

机械设计丛书

联 轴 器

施高义 唐金松

喻怀正 蒋丽敏

合编

本书是中国机械工程学会机械设计与传动学会机械设计丛书编辑委员会组织编写的机械设计丛书之一，是专为机械设计人员编写的。本书全面地介绍了联轴器类型的选择、各种联轴器的结构、特性、主要元件的设计计算，标准联轴器的主要尺寸以及联轴器的安装、调整和失效等。

本书可供从事机械设计和制造方面的工程技术人员参考，也可供高等工科院校有关专业师生参考。

联 轴 器

施高义 唐金松 合编
喻怀正 蒋丽敏

*
责任编辑：陈国威 李骏带
封面设计：方 芬

*
机械工业出版社出版(北京阜成门内百万庄南里一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

重庆印制一厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*
开本 850×1168 1/32 · 印张 9¹/₈ · 字数 239 千字

1988年 6 月重庆第一版·1988年 6 月重庆第一次印刷

印数 0,001—5,300 · 定价：3.80元

*
ISBN 7-111-00481-0/TH·74

编者的话

当前，国民经济各部门都迫切需要质量好、效率高、消耗低、价格便宜的先进的机械产品。而机械设计工作是决定机械产品质量、水平 and 经济效益的重要环节。一个机械产品的设计水平如果不高，即使制造得再好，也是一个落后的产品。所以，必须加紧提高机械设计水平。

近三十年来，世界上科学技术的发展速度很快，机械设计工作也出现了崭新的局面。由于广泛运用了各学科和各技术领域里的新成就，尤其是采用了电子计算机技术，在机械设计领域里，新原理、新方法、新技术与新结构不断涌现，从而，大大提高了设计水平和速度。特别是对于结构复杂、使用条件要求高的产品，改变了因设计难度大而不能设计或设计的质量低、周期长的状况。于是，许多大型、高精密度、高参数的质量高、效率高、消耗低和可靠耐用的各种机械产品，竞相出现。丰富了市场，并不断更新，以满足用户日益增长的需求。

在我国，随着国民经济的迅速发展，新产品的开发和老设备的技术改造工作日益增多，对机械设计工作的要求越来越高，机械设计人员迫切需要运用新的科学技术知识进行设计工作，但苦于缺乏学习和参考的资料。近几年来，一些进行产品研究、设计和教学的同志，一方面结合我国经验进行创新设计，一方面消化国外引进技术，获得了可喜成果。这些成果也需要总结推广。因此，中国机械工程学会机械设计与传动学会机械设计丛书编辑委员会组织编写了这套机械设计丛书，以飨读者。

这套丛书编写的指导思想是：内容先进、实用。着重介绍新理论、新方法、新技术和新结构；对于传统的设计计算方法，要做总结提高工作。书中注意贯穿整机设计思路。要求阐明本专题

的基本原理，避免深邃的数学，着重介绍物理概念及设计要点，给出实用的设计方法和计算公式、步骤、实际效果及经国内试验的数据、图表和实例。叙述深入浅出，分析透彻，使具有微积分数学知识的大中专程度的设计人员读得懂、用得上。用较少时间得到较大收获。

由于机械设计涉及面广，本丛书题目的选定，原则上是根据上述指导思想成熟一个定一个，不追求系统和全面。因此，全套丛书编写及出版时间将比较长，将采取分批出版的方式陆续出版。第一批13本将在近两年内出齐。它们是：《价值分析在产品中的应用》、《可靠性设计》、《电阻应变测量》、《光弹性应力分析》、《防断裂设计》、《抗疲劳设计》、《振动特性计算》、《轴的设计》、《现代带传动设计》、《联轴器》、《机械零件可靠性设计》、《机械结构设计》和《耐磨损设计》。

尽管我们朝上述设想作了许多努力，但因缺乏经验，并受水平限制，一定还存在一些缺点和不足之处，欢迎读者提出批评改进意见。

机械设计丛书编辑委员会

序

联轴器是机械产品中的一种常用部件，它除了起联接两轴一同回转以传递运动和动力作用外，多数联轴器还兼有补偿两轴相对位移和改善传动系统动力特性等作用。随着我国社会主义建设的发展，机械产品的种类日益增多，对机械使用性能的要求也不断提高，为了适应各种不同工况的需要，要求有各种不同特性的联轴器，以获得预期的使用效果。在有些场合，联轴器的特定结构产生的动力特性，甚至是决定传动系统能否正常运转的关键。为此，各国都十分重视联轴器的开发。

我国近几年来在联轴器的研制、学术探讨和标准化工作方面都有十分显著的进展。与此相比，专门介绍联轴器的书籍却很少。目前，一般的机械类手册，仅提供几种常用的标准联轴器的主要尺寸和特性参数，我们在工作中感到，对于从事机械设计、制造、安装和维护等方面工作的工程技术人员，都需要有一本全面系统地介绍联轴器的参考书。为此，我们编写这本“联轴器”，试图弥补这方面的不足，以期促进我国在联轴器领域中技术的发展。

本书基本上概括了国内采用的主要联轴器以及国外一些较有影响的联轴器，阐述其结构、设计计算方法以及安装和维护等。

本书内容编写分工：施高义（第一、五、六章）、唐金松（第二、三章）、喻怀正（第四章）、蒋丽敏（第五章第四节）。施高义、唐金松担任全书的统稿和整理工作，并由郭可谦教授主审。

由于编者水平有限，书中错误和不妥之处在所难免，恳请读者批评指正。

编者

目 录

第一章 概 述	1
第一节 联轴器的分类	1
第二节 联轴器类型的选择	1
第三节 联轴器的工作情况系数	6
第二章 固定式刚性联轴器	9
第一节 套筒联轴器	9
第二节 凸缘联轴器	17
第三节 夹壳联轴器	24
第四节 紧箍夹壳联轴器	27
第三章 可移式刚性联轴器	30
第一节 十字滑块联轴器	31
第二节 滑块联轴器	35
第三节 链条联轴器	37
第四节 齿轮联轴器	39
第四章 万向联轴器	49
第一节 十字轴单万向联轴器	49
第二节 十字轴双万向联轴器	61
第三节 十字轴万向联轴器的设计计算	70
第四节 同步万向联轴器	78
第五章 弹性联轴器	88
第一节 弹性联轴器的主要性能	88
第二节 弹性联轴器的动力特性计算	90
第三节 弹性联轴器的弹性元件	102
第四节 金属弹性元件联轴器	126
第五节 非金属弹性元件联轴器	175
第六章 联轴器的安装、调整及失效	262
第一节 联轴器的安装与调整	262
第二节 联轴器的失效及其预防	279
参考文献	283

第一章 概 述

联轴器是机械产品中一种常用的部件，用来联接两轴或轴和回转件，并在传递运动和动力过程中，一同回转而不脱开也不改变转动方向和扭矩大小；有些联轴器还有补偿两轴相对位移和缓冲减振等功能。此外，有些联轴器还可兼作防止传动轴系过载的安全装置。

随着工业和科学技术的发展，机械在现代工业中的应用不断扩大，其种类不断增加，对其性能的要求也愈来愈高。为了提高机械装置的效能和可靠性，保证机械的零部件，尤其是联轴器，具有高质量是十分重要的。因此，尽管目前有不少系列化、标准化的联轴器，但由于机械种类繁多，且其载荷、转速、工作环境各不相同，故还需要各种性能不同的联轴器，以适应不同的工况和使用要求。为此，不断研制出新的联轴器，改进原有的联轴器是十分必要的。

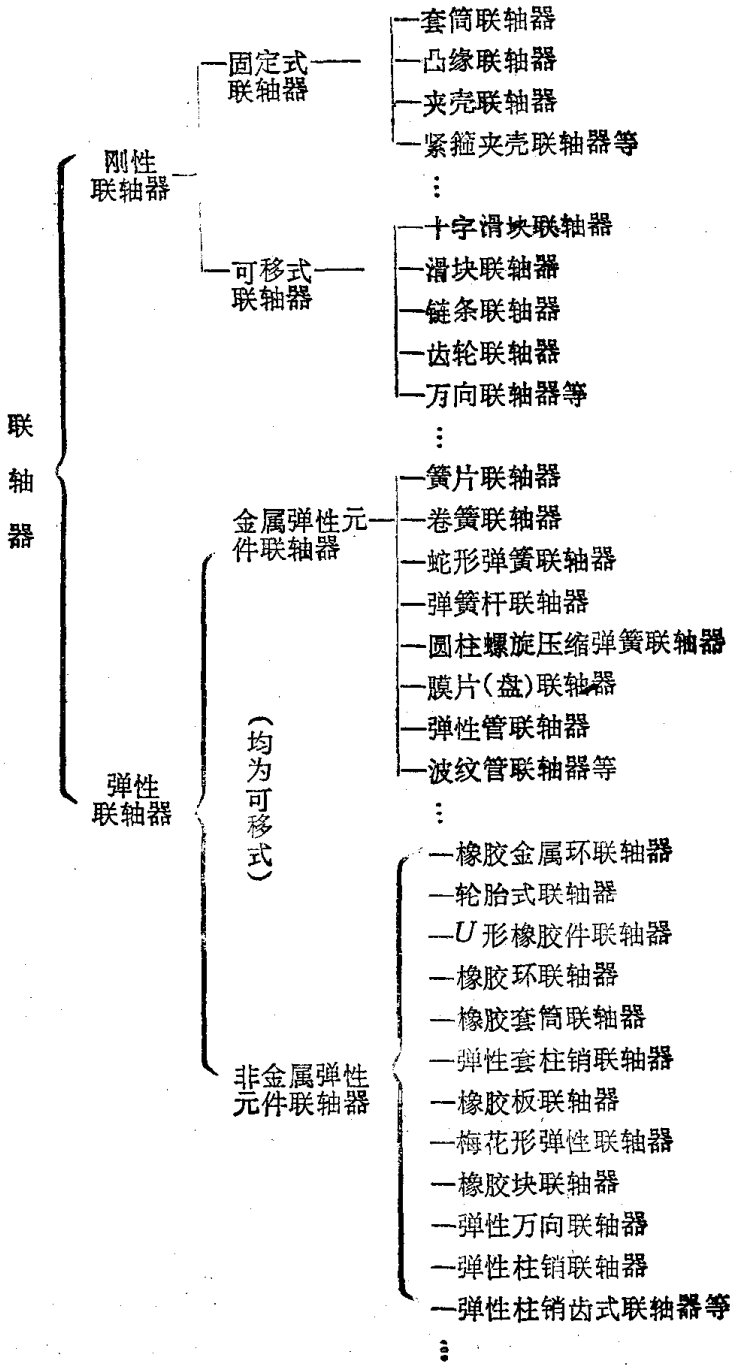
第一节 联轴器的分类

目前联轴器种类繁多，要想对它们的基本特性有所了解，就需要有合理的分类。根据不同的原则可有不同的分类。常见的分类如下(见2页)。

第二节 联轴器类型的选择

一些比较常用的联轴器，目前已经系列化、标准化，有的已由专业工厂生产。因此，在设计机械时，可以根据具体的工作条件和使用要求，从有关设计资料、手册或样本中选一合适的现成联轴器，不必专门设计。如果现有联轴器的工作性能不能满足要求，则需要设计专用的联轴器。

选择适合于某一传动系统的最佳联轴器有时并不容易，其原



因在于联轴器工作的好坏，除与其本身的结构、几何尺寸和特性参数等有关外，还与所处传动轴系的动力特性、载荷情况、安装和维护等一系列因素有关。因此，某一种性能比较好的联轴器，常常只能在某一特定传动条件下，才能取得最佳的工作效果，不可能在任何一种传动中，在任何一种工况下，都有同样的功效。所以，对某一特定条件下的传动，如何选择比较恰当的联轴器，是一个关系到整个机械的工作性能、使用寿命、维护与经济性的十分重要的问题。现就选择联轴器类型时需要考虑的因素分述如下。

一、联轴器传递的载荷

不同结构和材料的联轴器的承载能力差别很大。以传递动力为主的联轴器与以传递或控制运动为主的联轴器显然不同。在重载工况下，不宜选择用于轻型传动的联轴器，以免过分加大联轴器的尺寸和重量。只偶然发生短时过载时，最好选用安全联轴器，以减小尺寸。受变载荷作用的传动轴系，当载荷变化较大时，应选择缓冲和减振效果较好的弹性联轴器。

图 1-1 表示几种常用联轴器的承载能力及其使用范围，通常齿轮联轴器的承载能力高于其它联轴器，金属弹性元件联轴器的承载能力高于非金属弹性元件联轴器。

二、联轴器的转速

不同类型的联轴器适应的转速范围亦不一样，各种常用联轴器适用转速的大致范围示于图 1-1。在高速下运转时，应选用动平衡精度较高且持久的联轴器，在变速下工作时，应选用能适应速度突变引起的惯性冲击和振动的联轴器。变速范围较宽时，应选用在各种转速下都能稳定工作而不发生振动的联轴器。

三、联轴器联接两轴的相对位移

由于制造和安装误差、运转中轴承磨损和基础下沉、工作时受载变形和热变形等各种原因，联轴器所联两轴难免发生相对位移（位移情况见第三章图 3-1）。如果引起实际所联两轴相对位移的因素较少，而相对位移量又很小时，可以选用固定式刚性联轴

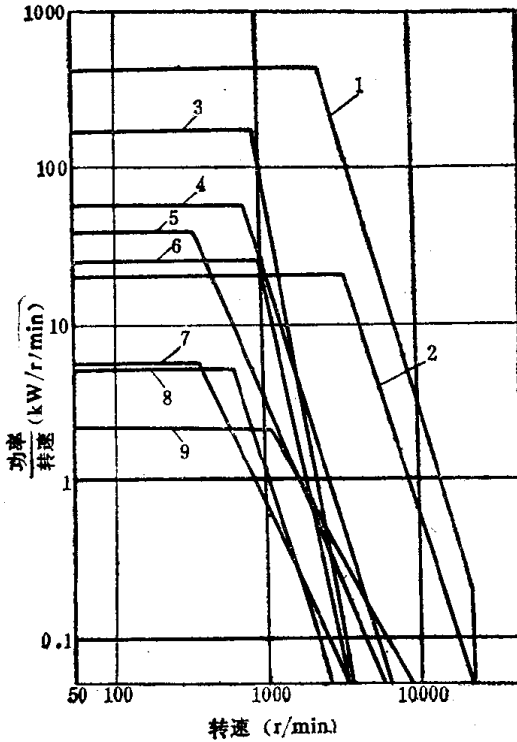


图1-1 联轴器扭矩与转速的封闭曲线

- 1—齿轮联轴器 2—膜片联轴器 3—簧片联轴器
 4—弹性柱销联轴器 5—蛇形弹簧联轴器
 6—橡胶金属环联轴器 7—链条联轴器
 8—轮胎式联轴器 9—弹性套柱销联轴器

器；反之，当所联两轴相对位移量较大时，则应选用可移式联轴器。同时应针对所联两轴相对位移的性质和大小，选用具有相应位移能力的联轴器。

通常，联轴器补偿两轴相对位移有两种方式，一是借助联轴器中相对可动元件，使两半联轴器发生相对运动；另一种是在联轴器中安置弹性元件，借助此元件的弹性变形，使两半联轴器发生相对运动。第一种补偿方式，由于有滑动摩擦，引起磨损、摩擦发热和功率损耗，需要定期润滑和维护。这类联轴器工作性能，在很大程度上与其润滑和维护条件有关。第二种补偿方式，可以避免摩擦，因而没有磨损，也不需要润滑和经常维护，但这

类联轴器补偿两轴相对位移的能力较差。几种常用联轴器的两轴许用相对位移的推荐值列于表1-1。

表1-1 常用联轴器的两轴许用相对位移

联轴器名称	许用位移		
	径向(mm)	轴向(mm)	角向
十字滑块联轴器	$0.04d$		0.5°
滑块联轴器	$0.01d+0.25$ d —轴的直径		$40'$
链条联轴器	双排链 $0.02p$ p —链条节距	$0.15p$	1°
齿轮联轴器	单排链 $(0.008\sim 0.01)p$ 直齿 $0.00873A$ A —中间轴两端的两外齿 轴套齿宽中线之间的距离 鼓形齿 $0.0262A$		直齿 0.5° 鼓形齿 3°
万向联轴器			$10^\circ\sim 45^\circ$
簧片联轴器	$0.45\sim 0.9$	$1.5\sim 5.0$	0.2°
卷簧联轴器	1.5	3	2°
蛇形弹簧联轴器	$0.5\sim 3$	$4\sim 20$	$1^\circ 15'$
弹簧杆联轴器	1		3°
圆柱螺旋压缩弹簧联轴器	$0.01D$ (D —联轴器外径)	$0.05D$	2°
膜片(盘)联轴器	$0.4\sim 2$	$0.8\sim 5.5$	0.5°
橡胶金属环联轴器	$1.2\sim 6.2$	$0.7\sim 3.5$	3.2°
轮胎式联轴器	$1\sim 5$	$1\sim 8$	$1^\circ\sim 1.5^\circ$
U形橡胶件联轴器	$3\sim 16$	$3\sim 12$	$3^\circ\sim 6^\circ$
橡胶环联轴器	$1\sim 5.8$		$1^\circ 20'$
橡胶套筒联轴器	$0.5\sim 2.5$		1°
弹性套柱销联轴器	$0.14\sim 0.2$		$40'$
橡胶板联轴器	$0.5\sim 1.5$	$1.5\sim 3.0$	$0.7^\circ\sim 2^\circ$
梅花形弹性联轴器	矩形 0.2 圆弧形 $0.2\sim 1.8$	$0.8\sim 5.0$	矩形 1.5° 圆弧形 $1^\circ\sim 2^\circ$
橡胶块联轴器	$1.0\sim 1.5$		1.5°
弹性柱销联轴器	$0.15\sim 0.25$	$0.5\sim 3.5$	0.5°
弹性柱销齿式联轴器	$0.3\sim 1.5$	$1.5\sim 5$	0.5°

四、联轴器的传动精度

对于精密传动和伺服传动，联轴器所联两轴间瞬时转角的不同

步性是很重要的。可移式刚性联轴器和弹性联轴器，由于可动元件之间存在间隙或因弹性元件扭转刚度较低，在起动、逆转或变速时，常造成从动轴与主动轴不能同步转动，即存在一定的空程或滞后量。很明显，它降低了从动轴转角的灵敏度，影响工作机构的使用性能。因此，应选用扭转刚性大无间隙的可移式联轴器。此外，对用于较大角位移或相交轴传动的联轴器，还应考虑到有些联轴器由于结构上的原因，出现主动轴均匀转动而从动轴不均匀转动的现象。

五、联轴器的制造、安装和维护

在满足使用要求的条件下，应选用制造工艺性较好，装拆方便，调整容易，维护简单或不需维护的联轴器。此外，联轴器的外形尺寸还应适合机器的安装空间，对于大型的传动装置以及不便移动的机组，尽可能选用在装拆、检修和更换易损元件时不必沿轴向移动两轴的联轴器；对于长期连续运转、不便经常维护的场合，则应选用耐久，不易损坏和无需维护的联轴器。通常，金属弹性元件联轴器比非金属弹性元件联轴器耐久，无滑动摩擦的联轴器比有滑动摩擦的联轴器耐久。此外，应注意在满足工作要求的前提下，尽量选用结构简单、价格低廉的联轴器。

六、联轴器的工作环境

选择联轴器的类型时，还应考虑工作环境的影响，例如温度、湿度及腐蚀性介质等。油、溶剂、阳光和温度对含有橡胶弹性元件的联轴器影响较大，容易引起橡胶老化而改变其物理性能和机械性能。此外，还应注意选用油润滑的联轴器因漏油而污染环境或产品，以及对联轴器降低噪音和保证安全的要求。

第三节 联轴器的工作情况系数

在选用标准联轴器或设计专用联轴器时，要先求出联轴器实际需传递的扭矩。对于标准联轴器，每一型号都已定出了许用扭矩值，因此，选择型号时，联轴器实际需要传递的扭矩要小于所选联轴器的许用扭矩 $[T]$ 。联轴器实际需要传递的扭矩常用计算

扭矩 T_0 表示,它等于联轴器的理论扭矩 T 乘以工作情况系数 K 。因此,上述条件可表示为:

$$T_0 = KT \leq [T]$$

工作情况系数是传动轴系载荷变化和工作环境等对联轴器实际需要传递扭矩的影响系数。通常,其值与动力机和工作机的类型、工作条件、传动轴系的转动惯量等有关,同时也受联轴器本身结构的影响。因此,同一联轴器用在不同传动中,或不同联轴器用在同一传动中,工作情况系数值并不一定相同,而一般资料推荐的数据都是一个大数值。对于重要的传动轴系,此系数最好通过计算传动轴系的动力特性来精确求得,或由测量运转时的最大扭矩来确定。对于一般的传动轴系,此系数可以引用传动条件相似的运转经验或试验所得数据。由于这种数据是在一定条件下由实际经验得到的,来源不同,数据也不完全一致。本书根据现有资料整理得出工作情况系数的数据,列于表1-2,供选择和设计联轴器时参考。

应当指出,不能认为选取较大的工作情况系数,以采用较大

表1-2 联轴器的工作情况系数 K

动力机		K					
		工 作 机					
		I 类	II 类	III 类	IV 类	V 类	VI 类
电动机、汽轮机		1.3	1.5	1.7	1.9	2.3	3.1
内燃机	四缸以上	1.5	1.7	1.9	2.1	2.5	3.3
	二缸	1.8	2.0	2.2	2.4	2.8	3.6
	单缸	2.2	2.4	2.6	2.8	3.2	4.0

注: I类: 载荷变化很小的机械,如发电机、小型通风机、小型离心泵。

II类: 载荷变化小的机械,如透平压缩机、木工机床、运输机。

III类: 载荷变化中等的机械,如搅拌机、增压泵、有飞轮的压缩机、冲床。

IV类: 载荷变化和冲击载荷中等的机械,如织布机、水泥搅拌机、拖拉机。

V类: 载荷变化和冲击载荷大的机械,如造纸机械、挖掘机、起重机、碎石机。

VI类: 载荷变化大并有较强烈冲击载荷的机械,如压延机械、无飞轮的活塞泵、重型初轧机。

尺寸的联轴器，就会得到较高的传动性能和工作可靠性。事实上，联轴器的尺寸和重量增大时，联轴器所联两轴及其支承上的载荷也增加。如两轴相对位移量不变，加大联轴器的尺寸必然引起附加动载荷的增大，所以不一定有好的结果。尤其是对于受变载荷的传动轴系，联轴器的重量直接影响到联轴器的动力特性。对于受偶然冲击载荷的轴系，还是采用尺寸较小的安全联轴器比较好。

第二章 固定式刚性联轴器

刚性联轴器是由刚性元件组成的联轴器，可分为固定式和可移式两大类。固定式刚性联轴器的联接元件之间不能相对运动，所以只能用于被联接两轴在安装时能严格对中和工作时不会发生相对位移的场合。例如安装在同一机座或基础上的机组两轴，其轴线的对中性容易得到保证，这时可以采用固定式刚性联轴器。

固定式刚性联轴器无缓冲和减振作用，通常宜用于载荷平稳或只有轻微冲击的场合。

固定式刚性联轴器的结构一般比较简单，制造成本较低。这类联轴器包括套筒联轴器、凸缘联轴器和夹壳联轴器等。采用这类联轴器时，被联接两轴轴线的对中误差应较小，以免引起较大的附加载荷。一般情况下，相对径向位移不应超过 0.05mm ，相对角位移不应超过 $5 \times 10^{-6}\text{rad}$ 。例如如图 2-1 所示的轴 I 和轴 II 用固定式刚性联轴器联接，当轴 II 因受径向载荷 F 而发生弯曲变形时，联轴器上也受到附加载荷（附加弯矩 M 和附加径向力 F_r ）的作用。此外，由于制造和安装误差，或由于支承变形或机座下沉等原因引起的两轴轴线的相对位移也会使联轴器承受附加载荷。为了减轻附加载荷对联轴器的影响，应使支承和联轴器之间的距离 l 尽量小。

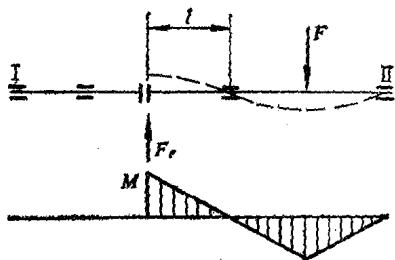


图2-1 固定式刚性联轴器受的附加载荷

第一节 套筒联轴器

套筒联轴器的结构如图 2-2 所示，由一整体公用套筒并借

键、花键或锥销等联接件实现与两轴的联接。其中，图a)~c)分别为用平键、半圆键及花键联接的结构，图d)为用圆锥销联接的结构。当采用键或花键联接时，应采用锥端紧定螺钉作轴向固定。当轴的直径 d 较大($d \geq 60\text{mm}$)时，宜用内六角锥端紧定螺钉作轴向固定。紧定螺钉的长度应使螺钉头部不超出套筒的外表面。当采用圆锥销联接时，不需再采用紧定螺钉。圆锥销的长度应与套筒的外径相同。为了保证联接具有一定的对中精度和便于套筒的装拆，套筒与轴通常可采用 $\frac{\text{H7}}{\text{k6}}$ 配合。

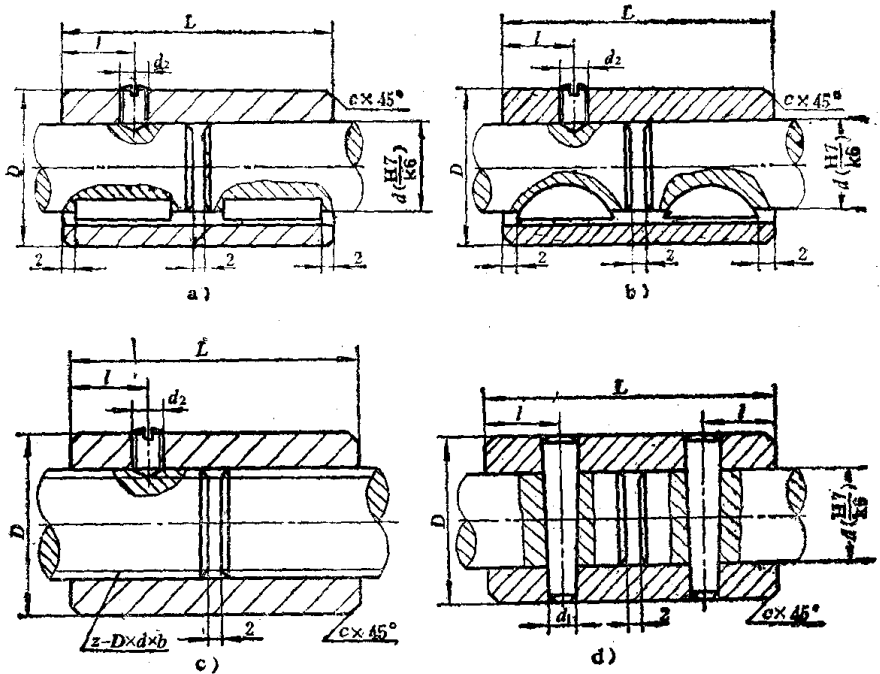


图2-2 套筒联轴器

- a) 平键套筒联轴器 b) 半圆键套筒联轴器
c) 花键套筒联轴器 d) 圆锥销套筒联轴器

套筒联轴器的优点是结构简单、制造方便、径向尺寸较小，成本较低。缺点是装拆时需使轴作轴向移动，有时不甚方便。

套筒联轴器通常适宜用在工作平稳，无冲击载荷的条件下工作，最大工作转速一般不超过 250r/min 。轴的直径一般小于

100mm, 采用半圆键联接时, 轴径小于 35mm。套筒联轴器所能传递的扭矩为: 采用花键联接时不超过 10000N·m; 采用平键联接时不超过 5600N·m; 采用圆锥销联接时不超过 4000N·m; 采用半圆键联接时不超过 450N·m。

套筒的材料通常为 35 或 45 钢, 尺寸大时也可采用铸铁制造。采用花键联接时, 常需经调质处理至 HB240 以上。

套筒联轴器的尺寸标准见表 2-1~2-4。自行设计时, 其主要尺寸一般可按下列关系确定:

套筒: 外径 $D = (1.4 \sim 1.8)d$; 长度 $L = (2.8 \sim 3.5)d$, 其中 d 为轴的直径, 直径 d 较大时, 上列尺寸取较小值;

键、花键: 根据轴的直径 d 按标准选定;

圆锥销: 直径 $d_1 \approx 0.25d$; 长度 $l_1 = D$;

表 2-1 平键套筒联轴器的主要尺寸和特性参数 (图 2-2a)

mm

d	D	L	l	C	螺 钉 (1 件)	平 键 (GB1096-79) (2 件)	许用扭矩 (N·m)	质 量 (kg)
20	35	60	15	1.0	M6×10	6×22	71	0.30
22	35	65	15	1.0	M6×10	6×25	90	0.30
25	40	75	20	1.0	M6×10	8×28	125	0.46
28	45	80	20	1.0	M8×12	8×32	170	0.62
30	45	90	20	1.0	M8×12	8×32	212	0.73
35	50	105	25	1.5	M8×12	10×45	355	0.84
40	60	120	25	1.5	M8×12	12×50	450	1.50
45	70	140	35	1.5	M10×18	14×60	710	2.52
50	80	150	35	1.5	M12×18	16×70	850	3.64
55	90	160	35	1.5	M12×22	16×70	1060	5.07
60	100	180	45	2.0	M12×25	18×80	1500	7.21
70	110	200	45	2.0	M16×25	20×90	2240	9.00
80	120	220	50	2.0	M16×25	24×100	3150	11.10
90	130	240	50	2.0	M16×25	25×110	4000	13.30
100	140	280	60	2.0	M20×25	28×125	5600	16.70

注: 当 $d \leq 55\text{mm}$ 时, 采用锥端紧定螺钉 (GB71-76); $d > 60\text{mm}$ 时, 采用内六角锥端紧定螺钉 (GB78-76)。