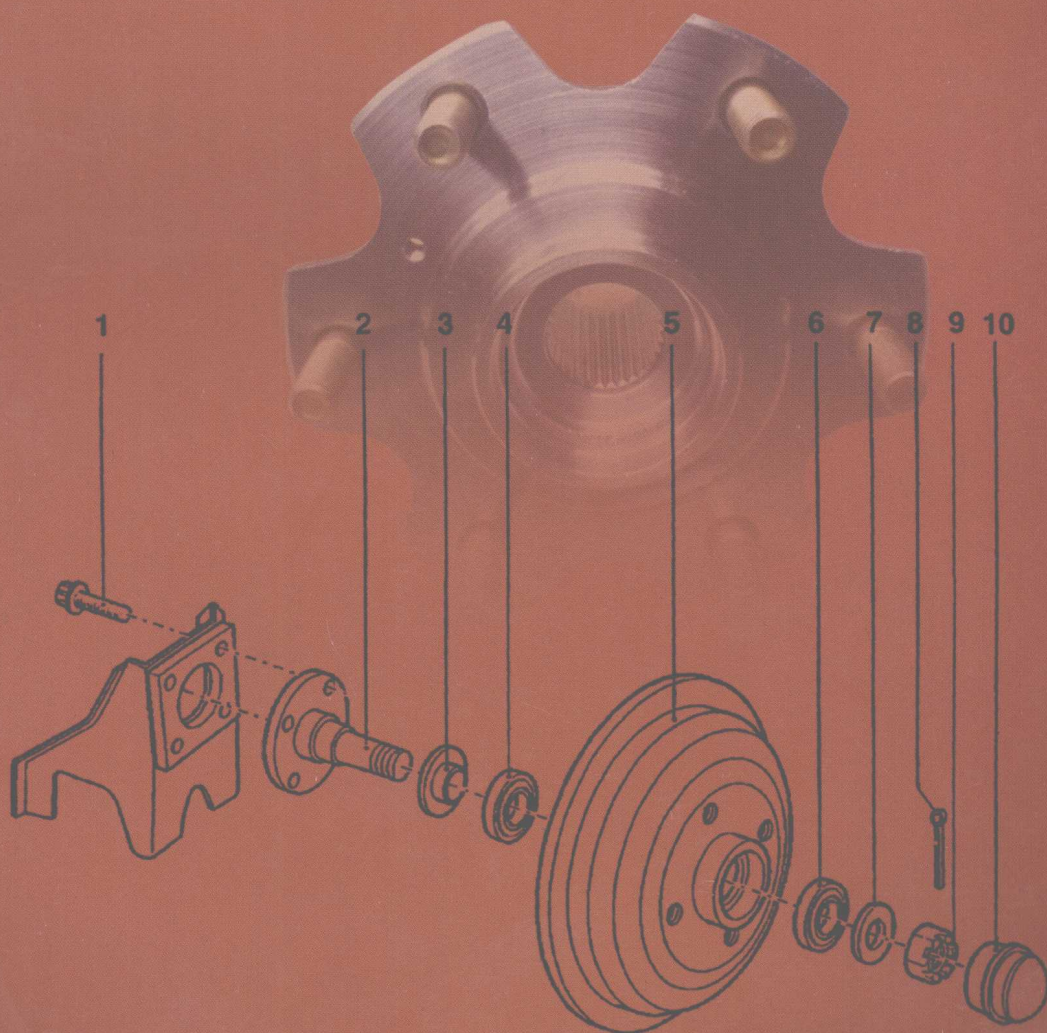


李春广
武良臣
王德胜 著

毂孔轴型面联接 理论与制造技术

GU KONG ZHOU XING MIAN LIAN JI E L I L U N Y U Z H I Z A O J I S H U



吉 林 大 学 出 版 社

“本著（书）得到中原工学院学术专著出版基金资助”

毂孔轴型面联接理论与制造技术

李春广 武良臣 王德胜 著

吉林大学出版社

内 容 提 要

本书系统地论述了榫孔轴型面联接的基本概念、基本理论、制造技术与工艺方法、设备设计等。全书共分七章：榫孔轴型面联接概论；榫孔轴型面联接的基本理论；等距型面联接强度的实验研究；等距型面成形的形态学分析；型面联接的制造工艺；型面联接的工艺装备设计；型面联接应用实例研究。

本书可供从事机械设计及制造的工程技术人员使用，也可作为高等院校机械类专业的教学用书，或高年级本科生、研究生的选修课教材。

图书在版编目 (CIP) 数据

榫孔轴型面联接理论与制造技术/李春广，武良臣，
王德胜著. —长春：吉林大学出版社，2007.8
ISBN 978-7-5601-3670-7

I. 榫… II. ①李…②武…③王… III. 无键联结 IV.
TH131.9

中国版本图书 CIP 数据核字 (2007) 第 118312 号

书名：榫孔轴型面联接理论与制造技术
作者：李春广 武良臣 王德胜 著

责任编辑、责任校对：陈颂琴
吉林大学出版社出版、发行
开本：787×1092 毫米 1/16
印张：12.75 字数：320 千字
ISBN 978-7-5601-3670-7

封面设计：孙东阳
郑州金辉印刷有限公司 印刷
2007 年 8 月 第 1 版
2007 年 8 月 第 1 次印刷
定价：26.00 元

版权所有 翻印必究
社址：长春市明德路 421 号 邮编：130021
发行部电话：0431-88499826
网址：<http://www.jlup.com.cn>
E-mail: jlup@mail.jlu.edu.cn

前 言

机械传动中的轴和毂孔最初采用异形或圆截面联接(无键联接)。因异形截面轴和孔的制造难度大,后来被键联接代替,形成了目前的汽车、机床、农业机械等的传动中齿轮与轴、皮带轮与轴间孔轴联接大都采用键和花键联接的局面。尽管键和花键相配合的表面制造技术比较成熟,但键和花键联接存在应力集中、疲劳强度低、制造精度要求高、拆装不便、过松会造成早期磨损、降低寿命等缺点。据报道,汽车的齿轮传动中,由于花键表面过早磨损使脱挡或换挡困难,曾造成汽车落入悬崖以致车毁人亡的大事故,在更换传动件(如齿轮、皮带轮等)时,也常引起装拆困难和破坏,造成不必要的经济损失。因此国内外从事机械设计和制造的学者,一直在探索代替键和花键联接的联接方式,本书阐述的型面联接就是其中比较好的一种方式。

本书的作者们从 80 年代开始,就对型面联接进行了研究,先后承担了河南省科技攻关项目“机械无键联接异形截面轴和孔加工机床研制”,煤炭自然科学基金项目“煤矿机械传动中等距型面无键联接的研究”等课题的研究工作,公开发表论文 30 余篇,对型面联接的基本理论及其有关应用进行了深入探索,研究了型面联接的廓形曲线、应力分布规律、设计计算方法及图样技术条件、标注形式和加工方法,设计制造了等距型面铣削、车削、拉削、插削、磨削和珩磨等工艺装备,为型面联接的应用创造了条件。本书总结了课题组最近 10 年的研究成果,特别是制造技术方面的成果。

本书由李春广撰写第四章、第五章、第六章和第七章;王德胜撰写第二章、第三章;杨光撰写第一章;全书由武良臣教授统稿,赵俊伟教授主审。课题组刘传绍等同志在课题的研究中付出了辛勤的劳动,在此对他们表示衷心的感谢。

本书在撰写过程中得到了中原工学院科技处、机电学院和河南理工大学科研处、机械学院领导的大力支持,他们对撰写本书的指导思想和内容提出了宝贵意见;郑州工业大学夏恒青教授、湖北工学院胡来容教授等有关专家教授对本书的撰写也给予了大力支持和帮助,华中科技大学博士后李高正、牛新文提供了部分资料,在此向他们表示深切的感谢。

由于我们水平有限,加上课题仍处于研究阶段,许多问题都有待于进一步研究与探讨,例如:如何将面向“X”的设计 DFX、DFM 及虚拟现实技术引入研究中都是亟待解决的问题,因此书中的谬误与不妥之处望读者不吝指教,我们表示衷心的感谢。

著 者

2007 年 4 月 1 日于中原工学院

目 录

第一章 榖孔轴型面联接概	1
§ 1-1 榖孔轴联接概述.....	1
§ 1-2 过盈配合联接的类型与设计计算.....	4
§ 1-3 型面联接的基本概念及概况.....	9
§ 1-4 型面联接的应用.....	13
§ 1-5 型面联接传动的基本类型.....	15
§ 1-6 几何参数设计.....	18
第二章 榖孔轴联接的基本理论	20
§ 2-1 等距型面方程及有关计算.....	20
§ 2-2 摆线曲线型面联接的有关理论.....	35
§ 2-3 实用等距型面的构成及方程简介.....	37
§ 2-4 等距型面轴的拉伸、扭转与弯曲.....	39
§ 2-5 等距型面联接的接触压力.....	48
§ 2-6 等距型面轮毂壁厚设计计算.....	57
第三章 等距型面联接强度的实验研究	62
§ 3-1 等距型面联接强度的有限元计算研究.....	62
§ 3-2 等距型面联接接触应力的计算研究.....	72
§ 3-3 等距型面联接强度的光弹性实验研究.....	74
§ 3-4 三边型面轴榖联接强度的有限元分析.....	83
第四章 等距型面成形的形态学分析	86
§ 4-1 制造工艺过程的形态学模型.....	86
§ 4-2 机械加工中几何形体的可行性分析.....	88
§ 4-3 等距型面成形的运动学分类.....	94
§ 4-4 等距型面协调运动的各种组合.....	96

§ 4-5	等距型面协调运动在机床上的实现及评价	98
§ 4-6	等距型面协调运动精度分析及新方案	101
第五章	型面联接的制造工艺	105
§ 5-1	概述	105
§ 5-2	型面几何参数对工艺性影响的分析	112
§ 5-3	型面联接几何参数对装配性的影响	116
§ 5-4	型面轴的加工	124
§ 5-5	型面孔的加工	137
§ 5-6	典型型面轴类零件的加工实例分析	139
第六章	型面联接的工艺装备设计	145
§ 6-1	型面轴成型铣刀设计	145
§ 6-2	型面孔拉刀设计	151
§ 6-3	型面孔插刀设计	155
§ 6-4	型面孔珩磨头设计	161
§ 6-5	铣削型面轴的装置设计	163
§ 6-6	工艺装备设计	165
§ 6-7	XD 廓形加工机床调整的专家系统	170
第七章	型面联接应用实例的研究	176
§ 7-1	卧式铣床变速箱设计分析	176
§ 7-2	型面轴孔联接在机构设计中的应用研究	179
§ 7-3	等距柱状面和等距锥面联接	186
§ 7-4	多弧段等距型面联接	192
	主要参考文献	197

将又，... 中... 汽... 三... 的... 点... 显... 示... 图... 1-1 图。用... 的... 汽... 工... 作... 三... 的... 点... 显... 示... 图... 1-1 图。... 一... 种... 开... 关... 的... 重... 要... 已... 经... 国... 际... 金... 合... 格... 制... 度... 取... 消... 了... 这... 些... 要... 求... 。

第一章 毂孔轴型面联接概论

第一节 毂孔轴联接概述

一、毂孔轴联接概念

毂孔轴联接是指将孔轴两个零件按照某种方式装配在一起来传递运动，传递扭矩的一种形式。例如轴和毂孔通过键结合在一起的联接；利用螺纹将孔轴联成一体；通过焊接、销和铆钉联在一起。本书讨论的是轴和毂孔之间不使用中间件（包括平键和花键）而组装一起来支承和传递运动扭矩的型面联接的理论与技术。为了便于说明这种联接的优越性，先将有关联接方式作一讨论，然后再来研究轴、毂孔的型面联接。

二、毂孔轴联接的基本类型

按照相结合的轴和毂孔在工作时相对位置能否变化可分为滑动联接和固定联接两大类；按传递扭矩和运动原理分为摩擦式联接和非摩擦式联接两大类；按照能否拆卸分为可拆联接和不可拆联接两大类。为了分析方便可分成以下几类。

1. 铆接

利用铆钉把毂孔和轴联接在一起的不可拆联接，称为铆钉联接，简称铆接。

铆钉用棒料在锻压机上制成，一端有预制头。把铆钉插入被铆件的重叠孔内，利用端模再制出另一端的铆成头（图 1-1），这个过程称为铆合。铆合可用人力、气力或液力（用气铆枪或铆钉机）。钢铆钉直径如小于 12 mm，铆合时可不加热，称为冷铆；直径如大于 12 mm，铆合时通常要把铆钉全部或局部加热，称为热铆。铝合金铆钉均用冷铆。铆接举例如图 1-2 所示。

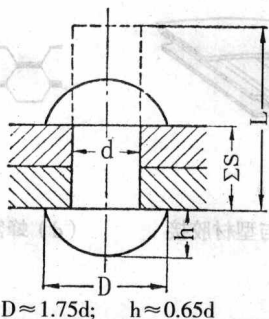
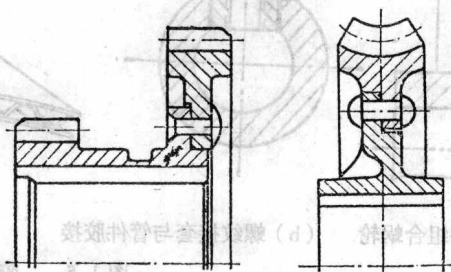


图 1-1 半圆头钢铆钉及联接的尺寸关系图



两个齿轮的铆接 蜗轮齿圈和轮心的铆接

图 1-2 机器零件中铆接举例

2. 焊接

借助加热（有时还要加压）使两个以上的金属件在联接处形成原子或分子间的结合而构成的不可拆联接，称为焊联接，简称焊接。

根据实现金属原子或分子间结合的方式不同，焊接可分为熔化焊（电弧焊、气焊、电渣焊等）、压力焊（电阻焊、摩擦焊等）、钎焊。电弧焊应用最广。

电阻焊有对焊、点焊和缝焊数种,在焊接时,需借机械的帮助把焊件夹持和压紧,又称为电机械焊接。电阻焊是高生产率的焊接方法,在汽车、飞机、车辆和无线电等制造部门中获得了广泛的应用。图 1-3 所示是对焊的汽车曲轴和排气阀。曲轴采用对焊可简化毛坯生产过程;排气阀采用对焊可使耐热合金钢阀帽与普通钢阀杆结为一体。图 1-4 所示是点焊的三角带轮。

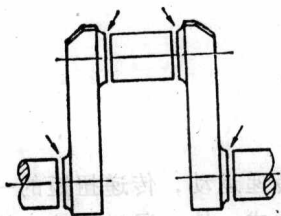


图 1-3 对焊的曲轴和排气阀

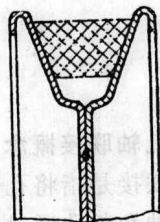
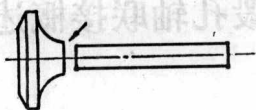


图 1-4 点焊的三角带轮

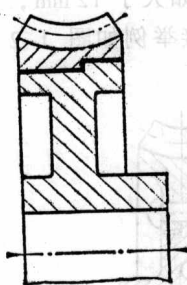
3. 胶接

胶接是利用胶粘剂在一定条件下把预制的元件(如图 1-5, a 中的轮圈和轮芯)联接在一起,并具有一定的联接强度。它是早就使用的一种不可拆联接。如木工利用鳔胶粘合木质构件就是一例。但在机械制造中采用胶接的金属构件,还是近 30 年来发展出的新兴工艺。

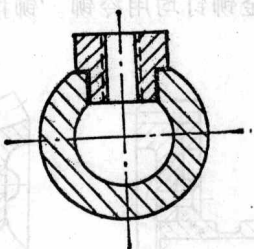
胶接的机理涉及到很多化学的与物理的因素,目前虽已有多种理论,但都不能做出圆满的解释,故尚在积极研究中。随着高分子化学,特别是石油化学工业的迅速发展,胶接的理论必将日臻完善。

目前,胶接在机床、汽车、拖拉机、造船、化工、仪表、航空、宇航等工业部门的应用日见广泛,其应用实例见图 1-5。

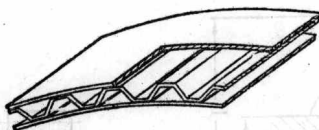
根据以上情况,将胶接与铆接、焊接相比,其优点是: a. 重量较轻(一般可轻 20%左右),



(a) 胶接组合蜗轮



(b) 螺纹接套与管件胶接



(c) 蒙皮与型材胶接



(d) 蜂窝结构填料

图 1-5 胶接应用实例

材料的利用率较高; b. 不会使胶缝附近母体材料的金相组织改变,冷却时也不会产生翘曲和变形; c. 不需钻孔,且为面与面的贴合联接,因而应力分布较为均匀,故耐疲劳、耐蠕变性能较好; d. 能使异型、复杂、微小或薄壁构件以及金属与非金属构件相互联接,应用范围较广; e. 所需设备简单,操作方便,无噪声,劳动条件好,劳动生产率高,成本较低; f. 密封性比铆接可靠,如环氧胶粘剂可耐水压达 2MPa; g. 工作温度在有特殊要求时可达 $-200^{\circ}\text{C} \sim +1000^{\circ}\text{C}$ (一般为 $-60^{\circ}\text{C} \sim +400^{\circ}\text{C}$); h. 能满足防锈、绝缘、透明等特殊要求。其缺点是: a. 工作温度过高时,胶结强度将随温度的增高而显著下降; b. 抗剥离、抗弯曲及抗冲击振动性能

差；c. 耐老化、耐介质（乳酸、碱等）性能较差，且不稳定；d. 有的胶粘剂（如酚醛-缩醛-有机硅耐高温胶粘剂）所需的胶接工艺较为复杂；e. 胶接件的缺陷有时不易发现，目前尚无完善可靠的无损检验方法。

4. 弹性环联接

弹性环联接是利用以锥面贴合并挤紧在轴毂之间的内外钢环构成的连接（图 1-6）。在由拧紧螺纹联接而产生的轴向压紧力作用下，两环抵紧，内环缩小而箍紧轴，外环胀大而撑紧毂，于是在接触面间产生径向压力，载荷就靠相伴而生的摩擦力来传递。

环用 65、70、55Cr2、60Cr2 钢等制成，并经热处理，锥角一般为 $12.5^\circ \sim 17^\circ$ ，多为整圈，纵向开缝的不能保证定心精度。

参看图 1-6，由于摩擦力的作用，从压紧端起，轴向力和径向压力递减，因此，环的对数过多无益，以不超过 3~4 对为宜。

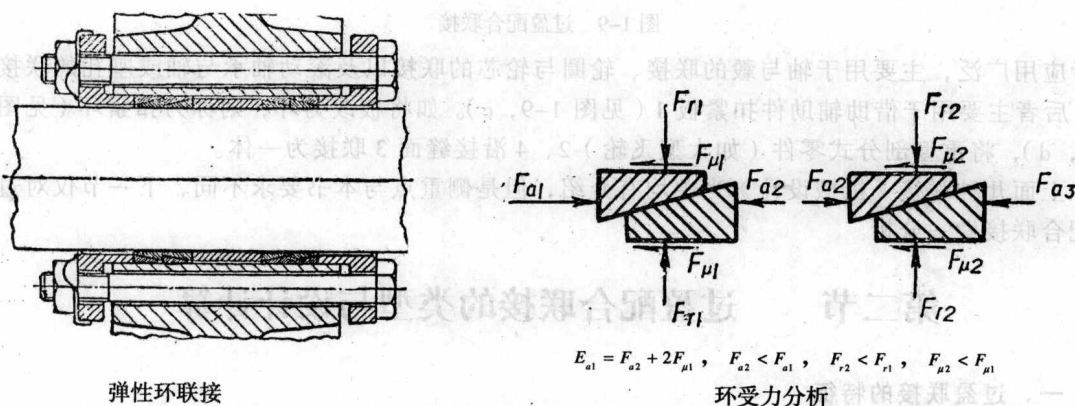


图 1-6 弹性环联接及环受力分析

弹性环联接能传递相当大的转矩和轴向力，它没有应力集中源，定心性好，装拆方便，但由于要在轴与毂间安装弹性环，它的应用有时受到结构上的限制。

5. 销联接

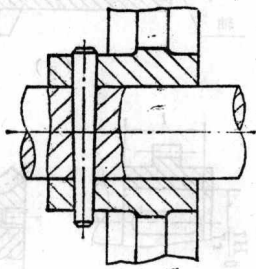


图 1-7 销联接

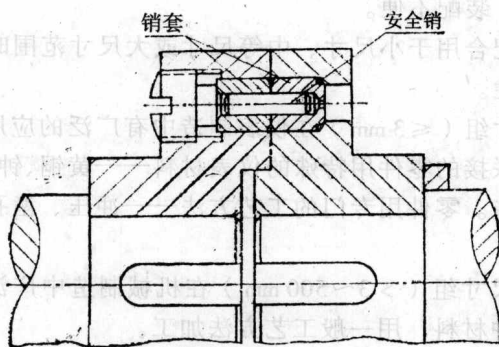


图 1-8 安全销联接

销主要用来固定零件之间的相对位置，也用于轴与毂的联接或其它零件的联接（图 1-7），并可传递不大的载荷，还可作为安全装置中的过载剪断元件（图 1-8）。

销可分为圆柱销、圆锥销、槽销、开口销及特殊形状的销等，其中圆柱销及圆锥销均有国家标准。

6. 过盈配合联接

过盈配合联接是利用零件间的配合过盈来达到联接目的的。这种联接也叫干涉配合联接或紧配合联接。

过盈配合联接分为无辅助件的（图 1-9, a、b）和有辅助件的（图 1-9, c、d）两类。

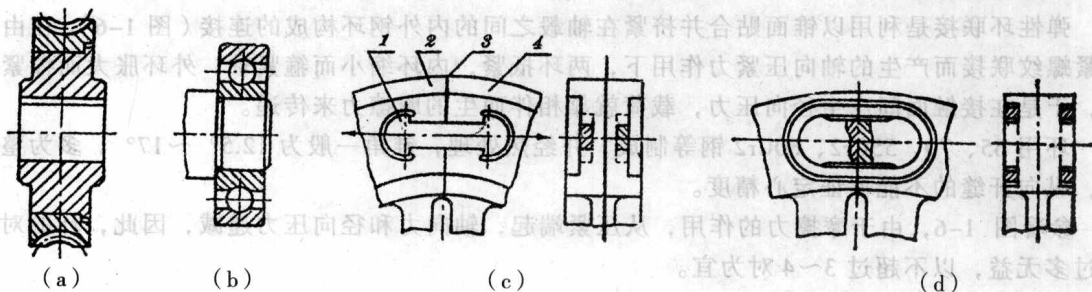


图 1-9 过盈配合联接

前者应用广泛，主要用于轴与毂的联接、轮圈与轮芯的联接以及滚动轴承与轴或座孔的联接等；后者主要用于借助辅助件扣紧板 1（见图 1-9, c）。如将板改为环，则称为扣紧环（见图 1-9, d），将重型剖分式零件（如大型飞轮）2、4 沿接缝面 3 联接为一体。

上面几种联接《机械设计》当中均有介绍，但是侧重点与本书要求不同，下一节仅对过盈配合联接做一分析。

第二节 过盈配合联接的类型与设计计算

一、过盈联接的特征

在各种机械零件的固定联接中，过盈配合被广泛采用。这种配合联接结构简单，在联接的配合件之间往往不需要任何紧固件（螺钉、键、销等），如图 1-10, a。也可带附加紧固件，如图 1-10, b、c。此外，承载能力高，承受变载和冲击的性能好，但配合面加工精度要求较高，装配不便。

过盈配合用于小尺寸、中等尺寸或大尺寸范围时，具有各自的特性。

小尺寸组（ $\leq 3 \text{ mm}$ ）在仪表制造中有广泛的应用。形成过盈配合联接的零件用特殊的仪表材料——黄铜、钟表宝石、玻璃等制造。零件用专门的工艺方法——冲压、凿孔、挤孔等加工。

中等尺寸组（ $> 3 \sim 500 \text{ mm}$ ）在机械制造中广泛应用。零件用各种材料，用一般工艺方法加工。

大尺寸组（ $> 500 \sim 10\,000 \text{ mm}$ ）的过盈配合联接常在重型与化工机械制造中采用。零件材料多用耐热合金钢与高强度铸铁。

形成过盈配合联接的零件采用的各种材料，大致可分为：

- (1) 脆性（ $\frac{\sigma}{E} \times 10^{-3}$ 值到 1.0）和半脆性（ $\frac{\sigma}{E} \times 10^{-3}$ 值到 1.6）材料，如陶瓷、铸铁及高碳

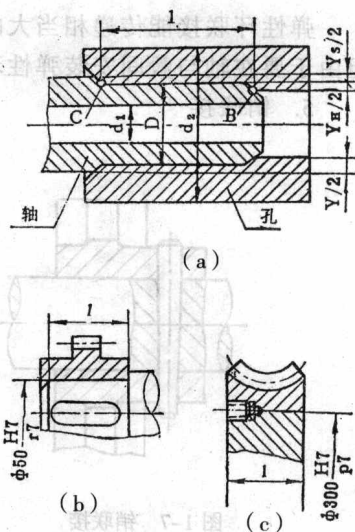


图 1-10 过盈配合联接结构

钢;

(2) 弹性材料 ($\frac{\sigma}{E} \times 10^{-3}$ 值到 2.5), 如低、中碳钢;

(3) 塑性材料 ($\frac{\sigma}{E} \times 10^{-3}$ 值到 4), 如有色金属 (黄铜、青铜、铝和其它合金);

(4) 弹性——热凝的 ($\frac{\sigma}{E} \times 10^{-3}$ 值到 6.4) 和热塑的 ($\frac{\sigma}{E} \times 10^{-3}$ 值大于 6.4) 塑料。

(以上符号 σ 是破裂强度限, 或是屈服限、假定的屈服限 (kgf/mm^2); E 是弹性模量 (kgf/mm^2))。

过盈的大小及过盈配合联接的强度受很多因素的综合影响, 不可能用某一种基本形式表示。具体确定时, 建议以最大许用过盈 $Y_{\max}$ (由保证配合联接零件强度条件确定) 及最小计算过盈 $Y_{\min}$ (由保证联接强度条件: 即传递负荷条件确定) 为基础, 然后考虑到每一个单独的因素影响, 予以修正, 从而得出最大过盈 $Y_{\max}$ 及最小过盈 $Y_{\min}$ 。此外, 在按 $Y_{\max}$ 及 $Y_{\min}$ 选取标准配合时, 还必须考虑到结合的强度储备及零件的强度储备。

关于过盈配合计算的问题, 各国都进行了大量的试验研究工作。其中, 在弹性范围内, 利用拉美 (Lame) 公式求出厚壁筒的配合压力和应力的基础上, 导出过盈配合联接基本计算公式, 在这一点上, 各国观点基本一致。而在弹-塑性范围的计算方面, 各国观点则不一致, 公式往往比较繁琐。近年来, 为了简化计算, 还出现了利用图表的方法。

二、极限过盈的计算

1. 计算的基本公式

由材料力学中拉美公式, 可推导出

$$Y = pD \left[\frac{1}{E_H} \left(\frac{d_2^2 + D^2}{d_2^2 - D^2} + \mu_H \right) + \frac{1}{E_S} \left(\frac{D^2 + d_1^2}{D^2 - d_1^2} - \mu_S \right) \right]$$

令

$$C_H = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_2}\right)^2} + \mu_H, \quad C_S = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{D}\right)^2} - \mu_S$$

则

$$Y = pD \left[\frac{C_H}{E_H} + \frac{C_S}{E_S} \right] \quad (1-1)$$

此式即为过盈配合联接计算的基本公式。

式中, Y ——过盈 (mm); p ——联接配合面间的压力 (kgf/mm^2); D ——联接配合面基本直径 (mm); d_1 ——轴内径 (mm); d_2 ——孔外径 (mm); μ_H 、 μ_S ——孔、轴材料的泊桑比; E_H 、 E_S ——孔、轴材料的弹性模量 (kgf/mm^2)。

2. 传递载荷所需要的最小比压 $p_{\min}$ 及零件不产生塑性变形所容许的最大比压 $p_{\max}$ 的计算
传递轴向力时

$$p_{\min} = P / f\pi D l \quad (1-2)$$

(传递扭矩时)

$$p_{\min} = 2M / f\pi D^2 l \quad (1-3)$$

同时传递轴向力和扭矩时

$$p_{\min} = \frac{\sqrt{P^2 + (2M/D)^2}}{f\pi D l} \quad (1-4)$$

式中, p ——传递的轴向力 (kgf); M ——传递的扭矩 (kgf·mm); f ——配合面间的摩擦系数; l ——配合的联接长度 (mm)。

$P_{\max}$ 的计算与材料有关, 对弹性材料

$$p_{\max} = 0.58\sigma_B \left[1 - \frac{d_{in}^2}{d_{ex}^2} \right] \quad (1-5)$$

对脆性材料

$$p_{\max} = \sigma_B \frac{1 - \left[\frac{d_{in}}{d_{ex}} \right]^2}{1 + \left[\frac{d_{in}}{d_{ex}} \right]^2} \quad (1-6)$$

式中, σ_B ——破裂强度极限 (kgf/mm²), 对半脆性材料可用屈服极限 σ_r 代替; d_{in} ——内径 (mm); d_{ex} ——外径 (mm)。

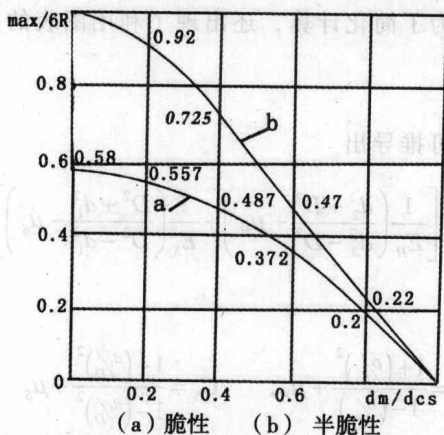


图 1-11 由零件内、外径相对值而确定的许用相对最大比压

图 1-11 表示由脆性及半脆性材料零件内、外径的相对值而确定的许用相对最大比压 ($p_{\max}/\sigma_B$)。按图不需计算, 即可选择 $p_{\max}$ 。

3. $Y_{\max al}$ 及 $Y_{\min co}$ 的计算

将 $p_{\min}$ 及值 $p_{\max}$ 代入基本公式 (1-1) 则得

$$Y_{\min co} = p_{\min} D \left[\frac{C_H}{E_H} + \frac{C_S}{E_S} \right] \quad (1-7)$$

$$Y_{\max al} = p_{\max} D \left[\frac{C_H}{E_H} + \frac{C_S}{E_S} \right] \quad (1-8)$$

三、引起过盈变化的因素

引起过盈变化的因素是多方面的,随着现代试验技术的不断提高,进一步弄清这些因素的影响程度,修正上述基本公式,进行合理的补偿计算,可使计算结果更符合实际情况。

1. 由于组成零件温度变形引起的过盈变化

在使用中,由于正的、负的和变动的温度作用会引起过盈的增加或降低。因此,在计算过盈极限数值时,必须计入这种温度变形(热变形)的补偿量。确定时可按图 1-12 进行,图中箭头方向表示了确定时的正确路线。

实际使用时,由于孔、轴材料线膨胀系数不同,可按图求出其温度变形之差,即为考虑温度变形引起之过盈变化补偿量。也可按下式计算

$$Y_t = D(\alpha_H - \alpha_S)(t_P - t_0) \quad (1-9)$$

式中 D ——联接配合面的直径; α_H ——孔材料线膨胀系数; α_S ——轴材料线膨胀系数; t_P ——工作温度(℃); t_0 ——标准温度(20℃)。

2. 组成零件表面粗糙度对过盈大小的影响

零件的表面粗糙度在形成配合及工作过程中,其凸峰被擦平或挤平,使实际过盈减小,影响配合强度。所以,在计算配合联接的极限过盈时,应按下式进行补偿计算

$$Y_R = 2(k_H R_{ZH} + k_S R_{ZS}) \quad (1-10)$$

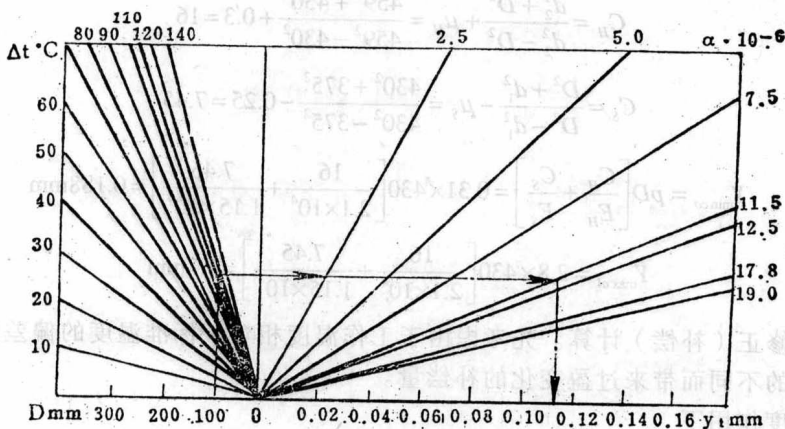


图 1-12 确定零件温度变形诺模图

式中, Y_R ——粗糙度消除后过盈补偿量; R_{ZH} 、 R_{ZS} ——轴表面粗糙度平均高度; k_H 、 k_S ——轴表面粗糙度消除系数,由孔、轴的表面粗糙度、材料和形成配合联接方法的不同通过试验确定,一般为 0.5 左右。

此外,还有其他影响因素,如:组成零件表面形状误差、内应力、热应力等。这些因素对过盈大小的影响,尚有待进一步进行实验和分析研究。

四、计算过盈配合联接实例

例 选择标准过盈配合(见图 1-13)。轮心用铸铁,轮缘用 45 号钢。已知: $D=430\text{mm}$, $d_2=459\text{mm}$, $d_1=375\text{mm}$, $l=20\text{mm}$, $\sigma_{TS}=21\text{kgf/mm}^2$, $\sigma_{TH}=35\text{kgf/mm}^2$, $E_s=1.15 \times 10^4 \text{ kgf/mm}^2$, $E_H =$

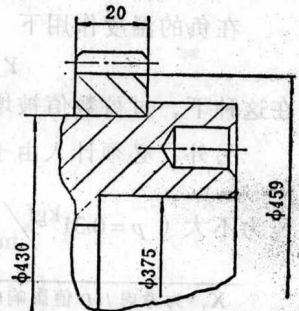


图 1-13 过盈配合联接略图

$2.1 \times 10^4 \text{ kgf/mm}^2$, $\mu_s = 0.25$, $\mu_H = 0.3$, $\alpha_s = 11.2 \times 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$, $\alpha_H = 12 \times 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$, $R_{zs} = 20 \mu\text{m}$, $R_{zH} = 20 \mu\text{m}$, $t_o = 20^\circ\text{C}$, $t_p = -30 \sim 50^\circ\text{C}$, $f = 0.085$, 传递扭矩 $M = 15\,000 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$, 强度储备系数 $n_1 = 1.5$ 。

解 配合表面的平均工作压力, 由保证配合联接的强度条件确定

$$p = \frac{2Mn_1}{\pi D^2 f X_2^*} = \frac{2 \times 15000 \times 1.5}{\pi \times 430^2 \times 20 \times 0.085 \times 0.15} = 0.31 \text{ kgf/mm}^2$$

轮缘用 45 号钢, 按式 (1-5) 进行计算得

$$p_{\max} = 0.58 \times 35 \left[1 - \frac{430^2}{490^2} \right] \approx 2.5 \text{ kgf/mm}^2$$

但因 $\frac{\sigma}{E} \times 10^{-3} = 1.67$, 近似于半脆性材料, 亦可直接用图 1-11 查出, 按 $D/d_2 = 0.94$ 得

$p_{\max}/\sigma_{TH} = 0.08$, 取 $p_{\max} = 0.08\sigma_{TH} = 0.08 \times 35 = 2.8 \text{ kgf/mm}^2$ 。为了增大强度储备, 下面按

$p_{\max} = 2.8 \text{ kgf/mm}^2$ 计算。极限过盈按式 (1-7)、(1-8) 确定

先求出

$$C_H = \frac{d_2^2 + D^2}{d_2^2 - D^2} + \mu_H = \frac{459^2 + 430^2}{459^2 - 430^2} + 0.3 = 16$$

$$C_s = \frac{D^2 + d_1^2}{D^2 - d_1^2} - \mu_s = \frac{430^2 + 375^2}{430^2 - 375^2} - 0.25 = 7.45$$

则

$$Y_{\min co} = pD \left[\frac{C_H}{E_H} + \frac{C_s}{E_s} \right] = 0.31 \times 430 \left[\frac{16}{2.1 \times 10^4} + \frac{7.45}{1.15 \times 10^4} \right] = 0.188 \text{ mm}$$

$$Y_{\max al} = 2.8 \times 430 \left[\frac{16}{2.1 \times 10^4} + \frac{7.45}{1.15 \times 10^4} \right] = 1.7 \text{ mm}$$

下面进行修正 (补偿) 计算。先考虑由于工作温度相对于标准温度的偏差及组成零件材料线膨胀系数的不同而带来过盈变化的补偿量。

在正的温度作用下

$$Y_{+t} = D(t_p - t_o)(\alpha_H - \alpha_s) = 430(50 - 20)(12 \times 10^{-6} - 11.2 \times 10^{-6}) = 0.01 \text{ mm}$$

由于 $\alpha_H > \alpha_s$, 过盈数值被减小了 0.01 mm, 必须修正原来的 $Y_{\min co}$ 。

在负的温度作用下

$$Y_{-t} = 430(-30 - 20)(12 \times 10^{-6} - 11.2 \times 10^{-6}) = -0.017 \text{ mm}$$

在这种下, 过盈数值被增加增加了 0.017 mm, 必须修正原来的 $Y_{\max al}$ 。

另外, 必须计入由于组成零件表面粗糙度被消除使过盈数值减小的补偿量。考虑到工作

压力不大 ($p = 0.31 \text{ kgf/mm}^2$), 同时组成零件的机械性质相近, 取 $k_H = k_s = 0.5$, 则

X_2^* 为考虑 l/D 值影响的系数, 在 l/D 值较悬殊时, 要特别注意此因素的影响, 其选择方法此处不予介绍,

可参阅有关资料。

$$Y_R = 2(k_H R_{ZH} + k_s R_{Zs}) = 2 \times 0.5 \times 40 = 40 \mu\text{m}$$

考虑了修正后, 得

$$Y_{\min} = Y_{\min co} + Y_R + Y_{+t} = 0.188 + 0.04 + 0.01 = 0.24 \text{ mm}$$

$$Y_{\max} = Y_{\max al} + Y_R - Y_{-t} = 1.7 + 0.04 - 0.017 = 1.72 \text{ mm}$$

根据 $Y_{\min}$ 及 $Y_{\max}$, 从 GB1801—79 中选取标准配合。图 1-14 表示了选择过程中各种标准过盈配合联接的公差带配置情况。

配合 $\phi 430 \frac{H8}{z8}$ (图 1-14, a) 提供的保证过盈数值为: $Y_{\min T} = 1003 \mu\text{m}$, $Y_{\max T} = 1197 \mu\text{m}$ 。

在工作时配合联接的强度储备 $\Delta_1 = Y_{\min T} - Y_{\min} = 1003 - 240 = 763 \mu\text{m}$, 而在装配时零件的强度储备为 $\Delta_2 = Y_{\max} - Y_{\max T} = 1720 - 1197 = 523 \mu\text{m}$ 。

对于配合 $\phi 430 \frac{U8}{z8}$ (图 1-14, b), 将最小保证过盈提高到 $Y_{\min T} = 1590 \mu\text{m}$, 使配合联接在工作时允许的强度储备提高到 $\Delta_1 = 1350 \mu\text{m}$ 。然而, 这种配合却取消了零件在装配时建立强度储备的可能性。这时, 在装配产生倾斜时, 由于没有这种设备, 可能使零件损坏。

对于配合 $\phi 430 \frac{T7}{z8}$ (图 1-14, c), 虽然能建立储备 Δ_1 及 Δ_2 , 可是孔必须按 7 级精度制造, 其公差比 8 级大约减小了 1.5 倍, 增加了加工困难, 同时孔要按基轴制造, 必须使用专门的工具。

由以上分析, 选择过盈配合 $\phi 430 \frac{H8}{z8}$ 是较合理的。

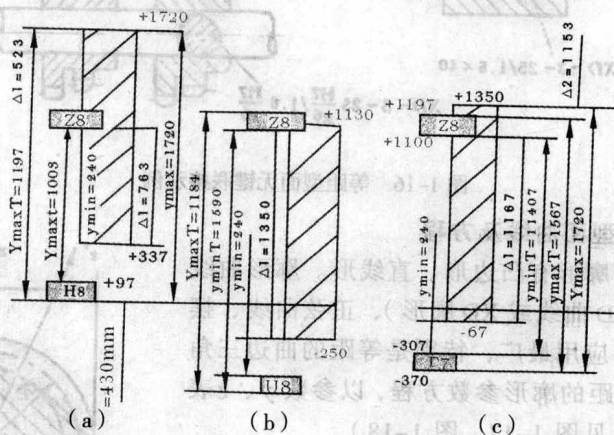


图 1-14 公差带图

第三节 型面联接的基本概念及概况

一、型面联接的概念

键 (平键或花键) 联接有许多优点, 因而得到了广泛应用。但又由于存在应力集中现象, 削弱了轴的强度, 拆装不方便, 使得维修性变差, 维修费用高和维修时间长等, 严重约束了

各种机械传递功率和效率的提高, 因此对传递大扭矩、大功率、重载荷的矿山机械来说, 迫切需要寻求一种新型的联接方式来代替键 (或花键) 联接, 等距型面无键联接就是其中的一种 (见图 1-15)。

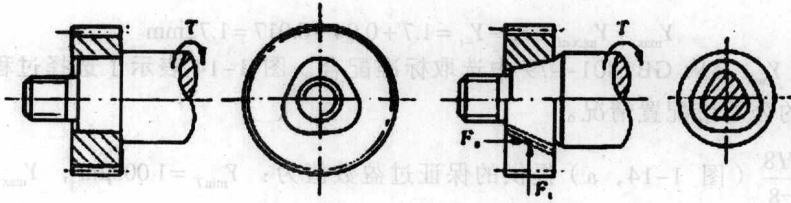


图 1-15 等距型面无键联接示意图

型面联接就是采用非圆异形截面的孔轴配合代替花键和键的结合来传递扭矩的一种联接方式。型面无联接键可以实现间隙配合、过盈配合及过渡配合。异形截面纵向可以是柱状, 也可以是锥状, 其孔可以是通孔或者是盲孔 (见图 1-16)。无论在空载下还是负载下型面联接都可以传递扭矩, 而且许可相对轴向移动。由于在结构上和工艺上有独特的优越性, 使用上又可以传递大扭矩, 因而型面联接在各种机械传动中获得了广泛应用。

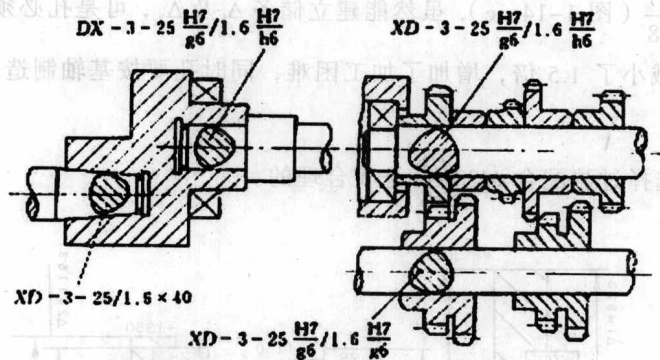


图 1-16 等距型面无键联接示例

二、型面联接的型面曲线及方程

型面联接的型面廓形有凸边形、直线形。廓形曲线有等距曲线 (简称 XD 曲线或 XD 廓形)、正弦曲线、摆线, 其中以等距廓形应用最广, 特别是等距的曲边三角形截面 (XD-3)。等距的廓形参数方程, 以参数 y 、 z 表示。具有下列形式 (见图 1-17、图 1-18)

$$y = (R - e \cos N\varphi) \cos \varphi - Ne \sin N\varphi \sin \varphi \quad (1-11)$$

$$z = (R - e \cos N\varphi) \sin \varphi + Ne \sin N\varphi \cos \varphi \quad (1-12)$$

式中 $R = \frac{D_m}{2}$ ——廓形平均半径;

N ——廓形曲线边数;

e ——廓形曲线偏心;

φ ——见图 1-17 和图 1-18

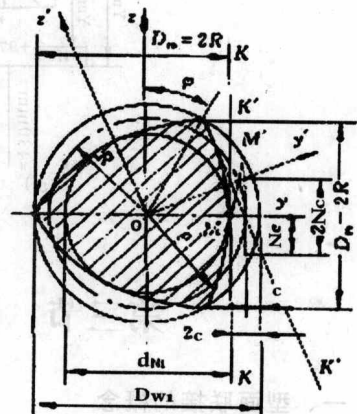


图 1-17 等距型面联接几何尺寸

分析廓形的几何图形可以看出,廓形曲线具有凸的形状,能够由直线族包络形成,或者由直线 KK 在滚动条件下形成,从而确定直线 KK 相对于廓形中心 o 一维坐标振动位移规律,即可以利用刀具一个坐标位移形成等距廓形曲线。将刀具切削刃通过直线 KK ,坐标轴旋转角 φ ,进行坐标变换,得到下列解析式

$$y' = y \cos \varphi + z \sin \varphi \quad (1-13)$$

$$z' = -y \sin \varphi + z \cos \varphi \quad (1-14)$$

式中 y 、 z ——在 zoy 坐标系中,点 M 的坐标;

y' 、 z' ——在 $y'oz'$ 坐标系中点 M' 的坐标。

在讨论直线 KK 相对于廓形中心 o 一维坐标位移规律时,必须遵守下列条件,即直线 $K'K'$ 与 oz' 轴平行,与 oy' 轴垂直。

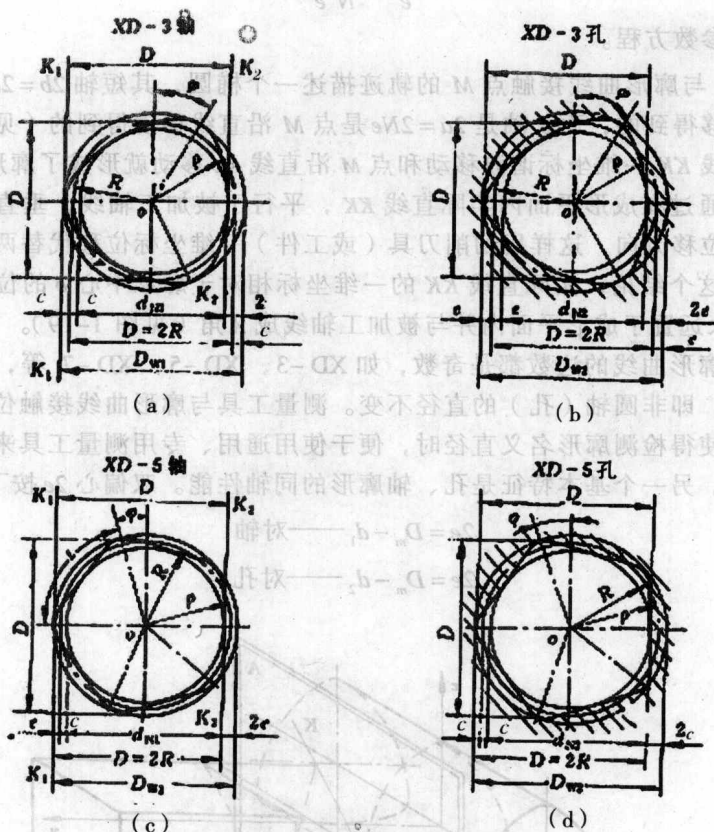


图 1-18 四种类型的等距型面 (奇数边)

直线 KK 转动一周 (即 φ 从 0° 到 360°) 展成廓形曲线,点 M' 所描述的廓形曲线就是参数方程 (1-11) 和 (1-12) 坐标系统中的曲线,将方程 (1-11) 和 (1-12) 的 y 值和 z 值代入方程 (1-13),就得到下述方程

$$y' = R - e \cos \varphi \quad (1-15)$$

此方程代表直线 KK 相对于坐标系 $z'oy'$ 中 oy' 的一维坐标移动规律。很显然直线 KK 完成从廓形曲线中心 o 到 R 的距离的谐波振动位移的规律,其振幅等于偏心 e ,其频率为廓形直线旋转频率的 N 倍。在机械制造中,谐波振动位移由机械合成器实现。