显著提高。

### 3. 提高同步带传动的安装精度

同步带在使用过程中一些不正常磨损,例如带与带轮挡圈摩擦造成的磨损、带齿沿带轮轴向移动造成带齿侧面的磨损等,都是由于同步带传动安装精度不够所造成。因此为延长同步带的使用寿命,必须严格控制传动的安装精度,如带轮的锥度,齿向误差及传动轴的平行度等,使其数值位于同步带传动标准规定的范围内。

### 5.6.3 提高带的整体强度

梯形齿同步带的寿命与带的整体强度有关。由于同步带

所传递的圆周力是通过带齿承载绳来传递。因此同步带上任何薄弱环节都会造成带的过早损坏。

### 1. 同步带的失效形式

根据作者对国产聚氨酯橡胶、氯丁橡胶梯形齿同步带的拉伸强度试验,发现其失效形式有如下几种:

对氯丁橡胶梯形齿同步带有:①承载绳被拉断;②尼龙包布层与基体材料脱落。

对聚氨酯橡胶同步带有:①承载绳断裂;②承载绳从基体材料中抽出;③带齿在拉力作用下产生爬齿,从轮齿槽中滑出等。

### 2. 提高同步带承载能力的措施

为了提高国产梯形齿同步带的承载能力,建议采取如下措施:

(1) 提高承载绳的抗拉和抗弯曲强度。我国目前承载绳材料采用的是钢丝和玻璃纤维,两者比较,玻璃纤维有较好的韧性和抗拉强度,钢丝在弯曲应力作用下易折断。因此应以玻璃纤维代之。而玻璃纤维承载绳抗拉强度与国外比较尚有差距,需进一步提高玻璃纤维的机械强度,并研制芳纶等材料来代替。目前可通过增加承载绳直径和带单位宽度上承载绳的根数来提高同步带的承载能力。

(2) 提高基体材料与承载绳、包布层间的粘结强度。在承载绳强度足够情况下,承载绳、包布层与基体材料的粘结强度成为主要矛盾,往往造成承载绳由基体材料中抽出,包布层从基体材料上脱开,而使同步带失效。

要提高同步带的整体强度,应采用高强度的粘结剂及采用更好的基体材料配方和制造工艺来提高同步带各元件间的粘结强度。



(3) 提高带齿的刚度。在圆周力作用下，带齿过大的弹性变形，易使带齿产生爬齿，从轮齿槽中滑出。因此，带齿应采用较硬的合成橡胶制造，以减小其变形量。

附表5-1 XL型带的基准额定功率 $P_0$ (kW)

小带轮 转速 (r/min)	小带轮 齿数		10	11	12	14	15	16	18	19
	直径 (mm)		16,17	17,79	19,40	22,64	24,26	25,87	29,11	30,72
950	0.04	0.05	0.05	0.06	0.06	0.07	0.07	0.08		
1160	0.05	0.06	0.06	0.07	0.08	0.08	0.09	0.10		
1425		0.07	0.07	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12		
1750		0.08	0.09	0.11	0.11	0.12	0.14	0.14		
2850		0.14	0.15	0.17	0.19	0.20	0.22	0.23		
3450		0.17	0.18	0.21	0.22	0.24	0.27	0.28		
100			0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
200	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02
300	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
400	0.02	0.02	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
500	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
600	0.03	0.03	0.03	0.04	0.04	0.04	0.05	0.05	0.05	0.05
700	0.03	0.03	0.04	0.04	0.05	0.05	0.06	0.06	0.06	0.06
800	0.04	0.04	0.04	0.05	0.05	0.06	0.06	0.07	0.07	0.07
900	0.04	0.04	0.05	0.06	0.06	0.06	0.07	0.07	0.07	0.07
1000	0.04	0.05	0.05	0.06	0.07	0.07	0.08	0.08	0.08	0.08
1100	0.05	0.05	0.06	0.07	0.07	0.08	0.09	0.09	0.09	0.09
1200	0.05	0.06	0.06	0.07	0.08	0.08	0.09	0.09	0.10	0.10
1300			0.07	0.08	0.09	0.09	0.10	0.10	0.11	0.11
1400			0.07	0.09	0.09	0.10	0.11	0.11	0.12	0.12
1500			0.08	0.09	0.10	0.10	0.12	0.12	0.12	0.12

续表

小齿轮 齿数	20	21	22	24	25	26	28	30
	齿面直径 (mm)							
小齿轮 转速 (r/min)	32.34	33.96	35.57	38.81	40.43	42.04	45.28	48.51
950	0.08	0.09	0.09	0.10	0.10	0.11	0.12	0.12
1160	0.10	0.11	0.11	0.12	0.13	0.13	0.14	0.15
1425	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.16	0.17	0.19
1750	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.23
2850	0.23	0.26	0.27	0.29	0.31	0.32	0.34	0.36
3450	0.30	0.31	0.33	0.35	0.37	0.38	0.41	0.44
100	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
200	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.03
300	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.04	0.04
400	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.05	0.05	0.05
500	0.04	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.06	0.07
600	0.05	0.06	0.06	0.06	0.07	0.07	0.07	0.08
700	0.06	0.06	0.07	0.07	0.08	0.08	0.09	0.09
800	0.07	0.07	0.08	0.08	0.09	0.09	0.10	0.10
900	0.08	0.08	0.09	0.09	0.10	0.10	0.11	0.12
1000	0.09	0.09	0.10	0.10	0.11	0.11	0.12	0.13
1100	0.10	0.10	0.11	0.12	0.12	0.12	0.13	0.14
1200	0.10	0.11	0.12	0.13	0.13	0.14	0.15	0.16
1300	0.11	0.12	0.12	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17
1400	0.12	0.13	0.13	0.15	0.15	0.16	0.17	0.18
1500	0.13	0.14	0.14	0.16	0.16	0.17	0.18	0.20

续表

小带轮 转速 (r/min)	小带轮 齿数		10	11	12	14	15	16	18	19
	节圆 直径 (mm)		16.17	17.79	19.40	22.64	24.26	25.87	29.11	30.72
1600					0.08	0.10	0.10	0.11	0.13	0.13
1700					0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14
1800					0.09	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15
2000					0.10	0.12	0.13	0.14	0.16	0.17
2200					0.12	0.13	0.14	0.15	0.17	0.18
2400					0.13	0.15	0.16	0.17	0.19	0.20
2600					0.14	0.16	0.17	0.18	0.20	0.21
2800					0.15	0.17	0.18	0.19	0.22	0.23
3000					0.16	0.18	0.20	0.21	0.23	0.25
3200					0.17	0.19	0.21	0.22	0.25	0.26
3400					0.18	0.21	0.22	0.24	0.26	0.28
3600					0.19	0.22	0.23	0.25	0.28	0.29
3800							0.25	0.26	0.29	0.31
4000							0.26	0.28	0.31	0.33
4200							0.27	0.29	0.32	0.34
4400							0.28	0.30	0.34	0.36
4600							0.30	0.32	0.35	0.37
4800							0.31	0.33	0.37	0.39

小带轮 转速 (r/min)	小带轮 齿数		20	21	22	24	25	26	28	30
	节圆 直径 (mm)		32.34	33.96	35.57	38.81	40.43	42.04	45.28	48.51
1600	0.14	0.15	0.15	0.17	0.17	0.18	0.19	0.21	0.21	0.22
1700	0.15	0.16	0.16	0.18	0.18	0.19	0.21	0.22	0.24	0.26
1800	0.16	0.16	0.17	0.19	0.20	0.20	0.22	0.24	0.26	0.28
2000	0.17	0.18	0.19	0.21	0.22	0.23	0.24	0.27	0.28	
2200	0.19	0.20	0.21	0.23	0.24	0.25	0.27	0.28		
2400	0.21	0.22	0.23	0.25	0.26	0.27	0.29	0.31	0.33	0.36
2600	0.23	0.24	0.25	0.27	0.28	0.29	0.31	0.33	0.36	0.38
2800	0.24	0.25	0.27	0.29	0.30	0.31	0.34	0.36	0.38	0.41
3000	0.26	0.27	0.28	0.31	0.32	0.33	0.36	0.38	0.41	
3200	0.28	0.29	0.30	0.33	0.34	0.36	0.38	0.41		
3400	0.29	0.31	0.32	0.35	0.36	0.38	0.40	0.43	0.45	0.48
3600	0.31	0.32	0.34	0.37	0.38	0.40	0.43	0.45	0.48	0.50
3800	0.33	0.34	0.36	0.39	0.40	0.42	0.45	0.47	0.50	0.52
4000	0.34	0.36	0.37	0.41	0.42	0.44	0.47	0.50	0.52	
4200	0.36	0.38	0.39	0.43	0.44	0.46	0.49	0.52		
4400	0.37	0.39	0.41	0.44	0.46	0.48	0.51	0.54	0.56	0.59
4600	0.39	0.41	0.43	0.46	0.48	0.50	0.53	0.56		
4800	0.41	0.43	0.44	0.48	0.50	0.52	0.55			

附表5-2 L型帶的基准額定功率 $P_c$ (kW)

小帶輪 轉速 (r/min)	小帶輪 齒數		12	14	15	16	18	19	20	21	22
	帶圓 直徑 (mm)		36.38	42.45	45.48	48.51	54.57	57.61	60.64	63.67	66.70
725	0.34	0.39	0.42	0.45	0.51	0.53	0.56	0.59	0.62		
870	0.40	0.47	0.51	0.54	0.61	0.64	0.67	0.71	0.74		
950	0.44	0.51	0.55	0.56	0.66	0.70	0.73	0.77	0.81		
1160	0.54	0.63	0.67	0.72	0.81	0.85	0.89	0.94	0.98		
1425		0.77	0.82	0.88	0.99	1.04	1.10	1.15	1.20		
1750		0.94	1.01	1.08	1.21	1.27	1.34	1.41	1.47		
2850				1.73	1.94	2.04	2.14	2.24	2.34		
3450				2.08	2.32	2.43	2.55	2.66	2.77		
100	0.05	0.05	0.06	0.06	0.07	0.07	0.08	0.08	0.09		
200	0.09	0.11	0.12	0.12	0.14	0.15	0.16	0.16	0.17		
300	0.14	0.16	0.17	0.19	0.21	0.22	0.23	0.24	0.26		
400	0.19	0.22	0.23	0.25	0.28	0.29	0.31	0.33	0.34		
500	0.23	0.27	0.29	0.31	0.35	0.37	0.39	0.41	0.43		
600	0.28	0.33	0.35	0.37	0.42	0.44	0.46	0.49	0.51		
700	0.33	0.38	0.41	0.43	0.49	0.51	0.54	0.57	0.60		
800	0.37	0.43	0.46	0.50	0.56	0.59	0.62	0.65	0.68		
900	0.42	0.49	0.52	0.56	0.63	0.66	0.70	0.73	0.76		
1000	0.46	0.54	0.58	0.62	0.70	0.73	0.77	0.81	0.85		
1100	0.51	0.60	0.64	0.68	0.76	0.81	0.85	0.89	0.93		
1200	0.56	0.65	0.70	0.74	0.83	0.88	0.93	0.97	1.02		
1300		0.70	0.75	0.80	0.90	0.95	1.00	1.05	1.10		
1400		0.76	0.81	0.86	0.97	1.02	1.08	1.13	1.18		
1500		0.81	0.87	0.93	1.04	1.10	1.15	1.21	1.27		

续表

小带轮 转速 (r/min)	小带轮 齿数		24	25	26	28	30	32	36	40	48
	节圆 直径 (mm)		72.77	75.80	78.83	84.89	90.96	97.02	109.15	121.28	145.53
725	0.67	0.70	0.73	0.78	0.84	0.89	1.00	1.11	1.33		
870	0.81	0.84	0.87	0.94	1.00	1.07	1.20	1.33	1.59		
950	0.88	0.92	0.95	1.02	1.10	1.17	1.31	1.45	1.73		
1160	1.07	1.11	1.16	1.25	1.33	1.42	1.59	1.76	2.09		
1425	1.31	1.36	1.42	1.52	1.63	1.73	1.94	2.14	2.53		
1750	1.60	1.66	1.73	1.85	1.98	2.10	2.35	2.58	3.03		
2850	2.53	2.62	2.72	2.90	3.07	3.24	3.56	3.85	4.32		
3450	2.99	3.10	3.20	3.40	3.59	3.76	4.08	4.34	4.68		
100	0.09	0.10	0.10	0.11	0.12	0.12	0.14	0.16	0.19		
200	0.19	0.19	0.20	0.22	0.23	0.25	0.28	0.31	0.37		
300	0.28	0.29	0.30	0.33	0.35	0.37	0.42	0.46	0.56		
400	0.37	0.39	0.40	0.43	0.46	0.50	0.56	0.62	0.74		
500	0.46	0.48	0.50	0.54	0.58	0.62	0.70	0.77	0.93		
600	0.56	0.58	0.60	0.65	0.70	0.74	0.83	0.93	1.11		
700	0.65	0.68	0.70	0.76	0.81	0.86	0.97	1.08	1.29		
800	0.74	0.77	0.80	0.86	0.93	0.99	1.11	1.23	1.47		
900	0.83	0.87	0.90	0.97	1.04	1.11	1.24	1.38	1.64		
1000	0.93	0.96	1.00	1.08	1.15	1.23	1.38	1.53	1.82		
1100	1.02	1.06	1.10	1.18	1.27	1.35	1.51	1.67	1.99		
1200	1.11	1.15	1.20	1.29	1.38	1.47	1.64	1.82	2.16		
1300	1.20	1.25	1.30	1.39	1.49	1.58	1.77	1.96	2.33		
1400	1.29	1.34	1.39	1.50	1.60	1.70	1.90	2.10	2.49		
1500	1.38	1.43	1.49	1.60	1.71	1.82	2.03	2.24	2.65		

续表

小带轮 转速 (r/min)	小带轮 齿数		12	14	15	16	18	19	20	21	22
	节圆 直径 (mm)		36.38	42.45	45.48	48.51	54.57	57.61	60.64	63.67	66.70
1600				0.86	0.93	0.99	1.11	1.17	1.22	1.29	1.35
1700				0.92	0.98	1.05	1.18	1.24	1.30	1.37	1.43
1800				0.97	1.04	1.11	1.24	1.31	1.38	1.44	1.51
1900						1.17	1.31	1.38	1.45	1.52	1.59
2000						1.23	1.38	1.45	1.53	1.60	1.67
2200						1.35	1.51	1.59	1.67	1.75	1.83
2400						1.47	1.64	1.73	1.82	1.90	1.99
2500						1.53	1.71	1.80	1.89	1.98	2.07
2600						1.58	1.77	1.87	1.96	2.05	2.15
2800						1.70	1.90	2.00	2.10	2.20	2.30
3000						1.82	2.03	2.14	2.24	2.35	2.45
3200						1.93	2.16	2.27	2.38	2.49	2.60
3400						2.05	2.28	2.40	2.52	2.63	2.74
3600						2.16	2.41	2.53	2.65	2.76	2.88
3800							2.53	2.65	2.78	2.90	3.02
4000							2.65	2.78	2.90	3.03	3.15
4200							2.76	2.90	3.03	3.16	3.28
4400							2.88	3.02	3.15	3.28	3.40
4600							2.99	3.13	3.27	3.40	3.52
4800							3.10	3.24	3.38	3.51	3.64

□为带轮圆周速度在33m/s以上,设计时带轮用碳素钢或铸钢。



续表

小带轮 转速 (r/min)	小带轮 齿数		24	25	26	28	30	32	36	40	48
	节圆 直径 (mm)		72.77	75.80	78.83	84.89	90.96	97.02	109.15	121.28	145.53
1600	1.47	1.53	1.58	1.70	1.82	1.93	2.16	2.38	2.80		
1700	1.56	1.62	1.68	1.80	1.93	2.05	2.28	2.52	2.95		
1800	1.64	1.71	1.77	1.90	2.03	2.15	2.41	2.65	3.10		
1900	1.73	1.80	1.87	2.00	2.14	2.27	2.53	2.78	3.24		
2000	1.82	1.89	1.96	2.10	2.24	2.38	2.65	2.90	3.38		
2200	1.99	2.07	2.15	2.30	2.45	2.60	2.88	3.15	3.64		
2400	2.16	2.24	2.33	2.49	2.65	2.80	3.10	3.38	3.88		
2500	2.24	2.33	2.41	2.58	2.75	2.90	3.21	3.49	3.99		
2600	2.33	2.41	2.50	2.67	2.84	3.00	3.31	3.60	4.09		
2800	2.49	2.58	2.67	2.85	3.03	3.20	3.51	3.80	4.28		
3000	2.65	2.75	2.84	3.03	3.21	3.38	3.70	3.99	4.44		
3200	2.80	2.90	3.00	3.20	3.38	3.56	3.88	4.16	4.56		
3400	2.95	3.06	3.16	3.36	3.55	3.72	4.04	4.31	4.66		
3600	3.10	3.21	3.31	3.51	3.70	3.88	4.19	4.44	4.72		
3800	3.24	3.35	3.46	3.66	3.85	4.02	4.32	4.54	4.74		
4000	3.38	3.49	3.60	3.80	3.99	4.16	4.44	4.63	4.72		
4200	3.51	3.63	3.73	3.93	4.12	4.28	4.53	4.69	4.67		
4400	3.64	3.75	3.86	4.06	4.23	4.39	4.61	4.73	4.57		
4600	3.76	3.87	3.98	4.17	4.34	4.48	4.68	4.74	4.42		
4800	3.88	3.99	4.09	4.28	4.44	4.56	4.72	4.72	4.23		

附表5-3 H型带的基准额定功率 $P_0$ (kW)

小带轮 转速 (r/min)	小带轮 齿数		14	15	16	18	19	20	21	22	24
	节圆直径 (mm)		56.60	60.64	64.68	72.77	76.81	80.85	84.89	88.94	97.02
725	4.49	4.81	5.13	5.77	6.09	6.41	6.73	7.05	7.69		
870	5.39	5.77	6.15	6.92	7.30	7.69	8.07	8.45	9.21		
950			6.72	7.55	7.97	8.39	8.81	9.22	10.05		
1160			8.20	9.21	9.72	10.23	10.75	11.24	12.25		
1425				11.30	11.92	12.53	13.15	13.77	15.00		
1750				13.83	14.59	15.34	16.09	16.84	18.32		
2850						24.54	25.70	26.84	29.08		
3450						29.32	30.65	31.96	34.52		
100	0.62	0.66	0.71	0.80	0.84	0.89	0.93	0.97	1.06		
200	1.24	1.33	1.42	1.59	1.68	1.77	1.86	1.95	2.13		
300	1.86	1.99	2.13	2.39	2.52	2.66	2.79	2.92	3.19		
400	2.48	2.66	2.83	3.19	3.36	3.54	3.72	3.89	4.25		
500	3.10	3.32	3.54	3.98	4.20	4.43	4.65	4.87	5.31		
600	3.72	3.98	4.25	4.78	5.04	5.31	5.57	5.84	6.37		
700	4.34	4.65	4.96	5.57	5.88	6.19	6.50	6.81	7.42		
800	4.96	5.31	5.66	6.37	6.72	7.07	7.42	7.77	8.48		
900	5.57	5.97	6.37	7.16	7.55	7.95	8.35	8.74	9.53		
1000			7.07	7.95	8.39	8.83	9.27	9.70	10.58		
1100			7.77	8.74	9.22	9.70	10.18	10.66	11.62		
1200			8.48	9.53	10.05	10.58	11.10	11.62	12.67		
1300				10.32	10.88	11.45	12.01	12.58	13.70		
1400				11.10	11.71	12.32	12.92	13.53	14.74		
1500				11.88	12.53	13.18	13.83	14.48	15.77		

续表

小带轮 转速 (r/min)	小带轮 齿数							
	25	26	28	30	32	36	40	48
节圆 直径 (mm)	101.06	105.11	113.19	121.28	129.36	145.53	161.70	194.04
725	8.00	8.32	8.96	9.59	10.23	11.49	12.75	15.25
870	9.59	9.97	10.73	11.49	12.25	13.76	15.25	18.22
950	10.47	10.88	11.71	12.53	13.36	15.00	16.62	19.84
1160	12.75	13.25	14.26	15.25	16.25	18.22	20.17	24.01
1425	15.61	16.22	17.43	18.64	19.84	22.21	24.54	29.08
1725	19.06	19.80	21.26	22.70	24.14	26.96	29.70	34.96
2850	30.19	31.28	33.42	35.50	37.52	41.35	44.88	50.90
3450	35.77	37.00	39.37	41.64	43.80	47.76	51.18	56.16
100	1.11	1.15	1.24	1.33	1.42	1.59	1.77	2.13
200	2.21	2.30	2.48	2.66	2.83	3.19	3.54	4.20
300	3.32	3.45	3.72	3.98	4.25	4.78	5.31	6.37
400	4.4	4.60	4.96	5.31	5.66	6.37	7.07	8.48
500	5.53	5.75	6.19	6.63	7.07	7.95	8.83	10.58
600	6.63	6.89	7.42	7.95	8.48	9.53	10.58	12.67
700	7.73	8.04	8.65	9.27	9.88	11.10	12.32	14.74
800	8.83	9.18	9.88	10.58	11.27	12.67	14.05	16.79
900	9.92	10.32	11.10	11.88	12.67	14.22	15.77	18.83
1000	11.01	11.45	12.32	13.18	14.05	15.77	17.47	20.84
1100	12.10	12.58	13.53	14.48	15.42	17.30	19.17	22.83
1200	13.18	13.70	14.74	15.77	16.79	18.83	20.84	24.79
1300	14.26	14.82	15.94	17.05	18.15	20.34	22.50	26.72
1400	15.34	15.94	17.13	18.32	19.50	21.84	24.14	28.61
1500	16.41	17.05	18.32	19.59	20.84	23.32	25.76	30.48

□为带轮圆周速度在33m/s以上,设计时带轮用碳素钢或铸钢。

续表

小带轮 转速 (r/min)	小带轮 齿数		14	15	16	18	19	20	21	22	24	
	节圆直径 (mm)		56.60	60.64	64.68	72.77	76.81	80.85	84.89	88.94	97.02	
1600						12.67	13.36	14.05	14.74	15.42	16.79	
1700						13.44	14.18	14.91	15.64	16.37	17.81	
1800						14.22	15.00	15.77	16.54	17.30	18.83	
1900								16.62	17.43	18.24	19.84	
2000								17.47	18.32	19.17	20.84	
2100								18.32	19.21	20.09	21.84	
2200								19.17	20.09	21.01	22.83	
2300								20.00	20.97	21.92	23.81	
2400								20.84	21.84	22.83	24.79	
2500								21.67	22.70	23.73	25.76	
2600								22.50	23.57	24.63	26.72	
2800								24.14	25.27	26.40	28.61	
3000								25.76	26.96	28.14	30.48	
3200								27.35	28.61	29.86	32.30	
3400								28.93	30.25	31.55	34.08	
3600								30.48	31.85	33.20	35.83	
3800										34.82	37.52	
4000										36.40	39.17	
4200										37.94	40.77	
4400										39.44	42.31	
4600										40.90	43.80	
4800										42.31	45.24	

续表

小带轮 转速 (r/min)	小带轮 齿数		25	26	28	30	32	36	40	48
	节圆 直径 (mm)		101.06	105.11	113.19	121.28	129.36	145.53	161.70	194.04
1600	17.47	18.15	19.50	20.84	22.17	24.79	27.35	32.30		
1700	18.53	19.25	20.67	22.05	23.48	26.24	28.93	34.08		
1800	19.59	20.34	21.84	23.32	24.79	27.67	30.48	35.83		
1900	20.63	21.42	22.99	24.54	26.05	29.08	32.00	37.52		
2000	21.67	22.50	24.14	25.76	27.35	30.48	33.49	39.17		
2100	22.70	23.57	25.27	26.96	28.61	31.85	34.96	40.77		
2200	23.73	24.63	26.40	28.14	29.86	33.20	36.40	42.31		
2300	24.75	25.68	27.51	29.32	31.09	34.52	37.80	43.80		
2400	25.76	26.72	28.61	30.48	32.30	35.83	39.17	45.24		
2500	26.76	27.75	29.70	31.62	33.49	37.10	40.51	46.61		
2600	27.75	28.77	30.78	32.75	34.67	38.35	41.80	47.92		
2800	29.70	30.78	32.90	34.96	36.96	40.77	44.29	50.34		
3000	31.62	32.75	34.96	37.10	39.17	43.07	46.61	52.48		
3200	33.49	34.67	36.96	39.17	41.29	45.24	48.76	54.32		
3400	35.32	36.54	38.90	41.16	43.31	47.27	50.72	55.83		
3600	37.10	38.35	40.77	43.07	45.24	49.16	52.48	57.01		
3800	38.83	40.11	42.57	44.88	47.05	50.90	54.03	57.82		
4000	40.51	41.80	44.29	46.61	48.76	52.48	55.36	58.25		
4200	42.12	43.44	45.93	48.24	50.34	53.89	56.46	58.26		
4400	43.68	45.00	47.49	49.76	51.80	55.12	57.32	57.89		
4600	45.18	46.50	48.96	51.18	53.13	56.16	57.92	57.06		
4800	46.61	47.92	50.34	52.48	54.32	57.01	58.22	55.76		

□为带轮圆周速度在33m/s以上,设计时带轮用碳素钢或铸钢。

附表5-4 XH型带的基准额定功率 $P_0$  (kW)

小带轮转速 (r/min)	节圆直径 (mm)	小带轮齿数																		
		22	24	25	26	28	30	32	36	40										
575	155.64	169.79	176.86	183.94	198.08	212.23	226.38	254.68	282.98											
690	18.81	20.50	21.34	22.17	23.84	25.51	27.16	30.43	33.67											
725	22.51	24.51	25.51	26.50	28.47	30.43	32.38	36.22	40.00											
870	23.63	25.72	26.76	27.80	29.87	31.92	33.95	37.95	41.88											
950	28.22	30.69	31.92	33.14	35.56	37.96	40.32	44.95	49.44											
		33.39	34.71	36.03	38.64	41.21	43.74	48.68	53.42											
1160		40.32	41.88	43.42	46.46	49.44	52.34	57.91	63.15											
1425				52.25	55.72	59.06	62.27	68.26	73.61											
1750				62.16	65.91	69.44	72.72	78.48	83.07											
2850						88.39	88.45													
3450						84.66														
100	3.29	3.59	3.74	3.89	4.19	4.49	4.79	5.39	5.99											
200	6.58	7.18	7.48	7.78	8.37	8.97	9.57	10.76	11.95											
300	9.86	10.76	11.20	11.65	12.54	13.43	14.32	16.09	17.86											
400	13.13	14.32	14.91	15.50	16.68	17.86	19.03	21.37	23.70											
500	16.39	17.86	18.59	19.33	20.79	22.25	23.70	26.53	29.44											
600	19.62	21.37	22.25	23.12	24.86	26.58	28.30	31.71	35.06											
700	22.83	24.86	25.87	26.87	28.87	30.86	32.83	36.72	40.54											
800	26.01	28.30	29.44	30.58	32.83	35.06	37.27	41.61	45.84											
900	29.16	31.71	32.97	34.23	36.72	39.18	41.61	46.36	50.95											
1000		35.06	36.45	37.82	40.54	43.21	45.84	50.95	55.84											

续表

1100			38.37	39.86	41.31	44.27	47.14	49.94	55.36	60.86
1200			41.61	43.21	44.79	47.91	50.95	53.91	59.58	64.86
1300					48.16	51.45	54.64	57.73	63.58	68.95
1400					51.45	54.88	58.19	61.38	67.35	72.72
1500					54.64	58.19	61.61	64.86	70.87	76.15
1600					57.73	61.38	64.86	68.16	74.13	79.21
1700					60.71	64.44	67.96	71.25	77.10	81.88
1800					63.58	67.35	70.87	74.13	79.78	84.14
1900							73.61	76.79	82.13	85.96
2000							76.15	79.21	84.14	87.32
2100							78.48	81.38	85.80	88.19
2200							80.60	83.29	87.09	88.55
2300							82.49	84.92	87.98	88.37
2400							84.14	86.27	88.47	87.64
2500							85.55	87.32	88.53	86.32
2600							86.70	88.06	88.15	84.39
2800							88.19	88.55		
3000							88.53	87.64		
3200							87.64	85.23		
3400							85.43	81.23		
3600							81.82			

□□为带轮圆周速度在33m/s以上,设计时带轮用碳素钢或铸钢。

附表5-5 XXH型带的

小带轮齿数 节圆 直径 (mm)	22	24	25	26
	小带轮 转速(r/min)	222.34	242.55	252.66
575	42.23	45.95	47.79	49.63
690	50.36	54.72	56.88	59.03
725	52.80	57.35	59.60	61.84
870	62.72	67.99	70.59	73.15
950		73.68	76.43	79.15
1160		87.85	90.94	93.96
1425				110.31
1750				126.02
100	7.45	8.12	8.46	8.80
200	14.87	16.22	16.89	17.57
300	22.26	24.27	25.27	26.27
400	29.60	32.24	33.56	34.88
500	36.85	40.12	41.75	43.37
600	44.01	47.87	49.79	51.69
700	51.06	55.48	57.66	59.83
800	57.97	62.91	65.34	67.75
900	64.74	70.14	72.80	75.42
1000		77.15	80.00	82.81
1100		83.92	86.93	89.88
1200		90.41	93.55	96.61
1300				102.95
1400				103.90
1500				114.40
1600				119.43
1700				123.95
1800				127.95



基准额定功率 $P_0$ (kW)

28	30	32	36	40
282.98	303.19	323.40	363.83	404.25
53.28	56.88	60.45	67.45	74.26
63.27	67.45	71.56	79.55	87.26
66.25	70.59	74.84	83.09	90.94
78.18	83.09	87.85	96.91	105.29
84.47	89.61	94.57	103.90	112.33
99.78	105.29	110.46	119.27	127.37
116.19	121.49	126.17	133.51	137.86
130.89	134.68	137.33	138.86	134.88
9.47	10.15	10.83	12.18	13.53
18.91	20.25	21.59	24.27	26.94
28.27	30.26	32.24	36.20	40.12
37.51	40.12	42.72	47.87	52.96
46.59	49.79	52.95	59.22	65.34
55.48	59.22	62.91	70.14	77.15
64.13	68.35	72.50	80.57	88.28
72.50	77.15	81.69	90.41	98.60
80.57	85.57	90.41	99.58	108.01
88.28	93.55	98.60	108.01	116.39
95.59	101.04	106.21	115.60	123.62
102.48	108.01	113.17	122.27	129.60
108.90	114.40	119.43	127.95	134.21
114.80	120.16	124.92	132.54	137.33
120.16	125.24	129.60	135.96	138.84
124.92	129.60	133.40	138.13	138.64
129.06	133.19	136.26	138.97	136.62
132.54	135.96	138.13	138.39	132.64

□为带轮圆周速度在33m/s以上,设计时带轮用碳素钢或铸钢。

## 6 同步带传动的安装和试验

同步带传动良好的传动质量和较长的使用寿命取决于生产及研究单位对带及带轮产品严格的尺寸检验及性能测试；同时也取决于使用者对同步带传动正确的安装。

### 6.1 同步带的尺寸检验

#### 6.1.1 同步带的外观质量检查

在生产和选用同步带时应作如下初步检查：

1. 同步带带齿应完整、饱满、无瘪齿和缺齿。
2. 带齿各部分尺寸应与同步带尺寸标准的规定相符合。
3. 在带的承载层中，线绳排列应整齐，线绳间隔对XL型以下不超过1mm，L型以上不得超过2mm。
4. 线绳不得卷曲于带内，不得暴露于齿侧面与齿谷底面上。
5. 各种型号同步带带背厚的尺寸公差应符合表6-1规定。

表6-1 同步带带背厚度偏差 (mm)

型 号	带背厚度	偏差值
XL	1.3	±0.3
L	1.6	±0.3
H	2.0	±0.4
XH	5.0	±0.5
XXH	6.2	±0.5

6. 对氯丁橡胶同步带其包布层不得与氯丁橡胶基体脱离。

7. 对聚氨酯橡胶同步带,其表面不得有气孔和缩孔。

### 6.1.2 同步带节线长度测量

同步带节线是带与带轮啮合的基准。节线长度正确与否,将直接影响到带齿与轮齿的正常啮合,从而对整个传动的传动性能、带的寿命有很大影响。因此,同步带节线长度是否符合 GB11616-89 标准,是衡量同步带质量的重要指标之一。

#### 1. 同步带节线长度的测量要求

根据 GB11616-89 同步带标准规定,同步带节线长度测量应符合如下要求:

(1) 同步带节线长度测量应在如图 6-1 所示的装置上进行的,该装置由两个等直径带轮组成,其中心距可调整。

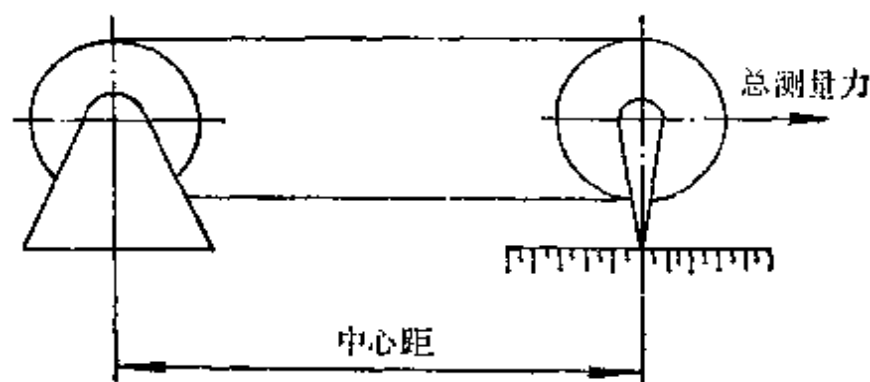


图6-1 带节线长度测量装置

(2) 两个等直径的测量带轮应与被测带具有相同的节距代号。带轮外径及公差应与表6-2相符合。

(3) 各种型号的同步带的节线长度测量应在表 6-3 中所规定的总测量力下进行测量。

#### 2. 测量方法

表6-2 测量用带轮尺寸及极限偏差

型号	齿数	节圆周长 (mm)	带轮外径 (mm)		外径径向 圆跳动 (mm)	端面圆 跳动 (mm)	最小间隙 (cm)
			基本尺寸	极限偏差			
MXL	20	40.64	12.428	±0.013	0.013	0.025	0.30
XXL	16	50.80	15.662				0.30
XL	10	50.80	15.662				0.30
L	16	152.40	47.748				0.33
H	20	254.00	79.479	±0.025		0.076	0.38
XH	24	533.40	166.992				0.53
XXH	24	762.00	239.504				0.64

表6-3 总测量力

带宽 (mm)	带 型 号						
	MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
总测量力 (N)							
3.2	13	14	—	—	—	—	—
4.8	20	22	—	—	—	—	—
6.4	27	31	36	—	—	—	—
7.9	—	—	44	—	—	—	—
9.5	—	—	53	—	—	—	—
12.7	—	—	—	105	—	—	—
19.1	—	—	—	180	445	—	—
25.4	—	—	—	245	620	—	—
38.1	—	—	—	—	980	—	—
50.8	—	—	—	—	1340	2000	2500
76.2	—	—	—	—	2100	3100	3900
101.1	—	—	—	—	—	4450	5600
127.0	—	—	—	—	—	—	7100

在测量装置上，一个测量带轮安装在固定轴上，另一个测量带轮安装在可移动轴上。在测量前将被测同步带安装在两个测量带轮上，并使同步带至少转动两

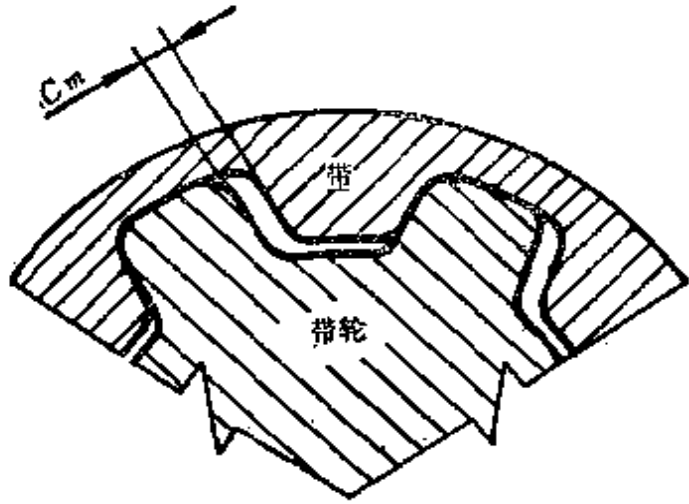


图6-2 测量带轮与带间的齿隙

圈，以使带与带轮啮合良好，测量载荷能均布在带的两边。

测量时，通过两带轮连心线加以测量力，使可移轴沿滑台移动，同步带被张紧。当测量力达到表 6-3 所示的规定数值时，记录下两带轮间的实际中心距  $C$ 。

根据传动的几何关系，同步带节线长度

$$L = 2c + \pi d \quad (6-1)$$

式中  $d$  为测量带轮外径。由于测量带轮外径有上下偏差，故所计算得到的节线长度亦有上下偏差。要求计算所得的节线长度及其极限偏差应在表 2-2 所规定的节线长度和极限偏差范围内。

### 3. 节线长度测量装置

一个好的节线长度测量装置应满足以下要求：

(1) 测量装置应有较高的制造精度和安装精度，以减少测量装置本身带来的测量误差。

(2) 测量装置应有高的测量精度，应采用仪表显示测量的数据，尽量避免目测读数。

(3) 测量装置应结构简单，操作轻便，造价低。

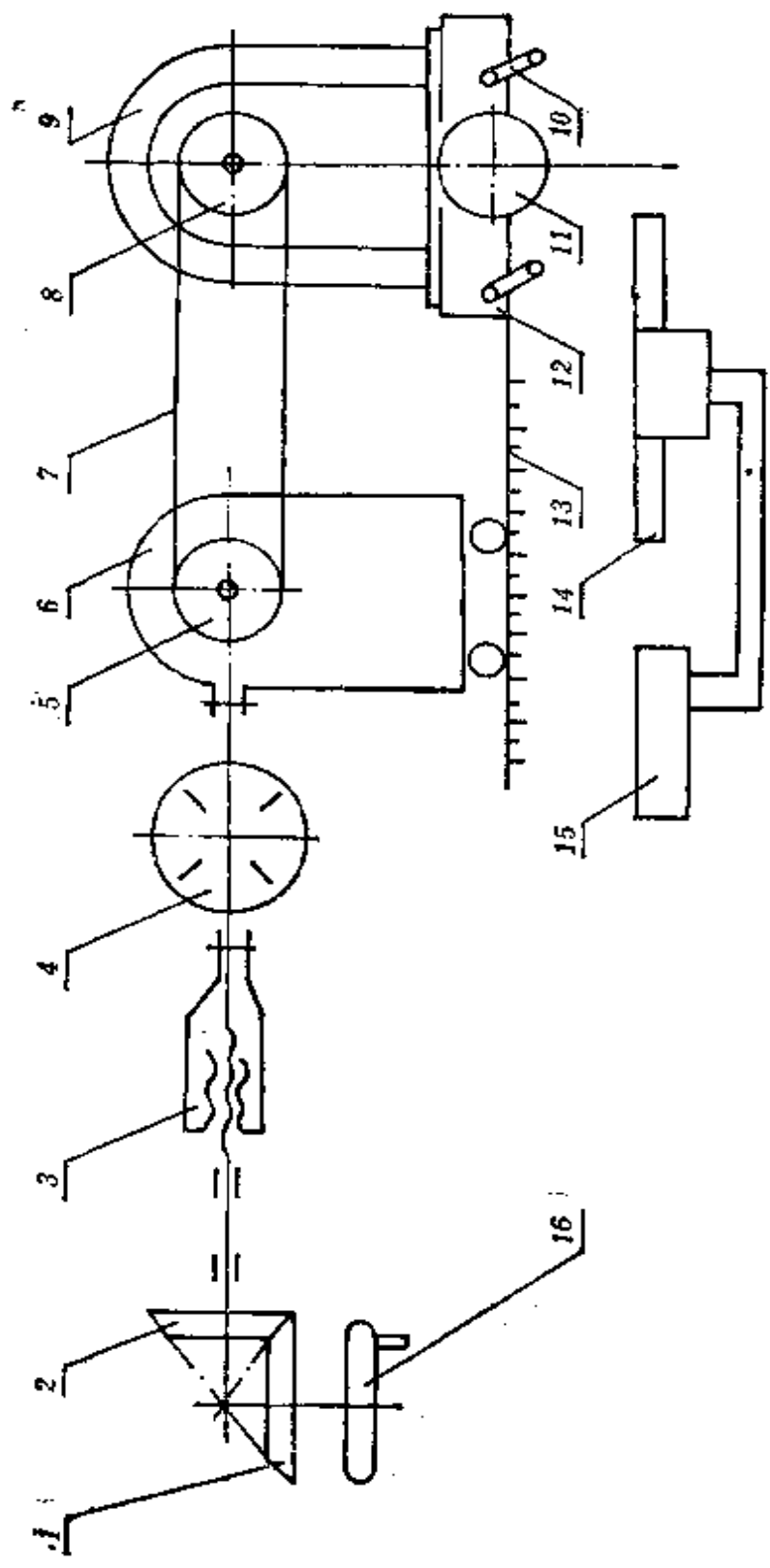


图6-3 同步带节线长度测量机简图

- 1、2—圆锥齿轮 3—螺母 4—拉力计 5、8—滚动支座 6—带轮 7—同步带 9—电机 10—锁紧手柄  
 11、16—手轮 12—滑动支座 13—标尺 14—同步感应器 15—显示器

目前国内已有许多单位设计、制造了节线长度测量装置。图 6-3 所示为某生产同步带厂设计制造的同步带节线长度测量机简图

如图 6-3, 同步带节线长度测量机由驱动部分、加载部分和测量部分等组成。驱动部分用来驱动带轮转动, 采用了带电机的摆线针轮减速器; 加载部分选用了手动机械加载机构, 通过转动手轮, 由圆锥齿轮换向, 再经螺旋机构把测量力加于可移动轴上, 使同步带张紧; 测量部分是采用 GZ 系列直线感应同步器及数字显示器, 测量中心距数值, 所加测量力数值由拉力表或拉力传感器显示。

### 6.1.3 同步带节距测量

同步带的节线长度符合标准并不能保证带的节距完全正确。因此, 在测量节线长度后, 还需对带节距进行测量检查。

目前在国内常用万能工业显微镜, 把带齿齿形放大, 来测量相邻带齿的节距。但此种方法欠正确, 首先采用此法测出的带节距并非带在工作中的实际节距, 其次在带

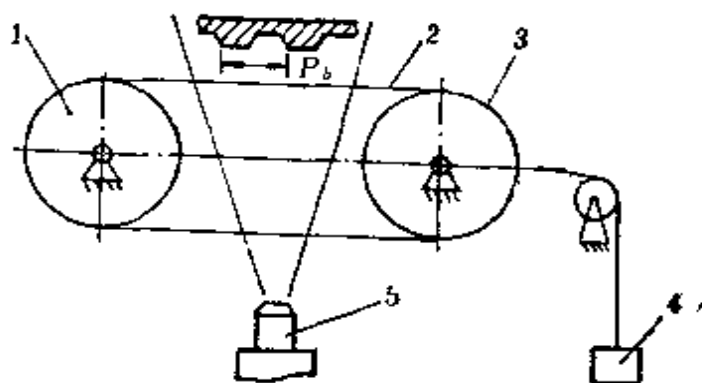


图 6-4 带节距的测量

1,3—带轮 2—同步带 4—配重 5—投影放大仪

齿齿形放大后, 由于表面较粗糙, 难以测量准确。作者建议采用意大利测量汽车用同步带节距的方法; 即把被测的同步带放在节线长度测量机上, 加以一定测量力, 然后通过投影放大仪把带齿形状投在屏幕上来进行测量, 这样测量的同步带节距较符合实际情况。

同步齿形带轮的尺寸与公差检验见本书3.5。

## 6.2 同步带传动的安装

### 6.2.1 同步齿形带轮的安装要求

1. 在带轮安装前应去除带轮上的铁锈,尘埃及油污,以免同步带过早磨损。

2. 带轮安装时,应保证各带轮轴线的平行度和使各带轮的传动中心平面位于同一平面内。如调整不准确,会使带轮偏斜,

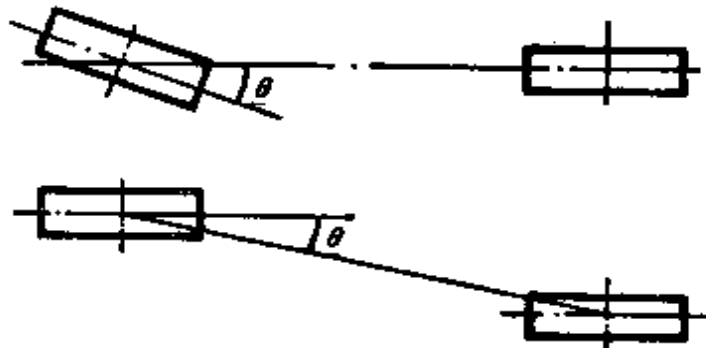


图6-5 带轮的偏斜

而使运转中带侧边压紧在挡圈上,造成带侧面磨损,同时也会造成带内各线绳上受力不均匀,使部分线绳过早疲劳折断。

根据日本阪东公司的试验结果(如表6-4所示),如以偏斜角 $\theta$ 在 $0^\circ$ 时带寿命为1,则随着带轮间偏斜角增大,使同步带寿命显著下降。因此,对带轮的偏斜必须加以调整,使偏斜角调整到表6-5所示容许范围内。此外,为避免由于机架和轴刚度低而引起的带轮偏斜,应检查并加强传动装置机架和轴的刚度。

表6-4 带轮偏斜对同步带寿命的影响

带轮偏斜角 $\theta$	0	3'	15'	30'	1°
同步带寿命	1	1	0.8	0.6	0.2



**表6-5 带轮偏斜角  $\theta$  的容许范围**

带宽 $b_g(\text{mm})$	25.4以下	38.1~50.8	76.2以上
$\text{tg}\theta$	6/1000以下	4.5/1000以下	3/1000以下
$\theta(^{\circ})$	0.344以下	0.258以下	0.172以下

3. 在带轮安装时, 应保证带轮轴线和带轮轴轴线的对中。因为轴线的不对中会使同步带在运转中从无挡圈的带轮上滑脱, 影响传动的正常运行。

### 6.2.2 带轮挡圈的安装

可按下列情况, 安装带轮挡圈:

1. 在两轴传动中, 两个带轮中必须有一个带轮两侧装有挡圈, 或两带轮的不同侧边各装有一个挡圈。

2. 在中心距超过小带轮直径8倍以上的传动中, 由于带不易张紧, 两个带轮的两侧均应装有挡圈。

3. 在垂直轴传动中, 由于同步带的自重作用, 应使其中一个带轮的两侧装有挡圈, 而在系统中所有其他带轮均应在下侧装有挡圈。

4. 在多轴传动中, 应保证每隔一个带轮有两个挡圈或围绕该系统各个带轮的交叉对边各装有一个挡圈。

### 6.2.3 同步带的张紧

同步带安装时, 必须加上适当的张紧力。带张紧力过小, 易在起动频繁而又有冲击载荷时, 导之带齿从带轮齿槽中跳出; 而带张紧力过大, 则易使带齿在啮入、啮出过程中磨损加大, 使带寿命降低。

带的张紧可通过改变传动装置的中心距来实现。其张紧

的合适程度可在两个带轮间跨度中点上加重量来检验。所加重量的大小取决于同步带的型号、宽度及带的节线长度,可按下列式计算

$$W_d = (T_i + \frac{t}{L_p} \times Y) / 16 \quad (6-2)$$

式中  $W_d$ —如图6-6所示,为切线  $t$  的中点处使带产生挠度  $\delta$  所需加的重量(N)

$T_i$ —初拉力(N),见表6-6

$Y$ —修正系数,见表6-6

$L_p$ —带节线长度(mm)

$t$ —带切线长度,可按下列式计算

$$t = \sqrt{c^2 - \frac{(d_2 - d_1)^2}{4}} \quad (\text{mm}) \quad (6-3)$$

式中  $c$ 为传动中心距 (mm);  $d_1, d_2$ 为小、大带轮节圆直径(mm)。

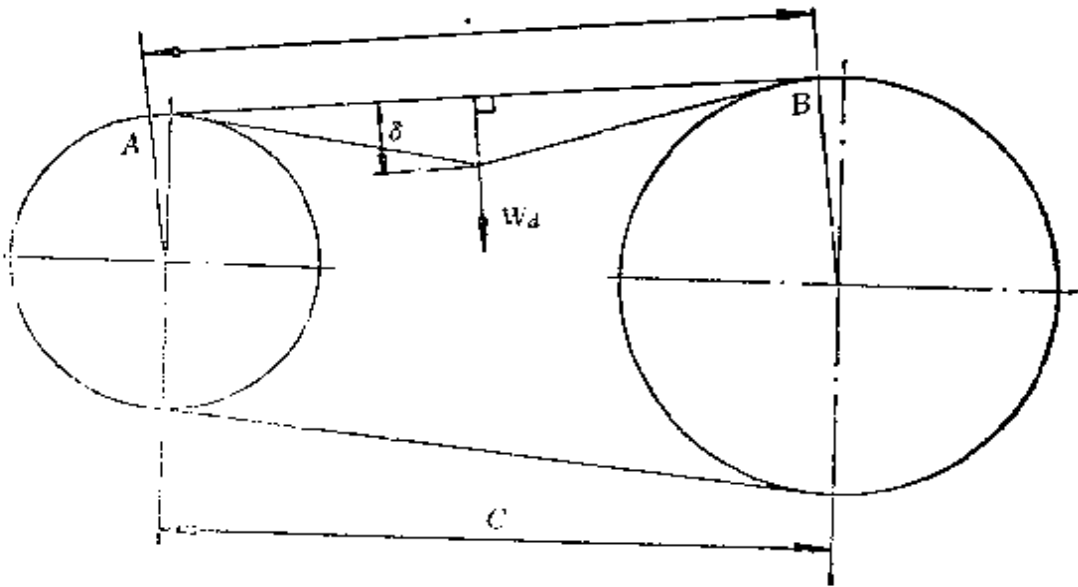


图6-6 带的张紧测量

表6-6 Ti 和Y的数值

种类	宽度代号		Ti, Y										
	带宽mm		025	031	037	050	075	100	150	200	300	400	500
XL	Ti (kgf)	最大值 推荐值	6.4	7.9	9.5	12.7	19.1	25.4	38.1	50.8	76.2	101.6	127.0
	Y		3.0 1.4	3.8 2.0	1.5 2.5	—	—	—	—	—	—	—	—
L	Ti (kgf)	最大值 推荐值	—	—	—	7.8 5.3	12.7 8.9	17.8 12.5	—	—	—	—	—
	Y		—	—	—	4.5	7.7	10.9	—	—	—	—	—
H	Ti (kgf)	最大值 推荐值	—	—	—	—	29.9 22.6	42.9 31.8	65.9 49.6	90.7 68.1	141.9 106.8	—	—
	Y		—	—	—	—	14.5	20.9	32.2	43.1	69.0	—	—
XH	Ti (kgf)	最大值 推荐值	—	—	—	—	—	—	—	102.9 92.7	161.4 145.5	228.6 206.1	—
	Y		—	—	—	—	—	—	—	86.3	138.5	199.8	—
XXH	Ti (kgf)	最大值 推荐值	—	—	—	—	—	—	—	252.0 113.6	396.0 178.4	561.5 252.8	725.0 326.6
	Y		—	—	—	—	—	—	—	140.7	227.0	322.3	417.7

注: MLX, XXL同步带的 Y, 和 Y 值待补充。

图 6-6 所示的切线中点处产生的挠度  $\delta$ ，可按下式计算

$$\delta = 0.016t \quad (\text{mm}) \quad (6-4)$$

在重量  $W_s$  作用下，如同步带跨度中点处的挠度  $\delta$  与上式得出数值相符合，则此张紧力合适。 $T_s$  与  $F$  值根据同步带型号在表 6-6 中查出。

#### 6.2.4 张紧轮的使用和安装

##### 1. 张紧轮可在以下情况中使用

(1) 在中心距固定的传动装置中，用来调整同步带的长度。在这种装置中往往难以找到合适长度的标准同步带，此时采用较长长度的同步带加以代替，较为经济。而带在传动中的长度和张紧力可通过张紧轮来调整。

(2) 在同步带传动中，如需通过变换带轮来得到不同的传动比，而仍采用同一根同步带时，可采用张紧轮来调整同步带的长度。

(3) 在带轮尺寸较小或较大传动比的传动中，为增加带与带轮间的接触弧长或啮合齿数，可采用张紧轮。

(4) 在同步带长距离传动时，为防止同步带跳出，可采用张紧轮。

##### 2. 张紧轮的安装方法

根据张紧轮的用途，有两种安装方法：

(1) 安装在带的内侧，作张紧同步带用（见图 6-7(a)）。张紧轮应采用与同步带有相同节距的齿形带轮，其直径至少应和传动系统中传递动力的最小带轮尺寸相等，当张紧轮齿数大于带轮最少许用齿数时，为避免啮合齿数减少，应把张紧轮安装在松边一侧。

(2) 安装在带的外侧，作增加带轮与同步带的接触弧

长之用(见图6-7(b))。张紧轮可采用中间无凸起的平带轮,它的直径至少为传动系统中传递动力的最小带轮直径的  $1\frac{1}{3}$  倍,且安装在松边,以使带不产生过大弯曲。

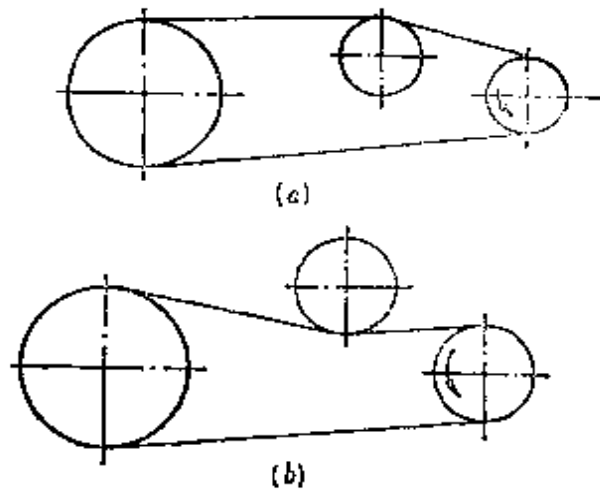


图6-7 张紧轮的安装方法

### 6.3 同步带机械性能测试

在同步带传动中,同步带的损坏是导致传动失效的主要原因。为保证同步带的质量,生产及研究单位必须对同步带进行有关的机械性能测试,本节介绍目标 GB10716~GB10719 规定的几种同步带机械性能试验方法。

#### 6.3.1 同步带拉伸强度试验

同步带在工作拉力下的断裂破坏是同步带的主要失效形式,因此在生产出同步带成品后,必须对同步带的拉伸强度进行抽样试验。同步带的拉伸强度是指同步带试样在拉断时所受拉力与试样宽度之比。

##### 1. 同步带试样参数

根据 GB10716-89 同步带拉伸性能试验方法规定,对同步带进行拉伸强度试验时,可采用环形或非环形两种试样:

(1) 环形试样。环形试样是从环形带上截取或就是原环形带。试样数量为三根。公称宽度大于 30mm 的带,试样宽度为  $30^{+0.5}_{-0.5}$ mm; 公称宽度小于或等于 30mm 的带,试样宽度

等于带宽。在测试前，应在环形试样的两个带齿顶部中央各画一条与带宽方向平行的标线并测定标距，标距应在便于试验中测量其值的前提下，尽量接近 200mm。

(2) 非环形试样。非环形试样从样品带上截取，试样数量为 3 根。试样的长度和宽度根据 GB10716-89 作如下规定，对公称长度大于 400mm 的带，试样长度为 400mm；公称长度小于或等于 400mm 的带，试样长度等于带长。公称宽度大于 25mm 的带，试样宽度为  $25^{+0.5}$ mm。在测试前，应在非环形试样的带背面中部画两条与带宽方向平行的标线并测定其间距，试标距应在便于在试样中测量其值的前提下，尽量接近 200mm。

环形试样或非环形试样在标距内均不允许有缺胶气泡。

由于同步带拉伸强度与带型号、材质、承载绳直径、单位带宽中承载绳根数等许多因素有关，故试验前需列出试样参数表：

表6-7 同步带试样参数

生产厂	带型号	带材质	抗拉绳材质	试样长度 (mm)	标距 (mm)	带每米质量 kg/M·mm	承载绳直径 (mm)	试样宽度 (mm)	试样带宽内承载绳根数

## 2. 试验条件

(1) 本试验应采用符合以下要求的拉力试验机：

- ① 夹持器移动速度为  $50 \pm 5$ mm/min；
- ② 力的指示值误差不大于 1%；
- ③ 环形试样夹持器为两个等直径平轮（圆柱形轮）。其中

一个安装在轴承上，可自由转动。平轮的外径根据带的长度按下表决定。

表6-8 试验用平轮外径

带长度 $L_p$ (mm)	平轮外径 (mm)
$L_p \geq 600$	$100 \pm 2$
$250 \leq L_p < 600$	$40 \pm 1$
$L_p < 250$	$10 \pm 0.5$

非环形试样上、下夹持器均为钳口式夹持器，如图6-8(b)，它们对试样施加足够且均匀的夹持力，使试样与钳口间无滑动。

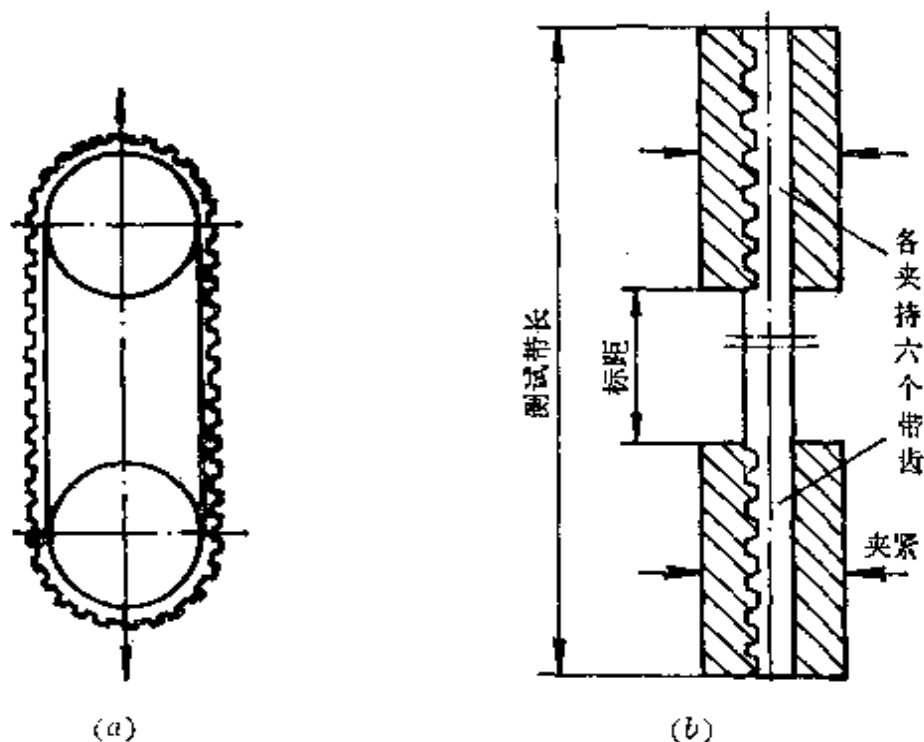


图6-8 试样夹持方式

(2) 加载范围：可根据同步带型号按同步带的产品标准中规定的拉伸强度公称值施加或参考日本JIS K6372-82中

所列拉伸强度值施加(见表6-9)。

附：表6-9 JIS K6372-82 同步带拉伸强度值

梯形齿同步带 型号		MXL	XL	L	H	XH	XXH
拉 伸 强 度	kgf/ 25.4mm	77.76以上	200以上	270以上	690以上	950以上	1100以上
	KN/ 25.4mm	0.763以上	1.96以上	2.65以上	6.77以上	9.32以上	10.8以上

(3) 试验室温度： $23 \pm 5^{\circ}\text{C}$

试样应在上述试验室温度下至少停放24h，再做试验。

### 3. 试样夹持方式

(1) 环形试样。如图6-8(a)，将试样套在两平轮上，以带背面(无齿面)与平轮接触，两标线应位于两轮同侧居中位置。在对双面齿同步带进行试验时，可在试样与平轮之间垫一段相同节距的单面齿带，并使其齿与试样的齿嵌合。此种夹持方式的优点是使带两侧边的拉力能自行调整，带受力均匀。应注意环形试样的拉伸强度近似等于拉力试验机显示拉力数值的一半。

(2) 非环形试样。为避免在拉伸过程中带齿在夹持器中滑移，可采用如图6-8(b)所示的齿条夹持器。在采用此种夹持器时，应保证两端夹持器夹持的带齿数大于6个齿，以避免同步带在拉断前，带齿被剪切或产生滑移。

### 4. 试样的拉伸强度试验

(1) 启动试验机，以  $50 \pm 5\text{mm}/\text{min}$  的速度拉伸试样，并根据同步带产品标准中规定的拉伸强度公称值施加拉力。

(2) 记录同步带在拉断时的最大拉力。

(3) 同类型试样应至少试验3次，取三个测定值的平均值。



## 5. 试验结果整理

试样的拉伸强度按下式计算

$$T = F/b$$

式中  $T$ —拉伸强度(kN/cm)

$F$ —试样拉断后记录的最大拉力(kN)

$b$ —试样宽度(cm)

取三个试样拉伸强度的平均值作为试验结果。

### 6.3.2 同步带伸长率测定

同步带在工作拉力下的伸长,将直接影响到带节距的变化,因此同步带伸长率大小是衡量同步带机械性能的重要指标之一。为对同步带伸长率加以控制,对各种型号同步带规定了在一定负荷下允许的伸长率数值。在 GB10716-89 提出的参考力伸长率是指当试样单位宽度的拉力增加到拉伸强度公称值的80%时,标距的伸长率。

#### 1. 同步带试样参数和试验条件、夹持方式

带伸长率测定时的试样参数,试验条件、试样夹持方式均与拉伸强度试验相同。

#### 2. 试样的伸长率试验

(1) 把试样夹持于夹持器中,并测定试样在试验前的标距。

(2) 启动试验机,以  $50 \pm 5\text{mm}/\text{min}$  的速度拉伸试样。

(3) 测定同步带伸长的变化规律,可每次加载 20kgf,并由测长仪测出试样相应伸长量。

(4) 当试样单位宽度所受拉力增至试样拉伸强度公称值的80%时,测量标距。

(5) 继续加载,直到试样拉断,可测出试样拉断时的伸长量及相应的最大拉力。

### 3. 试验结果整理

试样的参考力伸长率可按下式计算

$$E = (G_1 - G_0) / G_0$$

式中  $E$ —参考力伸长率%

$G_0$ —试验前的标距

$G_1$ —试样单位宽度的拉力增至拉伸强度公称值的  
80%时的标距

应计算3个试样参考力伸长率,取其平均值,作为试验结果。

如需测定同步带在拉力下的伸长规律,则可根据每次加

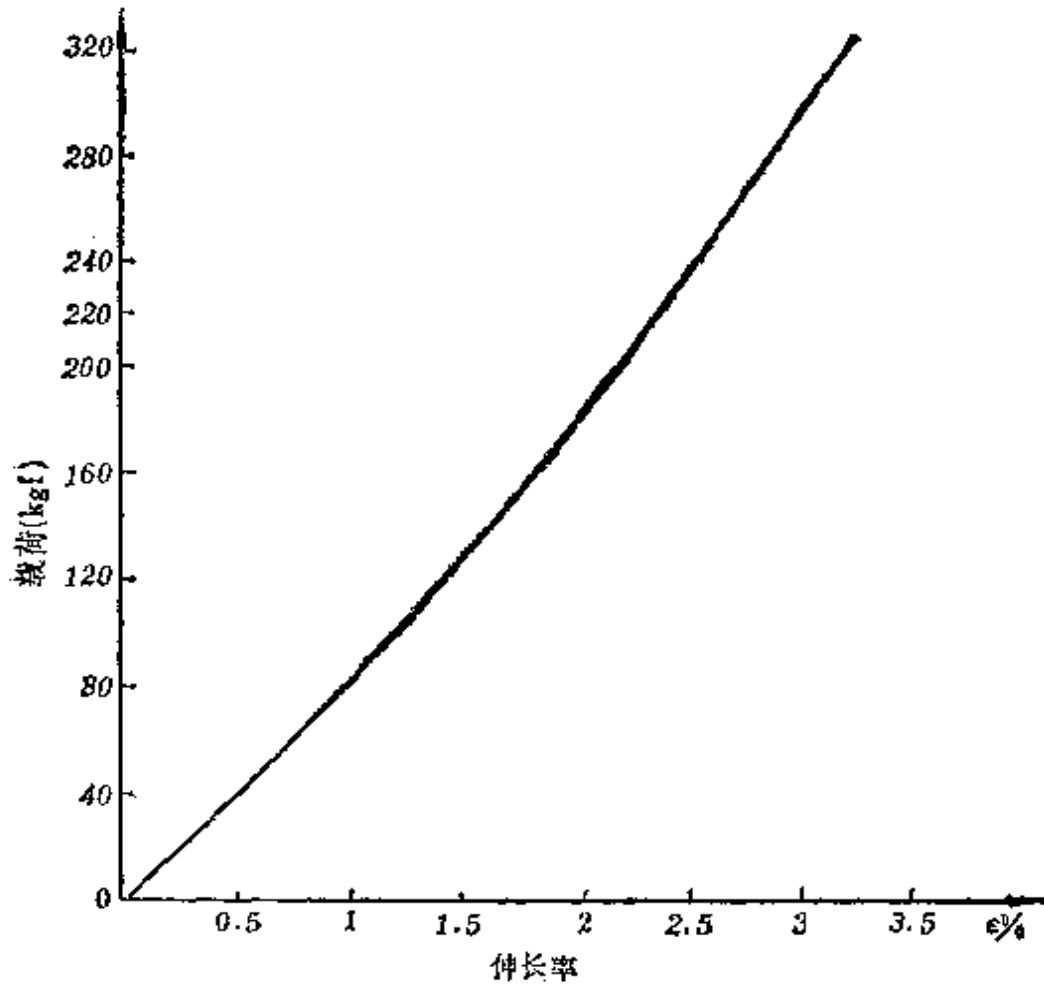


图6-9 国产L型氯丁胶同步带伸长率变化曲线

载 20kgf 得到的试样相应伸长量, 绘出试样伸长率与拉力的关系曲线, 如图6-9所示。

日本 JIS K6372-82 中给出了各种梯型齿同步带在定负荷下允许的伸长率, 列于表6-10, 以供参考。

**表6-10 JIS K6372-82各种型号同步带的定负荷伸长率**

同步带型号	MXI	XL	L	H	XH	XXH
拉力 kgf/25.4mm	63	160	220	550	760	880
伸长率%	4.0以下	4.0以下	4.0以下	4.0以下	4.0以下	4.0以下

### 6.3.3 同步带齿剪切强度测定

当同步带与带轮的啮合齿数小于 6 和啮合带齿上载荷分布不均匀时, 将引起带齿的剪切破坏。因此需对同步带成品进行剪切强度试验。

#### 1. 试样参数

试样可从同步带成品上截取一段, 根据 GB10717-89 同步带齿剪切强度试验方法规定, 对于公称宽度大于 30mm 的带, 试样宽度为  $30 \pm 0.5$  mm; 公称宽度等于 30mm 的带, 试样宽度等于带宽。试样长度可取 300~500mm 长, 以允许进行 5 个不连续的齿作 5 次剪切试验为准, 试样端部应为 1 个完整的齿槽底部。此外被试验的同步带带齿应完整、饱满、无瘪齿及包布损坏现象。

#### 2. 试验条件

(1) 带齿剪切强度试验可在前述的拉力试验机上进行。

(2) 速度和加载范围。夹持器移动速度为  $50 \pm 5$  mm/min;

加载范围在国标中未有规定，现根据国外资料中提供的剪切强度数据，列于表6-11，以此估计加载范围。

**表6-11 单个带齿的剪切强度值**

带材质	带型号	节距 $P_b$ (mm)	带宽 (mm)	试验温度 (°C)	带齿抗剪强度 (kgf)
1) 聚氨酯带	L型	9.525	19.00	25°C	68
2) 氯丁胶带	L型	9.525	19.00	/	95
3) 氯丁胶带	ZA型	9.525	10.00	/	61.18

[注] 表中1), 2)为一般同步带 3)为汽车用同步带

(3) 试验室温度为 $23 \pm 5^\circ\text{C}$ 。

### 3. 试样夹持方式

带齿剪切强度试验可采用如图6-10所示夹持方式。它由一个钳口式或齿条式夹持器和一个剪切夹持器组成。钳口式夹持器用来夹紧试样端部，并对试样施加足够且均匀的夹持力，使试样与钳口间无滑动；剪切夹持器在试验时对带齿起剪切作用。如图6-10所示，剪切夹持器由支架、剪切轮、压紧轮、垫板、加压装置等组成。根据 GB10717-89 规定，剪切轮上应具有至少一个与试样同型号的标准带轮齿槽，并要求剪切齿槽的齿形与试样带齿齿形相同。在试验中为避免剪切轮其它部分与试样接触，影响带齿剪切强度值的正确性，应对剪切轮其他部分作适当打磨或切削，只允许剪切齿槽与试样接触。在剪切夹持器上，剪切轮是固定的，不能作转动或移动，其剪切齿槽的中心线应与剪切轮、压紧轮的中心连线重合。压紧轮安装在轴承上，可自由转动并可沿两轮中心连线移动。压紧装置可采用弹簧或螺栓，并要求在加压后能对压紧轮位置进行锁定，以免在试验中发生压紧轮后退现象。

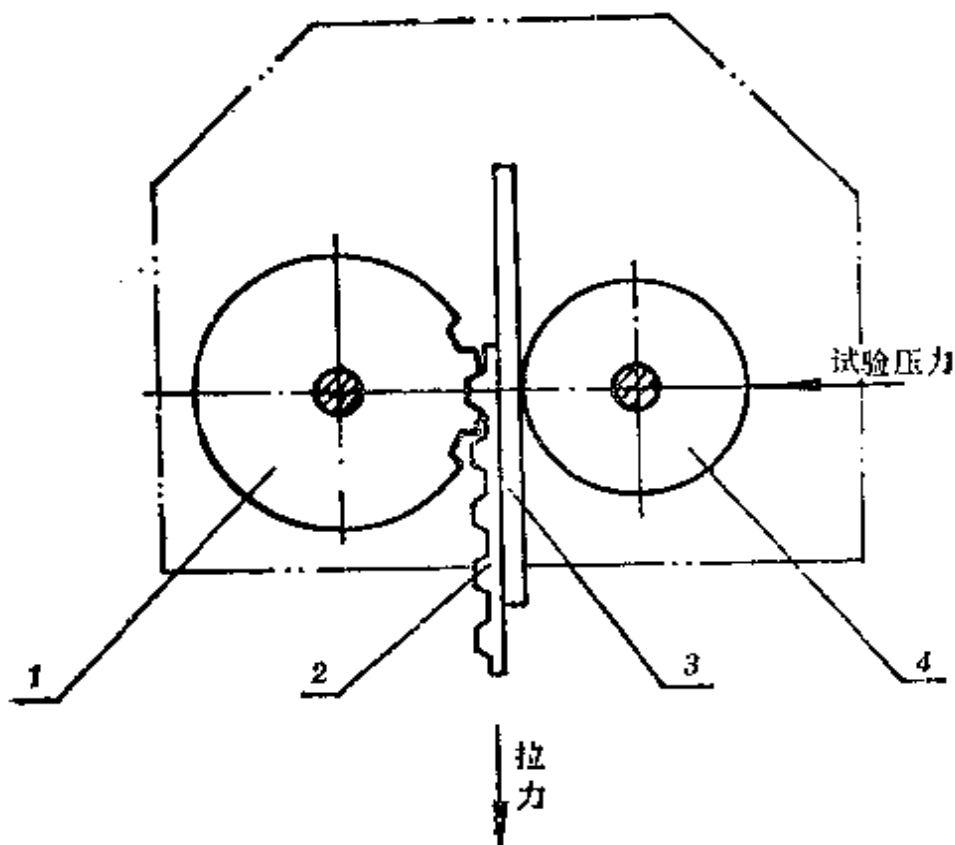


图6-10 剪切夹持器示意

1—剪切轮 2—试样 3—垫板 4—压紧轮

#### 4. 带齿剪切强度试验步骤

(1) 试样或样品带应在试验室温度为 $23 \pm 5^{\circ}\text{C}$ 条件下停放至少24h再做试验。

(2) 将试样一端夹入钳口式夹持器，将试样另一端的第一个齿放入剪切夹持器的剪切轮之剪切齿槽中，并对试样施加每厘米宽度 $50 \pm 10\text{N}$ 的初始正压力，然后锁定压紧轮的位置。而对双面齿同步带，可取一段同节距单面齿带垫在试样与垫板之间，使两者齿嵌合，再进行夹紧。

(3) 起动试验机，以 $50 \pm 5\text{mm}/\text{min}$ 的夹持器移动速度剪切带齿，在剪切过程中，压紧轮与垫板、垫板与试样之间应

无相对滑动,并记录剪切过程中的最大拉力。

(4) 截去已被剪切的带齿以及相邻的至少1个带齿,进行完上述截切操作后的试样,其端部仍应是1个完整的齿槽底部。

(5) 按上述试验步骤再进行4个带齿的剪切试验。

### 5. 试验结果整理

带齿的剪切强度可按下式计算

$$S = \frac{F}{b}$$

式中  $S$ —齿剪切强度, kN/cm

$F$ —带齿的最大剪切力, kN

$b$ —试样宽度, cm

计算出5个试验带齿的剪切强度,取其平均值,作为试验结果。

当上述的带齿剪切强度夹持器不具备时,亦可采用图6-11的夹持器,对同步带齿进行剪切强度试验。

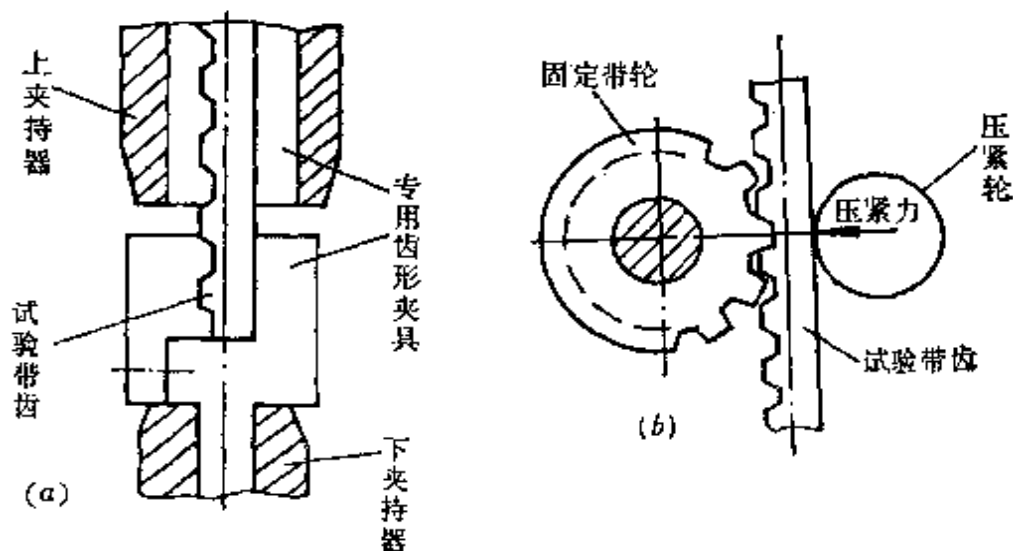


图6-11

### 6.3.4 同步带包布剥离强度试验

同步带齿包布层与基体材料粘结强度不够,而使包布层从基体材料上脱开,是造成同步带失效的原因之一,为此在同步带成品出厂前应对同步带进行包布剥离强度抽样试验。

### 1. 试样参数

试样参数与剪切强度试验相同,试样长度应满足能进行5个齿包布的剥离试验。

### 2. 试验条件

与同步带非环形试样拉伸强度试验条件相同,但要求试验机上带有自动绘制剥离力曲线的记录装置。

### 3. 夹持方式。

采用上下两个钳口式夹持器

### 4. 试验步骤

(1) 试样在试验室温度为 $23 \pm 5^{\circ}\text{C}$ 下停放24小时,再做试验。

(2) 用手工将试样一端的包布剥开至足够长的夹持部份。

(3) 将试样如图6-12所示夹在上下两个夹持器中,以剥离面朝向试验者。

(4) 启动试验机,以 $50 \pm 5\text{mm}/\text{min}$ 的夹持器移动速度将包布剥离同时记录剥离力曲线,在试验中如发现包布断裂或出现裂口,应中止试验。重新剥离夹持部分,再作试验,直至记录到5个齿包布剥离对应的5个最高峰值力为止。

### 5. 试验结果整理

计算出5个齿对应的5个最高峰值力的平均值,然后按下式计算包布剥离强度

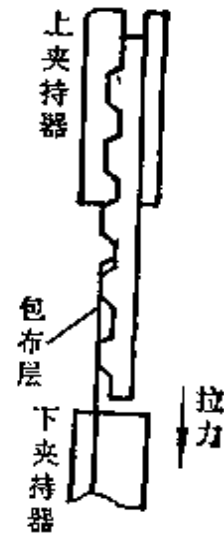


图6-12

$$\delta = \frac{F}{b}$$

式中  $\delta$ —包布剥离强度 N/cm

$F$ —5个齿的5个最高峰值力的平均值, N

$b$ —试样宽度, cm

### 6.3.5 同步带绳抽出强度试验

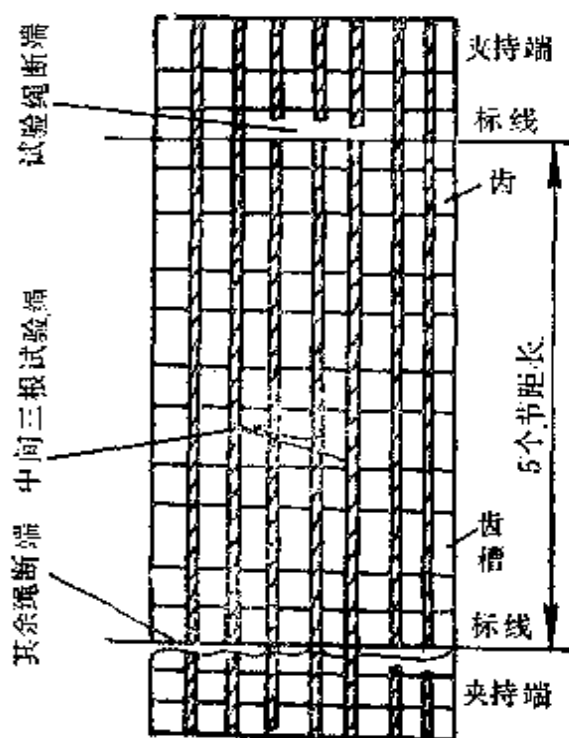


图6-13

同步带内骨架绳与基体材料粘结强度不够,而使骨架绳由基体材料中抽出,导致同步带失效,因此需对同步带绳抽出强度进行试验。

#### 1. 试样参数

试样从样品带上截取一段,宽度等于带宽,其长度应保证能进行5个节距长的绳抽长试验,试样数量为3根。取得试样后,对试样作以下处理;如图6-13所示:

(1) 在试样的齿槽底部画两条与带宽方向平行的标线,两标线间距等于5个节距总长度。

(2) 在一条标线上将中间三根绳截断,在另一条标线上将其余所有绳截断,并采用刀割或砂轮磨的方法使该标线处的背胶适当减薄,并不使任何一根绳在该不该截断的位置截断或受到损伤。



## 2. 试验条件

与同步带包布剥离强度试验相同, 试样两端用钳口式夹持器夹持, 并施加足够且均匀的夹持力。

## 3. 试验步骤

(1) 试样在试验室温度  $23 \pm 5^{\circ}\text{C}$  条件下停放 24h 再做试验。

(2) 将试样两端夹入上、下夹持器。

(3) 启动试验机, 以  $50 \pm 5\text{mm}/\text{min}$  的夹持器移动速度将三根试验绳抽出, 记录抽出过程中的最大拉力, 如果抽出的不是三根试验绳或三根绳的抽出长度不都是5个节距长度, 则该试样作废, 另取试样重做试验。

## 4. 试验结果

以试验中测得的最大抽出力作为绳抽出强度, 并取三个试样抽出强度的平均值作为试验结果。

# 6.4 同步带传动动态性能测试

## 6.4.1 同步带跳齿极限扭矩的测定

根据对爬齿、跳齿现象的分析, 带的爬齿和跳齿限制了传动的承载能力。因此, 通过试验对同步带的爬齿、跳齿机理进行试验研究, 分析引起带爬齿、跳齿的各种影响因素, 确定同步带在跳齿前所能传递的极限扭矩是十分重要的。目前国内对外对同步带跳齿现象的静、动态试验研究还很少报导。现介绍几种试验方法, 以供试验参考。

### 1. 静载跳齿扭矩的测定

静载跳齿扭矩测定可在同步带传动试验台或同步带测长机上进行。测定时将同步带安装在两个直径相同的同步齿形

带轮上，按照同步带型号加上如表 6-3 所列出的张紧力，并使带至少转动两圈，以使带齿与轮齿啮合良好，测量载荷均布于带的两边。然后将一个带轮固定，使它不能转动，另一带轮可通过扭力扳手以每分钟约一圈的转速转动，由扭力扳手上读出跳齿时的扭矩值即为静载跳齿扭矩。

静载跳齿扭矩测定可用于对同步带传递的极限扭矩作初步估计或对不同型号、材质的同步带的承载能力进行分析比较。由于静载跳齿扭矩与带的型号、材质、带轮直径，啮合齿数及加载时的带轮转速等有关，故必须在相同的试验条件才能作分析比较。

## 2. 动态跳齿极限扭矩的测定

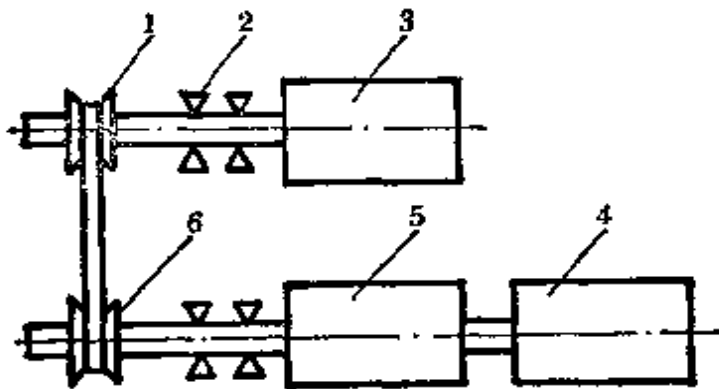


图6-14 试验装置

- 1—同步带 2—轴承 3—磁粉加载器  
4—电动机 5—转速扭矩测定仪 6—带轮

带轮一定转速(通过转速扭矩仪加以调整)，然后通过加载装置(磁粉加载器)逐步增加扭矩，直到同步带在带轮上出现跳齿现象。

在同步带传动开式试验台上还可进行同步带爬齿、跳齿机理的试验研究及跳齿极限扭矩的影响因素试验分析。对跳齿现象作机理研究时，由于同步带的跳动现象是周期性地产

跳齿极限扭矩的动态试验在图6-14所示的同步带传动开式试验台上进行。

在测定动态跳齿极限扭矩时，应先确定同步带与带轮的各项参数，并控制

生和消失,很难用肉眼观察清楚,故试验时宜采用高速摄影机拍摄同步带爬齿、跳齿的全过程,并通过仪器记录跳齿时的扭矩、转速变化曲线。在分析跳齿极限扭矩的影响因素时,应在试验前严格检查试验带轮、带的节距及试验台的精度,然后改变某一参数来测定同步带传动的动态跳齿极限扭矩。

对同步带动态跳齿极限扭矩影响较大的参数有带的型号、带和承载绳的材质、带的节距误差、带轮转速、带轮啮合齿数、传动中心距、初拉力等。通过试验可分析这些因素对动态跳齿极限扭矩的影响,确定各种影响因素的合理数值。图6-15为日本学者荻原等在1987年试验得到的不同带材质下跳齿极限扭矩与初拉力的关系曲线。图中  $M_0$  为初始扭矩,  $M$  为加载扭矩,  $T_0$  为初始初拉力,  $T$  为调整后的初拉力。

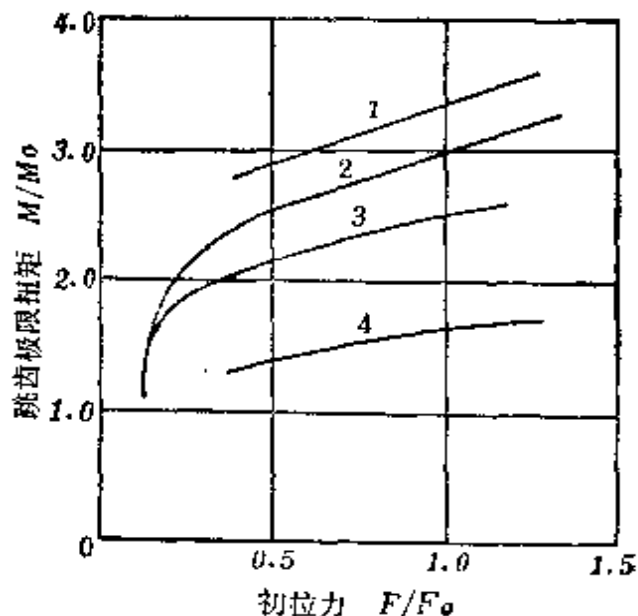


图6-15 跳齿极限扭矩变化曲线

- 1—带润滑的XL型尼龙纤维承载绳同步带
- 2—XL型尼龙纤维承载绳同步带
- 3—XL型钢丝承载绳同步带
- 4—XL型玻璃纤维承载绳同步带

#### 6.4.2 同步带寿命试验

同步带的使用寿命是同步带的一项重要质量指标。由于带的使用寿命与带的材质、制造工艺、使用条件等多种因素有关,因此在各国同步带标准中未作明确规定,一般由带生产厂家根据生产及使用情况来确定该项指标。



当电动机带动带轮2转动时，如加载联轴器3中半联轴器c所加扭矩  $M_T$  方向与转向相反，则同步带轮  $a$  为主动轮，功率流方向如图中  $B$  箭头所示。如电机输入扭矩为  $M_d$ ，加载扭矩为  $M_T$ ，单级同步带传动的传动效率为  $\eta$ ，则在转速扭矩传感器中显示的扭矩数值为  $(M_d + M_T) \cdot \eta^2$ 。

反之，如半联轴器c所加扭矩与带轮2转向相同，则带轮  $a'$  为主动轮，功率流方向如箭头  $A$  所示，在转速扭矩传感器中显示的扭矩数值为  $(M_d + M_T) \eta^2 + M_d$ 。

## 2. 同步带失效控制装置

对同步带进行寿命试验时，带何时失效较难及时观察测定。图6-17为一简单的同步带失效控制装置。它由滚轮、滑块、卷簧，限位开关，调节螺杆等组成。安装时以带有滑块的滚轮与同步带紧边接触，卷簧的张力可通过调节螺杆进行调节。

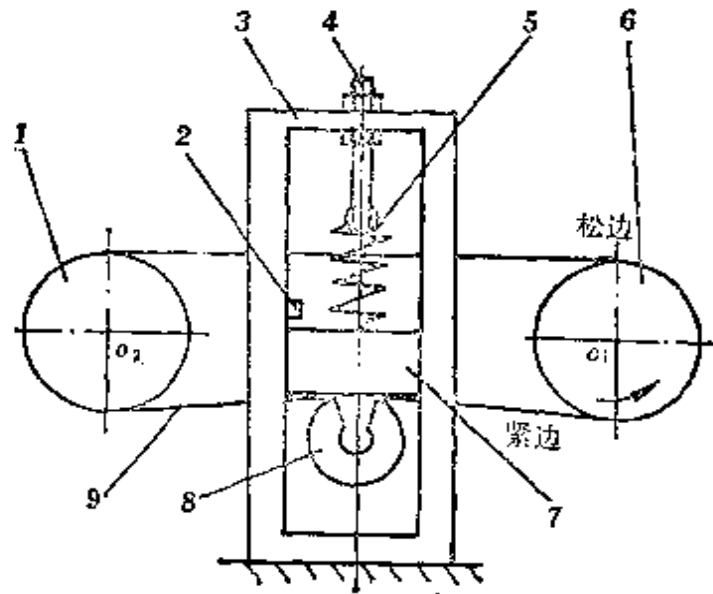


图6-17 同步带失效控制装置

- 1—从动带轮 2—限位开关 3—框架 4—  
调节螺杆 5—卷簧 6—主动带轮 7—滑块  
8—滚轮 9—同步带

当同步带加  
载运转时，带的

紧边被拉紧，卷簧被拉伸，滑块下移，直到紧边张力与卷簧张力相平衡。而当试验同步带在运转过程中产生承载绳断裂或带齿上有剧烈磨损或剪切破坏时，带的紧边张力将明显下

降,而使滑块随着卷簧载荷的减少而上升,通过滑块触动限位开关,使试验台电机停止转动,并可通过仪器指出同步带的拉力变化和寿命。

### 6.4.3 同步带啮合带齿间的载荷分布试验

#### 1. 试验目的

当同步带与带轮啮合时,在围齿区内同时有多个带齿处于啮合状态,在这些带齿上载荷能否均匀分布,将直接影响到带所能传递的极限扭矩及带的寿命。因此,测定同步带啮合带齿间载荷分布的规律,分析引起各带齿间载荷分布不均匀的影响因素,是提高同步带承载能力和寿命的重要措施。影响啮合带齿间载荷分布不均匀因素十分复杂,但影响较大的有带的承载绳及带基体的材质,带与轮的节距误差,安装时的初拉力等因素,因此在试验中可通过改变某一因素,测定带齿上载荷的变化,以确定该因素对带齿间载荷分布的影响。

#### 2. 试验装置

同步带啮合带齿间载荷分布试验在国内尚未见有报导,而在国外已有许多学者进行了该项测试,并提出了多篇论文,此处对国外采用的载荷分布试验装置作概略介绍。

(1) 日本大阪工业大学笼谷正则等采用的试验装置,如图6-18。

该试验装置采用一台0.4kW三相感应电动机1通过蜗轮减速器使带轮3以57r/min转动。为减少传动部分。振动对测试的影响,试验装置的试验部分和传动部分分设在两个台架上。试验同步带的初拉力可通过调节螺杆4推动轴承座水平移动来施加。

由于同步带齿属弹性体,它在受载时的应力与应变测量较困难,故各啮合带齿受力与变形是通过与它们啮合的轮齿

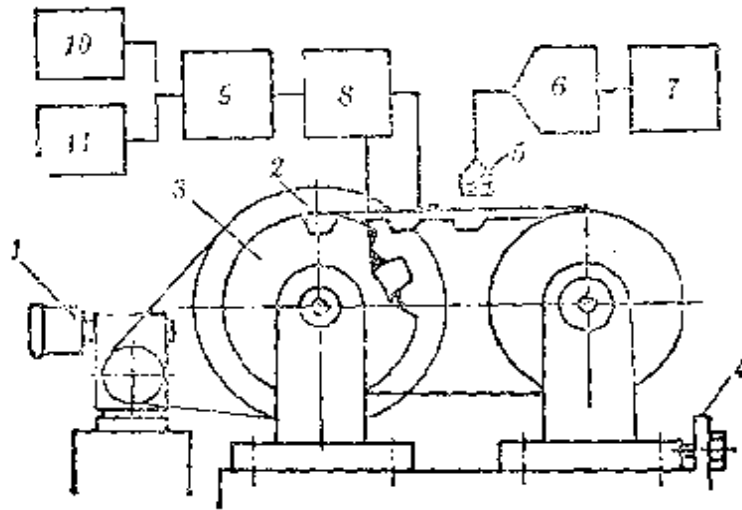


图6-18 带齿载荷分布试验装置

1—电机 2—试验同步带 3—载荷分布测量带轮 4—初拉力调节螺杆 5—话筒 6—精密声级计 7—快速傅里叶转换分析仪  
8—应变片 9—数据试录仪 10—电磁示波器 11—示波器

来测定的。为此，在带轮3上(如图6-19所示)，在一个齿的两相邻齿槽中各切出1mm宽和10mm深的槽，使被测轮齿易于

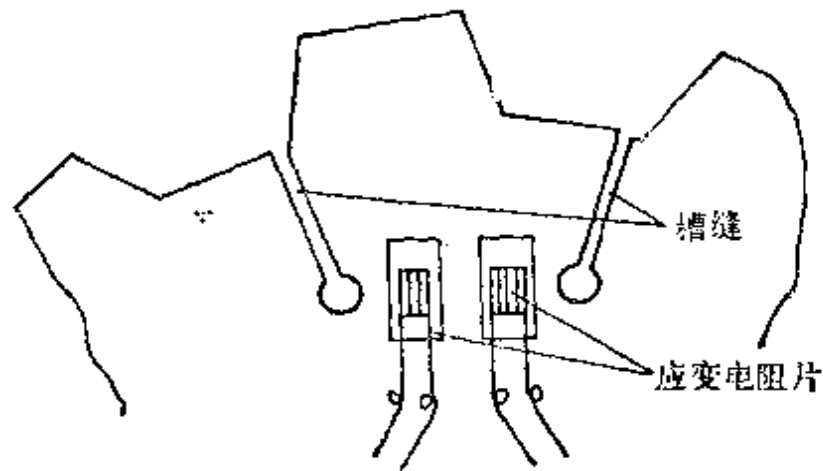


图6-19 测量轮齿载荷用的带轮

弯曲变形，然后在被测轮齿的每一侧贴有两片应变电阻片，组成惠司登电桥，由环形集流器输出信号。

当被测轮齿与同步带齿逐个进入啮合时，就可测出每次啮合过程中被测轮齿的应变，相应就可得到各啮合带齿啮合时的受力与变形，从而得到在整个围齿区各啮合带齿间载荷分布情况。

在试验装置中，带拉力是通过同步带的横向振动产生的声音。由话筒接收，然后通过精密声级计和FFT分析仪得出其振动频率，再根据事先备有的拉力—自然频率曲线图查出拉力数值。在试验装置中在同步带背面还贴有应变电阻片，以测定同步带沿宽度方向上各承载绳的受力分布。

### (2) 日本纲岛贞男采用的试验装置

图6-20为静态下啮合带齿载荷分布测量装置。测量带轮

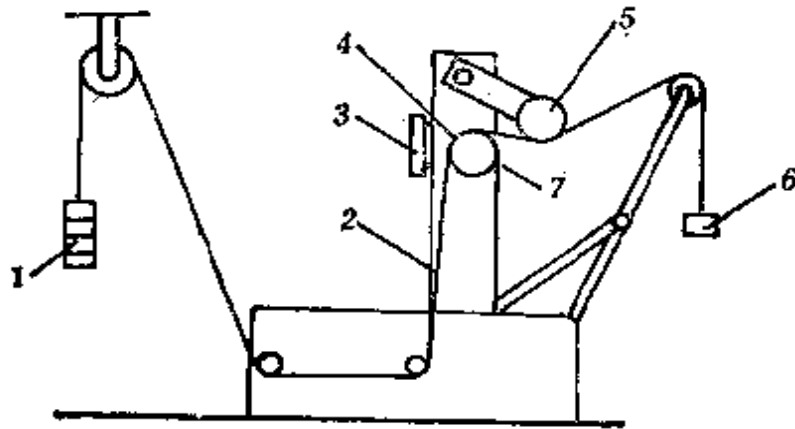


图6-20 载荷分布测定装置

1—紧边砝码 2—试验同步带 3—手轮 4—应变电阻片 5—一张紧轮 6—松边砝码 7—测量带轮

如图6-19所示贴有应变电阻片，同步带的紧边拉力及松边拉力由加砝码来控制。当转动手轮3使开有切口槽的轮齿逐个与带齿啮合，就可测得各个啮合位置上带齿所受的载荷。此种试验装置还可用来测定带的静载爬齿拉力。

### (3) 苏联金属切削机床科学试验研究所(ЭНИМС)采用



的载荷分布测量带轮。  
 该研究所对同步带作啮合带齿间载荷分布测定时，所采用的带轮与图6-19不同（见图6-21），带轮上的应变电阻片贴在铣切槽的两侧面，通过轮齿的弯曲变形可直接测出轮齿根部的弯曲应力。

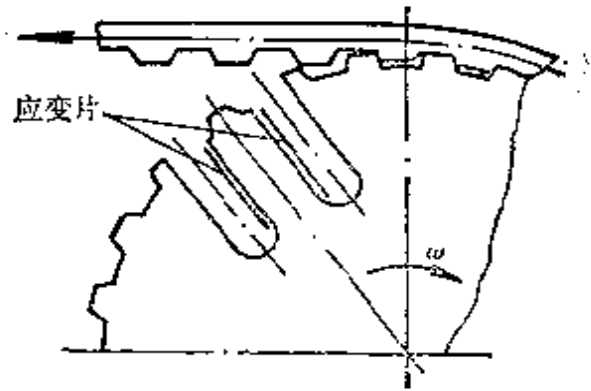


图6-21 载荷分布的测量带轮

#### 6.4.4 同步带耐磨性试验

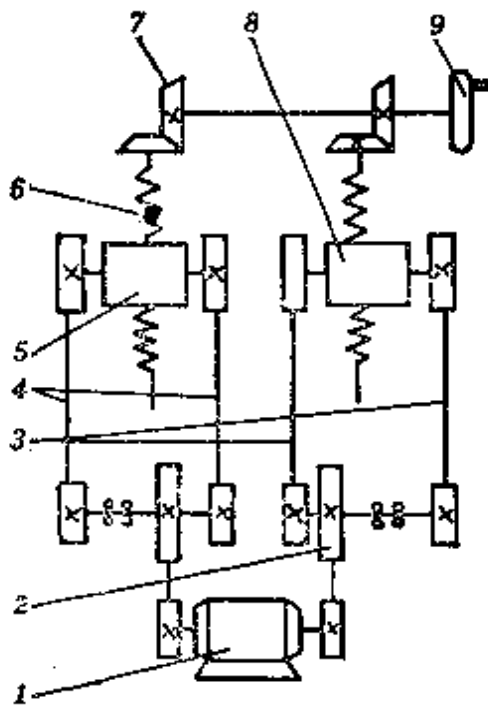


图6-22 同步带无负荷运行疲劳试验机

1—电机 2—输入带轮 3,4—试验同步带 5,8—可移式轴承座 6—调带丝杠 7—锥齿轮副, 9—手轮

同步带的磨损是造成带疲劳破坏的主要原因之一。因此，在同步带成品出厂前应抽样进行带的耐磨性试验。

带的耐磨性试验可在专用的无负荷运行疲劳试验机上进行。如图6-22所示。它以电机为动力，在4对等直径的同步齿形带轮上安装4根试验带同时进行试验。在试验时不加负载，仅通过移动轴承座5、8，来使同步带得到任意的初拉力。由于同步带的磨损主要是带齿与带轮齿在啮入脱出过程中造成。为

对同步带带齿的耐磨性进行比较，在试验中应统计带的每个齿通过两个带轮的总次数 $N$ ，它可按式计算

$$N = \frac{2Zn}{Z_b} \quad (6-5)$$

式中  $Z$ 为带轮齿数； $n$ 为带轮在试验期间的总转数  
 $Z_b$ 为同步带齿数

同步带在整个试验时间内的磨损量可采取测定试验前后带的质量差的方法来确定。

#### 6.4.5 同步带的弯曲疲劳试验

同步带的弯曲疲劳试验用来检验带的耐挠曲疲劳寿命，它可在图6-22所示的无负载运行疲劳试验机上进行。在试验时，为缩短试验周期，带轮直径应选用试验同步带所许用的最小带轮直径。同步带每一转的曲挠方向与曲挠次数可根据需要来确定。它可通过增加带轮个数和改变带轮位置做成多次曲挠和正反向曲挠的试验装置。如图6-23为日本三星胶带株式会社采用的同步带多次曲挠试验装置示意图。

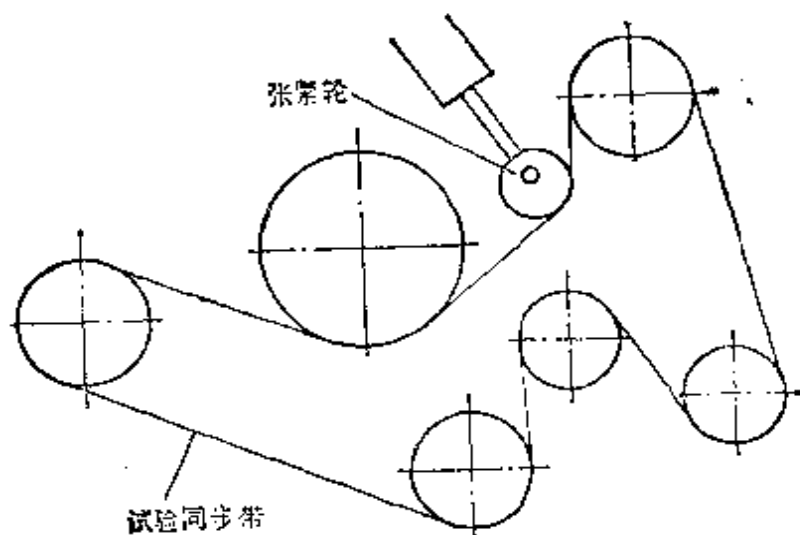


图6-23 同步带多次曲挠疲劳试验装置示意图

# 7 汽车同步带传动

## 7.1 概 述

### 7.1.1 用途

汽车同步带传动主要用于汽车发动机曲轴与凸轮轴间的传动上，此外亦用于要求与发动机曲轴保持固定传动比的辅助系统上，如喷油泵、配电盘和水泵的传动上。

### 7.1.2 汽车同步带传动的特点

汽车发动机凸轮轴传动有较高同步要求。为保证发动机配气与点火时间准确，长期来均采用齿轮或准时链进行传动，但随着发动机顶置式凸轮轴的采用及对发动机重量、噪声提出更高的要求，使同步带传动逐渐替代了这些传动，成为汽车发动机凸轮轴传动的一种主要形式。这是因为在凸轮轴传动上采用同步带与齿轮、链相比，具有更多的优点，简述如下：

#### 1. 有高的同步传动性能

同步带传动通过带齿与轮齿的精确啮合，可消除带的滑动和速度变化。同时同步带传动比齿轮、链传动具有更小的齿侧间隙，而提高了传动的精确性，保证了发动机配气机构的正常工作。

#### 2. 传动平稳、噪声小

同步带属弹性体，在传动过程中能吸收振动，缓和冲击，因此使传动远比齿轮、链传动平稳，噪声低，从而改善了发动

机的工作条件。

### 3. 维护保养少,消除了润滑油的污染

在发动机凸轮轴上,如采用齿轮或链传动,则必须备有润滑系统定期润滑保养。而同步带传动在正确安装后,不需要定期保养,也不需要加润滑油,这不仅节省了保养时间和润滑费用,而且消除了润滑油的污染。

### 4. 可减轻发动机的重量

在汽车发动机上,功率与重量的比率是一项重要的指标。顶置式凸轮轴的采用,可省略了挺杆、摇臂,从而降低了发动机的重量及配气机构的惯性力。但由此也使曲轴与凸轮轴间传动距离加大,在此情况下采用齿轮、链传动,会增加发动机的零件和重量。而同步带传动却显示了特有的优点,它重量轻,适用于远距离传动,同时又可省掉润滑系统和容器,如再采用轻金属或非金属材料制成的带轮,可使整个传动的重量大为降低,从而提高了发动机的设计指标。

### 5. 经济性好

同步带传动与齿轮、链传动相比,其原材料、制造费用都较低,而且使用时不需维护保养设备,因此耗费成本少,有较好的经济性。

汽车同步带传动的缺点是易于损坏,使用寿命比齿轮、链传动要低,但随着带在材质、齿形上的不断改进,使汽车同步带的耐用性得到很大提高,据国外资料介绍,目前在汽车上使用的同步带已不再是易损零件,而是与发动机有相同的使用寿命。同时随着汽车顶置式凸轮发动机推广使用,使同步带传动应用范围不断扩大,它不仅用于汽油发动机上,而且也逐渐用于柴油发动机;在车型上也由轻型轿车、卡车扩展到中型卡车、赛车及摩托车、自行车上。因此,同步带传动在汽车上的

应用有其广泛的发展前途。

### 7.1.3 对汽车同步带传动的要求

汽车同步带与一般工业用同步带之差别在于汽车同步带工作情况较复杂。因此，汽车同步带除应具备一般同步带的特点外，还应根据汽车发动机的工况提出如下要求：

#### 1. 要求有更精确的传动同步性

由于传动能否同步将影响曲轴、凸轮轴间的相位，也直接影响到发动机配气和点火时间的正确性。因此，汽车同步带应比一般工业用同步带有更精确的传动同步性。应尽量避免由于节距误差和承载绳伸长而引起的爬齿和跳齿现象。

#### 2. 应有较高的强度和抗冲击载荷的能力

发动机凸轮轴传动所传递的载荷并不大，但其工况较复杂。根据汽车行驶的需要，发动机将经常起动、变速。这将使同步带受到冲击载荷的作用。同时许多发动机上采用涡轮增压后输出功率增加，也相应对同步带提出更高的强度要求。因此，汽车同步带应比一般工业用同步带有更高的强度和耐冲击载荷能力。

#### 3. 应有较高的工作可靠性和使用寿命

由于汽车同步带传动控制着曲轴、凸轮轴的相对位置，支配着配气，点火的正确时间。因此要求同步带工作十分可靠。同步带的任何损坏将直接影响到发动机的正常工作，甚至会引起活塞与气门的撞击。因此汽车同步带需要有更高的工作可靠性和长的使用寿命。

#### 4. 要求有好的耐磨性、耐热性和耐腐蚀性

根据汽车发动机的工况，同步带将处在高温、有水、油、尘埃的条件下工作。所以要求汽车同步带能在 $110^{\circ}\text{C}$ 以下的温度下正常工作，并有强的抗磨损、耐腐蚀能力。

## 5. 要求结构紧凑

由于汽车发动机端部不仅装有同步带传动,而且还装有水泵、风扇等多种附件,因此要求采用的同步带传动所占空间尽量小,传动的结构要紧凑。

## 7.2 汽车同步带、带轮的结构

随着同步带传动在汽车上的推广使用,在一些国家和公司中已制订出专用于汽车、摩托车上的同步带传动国家标准和企业标准。其中有美国标准 SAEJ1278,日本标准 JASO E105-81, E106-81,意大利标准 UNI 8103, 8102 及美国固特异公司,日本三星、三菱等胶带株式会社的企业标准。在这些标准中,虽然在内容上不全相同,但都是以节距或用途划分型号,并且都采用了 ZA、ZB 型两种基本型号的汽车同步带传动,然后在这二种型号基础上再加以改进和发展。由于这两种型号基本能满足当前汽车同步带传动需要,并为世界各国所公认,故在 1985 年,国际标准化组织已把这两种基本型号列为汽车同步带传动国际标准 (ISO/DIS9010, ISO/DIS9011)。我国汽车同步带传动标准 GB10414-89 在 1990 年公布执行,它等效采用 ISO 汽车同步带标准。

### 7.2.1 汽车同步带的结构

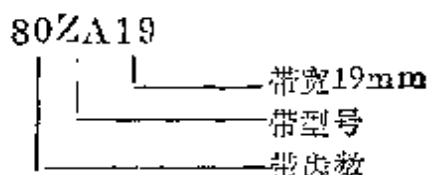
#### 1. 汽车同步带的型号和标记

按照 ISO ISO/DIS 9010 汽车同步带传动标准规定,根据所传递的载荷大小,汽车同步带可分成两种型号

ZA 型——轻负荷汽车同步带,主要用于汽油发动机;

ZB 型——重负荷汽车同步带,用于柴油发动机。

汽车同步带的标记是以带的齿数、型号、带宽表示,例如:



## 2. 汽车同步带的材质

为使汽车同步带有足够的强度,耐磨性和耐热性,带的基体材料采用氯丁橡胶,承载绳采用玻璃纤维,带齿外层包布采用经特殊处理的尼龙布制成。

## 3. 汽车同步带的结构和尺寸参数

(1) 齿廓尺寸。ZA、ZB型汽车同步带是参照一般工业用同步带中的L、H型同步带发展而成的两种带型。它们的齿廓仍保持梯形,同时考虑到汽车同步带在正常工作时传递载荷不大,而结构要求紧凑的特点,因此在ZA、ZB型同步带上均采用L型同步带的节距,即节距 $P_p = 9.525\text{mm}$ 。但又考虑到汽车同步带工况较复杂,必须具有更好的同步性能和耐冲击载荷能力,亦即要求汽车同步带的承载绳应具有更高的抗拉强度和更低的伸长率。为此,ZA型汽车同步带在保持L型带齿廓尺寸和节距的基础上,采用了原用于H型带中的较大直径的承载绳,这样既使结构紧凑,又满足了高抗拉强度、低伸长率的要求。由于在ZA型汽车同步带中设置了较大直径的承载绳,相应使ZA型带中的节顶距 $\delta$ 增大到 $0.686\text{mm}$ ,带高增大到 $4.1\text{mm}$ 。

ZB型汽车同步带用于传递大扭矩,要求具有比ZA型带更高的抗拉强度和带齿抗剪切强度。因此,在ZB型汽车同步带内除增大承载绳直径外,在保持L型带节距情况下,采用了H型带的齿廓尺寸,而使ZB型汽车同步带在传递扭矩时有更多的橡胶承受剪切,以满足传递大扭矩的需要。以ZB型汽车同步带与H型同步带相比,虽然其齿廓尺寸相同,但ZB型

汽车同步带具有较小的节距(7.525mm),因此在相同带轮直径下,ZB型带能有更多的啮合齿数,具有比H型带更高的抗剪切能力。ZA、ZB型汽车同步带的齿廓形状、尺寸及与L、H型带的比较见图7-1和表7-1。

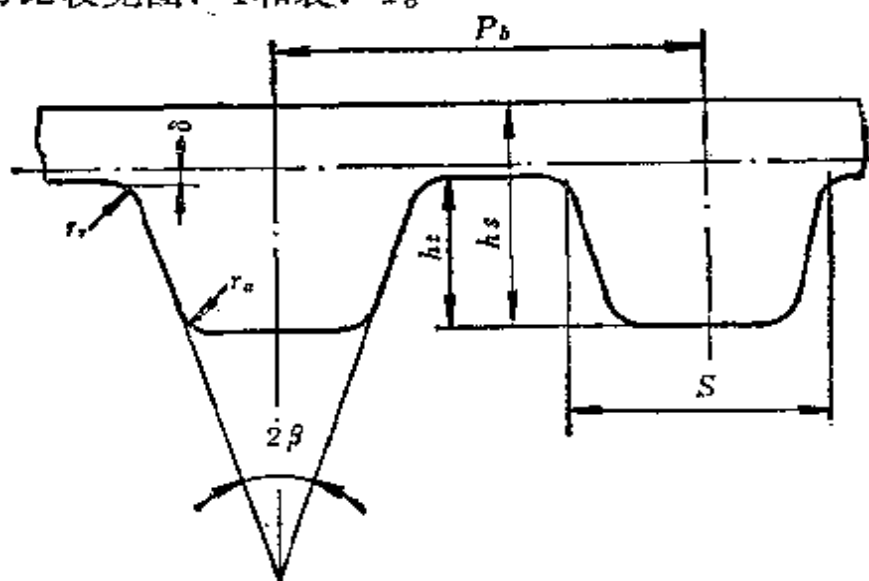


图7-1 汽车同步带齿廓尺寸

表7-1 ZA、ZB型汽车同步带齿廓尺寸及与L、H型带的比较

带型号	ZA	L	ZB	H
带齿廓参数				
节距 $P_b$ (mm)	9.525	9.525	9.525	12.70
齿形角 $\beta$ (°)	20	20	20	20
带齿根宽 $S$ (mm)	4.65	4.65	6.12	6.12
带齿高 $h_t$ (mm)	1.91	1.91	2.29	2.29
带全高 $h_s$ (mm)	4.1	3.6	4.5	4.3
节顶距 $\delta$ (mm)	0.686	0.381	0.686	0.686
齿根圆角半径 $r_r$ (mm)	0.51	0.51	1.02	1.02
齿顶圆角半径 $r_a$ (mm)	0.51	0.51	1.02	1.02



(2) 带节线长度。汽车同步带的带节线长度应根据汽车发动机上曲轴和凸轮轴以及其他传动附件的布置来计算确定。在计算时应先确定曲轴、凸轮轴及其他传动附件包括张紧轮的轴心的  $X$ 、 $Y$  坐标, 然后根据传动比确定各带轮的直径, 再按本书5.5多级传动计算确定所需的同步带节线长度, 并验算同步带与各带轮的啮合齿数。

由于汽车同步带已标准化, 计算所得的带节线长度应圆整为标准节线长度。汽车同步带的标准节线长度及极限偏差见附表7-1。

(3) 最小啮合齿数  $Z_m$ 。为保证汽车同步带工作的可靠性和使用寿命, 在设计汽车同步带传动时, 要求带与带轮的啮合齿数应大于所允许的最少啮合齿数。

带与带轮的啮合齿数可按以下公式验算

$$Z_m = \text{带轮齿数 } Z \times \frac{\text{带与带轮接触弧长}}{2\pi} \geq Z_{m \min} \quad (7-1)$$

最小啮合齿数  $Z_{m \min}$  根据日本三星胶带株式会社推荐, 可采用表7-2所示数值

表7-2 推荐的最小啮合齿数  $Z_{m \min}$

带 轮 类 型	推荐的最小啮合齿数
曲轴同步齿形带轮	8
凸轮轴和喷油泵的同步齿形带轮	12
其他附件同步齿形带轮 (油泵, 水泵, 空气泵等)	15

(4) 带宽的确定。汽车同步带带宽应根据带所传递的圆周力来确定。如发动机曲轴同步齿形带轮所传递的功率为  $P$

(kW), 带运转速度为  $v$  (m/s), 则带传递的名义圆周力  $F_t = \frac{1000P}{v}$  (N)。同时考虑带以速度  $v$  运转时所产生的离心力

$$F_c = \frac{Wv^2}{g} \quad (\text{N})$$

则汽车同步带传递的圆周力  $F_t$  为

$$F_t = \frac{1000P}{v} + \frac{Wv^2}{g} \quad (\text{N}) \quad (7-2)$$

式中  $w$  为汽车同步带单位长度重量 (N/mm·m), 见表 7-3

$g$  为重力加速度,  $g = 9.8 \text{ m/s}^2$

$v$  为带运转速度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} \quad (\text{m/s})$$

式中  $d_1$  为曲轴带轮节圆直径 (mm)

$n_1$  为曲轴带轮转速 (r/min)

表 7-3 汽车同步带单位长度重量 (N/mm·m)

带型号	ZA	ZB
带单位长度重量	0.046	0.0552

在确定带实际传递的拉力后, 可根据 ZA、ZB 型汽车同步带在不同宽度时的许用拉力来选择带的宽度。由于国内目前尚未见有汽车同步带许用拉力数据, 故暂采用日本三星胶带株式会社提出的数据, 供参考使用。

例: 如计算所得拉力为 600N, 对 ZA 型汽车同步带, 应使

其许用拉力大于或等于600N,则根据表7-4选带宽为32mm。

表7-4 汽车同步带的许用拉力(N)

带齿 $b_s$ (mm)	ZA型	ZB型
12.7	205.95	261.85
15.9	284.40	360.90
19.1	348.15	442.30
22.0	416.80	529.58
25.4	490.35	622.74
28.0	539.39	685.51
30.0	588.42	747.30
32.0	632.55	803.20
34.0	680.61	859.09
38.0	760.04	962.07

带宽  $b_s$  所允许的极限偏差见表7-5。

表7-5 带宽极限偏差

带宽范围	极限偏差 (mm)	
	$L_p < 840 (Z_b \leq 88)$	$L_p > 840 (Z_b \geq 89)$
$b_s < 40$	$\pm 0.8$	$\pm 0.8$
$b_s > 40$	$\pm 0.8$	$+0.8$ $-1.3$

注:表中  $b_s$  为带宽;  $L_p$  为带节线长度;  $Z_b$  为带齿数。

#### 4. 汽车同步带节线长度测量

(1) 测量装置。汽车同步带节线长度测量装置与一般工业用同步带相同,见图6-1。

(2) 测量用带轮。汽车同步带测量用带轮参数见图7-2、表7-5。

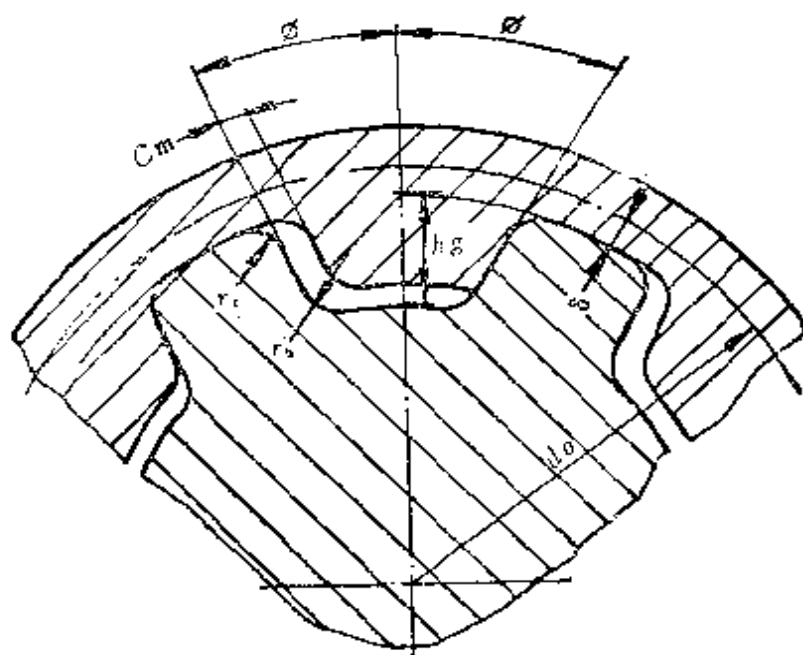


图7-2 汽车同步带测量用带轮

表7-6 汽车同步带测量用带轮参数

型号	齿数	节圆周长 (mm)	外径 $d_o$ (mm)	跳动(mm)		最小间隙 $C_m$ (mm)
				径向	轴向	
ZA	20	190.5	59.266 $\pm 0.013$	0.013	0.025	0.33
ZB	20	190.5	59.266 $\pm 0.013$	0.013	0.025	0.38
		轮齿高 $h_g$ (mm)	齿根圆角 半径 $r_b$ (mm)	齿顶圆角 半径 $r_t$ (mm)	齿顶距 $\delta$ (mm)	齿形角 $\phi(^{\circ})$
ZA		2.68 $\pm 0.1$	0.85 $\pm 0.1$	0.85 $\pm 0.1$	0.686	20 $\pm 1.5$
ZB		3.00 $\pm 0.1$	1.23 $\pm 0.1$	1.23 $\pm 0.1$	0.686	20 $\pm 1.5$

(3) 测量力。测量带节线长度时，施加在带上的测量力  $F_w$  可按下式计算

$$F_w = (b_s \times 29) - 100 \quad (\text{N}) \quad (7-3)$$

式中  $b_s$  为带宽(mm)

(4) 测量方法。汽车同步带节线长度测量方法与一般工业用同步带相同。

### 7.2.2 汽车同步带轮的结构

#### 1. 汽车同步带轮的型号和标记

按ISO/DIS 9011汽车同步带轮标准规定，与汽车同步带相对应，有两种型号的同同步带轮：

ZA 型——轻负荷汽车同步带轮；

ZB 型——重负荷汽车同步带轮。

两种型号带轮的节距与汽车同步带相匹配，均为 9.525 mm。

汽车同步带轮的标记以齿数、型号、轮宽表示，例：



#### 2. 汽车同步带轮的材质

汽车同步带轮的材质与一般工业用同步带轮相同。为减轻发动机重量应尽量采用轻合金或塑料制造。

#### 3. 汽车同步带轮的结构和尺寸参数

(1) 带轮的齿形。在 ISO 标准中规定，ZA、ZB 型同步带轮的齿槽形状为近似梯形，齿廓为渐开线。由于带轮的渐开

线齿廓随带轮齿数而变化，因此在标准中规定了加工渐开线齿形的齿条刀具的形状及结构尺寸，见图7-3和表7-7。

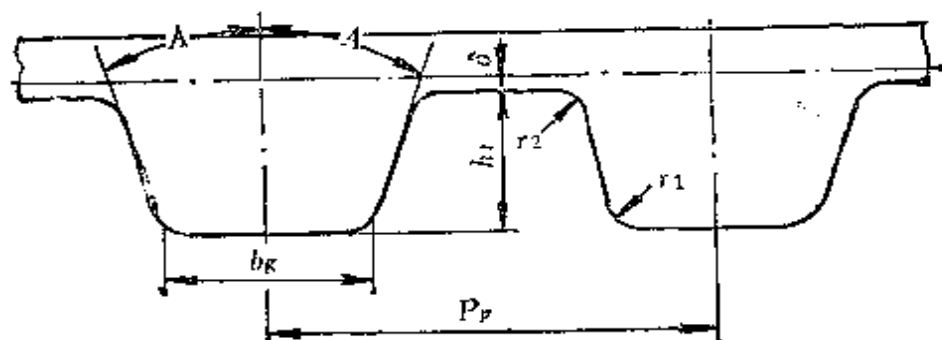


图7-3 齿条刀具

表7-7 ZA、ZB型同步带轮齿条刀具的基本尺寸

型 号	齿数	节距 $P_p$ $\pm 0.003$ (mm)	刀具齿形角 $\Delta \pm 0.0012$ (°)	刀具齿高 $h_f^{+0.05}$ (mm)
ZA	$\geq 19$	9.525	20°	2.13
ZB	$\geq 21$	9.525	20°	2.59
L	$\geq 10$	9.525	20°	2.13
H	14~19	12.700	20°	2.59
	$> 19$			
型 号	刀具顶宽 $b_g^{+0.05}$ (mm)	刀具顶部半径 $r_1 \pm 0.03$ (mm)	刀具根部半径 $r_2 \pm 0.03$ (mm)	节顶距 $\delta$ (mm)
ZA	3.10	0.86	0.86	0.686
ZB	4.24	1.47	1.42	0.686
L	3.10	0.86	0.53	0.381
H	4.24	1.47	1.04	0.686
			1.42	

从表7-7可看出,汽车同步带轮加工刀具与一般工业用带轮的齿条刀具极为近似,仅在节顶距和刀具根部圆角半径上有所不同。

除渐开线齿形外,在日本 JASO E106-81 汽车同步带轮标准中还规定了一种直边齿形,其齿形基本尺寸见图7-4和表7-8。

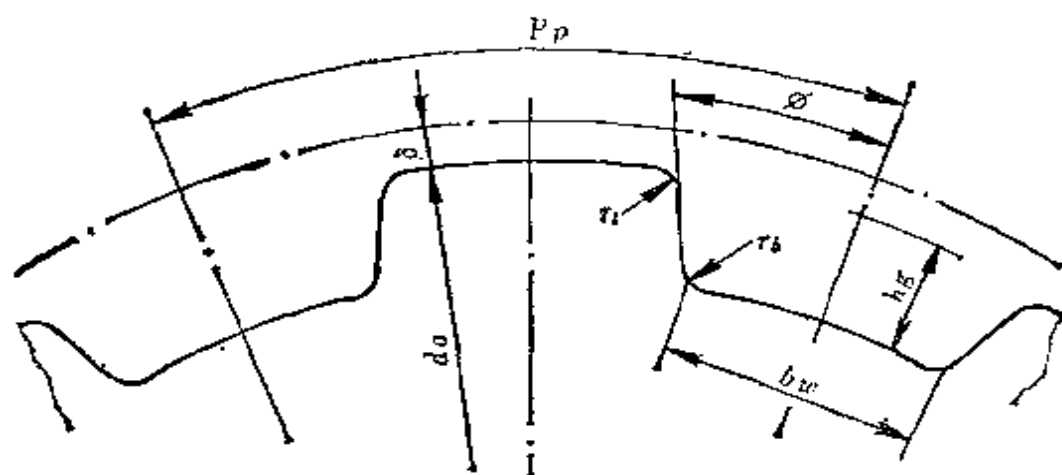


图7-4 ZA、ZB型同步带轮的直边齿形

表7-8 汽车同步带轮直边齿形基本尺寸

(mm)

型 号	齿数	节距 $P_p + 0.003$	齿形角 $\phi + 0.12^\circ$	轮内高 $h_g \begin{matrix} +0.10 \\ 0 \end{matrix}$
ZA	$\geq 18$	9.525	$20^\circ$	2.13
ZB	$\geq 21$	9.525	$20^\circ$	2.59
型 号	齿槽底宽 $b_w \begin{matrix} +0.10 \\ 0 \end{matrix}$	齿顶圆角半径 $r_1 \begin{matrix} +0.03 \\ 0 \end{matrix}$	齿根圆角半径 $r_b \begin{matrix} +0.10 \\ 0 \end{matrix}$	节顶距 $\delta$
ZA	3.10	0.53	0.86	0.686
ZB	4.25	1.42	1.47	0.686

## (2) 带轮的节圆直径和外径。

①带轮的节圆直径。汽车同步带轮的节圆直径是同步带传动的重要参数。节圆直径小，在一定传动比下，可使发动机重量减轻，但节圆直径过小，将使汽车同步带与带轮的包角减小。啮合齿数减少，使带齿易于剪切破坏。<sup>③</sup>根据发动机配气机构传动要求，发动机的曲轴同步带轮与带的包角应大于或等于 $180^\circ$ 。相应带轮许用的最少齿数和最小节圆直径如表7-9。

表7-9 许用最少齿数和最小节圆直径

带轮型号	许用最少齿数	最小节圆直径 (mm)
ZA	19	60.64
ZB	22	69.73

为避免带轮齿与带齿形成配对啮合，在选择带轮齿数时，应使带轮齿数与带齿数互为质数或带齿数为奇数时，带轮齿数为偶数。

在确定带轮齿数 $Z$ 后，可按 $d = \frac{Z P_p}{\pi}$  (mm) 求得节圆直径 $d$ 。

②带轮外径 $d_o$ 。确定带轮节圆直径 $d$ 后，根据 $d_o = d - 2\delta$  (mm) 求得带轮外径。

由于带轮外径在加工齿形时作为定位基准，在与同步带啮合时又决定着带轮节圆的位置和由此产生的节距误差。因此，对带轮外径有较高的尺寸精度要求，同时考虑到同步带啮合时的多边形效应及带的受力伸长，汽车同步齿形带轮外径亦采用正偏差，其数值见表7-10。



表7-10 带轮外径及极限偏差

带轮齿数	外径 $d_o$ (mm)	极限偏差(mm)
19~33	56.23~98.63	$\begin{matrix} +0.10 \\ 0 \end{matrix}$
34~59	101.71~177.51	$\begin{matrix} +0.13 \\ 0 \end{matrix}$
60~100	180.54~301.82	$\begin{matrix} +0.15 \\ 0 \end{matrix}$

如图7-5所示,带轮外径检验时,可采用千分表在带轮任意三个或更多位置上测量。对于具有偶数齿数的带轮外径 $d_o$ 可直接测出;而对具有奇数齿数的带轮,则可如图7-5(b)测出 $d'_o$ ,然而以 $d_o = d'_o + h_g$ 求出带轮外径。式中 $h_g$ 为带轮齿高。

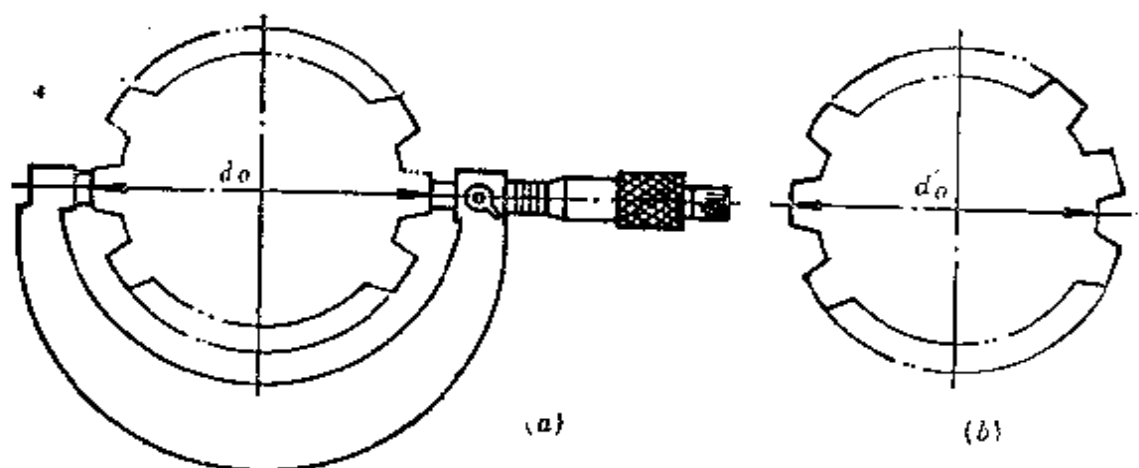


图7-5 同步齿形带轮外径测量

(3) 带轮的节距偏差值。

根据ISO 汽车同步齿形带轮标准规定,带轮相邻齿间节距偏差值及90°弧以内的累积偏差值如表7-11。

(4) 带轮最小宽度。

带轮有齿部分的最小宽度是根据同步带宽度 $b_s$ ,再考虑

表7-11 带轮节距偏差值

带轮齿数	外径范围( $d_o$ ) (mm)	节距偏差值(mm)	
		相邻两齿	90°弧内累积 偏差值
19~33	56.23~98.68	0.03	0.10
34~59	101.71~177.51	0.03	0.13
60~100	180.18~301.82	0.03	0.15

带宽公差及带轮两侧挡圈数目来确定,如图7-6所示。

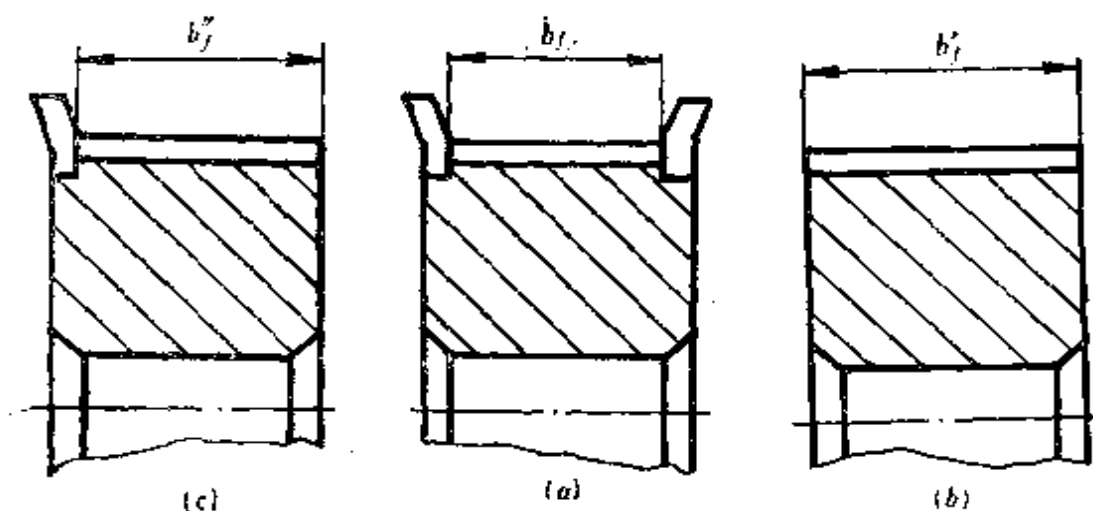


图7-6 带轮最小宽度

图中 (a) 为双边挡圈带轮, 它的带轮最小宽度为

$$b_f = b_s + 3 \quad (\text{mm}) \quad (7-4)$$

(b) 为单边挡圈带轮, 带轮最小宽度为

$$b'_f = b_s + 4 \quad (\text{mm}) \quad (7-5)$$

(c) 为无挡圈带轮, 带轮最小宽度为

$$b''_f = b_s + 5 \quad (\text{mm}) \quad (7-6)$$

(5) 带轮形位公差值

见附表7-2。

#### 4. 汽车同步带轮与L、H型带轮的区别

由表7-7可见,加工汽车同步带轮的齿条刀具与加工L、H型带轮的齿条刀具极为相似,因此能否用L、H型带轮来代替ZA、ZB型带轮呢,此处先分析ZA型带轮与L型带轮的区别:

(1) 节顶距 $\delta$ 的不同。以两个齿数 $Z$ 相同的ZA型、L型带轮相比较,由于它们具有相同的节距 $P_p$ ,故有相等的节圆直径 $d = \frac{ZP_p}{\pi}$ 。但由于两种带轮具有不同的节顶距(分别为0.686mm和0.381mm),两种带轮外径 $d_0 = d - 2\delta$ 是不同的,L型带轮外径比ZA型大0.61mm。因此如以L型带轮与ZA型汽车同步带啮合,将使带的节线位于带轮的节圆之上,这将造成带与带轮间的节距差,使带与带轮无法正常啮合。

(2) 齿形上的差别。以齿条刀具加工有相同节圆直径的L型、ZA型两种带轮,如保持刀具节线与带轮节圆对滚来范成齿形,则加工ZA型带轮时,相当于把齿条刀具向轮心内移了0.305mm距离。因此,即使L型和ZA型带轮的节圆直径相同,但加工出的渐开线齿形是有差别的。

根据上述分析,显然ZA型汽车同步带轮不能用L型带轮代替。而对ZB型带轮,由于它的节距和H型带轮不同,显然也无法代替。因此ZA、ZB型汽车同步带轮均需专门制造,不能借用。

## 7.3 汽车同步带传动的布置

### 7.3.1 汽车同步带传动的布置形式

根据汽车发动机的汽缸布置和传动需要，汽车同步带传动相应有如下的几种布置形式。

#### 1. 直列式发动机中同步带传动布置

在直列式发动机中，当采用顶置式凸轮轴传动时，常采用如图7-7 (a), (b) 两种形式。

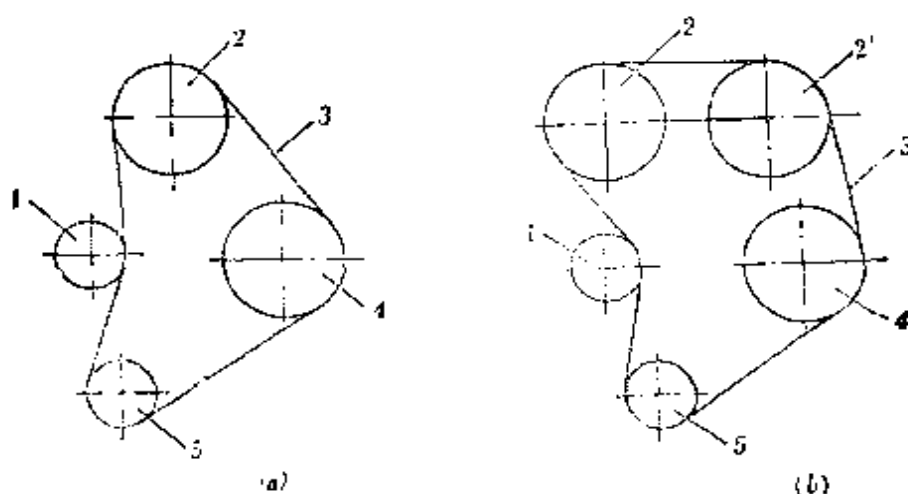


图7-7 直列式顶置式凸轮轴发动机同步带传动布置

1—张紧轮 2, 2'—凸轮轴带轮 3—同步带 4—传动轴 5—曲轴带轮

(a) 为采用单顶置凸轮轴的发动机的同步带传动布置。动力由曲轴通过同步带带动顶置凸轮轴来驱动进、排气门。传动轴4用于传动发动机附件如水泵、配电盘等。张紧轮1用来张紧同步带，保证带与曲轴带轮有足够大的包角。

(b) 为采用双顶置凸轮轴的发动机同步带传动布置。发动机的进、排气门分别由两根顶置式凸轮轴传动，故采用两个凸轮轴带轮。在采用此种布置形式时，在安装时不仅要调整曲轴

带轮和凸轮轴带轮的相位，同时也要严格调整两凸轮轴带轮间的相位，以保证发动机顺利运转。

## 2. 卧式发动机中同步带传动布置

在摩托车及后置式汽车发动机中常采用卧式发动机。其凸轮轴位于曲轴的两侧。此时同步带传动布置如图7-8。由于曲轴与凸轮轴位置接近同一水平面，而使曲轴带轮包角

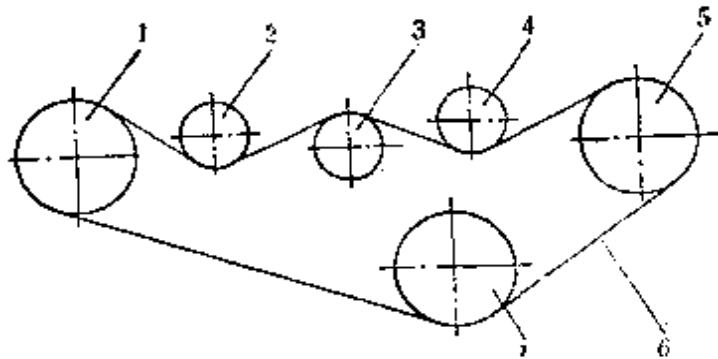


图7-8 卧式顶置式凸轮轴发动机同步带传动布置

1、5—凸轮轴带轮 2、4—张紧轮 3—曲轴带轮  
6—同步带 7—传动轴

减小，故应采用张紧轮来调整曲轴带轮的包角。

## 3. V型发动机中同步带传动布置

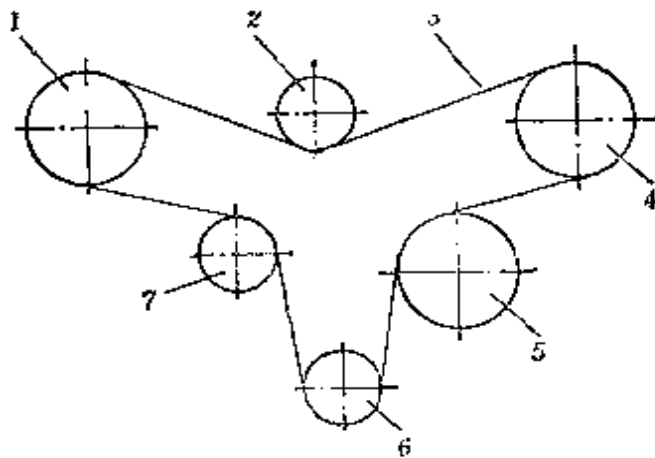


图7-9 V型顶置式凸轮轴发动机同步带传动布置

1、4—凸轮轴带轮 2、5—传动轴 3—同步带  
6—曲轴带轮 7—张紧轮

在大功率汽车发动机及一些赛车发动机中，气缸常采用V型排列，相应同步带也要呈V型布置。在图7-9中采用了双面齿汽车同步带来驱动传动轴，可使结构更为紧凑。

### 7.3.2 张紧轮的应用

在汽车同步带传动中,为增大带与曲轴带轮的包角,一般都配有张紧轮。张紧轮应做成可调式,其位置应按曲轴带轮上最佳的啮合齿数来调整。为避免同步带在工作中产生弯曲疲劳破坏,张紧轮的直径应不小于传动系统中的最小带轮直径。张紧轮的结构和在传动中的配置与一般工业用同步带传动相同。

## 7.4 提高汽车同步带工作可靠性的措施

汽车同步带传动工作条件较为复杂,它的任何损坏将影响到发动机的正常运转。因此汽车同步带传动应具有更高的工作可靠性和使用寿命。根据对汽车同步带传动的失效分析,其主要失效形式是承载绳的断裂和带齿的损坏,而其中带齿损坏占较大比例。因此可针对其失效形式,采取如下措施来提高汽车同步带的工作可靠性和使用寿命。

**7.4.1 减少啮合带齿上的载荷集中现象,以减少带齿的损坏。**

在同步带啮合过程中,少数啮合带齿上集中过大载荷是引起带齿损坏的主要原因。而这种载荷集中往往是由于啮合带齿间载荷分布不均匀,发动机曲轴角速度变化引起的惯性冲击等因素造成。因此为减少带齿上的载荷集中,可采取如下措施:

#### 1. 严格控制汽车同步带与带轮的制造质量

控制带与带轮的制造质量,减少带与带轮间的节距误差,可使同步带啮合带齿间载荷分布均匀,从而消除或减少少数



ZBS 型齿形与 ZB 型相比较,仍保持梯形齿廓,所不同的是齿顶边改用弧线连接,且其齿高增高至2.76mm。

表7-12 ZBS 型与ZB型带齿形参数比较

型号	节距 $P_b$ (mm)	齿形角 $\beta$ (°)	带全高 $h_s$ (mm)	齿高 $h_t$ (mm)	齿根宽 $S$ (mm)	齿根圆角半径 $r_r$ (mm)	齿顶圆角半径 $r_a$ (mm)	齿顶圆弧半径 $R_s$ (mm)	节顶距 $\delta$ (mm)
ZBS	9.525	20	5.06	2.76	6.12	1.02	0.90	3.55	0.686
ZB	9.525	20	4.5	2.29	6.12	1.02	1.02	/	0.686

采用ZBS齿形的带与ZB型带轮啮合时,将如图7-11所示,在带齿齿顶与轮齿齿槽底部产生 0.17mm的干涉量。而使带齿受到压缩,根据试验分析,可收到如下效果:

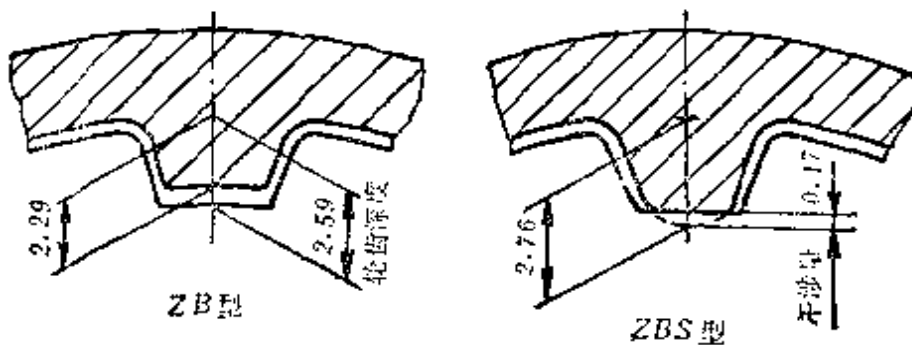


图7-11 ZBS型、ZB型同步带与带轮的啮合

1. 由于带齿承受径向压缩,而使带齿根部产生压应力,从而可与啮合时在根部产生的拉应力相抵消,提高了带齿的强度。

2. 由于带齿中央部位承受压缩,而使带齿作径向外移,从而使同步带原包于带轮上的近似多边形趋向于圆弧形,相应减少了带与带轮间的节距误差,改善了啮合带齿间的载荷分布。



3. ZBS 型同步带齿顶采用了圆弧线, 可使带齿与带轮齿啮入、啮出时的干涉减少, 从而减少了带齿的磨损。

根据日本学者山口俊宏等人的试验测定<sup>[42]</sup>ZBS 型汽车同步带的耐久寿命可比 ZB 型提高一倍。这充分说明带齿齿形改进对提高同步带的耐久寿命有很大作用。

此外, 日本三星株式会社、美国尤聂罗尔固特异橡胶公司等已把新型的圆弧齿同步带用于汽车凸轮轴驱动, 取得了更好的效果。

#### 7.4.3 采用高强度材料

根据发动机工作条件, 要求汽车同步带采用能耐高温、具有较高抗冲击强度的材料制造。目前国外发展趋势是采用柔性比玻璃纤维更好的芳香族聚酰胺纤维作承载绳, 以减少承载绳的冲击折断; 基体材料采用比氯丁橡胶更为耐热的茚满酮橡胶的丙烯腈丁二烯橡胶以满足汽车同步带耐热要求。

#### 7.4.4 采用新带受热老化工艺来延长带的寿命

根据对汽车同步带的失效分析, 同步带的疲劳失效是带中橡胶逐渐老化的过程。随着橡胶老化, 其硬度不断增加。橡胶收缩并产生裂纹, 最后引起橡胶的断裂破坏。因此, 为减少橡胶硬化对同步带寿命的影响, 国外采用了一种新带受热老化工艺, 使新带中的橡胶在工作前具有一定的硬化, 从而可抑制带橡胶在工作中的过早收缩、断裂, 相应可提高带的使用寿命。

附表7-1 汽车同步带节线长度极限偏差

齿数 $Z$	带节线长度 $L_p(\text{mm})$	
	范 围	极限偏差
$Z \leq 40$	$L_p \leq 381.00$	$\pm 0.45$

续表

齿数 $Z$	带节线长度 $L_p$ (mm)	
	范 围	极限偏差
$41 \leq Z \leq 53$	$390.525 \leq L_p \leq 504.825$	$\pm 0.50$
$54 \leq Z \leq 80$	$514.350 \leq L_p \leq 762.00$	$\pm 0.60$
$81 \leq Z \leq 104$	$771.525 \leq L_p \leq 990.60$	$\pm 0.65$
$105 \leq Z \leq 128$	$1000.125 \leq L_p \leq 1219.20$	$\pm 0.75$
$129 \leq Z \leq 160$	$1228.725 \leq L_p \leq 1524.00$	$\pm 0.80$
$161 \leq Z \leq 187$	$1533.525 \leq L_p \leq 1781.175$	$\pm 0.85$
$188 \leq Z \leq 213$	$1790.70 \leq L_p \leq 2028.825$	$\pm 0.90$
$214 \leq Z \leq 240$	$2038.35 \leq L_p \leq 2286.00$	$\pm 0.95$
$241 \leq Z \leq 267$	$2295.525 \leq L_p \leq 2543.175$	$\pm 1.00$

附表7-2 汽车同步带轮形位公差

附表7-2(a) 带轮端面圆跳动

(mm)

齿数 $Z$	带轮外径 $d_0$ (mm)	端面跳动公差(mm)
19~33	56.23~98.68	0.10
34~84	101.71~253.31	$d_0 \times 0.001$
$\geq 85$	$\geq 256.34$	$0.25 + (d_0 - 256.34) \times 0.0005$

附表7-2(c) 平行度、锥度

平 行 度	带轮齿应与带轮孔的轴线平行,其公差应为每mm轮宽小于0.001mm
锥 度	带轮外径在表7-10的公差范围内,每mm轮宽的最大锥度为0.001mm

## 8 高转矩同步带传动

### 8.1 概 述

高转矩同步带传动在国外称为高转矩传动(High Torque Drives—简称“HTD”)或超转矩强制传动(Super Torque Positive Drive—简称“STPD”)。在我国,为与常用的梯形齿同步带传动相区别,称为圆弧齿同步带传动。

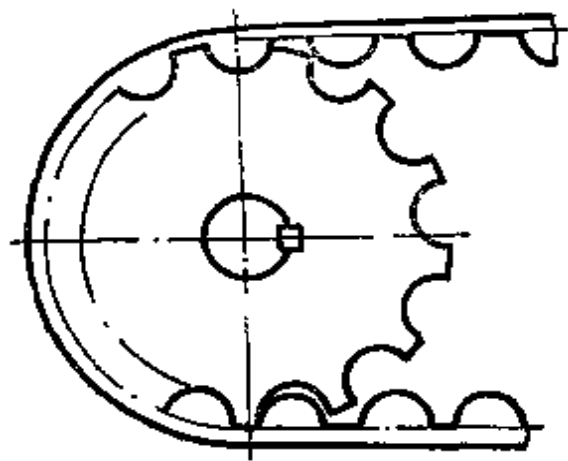


图8-1 高转矩同步带传动

由于该种同步带传动在国内尚未正式命名,故本书暂用“高转矩同步带传动”名称。

#### 8.1.1 梯形齿同步带传动的局限性

梯形齿同步带传动自40年代付之使用以来,虽经多次改进,但由于带齿梯形齿廓固有的缺陷而使梯形齿同步带传动存在如下缺点。

##### 1. 承载能力低,使用寿命短

梯形齿同步带承载能力低的缺陷与带齿的梯形齿廓有密切关系。在带齿的梯形齿廓中,由于受到齿形、带齿与轮齿有效接触面积及齿高、压力角等一些参数的限制,使所得到的带

齿齿根厚度小,齿根、齿顶处的圆角半径不能过大,从而导致梯形带齿在工作时齿根部易产生应力集中,齿顶部啮入时产生干涉,因此随着载荷的增大,梯形带齿就会产生剪切和磨损破坏。

## 2. 传动不够平稳,在高转速时有较大的振动和噪声

梯形齿同步带传动不够平稳,高速时有振动、噪声是由两方面因素造成。一方面是由于梯形齿较小的齿顶圆角,使带齿进入或退出带轮时,齿顶发生撞击,引起振动和噪声;另一方面是梯形齿同步带包绕在带轮上时产生多边形效应,而产生类似链传动的角速度变化,造成带不断颤动,而引起振动和噪声。

## 3. 在传动过程中易产生爬齿、跳齿现象,使传动不能正常运转

根据分析,同步带的爬齿、跳齿现象与带在带轮上产生多边形效应,引起节距差有关,同时也由于带的梯形齿有较大的齿形角,使带齿在拉力下易向外滑出而引起。而这些因素都与带的梯形齿廓密切相关。

## 4. 梯形齿断面材料没有充分利用

根据国内外对梯形带齿的光弹试验,梯形断面齿中的高应变区仅占总面积的三分之一左右(见图8-4),而三分之二面积上应变级数较低,这说明梯形齿没有充分发挥齿体材料的承载能力,使材料未得到充分利用。

根据以上的分析,可以说明梯形齿同步带传动仅适用于低速、中小功率的同步传动中。因此,随着工业发展需要,在要求同步带既能同步传动又能传递大功率时,梯形齿同步带就无法胜任,而需要用一种新型的同步带来加以代替,这就是高转矩同步带传动。

### 8.1.2 高转矩同步带传动的发展和应用

根据有关专利和文章报导,高转矩同步带传动首先由美国尤尼罗尔(Uniroyal)橡胶公司提出,它通过对橡胶齿承受拉力时齿断面上等色条纹图形的研究,分析了原有梯形齿产生剪切破坏的原因,提出了一种由不同半径组成的曲线形带齿。具有这种齿形的同步带传动称为高转矩(HTD)传动。该公司于1970年制成产品,并在14个国家取得专利。随后美国固特异(Goodyear)橡胶公司也提出了近似圆弧齿形的设计专利,并制成产品,称为超转矩强制传动(STPD)。这两家公司的产品通过设立子公司及技术转让已在西欧、日本各国生产和推广使用。在我国,随着从国外引进设备配套的需要,由青岛橡胶制品研究所引进了高转矩同步带传动专利及制造设备,目前已能生产此种同步带。

高转矩同步带传动在美国、西欧和日本多年来的应用,已充分证实了该种新型同步带传动的优越性。它除具有与一般工业用同步带相同的优点,还具有更大的承载能力,更低的噪声,良好的经济性,因此在石油、化工、食品、机械加工和交通等工业上得到广泛使用。但由于该种同步带传动尚属新产品,并且还在不断改进中,因此目前在国际上尚无统一的名称和标准。在理论试验研究上亦处于优缺点介绍及初步的使用测试上,还未有较深入的理论分析文章发表。由于掌握资料有限,本章主要介绍目前在国内外应用最广的两种高转矩同步带传动(HTD, STPD)的有关参数,以供参考使用。

### 8.1.3 高转矩同步带传动的特点

前面提及一般工业用同步带梯形齿的缺点,而高转矩同步带是通过采用更合理的圆弧形或多圆弧形的带和带轮齿廓及几何参数来加以弥补。由于目前高转矩同步带传动中采用

的齿形和几何参数种类繁多,何种齿形最佳尚无定论,故此处仅选择1973年由美国尤尼罗尔(Uniroyal)橡胶公司的Henry F. Miller(米勒)提出的齿形为例来说明高转矩同步带传动的特点。

如图8-2所示的F. Miller提出的圆弧齿形与梯形齿相比,具有下列特点:

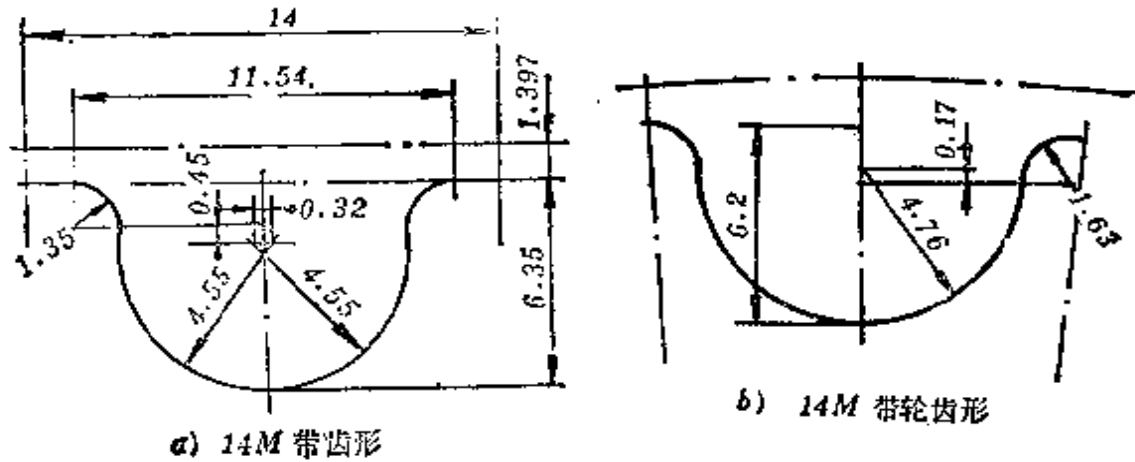


图8-2 F. Miller专利提出的圆弧齿形

1. 带齿采用了较大的齿根圆角半径  $r_r = 1.35\text{mm}$ , 并使该圆角半径小于带轮齿顶圆角半径 ( $r_t = 1.63\text{mm}$ )。故当带齿进入轮齿槽啮合时,带齿根部和轮齿顶部不直接接触,从而有效地减少了带齿根部的应力集中,提高了带齿的剪切强度。

2. 与梯形齿相比,在相同的节距上增加了齿根宽度与齿间的比值。对高转矩同步带,它的带齿根部宽度占整个节距的0.82倍,而梯形齿同步带的齿根宽仅为节距的0.5~0.6倍。由此使圆弧带齿根部的抗剪面积远大于梯形齿,使承载能力得到很大提高。

3. 带齿的高度略大于带轮齿槽深度。当带齿进入轮齿槽啮合时,带齿顶部将与轮齿槽底部接触,并使带齿产生径向

位移，从而使带包绕带轮时由于多边形效应形成的折线趋向于弧形或弓形，使带的节线更接近于带轮的节圆，由此可取得如下效果：

(1) 承载绳由于多边形效应所受的弯曲应力减小，使带的疲劳寿命得到提高。

(2) 在传动中减少了角速度的变化，降低了传动中的振动和噪声。

(3) 由于多边形效应的消除，可使带与带轮间的节距差减小，从而减少了爬齿、跳齿现象的产生。

(4) 减少了带齿齿间底面与轮齿顶部间由于相对滑动而产生的磨损。这是因为带齿高大于轮齿槽深度，在带齿刚进入轮齿槽时，带齿齿间底面与轮齿顶部不接触，只是在带齿受到径向压缩时，两表面才贴紧，这样就避免了在梯形齿啮合过程中由于两表面相对滑动造成的磨损。

4. 带轮轮齿槽齿廓曲率半径大于圆弧带齿齿廓曲率半径。因此，当带包绕在带轮上时，在带齿的纵向截面内，由于弯矩 $M$ 和带齿顶部径向压缩力的作用，如图8-3所示，将使带齿的凸圆弧齿廓能更好地与轮齿槽的凹圆弧齿廓相贴合，从而使带齿与轮齿间有效接触面积增大，沿带齿齿廓的载荷分布均匀，在带齿纵向截面内的应力也能分布均匀，而使同步带的承载能力得到较大的提高。

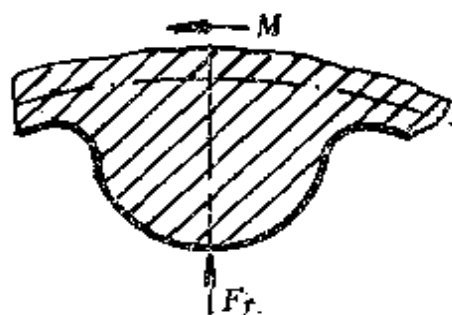


图8-3 带齿上的弯矩和径向压力

根据国外及作者对梯形齿形、圆弧齿所作的光弹试验(如图8-4,8-5所示),充分证实了上述的分析。梯形齿在齿根部位



图8-4 梯形齿在纵向截面中的应力分布

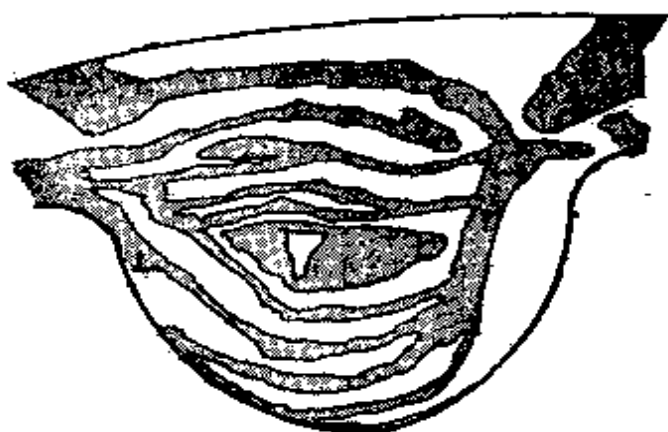


图8-5 圆弧齿在纵向截面中的应力分布

具有点辐射的紧密间隔的应变条纹，条纹级数最大达到12，有着明显的应力集中现象，同时在梯形断面中高应变区仅占总面积的三分之一左右，这说明梯形齿没有充分发挥材料的承载能力。而在圆弧齿上，应变条纹沿整个断面较均匀地分布，材料得到有效地利用。同时，在带齿根部也无明显的应力集中现象产生。

因此，从光弹试验中看出，圆弧齿形比梯形齿具有更高的承载能力。

5. 圆弧齿具有较小的齿形角。如过圆弧齿的齿顶圆弧与齿槽圆弧交点对齿槽圆弧作切线，该切线与轮齿槽对称中心线的夹角即为齿形角，圆弧齿的齿形角一般小于 $10^\circ$ ，这防止了带齿在啮合中向外滑出，可以减少爬齿、跳齿现象的产生。

6. 在高转矩同步带传动中，由于带齿与轮齿都采用了圆弧齿形，使它们近似于共轭齿廓啮合，从而减少了在啮入或啮出时的干涉，而使传动平稳，噪声小，带齿磨损少。



根据以上对圆弧齿结构特点分析,可看出圆弧齿比梯形齿具有更大的承载能力,更低的振动、噪声和更长的使用寿命,因此在高速大功率的同步带传动中普遍采用了圆弧齿形的同步带和带轮,统称为高转矩同步带传动。根据国外对高转矩同步带传动的测定,其传递的功率可比一般工业用同步带传动高120~200%,可达370kW,速度可达5500r/min。

## 8.2 高转矩同步带传动的结构和尺寸

目前,在欧美、日本等国都在制造高转矩同步带传动产品,但由于缺少统一的国际标准,各国的产品均自行设计,有所差异,且自成系列。但其中多数是采用了美国尤尼罗尔(Uniroyal)和固特异(Goodyear)两家橡胶公司的专利进行制造。故本节着重介绍该两家公司生产的“HTD”同步带及“STPD”同步带传动的结构和尺寸,又由于该两种产品目前尚属专利,有些参数未正式公布,故本节提供的尺寸参数仅供参考使用。

### 8.2.1 “HTD”同步带传动的结构和尺寸

#### 1. “HTD”同步带

(1) “HTD”同步带的型号和标记。“HTD”同步带共有4种型号:

3M, 5M, 8M, 14M

其节距采用公制单位,节距分别为3mm, 5mm, 8mm, 14mm。节距越大,带的各部分结构尺寸相应增大,承载能力也越高。

“HTD”同步带的标记是以带的节线长度、型号和带宽来表示,例如:

640—8M—20

—带宽20mm  
—带型号(节距  $P_b=8\text{mm}$ )  
—带节线长度 640mm

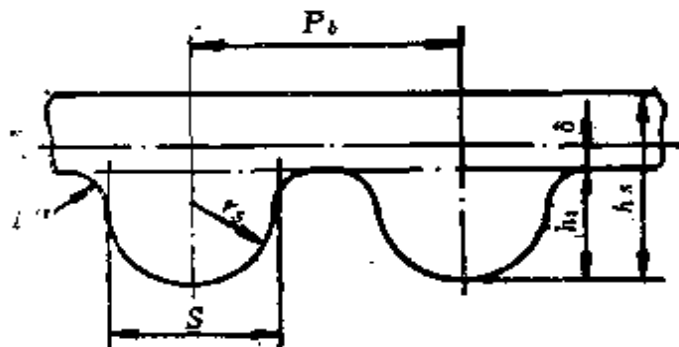


图8-6 “HTD”同步带齿廓形状和尺寸

(2) 带齿齿廓形状和尺寸。如图8-6所示,“HTD”同步带齿形呈单圆弧,其特点是结构简单,模具及加工模具的刀具制造较容易。

“HTD”同步带4种型号的齿廓尺寸见表8-1。

表8-1 “HTD”同步带齿廓尺寸

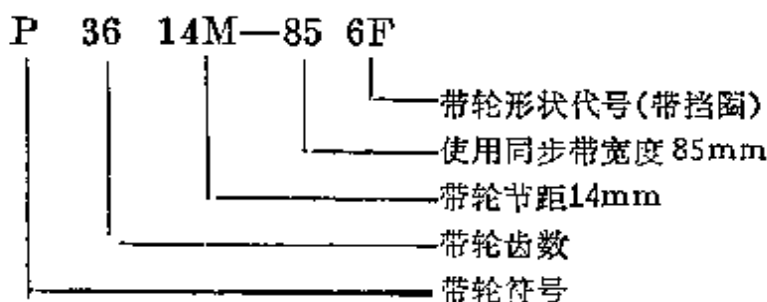
(mm)

齿廓尺寸 型号	节距 $P_b$	带齿根宽 $S$	带齿高 $h_t$	带全高 $h_g$	齿廓圆弧半径 $r_g$	齿根圆角半径 $r_r$	节顶距 $\delta$
3M	3.000	1.82	1.17	2.4	0.85	0.25	0.381
5M	5.000	2.86	2.06	3.8	1.40	0.43	0.572
8M	8.000	5.15	3.36	6.0	2.45	0.76	0.686
14M	14.000	9.00	6.02	10.0	4.31	1.35	1.397

## 2. “HTD”同步带轮

(1) 带轮的型号和标记。“HTD”同步带轮与“HTD”同步带配套,有4种型号:3M,5M,8M,14M。带轮节距分别为3mm,5mm,8mm,14mm。

“HTD”同步带轮的标记以带轮齿数,节距,使用带宽,带轮形状代号来表示,例如:



标记中的带轮形状代号见附图8-1。

(2) 带轮齿廓形状和尺寸。带轮齿廓形状如图8-7所示。齿形呈单圆弧,可采用成型铣刀或圆弧形齿专用滚刀加工。

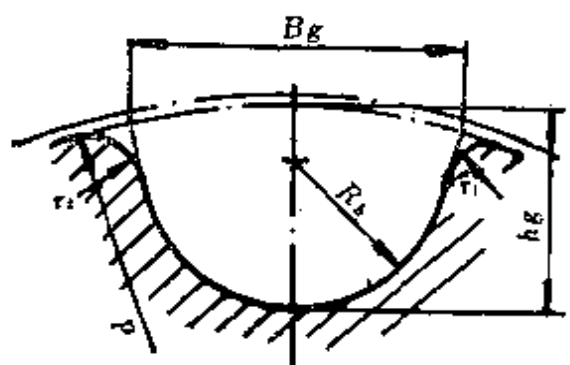


图8-7 “HTD”同步带轮齿廓形状和尺寸

各种型号的“HTD”同步带轮的齿廓尺寸见表8-2。

表8-2 “HTD”同步带轮齿廓尺寸

(mm)

尺寸 型号	节距 $P_p$	节顶距 $\delta$	轮齿槽深 $R_g$	轮齿槽顶宽 $B_g$	轮齿槽圆弧 半径 $R_b$	轮齿槽顶部 圆角半径 $r_1$
3M	3.000	0.381	1.17	1.80	0.90	0.20
5M	5.000	0.572	2.06	3.20	1.60	0.35
8M	8.000	0.686	3.40	5.20	2.70	0.90
14M	14.000	1.397	6.00	9.20	4.60	1.60

表8-2是上海胶带厂根据日本新田公司测绘所得。

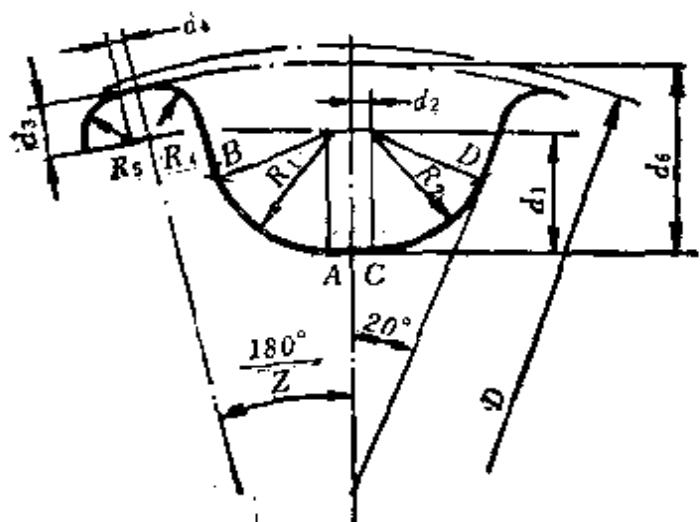


图8-8 带轮圆弧齿形

作者认为带齿属弹性体，在与轮齿啮合过程中有较大的弹性变形，因此以何种圆弧形带轮齿形与带相配最佳，目前尚无定论，例如作者等多人曾设计了一

种轮齿圆弧齿形<sup>[33]</sup>，如图 8-8 所示。使用单位曾采用此种带轮齿形与“HTD”同步带相配啮合传动，仍能取得良好的效果，因此作者认为只要按照 8.1 所述的圆弧齿的特点设计轮齿齿形，就能取得良好的传动效果。

### 8.2.2 “STPD”同步带传动的结构和尺寸

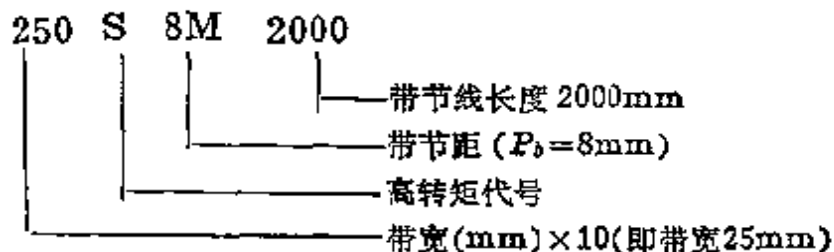
#### 1. “STPD”同步带

(1) “STPD”同步带的型号和标记。“STPD”同步带共有 3 种型号：

S4.5M, S8M, S14M

带的节距采用公制单位，节距分别为 4.5mm, 8mm, 14mm。

“STPD”同步带的标记以带宽、节距及节线长度表示，例如：



(2) “STPD” 同步带齿廓形状和尺寸。  
“STPD” 同步带齿廓形状如图8-9所示。

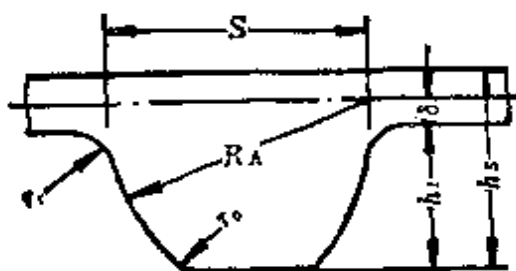


图8-9 “STPD”同步带齿廓形状和尺寸

三种型号“STPD”同步带齿廓尺寸见表8-3。

表8-3 “STPD”同步带带齿齿廓尺寸

(mm)

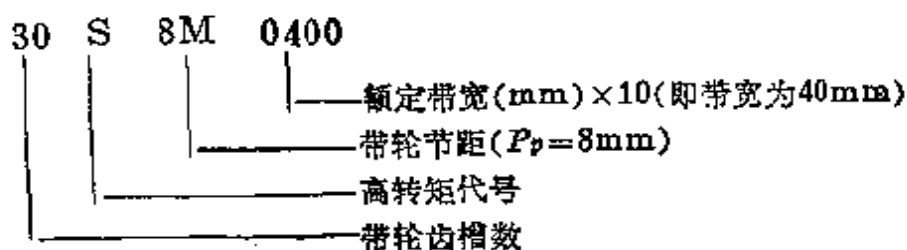
尺寸 带型号	节距 $P_b$	带齿根 宽 $S$	带齿高 $h_1$	带全高 $h_2$	齿廓圆弧 半径 $R_A$	齿根圆角 半径 $r_r$	齿顶圆角 半径 $r_a$	节顶距 $\delta$
S4.5M	4.500	2.93	1.71	2.70	2.93	0.45	0.45	0.381
S8M	8.000	5.20	3.05	5.30	5.20	0.80	0.80	0.686
S14M	14.000	9.10	5.30	10.20	9.10	1.40	1.40	1.397

## 2. “STPD”同步带轮

(1) 带轮的型号与标记。“STPD”同步带轮与“STPD”同步带相配有3种型号：S4.5M，S8M，S14M。它们的节距分别为4.5mm，8mm，14mm。

“STPD”同步带轮的标记以带轮齿槽数、节距、相配的同步带带宽来表示。

例如：



(2) 带轮齿廓形状和尺寸。“STPD”同步带轮的齿廓形状如图8-10所示。带轮轮齿齿廓尺寸见表8-4。

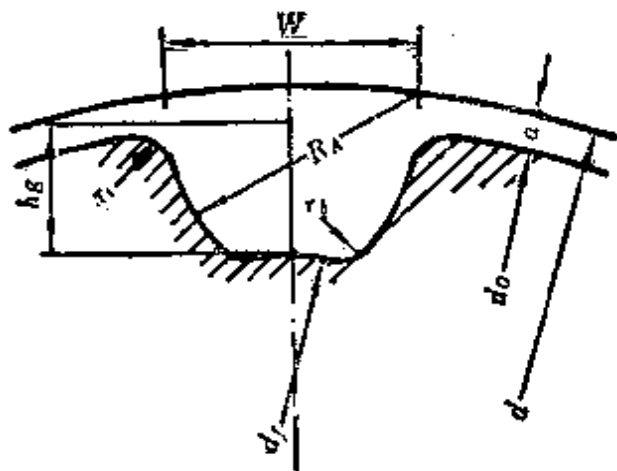


图8-10 “STPD”同步带轮的齿廓形状和尺寸

表8-4 “STPD”同步带轮齿廓尺寸

(mm)

型号 \ 尺寸	节距 $P_p$	轮齿槽深 $h_g$	齿廓圆弧半径 $R_A$	齿顶圆角半径 $r_t$	齿根圆角半径 $r_b$	节顶距 $\delta$	轮齿槽顶宽 $w$
S4.5M	4.500	1.59	2.98			0.381	2.93
S8M	8.000	2.83	5.30	0.85	0.40	0.686	5.20
S14M	14.000	4.95	9.28			1.397	9.10

### 8.3 高转矩同步带传动设计计算

下述的高转矩同步带传动设计方法是根据“HTD”同步带及“STPD”同步带传动的设计方法归纳而成。

在进行高转矩同步带传动设计时需已知下列数据：

- ①原动机种类和传动需要的额定功率；

- ② 与传动相连接的工作机种类和工作条件；
- ③ 传动输入轴转速及传动比；
- ④ 传动布局，包括传动所允许的最大中心距和带轮的最大允许直径。

设计的目的是确定带的型号、节距、带的节线长度、带宽、传动中心距及带轮齿数、直径等参数。其设计步骤如下：

### 8.3.1 确定带的计算功率 $P_d$

传动的额定功率是假设为一个稳定的、无脉动的动力源传动一个没有冲击、超载、突然起动、停止或反转的工作机所需的功率。因此，当这些条件的任何变化均会引起同步带传动传递的实际功率增大，该实际功率称为设计功率 $P_d$ ，其数值以传动的额定功率乘上载荷修正系数来得到，即

$$P_d = P_m \cdot K \quad (8-1)$$

式中  $P_m$  为传动的额定功率

$K$ 为载荷修正系数，根据原动机、工作机的种类、传动工况及传动条件确定：

$$K = K_1 + K_2 + K_3 \quad (8-2)$$

式中  $K_1$  为工况系数，可根据附表8-1确定原动机级别，再根据附表8-2确定

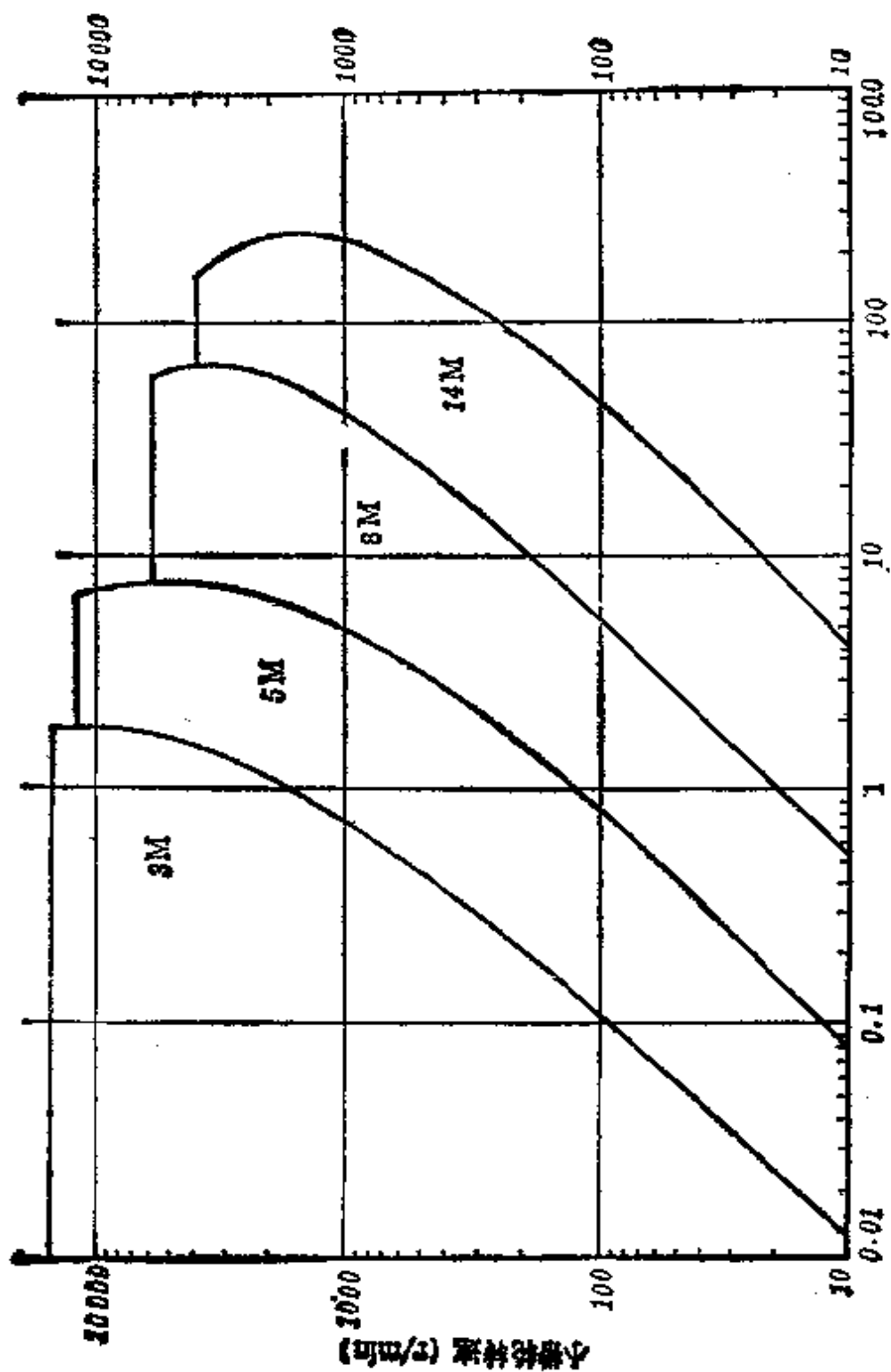
$K_2$  为增减速修正系数，可根据增速比由附表8-3查出

$K_3$  为疲劳修正系数，可根据传动的工作时间及有无张紧轮，由附表8-4查出

### 8.3.2 选择带型号和节距

对“HTD”同步带可根据同步带选型图（图8-11）来确定同步带型号和节距。

在选择时可根据传动设计功率 $P_d$ 和小带轮转速数值在



设计功率  $P_d$  (kW)

图8-11 “HTD”同步带选型图



图中的交点所在区域确定应采用的带型号和节距。当交点靠近两区域的分界线时,应对两种节距分别进行验算,以确定应选的同同步带型号。此外,如对传动有空间限制等特殊要求时,也可选用与图中规定不相同的节距。

对“STPD”同步带传动,由于固特异橡胶公司所提供的“设计指南”中未列出带选型图及 S4.5M 及 S14M 的许用功率值,故仅能选 S8M“STPD”同步带来进行设计计算。

### 8.3.3 选择带轮直径

1. 根据同步带传动中主、从动带轮转速,可确定传动比  

$$i = n_1/n_2 = d_2/d_1 = z_2/z_1$$

2. 确定主、从动带轮齿数和节圆直径

为保证同步带与带轮必要的啮合齿数和避免同步带工作时承受过大的弯曲应力,对“HTD”各种型号的同同步带轮,其齿数和节圆直径要求大于或等于表8-5中所列数值。

表8-5 “HTD”同步带轮最少齿数和最小带轮节圆直径

参数 \ 型号	3M	5M	8M	14M
带轮最少齿数	10	14	22	28
带轮最小节圆直径 (mm)	9.55	22.28	56.02	124.78

在“STPD”同步带轮最少齿数和最小带轮直径的选择中,考虑到随着带轮转速的提高,同步带在单位时间内进入带轮次数增多,易引起同步带弯曲疲劳破坏,因此在带轮转速增加时,相应增大带轮的最少齿数和最小节圆直径数值,其数值见表8-6。

表8-6 “STPD” 同步带轮最少齿数和最小带轮节圆直径

带轮齿号	小带轮转速 (r/min)	推荐的最小值	
		齿数	节圆直径(mm)
S8M	3500	28	73.00
	1750	26	66.21
	1160	24	61.12
	870	22	56.02

在小带轮齿数和节圆直径选定后，可根据传动比求得大带轮齿数  $Z_2 = Z_1 i$ ，然后圆整为整数，再从下式求得大带轮节圆直径：

$$d_2 = \frac{P_p \times Z_2}{\pi} \quad (\text{mm})$$

带轮外径  $d_{o1}$ 、 $d_{o2}$  可根据  $d_o = d - 2\delta$  求取。对各种型号同步带齿形带轮的节顶距  $\delta$  可查表8-2和表8-4。

### 8.3.4 确定传动中心距和带节线长度

1. 根据已知的传动条件选择中心距  $C$ ，要求

$$0.7(d_1 + d_2) < C < 2(d_1 + d_2)$$

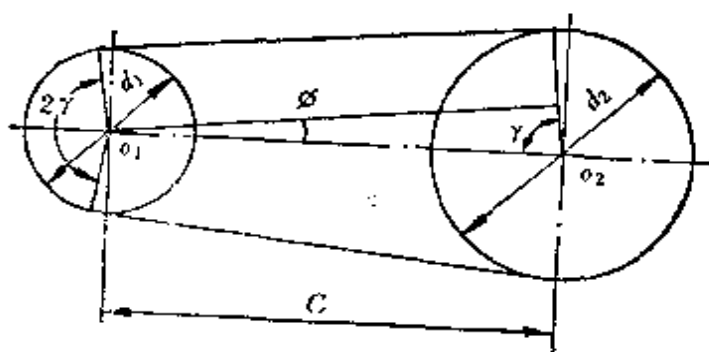


图8-12 同步带传动几何尺寸

2. 根据传动的几何关系,计算同步带节线长度

$$L_p = 2C \cos \phi + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \frac{\pi \phi (d_2 - d_1)}{180} \quad (8-3)$$

式中  $C$  为初选中心距(mm);  $d_1, d_2$  为小、大带轮节圆直径(mm);  $\phi$  角见图8-12可得。

$$\phi = \sin^{-1} \left( \frac{d_2 - d_1}{2C} \right) \quad (\text{度})$$

由式(8-3) 求得的同步带节线长度应根据带型号按附表8-5或8-6圆整为标准节线长度。

3. 计算同步带齿数  $Z_b$

在确定带节线长度后,可按下式计算同步带齿数

$$Z_b = L_p / P_b \quad (8-4)$$

4. 确定传动实际中心距  $C$

$$\text{由图8-12得} \quad C = \frac{d_2 - d_1}{2 \sin \phi} = \frac{d_2 - d_1}{2 \cos \gamma} \quad (8-5)$$

式中  $\gamma$  角为小带轮包角的一半,可根据下式求得

$$\text{inv} \gamma = \pi \frac{Z_b - Z_1}{Z_2 - Z_1}$$

当  $Z_2/Z_1$  值接近1时,中心距应按下式计算

$$C \approx M + \sqrt{M^2 - \frac{1}{8}(d_2 - d_1)^2} \quad (8-6)$$

式中  $M = P_b(2Z_b - Z_2 - Z_1)/8$

### 8.3.5 验算小带轮与同步带的啮合齿数 $Z_m$

小带轮与同步带的啮合齿数  $Z_m$  可按下式验算

$$Z_m = \frac{2\gamma}{360} \times Z_1 \geq 6 \quad (8-7)$$

如啮合齿数  $Z_m < 6$  时,应增大中心距或小带轮直径,使  $Z_m \geq 6$ 。如传动条件不允许,则同步带所传递的基准额定功

率应加以修正。

### 8.3.6 计算同步带宽度 $b$ 。

根据设计要求,带的设计功率  $P_d$  需小于或等于同步带所能传递的额定功率  $P$ 。

$$\text{即 } P_d \leq P \quad (8-8)$$

带所能传递的额定功率

$$P = P_0 \times K_z \times K_w \times K_L \quad (8-9)$$

式中  $P_0$  为同步带基准额定功率。对“HTD”同步带, 3M, 5M, 8M, 14M 型号在一定带宽下的带的基准额定功率见附表8-7~8-10。对“STPD”同步带, S8M 型号在一定带宽下的带的基准额定功率见附表8-11。

$K_z$  为啮合系数,根据同步带与小带轮的啮合齿数  $Z_m$ ,由表8-7查得。

表8-7 啮合系数  $K_z$

啮合齿数 $Z_m$	啮合系数 $K_z$
>6	1.00
5	0.80
4	0.60
3	0.40
2	0.20

$K_w$  为带宽系数。对“HTD”同步带可根据带型号及带宽由表8-8查得,反之亦可根据带宽系数及带型号查得其对应带宽。

\* “STPD”同步带 S8M型号的带宽系数可由表8-9查得。

\*  $K_L$  为带长系数对,“HTD”同步带带长系数见表8-10。

表8-8 “HTD”同步带带宽选择

带宽 系数 带宽 $b_s$ (mm)	带型号	3M	5M	8M	14M
5		0.76			
6		1.00	0.53		
9		1.71	1.00	0.37	
15		3.14	1.93	0.71	
20		4.33	2.71	1.00	
25		5.52	3.48	1.29	0.56
30			4.26	1.58	0.71
40				2.16	1.00
50				2.74	1.29
55				3.03	1.44
75				4.19	2.03
85				4.77	2.32
100					2.76
115					3.21
170					4.82

表8-9 “STPD”同步带S8M型号带宽选择

带宽 $b_s$ (mm)	15	20	25	30	40	50	60
带宽系数 $K_w$	0.21	0.29	0.37	0.45	0.63	0.81	1.00
带宽 $b_s$ (mm)	70	80	100	125	150	200	300
带宽系数 $K_w$	1.19	1.39	1.79	2.31	2.84	3.95	6.26

表8-10 “HTD”同步带带长系数 $K_L$

带型号	同步带节线长度 $L_p$ (mm)						
3M	190 以下	191~ 260		261~ 400		401~ 599	600 以上
5M	440 以下	441~ 550		551~ 800		801~ 1100	1101 以上
8M	600 以下	601~ 900		901~ 1250		1251~ 1799	1800 以上
14M	1400 以下	1401~ 1700	1701~ 2000	2001~ 2500	2501~ 3400	3400 以上	
带长系数 $K_L$	0.8	0.9	0.95	1.00	1.05	1.10	1.2

对“STPD”同步带的带长系数  $K_L = 1$ 。

以额定功率公式(8-9)代入式(8-8),可得

$$K_w = \frac{P_d}{P_o \times K_s \times K_L} \quad (8-10)$$

根据计算所得的带宽系数  $K_w$  值,按就近原则由表8-8或8-9查出所需要的带宽。

例:对“HTD”8M型号同步带,计算所得带宽系数 $K_w = 4.16$ ,查表8-8,可得所需带宽 $b_s$ 为75mm。

图8-13为HTD带轮形状代号,图中“F”表示带挡圈;“6”表示长轮毂;“W”表示轮辐式带轮;A表示幅板式带轮。

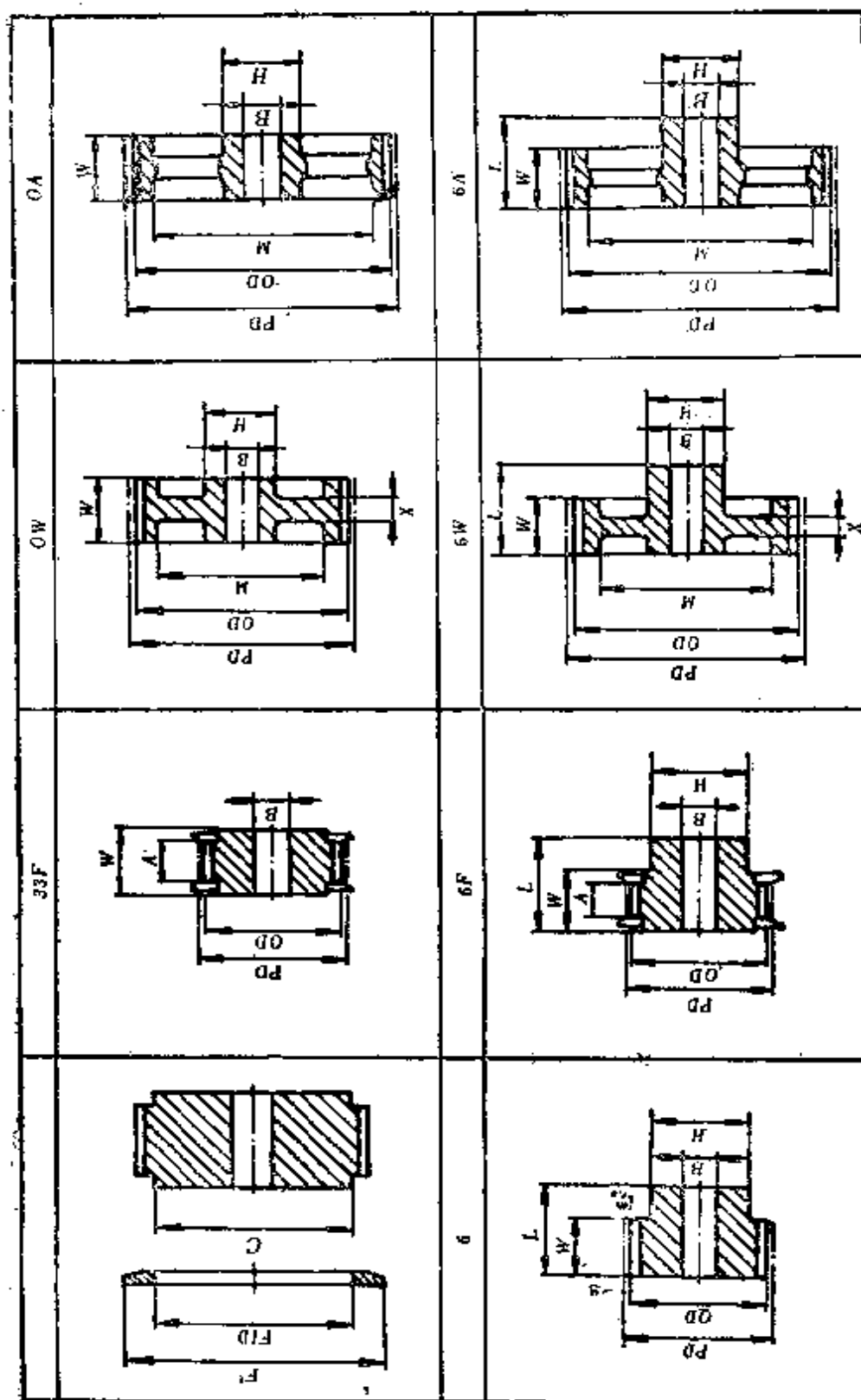


图8-13 HTD带轮形状代号

附表8-1 原动机的级别

原动机种类	级 别		
	I	II	III
	过载系数 <sup>①</sup> %		
	>149	150~149	250~400
单相电机	均属II级		
异步电机	星—三角起动	直接开关起动	双鼠笼式
同步电机		普通扭矩	高扭矩
直流电机	并激	复激	串激
内燃机	8缸以上	6缸	4缸以下
水轮发电机、天轴	均属III级		

① 指瞬间高负荷与正常负荷的百分比。当过载系数已知时，电机应根据该值确定级别。

附表8-2 工况系数 $K_1$ 

工 作 机 械	工 况 系 数 $K_1$		
	原 动 机 级 别		
	I 级	II 级	III 级
搅拌机 用于液体 用于半流体	1.4	1.6	1.8
	1.5	1.7	1.9
排风扇和离心式风机，引风机 推进器、鼓风机、矿井通风机	1.6	1.8	2.0
	1.8	2.0	2.2
离心机	1.7	1.9	—
离心式或回旋式空压机 往复式空压机	1.6	1.7	1.8
	2.0	2.2	2.4
升降机	1.6	1.8	2.0



续表

工 作 机 械	工 况 系 数		
	原 动 机 级 别		
	I 级	II 级	III 级
破碎机: 滚筒式、球磨式、颚式	—	2.2	2.5
发电机和激磁装置	1.6	1.8	2.0
天 轴	1.5	1.7	1.9
造纸机械: 搅拌机、研光机、干燥机、 卷纸机、 切纸机、研磨机	1.4	1.6	1.8
	1.7	1.9	2.1
陶瓷机械: 切割机、轧碎机 研磨机	1.5	1.7	1.9
	1.8	2.0	2.2
洗衣机: 洗涤机、绞衣机	1.6	1.8	2.0
橡胶机械	1.6	1.8	2.0
木工机械: 车床、带锯床 切割机、圆盘锯床、刨床	1.3	1.4	—
	1.4	1.6	—
食品机械: 捏和机、干混机	1.4	1.6	1.8
印刷机械: 轮转印刷机、透印机、叠纸 机、行型活字铸造机、平板 印刷机	1.4	1.6	1.8
纺织机械: 整经机、络纱机、 织布机、纺纱机、捻丝机	1.6	1.7	—
	1.6	1.8	2.0
机床: 钻床、车床、车丝机、镗床、 铣床、刨床、磨床	1.4	1.6	1.8
	1.5	1.7	1.9
开炼机、辗压机、球磨机、盘辗砂机	1.7	1.9	2.1
泵: 离心泵、齿轮泵 活塞泵	1.5	1.7	2.4
	2.0	2.2	2.4

续表

工 作 机 械	工 况 系 数		
	原 动 机 级 别		
	I 级	II 级	III 级
机筛：转鼓式、锥式 振动式	1.4	1.5	—
	1.4	1.7	—
运输机：橡胶输送带(轻型) 橡胶输送带(重型) 鳞板输送机、斗式提升机、卷扬机	1.3	1.5	1.7
	1.6	1.7	1.8
	1.7	1.8	1.9
热压机	1.7	1.9	2.0

附表8-3 增速系数 $K_2$ 

增 速 比	增 速 系 数 $K_2$
1~1.24或减速传动	0
1.25~1.74	+0.10
1.75~2.49	+0.20
2.50~3.50	+0.30
大于3.50	+0.40

附表8-4 疲劳修正系数 $K_t$ 

工 作 方 式	疲 劳 修 正 系 数 $K_t$
间歇式或季节式	-0.1
每天连续运转8~10h	-0.1
每天连续运转10~16h	+0.1
每天连续运转16~24h	+0.2
有惰轮或张紧轮	+0.2

附表8-5 “HTD”同步带标准节线长度

3M型 节距3mm

长度代号	节线长度(mm)	齿数
120-3M	120.000	40
144-3M	144.000	48
150-3M	150.000	50
177-3M	177.000	59
192-3M	192.000	64
201-3M	201.000	67
225-3M	225.000	75
252-3M	252.000	84
264-3M	264.000	88
276-3M	276.000	92
300-3M	300.000	100
339-3M	339.000	113
384-3M	384.000	128
420-3M	420.000	140
459-3M	459.000	153
486-3M	486.000	162
501-3M	501.000	167
537-3M	537.000	179
564-3M	564.000	188
633-3M	633.000	211

5M型 节距5mm

长度代号	节线长度(mm)	齿数
295-5M	295.000	59
320-5M	320.000	64
350-5M	350.000	70

续表

长度代号	节线长度(mm)	齿数
375-5M	375.000	75
400-5M	400.000	80
420-5M	420.000	84
450-5M	450.000	90
475-5M	475.000	95
500-5M	500.000	100
520-5M	520.000	104
550-5M	550.000	110
560-5M	560.000	112
565-5M	565.000	113
600-5M	600.000	120
615-5M	615.000	123
635-5M	635.000	127
670-5M	670.000	134
695-5M	695.000	139
710-5M	710.000	142
740-5M	740.000	148
800-5M	800.000	160
830-5M	830.000	166
860-5M	860.000	172
890-5M	890.000	178
900-5M	900.000	180
920-5M	920.000	184
930-5M	930.000	186
950-5M	950.000	190
1000-5M	1000.000	200
1050-5M	1050.000	210

续表

长度代号	节线长度(mm)	齿数
1125-5M	1 125.000	225
1145-5M	1 145.000	229
1270-5M	1 270.000	254
1295-5M	1 295.000	259
1350-5M	1 350.000	270
1380-5M	1 380.000	276
1420-5M	1 420.000	284
1595-5M	1 595.000	319
1800-5M	1 800.000	360
1870-5M	1 870.000	374
2000-5M	2 000.000	400

8m 型 节距8mm

长度代号	节线长度(mm)	齿数
416-8M	416.000	52
424-8M	424.000	53
480-8M	480.000	60
560-8M	560.000	70
600-8M	600.000	75
640-8M	640.000	80
720-8M	720.000	90
760-8M	760.000	95
800-8M	800.000	100
840-8M	840.000	105

续表

长度代号	节线长度(mm)	齿数
856-8M	856.000	107
880-8M	880.000	110
920-8M	920.000	115
960-8M	960.000	120
1000-8M	1 000.000	125
1040-8M	1 040.000	130
1056-8M	1 056.000	132
1120-8M	1 120.000	140
1200-8M	1 200.000	150
1248-8M	1 248.000	156
1280-8M	1 280.000	160
1392-8M	1 392.000	174
1400-8M	1 400.000	175
1440-8M	1 440.000	180
1600-8M	1 600.000	200
1760-8M	1 760.000	220
1800-8M	1 800.000	225
2000-8M	2 000.000	250
2240-8M	2 240.000	280
2272-8M	2 272.000	284
2400-8M	2 400.000	300
2600-8M	2 600.000	325
2800-8M	2 800.000	350
◎ 3048-8M	3 048.000	381
◎ 3280-8M	3 280.000	410
◎ 3600-8M	3 600.000	450
◎ 4400-8M	4 400.000	550

14M 型 节距14mm

长度代号	节线长度(mm)	齿 数
966-14M	966.000	69
1190-14M	1 190.000	85
1400-14M	1 400.000	100
1540-14M	1 540.000	110
1610-14M	1 610.000	115
1778-14M	1 778.000	127
1890-14M	1 890.000	135
2002-14M	2 002.000	143
2100-14M	2 100.000	150
2198-14M	2 198.000	157
2310-14M	2 310.000	165
2450-14M	2 450.000	175
2590-14M	2 590.000	185
2800-14M	2 800.000	200
3150-14M	3 150.000	225
3360-14M	3 360.000	240
3500-14M	3 500.000	250
3850-14M	3 850.000	275
4326-14M	4 326.000	309
4578-14M	4 578.000	327

续表

长度代号	节线长度(mm)	齿数
◎ 4956-14M	4 956.000	354
◎ 5320-14M	5 320.000	380
◎ 5740-14M	5 740.000	410
◎ 6160-14M	6 160.000	440
6860-14M	6 860.000	490

附表8-6 S8M“STPD”同步带标准节线长度

带节线长度 $L_p$ (mm)	带齿数 $Z_b$
560	70
632	79
712	89
800	100
896	112
1000	125
1120	140
1248	156
1400	175
1600	200
1800	225
2000	250
2240	280
2496	312
2800	350



附表8-7 “HTD”同步带—3M基准额定功率 $P_0$ 

(W/6mm宽)

小带轮	齿数	10	12	14	16	18	20	24	28
	节径 (mm)	9.55	11.46	13.37	15.28	17.19	19.10	22.92	26.74
转速 (r/min)	20	1	1	1	1	2	2	2	3
	40	2	2	2	3	3	3	4	5
	60	2	3	3	4	5	5	7	8
	100	4	5	6	7	8	9	11	13
	200	8	10	11	13	15	17	22	27
	300	11	13	16	18	21	24	30	36
	400	13	16	19	23	26	30	37	45
	500	16	19	23	27	31	35	44	53
	600	18	22	27	31	35	40	50	60
	700	20	25	30	35	40	45	56	68
	800	23	28	33	39	44	50	62	75
	870	24	30	35	41	47	53	66	80
	900	25	30	36	42	48	55	68	82
	1000	27	33	29	46	52	59	73	88
	1160	30	37	44	51	59	66	82	99
	1200	31	38	45	52	60	68	84	101
	1400	35	43	51	59	68	70	94	113
	1450	36	44	52	61	69	78	97	116
	1600	39	49	56	65	75	84	104	125
	1750	42	51	60	70	80	90	112	134
	1800	42	52	62	72	82	92	114	136
	2000	46	56	67	77	89	100	123	148
	2400	53	65	77	89	102	115	141	169
	2800	60	73	86	100	114	129	158	189
	3200	66	81	96	111	126	142	175	209
	3600	73	88	105	121	138	155	191	227
	4000	79	96	113	131	150	168	206	245
	5000	94	114	134	155	177	198	243	288
	6000	103	131	154	178	202	227	277	327
	7000	121	147	173	200	227	254	309	364
	8000	134	163	191	221	250	279	339	398
	10000	159	192	226	259	293	326	393	457
	12000	182	220	257	295	332	368	438	505
	14000	204	245	286	327	366	404	476	541

续表

小带轮	齿数	32	40	48	56	64	72	80
	节径 (mm)	30.56	38.20	45.84	53.48	61.12	68.75	76.39
转速 (r/min)	20	3	4	6	7	8	8	9
	40	6	9	11	13	15	17	19
	60	10	13	17	20	23	25	28
	100	16	21	28	33	38	42	47
	200	32	43	55	66	75	84	94
	300	43	58	74	87	100	112	125
	400	53	71	90	107	122	138	153
	500	62	83	106	125	143	161	179
	600	71	95	120	142	163	183	203
	700	80	106	134	159	181	204	227
	800	88	117	148	174	199	224	249
	870	94	124	157	185	211	238	264
	900	96	127	160	189	216	243	270
	1000	104	137	173	204	233	262	291
	1160	116	153	192	226	258	291	323
	1200	119	156	197	232	265	298	330
	1400	133	175	219	258	295	331	368
	1450	137	179	225	264	302	339	377
	1600	147	192	241	283	323	363	403
	1750	157	205	256	301	344	386	427
1800	160	209	261	307	351	394	437	
2000	173	226	281	331	377	423	469	
2400	197	257	319	375	427	479	530	
2800	221	287	335	416	474	530	586	
3200	243	315	385	455	517	578	638	
3600	265	342	421	492	558	622	685	
4000	285	368	451	526	596	663	727	
5000	334	427	521	603	678	749	814	
6000	378	481	581	667	745	812	871	
7000	419	528	631	718	790	850	895	
8000	456	569	673	754	816	861	885	
10000	519	631	724	781	804	792	739	
12000	566	666	729	729	691	582		
14000	596	670	683	616				

附表8-8 “HTD”同步带—5M基准额定功率 $P_0$ 

(W/9mm宽)

小带轮	齿数	14	16	18	20	24	28	32	36
	节径 (mm)	22.28	25.46	28.65	31.83	38.20	44.56	50.93	57.30
转速 (r/min)	20	4	5	6	7	9	11	13	15
	40	9	11	12	14	18	21	26	30
	60	13	15	18	21	26	32	38	45
	100	22	26	30	35	44	54	64	75
	200	45	53	61	69	88	107	128	150
	300	61	72	83	94	119	145	172	202
	400	76	90	103	117	147	179	213	249
	500	91	106	122	139	174	211	251	292
	600	104	122	140	159	199	241	286	334
	700	117	137	158	179	223	271	321	373
	800	130	152	174	198	247	299	353	411
	870	139	162	186	211	263	318	376	437
	900	142	166	191	216	269	326	385	447
	1000	154	180	206	234	291	352	416	483
	1160	173	201	231	262	326	393	464	537
	1200	177	207	237	268	334	403	475	551
	1400	199	232	266	301	375	451	532	615
	1450	205	239	274	309	384	463	545	631
	1600	221	257	295	333	414	498	586	677
	1750	235	275	315	356	442	532	625	722
	1800	242	281	322	364	451	543	638	736
	2000	262	305	349	394	488	586	688	794
	2400	301	350	400	451	558	669	784	902
	2800	338	393	449	506	625	748	874	1004
	3200	374	434	496	559	688	822	960	1100
	3600	409	474	541	609	749	893	1040	1190
	4000	443	513	585	658	808	961	1116	1274
	5000	523	603	688	772	943	1115	1288	1459
6000	598	690	783	877	1064	1250	1433	1610	
7000	669	769	870	971	1171	1365	1550	1722	
8000	735	843	950	1057	1264	1459	1637	1794	
10000	854	972	1088	1199	1403	1577	1714	1804	
12000	956	1078	1193	1299	1476	1594	1643	1609	
14000	1039	1158	1264	1354	1473	1495	1403		

续表

小带轮	齿数	40	44	48	56	64	72	80
	节径 (mm)	63.66	70.03	76.39	89.13	101.86	114.59	127.32
转速 (r/min)	20	17	20	23	27	31	34	28
	40	35	40	45	54	61	69	77
	60	52	60	68	80	92	103	115
	100	87	100	113	134	153	172	192
	200	174	199	226	268	306	345	383
	300	233	266	300	356	407	458	509
	400	286	326	368	436	498	561	623
	500	336	382	430	510	583		728
	600	383	435	489	580	662	745	827
	700	428	485	545	646	738	829	921
	800	471	533	598	709	809	910	1010
	870	500	566	634	751	838	965	1071
	900	512	580	650	769	879	987	1096
	1000	552	625	699	823	945	1062	1178
	1160	614	694	776	918	1047	1176	1304
	1200	629	710	794	939	1072	1204	1334
	1400	702	791	884	1044	1191	1336	1480
	1450	720	811	905	1076	1220	1368	1515
	1600	771	869	969	1144	1303	1461	1617
	1750	822	925	1030	1215	1384	1550	1713
	1800	838	943	1050	1239	1410	1578	1745
	2000	902	1014	1128	1329	1511	1689	1864
	2400	1024	1148	1274	1497	1697	1891	2079
	2800	1137	1272	1408	1649	1863	2067	2262
	3200	1242	1386	1531	1786	2008	2217	2411
	3600	1340	1492	1644	1908	2134	2340	2526
	4000	1431	1589	1745	2015	2238	2436	2604
	5000	1628	1792	1951	2212	2402	2541	2623
6000	1778	1937	2084	2301	2411	2434	2538	
7000	1880	2019	2137	2268	2245	2084	1766	
8000	1927	2031	2101	2100	1882			
10000	1842	1019	1729					
12000								
14000								

附表8-9 “HTD”同步带—8M基准额定功率 $P_0$ 。

(kW/20mm宽)

小带轮	齿数	22	24	26	28	30	32	34	36	38
	节径 (mm)	56.02	61.12	66.21	71.30	76.39	81.49	86.58	91.67	96.77
转速 (r/min)	10	0.02	0.02	0.02	0.03	0.04	0.04	0.07	0.08	0.08
	20	0.04	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.14	0.14	0.16
	40	0.07	0.09	0.10	0.12	0.14	0.16	0.25	0.27	0.29
	60	0.12	0.13	0.15	0.17	0.21	0.25	0.36	0.38	0.41
	100	0.19	0.22	0.25	0.28	0.34	0.41	0.54	0.58	0.63
	200	0.37	0.41	0.47	0.55	0.66	0.81	0.96	1.04	1.12
	300	0.53	0.59	0.67	0.79	0.94	1.13	1.33	1.44	1.56
	400	0.69	0.76	0.87	1.01	1.20	1.45	1.66	1.81	1.95
	500	0.83	0.92	1.04	1.20	1.43	1.73	1.96	2.15	2.33
	600	0.98	1.07	1.20	1.38	1.64	1.99	2.25	2.47	2.68
	700	1.14	1.25	1.35	1.54	1.83	2.23	2.51	2.77	3.01
	800	1.31	1.42	1.54	1.69	1.99	2.41	2.75	3.05	3.32
	870	1.42	1.54	1.68	1.81	2.10	2.54	2.92	3.24	3.54
	1000	1.63	1.78	1.92	2.07	2.25	2.73	3.21	3.57	3.90
	1160	1.89	2.06	2.23	2.40	2.57	2.95	3.54	3.95	4.33
	1200	1.95	2.13	2.31	2.48	2.65	3.01	3.61	4.04	4.43
	1400	2.28	2.48	2.69	2.89	3.10	3.23	3.97	4.46	4.92
	1600	2.60	2.83	3.07	3.30	3.54	3.77	4.28	4.83	5.36
	1750	2.84	3.10	3.36	3.61	3.86	4.11	4.48	5.09	5.65
	2000	3.25	3.54	3.83	4.11	4.40	4.68	4.97	5.43	6.11
	2400	3.88	4.23	4.57	4.91	5.25	5.59	5.92	5.25	6.68
	2800	4.51	4.91	5.30	5.70	6.09	6.47	6.85	7.23	7.59
	3200			6.03	6.47	6.90	7.33	7.75	8.17	8.58
	3500					7.50	7.96	8.41	8.86	9.28
4000						8.97	9.47	9.94	10.41	
4500							10.46	10.96	11.44	
5000								11.91	12.39	
5500									13.23	

续表

小带轮	齿数	40	44	48	56	64	72	80
	节径 (mm)	101.86	112.05	122.23	142.60	162.97	183.25	203.72
转速 (r/min)	10	0.09	0.10	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18
	20	0.17	0.19	0.19	0.22	0.26	0.30	0.33
	40	0.31	0.34	0.37	0.42	0.48	0.54	0.60
	60	0.44	0.48	0.51	0.59	0.68	0.76	0.85
	100	0.68	0.74	0.79	0.92	1.04	1.18	1.31
	200	1.21	1.31	1.42	1.63	1.86	2.08	2.31
	300	1.67	1.82	1.96	2.28	2.57	2.87	3.18
	400	2.10	2.28	2.47	2.86	3.22	3.59	3.96
	500	2.50	2.72	2.94	3.39	3.82	4.24	4.67
	600	2.87	3.13	3.37	3.90	4.37	4.85	5.32
	700	3.23	3.51	3.79	4.37	4.89	5.41	5.92
	800	3.56	3.86	4.18	4.82	5.38	5.92	6.46
	870	3.78	4.11	4.44	5.12	5.70	6.27	6.81
	1000	4.18	4.54	4.89	5.63	6.25	6.85	7.42
	1160	4.63	5.03	5.42	6.22	6.87	7.48	8.04
	1200	4.74	5.14	5.54	6.36	7.01	7.62	8.18
	1400	5.26	5.69	6.12	7.00	7.66	8.25	8.76
	1600	5.72	6.18	6.65	7.56	8.20	8.72	9.06
	1750	6.05	6.53	7.00	7.92	8.51	8.89	9.71
	2000	6.53	7.02	7.50	8.39	8.97	9.94	10.85
	2400	7.15	7.62	8.17	9.37	10.50	11.53	12.48
	2800	7.96	8.68	9.37	10.68	11.86	12.91	13.82
	3200	8.97	9.75	10.50	11.86	13.05	14.05	14.81
	3500	9.71	10.52	11.29	12.67	13.82		
	4000	10.85	11.70	12.48	13.82			
	4500	11.91	12.76	13.51				
	5000	12.85						
	5500	13.67						

附表8-10 “HTD”同步带—14M基准额定功率 $P$ 。

(kW/40mm宽)

小带轮	齿数	28	29	30	32	34	36	38
	节径 (mm)	124.78	129.23	133.69	142.60	151.52	160.43	169.34
转速 (r/min)	10	0.18	0.19	0.19	0.21	0.23	0.27	0.32
	20	0.37	0.38	0.39	0.42	0.46	0.53	0.63
	40	0.73	0.75	0.78	0.84	0.93	1.06	1.27
	60	1.10	1.13	1.17	1.25	1.39	1.59	1.91
	100	1.83	1.89	1.95	2.08	2.31	2.65	3.18
	200	3.65	3.77	3.91	4.12	4.63	5.30	6.36
	300	5.01	5.25	5.54	5.74	6.87	7.94	9.12
	400	6.14	6.51	6.90	7.24	8.57	10.44	11.21
	500	7.19	7.67	8.17	8.65	10.15	12.23	13.11
	600	8.16	8.76	9.36	9.98	11.63	13.89	14.85
	700	9.08	9.78	10.48	11.25	13.02	15.43	16.46
	800	9.95	10.75	11.56	12.46	14.33	16.85	17.97
	870	10.54	11.41	12.27	13.27	15.21	17.80	18.96
	1000	11.59	12.57	13.55	14.72	16.76	19.46	20.69
	1160	12.81	13.92	15.02	16.40	18.54	21.31	22.63
	1200	13.11	14.25	15.37	16.80	18.96	21.75	23.08
	1400	14.53	15.79	17.05	18.70	20.94	23.77	25.17
	1600	15.87	17.24	18.59	20.45	22.72	25.54	26.98
	1750	16.84	18.25	19.66	21.65	23.92	26.91	28.17
	2000	18.40	19.84	21.29	23.46	25.69	28.38	29.83
	2400	20.82	22.08	23.52	25.83	27.91	30.30	31.66
	2800	23.48	24.11	25.30	27.52	29.34	31.31	32.47
	3200		26.36	26.91	28.51	29.97	31.41	32.24
	3500			28.25	29.07	29.94	30.92	31.40
4000				30.17	29.27			

续表

小带轮	齿数	40	44	48	56	64	72	80
	节径 (mm)	178.25	196.08	213.90	249.55	285.21	320.86	356.51
(r/min)	10	0.37	0.41	0.45	0.52	0.60	0.68	0.78
	20	0.75	0.83	0.90	1.05	1.20	1.35	1.57
	40	1.50	1.65	1.81	2.10	2.40	2.70	3.13
	60	2.25	2.48	2.70	3.16	3.60	4.05	4.70
	100	3.75	4.13	4.15	5.25	6.01	6.75	7.83
	200	7.34	8.25	9.00	10.50	12.00	13.50	15.64
	300	9.86	11.28	13.07	15.73	17.97	20.21	22.89
	400	12.09	13.71	15.73	19.36	22.29	24.63	27.04
	500	14.10	15.88	18.05	22.13	25.24	27.83	30.50
	600	15.94	17.84	20.13	24.56	27.76	30.54	33.40
	700	17.64	19.64	22.01	26.71	29.93	32.85	35.83
	800	19.22	21.29	23.71	28.60	31.79	34.79	37.84
	870	20.25	22.37	24.80	29.80	32.94	35.96	39.16
	1000	22.05	24.21	26.65	31.76	34.73	37.73	40.72
	1160	24.06	26.23	28.63	33.75	36.37	39.25	42.01
	1200	25.53	26.69	29.08	34.17	36.73	39.52	42.19
	1400	26.67	28.79	31.06	35.90	37.87	40.21	42.28
	1600	28.51	30.53	32.60	37.00	38.20	39.84	
	1750	29.70	31.60	33.49	37.40	37.91		
	2000	31.32	32.97	34.47	37.31	36.44		
	2400	33.00	34.03	34.72	35.14			
	2800	33.53	33.72	33.33				
	3200	32.88						
	3500							
4000								



附表8-11 “STPD”同步带—S8M基准额定功率P。

(马力/60mm宽)

高速轴转速 (r/min)	小带轮的齿槽数和节圆直径														
	1J	22	24	26	28	30	32	34	36	40	44	48	60 <sup>2</sup>	72	84
870	50.93	58.02	61.12	66.21	71.30	76.39	81.49	86.58	91.67	101.86	112.05	122.23	152.79	183.35	213.90
1160	8.68	9.41	10.26	11.12	11.97	12.82	13.67	14.52	15.37	17.07	18.76	20.46	25.49	30.48	35.40
1750	11.40	12.54	13.67	14.81	15.94	17.07	18.20	19.32	20.45	22.69	24.93	27.16	33.77	40.26	46.61
3500	17.17	18.87	20.57	22.26	23.95	25.63	27.31	28.98	30.65	33.96	37.24	40.48	49.99	59.10	67.72
100	13.96	17.74	20.48	23.69	26.67	29.90	33.08	36.12	39.10	64.91	70.47	75.77	89.84	100.67	107.59
	98	1.08	1.13	1.28	1.38	1.48	1.58	1.67	1.77	1.97	2.17	2.36	2.96	3.54	4.13
200	1.97	2.17	2.36	2.56	2.27	2.95	3.15	3.35	3.54	3.94	4.33	4.72	5.90	7.08	8.26
300	2.95	3.25	3.54	3.84	4.13	4.43	4.72	5.02	5.31	5.90	6.49	7.08	8.85	10.62	12.38
400	3.94	4.33	4.72	5.12	5.51	5.90	6.30	6.69	7.08	7.87	8.66	9.44	11.79	14.14	16.48
500	4.92	5.41	5.90	6.40	6.89	7.38	7.87	8.36	8.85	9.81	10.81	11.79	14.75	17.65	20.57
600	5.90	6.49	7.08	7.67	8.26	8.85	9.44	10.03	10.62	11.79	12.97	14.14	17.65	21.15	24.62
700	6.89	7.58	8.26	8.95	9.64	10.32	11.01	11.70	12.38	13.75	15.12	16.48	20.57	24.61	28.65
800	7.87	8.66	9.44	10.23	11.01	11.79	12.58	13.36	14.14	15.70	17.26	18.82	23.47	28.07	32.64
900	8.85	9.74	10.62	11.50	12.38	13.26	14.14	15.02	15.90	17.65	19.40	21.15	26.35	31.50	36.58
1000	9.83	10.81	11.79	12.77	13.75	14.73	15.70	16.68	17.65	19.60	21.52	23.47	29.22	34.20	40.48
1100	10.81	11.89	12.97	14.04	15.12	16.19	17.26	18.33	19.40	21.53	23.66	25.78	32.07	38.26	44.33

小带轮的齿数数和节圆直径

高速轴转速 (r/min)	20	22	24	26	28	30	32	34	36	40	44	48	60	72	84
50.93	58.02	61.17	66.21	71.30	76.39	81.49	86.58	91.67	101.86	112.05	122.23	152.79	183.35	213.90	
1200	11.79	12.97	14.14	15.31	16.48	17.65	18.82	19.98	21.15	23.47	25.78	28.07	34.96	41.50	48.12
1300	12.77	14.04	15.31	16.58	17.85	19.11	20.37	21.63	22.89	25.39	27.88	30.36	37.70	44.88	51.85
1400	13.75	15.12	16.48	17.85	19.21	20.57	21.92	23.27	24.62	27.31	29.98	32.64	40.48	48.12	55.51
1500	14.73	16.19	17.55	19.11	20.57	22.02	23.47	24.91	26.35	29.22	32.07	34.90	43.24	51.32	59.10
1600	15.70	17.26	18.82	20.37	21.92	23.47	25.01	26.54	28.07	31.12	34.14	37.14	45.96	54.47	62.61
1700	16.68	18.33	19.98	21.63	23.27	24.91	26.54	28.17	29.79	33.01	36.21	39.37	48.86	57.57	66.04
1800	17.65	19.40	21.15	22.89	24.62	26.35	28.07	29.79	31.50	34.90	38.26	41.59	51.32	60.62	69.88
1900	18.63	20.47	22.31	24.14	25.97	27.79	29.60	31.41	33.20	36.77	40.30	43.79	53.95	63.60	72.62
2000	19.60	21.53	23.47	25.39	27.31	29.22	31.12	33.01	34.90	38.63	42.32	45.96	56.55	66.52	75.77
2100	20.57	22.60	24.62	26.64	28.65	30.65	32.64	34.61	36.58	40.48	44.33	48.12	69.10	69.38	78.81
2200	21.53	23.66	25.78	27.88	29.93	32.07	34.14	36.21	38.26	42.32	46.32	50.22	61.62	72.17	81.75
2300	22.50	24.72	26.93	29.12	31.31	33.49	35.65	37.80	39.93	44.15	48.30	52.38	64.09	74.98	84.57
2400	23.47	25.78	28.07	30.36	32.64	34.90	37.14	39.37	41.59	45.96	50.26	54.47	66.52	77.52	87.27
2500	24.43	26.83	29.22	31.60	33.96	36.30	38.66	40.94	43.24	47.76	52.20	56.55	68.91	80.08	89.84
2600	25.39	27.88	30.36	32.82	35.27	37.79	40.11	42.51	44.88	49.55	54.13	58.59	71.24	82.56	92.29
2800	27.31	29.98	32.64	35.27	37.89	40.48	43.05	45.60	48.12	53.08	57.91	62.61	75.77	87.27	96.77
3000	29.22	32.07	34.90	37.70	40.48	43.24	45.96	48.66	51.32	56.55	61.62	66.52	80.08	91.60	100.67
3200	31.12	34.14	37.14	40.11	43.05	46.96	48.84	51.68	54.47	59.94	65.23	70.31	84.17	95.54	103.94

续表

3400	33.01	36.21	39.37	42.51	45.60	48.66	51.68	54.65	57.57	63.27	68.75	73.98	88.01	99.07	106.55
3600	34.90	36.26	41.59	44.88	48.12	51.32	54.47	57.57	60.62	66.52	72.17	77.52	91.60	102.46	108.45
3800	36.77	40.30	43.79	47.23	50.62	53.95	57.23	60.45	63.60	69.69	75.47	80.92	94.82	104.70	109.51
4000	38.63	42.32	45.96	49.55	53.08	56.55	59.94	63.27	66.52	72.78	78.67	84.17	97.94	106.87	109.97
4200	40.48	44.33	48.12	51.85	55.51	59.10	62.61	66.04	69.38	75.77	81.75	87.27	100.67	108.45	109.51
4400	42.32	46.32	50.26	54.13	57.91	61.62	65.23	68.75	72.17	78.67	84.70	90.20	103.07	109.49	108.17
4600	44.15	48.30	52.38	56.37	60.28	64.09	67.80	71.40	74.88	81.47	87.52	92.96	105.14	109.95	105.91
4800	45.96	50.26	54.47	58.59	62.61	66.52	70.31	73.98	77.52	84.17	90.20	95.54	106.87	109.81	102.70
5000	47.76	52.20	56.55	60.78	64.91	68.91	72.78	76.50	80.08	86.76	92.74	97.94	108.23	107.04	98.49
5200	49.55	54.13	58.59	62.94	67.16	71.24	75.18	78.96	82.56	89.24	95.13	100.15	109.21	107.62	93.25
5400	51.32	56.03	60.62	65.07	69.38	73.53	77.52	81.33	84.96	91.60	97.36	102.15	109.76	105.51	86.92
5600	53.08	57.91	62.61	67.16	71.55	75.77	79.80	83.64	87.27	93.84	99.43	103.94	109.97	102.70	79.47
5800	54.82	59.78	64.58	69.22	73.68	77.95	82.02	85.87	89.48	95.96	101.34	105.52	109.73	69.16	70.86
6000	56.55	61.62	66.52	71.24	75.77	80.08	84.17	88.01	91.60	97.94	103.07	106.87	109.04	94.86	61.04

注：附表8-11中，左列黑线边缘部分中的带轮节圆直径和转速仅在带的许用寿命作相应降低后方可应用。

右列黑线边缘部分中的带速超过6500r/min，需要一种特殊的传动。

## 参 考 文 献

- [ 1 ] ISO5296-1978 同步带传动的带。
- [ 2 ] ISO5294-1979 同步带传动一带轮。
- [ 3 ] ISO5295-1981 同步带额定功率和传动中心距的计算。
- [ 4 ] ISO5296-1978/ADD1 同步带传动的带。
- [ 5 ] ISO5296-1978/ADD2 同步带传动的带。
- [ 6 ] JIS K6372-1982 一般用齿形带。
- [ 7 ] BS4548-1970 英国同步带传动标准说明书。
- [ 8 ] ANSI/RMA IP-24-1983 同步带传动说明。
- [ 9 ] DIN7721(1) 米制节距同步带。
- [10] DIN7721(2) 米制节距同步带轮的齿槽廓线。
- [11] OCT05114-76 同步带传动标准。
- [12] ISO/DIS 9011/1 同步带传动—汽车用带轮—第一部分,ZA截面。
- [13] ISO/DIS 9011/2 同步带传动—汽车用带轮—第二部分,ZB截面。
- [14] ISO/DIS 9010/1 同步带传动—汽车用带—第一部分,ZA截面。
- [15] ISO/DIS 9010/2 同步带传动—汽车用带—第二部区,ZB截面。
- [16] JASO E105-81 汽车发动机用同步带尺寸。
- [17] JASO E106-81 汽车发动机用带轮尺寸。
- [18] SAE J1278 OCT80 米制同步带和带轮。
- [19] SAE J1313 OCT80 汽车同步带传动。
- [20] 《准时传动带工程设计资料》, Goodyear Inc.
- [21] 《汽车凸轮轴带传动用的“STPD”带和准时带设计指南》, Goodyear Inc.
- [22] 《“STPD”带工程设计资料》, Goodyear Inc.
- [23] 《汽车用准时带设计手册》, 日本三星胶带株式会社。
- [24] 《传动齿形皮带说明书》, 日本 UNITTA 株式会社。
- [25] 《“HTD”传动齿形皮带说明书》 同上。
- [26] 《“HTD”带轮 8M、14M 用尺寸表》同上。

- [27] 《同步带传动设计资料》，青岛橡胶制品研究所。
- [28] “汽车同步带传动”国家标准讨论稿，机电部标准化研究所。
- [29] 《机械设计手册》，化学工业出版社。
- [30] 《特种胶带设计与使用》，上海胶带厂技术科，1984。
- [31] 《同步齿形带传动设计资料集》(一)、(二)，上海皮带厂，上海机械学院，1974。
- [32] 《同步带传动专辑》(一)，上海机械学院，1986。
- [33] 方文中、欧云金，《大功率新型同步齿形带—HTD带》，1985。
- [34] 方文中，《谈我国现行同步带尺寸参数修改的必要性》，1986。
- [35] 方文中，《同步带传动的节距误差分析》，1987。
- [36] 方文中，《同步带多级传动计算》，1988。
- [37] 方文中，《同步带传动程序设计》，1987。
- [38] 方文中，《同步带传动设计计算》，1987。
- [39] 方文中，《同步齿形带轮的齿形与加工》1989。
- [40] И.И.Воробьев,《РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ》1979。
- [41] Ю.И.ЗАБЛОНСКИЙ,《ДЕТАЛИ МАШИН》1985。
- [42] 山口俊宏等《正时齿形带可靠性评价》，1986。
- [43] 小山富夫等，《齿形带强度研究(一)·齿形带带齿的载荷分布》，1978。
- [44] 小山富夫等，《齿形带强度研究(二)·节距差对载荷分布的影响》，1979。
- [45] 小山富夫等，《齿形带强度研究(三)·疲劳强度与断裂特性》，1979。
- [46] 小山富夫等，《齿形带强度研究(四)·不完全啮合情况下的载荷分布》，1979。
- [47] 小山富夫等，《齿形带强度研究(五)·节距差对疲劳强度的影响》，1980。
- [48] 小山富夫等，《齿形带强度研究(六)·不完全啮合区域上带与轮齿的特性》，1980。
- [49] 小山富夫等，《齿形带强度研究(七)·无负荷时聚氨酯齿形带的

- 磨损特性》，1980。
- [50] 保城武，《齿形带》，1983。
- [51] 细岛贞男等，《定时带带齿的载荷分布》，1935。
- [52] G.GERBERT 等，《定时带中的载荷分布》
- [53] 郑志峰等，《链传动》
- [54] В.В.Рагули 《橡胶工业制品的生产》，1985。
- [55] 荻原等，《准时带中跳齿现象的试验分析》。
- [56] 佐藤进等，《齿形带传动的现状和展望》。
- [57] 王起龙，《国内外带传动发展论述》。
- [58] J.J.Zaiss; 《Synchronous belts For High Power Drives》
- [59] UNITTA 株式会社今井清吾; 《新的带传动装置—高转矩 (HTD) 驱动装置的机能与设计》。
- [60] Ю.Е.Гуревич等; 《齿形皮带传动的计算方法》。
- [61] 《齿形皮带传动的精度·日本机械学会论文集》1982, C48。
- [62] Э.Д.Кравцов 等; 《用有限元法研究齿形带的应力应变状态》。
- [63] 笠谷正则等; 《同步带传动特性研究(1~4)》。
- [64] Ю.К.Чехомов; 《平齿形带的试验台测试》。
- [65] Ю.Е.Гуревич 等; 《齿形皮带寿命研究》
- [66] W.Funk and L.Koester; 《Power transmission of timing belts》 1982。
- [67] GB6931.3-86 同步带传动术语。
- [68] GB11616-89 同步带尺寸。
- [69] GB11361-89 同步带传动—带轮。
- [70] GB11362-89 同步带传动—额定功率和传动中心距的计算。
- [71] GB10716-89 同步带拉伸性能试验方法。
- [72] GB10717-89 同步带齿剪切强度试验方法。
- [73] GB10718-89 同步带包布剥离强度试验方法。
- [74] GB10719-89 同步带绳抽出强度试验方法。
- [75] GB10414-89 汽车同步带传动。