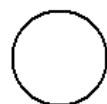


第 6 篇

联轴器、离合器、制动器



主编单位 北京航空航天大学

编写单位 浙江大学

北京航空航天大学

中国船舶工业总公司第七一一研究所

山东工业大学

青岛建筑工程学院

机械工业部北京起重运输机械研究所

主 编 郭可谦

编写人 施高义 蒋丽敏 王晓明 于宏璠
翟东升 郭雅淳

主 审 全永昕



第 1 章 联 轴 器

联轴器主要用来联接两轴或轴与其他回转零件使其一起旋转,起着传递转矩和运动的作用。有的联轴器兼有作为轴系中的弹性件而起调频、减振的作用。

1.1 联轴器的选择^{[4]~[6]}

1 联轴器的分类和选择^{[1]~[3]}

1.1.1 联轴器类型的选择

联轴器的种类很多,根据两轴之间相对位置和相对位移的情况不同,可分为刚性联轴器和挠性联轴器两大类。挠性联轴器中又有:无弹性元件的、金属弹性元件的和非金属弹性元件的三种。已有国家标准的联轴器名称和型号见表 6·1-1。

机械上常用的联轴器,大多已经标准化、系列化,可以根据设计手册或样本选用。首先要选择的是联轴器类型。选择时应考虑下列因素:

(1) 联轴器传递载荷的大小和性质。若载荷变化较大,应选择挠性联轴器;若可能出现瞬时过载,宜选择安全联轴器。

表 6·1-1 联轴器名称和型号

类别	组 别		品 种		形 式		联 轴 器			
	名称	代号	名称	代号	名 称	代号	名 称	型号		
刚性联轴器	刚性联轴器	G	凸缘式	Y	基本形		凸缘联轴器	GY		
					有对中榫形	D	有对中榫凸缘联轴器	GYD		
			套筒式	T			套筒联轴器	GT		
			夹壳式	J			夹壳联轴器	GJ		
挠性联轴器	无弹性元件挠性联轴器	W	滑块式	H			滑块联轴器	WH		
			鼓形齿式	G	整体形基本形			鼓形齿联轴器	WG	
					双面分体式	S		双面鼓形齿联轴器	WGS	
					单面分体式	D		单面鼓形齿联轴器	WGD	
					接中间轴形	J		接中间轴鼓形齿联轴器	WGJ	
						带制动轮形	Z		带制动轮鼓形齿联轴器	WGZ
			直齿式	C			直齿联轴器	WC		
			滚子链式	Z	双排链基本形			滚子链联轴器	WZ	
					单排链	D		单排链联轴器	WZD	
			齿形链式	L			齿形链联轴器	WL		
			套筒链式	T			套筒链联轴器	WT		
			十字轴式	S	接中间轴形基本形			十字轴万向联轴器	WS	
					单十字轴形	A		单万向联轴器	WSA	
双法兰形	S				双法兰万向联轴器	WSS				
单法兰形	D				单法兰万向联轴器	WSD				



(续)

类别	组别		品种		形式		联轴器	
	名称	代号	名称	代号	名称	代号	名称	型号
挠性联轴器	无弹性元件挠性联轴器	W	球笼式	Q	基本形		球笼万向联轴器	WQ
					可轴向移动形	K	可轴向移动球笼万向联轴器	WQK
			双联式	G			双联万向联轴器	WG
			球销式	A			球叉万向联轴器	WA
			凸块式	K			凸块万向联轴器	WK
			球叉式	U			球销万向联轴器	WU
			三销式	N			三销万向联轴器	WN
	非金属弹性元件挠性联轴器	L	轮胎式	U	带骨架形基本形		轮胎式联轴器	LU
					整体形	N	整体轮胎式联轴器	LUN
					开口形	K	开口轮胎式联轴器	LUK
			异形胎式	Y			异型胎式联轴器	LY
			凹形胎式	A			凹型胎式联轴器	LA
			弹性环式	S			弹性环联轴器	LS
			弹性套筒式	G			弹性套筒联轴器	LG
			弹性块式	K			弹性块联轴器	LK
			弹性板式	B			弹性板联轴器	LB
			多角形	D			多角形弹性联轴器	LD
			爪形	C			爪形弹性联轴器	LC
			芯形	N			芯形弹性联轴器	LN
			梅花形	M	基本形		梅花形弹性联轴器	LM
					单法兰形	D	单法兰梅花形弹性联轴器	LMD
					双法兰形	S	双法兰梅花形弹性联轴器	LMS
					分体式制动轮	F	分体式制动轮梅花形弹性联轴器	LMF
			弹性套柱销式	T	基本形		弹性套柱销联轴器	LT
					带制动轮形	Z	带制动轮弹性套柱销联轴器	LTZ
			弹性柱销式	H	基本形		弹性柱销联轴器	LH
					带制动轮形	Z	带制动轮弹性柱销联轴器	LHZ
弹性柱销齿式	Z	基本形		弹性柱销齿式联轴器	LZ			
		圆锥轴孔形	D	圆锥轴孔弹性柱销齿式联轴器	LZD			
		接中间轴形	J	接中间轴弹性柱销齿式联轴器	LZJ			
		带制动轮形	Z	带制动轮弹性柱销齿式联轴器	LZZ			
扇形块	E			扇形块联轴器	LE			
弹性活销式	F			弹性活销联轴器	LF			



(续)

类别	组别		品种		形式		联轴器	
	名称	代号	名称	代号	名称	代号	名称	型号
挠性联轴器	金属弹性元件挠性联轴器	J	膜片式	M			膜片联轴器	JM
			膜盘式	P			膜盘联轴器	JP
			蛇形弹簧式	S			蛇形弹簧联轴器	JS
			簧片式	H			簧片联轴器	JH
			弹性杆式	T			弹性杆联轴器	JT
			径向弹簧式	N			径向弹簧联轴器	JN
			周向弹簧式	Z			周向弹簧联轴器	JZ
			波纹管式	W			波纹管联轴器	JW
			弹性管式	G			弹性管联轴器	JG
	薄膜式	B			薄膜联轴器	JB		
	组合挠性联轴器	Z	挠性万向式	W			挠性万向联轴器	ZW
			挠性齿式	C			挠性齿式联轴器	ZC
			挠性链条式	T			挠性链条联轴器	ZT
挠性滑块式			H			挠性滑块联轴器	ZH	

注：摘自 GB 12458—90。

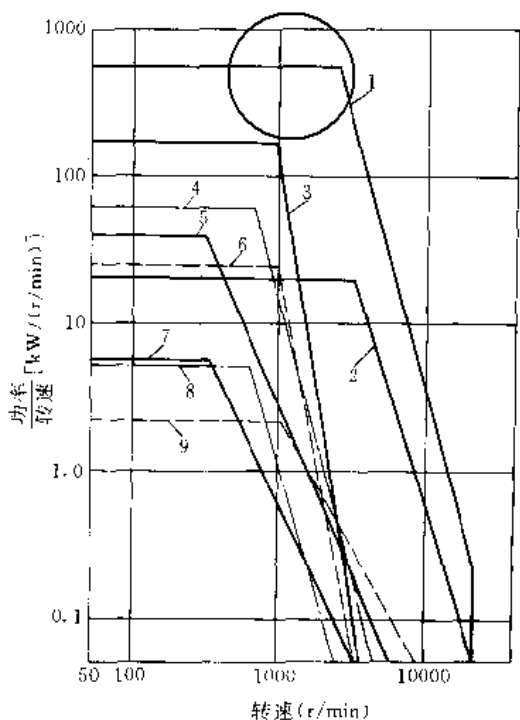


图 6·1-1 联轴器适用转速

- 1—齿式联轴器 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

(2) 联轴器的转速大小。常用联轴器适用的转速见图 6·1-1。若高速运转，应选择动平衡精度较高的联轴器；若变速运转，应选择能适应速度变化产生的惯性冲击和振动的联轴器。

(3) 联轴器所联接两轴的相对位移大小。若位移量很小，可选用刚性联轴器；若位移量较大，应选用无弹性元件挠性联轴器或有弹性元件挠性联轴器。

(4) 联轴器的传动精度。要求传动精度较高时，可选用刚性联轴器；挠性联轴器常造成从动轴的滞后，影响传动精度。

此外还应考虑联轴器的装拆方便，调整简易，工作环境对弹性元件是否有腐蚀作用等。

1·1·2 联轴器型号尺寸的选择^{[7]~[11]}

对于标准联轴器类型，每一种型号都列有被联轴的直径、许用转速和许用转矩。在选定联轴器的类型后，应根据被联轴的直径、转速和实际需要传递的转矩，确定联轴器的型号和结构尺寸。传递转矩较大，联轴器的尺寸也较大。

联轴器实际需要传递的转矩应取机械在不稳定运转时的动载荷和过载时的最大转矩。如果最大转矩不能精确确定，则常用计算转矩 T_c 表示

$$T_c = K T \leq [T] \quad (6·1-1)$$

机械工业出版社



式中 T ——联轴器传递的名义转矩 ($N \cdot m$)；
 K ——联轴器的工作情况系数，见表 6·1-2；
 $[T]$ ——所选联轴器的许用转矩 ($N \cdot m$)。

表 6·1-2 联轴器载荷分类及工作情况系数

载荷类别	工作状况	设备名称举例	工作情况系数 K
I	均匀载荷	离心式鼓风机和压缩机、发电机、(均匀加载)运输机、废水处理设备等	1.0~1.5
II	中等冲击载荷	洗衣机、木材加工机械、工具机、搅拌机、旋转式粉碎机、起重机和卷扬机	1.5~2.5
III	重冲击载荷	破碎机、往复式给料机、摆动运输机、可逆输送辊道	≥ 2.5

注：1. 具体设备的载荷类别及工况系数见 JB/ZQ 4383—86。
 2. 摘自 JB/ZQ 4383—86。

机械式联轴器名词术语在 GB3931—83 中已作规定。联轴器的公称转矩系列见 GB3507—83，在标准联轴器中，公称转矩也就是该联轴器的许用转矩。

1·2 联轴器轴孔和键槽形式及尺寸^{[4][5]}

联轴器轴孔和键槽形式及尺寸见 GB3852—83，标准规定联轴器的轴孔有长圆柱形轴孔—Y 型 (图 6·1-2a)、有沉孔短圆柱形轴孔—J 型 (图 6·1-2b)、无沉孔短圆柱形轴孔—J₁ 型 (图 6·1-2c)、有沉孔圆锥形轴孔—Z 型 (图 6·1-2d) 和无沉孔圆锥形轴孔—Z₁ 型 (图 6·1-2e) 等五种。轴孔内的键槽形式，对圆柱形轴孔有平键单键槽—A 型 (图 6·1-3a)、平键双键槽—B 型 (图 6·1-3b) 和 B₁ 型 (图 6·1-3c)，对圆锥形轴孔有平键单键槽—C 型 (图 6·1-3d) 和普通切向键槽—D 型 (图 6·1-3e)。

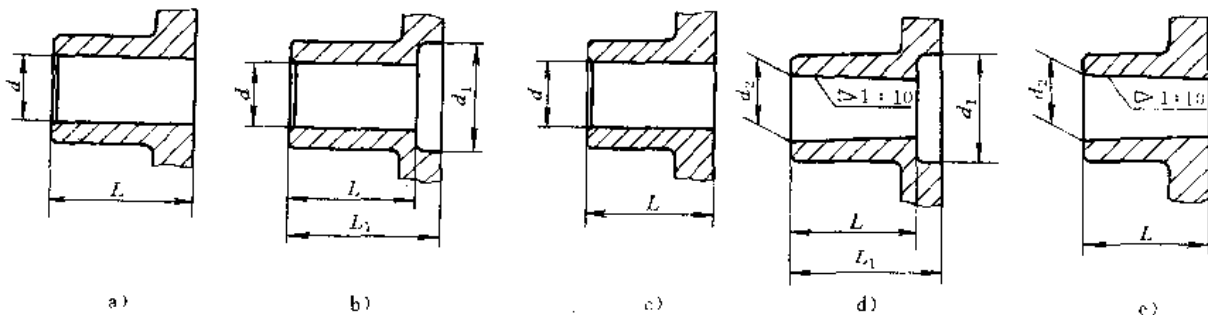


图 6·1-2 联轴器的轴孔形式

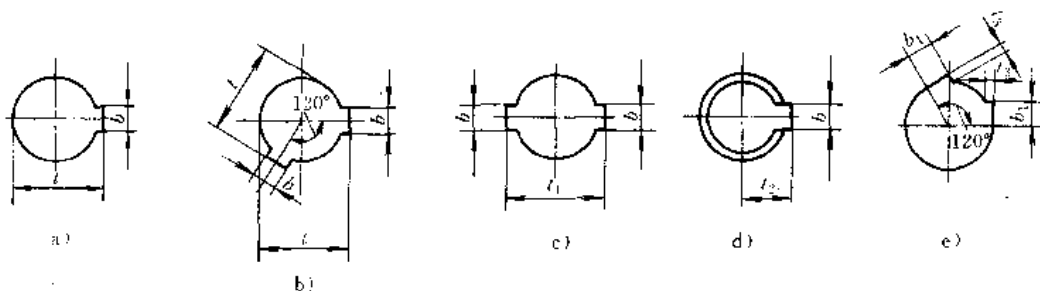


图 6·1-3 联轴器轴孔的键槽形式

1·3 联轴器的型号及轴孔、键槽形式标记

联轴器的型号由 GB12458—90 规定，它由组别代号、品种代号、型式代号和规格代号组成，除规格代号外，均以其名称的第一个字的第一个汉语拼音字母作为代号；联轴器的规格代号按联轴器公称转矩顺序排列。

联轴器型号包括主、从动端的联接型式和尺寸，其标记见图 6·1-4。

对 Y 型孔，A 型键槽的代号，标记中可予省略。当联轴器两端轴孔和键槽的形式与尺寸相同时，只标一端，另一端省略。

标记示例：

(1) LT4 弹性套柱销联轴器

主动端 J₁ 型轴孔，B 型键槽， $d=20\text{mm}$ ， $L=52\text{mm}$

从动端 J 型轴孔，B₁ 型键槽， $d=22\text{mm}$ ， $L=38\text{mm}$



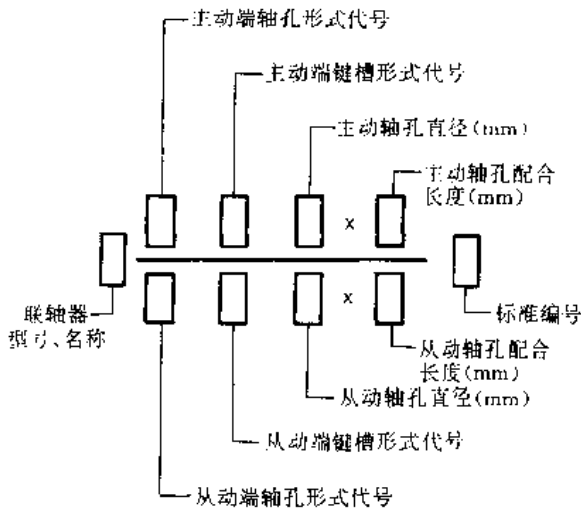


图 6-1-4 联轴器标记

LT4 联轴器 $\frac{J_1 B_{20} \times 52}{JB_{122} \times 38}$ GB 4323-84

(2) LH5 弹性柱销联轴器

主动端 J 型轴孔, B 型键槽, $d=70\text{mm}$, $L=107\text{mm}$

从动端 J 型轴孔, B 型键槽, $d=70\text{mm}$, $L=107\text{mm}$

LH5 联轴器 JB70×107 GB 5014-85

2 刚性联轴器

这类联轴器具有结构简单、制造成本低等优点,但对被联两轴轴线的对中性要求较高,且应使联轴器尽量靠近轴承。

刚性联轴器无缓冲和减振作用,宜用于载荷平稳或只有轻微冲击的场合。

2.1 套筒联轴器

套筒联轴器的结构形式见图 6-1-5。它是利用一整体套筒,通过键等将被联两轴联接在一起,具有结构简单、制造容易、径向尺寸小的优点,但要求被联两轴的对中性较高,且装拆时需要轴向移动。宜用于载荷平稳无冲击,低速、轻载的场合。联轴器的主要尺寸和特性参数见表 6-1-3~表 6-1-6。

若需自行设计,套筒材料一般用 45 钢,套筒的尺寸关系可取: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, d 较大时,取括号中小值计算。

(1) 采用键或花键联接时,验算套筒的扭转强度

$$\tau = \frac{5T_c}{D^3 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]} \leq [\tau] \quad (6-1-2)$$

式中 T_c ——计算转矩 ($\text{N} \cdot \text{mm}$);

D ——套筒外径 (mm);

d ——轴的直径 (mm),若用花键联接, d 取花键的平均直径;

$[\tau]$ ——套筒的许用切应力 (MPa),若材料为 45 钢, $[\tau] = 35\sim 40\text{MPa}$ 。

(2) 采用圆锥销联接时,验算销联接的强度

$$\tau = \frac{4T_c}{\pi d^2 l} \leq [\tau] \quad (\text{MPa}) \quad (6-1-3)$$

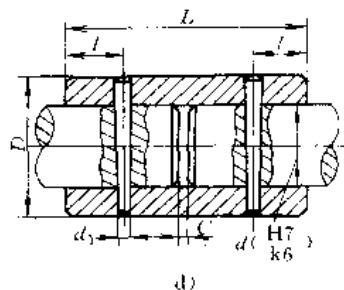
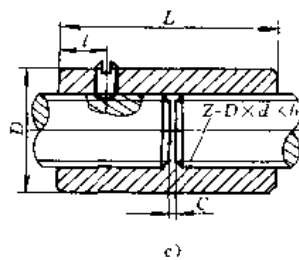
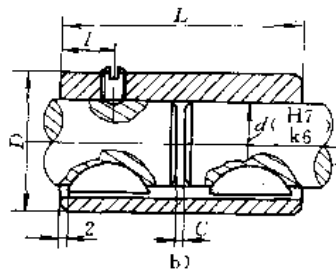
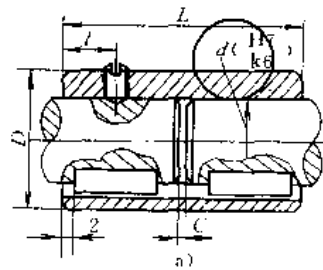


图 6-1-5 套筒联轴器

a) 平键联接 b) 半圆键联接
c) 花键联接 d) 圆锥销联接



式中 T_c ——计算转矩 (N·mm);

d_1 ——圆锥销直径 (mm);

d ——轴的直径 (mm);

$[\tau]$ ——圆锥销的许用切应力 (MPa), 取 $[\tau] = 0.25\sigma_s$, σ_s 为销材料的屈服点。

表 6-1-3 平键套筒联轴器的
主要尺寸和特性参数 (mm)

d	D	L	l	C	许用转矩 (N·m)	平键 (2件)	紧定螺钉 (1件)
20	25	60	15	1.0	71	6×22	M6×10
22	35	65	15	1.0	90	6×25	M6×10
25	40	75	20	1.0	125	8×28	M6×10
28	45	80	20	1.0	170	8×32	M8×12
30	45	90	20	1.0	212	8×32	M8×12
35	50	105	25	1.5	355	10×45	M8×12
40	60	120	25	1.5	450	12×50	M8×12
45	70	140	35	1.5	710	14×60	M10×18
50	80	150	35	1.5	850	16×70	M12×18
55	90	160	35	1.5	1060	16×70	M12×22
60	100	180	45	2.0	1500	18×80	M12×25
70	110	200	45	2.0	2240	20×90	M16×25
80	120	220	50	2.0	3150	24×100	M16×25
90	130	240	50	2.0	4000	25×110	M16×25
100	140	280	60	2.0	5000	28×125	M20×25

表 6-1-4 半圆键套筒联轴器的
主要尺寸和特性参数 (mm)

d	D	L	l	C	许用转矩 (N·m)	半圆键 (2件)	紧定螺钉 (1件)
18	32	55	12	0.5	56	5×6.5×19	M5×10
20	35	60	15	1.0	90	5×7.5×19	M6×10
22	35	65	15	1.0	110	5×9×22	M6×10
25	40	75	20	1.0	160	6×9×22	M6×10
28	45	80	20	1.0	220	6×10×25	M8×12
30	45	90	20	1.0	280	8×11×28	M8×12
35	50	105	25	1.5	450	10×13×32	M8×12

2·2 凸缘联轴器

1. 凸缘联轴器的结构形式(图 6-1-6) 根据对中方法不同有两种形式:基本形 YL 型和 对中榫型(YLD 型)。前者利用铰制孔用螺栓实现 对中, 装拆方便; 后者利用两半联轴器接合端面制出凹的榫槽和凸的榫头, 使之相互配合保证对中, 因此对中精度较高, 但装拆时需稍作轴向移动。

表 6-1-5 花键套筒联轴器的
主要尺寸和特性参数 (mm)

花 键 $Z-D^h \times d \times b$	D	L	l	C	许用转矩 (N·m)	紧定螺钉 (1件)
	6-25×21×5	35	45	10		
6-28×23×6	40	50	12	1.0	250	M6×8
6-32×26×6	45	55	12	1.0	360	M6×8
6-34×28×7	45	60	12	1.0	420	M6×10
8-38×32×6	50	70	15	1.0	650	M6×10
8-42×36×7	55	80	15	1.5	900	M6×10
8-48×42×8	60	90	20	1.5	1250	M8×10
8-54×46×9	70	100	20	1.5	2000	M8×12
8-60×52×10	80	110	25	2.0	2500	M8×14
8-65×56×10	90	120	30	2.0	3250	M10×18
8-72×62×12	100	130	30	2.0	4750	M10×18
8-82×72×12	110	150	35	2.0	7500	M10×18
10-92×82×12	120	170	40	2.0	10000	M12×18

表 6-1-6 圆锥销套筒联轴器的
主要尺寸和特性参数 (mm)

d	D	L	l	C	许用转矩 (N·m)	圆锥销 (2件)
10	18	35	8	0.5	4.5	2.5×18
12	22	40	8	0.5	7.5	3×22
14	25	45	10	0.5	16.0	4×25
16	28	45	10	0.5	28.0	5×28
18	32	55	12	1.0	32.0	5×32
20	35	60	15	1.0	50.0	6×35
22	35	65	15	1.0	56.0	6×35
25	40	75	20	1.0	112.0	8×40
28	45	80	20	1.0	127	8×45
30	45	90	20	1.0	132	8×45
35	50	105	25	1.5	250	10×50
40	60	120	25	1.5	280	10×60
45	70	140	35	1.5	460	12×70
50	80	150	35	1.5	510	12×80
55	90	160	35	1.5	560	12×90
60	100	180	45	2.0	1060	16×100
70	110	200	45	2.0	1250	16×110
80	120	220	50	2.0	2240	20×120
90	130	240	50	2.0	2500	20×130
100	140	280	60	2.0	4000	25×140

这种联轴器结构简单、成本低、装拆和维护方便, 并能保证两轴有较高对中精度, 传递转矩较大, 应用较广, 主要用于载荷比较平稳的场合, 但要求确保接合端



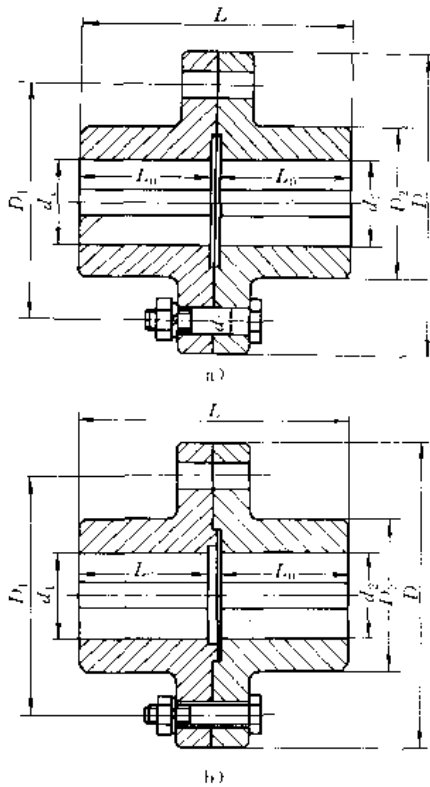


图 6-1-6 凸缘联轴器的结构形式

a) 基本形 b) 对中楔形

面与轴线的垂直度。

联轴器的最高速度受其外缘的极限速度限制。对于钢制半联轴器,最高速度为 70m/s;对于铸铁半联轴器,最高速度为 35m/s。

2. 凸缘联轴器的主要尺寸和特性参数 见表 6-1-7。

若需自行设计,主要尺寸关系为

$$\text{外径 } D = (2.5 \sim 5.5) d \text{ (mm)}$$

$$\text{总长 } L_0 = (3 \sim 4) d \text{ (mm)}$$

$$\text{螺栓直径 } d_0 = \left(\frac{1}{6} \sim \frac{1}{4} \right) d \text{ (mm)}$$

$$\text{螺栓数目 } Z = 4 \sim 8$$

式中 d 为被联轴的直径,如果被联轴直径 d_1 、 d_2 不同时, d 应取其中大者。

3. 凸缘联轴器计算

a. 采用普通螺栓联接的强度验算 联轴器上的转矩靠拧紧螺栓使两半联轴器接合面间产生的摩擦来传递,每个螺栓的拧紧力为

$$F_0 = \frac{2T_c}{D_1 Z f} \text{ (N)} \quad (6-1-4)$$

式中 T_c ——计算转矩 ($N \cdot mm$);

D_1 ——螺栓的分布圆直径 (mm);

Z ——螺栓数目;

f ——接合面摩擦系数,一般可取 0.1~0.2。

表 6-1-7 凸缘联轴器的主要尺寸和特性参数

(mm)

型号	许用转矩 ($N \cdot m$)	许用转速 (r/min)		d_1 d_2		L_0		D	D_1	螺栓		L					
		铁	钢	铁	钢	Y型	J, J ₁ 型			规格	数量	Y型	J, J ₁ 型				
YL1	10	8100	13000	10	—	25	22	71	53	M6	3	54	48				
				11		32	27					68	58				
				12	—	42	30					88	64				
				14		52	38					108	80				
YLD1	10	8100	13000	16	—	52	38	71	53	M6	(3)	88	64				
				18								108	80				
				19	—							52	38	80	64	88	64
				20												108	80
YL2	16	7200	12000	12	—	32	27	80	64	M6	4					68	58
				14		42	30									88	64
				16	—	52	38					80	64	88	64		
				18										108	80		
YLD2	16	7200	12000	19	—			52	38	80	64			M6	(4)	88	64
				20												108	80
				—	—	52	38					80	64			88	64
				22												108	80



(续)

型号	许用转矩 (N·m)	许用转速 (r/min)		d_1 d_2		L_0		D	D_1	螺栓		L	
		铁	钢	铁	钢	Y型	J, J ₁ 型			规格	数量	Y型	J, J ₁ 型
YL3 YLD3	25	6400	10000	14	32	27	90	69	M8	3 (3)	68	58	
				16	42	30					88	64	
				18							108	80	
				19							128	92	
				20	52	38							
				22	62	44							
				—	24								
—	25												
YL4 YLD4	40	5700	9500	18	42	30	100	80	M8	3 (3)	88	64	
				19							108	80	
				20	52	38					128	92	
				22							62	44	
				24									
				25	62	44							
				28									
YL5 YLD5	63	5500	9000	22	52	38	100	85	M8	4 (4)	108	80	
				24							128	92	
				25	62	44					168	124	
				28							82	60	
				30									
				—	32								
YL6 YLD6	100	5200	8000	24	52	38	110	90	M8	4 (4)	108	80	
				25							128	92	
				28	62	44					168	124	
				30							82	60	
				32									
				—	35								
				YL7 YLD7	160	4800					7600	28	62
30	168	124											
32	82	60	228				172						
35													
38			112				82						
—	40												

此星公司制作 请尊重作 者版权



(续)

型号	许用转矩 (N·m)	许用转速 (r/min)		d_1 d_2		L_0		D	D_1	螺栓		L					
		铁	钢	铁	钢	Y 型	J, J ₁ 型			规格	数量	Y 型	J, J ₁ 型				
YL8	250	4300	7000	32		82	60	130	105	M10	4	169	125				
YLD8				35													
				38													
				40													
42				112	84	140	115					M10	(3)	229	173		
— 45																	
YL9	400	4100	6500	38				82	60	140	115			M10	6	169	125
YLD9				40													
				42													
				45													
48				112	84	160	130	M12	(4)			229	173				
— 50																	
YL10	630	3600	6000	45						112	84	160	130	M12	6	289	219
YLD10				48													
				50													
				55													
— 56				142	107	180	150	M12	(4)	229	173						
— 60																	
YL11	1000	3200	5300	50						112	84	180	150	M12	8	289	219
YLD11				55													
				56													
				60													
63				142	107	200	170	M12	(6)	349	269						
65																	
— 70																	
YL12	1600	2900	4700	60						142	107	200	170	M12	12	349	269
YLD12				63													
				65													
				70													
71				172	132	200	170	M12	(6)	349	269						
75																	
— 80																	

此星公司制作 请尊重原作者版权



(续)

型号	许用转矩 (N·m)	许用转速 (r/min)		d_1 d_2		L_0		D	D_1	螺栓		L	
		铁	钢	铁	钢	Y型	J, J ₁ 型			规格	数量	Y型	J, J ₁ 型
YL13	2500	2600	4300	70		142	107	220	185	M16	8	289	219
YLD13				71									
				75									
80				172	132								
85													
— 90													
YL14	4000	2300	4800	80		172	132	250	215	M16	12	350	270
YLD14				85									
				90									
95				100									
— 110													
YL15	6300	2000	3400	— 90		172	132	290	250	M20	12	350	270
YLD15				— 95									
				100		212	167						
				110									
120													
— 125													
YL16	10000	1800	3000	— 100		212	167	340	290	M24	12	430	340
YLD16				— 110									
				120									
125				252	202								
— 130													
— 140													
YL17	14000	1600	2600	— 120		212	167	380	330	M24	12	430	340
YLD17				— 125									
				130		252	202						
				140									
150													
— 160		302	242										
YL18	20000	1400	2300	— 140		252	202	420	360	M30	12	510	410
YLD18				— 150									
				— 160		302	242						
				— 170									
— 180													

注：1. 螺栓数量栏中带括号的为铰制孔用螺栓数量。

2. 摘自 GB 5843—86。



螺栓强度验算式为

$$\sigma = \frac{1.3F_0}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \leq [\sigma] \quad (6.1-5)$$

式中 d_1 ——螺栓小径 (mm);

$[\sigma]$ ——螺栓的许用拉应力 (MPa),

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S}$$

式中 σ_s ——螺栓材料的屈服点 (MPa);

S ——安全系数, 可取 $S=1.6\sim 2$ 。

b. 采用铰制孔用螺栓联接的强度计算 联轴器转矩靠螺栓与螺孔壁的挤压和螺栓的剪切来传递。螺栓所受的横向剪力为

$$F_t = \frac{2T_c}{D_1 Z} \quad (N) \quad (6.1-6)$$

式中 T_c ——计算转矩 (N·mm);

D_1 ——螺栓的分布圆直径 (mm);

Z ——螺栓数目。

螺栓联接的强度验算式为

$$\text{抗压强度} \quad \sigma_p = \frac{F_t}{d_0 \delta} \leq [\sigma]_p \quad (6.1-7)$$

$$\text{抗剪强度} \quad \tau = \frac{F_t}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \leq [\tau] \quad (6.1-8)$$

式中 d_0 ——铰制孔用螺栓光杆直径 (mm);

δ ——螺栓光杆与孔壁的接触长度 (mm), 取两半联轴器中接触长度较小者;

$[\sigma]_p$ ——螺栓联接的许用抗压应力 (MPa);

$[\tau]$ ——螺栓的许用切应力 (MPa)。

受剪螺栓联接的许用应力如下:

载荷情况	许用切应力 $[\tau]$		许用抗压应力 $[\sigma]_p$	
	钢	铸铁	钢	铸铁
静载	$[\tau] = 0.4\sigma_s$	$0.8\sigma_b$	$(0.8\sim 1)\sigma_s$	$0.8\sigma_b$
变载	$[\tau] = (0.2\sim 0.25)\sigma_s$	$0.5\sigma_b$	$(0.5\sim 0.65)\sigma_s$	$0.5\sigma_b$

其中 σ_s 为材料的屈服点; σ_b 为材料的抗拉强度。

2.3 夹壳联轴器^[6]

夹壳联轴器的结构形式见图 6.1-7, 靠夹壳与轴面压紧而产生的摩擦力传递转矩; 夹壳沿轴向剖分, 联轴器装拆时不需轴向移动; 但所联两轴的轴线不能很好对中, 平衡精度低, 所以主要用于低速、载荷平稳及立轴的联接。联轴器外缘速度不应超过 5m/s, 否则需作平衡检验。夹壳联轴器的主要尺寸和特性参数见表 6.1-8。

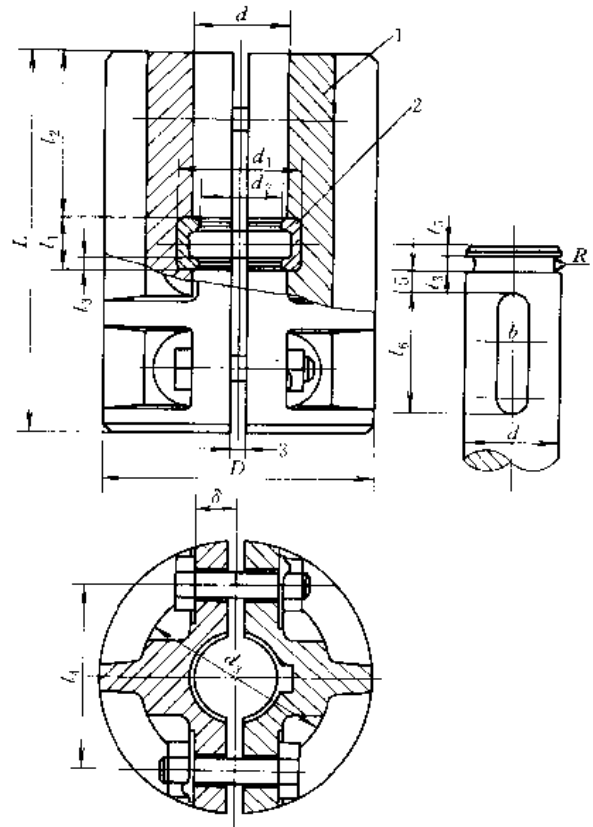


图 6.1-7 夹壳联轴器

1—夹壳 2—半环

表 6.1-8 夹壳联轴器的主要尺寸和特性参数

(mm)

d	D	d_1	d_2	d_3	L	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	δ	b	f	R	螺 栓		许用转矩 (N·m)	许用转速 (r/min)
																数目	规格		
30	102	38	25	62	130	20	55	5	64	4	45	16	8	0.4	0.2	4	M12	85	900
40	118	48	35	76	162	20	71	5	80	4	55	16	12	0.6	0.4	6	M12	236	800
50	135	62	42	90	190	24	83	6	94	5	70	18	16	0.6	0.4	6	M12	536	700
65	172	78	55	120	250	30	110	8	124	6	100	22	18	1.0	0.6	8	M16	1400	550
80	185	94	70	130	280	38	121	10	138	8	110	24	24	1.0	0.6	8	M16	2650	510
95	230	110	85	160	330	38	146	10	164	8	140	30	28	1.0	0.6	8	M24	5200	415
110	260	125	100	190	390	46	172	12	190	10	160	38	32	1.0	0.6	8	M24	9000	380

此为公司制作请尊重版权



对于这种联轴器需验算螺栓联接的拉伸强度。螺栓所需的拧紧力为

$$F_0 = \frac{4}{\pi} \frac{T_c}{Zdf} \quad (\text{N}) \quad (6\cdot1-9)$$

式中 T_c ——计算转矩 (N·mm);
 d ——轴的直径 (mm);
 Z ——螺栓数目;
 f ——联轴器夹壳与轴配合面摩擦系数, 一般取为 0.1~0.2。

确定拧紧力后, 再用式 (6·1-5) 验算螺栓的拉伸强度。

2.4 紧箍夹壳联轴器

紧箍夹壳联轴器的结构形式见图 6·1-8。与夹壳联轴器相似也是靠夹壳与轴间的摩擦力传递转矩。沿轴向剖分的两夹壳利用两紧箍环紧压被联轴的表面。所以外形较简单、装拆方便。

联轴器需验算螺栓联接的强度。螺栓所需拧紧力为

$$F_0 = \frac{4}{\pi} \frac{T_c}{Zdf} (\tan\alpha + f) \quad (\text{N}) \quad (6\cdot1-10)$$

式中 T_c ——计算转矩 (N·mm);
 d ——轴的直径 (mm);
 Z ——螺栓数目;
 f ——接合面摩擦系数, 一般可取 0.1~0.2;
 α ——夹壳外锥的半锥角 (°)。

确定所需拧紧力后, 再用式 (6·1-5) 验算螺栓的强度。

紧箍夹壳联轴器的主要尺寸和特性参数见表 6-1-9。

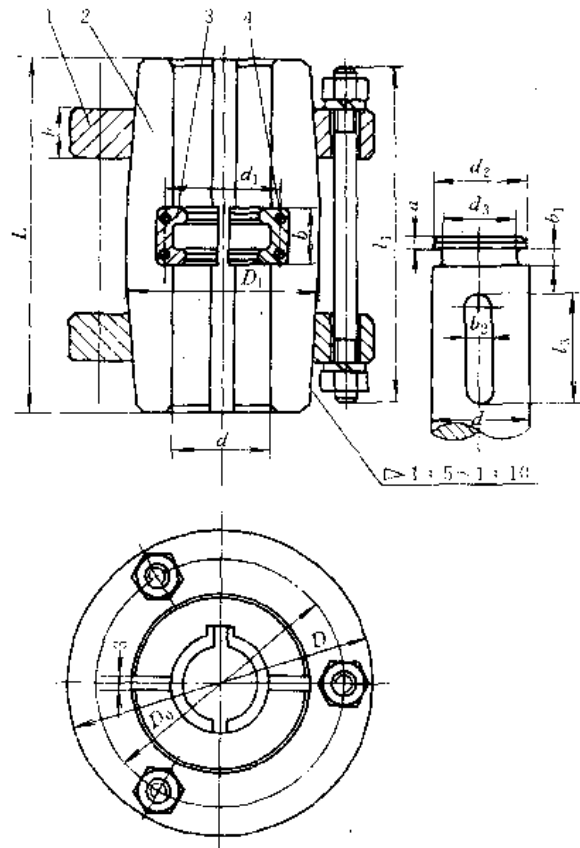


图 6·1-8 紧箍夹壳联轴器

1—紧箍环 2—夹壳 3—半环 4—钢丝挡圈

表 6·1-9 紧箍夹壳联轴器的主要尺寸和特性参数

(mm)

d	d ₁	d ₂	d ₃	D	D ₀	D ₁	b	h	b ₁	b ₂	a	a ₁	l	l ₁	l ₂	l ₃	L	螺 栓		许用转矩 (N·m)
																		数目	规格	
30	35	28	23	90	70	55	16	4	8	3	2	52	115	65	50	120	3	M10	180	
40	45	38	32	105	85	70	20	5	12	4	2	60	130	80	50	140	3	M10	560	
50	55	48	42	120	100	85	24	6	16	5	2	73	160	90	70	170	3	M10	900	
65	70	62	55	160	135	115	30	8	18	6	2	100	210	120	100	230	3	M12	1400	
80	90	78	70	180	155	135	36	10	24	8	2	112	240	140	110	260	3	M12	3150	
95	105	92	82	210	180	160	40	10	28	8	3	140	285	170	140	320	3	M16	5600	
110	125	108	98	240	210	185	45	12	32	10	3	163	345	200	160	370	3	M16	12500	

3 无弹性元件挠性联轴器^[7]

由于制造和安装存在误差, 工作过程轴的变形、轴承磨损等原因, 被联两轴轴线可能发生相对位移, 见图 6·1-9。此时采用刚性联轴器会引起附加载荷。无弹性

元件挠性联轴器靠联接元件间的相对可移性来补偿轴线的相对位移, 减轻附加载荷。这类联轴器虽有这种性质, 但由于联接元件相对滑动时产生的摩擦和制造误差, 仍难免存在一定的附加载荷, 其值与两轴轴线的相对位移和滑动速度的大小以及润滑情况等有关。若两



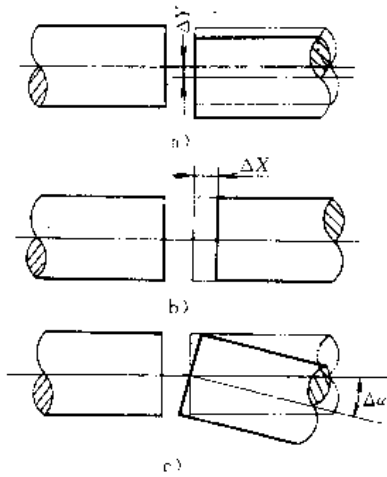


图 6-1-9 两轴轴线的相对位移
a) 径向位移 b) 轴向位移 c) 角位移

轴轴线相对位移过大,则附加载荷剧增,联轴器工作条件恶化。所以选用此类联轴器时,应考虑轴线位移的补偿范围,并应注意在使用中保持良好的润滑。

3.1 齿式联轴器

1. 齿式联轴器的结构形式 见图 6-1-10,在 two 半联轴器上各有一个外齿轴套和内齿圈等零件组成。两轴轴线之间的相对角位移和径向位移的补偿,是利用较大的齿侧间隙,同时将外齿轴套的齿顶制成球面(图 6-1-11a),这就是直线齿形齿式联轴器。CL 型和 CLZ 型就属于此种形式。当被联两轴的相对角位移较大时,可沿齿宽将轮齿修成鼓形(图 6-1-11b),以改善轮齿的接触情况。提高联轴器的承载能力和使用寿命,由此发展为鼓形齿式联轴器。图 6-1-12 和图 6-1-13 所示的齿式联轴器就属于此种鼓形齿式联轴器。

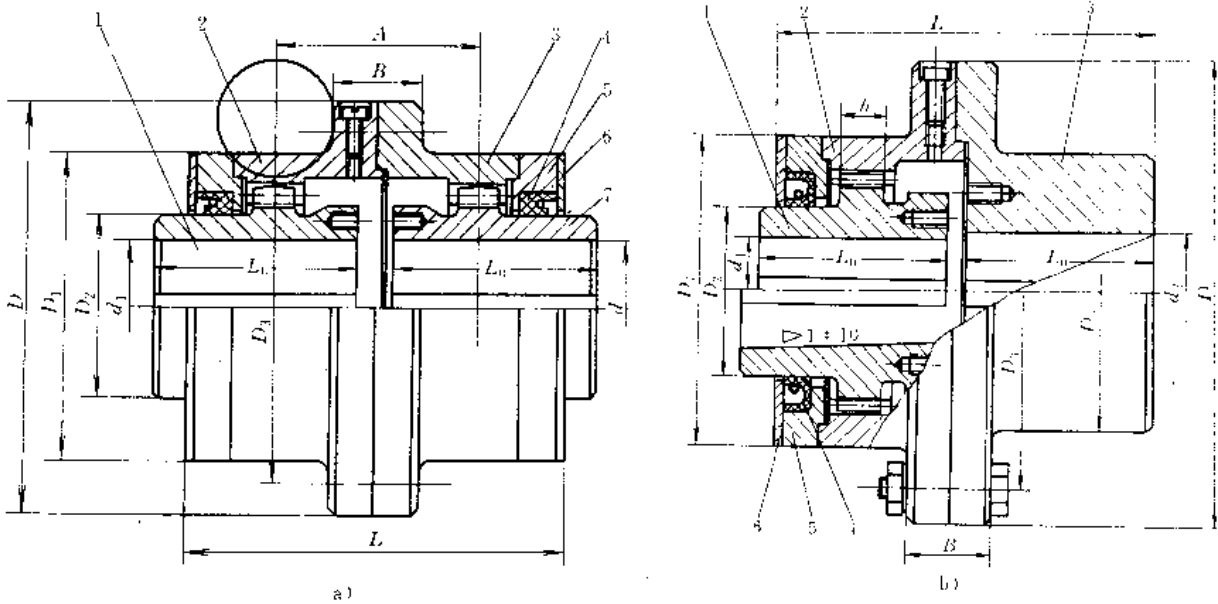


图 6-1-10 齿式联轴器

a) CL 型 b) CLZ 型

1、7—外齿轴套 2、3—内齿圈 4—密封环 5—盖 6—盖板

2. 鼓形齿式联轴器的主要尺寸和特性参数 (表

6-1-10、表 6-1-11)

被联两轴可用齿式联轴器直接联接,也可用于两轴间有中间轴的联接,其结构形式和联接情况见图 6-1-14。

齿式联轴器尺寸紧凑,承载能力高,高速运转时工作可靠,主要用于重型机械和长轴的联接,但不适于立轴联接。两轴间允许的相对位移为以下值:

位移	直接联接		有中间轴的联接
	直齿	鼓形齿	
相对角位移 $\Delta\alpha$	30'	3°	30'
相对径向位移 Δy	0.4~6.3mm		0.00873A

润滑条件和两轴轴线间的相对位移对齿式联轴器的性能和寿命有很大影响,因此应限制所联两轴轴线的相对位移量和保持良好的润滑与密封。



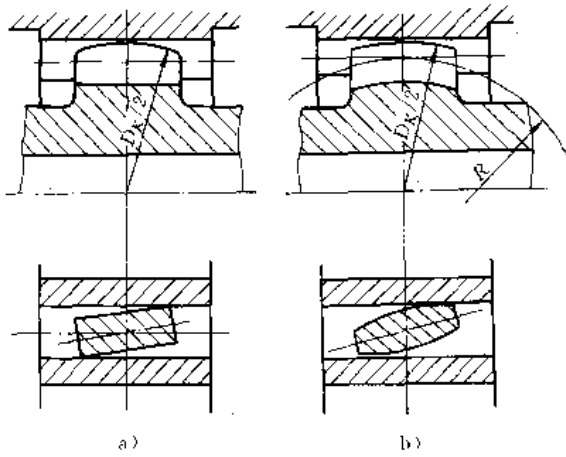
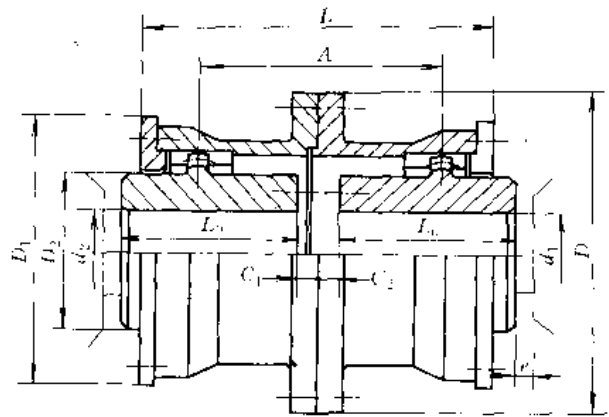


图 6-1-11 齿式联轴器的齿形
a) 直线条齿 b) 鼓形齿



GICL1~GICL14 型

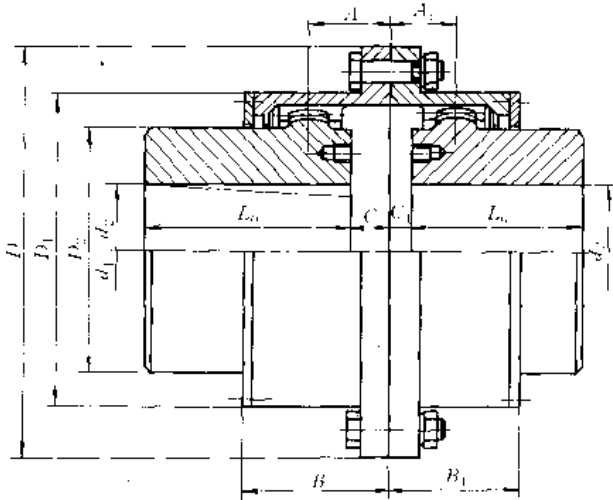
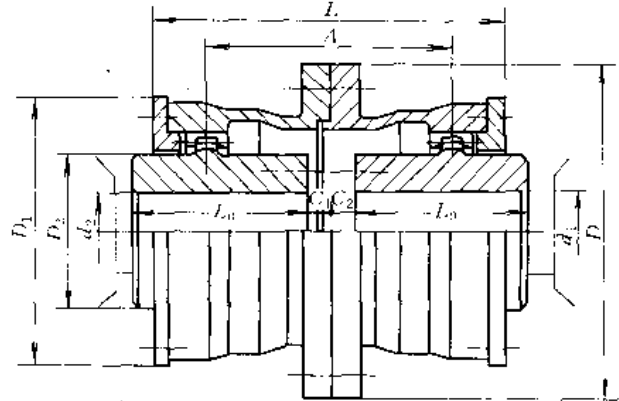


图 6-1-12 GCLD 型鼓形齿式联轴器



GICL15~GICL30 型

图 6-1-13 GICL 型鼓形齿式联轴器

表 6-1-10 GCLD 型鼓形齿式联轴器的主要尺寸和特性参数

(mm)

型号	公称转矩 T_n (N·m)	许用转速 [n] (r/min)	轴孔直径		轴孔长度 L_0		D	D_1	D_2	C	C_1	H	A	A_1	B	B_1	e
			d_1, d_2, d_3	Y 型	J_1, Z_1 型												
GCLD1	1000	4000	22, 24	52	38	127	95	75	27	6	2	43	22	66	45	42	
			25, 28	62	44												
			30, 32, 35, 38	82	60												
			40, 42, 45, 48, 50, 55, 56	112	84												
GCLD2	1600	4000	38	82	60	149	116	90	26.5	6.5	2	44.5	24.5	70	49	42	
			40, 42, 45, 48, 50, 55, 56	112	84												
			60, 63, 65	142	107												
GCLD3	2800	4000	40, 42, 45, 48, 50, 55, 56	112	84	167	134	105	33	7	2.5	53.5	27.5	80	54	42	
			60, 63, 65, 70, 71, 75	142	107												



(续)

型号	公称转矩 T_n (N·m)	许用转速 [n] (r/min)	轴孔直径		轴孔长度 L_0		D	D_1	D_2	C	C_1	H	A	A_1	B	B_1	e
			d_1, d_2, d_3	Y 型	J_1, Z_1 型												
GCLD4	4500	4000	45, 48, 50, 55, 56	112	84	187	153	125	33.5	7.5	2.5	54	28	81	55	42	
			60, 63, 65, 70, 71, 75	142	107												
			80, 85, 90	172	132												
GCLD5	6300	3750	50, 55	112	84	204	170	140	37.5	7.5	2.5	60	30	89	59	42	
			60, 63, 65, 70, 71, 75	142	107												
			80, 85, 90, 95	172	132												
			100, (105)	212	167												
GCLD6	9000	3300	55, 56	112	84	230	186	155	43.5	8.5	3	68.5	33.5	106	71	47	
			60, 63, 65, 70, 71, 75	142	107												
			80, 85, 90, 95	172	132												
			100, 110, (115)	212	167												
GCLD7	14000	3000	60, 63, 65, 70, 71, 75	142	107	256	212	180	48	6	3	73.5	34.5	112	73	47	
			80, 85, 90, 95	172	132												
			100, 110, 120, 125	212	167												
			130, (135)	252	202												
GCLD8	20000	2650	65, 70, 71, 75	142	107	287	239	200	40.5	8.5	3.5	69	39	112	82	47	
			80, 85, 90, 95	172	132												
			100, 110, 120, 125	212	167												
			130, 140, 150	252	202												
GCLD9	31500	2350	70, 71, 75	142	107	325	276	235	49.5	9.5	3.5	40.5	80.5	125	85	47	
			80, 85, 90, 95	172	132												
			100, 110, 120, 125	212	167												
			130, 140, 150	252	202												
			160, 170, (175)	302	242												
GCLD10	45000	2100	75	142	107	362	313	270	65	11	4	98.5	44.5	149	95	49	
			80, 85, 90, 95	172	132												
			100, 110, 120, 125	212	167												
			130, 140, 150	252	202												
			160, 170, 180	302	242												
			190, 200	352	282												

注: 1. e 为更换密封所需要的尺寸。

2. 带括号的轴孔直径新设计时不用。

3. 摘自 ZBJ19012-89。



表 6-1-11 GICL 型鼓形齿式联轴器的主要尺寸和特性参数 (mm)

型号	公称转矩 T _n (N·m)	许用转速 [n] (r/min)	轴孔直径		轴孔长度 L ₀		D	D ₁	D ₂	L	A	C	C ₁	C ₂	e				
			d ₁ , d ₂ , d _z	Y 型	J ₁ , Z ₁ 型														
GICL1	630	4000	16, 18, 19	42	—	125	95	60	115	75	20	10	—	—	24	30			
			20, 22, 24	52	38												2.5	15	22
			25, 28	62	44														
			30, 32, 35, 38	82	60														
GICL2	1120	4000	25, 28	62	44	144	120	75	135	88	10.5	—	29	30	30				
			30, 32, 35, 38	82	60											2.5	12.5	30	
			40, 42, 45, 48	112	84														13.5
GICL3	2240	4000	30, 32, 35, 38	82	60	174	140	95	155	106	3	24.5	25	30	30				
			40, 42, 45, 48, 50, 55, 56	112	84											17	28		
			60	142	107													17	35
GICL4	3550	3500	32, 35, 38	82	60	196	165	115	178	125	14	37	32	30	30				
			40, 42, 45, 48, 50, 55, 56	112	84											3	17	28	
			60, 63, 65, 70	142	107														17
GICL5	5000	3300	40, 42, 45, 48, 50, 55, 56	112	84	224	183	130	198	142	3	25	28	30	30				
			60, 63, 65, 70, 71, 75	142	107											22	35		
			80	172	132													22	43
GICL6	7100	3000	48, 50, 55, 56	112	84	241	200	145	218	160	6	35	35	30	30				
			60, 63, 65, 70, 71, 75	142	107											4	20	35	
			80, 85, 90	172	132														22
GICL7	10000	2680	60, 63, 65, 70, 71, 75	142	107	260	230	160	244	180	4	25	35	30	30				
			80, 85, 90, 95	172	132											22	43		
			100	212	167													22	48
GICL8	14000	2500	65, 70, 71, 75	142	107	282	245	175	264	193	5	35	35	30	30				
			80, 85, 90, 95	172	132											22	43		
			100, 110	212	167													22	48
GICL9	18000	2350	70, 71, 75	142	107	314	270	200	284	208	10	45	45	30	30				
			80, 85, 90, 95	172	132											5	22	43	
			100, 110, 120, 125	212	167														22
GICL10	31500	2150	80, 85, 90, 95	172	132	346	300	220	330	249	5	43	43	30	30				
			100, 110, 120, 125	212	167											29	54		
			130, 140	252	202													29	54
GICL11	40000	1880	100, 110, 120	212	167	380	330	260	360	267	6	29	54	40	40				
			130, 140, 150	252	202											57	57		
			160	302	242													57	57
GICL12	56000	1680	120	212	167	442	380	290	416	313	6	57	57	40	40				
			130, 140, 150	252	202											29	55		
			160, 170, 180	302	242													29	68
GICL13	80000	1530	140, 150	252	202	482	420	320	476	364	7	54	57	40	40				
			160, 170, 180	302	242											32	70		
			190, 200	352	282													32	80

此星公司制作 请尊重作者版权



(续)

型号	公称转矩 T_n (N·m)	许用转速 [n] (r/min)	轴孔直径		轴孔长度 L_0		D	D_1	D_2	L	A	C	C_1	C_2	e
			d_1, d_2, d_z	Y型	J_1, Z_1 型										
GICL14	112000	1300	160, 170, 180	302	242	520	465	360	532	415	8	42	70	40	
			190, 200, 220	352	282										
GICL15	160000	1180	190, 200, 220	352	282	580	510	400	556	429	10	34	80	40	
			240, 250	410	330										
GICL16	250000	1000	200, 220	352	282	680	595	465	640	501	10	58	80	50	
			240, 250, 260	410	330										
			280	470	380										
GICL17	280000	980	220	352	282	720	645	495	672	512	10	74	80	50	
			240, 250, 260	410	330										
			280, 300	470	380										
GICL18	355000	900	240, 250, 260	410	330	775	675	520	702	524	10	46	—	50	
			280, 300, 320	470	380										
GICL19	450000	830	260	410	330	815	715	560	744	560	10	67	—	50	
			280, 300, 320	470	380										
			340	550	450										
GICL20	500000	790	280, 300, 320	470	380	855	755	585	786	595	13	44	—	50	
			340, 360	550	450										
GICL21	630000	750	300, 320	470	380	915	795	620	808	611	13	59	—	50	
			340, 360, 380	550	450										
GICL22	710000	720	340, 360, 380	550	450	960	840	665	830	632	13	44	—	60	
			400	650	540										
GICL23	800000	680	360, 380	550	450	1010	890	710	870	666	13	44	—	60	
			400, 420	650	540										
GICL24	1000000	650	380	550	450	1050	925	730	890	685	15	46	—	60	
			400, 420, 450	650	540										
GICL25	1120000	610	400, 420, 450, 480	650	540	1120	970	770	930	724	15	50	—	60	
GICL26	1250000	580	420, 450, 480, 500	650	540	1160	990	800	950	733	15	—	—	60	
GICL27	1400000	560	450, 480, 500	650	540	1210	1060	850	958	739	15	50	—	70	
			530	800	680										
GICL28	1600000	540	480, 500	650	540	1250	1080	890	1034	805	20	55	—	70	
			530, 560	800	680										
GICL29	2240000	520	500	650	540	1340	1200	960	1034	792	20	57	—	80	
			530, 560, 600	800	680										
GICL30	2800000	500	560, 600, 630	800	680	1390	1240	1005	1050	806	20	—	—	—	

注: 1. 联轴器质量和转动惯量是按各型号中轴孔最小直径和最大长度计算的近似值。

2. $D_2 \geq 465\text{mm}$, 其 O 形圈采用圆形断面橡皮条粘结而成。

3. J_1 型轴孔根据需要, 也可以不使用轴端挡圈。

4. 摘自 ZB J19013-89。

360

11-11-11



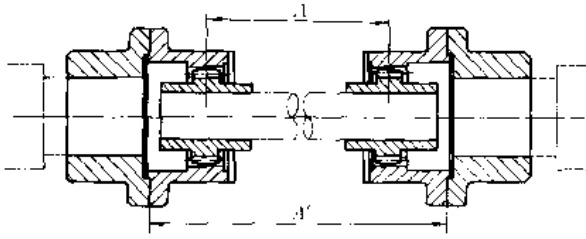


图 6-1-14 有中间轴的齿式联轴器联接

用作齿轮的材料，一般为 45 钢，尺寸大时也可用铸钢。齿面硬度为：

齿轮的分度圆 圆周速度	齿面硬度	
	外齿轴套	内齿圈
$v < 5\text{m/s}$	$\geq 280\text{HBS}$	$\geq 250\text{HBS}$
$v \geq 5\text{m/s}$	$\geq 40\text{HRC}$	$\geq 35\text{HRC}$

3. 联轴器的计算

a. 齿面压强验算

$$p = \frac{1.1T_c}{bD^2} \leq [\rho] \quad (6.1-11)$$

式中 T_c ——计算转矩 (N·mm)；
 b ——轮齿的接触宽度 (mm)；
 D ——齿轮的分度圆直径 (mm)；
 $[\rho]$ ——齿面许用压强， $[\rho] = 10 \sim 15$ (MPa)。其值与材料、热处理、制造和安装、润滑情况、速度等有关。

b. 齿面轴向滑动速度验算 (高速时)

$$v_r = \frac{nD \tan \Delta \alpha}{30000} \leq v_{r\max} \quad (\text{m/s}) \quad (6.1-12)$$

式中 n ——联轴器转速 (r/min)；
 D ——齿轮的分度圆直径 (mm)；
 $\Delta \alpha$ ——两轴轴线的相对角位移 (°)；
 $v_{r\max}$ ——许用的最大滑动速度 (m/s)， $v_{r\max} = 0.12\text{m/s}$ 。

c. 有中间轴时验算 中间轴临界转速验算

$$n_c = 1.21 \times 10^6 \frac{\sqrt{d^2 + d_0^2}}{A^2} > 1.2n \quad (\text{r/min}) \quad (6.1-13)$$

式中 d ——中间轴的外径 (mm)；
 d_0 ——中间轴的内径 (mm)；
 A ——中间轴两端的外齿轴套齿宽中线间的距离 (mm)；
 n ——联轴器的工作转速 (r/min)。

轴套对中验算：传递的转矩 T 应大于外齿轴套自动对中所需的最小转矩，其条件为

$$T \geq \frac{mn^2 \Delta y D}{3.64 \times 10^5} \quad (\text{N} \cdot \text{mm}) \quad (6.1-14)$$

式中 m ——外齿轴套的质量 (kg)；
 n ——联轴器转速 (r/min)；
 Δy ——相对径向位移 (mm)；
 D ——齿轮的分度圆直径 (mm)。

3.2 链条联轴器

链条联轴器由两链轮式半联轴器与公用链条啮合实现联接。链条可用双排套筒滚子链、单排套筒滚子链或齿形链。双排套筒滚子链联轴器的结构形式见图 6-1-15。两轴轴线的相对位移依靠链片等元件的弹性变形和链条与链轮轮齿之间的间隙来补偿。采用双排滚子链时，两轴相对位移的补偿性能较好，采用齿形链时，其工作转速可以较高。

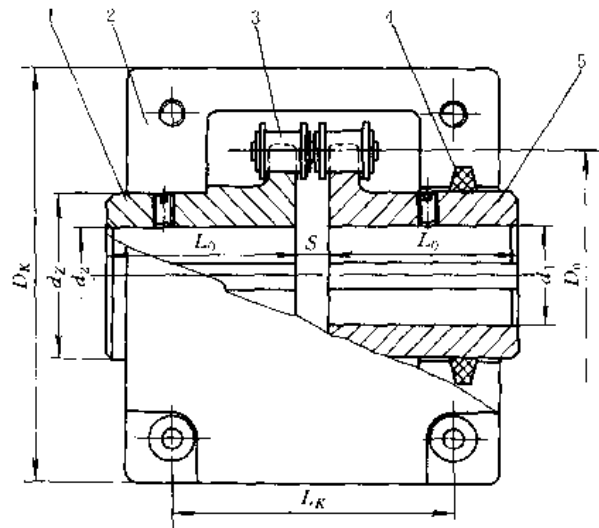


图 6-1-15 链条联轴器

1.5—半联轴器(链轮) 2—罩壳
 3—链条 4—密封圈

这种联轴器结构简单、工作可靠、装拆方便、维护简单、质量较小，但不宜用于起动频繁和外缘速度超过 10m/s 的轴或立轴的联接。

通常链条联轴器设置剖分式护壳，以保证工作时良好的润滑和不受外界污染，且与半联轴器配合处要用密封装置。

联轴器的许用相对角位移 $\leq 1^\circ$ ，相对径向位移 $0.02P\text{mm}$ 。P 为链条节距。

链条联轴器半联轴器材料，一般为 45 钢、20Cr 钢，渗碳、表面淬火硬度 40~45HRC。

双排滚子链条联轴器已有国家标准，其主要尺寸和特性参数见表 6-1-12。



表 6·1-12 滚子链联轴器的主要尺寸和特性参数 (mm)

型号	公称 转矩 T_n (N·m)	许用转速 [n] (r/min)		轴孔 直径			轴孔长度 L_0	链号	链条 节距 P	齿数 Z	D_0	D	b_{f1}	S	D_K (最大)	L_K (最大)	许用 径向 位移 Δy	许用 轴向 位移 Δx	许用 角 位移 $\Delta \alpha$ (°)
		不装 罩壳	安装 罩壳	d_1		d_2													
				Y 型	J ₁ 型														
GL1	40	1400	4500	16	42	—	06B	9.525	14	42.80	51.06	5.3	4.9	70	70				
				18	42	—													
				19	42	—													
				20	52	38													
GL2	63	1250	4500	19	42	—	06B	9.525	16	48.82	57.08	5.3	4.9	75	75			0.19	1.4
				20	52	38													
				22	52	38													
				24	52	38													
GL3	100	1000	4000	20	52	38	08B	12.7	14	57.07	68.88	7.2	6.7	85	80				
				22	52	38													
				24	52	38													
				25	62	44													
GL4	160	1000	4000	24	52	—	08B	12.7	16	65.10	76.91	7.2	6.7	95	88			0.25	1.9
				25	62	44													
				28	62	44													
				30	82	60													
				32	82	60													
GL5	250	800	3150	28	62	—	10A	15.875	16	81.37	94.46	8.9	9.2	112	100				
				30	82	60													
				32	82	60													
				35	82	60													
				38	82	60													
				40	112	84													
GL6	400	630	2500	32	82	60	10A	15.875	20	101.48	116.57	8.9	9.2	140	105			0.32	2.3
				35	82	60													
				38	82	60													
				40	112	84													
				42	112	84													
				45	112	84													
				48	112	84													
50	112	84																	
GL7	630	630	2500	40	112	84	12A	19.05	18	109.70	127.78	11.9	10.9	150	122		0.38	2.8	
				42	112	84													

此星公司制作 请尊重原作者版权

1



(续)

型号	公称转矩 T_r (N·m)	许用转速 [n] (r/min)		轴孔直径			轴孔长度 L_0		链号	链条节距 P	齿数 Z	D_0	D	b_{f1}	S	D_K (最大)	L_K (最大)	许用 径向 位移 Δy	许用 轴向 位移 Δx	许用 角 位移 $\Delta \alpha$ (°)	
		不装 罩壳	安装 罩壳	d_1	d_2	Y型	J ₁ 型														
GL7	630	630	2500	45	112	84	12A	19.05	18	109.70	127.78	11.9	10.9	150	122	0.38	2.8				
				48	112	84															
				50	112	84															
				55	112	84															
				60	142	107															
GL8	1000	500	2240	45	112	84	16A	25.4	16	130.20	154.33	15.0	14.3	180	135						
				48	112	84															
				50	112	84															
				55	112	84															
				60	142	107															
				65	142	107															
				70	142	107															
GL9	1600	400	2000	50	112	84	16A	25.4	20	162.37	186.50	15.0	14.3	215	145			0.50	3.8		
				55	112	84															
				60	142	107															
				65	142	107															
				70	142	107															
				75	142	107															
				80	172	132															
GL10	2500	315	1600	60	142	107	20A	31.75	18	182.84	213.02	18.0	17.8	245	165	0.63	4.7				
				65	142	107															
				70	142	107															
				75	142	107															
				80	172	132															
				85	172	132															
				90	172	132															
GL11	4000	250	1500	75	142	107	24A	38.1	16	195.29	231.49	24.0	21.5	270	195	0.76	5.7				
				80	172	132															
				85	172	132															
			1000	90	172	132															
				95	172	132															
				100	212	167															

此星公司制作 请尊重作者版权

1



(续)

型号	公称转矩 T_c (N·m)	许用转速 [n] (r/min)		轴孔直径			轴孔长度 L_0	链号	链条节距 P	齿数 Z	D_0	D	b_f	S	D_K (最大)	L_K (最大)	许用径向位移 Δy	许用轴向位移 Δx	许用角位移 $\Delta \alpha$ (°)
		不装罩壳	安装罩壳	d_1	d_2	Y型													
GL12	6300	250	1250	85	172	132	28A	44.45	16	227.84	270.08	24.0	24.9	310	205	0.88	6.6		
				90	172	132													
				95	172	132													
				100	212	167													
				110	212	167													
				120	212	167													
GL13	10000	200	1120	100	212	167	32A	50.8	18	292.55	340.80	3.0	28.6	380	230	1.0	7.6	1	
				110	212	167													
				120	212	167													
				125	212	167													
				130	252	202													
				140	252	202													
GL14	16000	200	1000	120	212	167	32A	50.8	22	356.96	405.22	30.0	28.6	450	250	1.0	7.6	1	
				125	212	167													
				130	252	202													
				140	252	202													
				150	252	202													
				160	302	242													
GL15	25000	200	900	140	252	202	40A	63.5	20	405.92	466.25	36.0	35.6	510	285	1.27	9.5		
				150	252	202													
				160	302	242													
				170	302	242													
				180	302	242													
				190	352	282													

链条销轴抗剪强度验算

$$\tau = \frac{24T_c}{\pi d_2^3 D_0 Z} \leq [\tau] \quad (6-1-15)$$

式中 T_c ——计算转矩 (N·mm);
 d_2 ——链条销轴直径 (mm);
 D_0 ——链轮分度圆直径 (mm);
 Z ——链轮齿数;
 $[\tau]$ ——销轴的许用切应力, 可取 $[\tau] = (160 \sim 180) K_c$ (MPa)。节距小时取小值。
 K_c 为考虑离心力影响系数, 其值如下:

链轮转速 (r/min)	<50	50	100	1000	1500	2000	3000
K_c	1.15	1.0	0.69	0.23	0.22	0.20	0.16

3-3 十字滑块联轴器

十字滑块联轴器结构形式见图 6-1-16, 通过十字滑块将两半联轴器联接。十字滑块两侧有相互垂直的凸榫, 两半联轴器端面各有凹榫槽, 依靠凸榫在凹榫槽中滑动实现被联两轴轴线的相对位移的补偿。滑动表



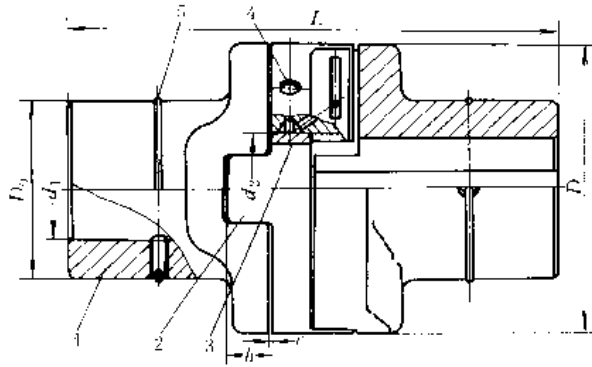


图 6-1-16 十字滑块联轴器

- 1—半联轴器 2—滑块 3—套筒
4—压注油杯 5—弹性挡圈

面应保持良好润滑。

这种联轴器的径向尺寸紧凑,适用于两轴轴线相对径向位移较大、转速不高、无冲击的联接。许用径向位移为 $0.04d$, (d 为轴直径),许用角位移为 $30'$,联轴器的工作转速 $n_{max} = 250r/min$ 。

半联轴器和十字滑块的材料一般为 45 钢或 ZG310-570,表面淬火到 46~60HRC;套筒用 Q235A 钢。

十字滑块联轴器的主要尺寸和特性参数见表 6-1-13。

凸棒与凹棒槽工作面压强验算

$$p = \frac{6T_1 D}{(D^3 - d_1^3) h} \leq [p] \quad (6-1-16)$$

表 6-1-13 十字滑块联轴器的主要尺寸和特性参数

(mm)

许用转矩 (N·m)	许用转速 (r/min)	d_1	D_0	D	L	h	d_2	c	质量 (kg)	转动惯量 (kg·m ²)	
120	250	15					18	$0.5^{+0.3}_0$	1.5	0.0005	
		17	32	70	95	10	20		1.47		
		18							22		1.43
250		20							25		2.68
		25	45	90	115	12	30		2.55		0.002
		30							34		
500		36	60	110	160	16	40		5.57		
		40							45		5.21
800		45	80	130	200	20	50		10.00		0.0175
		50							55		
1250		55	95	150	240	25	60		15.40		0.035
		60							65		
2000		65	105	170	275	30	70		22.41		0.0625
		70							75		
3200		75	115	190	310	34	80		31.50		0.125
		80							85		
5000		85	130	210	355	38	90		44.77		0.225
		90							95		
8000	95	140	240	395	42	100	59.44	0.4			
	100						103		57.02		
10000	110	170	280	435	45	115	91.50	0.75			
	120						130		84.29		
16000	130	190	320	485	50	140	129.55	1.425			
	140						150		120.0		
20000	150	210	340	550	55	160	162.55	2.1			



式中 T_c —— 计算转矩 (N·mm);
 D —— 十字滑块的外径 (mm);
 d_1 —— 十字滑块的内径 (mm);
 h —— 十字滑块凸榫的高度 (mm);
 $[\rho]$ —— 许用压强, 当半联轴器和十字滑块均为
 淬火钢, 润滑良好, $[\rho] = 15 \sim 30 \text{MPa}$ 。
 当半联轴器为未淬火钢, 十字滑块为铸
 铁, $[\rho] = 10 \sim 15 \text{MPa}$ 。

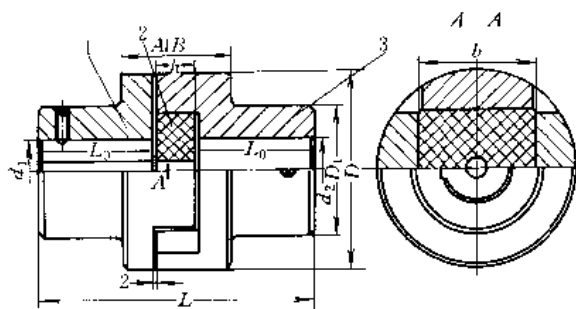


图 6-1-17 滑块联轴器

1、3—半联轴器 2—滑块

3.4 滑块联轴器

滑块联轴器的结构形式见图 6-1-17, 与十字滑块联轴器相似, 但将十字滑块简化为正方形滑块在两半联轴器的凹槽内滑动, 以补偿两轴间的相对位移。滑块采用非金属材料, 质量轻、惯性小, 宜用于高速、轻载无剧烈冲击的两轴联接。若在滑块中添加石墨或二硫化钼, 则能减少摩擦磨损延长使用寿命。

这种联轴器两轴间的许用相对径向位移 $0.01d + 0.25 \text{mm}$ (d 为轴径), 相对角位移 $40'$ 。

两半联轴器材料: $d \leq 45 \text{mm}$, 采用 Q235A,
 $d > 45 \text{mm}$, 采用 HT150。

滑块材料: 尼龙。

滑块联轴器的主要尺寸和特性参数见表 6-1-14。

表 6-1-14 滑块联轴器的主要尺寸和特性参数 (mm)

型 号	公称转矩 T_c (N·m)	许用转速 $[n]$ (r/min)	轴孔直径 d_1, d_2	轴孔长度 L_0		D	D_1	B_1	L
				Y 型	J ₁ 型				
KL1	16	10000	10, 11 12, 14	25	22	40	30	52	67
				32	27				
KL2	31.5	8200	12, 14 16, (17), 18	32	27	50	32	56	85
				42	30				
KL3	63	7000	(17), 18, 19 20, 22	42	30	70	40	60	106
				52	38				
KL4	160	5700	20, 22, 24 25, 28	52	38	80	50	64	126
				62	44				
KL5	280	4700	25, 28 30, 32, 35	62	44	100	70	75	151
				82	60				
KL6	500	3800	30, 32, 35, 38 40, 42, 45	82	60	120	80	90	201
				112	84				
KL7	900	3200	40, 42, 45, 48 50, 55	112	84	150	100	120	266
				142	107				
KL8	1800	2400	50, 55 60, 63, 65, 70	112	84	190	120	150	276
				142	107				
KL9	3550	1800	65, 70, 75 80, 85	142	107	250	150	180	346
				172	132				
KL10	5000	1500	80, 85, 90, 95 100	172	132	330	190	180	406
				212	167				

注: 1. 括号内的数值尽量不选用。

2. 摘自 JB/ZG4384—86。



槽与滑块工作面压强验算

$$p = \frac{6T_c}{b^2h} \leq [\rho] \quad (\text{MPa}) \quad (6.1-17)$$

式中 T_c ——计算载荷 (N·mm);

b ——滑块的宽度 (mm);

h ——滑块的厚度 (mm);

$[\rho]$ ——许用压强, 一般为 $[\rho] = 8 \sim 10 \text{MPa}$ 。

3.5 万向联轴器

万向联轴器用于两轴轴线相交的联接, 见图 6.1-18。十字块的轴颈分别装在叉形接头的孔中, 使叉形接头的平面相互垂直。这种联轴器的结构紧凑维护方便, 传递转矩较大, 传动效率高, 被联两轴的夹角可达 $35^\circ \sim 45^\circ$ 。

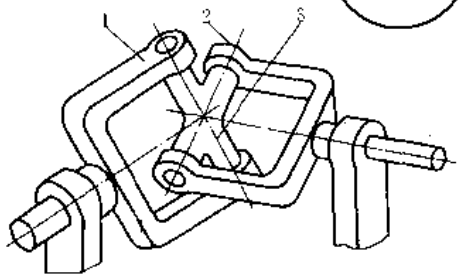
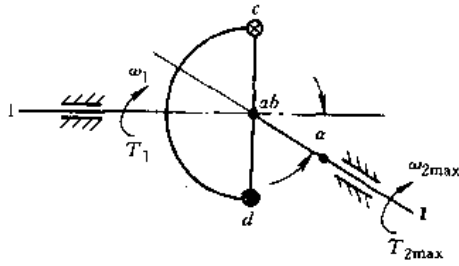


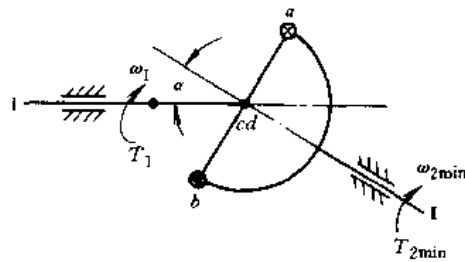
图 6.1-18 万向联轴器

1—主动轴轴端叉形接头 2—从动轴轴端叉形接头

3—十字块



a) $\varphi_1 = \theta$



b) $\varphi_1 = 90^\circ$

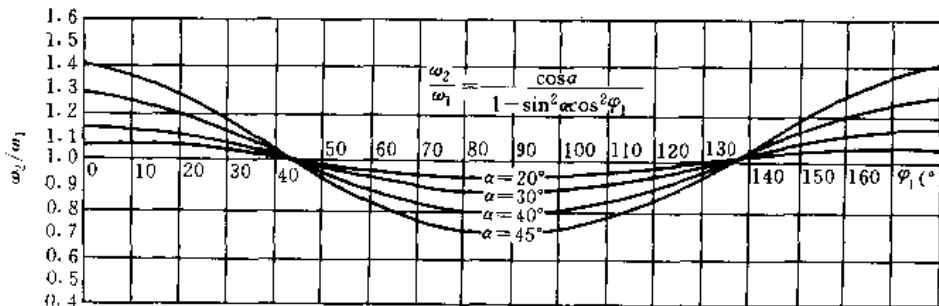


图 6.1-19 单个万向联轴器的 $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ 与 φ_1 的关系

3.5.1 万向联轴器的工作特性

1. 运动关系 被联两轴有角位移时, 若采用单个万向联轴器, 则当主动轴 1 以均匀角速度 ω_1 旋转时, 从动轴 2 的瞬时角速度是变化的, 即

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1} \quad (6.1-18)$$

或

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1} \quad (6.1-19)$$

式中 α ——两轴轴线的夹角 ($^\circ$);

φ_1 ——主动轴的转角 ($^\circ$).

由此可见, 单个万向联轴器的瞬时传动比是两轴轴线夹角 α 和主动轴转角 φ_1 的函数。当夹角 α 一定时, 瞬时传动比 $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ 与转角 φ_1 的运动关系曲线见图 6.1-19。

当 $\varphi_1 = 0^\circ$, ω_2 为最大, $\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos \alpha}$; 当 $\varphi_1 = 90^\circ$, ω_2 为最小, $\omega_{2\min} = \omega_1 \cos \alpha$ 。

从动轴 2 角速度的变化规律, 还可用不均匀系数 δ 表示。

$$\delta = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_1} = \tan^2 \alpha \quad (6.1-20)$$

两轴线夹角 α 不同, 不均匀系数 δ 不同, 其关系曲线见图 6.1-20。

如果求式 (6.1-19) 对时间 t 的导数, $\frac{d\omega_1}{dt} = 0$, $\frac{d\omega_2}{dt} = \epsilon_2$,



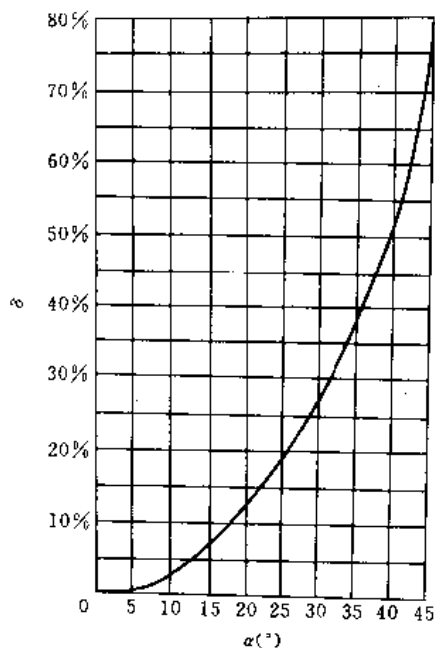


图 6-1-20 不均匀系数 δ 与轴线间夹角 α 的关系曲线

$$\epsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = -\omega_1^2 \frac{\sin\alpha \sin 2\alpha \sin 2\varphi_1}{2(1 - \sin^2\alpha \cos^2\varphi_1)^2} \quad (6.1-21)$$

可见，当夹角 α 一定时，从动轴 2 的角加速度 ϵ_2 也随转角 φ_1 作周期性变化，且随夹角 α 的增加而增大。所以单个万向联轴器不宜用在转速高、夹角 α 大的联接。

2. 受力分析 从动轴所受的转矩 T_2 为

$$T_2 = T_1 \eta \frac{\omega_1}{\omega_2} = T_1 \eta \frac{1 - \sin^2\alpha \cos^2\varphi_1}{\cos\alpha} \quad (\text{N} \cdot \text{mm}) \quad (6.1-22)$$

式中 T_1 ——主动轴转矩 (N·mm)；

η ——联轴器效率，可取 $\eta = 0.98 \sim 0.99$ 。

如近似地取 $\eta \approx 1$ ，当主动轴转矩 T_1 不变，从动轴的转矩为

$$\begin{aligned} \varphi_1 = 0^\circ, 180^\circ, \dots \text{时}, T_2 &= T_1 \cos\alpha; \\ \varphi_1 = 90^\circ, 270^\circ, \dots \text{时}, T_2 &= \frac{T_1}{\cos\alpha} \end{aligned}$$

在单个万向联轴器中，由于两轴之间存在夹角 α ，使主、从动轴的转矩不作用在同一平面，即转矩不能相互平衡。只有当 $\alpha = 0$ 时，两转矩平衡。当 $\alpha \neq 0$ 时，联轴器上须有附加力偶矩作用才能平衡。主、从动轴所受的附加力偶矩的最大值为

$$\varphi_1 = 0^\circ, 180^\circ \text{时}, \text{从动轴的附加力偶矩 } M_2 \\ M_{2\max} = T_1 \sin\alpha \quad (6.1-23)$$

$$\varphi_1 = 90^\circ, 270^\circ \text{时}, \text{主动轴的附加力偶矩 } M_1 \\ M_{1\max} = T_1 \tan\alpha \quad (6.1-24)$$

即每转一周，周期性变化两次。

从动轴作变角速度转动而产生的附加惯性力偶矩，当单个万向联轴器两轴夹角 α 不大，转速不高时，一般都较小，可略去不计。

3.5.2 同步万向联轴器

为了消除传动过程中由于轴间夹角 α 的存在对从动轴旋转均匀性的影响，可选用各种形式的同步万向联轴器。根据工作原理可分两大类：两个单万向联轴器串联；使传力点始终位于两轴线交角的等分线上。

1. 十字轴式万向联轴器 通过中间轴串联两个万向联轴器组成双万向联轴器，见图 6-1-21。主、从动轴轴线可以相交也可以平行。这样的联轴器还可增大主、从动轴间的相对角位移。

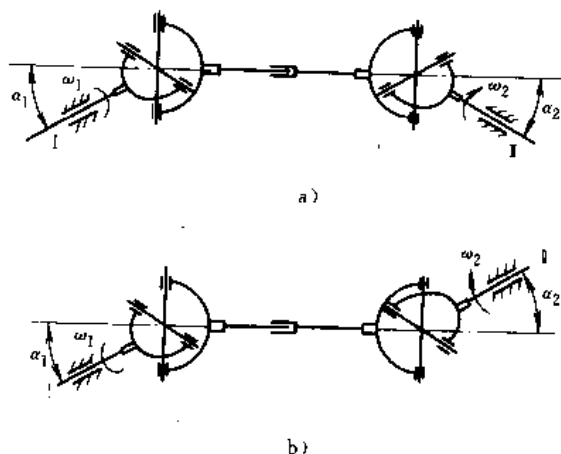


图 6-1-21 双万向联轴器

a) 主、从动轴轴线相交 b) 主、从动轴轴线平行

为了保证主、从动轴同步转动，安装时应满足：

(1) 中间传动轴与主、从动轴轴线夹角应相等，即 $\alpha_1 = \alpha_2$ ，且三轴线应在同一平面内。

(2) 中间传动轴两端叉形接头的叉口应处于同一平面内。

a. 小型十字轴式万向联轴器 结构形式见图 6-1-22。传动轴采用一整体式双叉口接头联接主、从动轴。这种联轴器结构紧凑，十字轴的支承多采用滑动轴承或滚针轴承，宜用于工作过程中两轴没有相对位移的场合。

小型十字轴式万向联轴器的主要尺寸和特性参数见表 6-1-15。

b. 大型十字轴式万向联轴器 结构形式见图 6-1-23，通常传动轴制成两段，再用滑键或花键联接，有



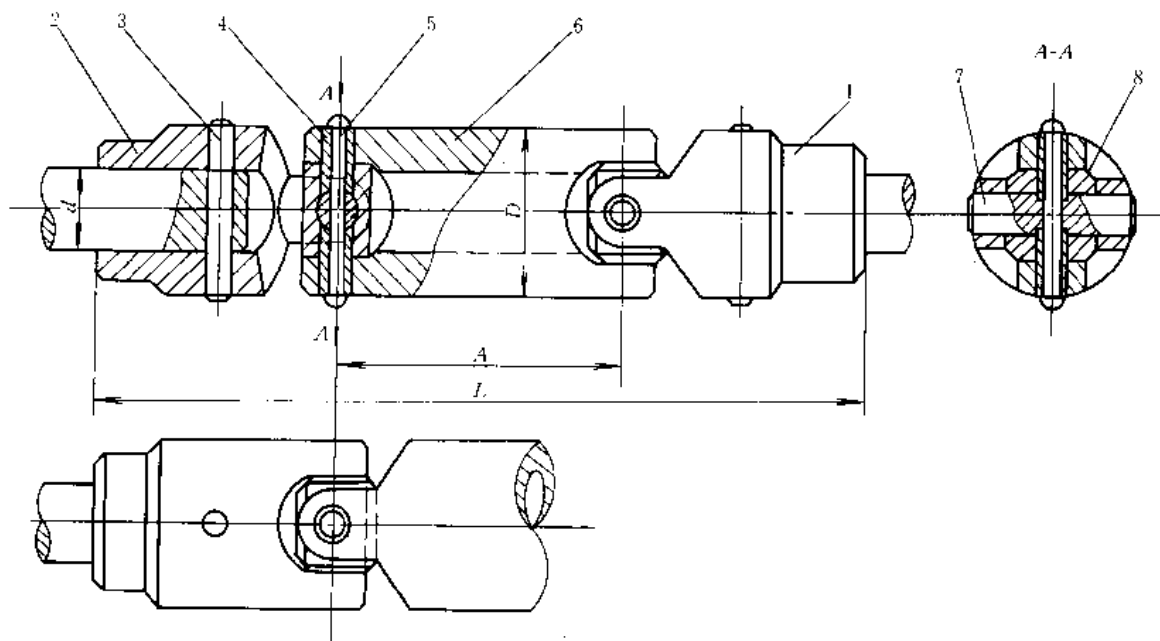


图 6-1-22 小型十字轴式万向联轴器

1、2—半联轴器 3—柱销 4—套筒 5—销杆 6—中间轴 7—塞销 8—十字块

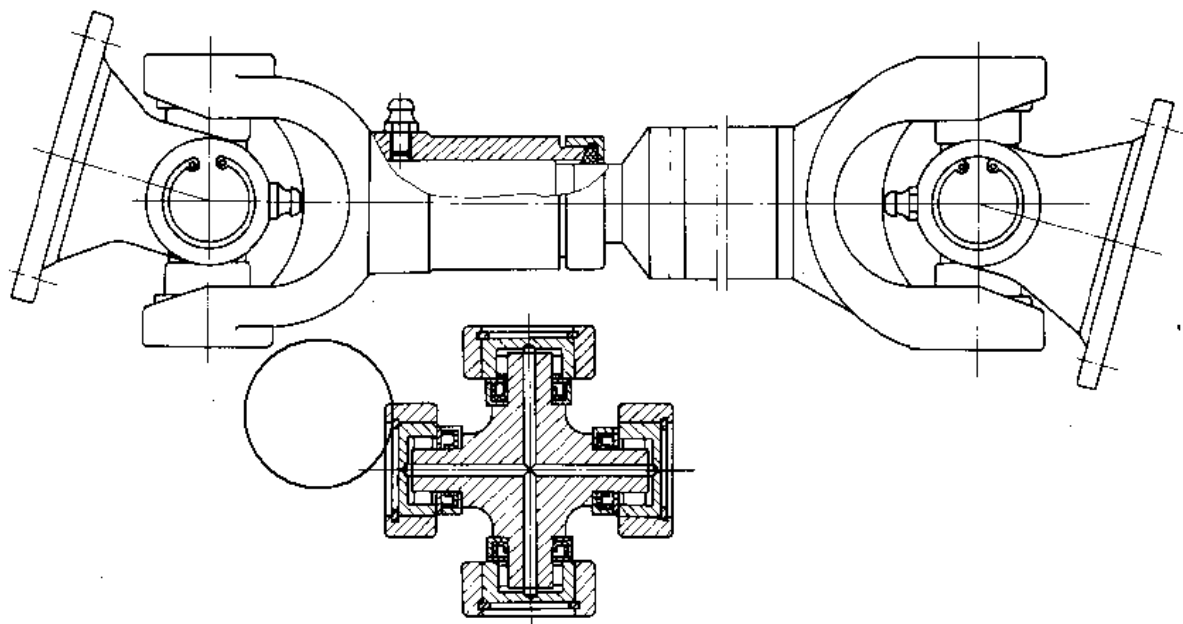


图 6-1-23 大型十字轴式万向联轴器

时其间还有支承。在工作过程中，若两轴发生相对位移，可自动调节传动轴的长度以补偿轴间距离的变化。传动轴大多设计成空心结构，这是为了减轻质量，提高临界转速，而又使传动轴有足够刚度。如果工作转速较高，装配后应作静平衡和动平衡试验。

c. 双联式万向联轴器 如果将十字轴式万向联

轴器的中间传动轴尽可能地缩短，就把两个单万向联轴器紧凑地组合在一起了，这就是双联式万向联轴器(图 6-1-24)。

2. 球形同步万向联轴器 这类联轴器在工作过程中，不论主、从动轴间夹角是否变化，传力点 K 始终位于两轴线交角的等分线上(图 6-1-25)。由于 K 点

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62
63
64
65
66
67
68
69
70
71
72
73
74
75
76
77
78
79
80
81
82
83
84
85
86
87
88
89
90
91
92
93
94
95
96
97
98
99
100

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62
63
64
65
66
67
68
69
70
71
72
73
74
75
76
77
78
79
80
81
82
83
84
85
86
87
88
89
90
91
92
93
94
95
96
97
98
99
100

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62
63
64
65
66
67
68
69
70
71
72
73
74
75
76
77
78
79
80
81
82
83
84
85
86
87
88
89
90
91
92
93
94
95
96
97
98
99
100



到主、从动轴轴线的垂直距相等，所以两轴在K点的角速度相等，从而保证两轴转速同步。

表 6·1-16。

表 6·1-15 小型十字轴式万向联轴器的主要尺寸和特性参数 (mm)

型号	D	公称转矩 (N·m)	d	L		A	
				Y型	J ₁ 型	Y型	J ₁ 型
WS1	16	11.2	8	80	—	20	—
			9				
			10				
WS2	20	22.4	10	96	90	25	22
			11				
			12				
WS3	25	45	12	122	112	32	27
			14				
WS4	32	71	16	154	130	42	30
			18				
WS5	40	140	19	172	164	52	38
			20				
			22				
WS6	50	280	24	210	182	62	44
			25				
			28				
WS7	60	560	30	296	252	82	60
			32				
			35				
WS8	75	1120	38	332	288	112	84
			40				
			42				
			42				

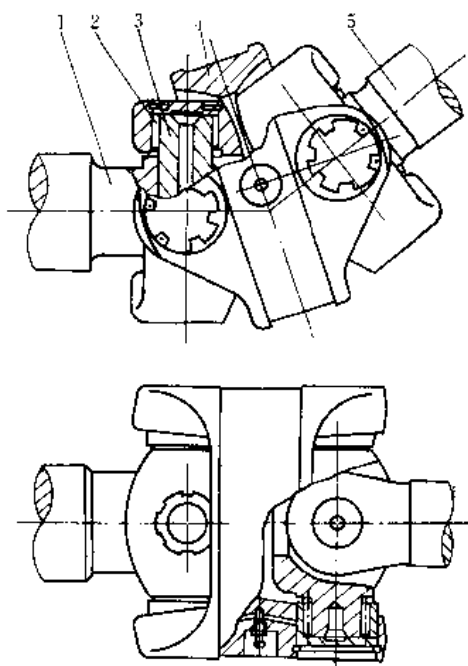


图 6·1-24 双联式万向联轴器

1、5—主、从动轴 2—滚针轴承
3—十字轴 4—中间架

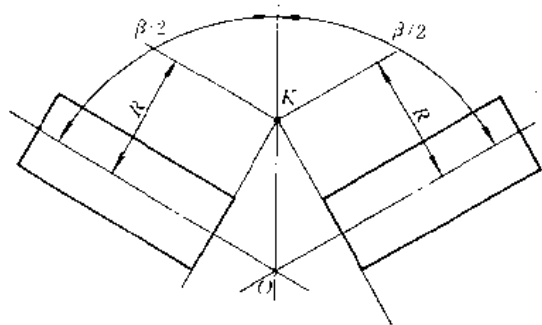


图 6·1-25 传力点K的落点

a. 球笼式同步万向联轴器 结构见图 6·1-26，球形壳 1 和星形套 2 分别与主、从动轴相联，钢球置于球形壳和星形套之间的滚道内，工作时由滚道内的钢球传递转矩。由于 1 和 2 间滚道的圆弧中心 A 和 B 以相同偏距分别移至联轴器中心 O 的两侧，即 $OA=OB$ 。因此当两轴线间有相对角位移时，球笼 4 可沿 1 的内球面和 2 的外球面滚动，使钢球中心 K 位于两轴线夹角的等分线上，从而保证两轴同步转动。这种同步万向联轴器性能较好，应用较广，两轴线间相对角位移可达 40° 。球笼式同步万向联轴器的主要尺寸和特性参数见

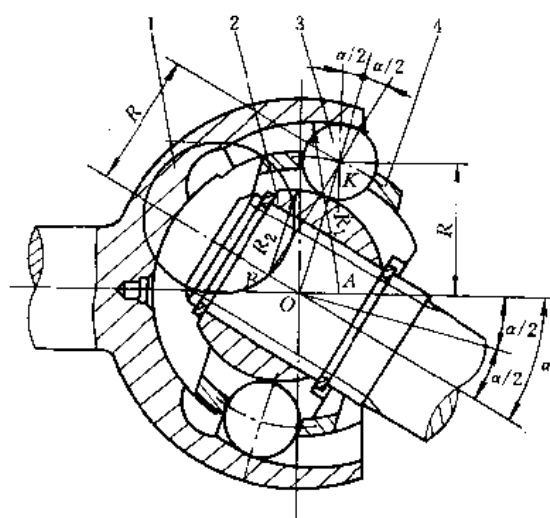


图 6·1-26 球笼式同步万向联轴器

1—球形壳 2—星形套 3—钢球 4—球笼



表 6-1-16 球笼式同步万向联轴器的主要尺寸和特性参数 (mm)

型号	公称转矩 T_n (N·m)	许用轴倾角 θ_{max} (°)		轴孔 直径 d (H7)	轴孔长度 L		D	L_{omin}		总长 伸缩量 ΔL_0	A	D_1	D_2	D_3	D_4	螺栓 规格
		静止时	工作时		Y型	J型		通轴	焊接轴							
QWL1	180	16	14	25	62	44	85	284	392	24	48	55	20.0	50	66	M8
				28												
				30	82	60										
				32												
				35												
QWL2	355	16	14	32	82	60	100	394	478	32	56	65	30.0	50	80	M8
				35												
				38	112	84										
				40												
				45												
QWL3	800	18	16	45	112	84	130	443	561	40	68	90	31.5	60	106	M10
				48												
				50												
				55	142	107										
				56												
				60												
				63												
				65	142	107										
				70												
QWL4	1400	18	16	55	112	84	150	537	634	48	80	105	44.5	76	124	M12
				56												
				60	142	107										
				63												
				65												
				70												
				71												
75																
QWL5	2240	18	16	63	142	107	175	574	714	54	92	120	50.0	89	140	M16
				65												
				70												
				71												
				75	172	132										
				80												
				85												
90																

此星公司制作 请尊重原作者版权



(续)

型号	公称转矩 T_n (N·m)	许用轴倾角 θ_{max} (°)		轴孔 直径 d (H7)	轴孔长度 L		D	L_{0min}		总长 伸缩量 ΔL_0	A	D_1	D_2	D_3	D_4	螺栓 规格
		静止时	工作时		Y 型	J 型		通轴	焊接轴							
QWL6	3150	18	16	71	142	107	200	675	805	54	103	140	57.5	102	159	M12
				75												
				80	172	132										
				85												
				90												
				95												
				100	212	167										
				110												
QWL7	4500	18	16	80	172	132	220	701	840	54	110	160	63.0	102	180	M12
				85												
				90												
				95												
				100	212	167										
				110												
				120												
				130												
QWL8	6300	20	18	90	172	132	245	710	910	60	124	180	76.0	140	197	M16
				95												
				100	212	167										
				110												
				120												
				125												
				130	252	202										
				140												
QWL9	10000	20	18	100	212	167	275	842	1065	70	173	205	81.0	140	226	M16
				110												
				120												
				125												
				130	252	202										
				140												
				150												
				160												

注：公称转矩为转速 $n=100r/min$ 、 0° 轴倾角时的计算值。

此五公司制作 请尊重原作者版权



b. 球槽式同步万向联轴器 结构见图 6·1-27。主、从动轴 1、6 的球架上, 分别有四条内外圆弧槽, 组装形成四条分别相交的环形槽, 四个传力钢球 3 置于其中; 定心钢球 5 放在两轴轴端的凹臼内, 并从结构上保证定心钢球的位置。四条环形槽形成以 O_1 、 O_2 为圆心的两个半径相等的圆, 且 O_1 、 O_2 与联轴器中心 O 等距。因此, 当主、从轴间的夹角变化时, 传力钢球 3 的中心始终位于两圆的交点上, 即位于两轴轴线夹角的等分角线上, 从而保证主、从轴同步转动。这种联轴器构造简单, 元件数少, 但承载能力不高, 多用于中小功率的场合, 两轴轴线的相对角位移可达 33° 。

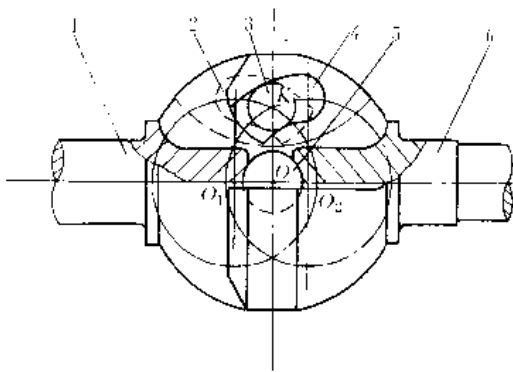


图 6·1-27 球槽式同步万向联轴器

- 1、6—主、从动轴 2、4—主、从动轴上的弧形凹槽
3—传力钢球 5—定心钢球

4 有弹性元件挠性联轴器

有弹性元件挠性联轴器依靠弹性元件的弹性变形来补偿两轴之间的相对偏移, 改善轴和支承的工作条件, 降低联轴器所受的瞬时过载; 并能改变轴系的刚度, 消减振动, 避免轴系发生共振。故其应用十分广泛。

4.1 有弹性元件挠性联轴器的刚度

有弹性元件挠性联轴器以扭转刚度为主, 可表示为

$$\text{恒刚度 } C = \frac{T}{\varphi}$$

$$\text{变刚度 } C = \frac{dT}{d\varphi}$$

式中 T ——联轴器所受的转矩 ($N \cdot m$);

φ ——两半联轴器在转矩作用下的相对扭转角 ($^\circ$)。

刚度随扭转角增加而增加的变刚度联轴器, 适用于载荷变化大或有可能发生共振的轴系。

计算联轴器的刚度时, 通常将联轴器联接的两端

转动部件简化为两个质量系统 (图 6·1-28)。并假设其他转动零件都是刚性件, 计算时, 只考虑联轴器的弹性。常见的载荷变化规律有两种:

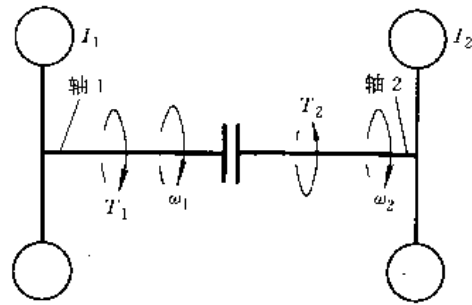


图 6·1-28 装有挠性联轴器的轴系动力学图

1. 周期性载荷 恒刚度的挠性联轴器在轴 2 (图 6·1-28) 一端有周期性载荷作用时, 联轴器所受的最大转矩为

$$T_{\max} = T_m + T_d K_d \frac{I_1}{I_1 + I_2} \quad (N \cdot m) \quad (6 \cdot 1 - 25)$$

$$K_d = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\gamma \omega}{C}\right)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(\frac{\gamma \omega}{C}\right)^2}} \quad (6 \cdot 1 - 26)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{C}{I_v}} \quad (6 \cdot 1 - 27)$$

$$I_v = \frac{I_1 I_2}{I_1 + I_2}$$

式中 T_m ——平均转矩 ($N \cdot m$);

T_d ——周期性变化转矩的幅值 ($N \cdot m$);

I_1 、 I_2 ——轴 1 和轴 2 上的转动惯量 ($kg \cdot m^2$);

K_d ——动力系数;

γ ——扭转阻尼系数 ($N \cdot m \cdot s / rad$);

C ——联轴器的扭转刚度 ($N \cdot m / rad$);

ω_n ——轴系的固有频率 (rad / s);

ω ——转矩的变化频率 (rad / s);

I_v ——等效转动惯量 ($kg \cdot m^2$)。

式 (6·1-26) 可用图 6·1-29 表示, 由图可见, 只有当 $\omega / \omega_n > \sqrt{2}$ 时, 才有可能使 $K_d < 1$ 。通常, 当 $\omega_n < \omega$ 时, 可不计联轴器的阻尼, 即

$$K_d = \frac{1}{1 - (\omega / \omega_n)^2}$$

因此, 设计弹性联轴器应保持 $\omega_n < \frac{\omega}{\sqrt{2}}$, 才能起到减振作用。



2. 冲击载荷 冲击载荷的作用方式有:

(1) 突然加载后, 载荷在较长时间内保持不变(图 6·1-30)。这时联轴器所受的最大转矩与联轴器的特性有关(图 6·1-31), 其最大值

$$T_{\max} = T_m + \frac{2I_1}{I_1 + I_2} T_d \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (6 \cdot 1 - 28)$$

式中 T_d ——突加转矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$)。

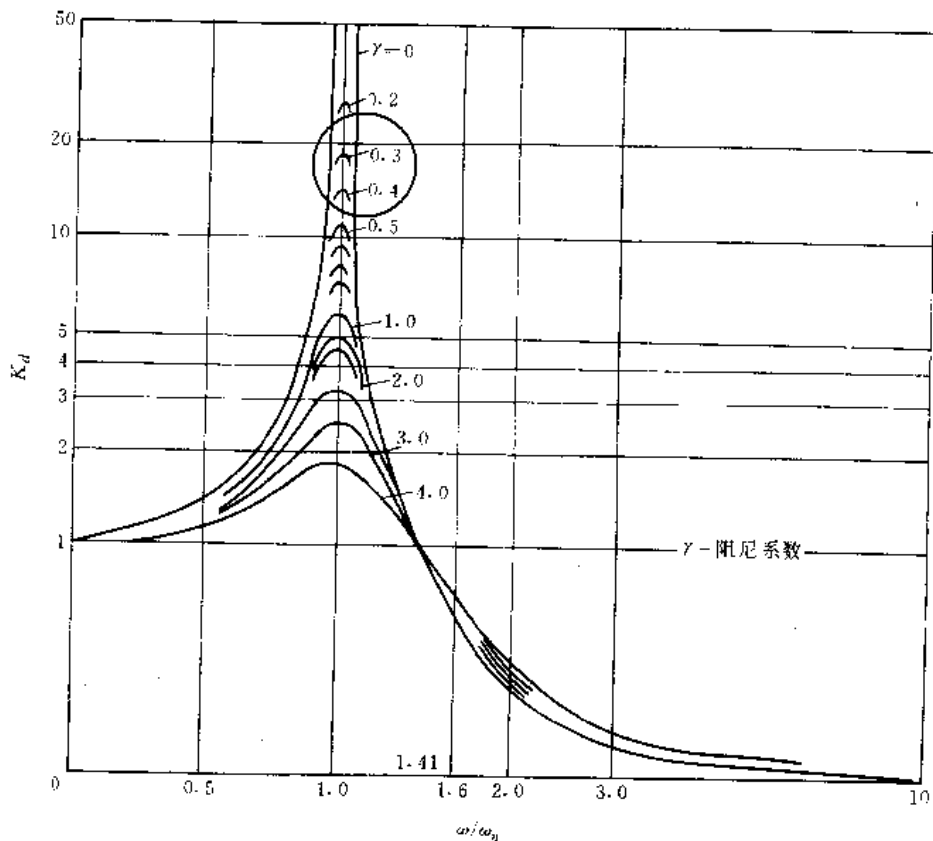


图 6·1-29 联轴器的共振特性曲线

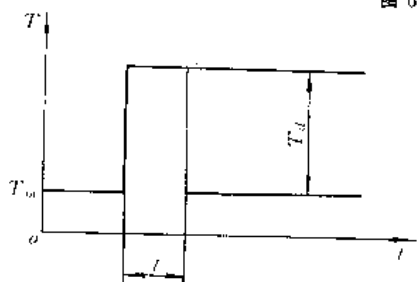


图 6·1-30 冲击载荷的作用方式

(2) 突然加载后, 载荷持续时间 t 很短(图 6·1-30), 但当 $t \geq \frac{\pi}{\omega_n}$ 时, 仍可按上一种情况计算。当 $t < \frac{\pi}{\omega_n}$ 时, 联轴器所受的最大转矩

$$T_{\max} = T_m + \frac{2I_1}{I_1 + I_2} T_d \sin \frac{\omega_n t}{2} \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (6 \cdot 1 - 29)$$

固有振动频率 ω_n 越低, 联轴器所受的冲击转矩影响就越小。固有振动频率高低对冲击的影响见图 6·1-32。

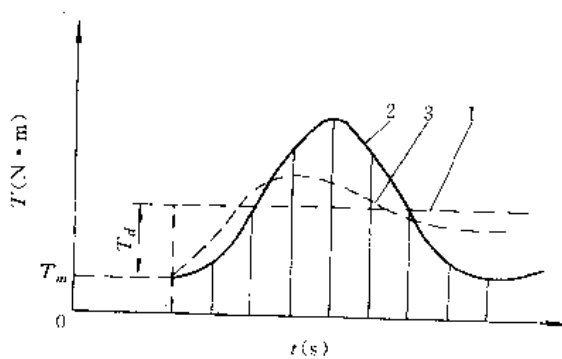


图 6·1-31 联轴器所受转矩与联轴器特性关系曲线
1—传到联轴器的转矩 2—经无阻尼弹性联轴器后的转矩
3—经有阻尼弹性联轴器后的转矩

⊙ 当计及联轴的阻尼作用时, 联轴器所受的冲击转矩有所降低, 阻尼较大时, 式中系数 2 改为 1.4~1.6。



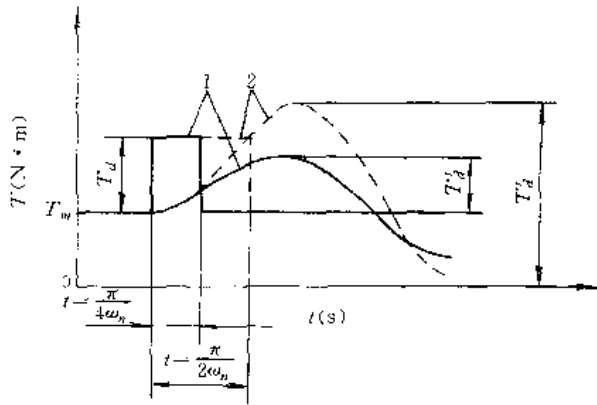


图 6-1-32 冲击载荷下联轴器所受转矩与固有频率关系

- 1— $t = \frac{\pi}{4\omega_n}$ 时，联轴器所受的转矩
- 2— $t = \frac{\pi}{2\omega_n}$ 时，联轴器所受的转矩

4.2 联轴器的弹性元件

4.2.1 金属弹性元件

与非金属弹性元件比较，金属弹性元件的强度高，传递载荷能力大，使用寿命长，弹性模量大而稳定，受温度影响小，但成本较高。

金属弹性元件可制成恒刚度和变刚度结构，刚度的改变一般靠改变弹性元件受载时变形部分的长度或预紧弹簧等方法。

弹性元件的材料通常用高强度的弹簧钢，如 60Si2Mn 和 50CrVA 等。

4.2.2 非金属弹性元件

1. 橡胶弹性元件 特点是弹性模量小，弹性变形量大，容易得到变刚度特性，且可用硫化方法使橡胶与金属件表面牢固地粘结，有可能用简单小型的元件组成各种形状复杂的大联轴器；并具有质量小，单位体积储存的变形能大，阻尼性能好，无机摩擦与滑动，不需润滑等优点。但橡胶强度低，易蠕变，耐油耐热性差，振动剧烈时要注意温升。

这种元件的主要材料是天然橡胶和合成橡胶中的氯丁橡胶及丁腈橡胶等。

与强度验算有关的橡胶性能：

硬度：30~70HS，常用为 55HS

许用应力：许用切应力 $[\tau] = 0.3 \sim 0.4 \text{MPa}$ ；

许用扭应力 $[\tau] = 0.35 \sim 0.45 \text{MPa}$ ；

有振动和过载时的许用扭应力 $[\tau] =$

0.7~0.9MPa [最大动剪切变形量 < (8%~10%)]；

许用压缩应力 $[\sigma_p] = 2 \text{ (MPa)}$ ；

切变模量 G 可按图 6-1-33 查得。

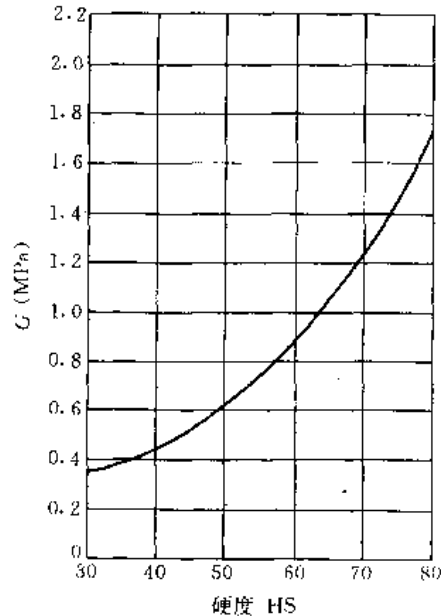


图 6-1-33 橡胶切变模量与硬度的关系

橡胶受压缩时的弹性模量与橡胶元件形状和受压面的摩擦系数有关，其值可查有关专业手册或由实验确定。

橡胶弹性元件的压缩变形率不超过 20%，剪切变形率不超过 35% 时，变形与载荷之间为线性关系。形状复杂和支承面未经硫化的受压件，刚度和强度要通过实验确定。

橡胶弹性元件在动载荷下的动刚度 C_d 比静载荷下的静刚度 C 大，即

$$C_d = K_D C \quad (6-1-30)$$

动态切变模量 G_d 与静态切变模量 G 也有同样关系

$$G_d = K_D G \quad (6-1-31)$$

式中 K_D ——系数，在通常的机械振动频率范围内，可取 $K_D = 1.1 \sim 1.4$ ，硬度大时取大值。

联轴器中橡胶弹性元件可以设计成受压缩应力、剪切应力和弯曲应力，其中剪切型弹性元件的弹性好，弹性变形量大，但承载能力较低，适用于需要高弹性的两轴间联接，压缩型弹性元件的承载能力大，而弹性较弱，适用于对缓冲减振要求不高的场合。

橡胶弹性元件承受变载荷时，宜预紧，避免受反向应力。



2. 塑料弹性元件 常用的塑料以尼龙和聚氨酯为主, 这类材料的特点是比橡胶耐磨, 并有较好的耐油、耐酸性和自润滑性, 同时又有一定的弹性, 可补偿两轴轴线的相对偏移并获得缓冲性能, 使用温度为-20~70℃。

4.3 簧片联轴器

图6-1-34为一种双向承载的常用簧片联轴器, 簧片组沿径向悬臂式配置, 近轴线一端与花键槽接触组成可动联接。簧片组两侧的空隙中充满润滑油, 在变转矩作用下, 簧片弹性弯曲变形增减时, 迫使油从簧片的一侧经缝隙流到另一侧, 加上各层簧片之间的摩擦, 使这种联轴器不但具有高弹性, 而且有良好的阻尼性能。这种联轴器的结构紧凑, 安全可靠, 主要适用于载荷变化较大并有可能发生扭振的轴系。

根据尺寸大小, 簧片联轴器的许用径向位移 0.45~0.9mm; 许用轴向位移 1.5~5.0mm; 角位移 0.2°, 最大扭转角 6.8°~9.2°; 传递转矩范围 6100~502000N·m。其主要尺寸和特性参数见表6-1-17。

簧片联轴器的扭转刚度 C

$$C = \frac{T_c}{\varphi} = \frac{2.5R^2ZE}{\sum_{i=1}^n a_{i+1}^3 (Y_i - Y_{i+1})} \quad (\text{N} \cdot \text{mm}/\text{rad}) \quad (6.1-32)$$

$$a_{i+1} = l_i - l_{i+1} \quad (\text{mm})$$

- 式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm);
 φ ——两半联轴器的相对扭转角 (rad);
 Z ——簧片组数目;
 R ——簧片受力点至轴心线的距离 (mm);
 E ——簧片材料的弹性模量 (MPa);
 l_i, l_{i+1} ——第1和第*i*+1簧片的长度 (mm)。

簧片联轴器簧片的强度:

(1) 各簧片端部受力可按下列方程组(对每组为5片组成) 求出:

$$\left. \begin{aligned} A_2 F_2 + B_2 F_3 + C_2 F_4 &= 0 \\ A_3 F_3 + B_3 F_4 + C_3 F_5 &= 0 \\ A_4 F_4 + B_4 F_5 + C_4 F_6 &= 0 \\ A_5 F_5 + B_5 F_6 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (6.1-33)$$

式中 F_2, F_3, F_4, F_5 ——分别为相应脚注簧片悬臂端接触处的作用力 (N);

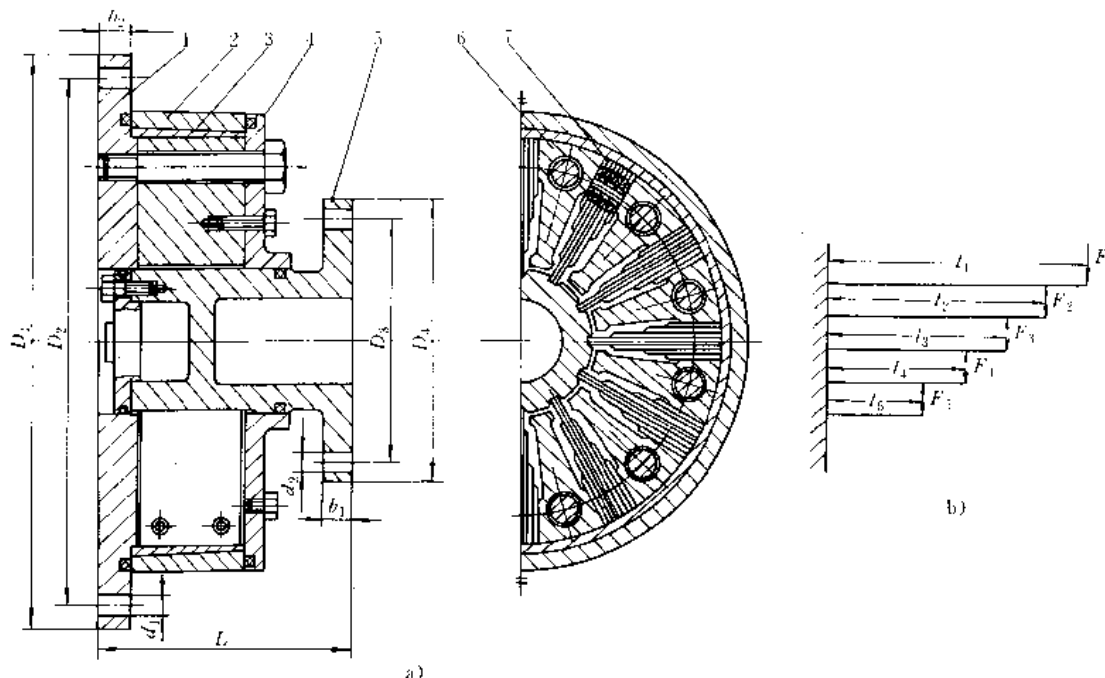


图6-1-34 簧片联轴器

a) 结构 b) 簧片受力

- 1—联接盘 2—外套圈 3—弹性锥环 4—侧板 5—花键槽轴 6—支承块 7—簧片组



表 6-1-17 簧片联轴器的主要尺寸和特性参数 (mm)

型号	扭转角 (°)	许用转矩 [T] (N·m)	许用转速 [n] (r/min)	刚度 $C \times 10^4$ (N·m/rad)	L	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	b ₁	b ₂	d ₁	d ₂
BC41	2.5	4140		6.5	128								
	5	8280	3600	13.1	153	490	450	220	260	25	25	20	20
	7.5	12420		19.7	188								
BC48	5	11350		18.0	170								
	7.5	17000	3100	27.0	195	580	530	280	340	30	25	24	24
	10	22650		36.0	220								
BC56	7.5	23000		37.0	225								
	10	31000	2600	49.3	250	660	615	300	360	32	35	32	22
	12.5	39000		61.7	275								
	15	47000		74.1	300								
BC72	12.5	45500		86	305								
	15	54500		103	330								
	17.5	63500	2000	120	355	840	785	350	440	40	44	44	44
	20	72500		137	380								
	22.5	81500		154	405								
BC90	12.5	71000		135	367								
	15	86000		162	392								
	20	114000	1600	220	442	1040	975	500	590	50	54	50	50
	25	142000		275	492								
BC100	20	143000		316	460								
	25	180000	1450	396	510	1200	110	560	650	55	60	50	50
	30	217000		476	560								
BC110	25	220000		470	470								
	30	260000	1300	560	520	1300	1200	600	700	60	65	50	50
	35	300000		650	570								
BC125	30	448500		750	590								
	35	523240	1100	880	640	1460	1380	680	790	65	70	58	58
BC140	25	353000		774	560								
	30	423000		934	610								
	35	493000	1050	1094	660	1620	1520	760	880	70	75	64	64
	40	563000		1254	710								
BC160	30	560000		1220	700								
	35	650000		1420	750								
	40	740000	925	1630	800	1850	1730	870	1010	80	85	73	73
	45	830000		1830	850								

注：冲击转矩为许用转矩的 3.25 倍，极限转矩为许用转矩的 8 倍。

$$Y_i = \frac{1}{I_i}, Y_{i+1} = \frac{1}{I_{i+1}} \quad (1/\text{mm}^4), \text{ 其中 } I_i \text{ 和 } I_{i+1} \text{ 分别为第 } i \text{ 和第 } i+1 \text{ 簧片的惯性矩;}$$

$$I_i = \frac{bh_i^3}{12} \quad (\text{mm}^4), I_{i+1} = \frac{bh_{i+1}^3}{12} \quad (\text{mm}^4);$$

b——簧片的宽度 (mm);

h_i、h_{i+1}——第 i 和第 i+1 簧片的厚度 (mm)。



$A_2, A_3, A_4, A_5; B_2, B_3, B_4, B_5; C_2, C_3, C_4$ ——
分别为相应脚注簧片的系数，其值的通式为

$$A_i = 0.5 \frac{I_i}{I_{i-1}} \left(3 \frac{I_{i-1}}{I_i} - 1 \right);$$

$$B_i = - \left[1 + \frac{I_i}{I_{i-1}} + \frac{\eta (I_i - I_{i-1})^3}{I_i^3} \right];$$

$$C_i = 0.5 \left(\frac{I_{i-1}}{I_i} \right)^3 \left(3 \frac{I_i}{I_{i+1}} - 1 \right).$$

以上 B_i 式是适用于簧片可动接触端部的形状系
经压延成为斜梯形截面，式中的 η 值，对最长的主簧片
 $\eta=0$ （端部未经压延），其余各片 $\eta=0.5$ 。

(2) 簧片的弯曲应力验算，在固定端截面上，第 i
簧片的弯曲应力

$$\sigma_i = \frac{F_i l_i - F_{i+1} l_{i+1}}{W_i} \leq [\sigma] \quad (\text{MPa})$$

$$(6-1-34)$$

$$W_i = \frac{bh_i^2}{6}$$

式中 W_i ——第 i 簧片的抗弯截面模量 (mm^3);
 $[\sigma]$ ——簧片的许用弯曲应力，可取 $[\sigma] = (0.5$
 $\sim 0.7) \sigma_s$, σ_s 为簧片材料的屈服点
(MPa)。

4.4 蛇形弹簧联轴器

蛇形弹簧联轴器见图 6-1-35，由弹簧钢带盘绕在
两半联轴器的齿间以联接两轴。联轴器有恒刚度和变
刚度两种。恒刚度的两半联轴器上的齿为梯形（图
6-1-35b），这种齿制造简便，适用于转矩变化不大的两
轴联接。变刚度的两半联轴器上齿为曲线形（图 6-1
-35c），其制造复杂，适用于转矩变化较大的场合。

蛇形弹簧联轴器具有较高的弹性和补偿性能，
外形尺寸小，工作可靠，但弹簧和齿的加工复杂。常
用传递转矩范围 $18 \sim 107000 \text{N} \cdot \text{m}$ ，许用两轴的径
向位移 $0.38 \sim 1.14 \text{mm}$ ，轴向位移 $2 \sim 6.4 \text{mm}$ ，角位
移 $1^\circ 15'$ 。

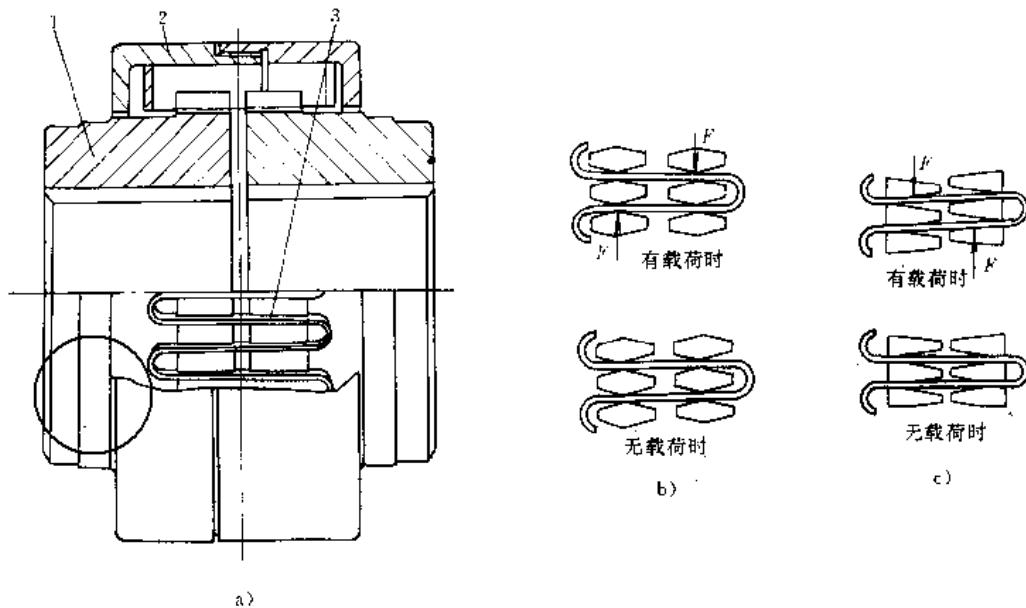


图 6-1-35 蛇形弹簧联轴器
a) 结构 b) 恒刚度齿形 c) 变刚度齿形
1—半联轴器 2—罩壳 3—蛇形弹簧

4.5 膜片联轴器

膜片联轴器利用一种垫圈状的圆形或多边形薄片
作为弹性元件，通过螺栓与两半联轴器联接，图 6-1-
36 为这种联轴器的一种结构，该弹性元件可以是整体
式（图 6-1-37a、b）亦可以由若干条状薄片组合而
成（图 6-1-37c）。根据传递转矩的大小，弹性元件由若
干膜片叠合而成。

膜片联轴器的特点是结构简单，整体性好，装拆方
便，工作可靠，各元件间无相对滑动，无噪声，不需经
常维护，但弹性较弱，缓冲吸振能力不大，适用于载荷
比较平稳，各种转速和功率下的两轴联接。

膜片的材料一般都由高强度合金钢制成，如
 40CrNiMo 等。

膜片联轴器通常都采用带有中间轴的结构，其许
用的径向位移与中间轴的长度有关，当许用角位移为

1111111111

1111



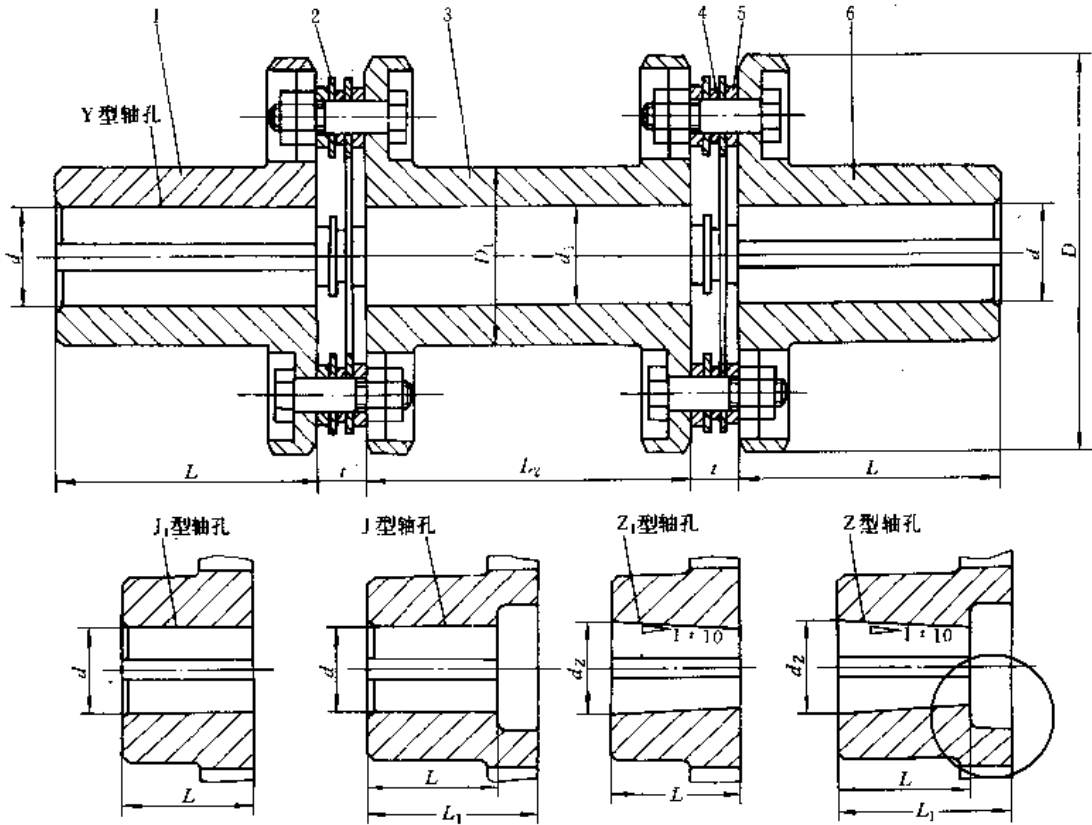


图 6-1-36 膜片联轴器

1、6—半联轴器 2—膜片 3—中间轴 4—隔圈 5—支承圈

0.5°时，径向位移为 1 (mm/m)，轴向位移 < 2.5mm。

联轴器计算

膜片联轴器的主要尺寸和特性参数见表 6-1-18。

膜片的周向拉力

$$F_t = \frac{2T_c}{nZD_0} \quad (\text{N}) \quad (6-1-35)$$

膜片拉伸边的应力

$$\sigma = F_t / A = \frac{2T_c}{hbnZD_0} \quad (\text{MPa}) \quad (6-1-36)$$

式中 T_c ——联轴器的计算转矩 (N·mm)；

Z ——膜片数目；

n ——半联轴器上的螺栓数；

D_0 ——螺栓中心孔的分布圆直径 (mm)；

h, b ——膜片的厚度和最小径向宽度 (mm)。

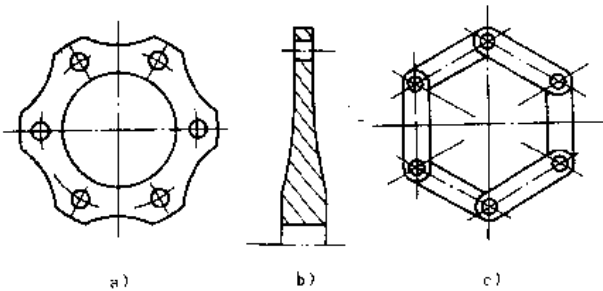


图 6-1-37 膜片的结构

a、b) 整体膜片 c) 组合膜片

表 6-1-18 膜片联轴器的主要尺寸和特性参数

(mm)

型号	许用转矩 [T] (N·m)	瞬时最大转矩 T_{max} (N·m)	许用转速 [n] (r/min)	轴孔直径 d, d_z	D	t
JM1	25	80	6000	14	90	8.8
				16、18、19		
				20、22		

机械工业出版社



(续)

型号	许用转矩 [T] (N·m)	瞬时最大转矩 T_{max} (N·m)	许用转速 [n] (r/min)	轴孔直径 d 、 d_z	D	t
JM2	63	180	5000	18、19	100	9.5
				20、22、24		
				25、28		
JM3	100	315	5000	20、22、24	120	12
				25、28		
				30、32		
JM4	160	500	4500	24	130	12.5
				25、28		
				30、32、35、38		
JM5	250	710	4000	28	150	14.0
				30、32、35、38		
				40、42		
JM6	400	1120	3600	32、35	170	14.8
				38		
				40、42、45、48、50		
JM7	630	1800	3000	40、42	210	16.5
				45、48、50、55、56		
				60		
JM8	1000	2500	2800	45、48	240	18.8
				50、55、56		
				60、63、65、70		
JM9	1600	4000	2500	55、56	260	19
				60、63、65、70、71、75		
				80		
JM10	2500	6300	2000	63、65、70、71、75	280	23.8
				80、85、90、95		
JM11	4000	9000	1800	75	300	24.5
				80、85、90、95		
				100、110		
JM12	6300	12500	1600	90、95	340	27.5
				100、110、120、125		
JM13	10000	18000	1400	100、110、120、125	380	33.5
				130、140		
JM14	16000	28000	1200	120、125	420	35.5
				130、140、150		
				160		



(续)

型号	许用转矩 [T] (N·m)	瞬时最大转矩 T_{max} (N·m)	许用转速 [n] (r/min)	轴孔直径 d, d_2	D	t
JM15	25000	40000	1120	140, 150	480	40
				160, 170, 180		
JM16	40000	56000	1000	160, 170, 180	560	41
				190, 200		
JM17	63000	80000	900	190, 200, 220	630	45
				240		
JM18	100000	125000	800	220	710	48
				240, 250, 260		
				280		
JM19	160000	20000	710	250, 260	800	49
				280, 300, 320		

4.6 弹性管联轴器和波纹管联轴器

在一些仪器和控制系统中,常采用图6·1-38所示的弹性管联轴器和图6·1-39所示的波纹管联轴器。这

两种联轴器共同特点是结构简单,惯性小,运转稳定,弹性回差小,主要尺寸和特性参数分别见表6·1-19和表6·1-20。

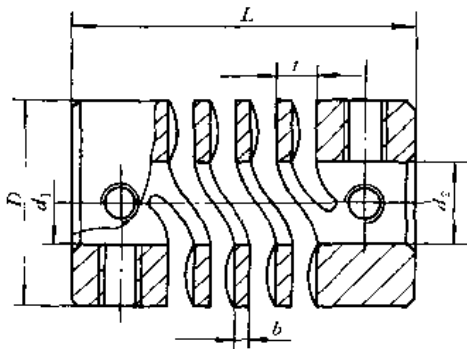


图6-1-38 弹性管联轴器

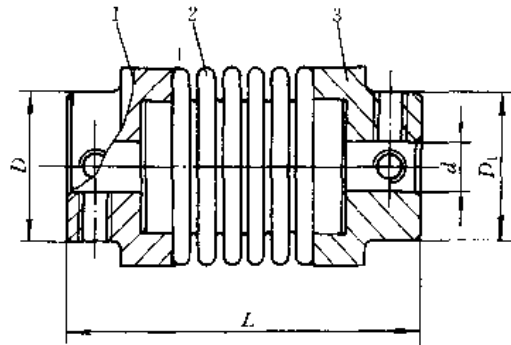


图6-1-39 波纹管联轴器

1、3—轴套 2—波纹管

表6-1-19 弹性管联轴器的主要尺寸和特性参数

(mm)

型号	d_1 (H7)	d_2 (H7)	D (H12)	t	b	n	L	转矩 $T \times 10^{-2}$ (N·cm)		
								5	15	30
								弹性回差 (')		
TL-8-02/03	2	3	8	1.8	0.8	3	17	1.32	3.96	7.92
TL-10-02/04	3	4	10	1.8	0.8	3	17	0.97	2.91	5.82
TL-12-04/05	4	5	12	2	1	3	18	0.59	1.77	3.54
TL-14-04/06	4	6	14	2	1	3	18	0.47	1.41	2.82
TL-16-04/06	4	6	16	2.2	1.2	3	19	0.22	0.66	1.32

注:摘自SJ2124-82。



表 6-1-20 波纹管联轴器的主要尺寸和特性参数 (mm)

型 号	d (H7)	D ₁	D (h12)	L	转矩 T × 10 ⁻² (N · cm)			
					5	50	100	150
					弹性回差 (′)			
BL-10-02	2	8	10	21.65	0.60	6.0	12	18
BL-12-02.5	2.5	9	12	22.75	0.25	2.5	5	7.5
BL-15-03	3	9	15	30.10	0.13	1.3	2.6	3.9
BL-18-04	4	12	18	31.15	0.06	0.6	1.2	1.8
BL-20-05	5	12	20	31.70	0.04	0.4	0.8	1.05
BL-22-06	6	14	22	32.30	0.02	0.2	0.4	0.65

注：摘自 SJ2126-82。

4.7 橡胶金属环联轴器

橡胶金属环联轴器(图 6·1-40)的橡胶弹性环硫化在两个金属环的内外表面成为橡胶组合环。通常橡胶组合环成对配置，橡胶环与金属环接触面呈锥形以增大粘结面积，再加装配时的预压缩变形产生的预压缩应力，都有助提高联轴器的承载能力和可靠性。对大功率传动，还可采用多列橡胶组合环。

橡胶金属环联轴器具有高的扭转弹性和良好的减

振性能，补偿两轴之间相对位移量较大，适用于内燃机等有较大冲击载荷的两轴间连接。联轴器联接两轴间的许用相对径向位移 1.2~6.2mm，许用相对轴向位移 0.7~3.5mm；许用相对角位移 3.2°。两半联轴器相对扭转角 $\varphi \leq 10^\circ$ ，瞬时最大扭转角（在瞬时最大转矩作用下） $\varphi \leq 25^\circ$ 。

橡胶金属环联轴器的主要尺寸和特性参数见表 6·1-21。

联轴器的扭转刚度

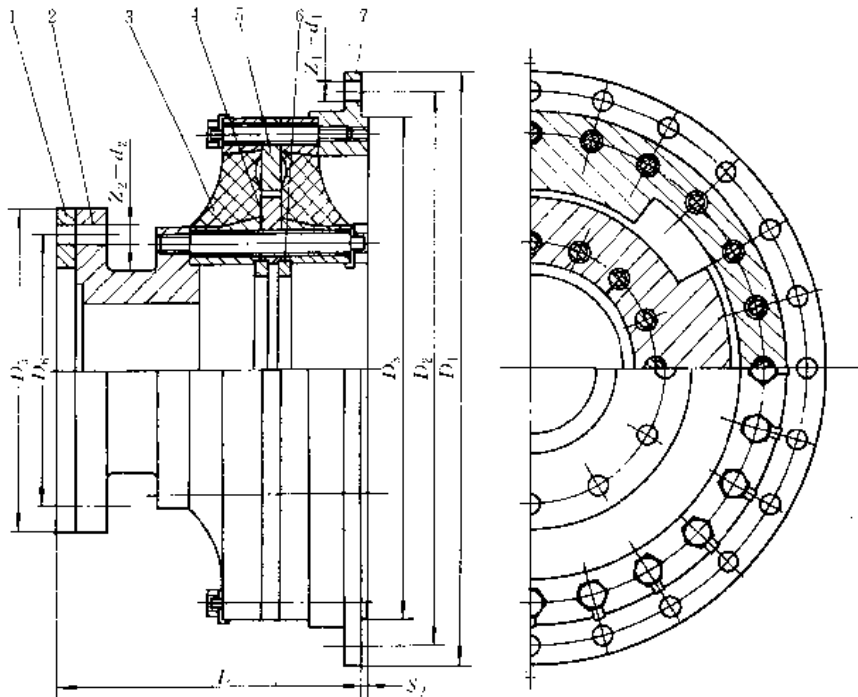


图 6·1-40 橡胶金属环联轴器

1—圆盖 2、7—联接盖 3—橡胶金属环 4、5—内、外限制盖 6—定位环



表 6-1-21 橡胶金属环联轴器的主要尺寸和特性参数 (mm)

型号	许用转矩 [T] (N·m)	许用转速 [n] (r/min)	静态扭转刚度 (×10 ⁵ N·m/rad)	D ₁	D ₂	D ₃ (f9)	S ₂	d ₁	L	D ₅	D ₆	d ₂	Z ₁	Z ₂
XL7	700	4000	0.040	295	275	240	5	12	150	150	130	11	12	12
XL11	1100	3800	0.063	335	315	275	5	12	170	170	145	13	16	12
XL18	1800	3500	0.103	390	365	320	5	12	200	190	165	13	16	12
XL28	2800	3000	0.160	440	415	370	5	14	230	220	180	17	16	12
XL40	4000	2800	0.229	490	465	410	5	14	265	250	210	17	16	12
XL55	5500	2500	0.315	530	500	450	5	14	300	290	240	17	24	16
XL75	7500	2200	0.430	600	565	510	5	18	315	320	270	21	16	12
XL110	11000	1950	0.630	680	640	580	10	18	355	380	320	21	24	16
XL150	15000	1750	0.859	760	720	640	10	22	380	420	370	25	16	12
XL180	18000	1650	1.031	810	770	690	10	22	410	450	400	25	16	12
XL240	24000	1500	1.375	860	820	750	10	22	440	480	430	25	24	16
XL300	30000	1400	1.720	950	900	820	10	26	475	530	460	31	16	12
XL400	40000	1300	2.292	1000	950	870	10	26	515	570	500	31	24	16
XL560	56000	1200	3.209	1120	1050	970	10	32	580	600	520	37	16	16
XL710	71000	1100	4.068	1200	1140	1030	10	32	695	650	570	37	24	16
XL900	90000	1000	5.175	1290	1200	1100	10	38	825	700	620	49	16	16

- 注: 1. 瞬时最大转矩为许用转矩 [T] 的 2.5 倍。
 2. 联轴器传递的转矩为许用转矩 [T] 时扭转角 10°。
 3. 在动载荷下, 联轴器的动态扭转刚度 C_d 为静态扭转刚度 C 的 1.15 倍。
 4. 摘自 GB2496-81。

$$C = \frac{T_c}{\varphi} = \frac{\pi D_2^2 b_2 G Z}{2 \ln(D_2/D_1)} \quad (\text{N} \cdot \text{mm}/\text{rad})$$

(6-1-37)

式中 D₂、D₁ — 分别为橡胶环的平均外径和平均内径 (mm);

b₂ — 橡胶环外径处的宽度 (mm);

G — 橡胶的切变模量 (MPa);

Z — 橡胶环的数目;

φ — 橡胶环内外表面间的相对扭转角 (rad);

T_c — 联轴器的计算转矩 (N·mm)。

在转矩作用下, 橡胶环与金属环粘结面的粘接强度, 按抗剪强度条件计算:

$$\tau = \frac{2T_c}{A_2 D_2 Z} \leq [\tau] \quad (\text{MPa}) \quad (6-1-38)$$

$$A_2 = \frac{\pi (D_2 + D_2') b_2}{2 \cos \alpha}$$

式中 A₂ — 橡胶环与外金属环的粘结面积 (mm²);

D₂、D₂' — 橡胶环外圆锥的大端和小端的直径 (mm);

α — 粘结面的锥角, 一般 α=12°;

[τ] — 粘结面的许用切应力, 可取 [τ] = 3 (MPa)。

根据各处切应力相等条件, 可得不同直径处橡胶环的宽度与半径关系

$$T = 2\pi \left(\frac{D}{2}\right)^2 b \tau = 2\pi \left(\frac{D_1}{2}\right)^2 b_1 \tau = 2\pi \left(\frac{D_2}{2}\right)^2 b_2 \tau \quad (6-1-39)$$

4.8 轮胎式联轴器

轮胎式联轴器采用形状似轮胎的橡胶弹性元件, 见图 6-1-41。这种弹性元件可制成有骨架和无骨架两种结构。有骨架橡胶元件与金属环硫化粘结成一体, 可直接用螺栓与两半联轴器的凸缘联接。橡胶元件的材料分含增强织物和不含增强织物两种, 前一种的强度高, 承载能力大, 耐久性较好, 而后一种的弹性高, 补偿性能好。

轮胎式弹性元件工作时, 在其截面上产生切应力, 故属于高弹性的剪切型弹性元件, 使联轴器具有良好的扭转弹性以缓和冲击振动并有较好的补偿两轴相对偏移性能, 而且结构简单, 无摩擦, 无噪声, 能适应在



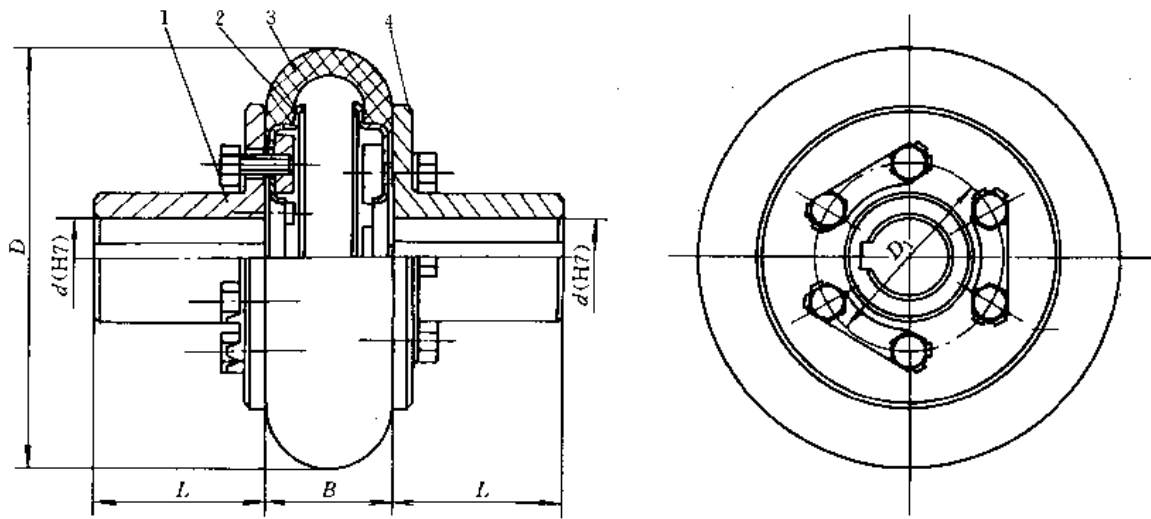


图 6-1-41 轮胎式联轴器

1、4—半联轴器 2—金属环 3—橡胶元件

潮湿和多灰的环境工作，可用于正反转多变、起动频繁、冲击大的两轴联接。

为了减轻运转中扭转变形和离心力引起轴向尺寸减小而产生的附加轴向载荷，影响橡胶元件和轴承寿命，安装联轴器时，宜使橡胶件具有一定的轴向预压缩变形。

轮胎式联轴器的许用径向位移 $0.01D$ ，许用轴向位移 $0.02D$ ，角位移 $\Delta\alpha=2^\circ$ ，两半联轴器的相对扭转角 $\varphi \leq 6^\circ \sim 30^\circ$ 。

轮胎式联轴器的主要尺寸和特性参数见表 6-1-22。

联轴器的计算

1. 联轴器的扭转刚度

$$C = \frac{T_c}{\varphi} = 50\delta G (b - \delta)^2 \quad (\text{N} \cdot \text{mm}/\text{rad}) \quad (6-1-40)$$

式中 δ ——轮胎环的厚度 (mm)；
 b ——轮胎环的宽度 (mm)；
 G ——轮胎环材料的剪切弹性模量 (MPa)。

2. 联轴器的强度 计算压板处轮胎环的切应力

$$\tau = \frac{2T_c}{\pi D_2^2 \delta} \leq [\tau] \quad (\text{MPa}) \quad (6-1-41)$$

式中 D_2 ——压板的外径 (mm)；
 $[\tau]$ ——轮胎环的许用切应力，对橡胶 $[\tau] = 0.4 \sim 0.5 \text{MPa}$ ；对橡胶帘线 $[\tau] = 0.7 \sim 0.75 \text{MPa}$ 。

对无骨架的橡胶环，计算轮胎环与压板间的压强

$$p = \frac{8T_c}{\mu\pi D_1 (D_2^2 - D_3^2)} \leq [p] \quad (\text{MPa}) \quad (6-1-42)$$

式中 D_2 、 D_3 ——承压面的外、内直径 (mm)；
 D_1 ——承压面的平均直径 (mm)；
 $[p]$ ——轮胎环的许用压强，一般可取 $[p] = 2 \text{MPa}$ ；
 μ ——摩擦系数。

4-9 弹性套柱销联轴器

弹性套柱销联轴器见图 6-1-42，其柱销上装有橡胶套，借此获得一定的弹性和补偿两轴相对位移的能力，这种联轴器的结构简单，制造容易，更换弹性套方便，承载能力大，主要用于载荷较平稳，相对位移不大的中小功率传动中的两轴联接。

弹性套柱销联轴器还可制成带制动轮的结构。

弹性套柱销联轴器联接两轴许用径向位移 $0.2 \sim 0.6 \text{mm}$ ，轴向位移 3mm ，角位移 $30' \sim 1^\circ 30'$ 。

弹性套柱销联轴器的主要尺寸和特性参数见表 6-1-23。

1. 验算柱销的抗弯强度

$$\sigma_r = \frac{10T_c l}{Z D_0 d^3} \leq [\sigma_r] \quad (\text{MPa}) \quad (6-1-43)$$

式中 l ——柱销圆柱部分长度 (mm)；
 Z ——柱销数目；



表 6-1-22 轮胎式联轴器的主要尺寸和特性参数

型号	许用转矩 [T] (N·m)	许用转速 (钢) [n] (r/min)	轴孔直径 d (H7) 和轴孔长度 L (J, Y 型)						L	d (H7)	J, Y 型	Y 型	L	J, Y 型	Y 型	L	B	D ₁		
			d (H7)		L		L												L	
			J, Y 型	Y 型	J, Y 型	Y 型	J, Y 型	Y 型											J, Y 型	Y 型
UL1	10	5000	11	22	25	12, 14	27	32	16, (18)	30	42	80	20	42						
UL2	25	5000	14	27	32	16, 18, 19	30	42	20, (22)	38	52	100	26	31						
UL3	63	4800	18, 19	30	42	20, 22 (24)	38	52	(25)	44	62	120	32	62						
UL4	100	4500	20, 22, 24	38	52	25, (28)	44	62	(30)	60	82	140	38	69						
UL5	160	4000	24	38	52	25, 28	44	62	30, (32), (35)	60	82	160	45	80						
UL6	250	3600	28	44	62	30~(38)	60	82	(40)	84	112	180	50	90						
UL7	315	3200	32, 35, 38	60	82	40, 42	84	112	(45), (48)	84	112	200	56	104						
UL8	400	3000	38	60	82	40, 42, 45	84	112	(45), (50)	84	112	220	63	110						
UL9	630	2800	42, 45, 48	84	112	50~(56)	84	112	(60)	107	142	250	71	130						
UL10	800	2400	45*, 48*, 50	84	112	55, 56	84	112	60~(70)	107	142	280	80	148						
UL11	1000	2100	50*, 55*, 56*	84	112	60, 63, 65	107	142	(70), (71), (75)	107	142	320	90	165						
UL12	1600	2000	55*, 56*	84	112	60~75	107	142	80, (85)	132	172	360	100	188						
UL13	2500	1800	63~75*	107	142	80, 85	132	172	90, 95	132	172	400	110	210						
UL14	4000	1600	75*	107	142	80~95*	132	172	100, 110	167	212	480	130	254						
UL15	6300	1200	(85)*, 90*, 95*	132	172	100*, 110*	167	212	120*, 125*	167	212	560	150	300						
UL16	10000	1000	100*, 110*	167	212	120*, 125*	167	212	130, 140	202	252	630	180	335						
UL17	16000	900	130*, 140*	202	252	150*	202	252	160*	242	302	750	210	405						
UL18	25000	800	(140)*, (150)*	202	252	160*, 170*	242	302	180*	242	302	900	250	490						

注: 1. 半联轴器的许用转速约为表列值的 0.7 倍。

2. 括号内的轴孔直径仅用于钢制半联轴器。

3. 带 * 号的轴孔直径为结构允许制成 J 型轴孔。

4. Y 型为长圆柱形轴孔、J 型为有沉孔的短圆柱形轴孔、J₁ 型为无沉孔短圆柱形轴孔。

5. 联轴器材料: 半联轴器: HT200、ZG270 500 或 35 钢。轮胎环: 橡胶织物复合材料, 硬度 62 ± 5HS。

6. 摘自 GB5844—86。

D_0 ——柱销中心分布圆直径 (mm);

d_3 ——柱销圆柱部分直径 (mm);

$[\sigma_r]$ ——柱销的许用抗弯应力, 对 45 钢 $[\sigma_r] = 80 \sim 90 \text{MPa}$ 。

$$\sigma_p = \frac{2T_c}{ZD_0 d_3 l_0} \leq [\sigma_p] \quad (\text{MPa}) \quad (6 \cdot 1-44)$$

式中 l_0 ——弹性套的长度 (mm);

$[\sigma_p]$ ——弹性套的许用抗压应力, 一般可取 $[\sigma_p] = 1.8 \sim 2.0 \text{MPa}$ 。

2. 验算弹性套的抗压强度

表 6·1-23 弹性套柱销联轴器的主要尺寸和特性参数 (mm)

型 号	许用转矩 [T] (N·m)	许用转速 [n] (r/min)		轴孔直径 d_1, d_2, d_z	轴孔长度			D	A
		铁	钢		Y 型	J、J ₁ 、Z 型			
					L	L ₁	L		
TL1	6.3	6600	8800	9	20	14	—	71	18
				10, 11	25	17			
				12, (14)	32	20			
TL2	16	5500	7600	12, 14	32	20	42	80	
				16, (18), (19)	42	30			
TL3	31.5	4700	6300	16, 18, 19	42	30	52	95	35
				20, (22)	52	38			
TL4	63	4200	5700	20, 22, 24	52	38	62	106	
				(25), (28)	62	44			
TL5	125	3600	4600	25, 28	62	44	82	130	45
				30, 32, (35)	82	60			
TL6	250	3300	3800	32, 35, 38	82	60		160	
				40, (42)					
TL7	500	2800	3600	40, 42, 45, (48)	112	84	112	190	
TL8	710	2400	3000	45, 48, 50, 55, (56)	142	107	142	224	65
				(60), (63)					
TL9	1000	2100	2850	50, 55, 56	142	107	142	250	80
				60, 63, (65), (70), (71)					
TL10	2000	1700	2300	63, 65, 70, 71, 75	172	132	172	315	100
				80, 85, (90), (95)					
TL11	4000	1350	1800	80, 85, 90, 95	212	167	212	400	130
				100, 110					
TL12	8000	1100	1450	100, 110, 120, 125	252	202	252	475	180
				(130)					
TL13	16000	800	1150	120, 125	212	167	212	600	180
				130, 140, 150	252	202	252		
				160, (170)	302	242	302		

注: 1. 半联轴器材料: ZG270—500 I, 35 或 HT200。

2. 括号内轴孔直径仅用于钢制半联轴器。

3. 短时过载不得超过许用转矩 [T] 的 2 倍。

4. 摘自 GB4243—84。



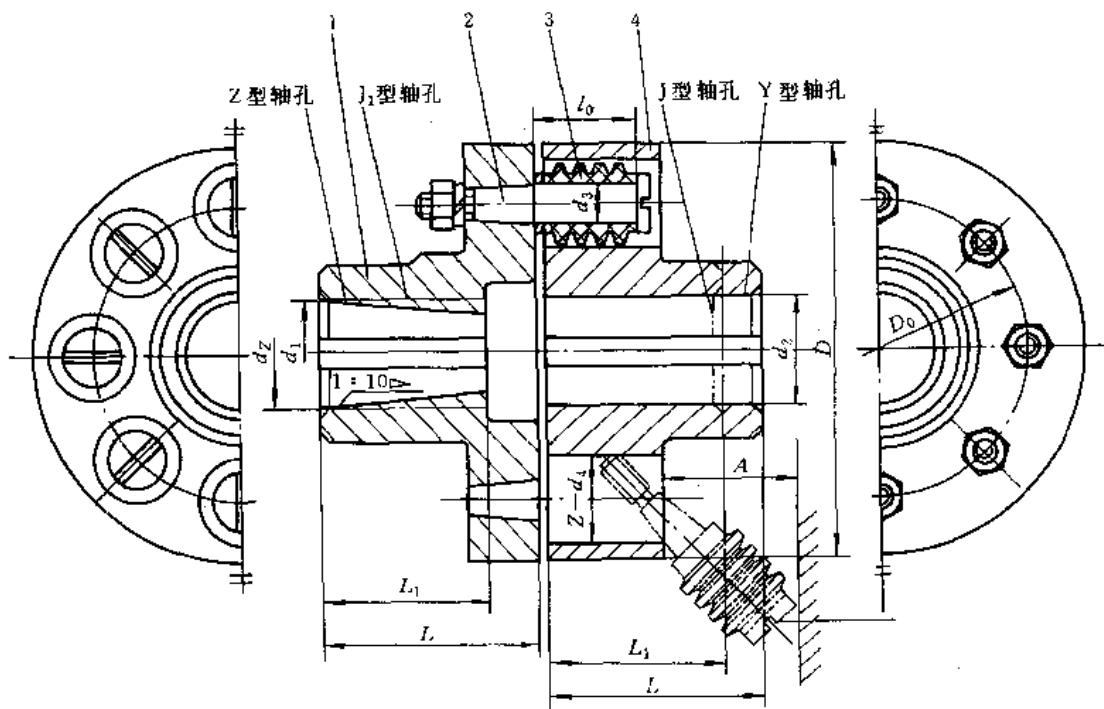


图 6-1-42 弹性套柱销联轴器

1、4—半联轴器 2—柱销 3—弹性套

4.10 弹性块联轴器

弹性块联轴器见图 6-1-43，与弹性套柱销联轴器比较，也是靠传力臂（销）的弯曲和弹性块的挤压来传递转矩，只是弹性件的形状与销的形状不同，其特点除

具有补偿两轴相对偏移，减振，缓冲，无噪声，装拆维护简便外，还能在现场根据设备的受载特性调整联轴器的刚度，以达到较好的减振和缓冲效果，而且承载能力高，使用寿命长，可用于冶金、矿山、动力等机械行业的传动轴系。

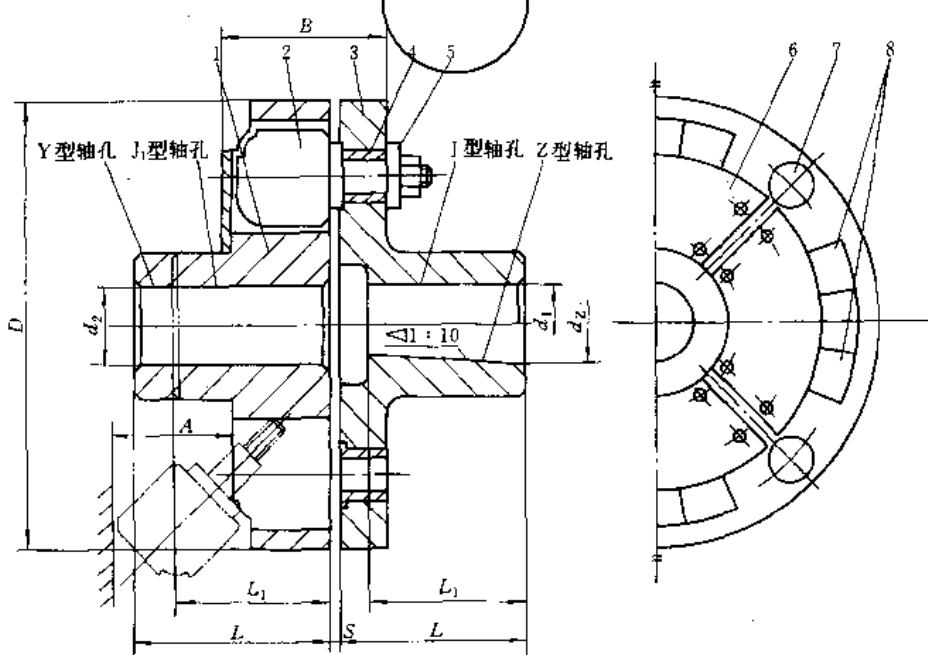


图 6-1-43 弹性块联轴器

1、3—半联轴器 2—传力臂 4—套 5—垫环 6—压板 7—定位销 8—弹性块



弹性块联轴器联接两轴的许用径向位移 $0.3 \sim 0^{\circ}15'$ 。
 1.0mm, 轴向位移 $\pm (1.0 \sim 3.0)$ mm, 角位移 $1^{\circ}30' \sim$ 弹性块联轴器的主要尺寸和特性参数见表 6·1-24。

表 6·1-24 弹性块联轴器的主要尺寸和特性参数 (mm)

型 号	许用转矩 [T] (N·m)	许用转速 [n] (r/min)	轴孔直径 d_1, d_2, d_z 和轴孔长度 L (Y型) L_1 (J, J_1 , Z型)						D	B	A	S
			d_1, d_2, d_z	Y型 L	J, J_1 , Z型 L_1	d_1, d_2, d_z	Y型 L	J, J_1 , Z型 L_1				
KL1	100	5000	24	52	38	30, 32	82	60	112	46	35	3
			25, 28	62	44							
KL2	160	4500	28	62	44	30, 32, 35, 38	82	60	140	53	40	3
KL3	250	4250	32, 35, 38	82	60	40, 42	112	84	150	57	45	3
KL4	400	4000	38	82	60	40, 42, 45, 48	112	84	180	66	50	3
KL5	633	3550	42, 45, 48	112	84	50, 55	112	84	210	76	60	4
KL6	1000	3118	48, 50, 55, 56	112	84	60	142	107	236	92	70	4
KL7	1600	2800	55, 56	112	84	60, 63, 65, 70	142	107	260	107	80	4
KL8	2500	2500	63, 65, 70, 71, 75	142	107	80	172	132	300	119	95	4
KL9	4000	2240	70, 71, 75	142	107	80, 85, 90	172	132	340	135	110	5
KL10	6300	2000	75	142	107	100	212	167	380	154	120	5
			80, 85, 90, 95	172	132							
KL11	10000	1700	85, 90, 95	172	132	100, 110, 120	212	167	450	175	135	5
KL12	16000	1500	95	172	132	100, 110, 120, 125	212	167	500	198	165	5
						130	252	202				
KL13	25000	1320	110, 120, 125	212	167	130, 140, 150	252	202	560	198	165	5
KL14	40000	1120	130, 140, 150	252	202	190, 200	352	282	670	230	215	6
			160, 170, 180	302	242							
KL15	63000	1000	160, 170, 180	302	242	190, 200, 220	352	282	750	274	235	6
KL16	100000	850	190, 200, 220	352	282	240, 250, 260	410	330	900	306	250	7
KL17	125000	800	220	352	282	280	470	380	950	325	265	7
			240, 250, 260	410	330							
KL18	160000	710	240, 250, 260	410	330	280, 300, 320	470	380	1080	362	285	8
KL19	200000	700	260	410	330	340	550	450	1060	332	265	8
			280, 300, 320	470	380							
KL20	250000	670	280, 300, 320	470	380	340, 360	550	450	1120	354	280	8
KL21	315000	630	300, 320	470	380	340, 360, 380	550	450	1180	376	295	8
KL22	400000	560	320	470	380	400	650	540	1320	395	320	10
			340, 360, 380	550	450							
KL23	500000	530	360, 380	550	450	400, 420, 440	650	540	1400	422	350	10
KL24	630000	500	400, 420, 440	650	540	45, 460, 480	650	540	1500	463	380	10

注: 摘自 ZB J19029-90。



标准弹性块联轴器还可制成带制动轮的结构，并有安全型的弹性块联轴器。

弹性块联轴器的验算，主要是验算传力臂的抗弯强度和弹性（橡胶）块的抗压强度。

4.11 梅花形挠性联轴器

梅花形挠性联轴器的弹性元件制成一个多瓣的整体环形结构，各瓣置于两半联轴器端面的凸爪之间，见图6-1-44。瓣的形状有矩形，长圆形和圆形等几种，其中以圆形应用较广，并已制订成标准联轴器。标准化的梅花形挠性联轴器除图6-1-44结构外，还有单、双法兰联接形及带制动轮等几种不同结构。弹性元件主要由聚氨酯制成，亦可用尼龙或丁腈橡胶等制成。其特点是结构简单，元件数量少，承载能力大，工作可靠，制造容易，有一定弹性和补偿性能，而且耐磨、耐油、耐冲击。

梅花形挠性联轴器联接两轴许用的相对径向位移0.5~1.8mm，轴向位移1.2~5.0mm，角位移1°~2°。

梅花形挠性联轴器的主要尺寸和特性参数见表6-1-25。

梅花形弹性联轴器主要验算弹性元件各瓣承压时的抗压强度，即

$$\sigma_p = \frac{4T_c}{ZD_1d_3h} \leq [\sigma_p] \quad (\text{MPa}) \quad (6.1-45)$$

式中 D_1 ——承压瓣中心分布圆平均直径 (mm)；

d_3 ——承压瓣的平均直径 (mm)；

h ——承压瓣宽度 (mm)；

Z ——承压瓣的数目；

$[\sigma_p]$ ——弹性元件的许用抗压应力 (MPa)，对聚氨酯硬度70~95HS，可取 $[\sigma_p] = 2.5 \sim 8\text{MPa}$ 。

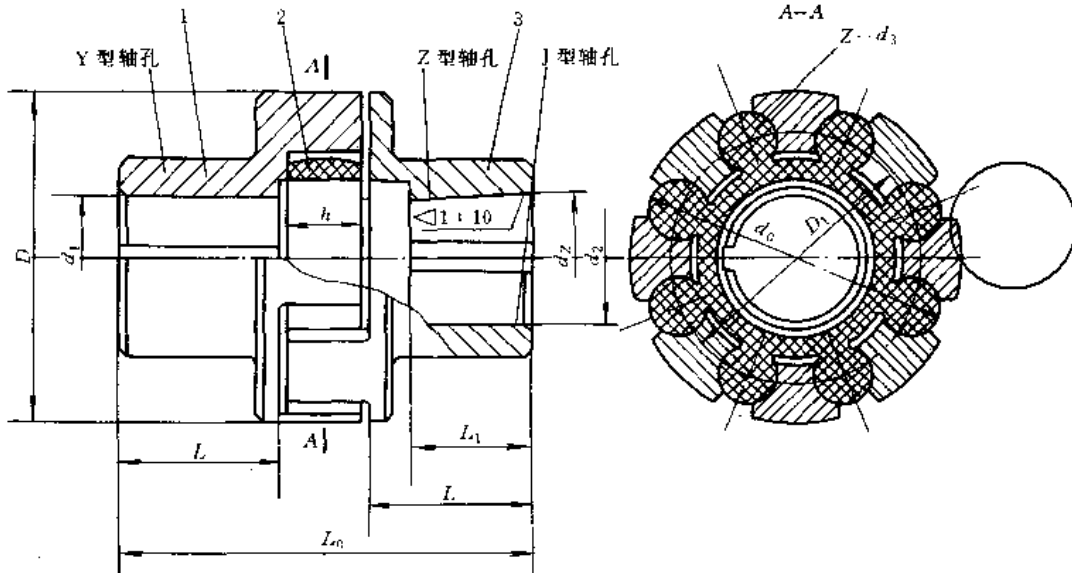


图6-1-44 梅花形挠性联轴器

1、3—半联轴器 2—梅花形弹性元件

表6-1-25 梅花形挠性联轴器的主要尺寸和特性参数 (mm)

型号	许用转矩 $[T]$ (N·m)			许用转速 $[n]$ (r/min)	轴孔直径 d_1, d_2, d_3	轴孔长度		L_0	D	D_1	d_0	h
	弹性件硬度 (HA)					Y型	J、Z型					
	≥ 75	≥ 85	≥ 94			L	L_1					
ML1	16	25	45	15300 (11500)	12, 14	32	27	80	50	30	48	12
					16, 18, 19	42	30	100				
					20, 22, 24	52	38	120				
ML2	63	100	200	10900 (8200)	20, 22, 24	52	38	127	70	48	68	18
					25, 28	62	44	147				
					30, 32	82	60	187				



(续)

型号	许用转矩 [T] (N·m)			许用转速 [n] (r/min)	轴孔直径 d_1, d_2, d_3	轴孔长度			L_0	D	D_1	d_0	h
	弹性件硬度 (HA)					Y型	J、Z型						
	≥75	≥85	≥94					L					
ML3	90	140	280	9000 (6700)	22, 24	52	38	128	85	60	82	18	
					25, 28	62	44	148					
					30, 32, 35, 38	82	60	188					
ML4	140	250	400	7300 (5500)	25, 28	62	44	151	105	72	100	20	
					30, 32, 35, 38	82	60	191					
					40, 42	112	84	257					
ML5	250	400	710	6100 (4600)	30, 32, 35, 38	82	60	197	125	90	122	25	
					40, 42, 45, 48	112	84	257					
ML6	400	630	1120	5300 (4000)	35*, 38*	82	60	203	145	104	140	30	
					40*, 42*, 45, 48, 50, 55	112	84	263					
ML7	710	1120	2240	4500 (3400)	45*, 48*, 50, 55	112	84	265	170	130	166	30	
					60, 63, 65	142	107	325					
ML8	1120	1800	3550	3800 (2900)	50*, 55*	112	84	272	200	156	196	35	
					60, 63, 65, 70, 71, 75	142	107	332					
ML9	1800	2800	5600	3300 (2500)	60*, 63*, 65*, 70, 71, 75	142	107	334	230	180	225	35	
					80, 85, 90, 95	172	132	394					
ML10	2800	4500	9000	2900 (2200)	70*, 71*, 75*	142	107	344	260	205	255	45	
					80*, 85*, 90, 95	172	132	404					
					100, 110	212	167	484					
ML11	4000	6300	12500	2500 (1900)	80*, 85*, 90*, 95*	172	132	411	300	245	295	50	
					100, 110, 120	212	167	491					
ML12	7100	11200	20000	2100 (1600)	90*, 95*	172	132	417	360	300	356	55	
					100*, 110*, 120*, 125*	212	167	497					
					130	252	202	577					
ML13	8000	12500	25000	1900 (1400)	100*, 110*, 120*, 125*	212	167	497	400	335	391	55	
					130*, 140*	252	202	577					

- 注：1. 联轴器材料：半联轴器：ZG270-500、ZG310-570、HT200；弹性元件：聚氨酯。
 2. 括号内的许用转速 [n] 值仅用于钢制半联轴器。
 3. 带 * 号的轴孔直径可用 Z 型轴孔。
 4. 摘自 GB5272-85。

4.12 芯型挠性联轴器

芯型挠性联轴器的弹性元件的形状与梅花形挠性联轴器的弹性元件有些相似，但以弹性元件每一凸出部分的两侧分别插入两半联轴器的凸缘孔中(图 6-1-45)。芯型挠性元件由橡胶制成，在每一凸出部分以金属芯棒为骨架，以提高其承载能力。芯型挠性联轴器的特点是结构简单，制造容易，成本低，但更换弹性件不方便，需要使两半联轴器沿轴向移动，适用于对减振缓

冲要求不高的一般机械传动中的两轴联接。

芯型挠性联轴器联接两轴许用的相对径向位移 0.5~2mm，轴向位移 0.5~1mm，角位移 1.5°~0.5°。

芯型弹性联轴器的主要尺寸和特性参数见表 6-1-26。

芯型挠性联轴器主要计算弹性元件在半联轴器孔中受到的抗压强度以及芯棒的抗弯强度，计算方法可参考弹性套柱销联轴器。



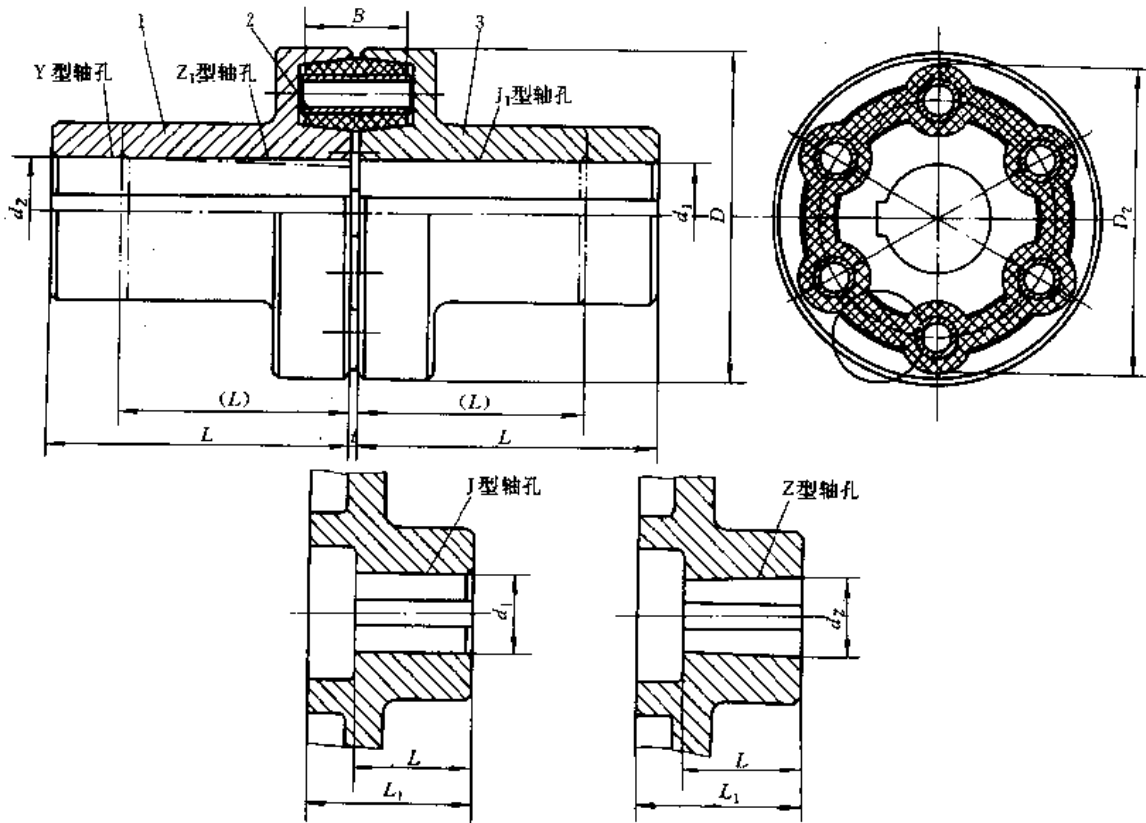


图 6-1-45 芯型挠性联轴器

1、3—半联轴器 2—芯型弹性元件

表 6-1-26 芯型挠性联轴器的主要尺寸和特性参数

(mm)

型号	许用转矩 [T] (N·m)	许用转速 [n] (r/min)	轴孔直径 d_1 (H7) d_2 , 轴孔长度 L, L_1 (Y、J、 J_1 、Z、 Z_1 型)								D	t	B						
			d_1, d_2	Y 型			J、 J_1 、Z、 Z_1 型			d_1, d_2				Y 型			D	t	B
				L	L_1	L	L	L_1	L					L	L_1	L			
LN1	6.3	5000 (4000)	10,11	25	—	22*	16,18,19	42	—	30	70	3	17						
			12,14	32	—	27*	20,22	52	—	38									
LN2	25	5000 (3500)	16,18,19	42	42	30	25,28	62	—	44	85	3	23						
			20,22,24	52	52	38													
LN3	63	4500 (3000)	20,22,24	52	52	38	30,32,35	82	—	60	105	3	29						
			25,28	62	62	44													
LN4	100	4500 (3000)	24	52	52	38	30,32,35,38	82	—	60	120	3	37						
			25,28	62	62	44	40,42	112	—	84									
LN5	160	4000 (3000)	28	62	62	44	38	82	—	60	140	3	45						
			30,32,35	82	82	60	40,42,45,48	112	—	84									
LN6	250	3600 (2500)	32,35,38	82	82	60	45,48,50,55	112	—	84	160	3	55						
			40,42	112	112	84	56												
LN7	400	3200 (2500)	38	82	82	60	45,48,50,55	112	—	84	180	4	62						
			40,42	112	112	84	56												
							60	142	—	107									



(续)

型号	许用转矩 [T] (N·m)	许用转速 [n] (r/min)	轴孔直径 d_1 (H7) d_2 , 轴孔长度 L, L_1 (Y、J、 J_1 、Z、 Z_1 型)							D	t	B	
			d_1, d_2	Y型			J、 J_1 、Z、 Z_1 型						
				L	L_1	L	d_1, d_2	Y型	J、 J_1 、Z、 Z_1 型				
L	L_1	L	L	L_1	L								
LN8	630	3000	45,48	112	112	84	60,63,65,70	142	—	107	200	4	68
		(2000)	50,55,56	112	—	84							
LN9	900	2800	48,50,55,56	112	112	84	70,71,75	142	—	107	220	4	68
		(2000)	60,63,65	142	142	107							
LN10	1250	2400	55,56	112	112	84	70,71,75	142	—	107	240	5	79
		(1600)	60,63,65	142	142	107	80	172	—	132			
LN11	1600	2400	60,63,65	142	142	107	80,85,90	172	—	132	250	5	83
		(1600)	70,71,75	142	—	107							
LN12	2500	2000 (1600)	70,71,75	142	142	107	80,85,90,95	172	172	132	320	6	96
LN13	4000	1800 (1500)	80,85,90,95	172	172	132	100,110	212	212	167	360	7	109
		120				120	212	—	167				
LN14	8000	1600 (1400)	100,110,120 125	212	212	167	130,140	252	—	202	420	7	120

- 注：1. 括号内的许用转速适用于铸铁半联轴器。
 2. 带*的轴孔长度仅适用于 J_1 型轴孔，对 Z_1 型轴孔应把 22 改为 17，27 改为 20。
 3. 联轴器的瞬时最大转矩不超过许用转矩的 2.5 倍。
 4. 半联轴器材料：HT200、ZG270-500，芯型弹性件：由橡胶环和芯棒组成。
 5. 摘自 GB10614—89。

4.13 弹性柱销联轴器

弹性柱销联轴器采用尼龙制成的柱销与两半联轴器联接，见图 6-1-46，与弹性套柱销联轴器比较，结

构简单，制造容易，更换方便而且耐磨，并有一定缓冲吸振和补偿能力，但尼龙易吸潮，尺寸稳定性较差。适用于轴向窜动较大，起动频繁，正反转多变，有起动载荷的高低速传动。它还有带制动轮的结构。

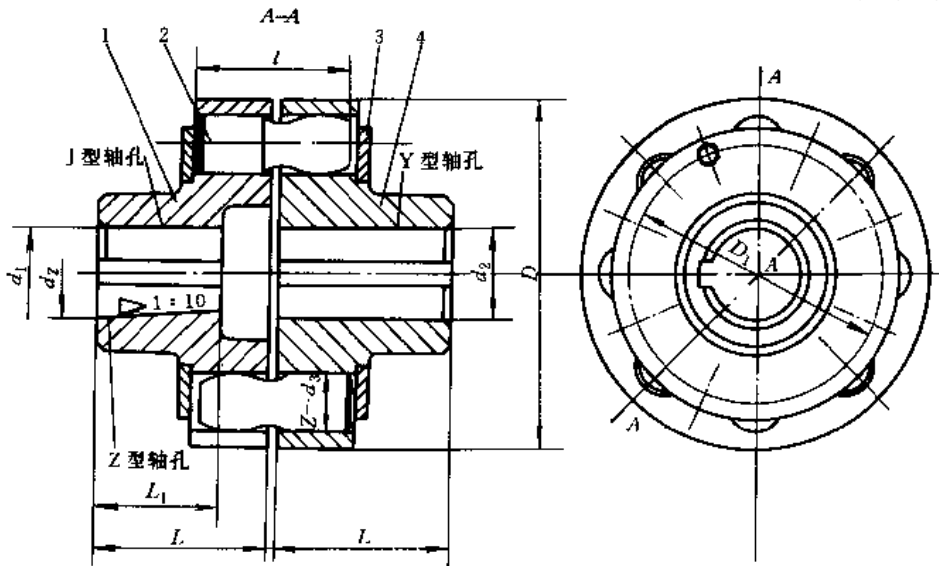


图 6-1-46 弹性柱销联轴器

1、4—半联轴器 2—柱销 3—挡板



弹性柱销联轴器联接两轴许用的相对径向位移 弹性柱销联轴器的主要尺寸和特性参数见表
 0.15~0.25mm, 轴向位移 0.5~3mm, 角位移 $0^{\circ}30'$ 。 6-1-27。

表 6-1-27 弹性柱销联轴器的主要尺寸和特性参数 (mm)

型号	许用转矩 [T] (N·m)	许用转速 [n] (r/min)		轴孔直径 d_1, d_2, d_3	轴孔长度			D	d_3	l
		钢	铁		Y ₁ 型	J, J ₁ , Z型				
					L	L ₁	L ₂			
HL1	160	7100	7100	12, 14	32	27	32	90	15	40
				16, 18, 19	42	30	42			
				20, 22, (24)	52	38	52			
HL2	315	5600	5600	20, 22, 24	52	38	52	120	20	56
				25, 28	62	44	62			
				30, 32, (35)	82	60	82			
HL3	630	5000	5000	30, 32, 35, 38	82	60	82	160		72
				40, 42, (45), (48)	112	84	112			
HL4	1250	4000	2800	40, 42, 45, 48, 50, 55, 56 (60), (63)	112 142	84 107	112 142	195	30	90
HL5	2000	3550	2500	50, 55, 56, 60, 63, 65, 70, (71), (75)	142	107	142	220		
HL6	3150	2800	2100	60, 63, 65, 70, 71, 75, 80 (85)	142 172	107 132	142 172	280	40	112
				70, 71, 75 80, 85, 90, 95	142 172	107 132	142 172	320		
HL8	1000C	2120	1600	100, (110)	212	167	212	360		
				80, 85, 90, 95	172	132	172			
				100, 110, (120), (125)	212	167	212			
HL9	1600C	1800	1250	100, 110, 120, 125	212	167	212	410	50	127
				130, (140)	252	202	252			
HL10	25000	1560	1120	110, 120, 125	212	167	212	480	60	152
				130, 140, 150	252	202	252			
				160, (170), (180)	302	242	302			
HL11	31500	1320	1000	130, 140, 150	252	202	252	540		
				160, 170, 180	302	242	302			
				190, (200), (220)	352	282	352			
HL12	63000	1250	950	160, 170, 180	302	242	302	630	70	183
				190, 200, 220	352	282	352			
				(240), (250), (260)	410	330	—			
HL13	100000	1120	850	190, 200, 220	352	282	352	710	80	203
				240, 250, 260	410	330	—			
				(280), (300)	470	380	—			
HL14	160000	850	630	240, 250, 260	410	330	—	800	90	223
				(280), 300, (320)	470	380	—			
				(340)	550	450	—			

注: 1. 半联轴器材料: $D \leq 220$ 用锻钢, $D \geq 280$ 用铸钢 ZG270-500 和铸铁 HT200。

2. 括号内轴孔直径仅用于钢制半联轴器。

3. 摘自 GB5014-85。



联轴器的计算:

1. 验算柱销的抗剪强度

$$\tau = \frac{8T_c}{\pi D_1 Z d_3^2} \leq [\tau] \quad (\text{MPa}) \quad (6\cdot1-46)$$

式中 D_1 ——柱销中心分布圆直径 (mm);

d_3 ——柱销直径 (mm);

Z ——柱销数目;

$[\tau]$ ——尼龙柱销的许用切应力, 可取 $[\tau] = 7\text{MPa}$ 。

2. 验算柱销的抗压强度

$$\sigma_p = \frac{4T_c}{D_1 Z d_3 l} \leq [\sigma_p] \quad (\text{MPa}) \quad (6\cdot1-47)$$

式中 l ——柱销长度 (mm);

$[\sigma_p]$ ——尼龙柱销的许用压应力, 可取 $[\sigma_p] = 8 \sim 11\text{MPa}$ 。

4.14 弹性柱销齿式联轴器

弹性柱销齿式联轴器见图 6.1-47。将尼龙柱销嵌在两半联轴器 1、5 和外套 3 的半圆孔中, 传递转矩时, 柱销受剪切和挤压。标准的弹性柱销齿式联轴器除图 6.1-47 所示结构外, 还有接中间轴和带制动轮等几种结构。这种联轴器与刚性齿式联轴器相比,

结构简单, 制造容易, 不需润滑, 维护和更换方便、成本低, 适用于正反转多变, 起动频繁的传动轴系。

联轴器联接两轴许用的相对径向位移 0.3~1.5mm, 轴向位移 1.5~5.0mm, 角位移 $0^\circ 30'$ 。

弹性柱销齿式联轴器的主要尺寸和特性参数见表 6.1-28。

联轴器的计算:

1. 验算柱销的抗剪强度

$$\tau = \frac{2T_c}{D_1 Z d_3 l} \leq [\tau] \quad (\text{MPa}) \quad (6\cdot1-48)$$

式中 D_1 ——柱销中心分布圆直径 (mm);

d_3 ——柱销直径 (mm);

l ——柱销长度 (mm);

Z ——半联轴器上柱销数;

$[\tau]$ ——柱销的许用切应力, 对 MC 尼龙 6, 可取 $[\tau] = 11\text{MPa}$ 。

2. 验算柱销的抗压强度

$$\sigma_p = \frac{4T_c}{D_1 Z d_3 l} \leq [\sigma_p] \quad (\text{MPa}) \quad (6\cdot1-49)$$

式中 $[\sigma_p]$ ——柱销的许用压应力, 对 MC 尼龙 6, 可取 $[\sigma_p] = 8 \sim 11\text{MPa}$ 。

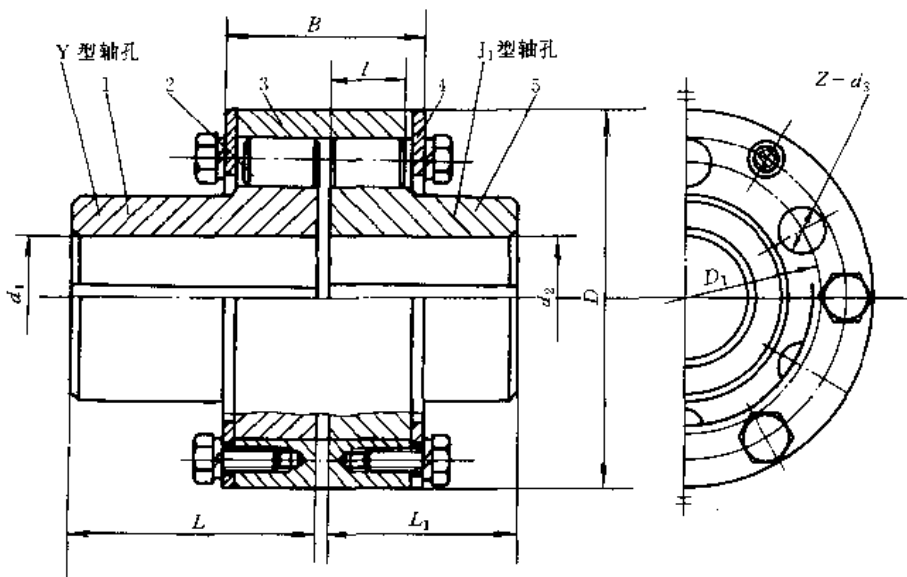


图 6.1-47 弹性柱销齿式联轴器

1、5—半联轴器 2—柱销 3—外套 4—挡板



表 6-1-28 弹性柱销齿式联轴器的主要尺寸和特性参数

(mm)

型号	许用转矩 [T] (N·m)	许用转速 [n] (r/min)	轴孔直径 d_1, d_2 和轴孔长度 L (Y型), L_1 (J ₁ 型)									D	B	d_3	l			
			d_1, d_2		Y型		J ₁ 型		d_1, d_2		Y型					J ₁ 型		
			L	L_1	L	L_1	L	L_1	L	L_1	L					L_1		
ZL1	100	4000	12,14	32	27	16,18,19	42	30	20,22,24	52	38	76	42		15			
ZL2	250	4000	16,18,19	42	30	20,22,24	52	38	25,28	62	44	92	50	10	18			
									30,32	82	60							
ZL3	630	4000	25,28	62	44	30,32,35,38	82	60	40,42	112	84	118	69	15	25			
ZL4	1600	4000	40,42,45,48	112	84	55,56	112	84	60	142	107	158	89					
ZL5	4000	4000	50,55,56	112	84	60,63,65, 70,71,75	142	107	80	172	132	192	89	20	35			
ZL6	6300	3300	60,63,65	142	107	70,71,75	142	107	80,85,90,95	172	132	230	111	30	45			
ZL7	10000	2900	70,71,75	142	107	80,85,90,95	172	132	100,110	212	167	260	113					
ZL8	16000	2500	80,85,90,95	172	132	100, 110, 120,125	212	167	130	252	202	300	136		50			
ZL9	25000	2300	90,95	172	132	100, 110, 120,125	212	167	130,140,150	252	202	335	149	35	60			
ZL10	31500	2100	100, 110, 120,125	212	167	130,140,150	252	202	160,170	302	242	355	151					
ZL11	40000	2000	110,120,125	212	167	130,140,150	252	202	160,170,180	302	242	380	170	40	70			
ZL12	63000	1700	130,140,150	252	202	160,170,180	302	242	190,200	352	282	445	183	45	75			
ZL13	100000	1500	150	252	202	160,170,180	302	242	190,200,220	352	282	515	218	50	90			
									240	410	330							
ZL14	125000	1400	170,180	302	242	190,200,220	352	282	240,250,260	410	330	560	218	50	90			
ZL15	160000	1300	190,200,220	352	282	240,250,260	410	330	280,300	470	380	590	238	55	100			
ZL16	250000	1000	220	352	282	240,250,260	410	330	280,300,320	470	380	695	262	65	110			
									340	550	450							
ZL17	315000	950	240,250,260	410	330	280,300,320	470	380	340,360,380	550	450	768	282	70	120			
ZL18	400000	850	250,260	410	330	280,300,320	470	380	340,360,380	550	450	860	300	80	125			
									400,420	650	540							
ZL19	630000	750	280,300,320	470	380	340,360,380	550	450	400,420,440 450	650	540	970	320	85	135			
ZL20	1000000	650	320	470	380	340,360,380	550	450	400,420,440	650	540	1156	351	90	150			
									450,460,480 500									
ZL21	1600000	530	380	550	450	440,450,460	650	540	530,560,600	800	680	1440	355	110	150			
			400,420	650	540	480,500			630									
ZL22	2000000	500	420,440,450 460,480,500	650	540	530,560,600 630	800	680	670,710,750	900	780	1520	396	110	170			



(续)

型号	许用转矩 [T] (N·m)	许用转速 [n] (r/min)	轴孔直径 d_1, d_2 和轴孔长度 L (Y型), L_1 (J ₁ 型)								D	B	d_3	l				
			d_1, d_2		Y型		J ₁ 型		d_1, d_2						Y型		J ₁ 型	
			d_1, d_2	L	L ₁	L	L ₁	d_1, d_2	L	L ₁					L	L ₁		
ZL23	2500000	460	480,500	650	540	530,560,600 630	800	680	670,710,750 800,850	900	780	1638	430	120	185			

注: 1. 联轴器材料: 半联轴器、外套为 45 钢; 柱销 MC 尼龙 6。

2. 短时过载不得超过许用转矩 [T] 的 2 倍。

3. 摘自 GB 5015--85。

4·15 挠性鼓形齿式联轴器

挠性鼓形齿式联轴器是一种以非金属材料代替金属材料制造内齿圈的鼓形齿式联轴器, 见图 6·1-48。制造内齿圈的非金属材料有共聚甲醛和 MC 尼龙, 前者的抗剪强度高, 故承载较高, 后者的弹性和耐磨性较好。这种联轴器具有补偿两轴相对偏移和一定的缓冲减振性能, 可注塑成形, 加工简单, 径向尺寸小, 质量小, 结构简单, 不需润滑, 适用于载荷较平稳的中、低速传动轴系。

联轴器联接两轴许用的相对径向位移 0.4~3.5mm, 轴向位移 1~5mm, 角位移 1.5°~30'。

挠性鼓形齿式联轴器的主要尺寸和特性参数见表 6·1-29。

联轴器的计算可参考刚性(鼓形)齿式联轴器。

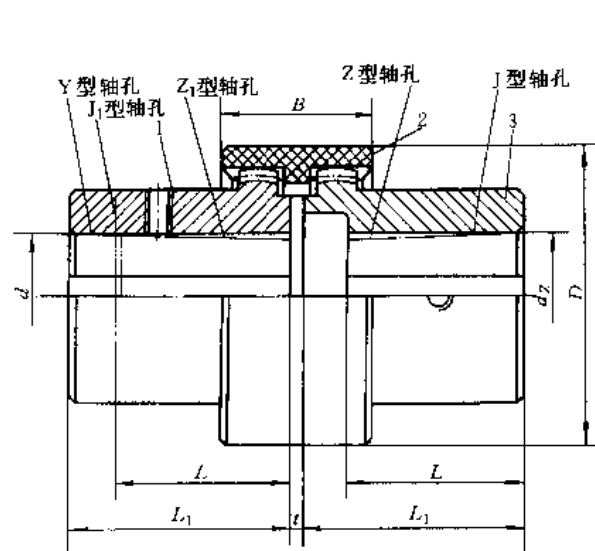


图 6·1-48 挠性鼓形齿式联轴器

1、3—半联轴器 2—挠性内齿圈

表 6·1-29 挠性鼓形齿式联轴器的主要尺寸和特性参数

(mm)

型号	许用转矩 [T] (N·m)	许用转速 [n] (r/min)	轴孔直径 d, d_2 , 轴孔长度 L, L_1 (Y, J, J ₁ , Z, Z ₁ 型)									D	B	t			
			d, d_2	Y型			J, J ₁ , Z, Z ₁ 型			d, d_2	Y型				J, J ₁ , Z, Z ₁ 型		
				L	L ₁	L	L	L ₁	L		L					L ₁	
ZC1	25	6000	7	16	—	—	10, 11	25	—	Z ₁ 17	38	26	7				
			8, 9	20	—	—	12, (14)	32	—	J ₁ 27							
			10, 11	25	—	J ₁ 22	—	—	—	Z ₁ 20							
ZC2	40	6000	11	25	—	J ₁ 23	12, 14	32	—	Z ₁ 20	42	26	7				
			12, 14	32	—	J ₁ 27	(16)	42	—	30							
ZC3	63	5600	16, 18, (19)	42	—	30	(20)	52	—	38	48	28	7				
ZC4	100	5300	18, 19	42	—	30	20, (22)	52	—	38	55	30	7				
ZC5	160	4750	22, 24	52	—	38	(30)	82	—	60	75	36	8				
			25, (28)	62	—	44	—	—	—	—	—	—	—				
ZC6	250	4500	25, 28	62	—	44	(30), (32)	82	—	60	80	38	8				
ZC7	315	4000	28	62	—	44	30, 32, (35)	82	—	60	85	44	10				



(续)

型号	许用转矩 [T] (N·m)	许用转速 [n] (r/min)	轴孔直径 d, d_z , 轴孔长度 L, L_1 (Y, J, J ₁ , Z, Z ₁ 型)									D	B	z			
			d, d_z			Y型 J, J ₁ , Z, Z ₁ 型			d, d_z								
			L	L ₁	L	L	L ₁	L									
ZC8	400	3750	35, (38)			82	—	60	(40)			112	—	84	98	48	10
ZC9	630	3250	38			82	—	60	40, (42), (45)			112	—	84	110	52	10
ZC10	800	2800	42, 45			112	—	84	(48), (50)			112	—	84	118	54	10
ZC11	1000	2500	45, 48			112	—	84	(50), (55)			112	—	84	125	56	12
ZC12	1600	2000	50, 55, 56			112	—	84	60, (63), (65)			142	—	107	150	68	14
ZC13	2500	1800	60, 63, 65			142	—	107	70, (71), (75)			142	—	107	168	74	15
ZC14	4000	1600	70, 71, 75			142	142	107	80, (85), (90)			172	—	132	195	88	15
ZC15	6300	1320	80, 85			172	172	132	(100), (110)			212	—	167	232	102	18
			90, 95			172	—	132									
ZC16	10000	1120	95			172	172	132	(120), (125)			212	—	167	268	112	20
			100, 110			212	—	167									
ZC17	16000	1000	110, 120, 125			212	212	167	130, (140), (150)			252	—	202	322	132	19
ZC18	25000	900	125			212	212	167	150			252	—	202	375	152	25
			130, 140			252	252	202	(160), (170)			302	—	242			

注：1. 括号内轴孔直径仅用于钢制半联轴器。

2. 联轴器传递的瞬时最大扭矩不超过许用转矩的 2~3 倍 (型号大的取小值)。
3. 半联轴器材料：ZG310-370、HT200、45；挠性内齿圈材料：共聚丙烯。

4.16 多角形橡胶联轴器

多角形橡胶联轴器见图 6-1-49，橡胶弹性元件呈多边形，二边相交处有一金属套筒嵌件，用螺栓相间地

与两半联轴器联接。

多角形橡胶联轴器具有较好的弹性和补偿两轴相对位移的性能，可以作为有弹性的万向联轴器，允许有较大的角位移，而且效率高，无噪声，结构简单，不需

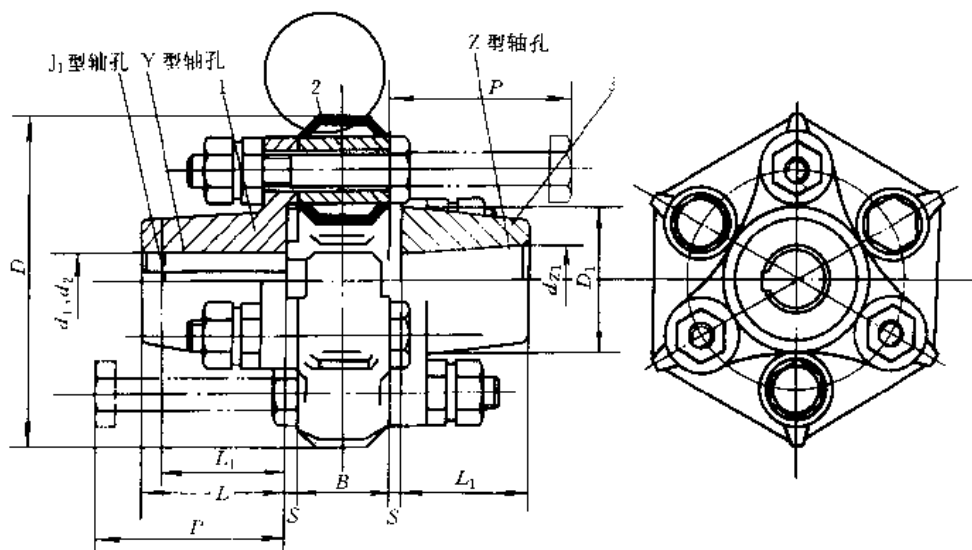


图 6-1-49 多角形橡胶联轴器

1、3—半联轴器 2—多角形橡胶弹性元件



润滑,使用寿命长,安装和拆卸也较方便。适用于有缓冲要求且两轴的轴间角较大的场合。

$2^{\circ}\sim 5^{\circ}$, 径向位移 $1\sim 2\text{mm}$, 轴向位移 $2\sim 5\text{mm}$ 。

多角形橡胶联轴器的主要尺寸和特性参数见表

多角形橡胶联轴器联接两轴的许用相对角位移 $6\cdot 1\cdot 30$ 。

表 6·1-30 多角形橡胶联轴器的主要尺寸和特性参数 (mm)

型号	许用转矩 [T] (N·m)	许用转速 [n] (r/min)	轴孔直径 d_1, d_2, d_3 和轴孔长度 $L(Y), L_1(J_1, Z_1)$ 型)						D	D_1	B	S	P		
			d_1, d_2, d_3	Y型		J_1, Z_1 型		d_1, d_2, d_3						J_1, Z_1 型	
				L	L_1	L	L_1								
DL1	50	5000	12, 14	32	—	20, 22, 24	52	38	96	42	28	4	65		
			16, 18, 19	42	30	25	62	44							
DL2	80	4000	16, 18, 19	42	30	25, 28	62	44	118	55	32	5	75		
			20, 22, 24	52	38	30, 32	82	60							
DL3	160	3150	20, 22, 24	52	38	30, 32, 35, 38	82	60	142	68	46	7	95		
			25, 28	62	44	40	112	84							
DL4	280	2500	22, 24	52	38	30, 32, 35, 38	82	60	182	92	52	9	105		
			25, 28	62	44	40, 42, 45, 48, 50, 55	112	84							
DL5	560	2000	25, 28	62	44	40, 42, 45, 48, 50, 55, 56	112	84	235	122	62	12	125		
			30, 32, 35, 38	82	60	60, 63, 65, 70, 71	142	107							
			28	62	44	50, 55, 56	112	84							
DL6	800	1800	30, 32, 35, 38	82	60	60, 63, 65, 70, 71, 75	142	107	258	128	68	12	135		
			40, 42, 45, 48	112	84	60, 63, 65, 70, 71, 75	142	107							
			35, 38	82	60	60, 63, 65, 70, 71, 75	142	107							
DL7	1250	1600	40, 42, 45, 48, 50, 55, 56	112	84	80, 85	172	132	282	148	78	13.5	165		
			71, 75	112	84	80, 85, 90, 95	172	132							
			80, 85, 90, 95	142	107	100, 110	212	167							
DL8	2500	1250	40, 42, 45, 48, 50, 55, 56	112	84	80, 85, 90, 95	172	132	372	190	100	15	195		
			60, 63, 65, 70	142	107	100, 110	212	167							
			80, 85, 90, 95	112	84	100, 110, 120, 125, 130	212	167							
DL9	3550	1120	45, 48, 50, 55, 56	112	84	100, 110, 120, 125, 130	212	167	420	220	115	15	225		
			60, 63, 65, 70, 71, 75	142	107	100, 110, 120, 125, 130	212	167							
			50, 55, 56	112	84	80, 85, 90, 95	172	132							
DL10	5600	1000	60, 63, 65, 70, 71, 75	142	107	100, 110, 120, 125, 130, 140, 150	212	167	465	242	130	15	235		
			60, 63, 65, 70, 71, 75	142	107	100, 110, 120, 125	212	167							
			80, 85, 90, 95	172	132	100, 110, 120, 125	212	167							
DL11	8000	900	60, 63, 65, 70, 71, 75	142	107	130, 140, 150	252	202	520	260	150	20	325		
			80, 85, 90, 95	172	132	130, 140, 150	252	202							
			160	172	132	160	302	242							

注: 1. 半联轴器材料: ZG270-500; 橡胶件材料: 硬度 $65\pm 5\text{HA}$ 。

2. 联轴器许用扭转角 $4^{\circ}\sim 5^{\circ}$, 瞬时冲击转矩不大于许用转矩的 $2\sim 3$ 倍。

3. 多角形橡胶件 DL1~DL6 为六角形, DL7~DL11 为八角形。



联轴器计算:

1. 验算橡胶件传力边的强度

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] \text{ (MPa)} \quad (6\cdot1-50)$$

$$\sigma = \frac{0.77T_c}{\pi R d_0^2} \text{ (MPa)}$$

$$\tau = \frac{0.29T_c}{\pi R d_0^2} \text{ (MPa)}$$

式中 R ——套筒中心分布圆半径 (mm);

d_0 ——橡胶件截面的直径 (mm);

$[\sigma]$ ——橡胶件的许用应力, 可取 $[\sigma] = 1 \sim 1.5 \text{ MPa}$ 。

2. 橡胶件的稳定性、稳定性条件

$$[\sigma] = \frac{0.24T_c}{R d_0^2} \leq \sigma_{cr} \text{ (MPa)} \quad (6\cdot1-51)$$

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi E d_0^2}{8l^2} \text{ (MPa)}$$

式中 σ_{cr} ——稳定性的极限应力

E ——橡胶件的弹性模量, 可取 $E = 3G \text{ (MPa)}$;

G ——橡胶件的剪切弹性模量 (MPa);

l ——橡胶件的边长 (mm)。

4.17 磁力联轴器

磁力联轴器是一种两半联轴器非接触式联接的联轴器, 它利用磁极间异性相吸同性相斥的原理来传递运动和转矩。图 6.1-50 为其一种结构。磁力可以由电磁铁产生亦可以由永久磁铁产生, 由于用永久磁铁的结构简单, 故目前应用较广, 这种联轴器的优点是:

(1) 能实现完全密封, 从动部分的轴不需伸出机体与主动轴联接, 轴封装置由动密封变为静密封, 从而彻底消除了设备渗漏的隐患。

(2) 能隔振、隔热, 因为两半联轴器不接触, 所以既不会将一侧的振动传至另一侧, 同时也能隔绝热量沿轴直接传递。

(3) 能实现定转矩传递, 起着过载保护的作用。

此外, 与一般弹性联轴器一样, 也具有补偿两轴相对位移和缓冲的能力。

这种联轴器的缺点是成本较高, 磁力随时间而逐渐减小, 尤其当有振动时, 磁力随时间减小现象更为明显。

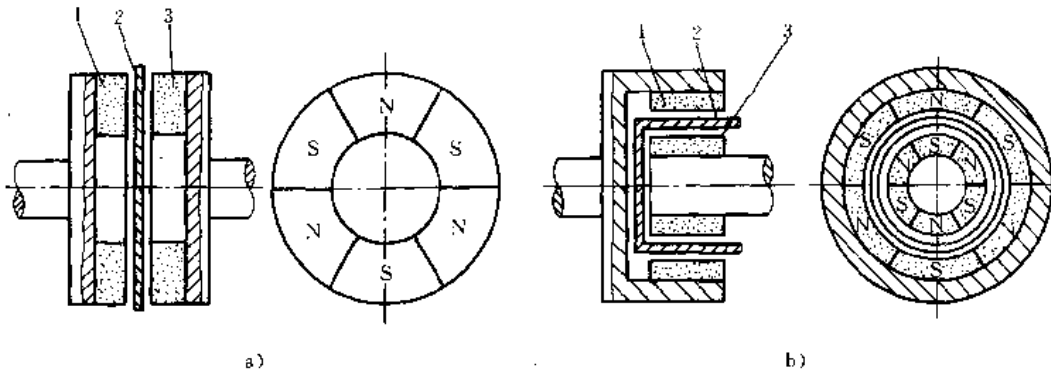


图 6.1-50 永磁联轴器

a) 圆盘形 b) 圆筒形

1、3—磁钢 2—隔离板(套)

磁力联轴器最适宜用于需要完全密封, 避免泄漏的各种传动装置。

4.17.1 永磁联轴器的结构

1. 圆盘形永磁联轴器 它是在主、从动轴端各安装一个完全相同的圆盘 (图 6.1-50a), 圆盘上各有一组沿周向排列成环形的磁钢, 每组磁钢由偶数个极性相反的扇形磁钢组成, 两组磁钢间存在一个小的间隙。这种结构的制造工艺简单, 但由于两组磁钢间的吸力, 将在两轴轴承上引起较大的轴向力, 亦影响轴向间隙大小的改变。

2. 圆筒形永磁联轴器 它是由内、外圆筒组成, 在外筒的内表面和内筒的外表面上, 安装若干块呈瓦形的磁钢, 其磁极交替配置, 当外筒转动, 由于磁极间磁力的推拉, 同样可带动从动部分转动。这种结构的特点是传动半径大, 传递转矩大, 而且极性比较均匀, 轴向力也小, 性能较好, 应用较广, 但磁钢块制造复杂, 精度要求高。

用于制造永磁联轴器的磁性材料, 需要有高的磁感应强度和高的矫顽力, 使用的磁钢主要有铁氧体类、稀土类和钕铁硼永磁合金等, 其中铁氧体类材料的磁感应强度和磁能积较低, 热稳定性较差, 但成本低, 适



合于制造瓦形磁钢,用于传递转矩小于100N·m的联轴器,稀土类(如稀土钴)和钕铁硼永磁合金的磁性能优异,但价格昂贵,适宜于制造传递转矩较大的联轴器。

4-17-2 永磁联轴器的计算

永磁联轴器传递转矩大小的计算比较复杂,对于圆筒形结构的永磁联轴器,其瓦形磁钢沿圆周方向以不同极性呈偶数交替排列。联轴器不转动时,内外圆筒上各磁极均为异性磁极相对。工作时,主动轴相对从动轴转过一个角度,由于内外磁钢每对磁极正面互相吸引,相邻异极面互相排斥,这样,内磁体受到了磁场的吸力 F_1 与斥力 F_2 的联合作用,见图6-1-51,当从动磁极位于相邻两磁极的中间位置时,其传递的转矩达到最大值,其相对转角

$$\varphi = \frac{\pi}{m}$$

式中 m ——磁极数目。

联轴器所能传递的最大转矩

$$T = KYMHV_m \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (6-1-52)$$

式中 K ——磁路系数;

Y ——磁钢排列系数;

M ——磁化强度(T);

H ——有效磁场强度(A/m);

V_m ——磁钢总体积(m^3)。

圆筒形永磁联轴器的许用两轴相对位移量与气隙的大小及磁钢的长度有关,一般可取

许用轴向位移 $\Delta x = 0.1l$ (l ——磁钢轴向长度)

许用径向位移 $\Delta y = 0.1l_g$ (l_g ——气隙)

许用角位移 $\Delta\alpha = 1^\circ$

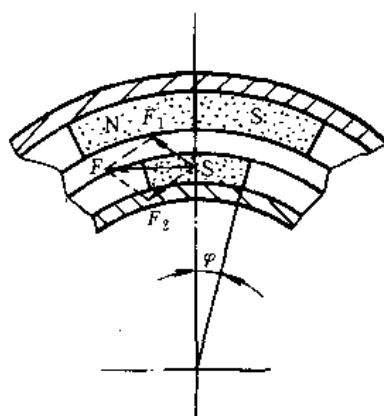


图6-1-51 从动磁极的动力学分析

5 安全联轴器

安全联轴器当所传递的转矩超过限定值时,借其中联接件折断、分离或打滑使传动中断,起着限定转矩的目的,从而保护重要机件不致损坏。

对安全联轴器的要求是动作精确可靠,能在规定转矩作用下,迅速断开,而且性能稳定,不随联轴器使用时间长短而改变,同时当转矩正常后能及时或容易恢复联接。

安全联轴器主要采用元件破坏式,见图6-1-52的剪销安全联轴器。当传递转矩达到规定值时,销钉被剪断而使联接中断。这种安全联轴器的结构简单,但灵敏度较低,主要用于过载可能性不大的两轴联接。为了提高工作准确度,销钉材料的材质要均匀,制造精度要高,而且,在一个联轴器中安全销数目不宜太多,一般为1~2个。

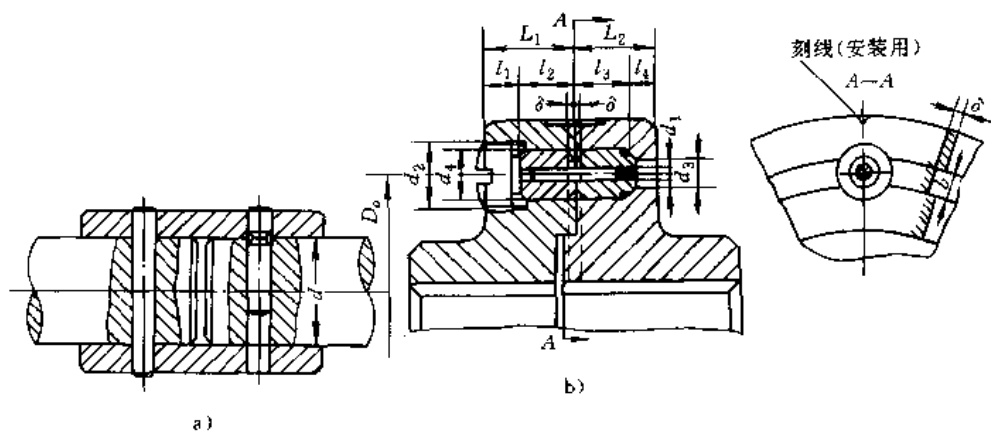


图6-1-52 剪销安全联轴器

a) 径向安全销(带槽销) b) 轴向安全销(光销)



安全销有光销和带槽销,后者性能较稳定,剪断处毛刺不会影响销取出,但光销制造容易。为避免销剪断处毛刺擦伤半联轴器的端面,在端面上车有槽,并在半联轴器外缘端面作出标记,使更换销时容易对中。

安全销的材料,通常采用 $\sigma_b=600\text{MPa}$ 的各种钢,如45、60、T8A钢等,硬度30~36HRC,可避免因销塑性变形而延长切断时间。要求不高时也可采用黄铜、铸铁等。套筒材料一般为40Cr,硬度50~56HRC,以提高其耐磨性。

剪销安全联轴器的主要尺寸见表6·1-31。

剪销安全联轴器计算

确定销直径或切槽处直径

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{8T_{lim}}{\pi D_0 Z \tau_b}} \quad (\text{mm}) \quad (6\cdot1-53)$$

$$T_{lim} = KT_c \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

式中 D_0 ——销中心分布圆直径,径向分布, $D_0 = d$ (d —轴直径) (mm);

Z ——销剪切面数;

τ_b ——销材料的抗剪强度, $\tau_b = (0.7 \sim 0.8) \sigma_b$,

σ_b 为销材料的抗拉强度 (MPa);

K ——系数, $K=1.4 \sim 1.7$ 。

图6·1-53为具有减振、缓冲、补偿性能的剪销安全弹性块联轴器,适用于传递转矩较大的传动,其主要尺寸和特性参数见表6·1-32。

表6·1-31 剪销安全联轴器的主要尺寸

(mm)

d_1	d_2	d_3	d_4	L_1	L_2	l_1	l_2	l_3	l_4	b	δ	最小剪切力 (N)
1.5	M16	5	10	22	16	10	12	11	5	8	1.5	700
2												1300
3	M20	8	15	30	25	12	18	17	8	10	2	2900
4												5200
5												8100
6	M30	12	25	50	45	22	28	26	19	16	2.5	12000
8												21000
10												33000
13	M48	18	40	75	64	33	42	39	25	28	3	55000
16												83400
20												130000

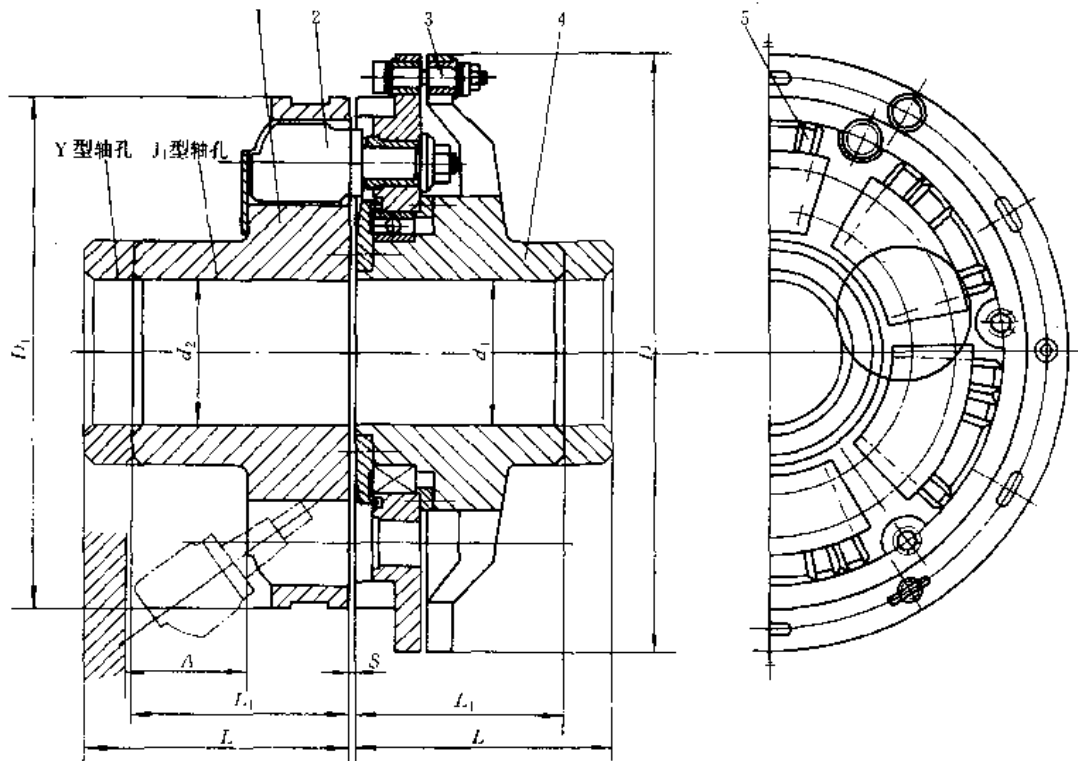


图6·1-53 安全弹性块联轴器

1、4—半联轴器 2—传力臂 3—安全销 5—弹性块



表 6-1-32 安全弹性块联轴器的主要尺寸和特性参数 (mm)

型号	许用转矩 [T] (N·m)	许用转速 [n] (r/min)	轴孔直径 d_1, d_2 ; 轴孔长度 L(Y 型), L_1 (J ₁ 型)						D	D ₁	B	A	S				
			d_1, d_2	Y 型		J ₁ 型		d_1, d_2						Y 型		J ₁ 型	
				L	L_1	L	L_1							L	L_1		
AKL1	1000	2240	48,50,55,56	112	84	60	142	107	340	285	150	70	4				
AKL2	1600	2000	55,56	112	84	60,63,65,70	142	107	380	320	180	80	4				
AKL3	2500	1700	63,65,70,71,75	142	107	80	172	132	450	372	192	90	5				
AKL4	4000	1600	70,71,75	142	107	80,85,90	172	132	480	400	215	105	5				
AKL5	6300	1400	75	142	107	100	212	167	500	425	220	100	5				
			80,85,90,95	172	132												
AKL6	10000	1250	90,95	172	132	100,110,120	212	167	600	490	270	130	5				
AKL7	16000	1120	100,110,120,125	212	167	130	252	202	670	570	280	135	5				
AKL8	25000	1000	120,125	212	167	130,140,150	252	202	750	630	300	145	5				
AKL9	40000	750	130,140,150	252	202	190,200	352	282	900	775	345	160	6				
			160,170,180	302	242												
AKL10	63000	630	160,170,180	302	242	190,200,220	352	282	1000	855	370	190	7				
AKL11	100000	560	190,200,220	352	282	240,250,260	410	330	1120	970	425	210	7				
AKL12	125000	500	220	352	282	280	470	380	1180	1030	450	230	8				
			240,250,260	410	330												
AKL13	160000	450	240,250,260	410	330	280,300,320	470	380	1320	1145	500	250	8				
AKL14	200000	400	260	410	330	340	550	450	1380	1185	520	280	8				
			280,300,320	470	380												
AKL15	250000	350	280,300,320	470	380	340,360	550	450	1470	1265	560	300	8				
AKL16	315000	300	300,320	470	380	340,360,380	550	450	1550	1340	570	330	10				
AKL17	400000	250	320	470	380	400	650	540	1650	1425	630	360	10				
			340,360,380	550	450												
AKL18	500000	240	360,380	550	450	400,420,440	650	540	1770	1530	650	390	10				
AKL19	630000	220	400,420,440	650	540	450,460,480	650	540	1800	1550	680	350	10				
AKL20	900000	220	440,450,460	650	540	530	800	680	2070	1790	765	470	10				
			480,500	650	540												
AKL21	1250000	170	460,480,500	650	540	530,560	800	680	2280	1975	820	510	10				
AKL22	1600000	140	530,560	800	680	600,630	800	680	2400	2070	910	560	12				
AKL23	2000000	120	560,600,630	800	680	670	900	780	2650	2270	1045	640	15				
AKL24	2500000	100	630	800	680	670,710,750	900	780	2850	2460	1120	700	15				
AKL25	3150000	100	710,750	900	780	800,850	1000	880	3000	2605	1200	760	15				

注:许用径向位移 $\Delta y=0.5 \sim 1.0$, 轴向位移 $\Delta x=1.25 \sim 3.0$, 角位移 $\Delta \alpha=0^{\circ}15' \sim 1^{\circ}30'$ 。



6 联轴器的试验

6.1 联轴器的试验分类

1. **承载能力试验** 按联轴器薄弱环节的静强度和疲劳强度条件,确定联轴器能传递的转矩。

2. **补偿性能试验** 按轴和支承及联轴器中某一零件所容许的附加载荷或耐磨性等条件,确定联轴器所联两轴许用的最大相对径向、轴向和角位移。

3. **弹性试验** 确定联轴器的扭转刚度、径向和轴向刚度以及其许用的最大弹性变形。

6.2 联轴器的试验方法

1. **静态试验** 在静止不转动条件下对联轴器的有关特性进行试验。

承载能力试验是在半联轴器上加载,另一半联轴器固定的情况下进行的,当所加的载荷为变化时,则可测得其疲劳强度。

同样在改变两轴相对径向、轴向和角向位移量的情况下进行加载试验,则可得其补偿能力。

测量在加载和卸载转矩作用下,两半联轴器的相对扭转角变化,可得联轴器的扭转刚度和阻尼特性。同样,测量在径向或轴向载荷作用下两半联轴器的径向或轴向变形量,则可得径向或轴向刚度。

2. **动态试验** 这是在运转条件下,测定联轴器的各有关特性。

动态试验台,一般有开式和闭式两类,前类试验台由于耗能高,且不宜用于疲劳强度试验,应用较少。闭式试验台可进行与静态试验相同的各项特性试验,而且其工作条件接近实际情况,能耗又很少,应用较广。

第2章 离合器^{[4]~[11]}

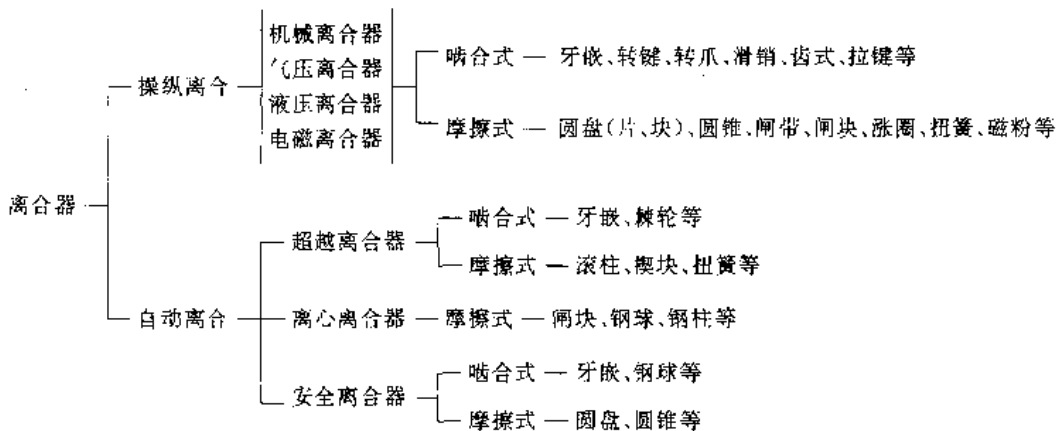
1 离合器的功能与分类

离合器是联接同轴线上的主、从动件以传递动力或运动,同时具有在传递过程中接合或分离功能及机械装置;其自身的主、从两半分别与所联接的主、从动件结合,通过操纵或自控离合,完成起动、停止、换向、变速等工作。有的离合器可用于机件的过载保护或软起动中的节能,有的兼有阻尼、减振作用。

对离合器的基本要求是:

- (1) 接合平稳,分离彻底,动作准确可靠;
- (2) 结构简单,外形尺寸小,质量轻,从动部分惯量小;
- (3) 操纵省力,对接合元件的压紧力能达到内力平衡;
- (4) 散热好;
- (5) 接合元件耐磨损,使用寿命长。

离合器按操纵方式、工作性质、接合方式和结构形式分类如下:



为保证离合器工作可靠,在设计离合器时取计算转矩

$$T_j = \beta T_c \quad (6.2-1)$$

式中 β ——工作储备系数(按表6.2-1选取);

T_c ——需传递的转矩(N·cm)。



表 6·2-1 离合器的工作储备系数

机械类别	β	机械类别	β
金属切削机床	1.3~1.5	轻纺机械	1.2~2
曲柄式压力机械	1.1~1.3	农业机械	2~3.5
汽车	1.2~3	挖掘机械	1.2~2.5
拖拉机	1.5~3.5	钻探机械	2~4
船舶	1.3~2.5	活塞泵、通风机	1.3~1.7
起重运输机械	1.2~1.5	冶金矿山机械	1.8~3.2

在设计中取 β 值过小，将加长接合时间而易使摩擦元件过热，加速磨损；取 β 值过大，则使离合器接合刚性增大，操纵功增加。一般对冲击载荷小或接合要求平稳的离合器宜取较小值，对冲击载荷大或要求接合迅速的离合器应取较大值。

离合器需传递的转矩通常按工作机的载荷要求确定，有时也按原动机的额定或最大转矩确定。

设计或选用离合器时，应满足离合器的计算转矩小于其许用转矩的条件。

2 接合元件

离合器接合元件分啮合式和摩擦式。前者的优点是结构简单，能传递的转矩大，外形尺寸小，可保证主、从动轴同步转动，有的还可利用元件过载时相对打滑而起保护作用；缺点是刚性啮合有冲击，所以适合在静止和转差不超过 100~150r/min 的低速下接合。后者的优点是允许在较高的转差下接合，离、合平稳，过载时多数元件可自动打滑，所以应用广泛；缺点是不能保

持主、从动轴严格同步，接合时会产生摩擦热和摩擦元件的磨损。

2·1 啮合元件

2·1·1 啮合元件的结构形式

图 6·2-1 为常见的啮合元件结构形式，图 6·2-1a 为牙嵌元件，利用牙的啮合传递转矩，应用相当广泛；图 6·2-1b 为转键，利用从动轴内转键局部转入主动轴上相应槽中传递转矩，多用于中小型机械；图 6·2-1c 为滑销，利用主、从动离合器体间的滑销与孔槽结合传递转矩，多用于离合较频繁的机械；图 6·2-1d 为齿轮，利用内齿啮合，多用于传递转矩较大的场合；图 6·2-1e 为拉键，利用轴内拉键，对多级齿轮有选择地接合，用于传递转矩不大的场合。

图 6·2-2 为牙嵌元件爪牙形式，图 6·2-2a、b 为正、斜三角牙，牙数较多，容易接合，但牙尖强度低，承载或接合相对转速大时容易损坏；图 6·2-2c、d、e、f 为梯形类牙，牙数较少，牙强度较高，适用于载荷大、接合不频繁的场所，其中，正梯形牙接合较困难，经改进的尖梯形牙、斜梯形牙及锯齿形牙接合较容易；矩形牙只适于静止或转速差不大于 10r/min 的接合；螺旋形牙强度高，接合容易，可传递较大转矩。斜三角牙、斜梯形、锯齿形及螺旋形牙只能单向传力。

A 型和 B 型正三角牙的牙形和尺寸关系见图 6·2-3，A 型正三角牙、正梯形牙、矩形牙的尺寸系列见表 6·2-2 和表 6·2-3。

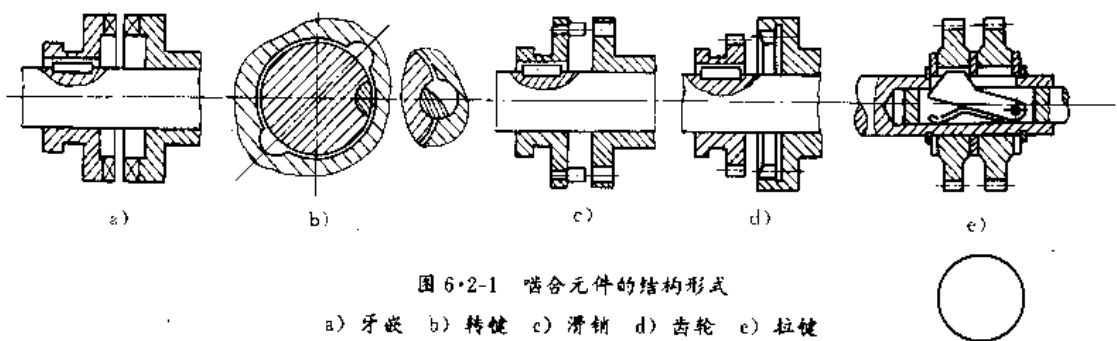


图 6·2-1 啮合元件的结构形式

a) 牙嵌 b) 转键 c) 滑销 d) 齿轮 e) 拉键

表 6·2-2 A 型正三角牙的尺寸系列

(mm)

D	D ₁	h ₁	$\alpha=30^\circ (r=0.2)$					$\alpha=45^\circ (r=0.2)$														
			z	γ	t	H	h	z	γ	t	H	h										
32	22	5	24	6°31'	4.19	3.62	3.12	48	3°15'	2.10	1.81	1.31	24	3°45'	4.19	2.10	1.88	48	1°52'	2.10	1.05	0.83
40	28				5.24	4.53	4.03			2.62	2.27	1.77			5.24	2.62	2.40			2.62	1.31	1.09
45	32				5.89	5.10	4.60			2.95	2.55	2.05			5.89	2.92	2.73			2.95	1.48	1.26

机械工业出版社



(续)

D	D ₁	h ₁	$\alpha=30^\circ (r=0.2)$										$\alpha=45^\circ (r=0.2)$									
			z	γ	t	H	h	z	γ	t	H	h	z	γ	t	H	h	z	γ	t	H	h
55	40	5	36	4°20'	4.80	4.15	3.65	72	2°10'	2.40	2.07	1.57	36	2°30'	4.80	2.40	2.18	72	1°15'	2.40	1.20	0.98
60	45				5.24	4.53	4.03			2.62	2.27	1.77			5.24	2.62	2.40			2.62	1.31	1.09
65	50				5.67	4.91	4.51			2.84	2.45	1.95			5.67	2.84	2.62			2.84	1.42	1.20
75	55	8	48	3°15'	4.91	4.25	3.75	96	1°37'	2.45	2.12	1.62	48	1°52'	4.91	2.46	2.24	96	0°57'	2.16	1.23	1.01
85	60				5.56	4.81	4.31			2.78	2.40	1.90			5.56	2.78	2.56			2.78	1.39	1.17
90	65				5.89	5.10	4.60			2.95	2.55	2.05			5.89	2.95	2.73			2.95	1.48	1.26
100	70				6.54	5.66	5.16			3.27	2.83	2.33			6.54	3.27	3.05			3.27	1.64	1.42
110	80				7.20	6.23	5.73			3.60	3.12	2.62			7.20	3.60	3.38			3.60	1.80	1.58
120	90				5.24	4.53	4.03			2.62	2.27	1.77			5.24	2.62	2.40			2.62	1.31	1.09
125	90	8	72	2°10'	5.45	4.72	4.52	144	1°05'	2.73	2.36	1.86	72	1°15'	5.45	2.73	2.51	144	0°37'	2.73	1.37	1.15
140	100				6.11	5.28	4.78			3.05	2.64	2.14			6.11	3.06	2.84			3.06	1.53	1.31
145	100				6.33	5.47	4.97			3.16	2.74	2.24			6.33	3.17	2.95			3.17	1.58	1.35
160	120				6.98	6.05	5.55			3.49	3.03	2.53			6.98	3.49	3.27			3.49	1.75	1.53
180	140				7.85	6.80	6.30			3.93	3.39	2.89			7.85	3.93	3.71			3.93	1.97	1.75
200	150				6.54	5.66	5.16			3.27	2.83	2.33			6.54	3.27	3.05			3.27	1.64	1.42
220	170	96	1°37'	192	0°50'	7.20	6.23	5.73	3.60	3.12	2.92	96	0°57'	7.20	3.60	3.38	192	0°28'	3.60	1.80	1.58	
250	190					8.18	7.08	6.58	4.09	3.54	3.14			8.18	4.09	3.87			4.09	2.15	1.93	
280	220					9.16	7.93	7.43	4.58	3.97	3.47			9.16	4.58	4.36			4.58	2.29	2.07	

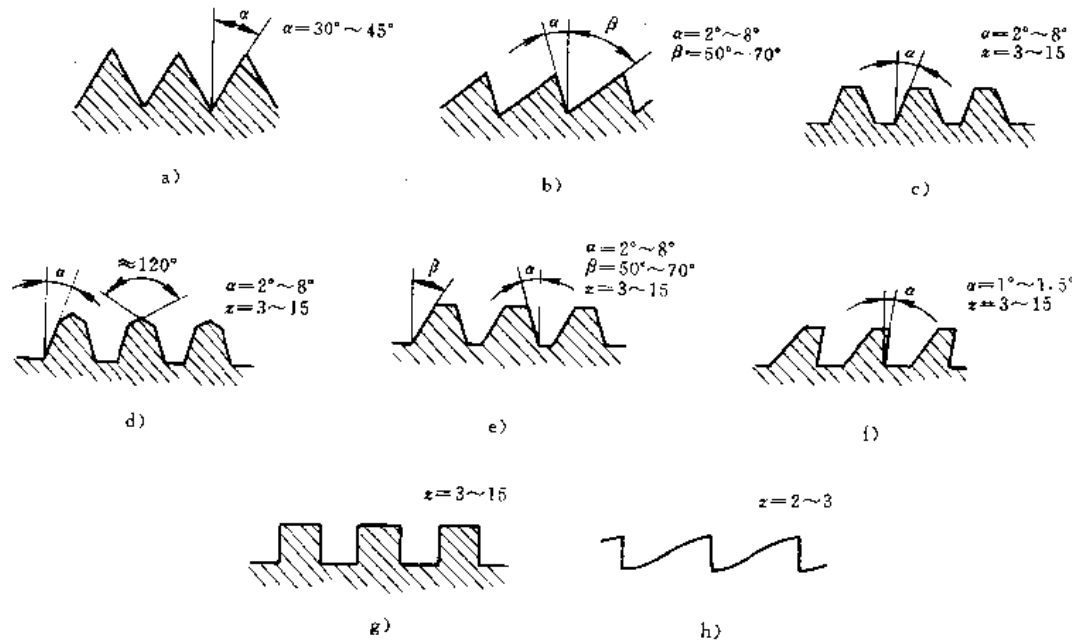


图 6-2-2 牙齿元件牙形

- a) 正三角牙 b) 斜三角牙 c) 正梯形牙 d) 尖梯形牙
e) 斜梯形牙 f) 锯齿形牙 g) 矩形牙 h) 螺旋形牙



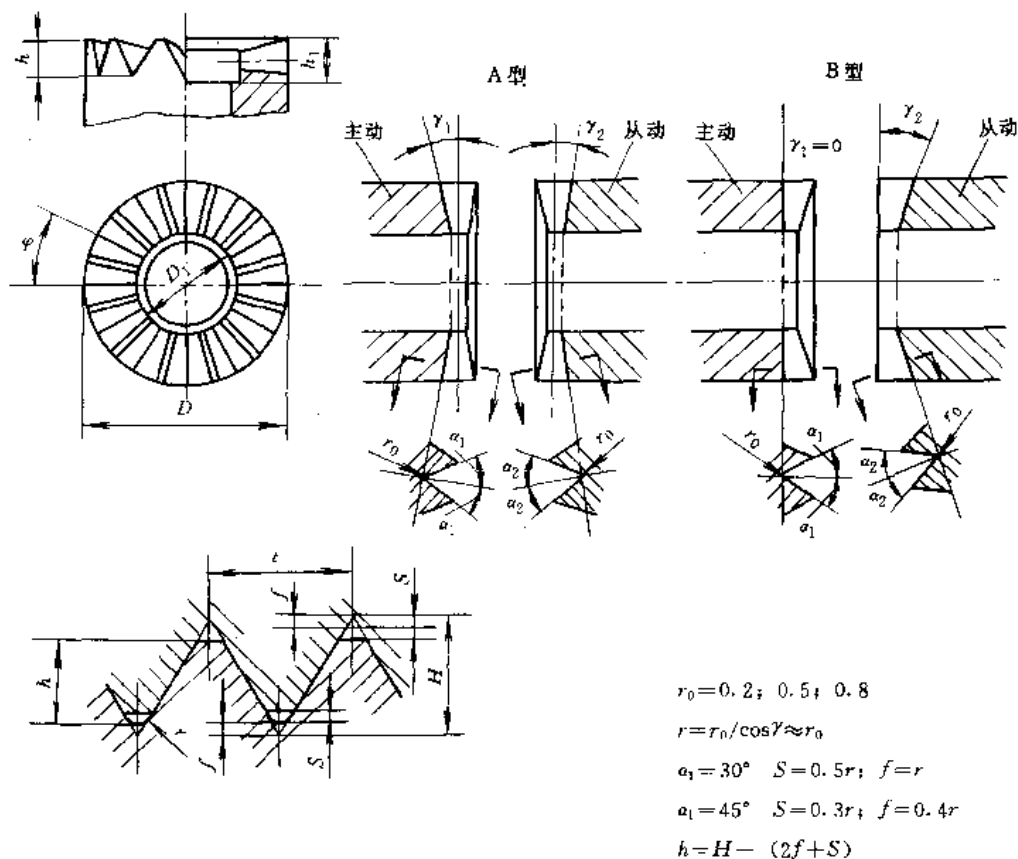


图 6·2-3 正三角牙的牙形和尺寸关系

A 型

$\varphi=360/z$

$\alpha_1=\alpha_2=\alpha=30^\circ; 45^\circ$

$\gamma_1=\gamma_2=\gamma$

$\sin\gamma=\tan\frac{\varphi}{4}\cot\alpha$

B 型

$\varphi=360/z$

$\alpha_1=30^\circ; 45^\circ$

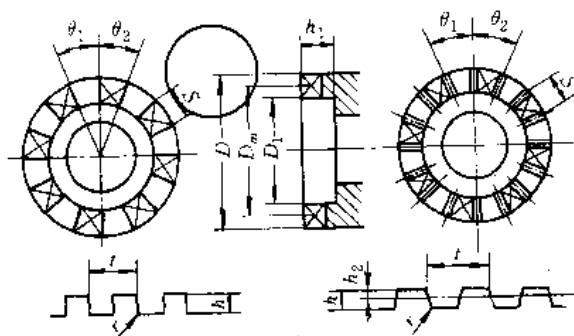
$\gamma_1=0$

$\tan\gamma_2=\sin\frac{\varphi}{2}\cot\alpha_1$

$\tan\alpha_2=\tan\frac{\varphi}{2}\cot\gamma_2$

表 6·2-3 正梯形牙和矩形牙的尺寸系列

(mm)



D	D ₁	z	矩形牙			梯形牙			h	h ₁	h ₂	r
			θ_1	θ_2	S	$\theta_1=40^\circ/2\psi$	θ_2	S				
40	28	5	37°	35°	12.03	36°	36°	12.36	5	6	2.1	0.5
50	35				15.04			15.45				

机械工业出版社



(续)

D	D ₁	z	矩形牙			梯形牙			h	h ₁	h ₂	r
			θ ₁	θ ₂	S	θ ₁ = $\frac{40'}{20}$	θ ₂	S				
60	45	7	26°43'	24°43'	12.84	25°43'	25°43'	13.35	6	8	2.6	0.8
70	50				14.98			13.57				
80	60				17.12			17.80				
90	65				19.26			20.03				
100	75				21.40			22.25				
120	90	9	21°30'	18°30'	19.29	20°	20°	20.84	8	10	3.6	1.0
140	100				22.50			24.31				
160	120	11	18°22'	14°22'	20.01	16°22'	16°22'	22.77	8	10	3.6	1.0
180	130				22.51			25.62				
200	150				25.01			28.47				

2.1.2 啮合元件的常用材料 (表 6.2-4)

表 6.2-4 啮合元件的常用材料

材 料	热 处 理	应 用 范 围
HT200 HT300	170~240HBS	低速轻载的齿轮 和牙嵌牙
45	淬火 38~46HRC 高频淬火 48~55HRC	
20Cr 20MnB 20Mn2B	渗碳 0.5~1mm, 淬火回火 56~62HRC	中速中载的齿轮 和牙嵌牙
45Cr 45MnB	高频淬火回火 48~ 58HRC	重载、有冲击的 齿轮和牙嵌牙、滑 销
20CrMnTi 12Cr2Ni4 12CrNi3	渗碳 0.8~1.2mm 淬火回火 58~62HRC	中载、高速、有 冲击的齿轮和牙嵌 牙
T7	淬火回火 40~50HRC 淬火 52~57HRC	转键、滑销

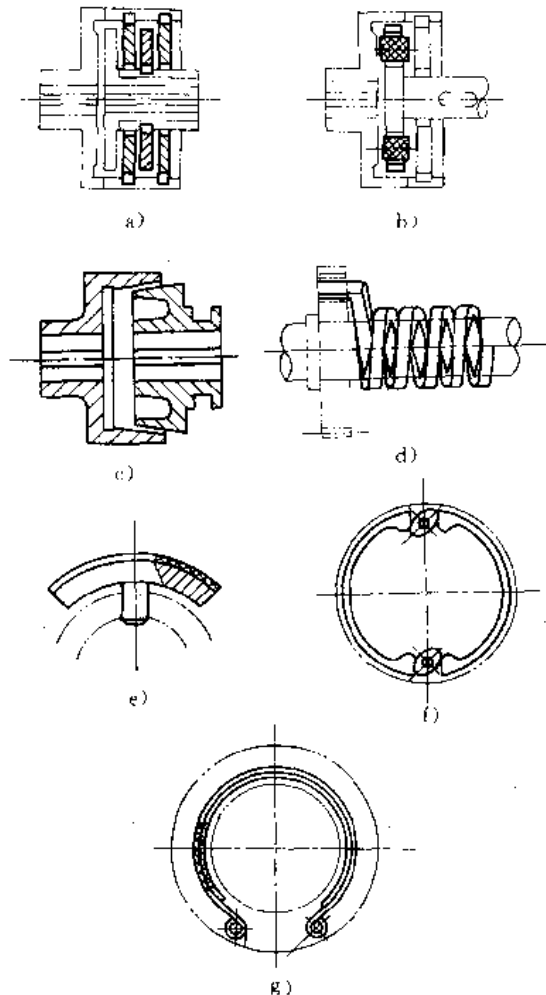


图 6.2-4 摩擦元件的结构形式

a) 摩擦片 b) 摩擦块 c) 圆锥盘 d) 扭簧
e) 闸块 f) 涨圈 g) 闸带

2.2 摩擦元件

2.2.1 摩擦元件的结构形式

图 6.2-4 为常见摩擦元件的结构形式, 以圆盘摩擦片应用最广; 扭簧和闸带应用较少。

典型圆盘摩擦片结构形式见图 6.2-5; 图 6.2-5a、b 适用于中小型套装或轴装式离合器; 图 6.2-5c 适用于大中型离合器; 图 6.2-5d 适用于片数不多的中小型

此星公司制作 请尊重原作者版权



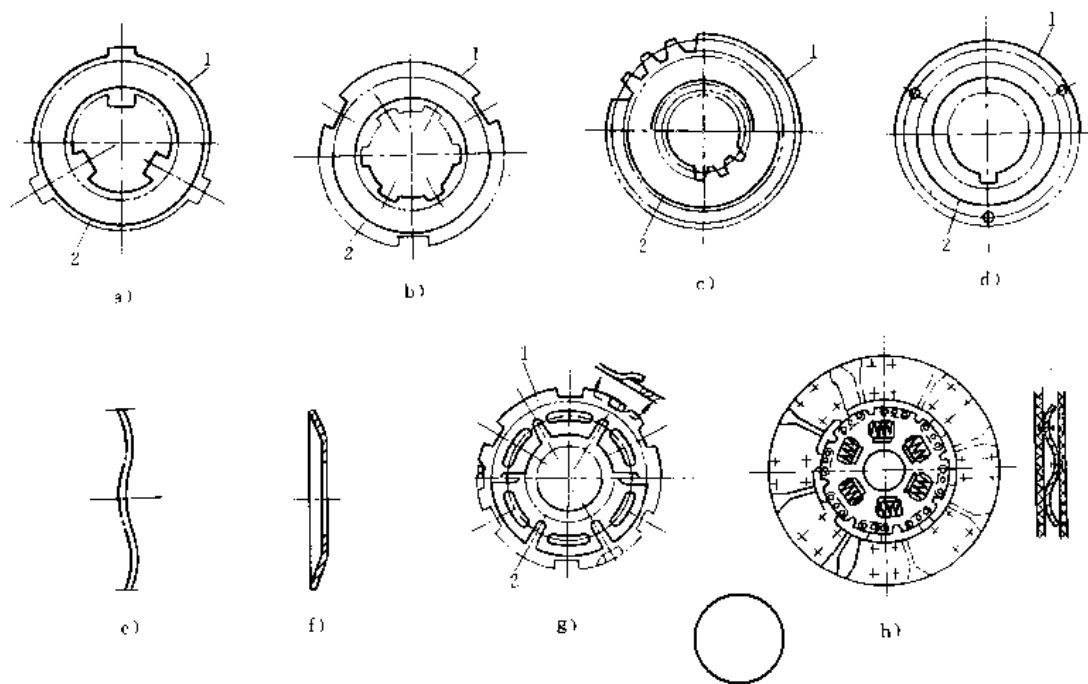


图 6·2·5 圆盘摩擦片的结构形式

- a) 带凸耳 b) 带凹槽 c) 带渐开线齿 d) 带导销孔 e) 正弦片
 f) 碟形 g) 卷边, 开槽 h) 带扭转减振器的弹性片
 1—外片 2—内片

离合器; 图 6·2-5e、f 作为内片, 呈辐射的正弦波状或碟形, 起分片和使接合平稳的作用 (外片为平片); 图 6·2-5g 的外片上有翘起的弹性边, 起分片作用, 内外片上都开有径向槽及圆弧槽, 多用作电磁离合器的摩擦片; 图 6·2-5h 为带扭转减振器的弹性片。

摩擦片(较厚时称摩擦盘)分光摩擦片和带衬面摩擦片。前者直接由金属制成, 后者的衬面依材质不同, 可粘、铆或烧结在金属基片上, 依摩擦片大小、散热等需要, 为整片或拼装。对于工作时需散发很大热量的干式离合器片, 为了加强风冷或水冷效果, 常采用带散热翅的端部摩擦盘或带辐射肋的中空摩擦盘。为了改进湿式摩擦片的工作性能, 使之利于缩短接合时间, 提高摩擦系数, 以及散热和排屑, 可在光片和衬面的表面加工辐射状、螺旋状或网格状油沟, 见图 6·2-6。油沟面积可占相当大的比例, 例如, 在粉末冶金衬面上可占摩擦面全面积的 30%~40%, 甚至 45%~60%。

表 6·2-5 为选择摩擦片的参考数据。

圆盘摩擦块有圆形、椭圆形、半圆形、扇形等, 通常用石棉基摩擦材料, 载荷不大时也用其他材料, 如硬木或硬木粘以软木衬面。表 6·2-6 为两种摩擦块的尺寸关系和当量摩擦半径 R_0 。

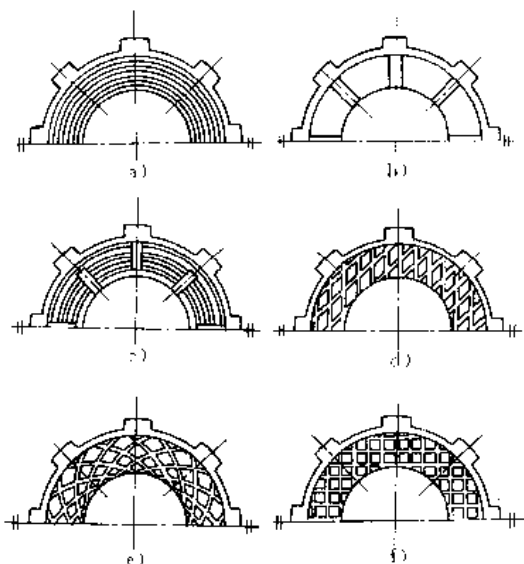


图 6·2·6 湿式摩擦片的油沟形状

- a) 同心圆或螺旋槽 b) 辐射槽 c) a、b 组合
 d) 棱格 e) 放射棱格 f) 方格



表 6-2-5 选择摩擦片的参考数据

项 目	湿 式 片	干 式 片
摩擦片数量 z (片)	5~16(一般) 25~30(最大)	2~10
摩擦片厚度 b (mm)	1~2(冲压钢片) 3~5(青铜片) 4~8(夹布胶木片)	3~6(冲压钢片) 10~15(厚钢片) 5~20(铸铁片)
片间间隙(空转 时) δ (mm)	0.2~1(无衬面) 0.4~1.2(有衬面)	0.4~1.2(无衬面) 0.6~1.5(有衬面)
衬面层厚度 h (mm)	石棉基材料:3~10 粉末冶金材料:0.25~2(薄层);2~6 (厚层) 夹布胶木、皮革:3~5	
最大圆周速度 v (m/s)	20~30(机床类);50~70(汽车类)	
金属表面粗糙度 (μm)	一般 R_a 不低于 1.6,对于平均圆周速度大于 5m/s、接合速度超过每小时 60 次的钢质片, R_a 为 0.2~0.4.	

2-2-2 摩擦副材料

摩擦副材料包括摩擦材料(金属材料和非金属材料)和对偶材料(主要为金属材料)。

常用的摩擦材料的性能参见本篇第 3 章 10 节。

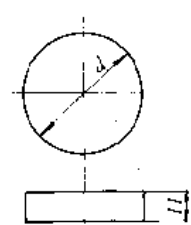
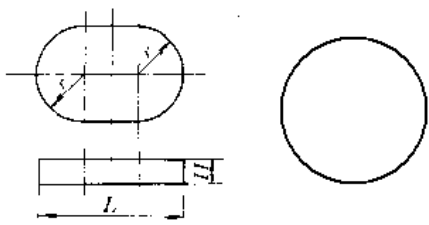
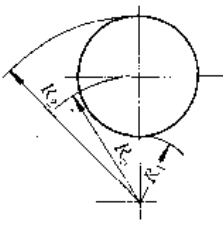
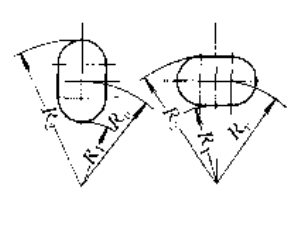
常用的对偶材料为钢或铸铁。对于速度高、载荷大、容易发热的离合器,常采用硬度不低于 210~250HBS 的 HT200、HT250,或采用 35、45 钢。对于高载荷的离合器,对偶材料可采用合金铸铁、球墨铸铁、含锰或含铬合金钢。

常用摩擦副的摩擦系数、许用压强和许用温度见表 6-2-7。

2-2-3 摩擦元件的发热和磨损验算

1. 接合时间和滑磨功 见图 6-2-7,在接合过程中,假设原动机传给离合器的转矩为 T_0 ,工作机对离合器的载荷转矩为 T_1 ,且二者为定值;同时,离合器主、从动轴角速度的瞬时变化值随时间 t 呈直线比例关系,这样摩擦元件的接合时间 t 和滑磨功 A 可分别由下式求得

表 6-2-6 摩擦块的尺寸关系和当量摩擦半径 R_e

圆形摩擦块	椭圆形摩擦块
	
$H=(0.6\sim 1)r; r=d/2$	$H=(0.6\sim 1)r; L=(2.3\sim 2.5)r; b=L-2r$
	
$R_e = \frac{1 + \frac{1}{8} \left(\frac{r}{R_m} \right)^2}{1 - \frac{1}{8} \left(\frac{r}{R_m} \right)^2} R_m$	$R_e = \frac{2br + \pi r^2 \left[1 + \frac{1}{8} \left(\frac{r}{R_m} \right)^2 \right]}{2br + \pi r^2 \left[1 - \frac{1}{8} \left(\frac{r}{R_m} \right)^2 \right]} R_m$

注:表中 R_m —平均摩擦半径, $R_m = \frac{R_2 + R_1}{2}$, 一般计算亦可取 $R_e \approx R_m$, 偏于安全。



表 6-2-7 离合器摩擦副的摩擦系数、许用压强和许用温度

摩擦副		摩擦系数 μ		许用压强 $[p]$ (MPa)		许用温度 (°C)	
摩擦材料	对偶材料	干式	湿式	干式	湿式	干式	湿式
淬火钢	淬火钢	0.15~0.2	0.05~0.1	0.2~0.4	0.6~1.0	<260	
铸铁	铸铁	0.15~0.25	0.06~0.12	0.2~0.4	0.6~1.0	<300	
铸铁	钢	0.15~0.2	0.05~0.1	0.2~0.4	0.6~1.0	<260	
青铜	青铜、铸铁、钢	0.15~0.2	0.06~0.12	0.2~0.4	0.6~1.0	<150	
铜基粉末冶金	铸铁、钢	0.25~0.35	0.08~0.1	1.0~2.0	1.5~2.5	<560	<120
铁基粉末冶金	铸铁、钢	0.3~0.4	0.1~0.12	1.5~2.5	2.0~3.0	<680	
石棉基摩擦材料	铸铁、钢	0.25~0.35	0.08~0.12	2.0~3.0	0.4~0.6	<260	
夹布胶木	铸铁、钢	—	0.1~0.12	—	0.4~0.6	<150	
皮革	铸铁、钢	0.3~0.4	0.12~0.15	0.07~0.15	0.15~0.28	<110	
软木	铸铁、钢	0.3~0.5	0.15~0.25	0.05~0.10	0.01~0.15	<110	

- 注：1. 摩擦片数少时 $[p]$ 值取上限，片数多时取下限。
 2. 当摩擦片平均圆周速度 $> 2.5\text{m/s}$ 或每小时接合次数超过 100 次时， $[p]$ 值相应适当降低。
 3. 对于某些石棉基摩擦材料，干式可用到 $[p] = 1.5\text{MPa}$ 。

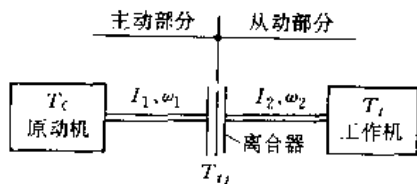


图 6-2-7 离合器接合过程

$$t = \frac{I_1 I_2 (\omega_1 - \omega_2)}{I_2 (T_c - T_0) + I_1 (T_n - T_i)} \quad (6-2-2)$$

$$A = \frac{I_1 I_2 (\omega_1 - \omega_2)^2}{2 \left[I_1 \left(1 - \frac{T_c}{T_0} \right) + I_2 \left(1 - \frac{T_c}{T_0} \right) \right]} \quad (J)$$

式中 I_1, I_2 —主、从动轴的转动惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)；

ω_1, ω_2 —接合时主、从动轴的起始角速度 (rad/s)；

T_{ij} —摩擦元件所传递的转矩 (取为离合器计算转矩) ($\text{N} \cdot \text{m}$)。

如原动机角速度 ω_1 在接合过程中可认为基本不变且 $T_0 \approx T_{ij}$ ，则上式可简化为

$$t = \frac{I_2 (\omega_1 - \omega_2)}{T_{ij} - T_i} \quad (s) \quad (6-2-3)$$

$$A = \frac{I_2 (\omega_1 - \omega_2)^2}{2 \left(1 - \frac{T_i}{T_{ij}} \right)} \quad (J)$$

2. 发热和磨损验算 通常只对载荷大或接合比较频繁离合器的摩擦元件做发热和磨损验算。表 6-2-8 列出常用的几种验算方法。

表 6-2-8 常用的摩擦元件发热和磨损验算方法

验算内容	计算公式	备注
一次接合温升	$\Delta t = \frac{W}{mc} \leq [\Delta t] \quad (^\circ\text{C})$	<p>W—滑摩功 (一次接合功) (J)</p> <p>m—离合器吸收热量部分零件的质量^①</p> <p>c—吸热材料比热容 [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]</p> <p>$c = 490$ (钢)</p> <p>$c = 544$ (铸铁)</p> <p>$[\Delta t]$—许用温升 ($^\circ\text{C}$)</p> <p>$[\Delta t] = 3 \sim 5$ (拖拉机)</p> <p>$[\Delta t] = 15 \sim 20$ (履带车辆)</p> <p>$[\Delta t] = 70 \sim 75$ (离心离合器)</p> <p>$[\Delta t] = 150$ (机床)</p>



(续)

验算内容	计算公式	备注
p_v 值	$p_v \leq [p_v]$ (MPa·m/s)	$[p_v]$ —许用 p_v 值 (MPa·m/s) $[p_v] = 2.0 \sim 2.5$ (一般机械; 干式石棉基摩擦材料) $[p_v] = 30 \sim 60$ (船用齿轮箱; 湿式粉末冶金)
磨损系数 ^②	$K = \frac{An}{F} \leq [K]$ (MPa·m/min)	A —滑摩功 (J) n —每分钟接合次数 (1/min) F —总摩擦面积 (mm ²) $[K]$ —许用磨损系数 (MPa·m/min) $[K] = 0.5 \sim 0.8$ (一般石棉基摩擦材料, 圆盘式) $[K] = 0.7 \sim 0.9$ (材料同上, 圆锥式, 闸块式, 闸带式) $[K] = 2.5$ (Z64 石棉摩擦材料, 圆盘式)

① 对于金属对金属摩擦面, 可假设全部热量为整个摩擦副所吸收; 对于金属对非金属摩擦面, 可假设全部热量为金属面部分所吸收。

② 主要用于锻压机床类的离合器。

3 机械离合器

在机械机构直接作用下具有离合功能的离合器称机械离合器。操纵接合机构的力取决于离合器的大小和使用条件, 可用人力或气、液、电磁力。对于大中型车辆离合器, 其操纵有随动要求的, 可采用助力器。

手柄操纵力一般为 80~160N (最大 400N), 动作行程不超过 250mm; 踏板操纵力一般为 100~200N, 动作行程 100~150mm, 最大不超过 250mm。

3.1 牙嵌离合器

牙嵌离合器具有由牙状结构部分组成的嵌合副。简单牙嵌离合器由带牙的主、从两半离合器组成。由于对轴线的不同心和偏斜比较敏感, 应采取必要的措施, 如: 加对中环, 轴承安排在靠近离合器处等。为保证工作面倾斜角较大的牙接合可靠, 应装有防退装置。

图 6-2-8 为带辘子接合机构的牙嵌离合器。当带有斜面及平面的加压环 3 左移时, 位于半离合器 1 的斜铁与固定挡圈 5 间的辘子 2 受加压环斜面的压力沿径向移动, 推动半离合器 1 向左与另一半接合。在加压环平面部分与辘子接触后, 半离合器 1 即被锁住。

3.2 转键离合器

图 6-2-9 为双转键离合器。旋转的齿轮 4 与中套 5 用键固定联接。中套 5 上有 4 个半圆键槽。从动轴 3 有两个相隔 90° 的半圆槽, 装入制动键 1 和可回转的工作

键 2。接合时, 两键相对各转 45°, 使键的一部分转入中套键槽而结合, 两键间有连杆机构相连以保证协同动作。分离时两键转入从动轴上槽中, 中套连同齿轮即可在轴上重新空转。

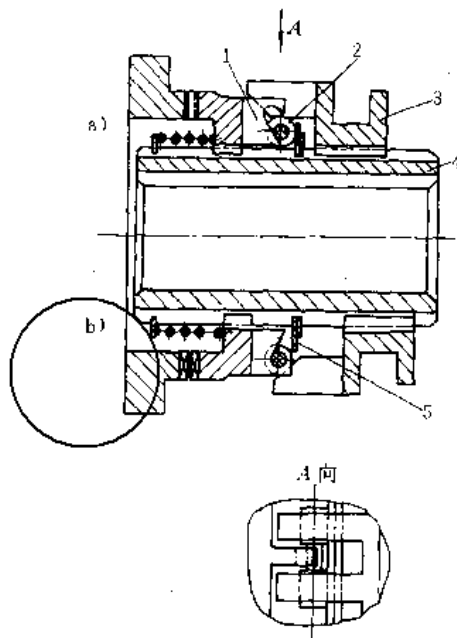


图 6-2-8 带辘子接合机构的牙嵌离合器

a) 接合 b) 分离

1—半离合器 2—辘子 3—加压环
4—轴套 5—挡圈



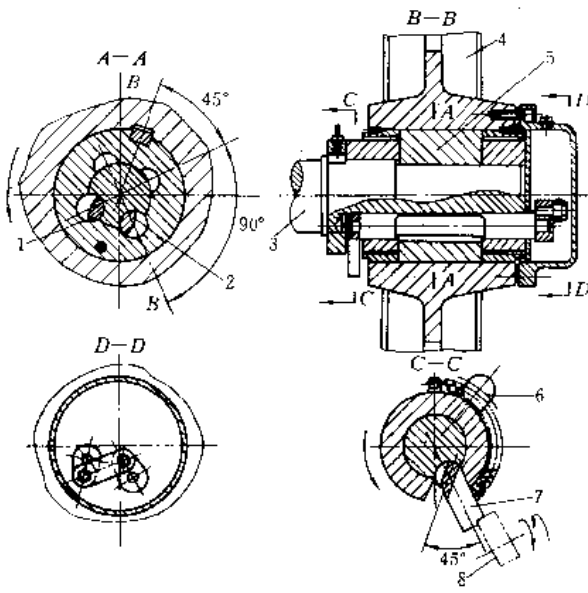


图 6-2-9 双转键离合器

- 1—制动键 2—工作键 3—从动轴 4—齿轮
5—中套 6—撞板 7—接合键 8—凸轮

这种离合器的操纵通过可调整单次及连续行程的机构和电磁铁组成的装置。当操纵装置中凸轮 8 与键 7 接触时，离合器接合；反之则分离。撞板 6 用于碰撞

表 6-2-9 湿式多片摩擦离合器的尺寸和参数

表 6-2-9 湿式多片摩擦离合器的尺寸和参数 (mm)													
d	D	D_1	D_2	D_3	l	l_1	O	P	m	t	b	额定动转矩 (N·m)	压紧力 (N)
15	70	35	45	55	56	25	37	28	4	18	10	20	100
22	90	50	60	75	83	35	60	46	6	24	10	40	120
32	100	60	70	85	83	35	60	46	6	24	10	80	180
45	125	72	85	100	98	50	70	52.5	10	32	15	160	250
45	135	72	85	100	98	50	70	52.5	10	32	15	200	250
48	150	72	85	100	108	50	76	58	10	32	15	320	300
60	170	102	120	140	148	70	103	77.5	13	50	26	450	300
68	195	102	120	140	148	70	103	76	13	50	26	640	350

3.5 圆锥离合器

图 6-2-13 为双圆锥离合器。锥盘 1、3 靠滑键与内套 5 联接。接合时加压环 10 右移，压住杠杆 4，使锥盘 1、3 压紧石棉质扇形体组成的锥环 2，并同时在外壳 6 压紧。分离时加压环 10 左移，锥盘 3 在弹簧 8 的作用下复位，锥环 2 受弹簧 7 的作用收缩与外壳分开。工作间隙靠螺母 9 调整。

圆锥离合器的特点是接合力小，能保证摩擦面完全分离，但外形尺寸和质量较大。

双圆锥离合器的尺寸和参数见表 6-2-10。

表 6-2-10 双圆锥离合器的尺寸和参数

表 6-2-10 双圆锥离合器的尺寸和参数 (mm)								
d	D	D_1	L	t	l_1	许用转速 (r/min)	许用转矩 (N·m)	质量 (kg)
20	90	125	120	90	29	4000	72	3.2
25	115	152	135	101	33	3200	145	6.5
25~25	148	195	183	136	45	2550	215	13
30~55	185	235	216	153	60	2120	358	22
45~65	234	290	255	176	70	1710	578	37
60~80	295	365	310	216	90	1360	1150	65
70~100	325	410	380	256	120	1225	1790	105

操纵装置上的弯板，使机器在单行程后停止。

3.3 圆盘摩擦片离合器

图 6-2-10 为干式单片摩擦离合器，固定在飞轮上的盖 1 与压盘 2 之间有 4 组弹簧钢传动片。传动片在离合器分离时产生弹性形变以保证分离间隙，在接合时则担负传递转矩。这种组成避免了采用导销之类时由于磨损引起的冲击和噪声。由分离杠杆 6、浮动销 5、摆动支承片 3、带方孔支承螺栓 4（兼起间隙调整作用）等组成的浮动销刀口支承，结构简单，摩擦小，有助于提高使用性能。从动盘 8 上装有扭转减振器。

图 6-2-11 为湿式多片摩擦离合器。接合中，带弹性的径向杠杆使摩擦片得到比较均匀的压紧力。表 6-2-9 为湿式多片摩擦离合器的尺寸和参数。

3.4 圆盘摩擦块离合器

图 6-2-12 为圆盘摩擦块离合器。接合时，由拨叉拨动压力环 1 右移，将径向杠杆 2 压下，再经调节螺钉 9、垫块 8，将压盘 4、7 和装在中间盘 6 中的摩擦块 5 同时压紧，经中间盘 6 传递转矩。分离时压力环左移，杠杆松开，弹簧 3 张开使压盘 4、7 复位。工作间隙靠螺母 10 调整。



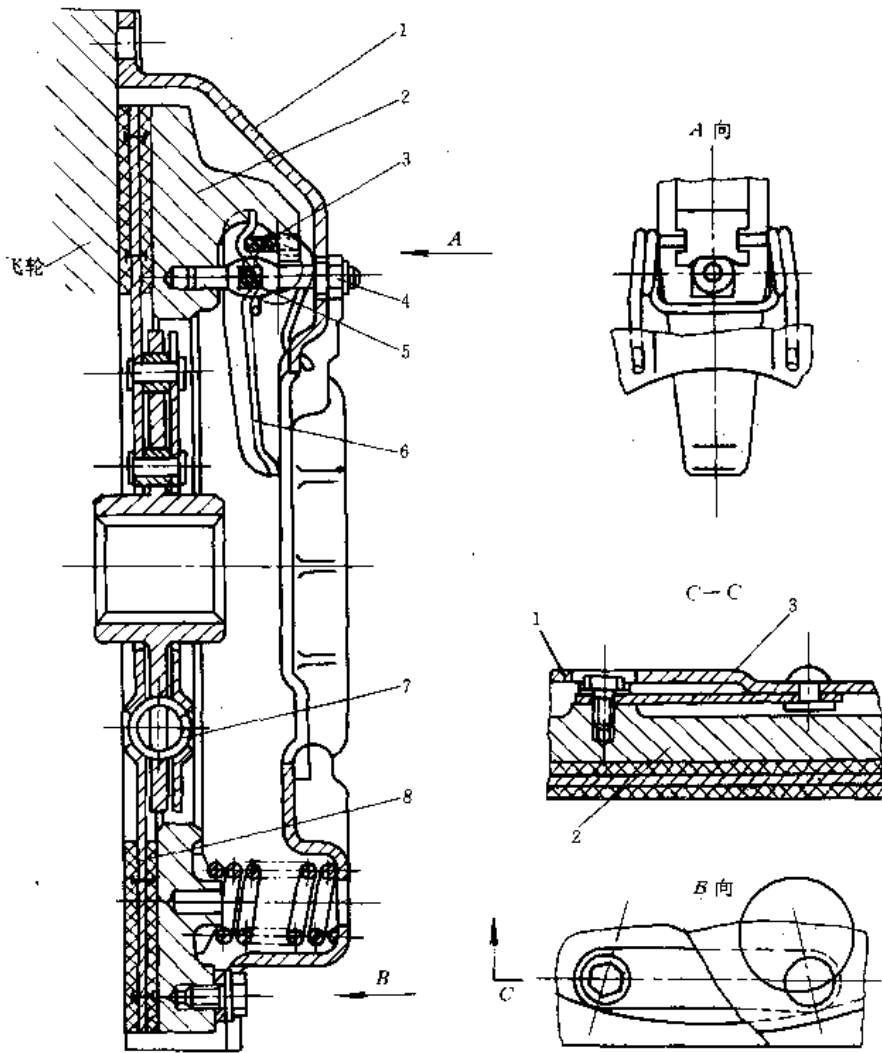


图 6·2-10 干式单片摩擦离合器

1—盘 2—压盘 3—摆动支承片 4—支承螺栓 5—浮动轴 6—分离杠杆 7—扭转减振器 8—从动盘

马蹄形通槽，并开有切口，使其外圈成为具有弹性的涨圈。在切口处放入口形销轴 3、垫片 4。接合时，销轴 3 由接合机构拨动，转一角度而销上突出部分压向垫片 4，使涨圈涨开与带轮 1 接合。分离时，销轴 3 的扁平面转向垫片，涨圈靠自身弹性收缩，与带轮的环形槽分离。

整根的涨圈和两半根组成的涨圈都有使用，其工作原理相同。

3.7 扭簧离合器

图 6·2-15 为扭簧离合器。在主动轴 6 上装有摩擦鼓 4，鼓上套扭簧 10，其粗端嵌入与从动轴 1 相联的壳体 2 中，细端通过销轴 8 与杠杆 5 联接。接合时加压盘 7 左移压住杠杆 5，5 转动并使调整螺钉 3 压在扭簧第

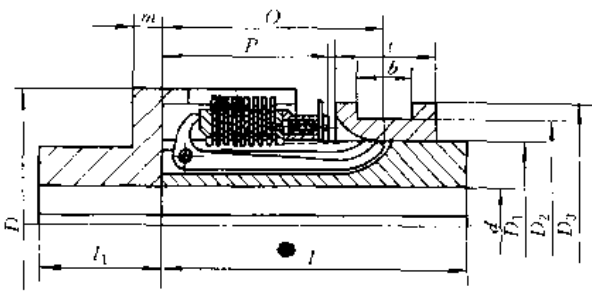


图 6·2-11 湿式多片摩擦离合器

3.6 涨圈离合器

图 6·2-14 为涨圈离合器的一种——涨圈块离合器。在带轮 1 的环槽中有圆形铸铁涨圈块 2；块上有一



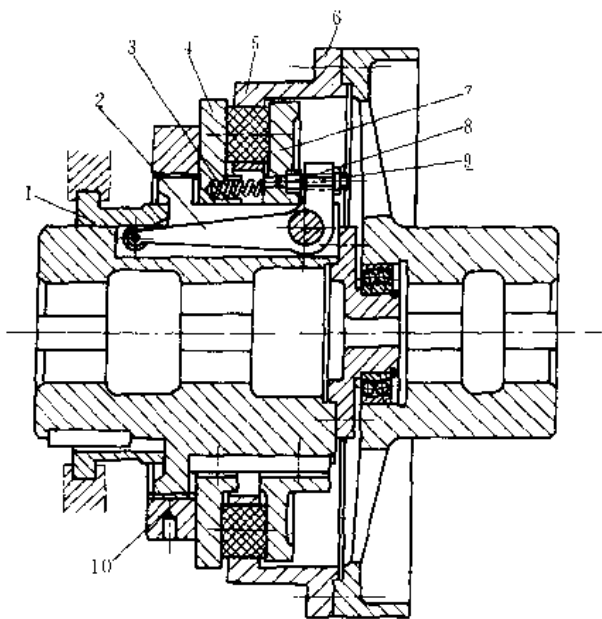


图 6-2-12 圆盘摩擦块离合器

- 1—压力环 2—径向杠杆 3—弹簧 4—压盘
5—摩擦块 6—中间盘 7—压盘 8—垫块
9—调节螺钉 10—螺母

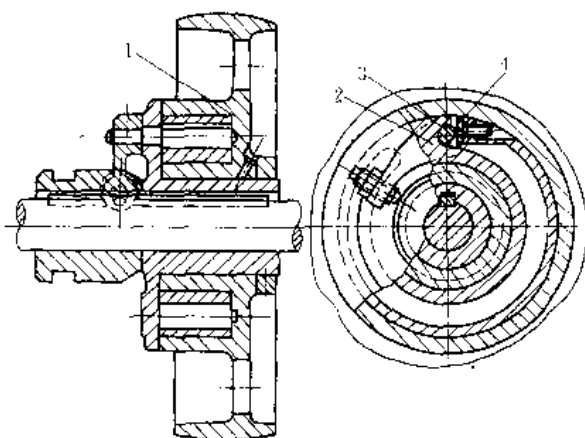


图 6-2-14 涨圈块离合器

- 1—带轮 2—涨圈块 3—销轴 4—垫片

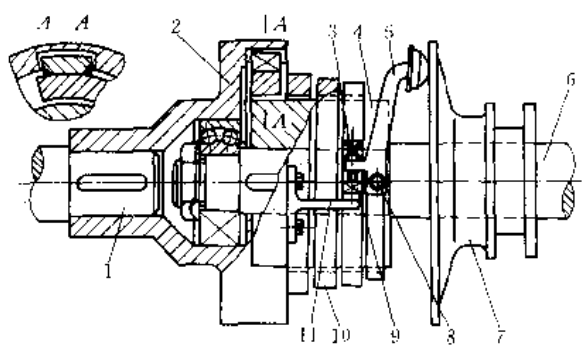


图 6-2-15 扭簧离合器

- 1—从动轴 2—壳体 3—调节螺钉 4—摩擦鼓
5—杠杆 6—主动轴 7—加压盘 8—销轴
9—凸块 10—扭簧 11—挡块

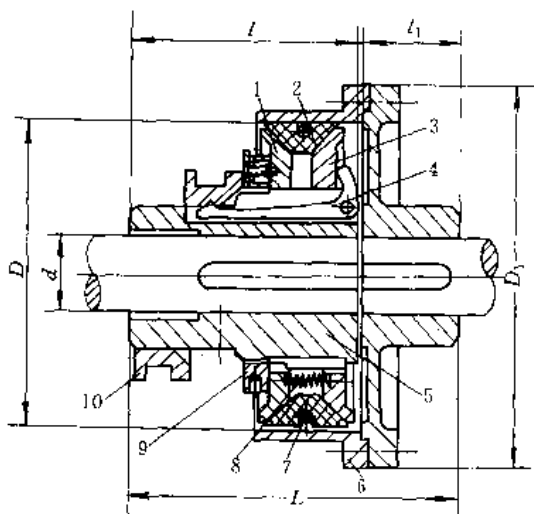


图 6-2-13 双圆锥离合器

- 1、3—锥盘 2—锥环 4—杠杆 5—内套 6—外壳
7、8—弹簧 9—螺母 10—加压环

二圈的凸块 9 上，整个扭簧将因第一圈收缩而逐圈迅速收缩压紧鼓轮。挡块 11 用于防止弹簧意外松转。为减轻磨损，鼓轮可用冷硬铸铁 (400HBW) 或其他耐磨材料制造。

扭簧离合器结构比较简单，但只能传递单向转矩，且过载时不能打滑。

3.8 接合机构

对接合机构的主要性能要求是：

- (1) 杠杆系统传力比大；

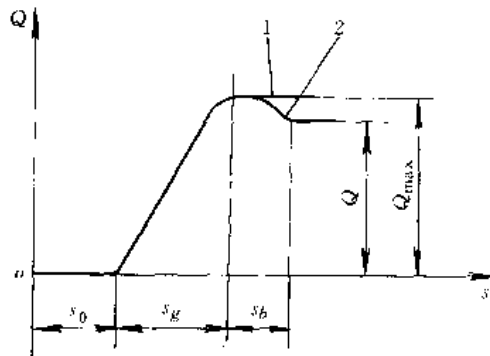


图 6-2-16 离合器接合机构的工作过程

- Q—压紧力 s—加压环行程 s_0 —自由行程
 s_g —工作行程 s_b —闭锁行程



- (2) 动作灵活、平稳且能闭锁；
- (3) 接合元件的压紧力可达到内力平衡；
- (4) 工作间隙容易调整。

接合机构的工作过程分三个阶段，见图 6·2-16。
曲线 1 为斜面杠杆机构或斜面辊子机构，其特点为最

大压紧力可保持到加压环闭锁后；曲线 2 为铰链杠杆机构，最大压紧力出现在工作行程终了，而到闭锁行程将有所下降。通常，接合机构中宜有一中间弹性环节，以保证接合后压紧力比较稳定。

常用的接合机构及其计算公式见表 6·2-11。

表 6·2-11 常用的离合器接合机构及其计算公式

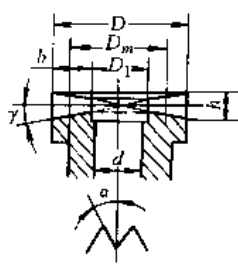
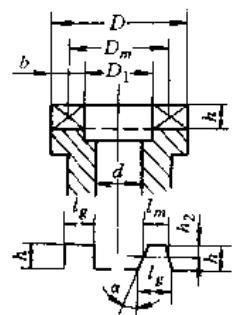
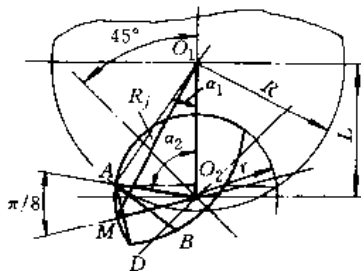
$N = Q \frac{h + \mu(b+r)}{a - \mu(c+r)} \quad S = N(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)$		
$N = Q \frac{h + \mu(b+r)}{a - \mu(r+r_1)} \quad S = N(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)$		
$P = Q \frac{\cos(\alpha + 2\rho)}{\cos(\alpha - \beta)\cos^2\rho}$ $N = Q \frac{\sin(\beta + 2\rho)}{\cos(\alpha - \beta)\cos^2\rho}$ $S = Q \frac{\sin(\beta + 2\rho)\sin(\alpha + \rho)}{\cos(\alpha - \beta)\cos^3\rho}$	$N = Q \frac{1}{\cos\alpha - \frac{2k}{d}\sin\alpha}$ $T = QR \frac{\tan\alpha + \frac{2k}{d}}{1 - \frac{2k}{d}\tan\alpha}$	$N = Q \frac{h + \mu(r_0 + r - r_1)}{a - \mu(r_0 + r - r_1)}$ $S = N(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)$

注：1. 式中 S—操纵力；Q—压紧力；N、P—正压力；μ—摩擦系数；α—倾斜角；ρ—摩擦角。
2. 不计及加压环对轴的摩擦。



3.9 机械离合器计算 (表 6.2-12)

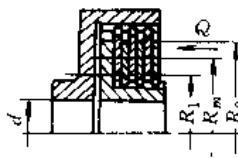
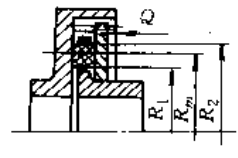
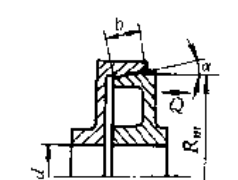
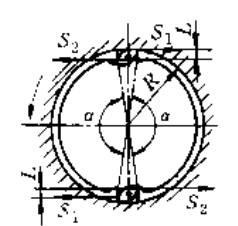
表 6.2-12 机械离合器计算

计算简图	计算内容	计算公式	备注
<p>牙嵌离合器</p> <p>a) 三角牙</p>  <p>b) 梯形牙、矩形牙</p> 	<p>计算转矩</p> <p>接合力及脱开力</p> <p>自锁条件</p> <p>工作面挤压应力</p> <p>牙弯曲应力</p> <p>接合时间</p> <p>挤压面积:</p> <p>三角牙</p> <p>梯形牙、矩形牙</p> <p>中径牙根厚:</p> <p>梯形牙</p> <p>矩形牙</p> <p>平均直径</p> <p>牙宽</p>	$T_{ij} = \beta T_i (N \cdot mm)$ $S = \frac{2T_{ij}}{D_m} \left[\frac{D_m}{d} \mu_1 \pm \tan(\alpha \pm \rho) \right] (N)$ <p>接合时用“+”; 脱开时为“-”</p> $\mu + \frac{D_m}{d} \mu_1 \geq \tan \alpha$ $\sigma_f = \frac{2T_{ij}}{D_m A_p z_j} \leq [\sigma_p] (MPa)$ $\sigma = \frac{6T_{ij} h}{D_m l^2 b z_j} \leq [\sigma] (MPa)$ $t = \frac{60}{\Delta n z} (s)$ $A_p = D_m b \tan \gamma (mm^2)$ $A_p = b h (mm^2)$ <p>梯形牙</p> $l_k = D_m \sin \frac{\theta_2}{2} + 2(h - h_2) \tan \alpha (mm)$ <p>矩形牙</p> $l_k = D_m \sin \frac{\theta_2}{2}$ $D_n = \frac{D + D_1}{2} (mm)$ $b = \frac{D - D_1}{2} (mm)$	<p>β—工作贮备系数, 见表 6.2-1</p> <p>T_i—需传递的转矩 ($N \cdot mm$)</p> <p>μ_1—滑键联接摩擦系数, 一般取 $\mu_1 = 0.15 \sim 0.17$</p> <p>ρ—牙面摩擦角, 一般取 $\rho = 5^\circ \sim 6^\circ$</p> <p>$\mu$—牙面摩擦系数, $\mu = \tan \rho \approx 0.1$</p> <p>$z$—牙数</p> <p>$z_j$—计算牙数, 一般取 $z_j = \left(\frac{1}{2} \sim \frac{1}{3} \right) z$</p> <p>$\alpha$—牙面倾斜角 ($^\circ$), 见图 6.2-2</p> <p>$\theta_2$—牙所占中心角 ($^\circ$)</p> <p>$\Delta n$—主从动轴的转速差 ($r/min$)</p> <p>$[\sigma_p]$—许用挤压应力 (MPa)</p> <p>静止接合时取 $[\sigma_p] = 90 \sim 120$</p> <p>当 $v = 0.7 \sim 0.8 (m/s)$ 时取 $[\sigma_p] = 50 \sim 70$</p> <p>当 $v = 0.8 \sim 1.5 (m/s)$ 时取 $[\sigma_p] = 35 \sim 45$</p> <p>$[\sigma]$—许用弯曲应力 (MPa)</p> <p>静止接合时取 $[\sigma] = \sigma_s / 1.5$</p> <p>当 $v = 0.7 \sim 1.5 (m/s)$ 时取 $[\sigma] = \sigma_s / 3 \sim 4$</p>
<p>转键离合器</p> 	<p>计算转矩</p> <p>圆周力</p> <p>正压力</p> <p>转键挤压应力</p> <p>转键切应力</p> <p>转键弯曲应力</p> <p>单位长度压力</p> <p>计算半径</p> <p>压力角</p> <p>挤压面积</p>	$T_{ij} = \beta T_i (N \cdot mm)$ $P = \frac{T_{ij}}{R_j}$ $N = P \cos \theta$ $\sigma_p = \frac{P}{A_p} \leq [\sigma_p] (MPa)$ $\tau = \frac{P}{F_2} \leq [\tau] (MPa)$ $\sigma = \frac{q l^2 y_{max}}{8J} \leq [\sigma] (MPa)$ $q = \frac{N}{l} (N/mm)$ $R_j = \sqrt{L^2 - 2Lr \cos \left(\alpha_2 + \frac{\pi}{8} \right) + r^2} (mm)$ $\theta = \frac{\pi}{4} \sin^{-1} \frac{r}{R_j} \sin \left(\alpha_2 + \frac{\pi}{8} \right) (^\circ)$ $A_p = 2r l \sin \frac{\pi}{8} (mm^2)$	<p>β—工作贮备系数, 见表 6.2-1</p> <p>T_i—需传递的转矩 ($N \cdot mm$)</p> <p>$[\sigma_p]$—许用挤压应力 (MPa)</p> <p>一般取 $[\sigma_p] = \frac{\sigma_s}{1.3 \sim 2.6}$</p> <p>$[\sigma]$—许用弯曲应力 (MPa)</p> <p>一般取 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{1.4}$</p> <p>$[\tau]$—许用切应力 (MPa)</p> <p>一般取 $[\tau] = (0.5 \sim 0.6) [\sigma]$</p> <p>$F_2$—A-B 处截面积 ($mm^2$)</p> <p>由作图确定</p> <p>$y_{max}$—外拉伸层至中性轴的最大距离 (mm)</p> <p>J—转键截面惯性矩 (mm^4)</p> <p>d_0—曲轴相邻轴承直径 (mm)</p> <p>d_1—曲轴直径 (mm)</p> <p>$d_1 = (1.12 \sim 1.2) d_0 = 2R$</p> <p>$l$—转键有效长度 (mm)</p> <p>$l = (1.4 \sim 1.85) d_1$</p> <p>$d$—转键直径 (mm)</p> <p>$d = (0.44 \sim 0.5) d_1$</p>

机械工业出版社 请尊重作者版权



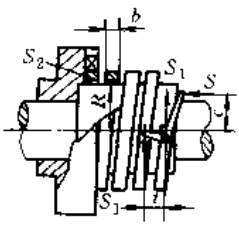
(续)

计算简图	计算内容	计算公式	备注
<p>圆盘摩擦片离合器</p>  <p>$R_1/R_2=0.5\sim 0.85$ $R_2=(0.75\sim 1)d$(湿式) $R_2=(1.5\sim 3.5)d$(干式)</p>	<p>计算转矩</p> <p>压紧力</p> <p>摩擦面压强</p> <p>平均摩擦半径</p> <p>摩擦片宽度</p>	<p>$T_{ij}=\beta T_i(N\cdot mm)$</p> <p>$Q=\frac{T_{ij}}{R_m\mu m}(N)$</p> <p>$p=\frac{T_{ij}}{2\pi R_m^2 b\mu m}\ll [p](MPa)$</p> <p>$R_m=\frac{2}{3}\frac{R_2^3-R_1^3}{R_2^2-R_1^2}\approx\frac{R_2+R_1}{2}(mm)$</p> <p>$b=R_1-R_2(mm)$</p>	<p>β—工作贮备系数,见表6-2-1</p> <p>T_i—需传递的转矩(N·mm)</p> <p>m—摩擦面对数 $m=z-1$(z—摩擦片数)</p> <p>μ—摩擦系数,见表6-2-7</p> <p>$[p]$—许用压强(MPa) 见表6-2-7</p>
<p>圆盘摩擦块离合器</p> 	<p>计算转矩</p> <p>压紧力</p> <p>摩擦面压强</p>	<p>$T_{ij}=\beta T_i(N\cdot mm)$</p> <p>$Q=\frac{T_{ij}}{2R_m\mu}(N)$</p> <p>$p=\frac{T_{ij}}{2R_m\mu Az}\ll [p](MPa)$</p>	<p>β—工作贮备系数,见表6-2-1</p> <p>T_i—需传递的转矩(N·mm)</p> <p>R_m—平均摩擦半径(mm) 见表6-2-6</p> <p>A—单个摩擦块单面面积(mm²) 见表6-2-6</p> <p>z—摩擦块数量,按结构</p> <p>μ—摩擦系数见表6-2-7</p> <p>$[p]$—许用压强(MPa),见表6-2-7</p>
<p>圆锥摩擦离合器</p>  <p>对一般机械 $R_m=(3\sim 5)d$ $b=(0.2\sim 0.35)R_m$ 对机床类 $R_m=(1\sim 2)d$ $b=(0.3\sim 0.5)R_m$</p>	<p>计算转矩</p> <p>接合力与脱开力</p> <p>摩擦面压强</p> <p>平均摩擦半径</p>	<p>$T_{ij}=\beta T_i(N\cdot mm)$</p> <p>$Q=\frac{T_{ij}}{R_m\mu}(\mu\cos\alpha\pm\sin\alpha)$ 接合时用“+”,脱开时用“-”</p> <p>$p=\frac{T_{ij}}{2\pi R_m^2 b\mu}\ll [p](MPa)$</p> <p>$R_m=\frac{R_2+R_1}{2}(mm)$</p>	<p>β—工作贮备系数,见表6-2-1</p> <p>T_i—需传递的转矩(N·mm)</p> <p>μ—摩擦系数,见表6-2-7</p> <p>$[p]$—许用压强(MPa),见表6-2-7</p> <p>α—锥角(°) 金属对金属时,$\alpha=8^\circ\sim 15^\circ$ 金属对皮革时,$\alpha=12.5^\circ$ 金属对木材时,$\alpha\geq 20^\circ$</p> <p>b—圆锥母线宽度(cm)</p>
<p>涨圈离合器</p> 	<p>计算转矩</p> <p>始端张力</p> <p>终端张力</p> <p>摩擦面压强</p> <p>接合力矩</p>	<p>$T_{ij}=\beta T_i(N\cdot mm)$</p> <p>$S_1=\frac{T_{ij}}{R(e^{\mu\alpha}-1)z}(N)$</p> <p>$S_2=\frac{T_{ij}e^{\mu\alpha}}{R(e^{\mu\alpha}-1)z}(N)$</p> <p>$p=\frac{T_{ij}}{R^2 b\alpha\mu z}\ll [p](MPa)$</p> <p>$T_0=S_1L+S_2L(N\cdot mm)$</p>	<p>β—工作贮备系数,见表6-2-1</p> <p>T_i—需传递的转矩(N·mm)</p> <p>α—单根涨圈包角(rad) 按结构定</p> <p>b—涨圈宽度(mm),按结构定</p> <p>z—涨圈数量</p> <p>μ—摩擦系数,见表6-2-7</p> <p>$[p]$—许用压强(MPa),见表6-2-7</p>

此星公司制作 请尊重原作者版权



(续)

计算简图	计算内容	计算公式	备注
	计算转矩	$T_{ij} = \beta T_r (\text{N} \cdot \text{mm})$	β —工作储备系数, 见表 6-2-1 T_r —需传递的转矩 ($\text{N} \cdot \text{mm}$)
	圆周力	$P = \frac{T_{ij}}{R} (\text{N})$	i —弹簧工作圈数, 一般取 $i = 4.5 \sim 6$
	终端张力	$S_2 = \frac{P}{e^{2\pi i \mu}} (\text{N})$	μ —摩擦系数, 见表 6-2-7
	操纵端张力	$S_1 = \frac{P}{e^{2\pi i \mu} (e^{2\pi i \mu} - 1)} (\text{N})$	b_m —弹簧终端第一圈平均宽 (mm)
	接合力	$S = \frac{S_1 i}{c} (\text{N})$	R —鼓轮半径 (mm)
	鼓轮表层挤压应力	$\sigma_p = \frac{P}{R b_m} \leq [\sigma_p] (\text{MPa})$	$[\sigma_p]$ —许用挤压应力 (MPa) 钢对铸铁或钢: $[\sigma_p] = 5 \text{MPa}$ Δ —弹簧与鼓轮径向间隙 (mm) $\Delta = 0.017 \sqrt{R}$

4 气压离合器

气压离合器传递的转矩大, 离合迅速, 便于较远距离操纵, 不需调整磨损间隙, 维护方便, 广泛用于备有气源、需传递的转矩较大, 以及离合器尺寸不受限制的场所。

这种离合器通常用 0.4~0.8MPa 的压缩空气操纵。按气缸结构分活塞式、隔膜式和气胎式。多数情况下气缸等随离合器一起转动。

4.1 活塞气压离合器

分整圆活塞和环形活塞两种, 某些大型离合器, 为了减小尺寸和质量, 用较高的气压。活塞气压离合器传递的转矩可达 $5 \times 10^6 \text{N} \cdot \text{m}$, 摩擦片直径可超过 2m。

图 6-2-17 为圆盘多片气压离合器和制动器, 两端悬臂结构。左端为离合器, 右端为制动器; 在两者之间装有穿过轴心而使两者连锁的刚性杆 4。当活塞缸 2 左腔进气时为接合, 此时活塞右移压紧离合器片 3, 并经刚性杆推动制动器压盘 7 使制动片 5 松开。当放气时为分离, 活塞靠制动器弹簧 6 复位。采用带粉末冶金衬面的摩擦片, 结构紧凑。

图 6-2-18 为圆盘摩擦块气压离合器, 在从动盘上沿圆周配置 15 个椭圆石棉基摩擦块。

高弹性双锥气压摩擦离合器见图 6-2-19, 主要结构是高弹性橡胶弹性元件夹于内外双锥元件之间的组合, 由导管引入压缩空气压紧元件使离合器结合, 传递转矩。减压后, 靠橡胶元件弹性复位, 离合器分离。装有转矩限制器, 最大扭转角不超过 25°。应急销 1 在压

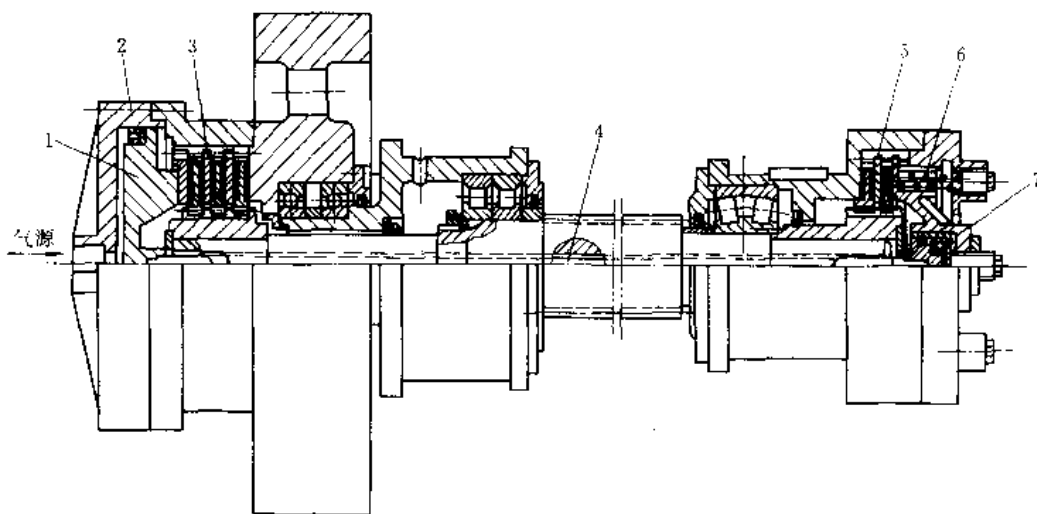


图 6-2-17 圆盘多片气压离合器和制动器

1—活塞 2—活塞缸 3—离合器片 4—刚性杆 5—制动器片 6—弹簧 7—压盘

此星公司制作 请尊重作者版权



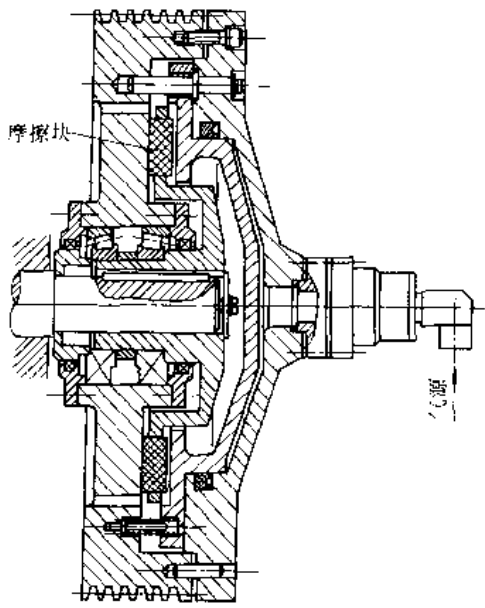


图 6-2-18 圆盘摩擦块气压离合器

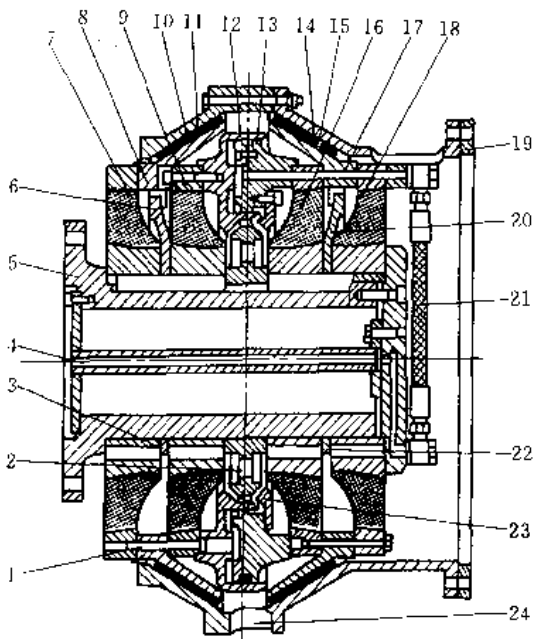


图 6-2-19 高弹性双锥气压摩擦离合器

- 1—应急销 2—支承盘 3、22—过渡盘 4—进气管
- 5—传动轴 6、20—限位盘 7、9、16、18—标准组合件
- 8—左内锥体 10、15—摩擦片 11—右外锥体
- 12—气缸 13—活塞 14—右外锥体 17—右内锥体
- 19—调整垫圈 21—软管 23—档板 24—放气孔

气系统发生故障时使气缸 12 和活塞 13 左右移动，使传力元件压紧，内外锥结合，传递转矩。扭转角或滑差超过及超载时即发出信号，同时使原动机降速和离合器脱开，实现过载保护。本离合器结构紧凑，轴向尺寸小，安装方便，工作可靠，便于遥控和自动控制。

这种离合器扭转弹性高而刚度小，可降低轴系的固有振动频率，有较强的阻尼、减振和缓冲作用，可减缓轴系零件在转矩变化时的冲击。离合器有自润滑部分，可减轻接合元件的磨损。允许两轴有较大的轴向、径向和角度方向的相对位移。接合过程中产生的热由外锥体散发，维护方便。

这种离合器适用于舰船、泥浆泵、压气机油泵等。

4.2 隔膜气压离合器

图 6-2-20 为圆盘双片隔膜气压离合器，其结构和工作原理与活塞式圆盘多片气压离合器类似，只是用质量小、密封性能好、制造和维修方便的隔膜来代替活塞，可减小离合器的轴向尺寸，但其压紧行程有限。

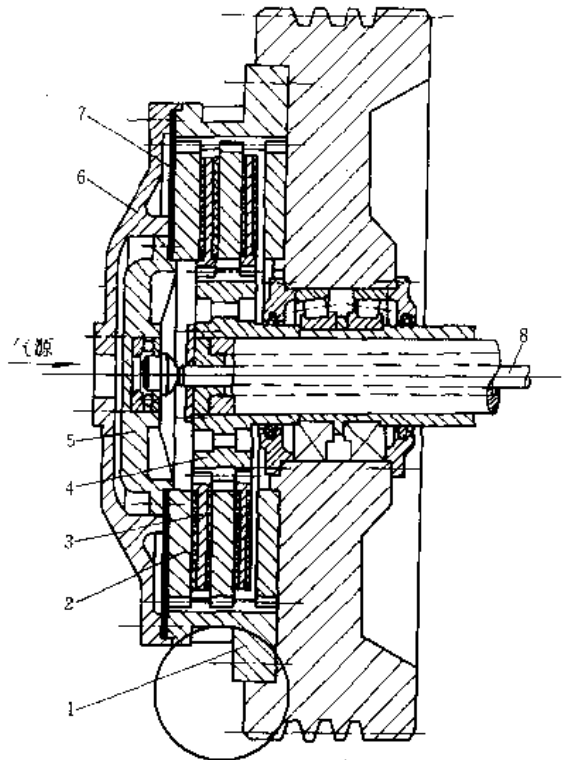


图 6-2-20 圆盘双片隔膜气压离合器

- 1—壳体 2—外摩擦盘 3—内摩擦盘 4—接盘
- 5—压盘 6—气缸盖 7—隔膜 8—刚性杆

4.3 气胎离合器

有径向气胎和轴向气胎两种，图 6-2-21 为外抱式



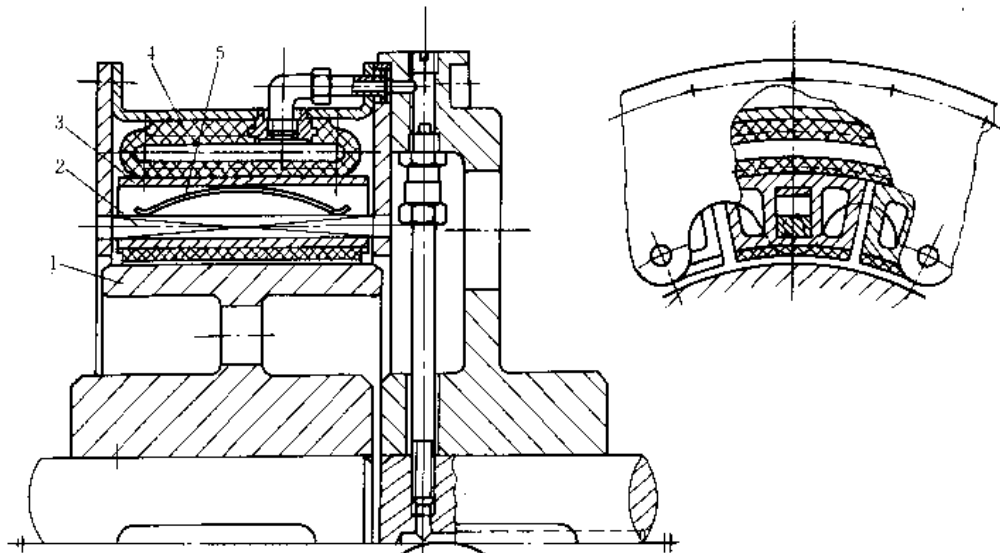


图 6-2-21 闸瓦径向气胎离合器

1—鼓轮 2—矩形销 3—闸瓦 4—气胎 5—弹簧

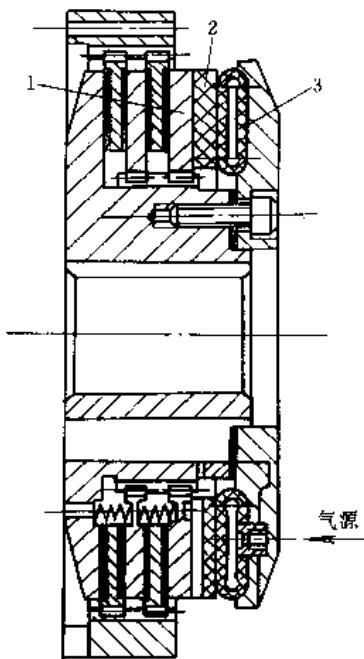


图 6-2-22 双盘轴向气胎离合器

1—内圆盘 2—隔热层 3—气胎

闸瓦径向气胎离合器，闸瓦3由扇形中空金属骨架绑以石棉摩擦衬面制成，用两端为圆柱形的矩形销2沿圆周穿在端板上，闸瓦3径向可移。通气后，气胎4使闸瓦压紧鼓轮1实现接合；放气后，闸瓦靠弹簧5的弹力和离心力复位。中空的闸瓦金属骨架通风好，有利于散热，是一种风冷型离合器。

图 6-2-22 为双盘轴向气胎离合器，结构简单，所能传递的转矩较大，可达 $190000\text{N}\cdot\text{m}$ ，在内圆盘1和气胎3之间有防止气胎过热的石棉隔热层2。图中所示为普通型，还有风冷型和水冷型，后者适用于工作繁重和发热量大的场合。

气胎离合器的优点是接合平稳，吸振能力较强，能传递的转矩大，安装方便，还能补偿少量主、从动轴轴线相对角位移和径向位移。缺点是气胎成本高，质量大。

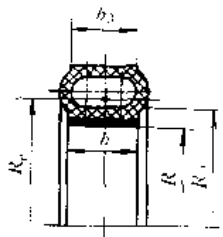
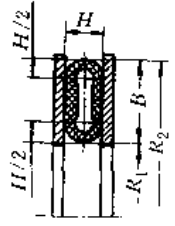
4.4 气压离合器计算 (表 6-2-13)

表 6-2-13 气压离合器计算

计算简图	计算内容	计算公式	备注
活塞式、隔膜式 	气缸压紧力	$Q_g = \pi (p_g - \Delta p) (R_2^2 - R_1^2) \geq Q \text{ (N)}$ (当 $R_1 = 0$ 时为整圆缸)	p_g —空气工作压力 (MPa) 一般取 $p_g = 0.4 \sim 0.6$ Δp —压力损失 (MPa) 一般取 $\Delta p = 0.03 \sim 0.07$ Q —接合需要的压紧力 (N)



(续)

计算简图	计算内容	计算公式	备注
<p>a. 径向气胎</p> 	<p>许用转矩</p> <p>压强</p>	$[T_c] = R\mu (2\pi R_0 b_0 (p_s - \Delta p) - 1.1 \times 10^{-5} G_e R_e n^2) \geq M_{Tj} \text{ (N} \cdot \text{mm)}$ $p = \frac{T_{Tj}}{2\pi R^2 b \mu} \leq [p] \text{ (MPa)}$	<p>μ—摩擦系数, 见表 6·2-7, 对石棉基材料可取 $\mu = 0.2 \sim 0.25$</p> <p>b_0—气胎内宽度 (mm)</p> <p>b—闸瓦宽度 (mm)</p> <p>一般取 $b = (0.4 \sim 0.7) R$</p> <p>p_s—空气工作压力 (MPa)</p> <p>一般取 $p_s = 0.6 \sim 0.8$</p> <p>G_e—气胎、闸瓦等外用部分的质量 (kg)</p> <p>R_e—气胎、闸瓦等外用部分重心半径 (mm)</p> <p>$[p]$—许用压强 (MPa)</p> <p>见表 6·2-7, 对石棉基材料可取 $[p] = 0.8$</p> <p>n—气胎转速 (r/min)</p>
<p>b. 轴向气胎</p> 	<p>气胎压紧力</p>	$Q_s = \frac{\pi}{4} (p_s - \Delta p) [(2R_2 - H)^2 - (2R_1 - H)^2] - C_z (h + \delta) \geq Q \text{ (N)}$	<p>C—复位弹簧刚度 (N/mm)</p> <p>z—复位弹簧数量</p> <p>h—复位弹簧预压高度 (mm)</p> <p>δ—摩擦片总间隙 (mm)</p> <p>Q—接合需要的压紧力 (N)</p> <p>其余见径向气胎</p>

注: 接合元件部分的计算见表 6·2-12。

5 液压离合器

液压离合器的优点是所能传递的转矩大, 体积小, 便于远距离操纵, 接合平稳, 易于控制, 摩擦元件磨损后能自行补偿, 所以应用广泛, 但对制造精度要求较高, 需专设供油装置。

液压离合器通常用 0.5~2MPa 的压力油操纵, 分柱塞式、活塞式、隔膜式三种。

5.1 柱塞液压离合器

图 6·2-23 为柱塞多片液压离合器, 柱塞缸为静止油缸。左侧为离合器, 右侧为制动器。接合时, 由 A 处进油推动 12 个柱塞 3 压紧离合器片 2。分离时, 柱塞 3 卸压, 由弹簧 1 使之复位; 此时, 由 B 处进油推动另外 6 个柱塞 4 压紧制动器片 5, 使轴 7 受到制动 (制动器外壳与箱体 6 相连)。用多个柱塞工作, 加压较均匀, 但结构较复杂。

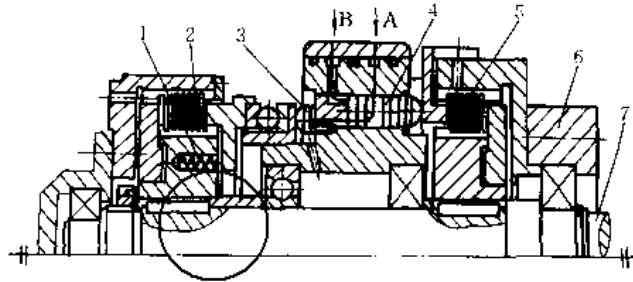


图 6·2-23 柱塞多片液压离合器

- 1—弹簧 2—离合器片 3—柱塞 4—柱塞
- 5—制动器片 6—箱体 7—轴

5.2 活塞液压离合器

分整圆活塞和环形活塞两种。

图 6·2-24 为具有环形活塞的活塞多片液压离合器。外壳有 A、B 两种联接方式。表 6·2-14 列出这种离合器的尺寸和参数。



表 6-2-14 活塞多片液压离合器的尺寸和参数 (mm)

$z-D \times d \times b$ ①	D	D_1	l	l_1	l_2	h_1	h_2	工作压力 (MPa)	最大相 对转速 (r/min)	内侧 转动惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	外侧 转动惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	额 定 动转矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$)	额 定 静转矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$)
6-35×30×10 6-40×35×10	110	120	90	19	40	8	5	2	3000	0.008	0.038	160	250
6-40×35×10 6-50×45×12 6-50×45×12	125	140	95	20	42	8	6		2500	0.013	0.052	250	400
6-50×45×12 6-55×50×14 6-60×54×14	140	160	100	21	42	8	6		2120	0.021	0.01	400	630
6-60×54×14 6-65×58×16 6-70×62×16	160	180	115	24	52	10	6		1800	0.044	0.02	630	1000
6-65×58×16 6-70×62×16 6-75×65×16	180	210	120	24	52	10	6		1600	0.075	0.037	1000	1600

① 花键数和尺寸。

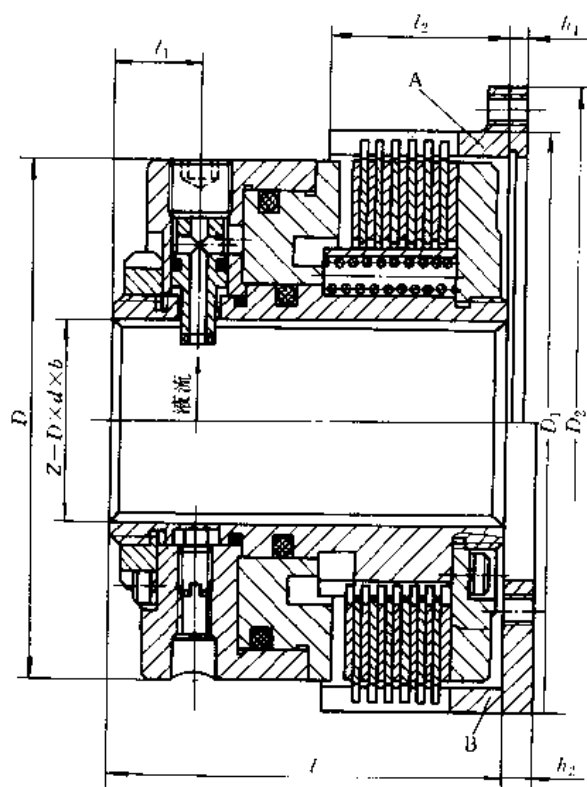


图 6-2-24 活塞多片液压离合器

图 6-2-25 为活塞牙嵌液压离合器。活塞缸 5 不随离合器其他部分转动，但外缸套 4 可轴向移动。进油时，外缸套左移，使两半离合器 1、3 接合；放油时，膜片弹簧 2 使离合器分离，并使外缸套 4 右移复位。

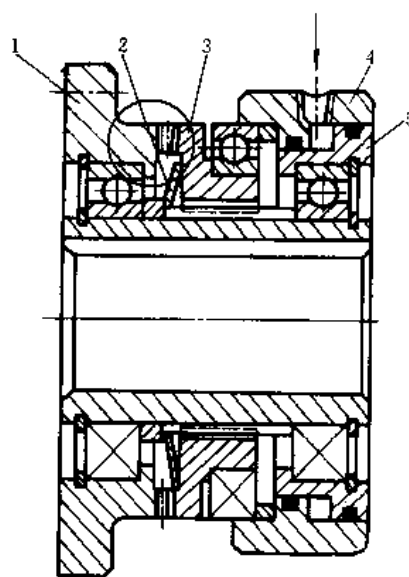


图 6-2-25 活塞牙嵌液压离合器

1、3—半离合器 2—膜片弹簧 4—外缸套 5—活塞缸



5.3 隔膜液压离合器

工作原理和构造与隔膜气压离合器类似，见图 6.2-20。

5.4 液粘调速离合器

液粘调速离合器又称油膜调速离合器，其结构见图 6.2-26。它利用圆盘、圆柱面或圆锥面摩擦元件间油膜的液粘剪力传递转矩。采用圆盘副的与多片（盘）摩擦离合器相似。

这种离合器分主动、从动和控制三部分，控制部分包括泵和速度控制装置。通过调节油压来改变主、从摩

擦元件间的油膜厚度和压紧力，以实现在主动轴转速不变的情况下无级改变从动轴的转速和转矩；当主、从动摩擦片被压紧到完全贴合（无间隙）时，即实现同步传动。借助输出转速反馈和自动调速装置，能保证输出转速的准确和稳定；当主动轴转速有变化时，也能自动保持从动轴转速不变；还可实现主机空载起动、缓慢加速和过载保护。

这种离合器所能传递的转矩与摩擦片的面积、对数、滑差及所用液体（油）的粘度成正比，与主、从动摩擦片的间隙成反比。因此，摩擦片的面积和对数、所用油的粘度是一定的，而从动轴转速与转矩的控制，就靠控制油压和主、从动摩擦片的间隙。

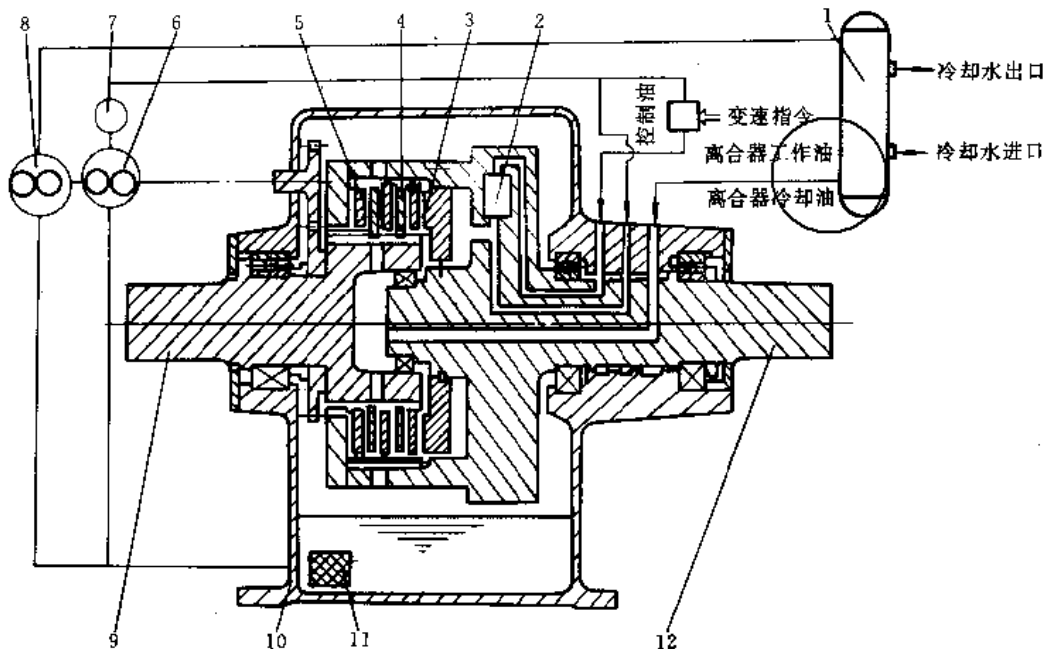


图 6.2-26 液粘调速离合器

- 1—滑油冷却器 2—阀 3—加压活塞 4—主动摩擦片 5—从动摩擦片 6、7—齿轮泵 8—过滤器
9—输入轴 10—油箱（底座） 11—粗过滤器 12—输出轴

这种离合器没有金属相磨和磨损，由滑差引起的功率损耗产生于油膜之中而对金属摩擦片影响较小；滑差也很小。摩擦片上开有油槽，有助于建立液体动压、加速油的流动、泄油和降温，对离合器的传动性能有很大影响。此外，油的品种和品质是影响传递扭矩能力的重要因素。

液粘离合器可用作风机、水泵的节能装置，各种工

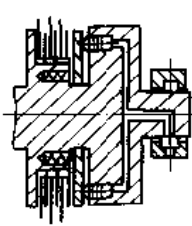
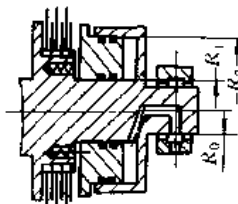
程机械的离合与制动装置，大型发电机和风力发电机的恒速传动装置，特种舰船微速航行传动装置，以及许多工况相似的装置。

选用这种离合器时，需要校核传递转矩的能力，必要时进行转矩实测验证。

5.5 液压离合器计算（表 6.2-15）



表 6-2-15 液压离合器的计算 (N)

计算简图	计算内容	计算公式	备注
<p>柱塞式</p> 	<p>柱塞缸压紧力</p> <p>压力损失对柱塞的阻力</p> <p>复位弹簧力</p>	$Q_x = \frac{\pi}{4} d^2 z (p_x - \Delta p) \geq Q$ $Q_0 = \frac{\pi}{4} d^2 z \Delta p$ $Q_x \geq Q_0$	<p>p_x—油液工作压强 (MPa)</p> <p>一般取 $p_x = 0.5 \sim 2.0$</p> <p>Δp—压力损失 (MPa)</p> <p>一般取 $\Delta p = 0.05 \sim 0.1$</p> <p>Q—接合需要的压紧力 (N)</p> <p>d—柱塞直径 (cm)</p> <p>z—柱塞数量</p>
<p>活塞式 (隔膜式) ①</p> 	<p>活塞缸压紧力</p> <p>密封圈摩擦阻力</p> <p>对 O 形圈</p> <p>对 Y 形圈</p> <p>压力损失对活塞的阻力</p> <p>离心力对活塞的阻力</p> <p>转动缸复位弹簧力</p> <p>静止缸复位弹簧力</p>	$Q_x = \pi (R_2^2 - R_1^2) (p_x - \Delta p) - Q_f \geq Q$ $Q_f = 0.03Q$ $Q_f = \pi \mu p_x (R_2 + R_1) h$ $Q_0 = \pi (R_2^2 + R_1^2) \Delta p'$ $Q_c = 8 \times 10^{-9} n^2 (R_2^2 - R_1^2) (R_2^2 + R_1^2 - 2R_1^2)$ $Q_t = Q_c + Q_0 + Q_f$ $Q_s = Q_0 + Q_f$	<p>p_x—油液工作压强 (MPa)</p> <p>一般取 $p_x = 0.5 \sim 2.0$</p> <p>Δp—排液需要压力 (MPa)</p> <p>一般取 $\Delta p = 0.05 \sim 0.1$, 但需满足 $\Delta p \geq 8 \times 10^{-8} n^2 R_2^2$</p> <p>$\mu$—摩擦系数, 一般取 $\mu = 0.01$</p> <p>h—密封圈高度 (cm)</p> <p>n—转动缸转速 (r/min)</p> <p>Q—接合需要的压紧力 (N)</p>

注: 接合元件部分的计算见表 6-2-12。

① 计算隔膜式时, 从略不计入 Q_f 。

6 电磁离合器

电磁离合器有以下优点: 动作反应快, 离合迅速; 结构简单, 安装方便; 便于远距离操纵, 容易并入电气控制系统; 控制功率小, 使用寿命长。因而其应用日益广泛。

通常, 采用 110V 以下的直流电操纵离合器, 以用 24V 较普遍。

6.1 牙嵌电磁离合器

牙嵌电磁离合器靠对磁轭内的线圈通入激磁电流产生磁场, 使磁轭和衔铁以及相连的牙啮合而传递转矩, 其范围为 $10 \sim 50000 \text{N} \cdot \text{m}$ 。

图 6-2-27 为牙嵌电磁离合器, 有滑环 1、带三角牙的磁轭 3 和衔铁 4。激磁线圈 2 装于磁轭中, 衔铁和齿轮 5 靠轮齿联接并可滑移。线圈通电后, 衔铁压向磁轭, 离合器接合; 反之离合器分离, 衔铁靠弹簧复位。齿轮 5 通过螺栓 7 与主动或从动件固接。

表 6-2-16 列出牙嵌电磁离合器的尺寸和参数。

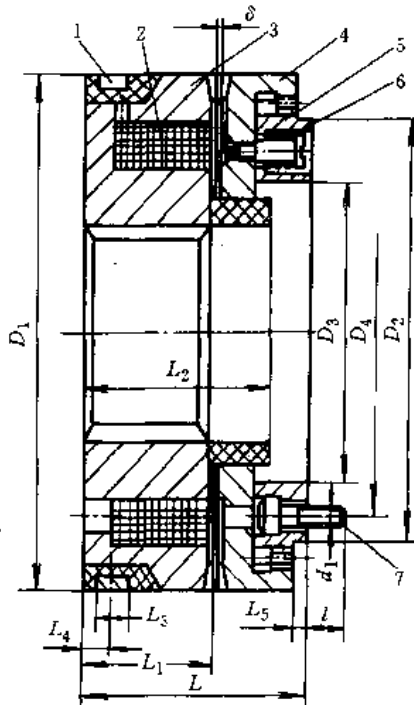


图 6-2-27 牙嵌电磁离合器

- 1—滑环 2—激磁线圈 3—磁轭 4—衔铁
5—齿轮 6—弹簧 7—螺栓



表 6-2-16 牙嵌电磁离合器的尺寸和参数 (mm)

花 键 孔			D_1	D_2 (dc)	D_3 (D)	D_4	d_1	t	d_2 ①	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	δ	额定转矩 (N·m)	额定直 流电压 (V)
D (D)	D_0 (D7)	B (de4)																
45	40	12	105	85	65	75	4-M5	13	2- $\phi 5$	47	—	40	8	7	2	0.6	100	24
50	45	12	115	100	70	85	4-M6	15	2- $\phi 6$	52	—	42	8	7	2	0.6	160	
55	50	14	125	105	75	95	4-M6	16	2- $\phi 6$	58	—	48	8	9	2.5	0.6	250	
60	54	14	140	115	85	100	6-M6	17	3- $\phi 6$	67	—	60	8	9	2.5	0.6	400	

① d_2 为直径 D_4 上的销孔直径, 此孔装配后钻。

6.2 摩擦片电磁离合器

图 6-2-28 为摩擦片电磁离合器的动作特性。按电阻、电感串联电路的过渡过程, 线圈通电后, 激磁电流 i_f 按指数曲线上升。衔铁被吸动时, 原有气隙减小引起磁阻减小, 电感增加, 电流曲线上出现凹口。此时, 向从动侧传递的转矩在克服空转转矩后开始增长。当衔铁完全吸合并压向摩擦片后, 离合器传递的转矩(动转矩)随电流继续升高而增大。当主、从动轴达到同步时, 动转矩变为静转矩, 离合器完全接合。以后, 主、从动轴以共同的转速上升到一稳定值, 起动完毕, 离合器传递转矩载荷。

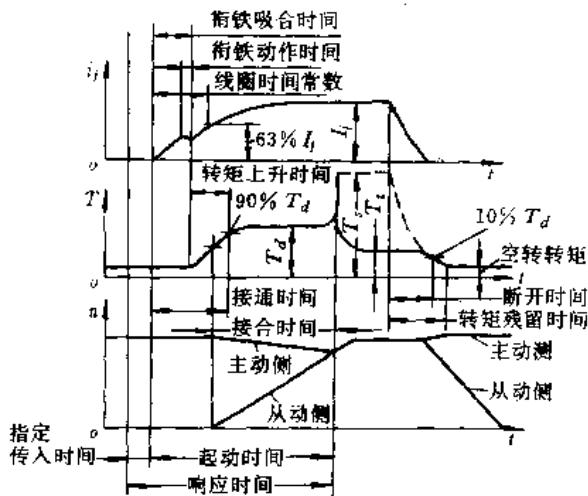


图 6-2-28 摩擦片电磁离合器的动作特性

i_f —激磁电流 I_f —额定激磁电流 T —转矩
 T_d —动摩擦转矩 T_s —静摩擦转矩
 T_L —载荷转矩 t —时间

几种摩擦片电磁离合器的特点和应用范围如下:

(1) 湿式多片电磁离合器, 结构紧凑, 外形尺寸小, 摩擦片几乎不磨损, 但受油膜及剩磁影响有空转转矩(一般不超过额定值 1%~2%), 离合时间较长。适用于多油、安装不便、不易更换摩擦片、接合不大频繁

的场合。转矩范围约为 10~12000N·m。

(2) 干式单片、双片电磁离合器, 结构简单, 空转转矩小, 允许的接合频率高; 但摩擦片磨损需及时调整(有自调装置的除外)。适用于接合频率高、传递转矩大、离合器尺寸较少受空间限制的情况。转矩范围: 小转矩可达 1N·m, 大转矩可达 140000N·m, 甚至更高。

(3) 干式多片电磁离合器, 空转转矩较小, 多用于径向尺寸受限制以及快速接合的情况, 转矩范围约为 25~1200N·m。

图 6-2-29 为湿式多片电磁离合器, 有滑环。在磁轭 6 内装有线圈 7, 其引出线分别与滑环 5 及磁轭 6 相接, 通过电刷 4 导电。齿轮套 9 和磁轭装在一起。内摩

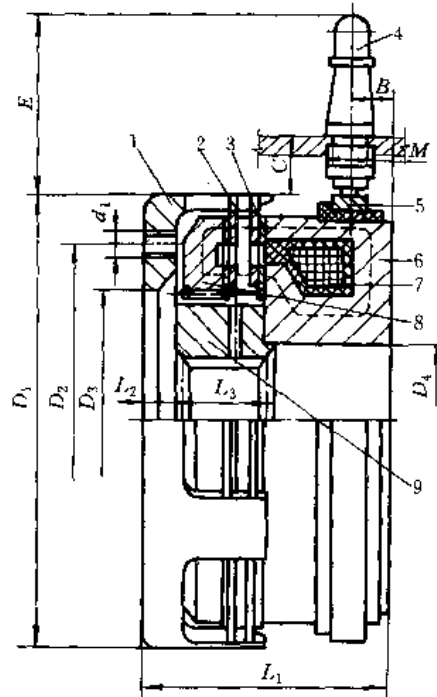


图 6-2-29 湿式多片电磁离合器

1—联接爪 2—外摩擦片 3—内摩擦片 4—电刷
 5—滑环 6—磁轭 7—线圈 8—衔铁 9—齿轮套



擦片3和衔铁8滑装于其上。外摩擦片2与联接爪1相连。线圈通电后，衔铁压向摩擦片使离合器接合。断电后，外摩擦片的弹性卷边使其复位而离合器分离。

图6-2-30为干式多片电磁离合器，无滑环，线圈不转。由于磁通不经过摩擦片，所以剩磁影响小；此外，摩擦片的宽度窄，接触均匀，工作稳定。衔铁3通过弹

表6-2-17列出湿式多片电磁离合器的尺寸和参

表6-2-17 湿式多片电磁离合器的尺寸和参数 (mm)

基形花键孔 D(D)×d(D) ×b(De4)	D ₁	D ₂	D ₃ (D4)	D ₄ (D)	d ₁	L ₁	L ₂	L ₃	B	C	E	M	额定转矩 (N·m)		额定直 流电压 (V)	许用转速 (r/min)	质量 (kg)
													动转矩	静转矩			
4-20×17×6	86	65	50	30	4-M6	43.5	18.5	5	14	45	16×1	25	50	24	3500	1.2	
6-25×21×5	96	72	56	35		48.5											5.5
6-30×26×5	113	85	65	40	6-M6	55.5	26	8	23	80	18.5 ×1.5	50	100	3000	2.7		
6-40×35×10	133	105	75	50		60.5										6.5	26
6-45×40×12	145	115	85	55	6-M8	63.5	27	9	10	80	18.5 ×1.5	160	320	2500	5.4		
6-50×45×12	166	135	96	60		72										7.5	32
6-60×54×14	192	150	120	70	6-M10	80	8	38	12			400	800	1500	11.5		
6-70×62×16	212	165	125	85	6-M12	90.5	9.5	40								630	1260

注：1. D₁及d₁仅供参考。

2. 除基形花键孔外，尚有B形花键孔及A形单键孔。

簧片2和青铜套1联接，吸合时，衔铁3位移时靠梅花形弹簧片2支承，不与青铜套相摩擦，因而动作灵敏。摩擦片间隙靠开口螺母4调整。

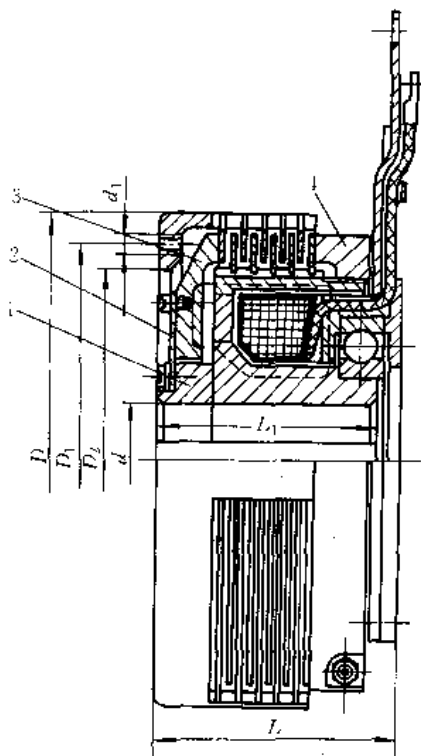


图6-2-30 干式多片电磁离合器

1—青铜套 2—弹簧片 3—衔铁 4—开口螺母

6.3 扭簧电磁离合器

工作原理与机械扭簧离合器相同，仅在操纵部分有区别。优点是：结构简单，外形小，离合动作快，允许接合频率高，且所能传递的转矩大小与激磁电流无关；但接合较突然，只能传递单向转矩，过载不能打滑。适用于传递转矩不大的场合。

图6-2-31为常开式扭簧电磁离合器，无滑环，传递转矩范围为3~8N·m。磁轭5和线圈4安装后固

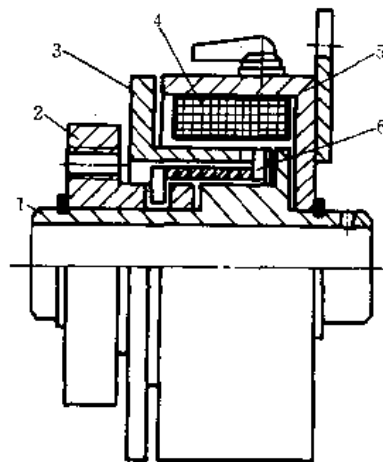


图6-2-31 扭簧电磁离合器

1—轴套 2—主动盘 3—衔铁 4—线圈
5—磁轭 6—扭簧



定不动,扭簧6两端分别与主动盘2和衔铁3相联。通电后,衔铁3和轴套1相接,主动盘2在转动中扭紧扭簧6带动轴套1。断电后衔铁和扭簧复位,离合器分离,轴套停止转动。

6.4 磁粉离合器

6.4.1 磁粉离合器的工作原理和特性

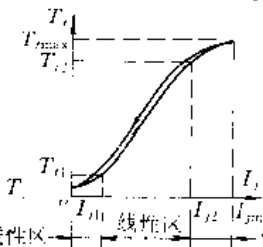
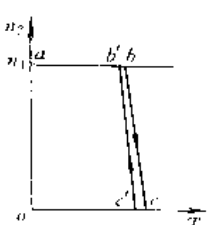
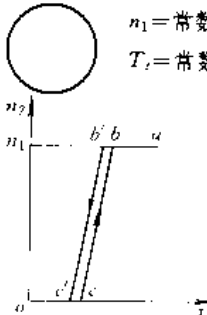
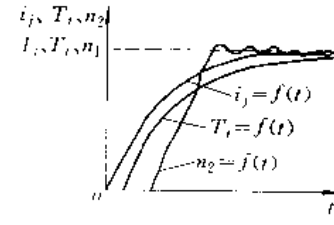
磁粉离合器能作同步传动或滑差传动,其工作原理如下:主、从动件间的工作间隙中填充磁粉,当

电流通过激磁线圈时,产生垂直于间隙的磁通,使磁粉聚集而形成磁粉链;此时,磁粉粒子之间产生由磁力和机械力联合作用形成的抗扭剪力以传递转矩;当无激磁电流时,磁粉处于自由松散状态,离合器分离。

磁粉离合器的工作特性见表6.2-18。

以上特性表明,这种离合器可在同步和滑差状态下工作(亦可在制动状态下工作),可带载荷平稳起动,能调整转矩,保持圆周力恒定,并能在要求快速离合的场合使用。

表 6.2-18 磁粉离合器的工作特性

<p>n_1—常数 $n_2=0$</p>  <p>非线性区 线性区 饱和区</p> <p>静特性 $T_2 - f(I_j)$ 表明离合器有较宽的转矩线性调节范围</p>	<p>n_1—常数 I_j—常数</p>  <p>机械特性 $n_2 = f(T_l)$ 表明离合器有硬的机械特性</p>	<p>n_1—常数 T_2—常数</p>  <p>调节特性 $n_2 = f(I_j)$ 表明离合器从动件转速可调,但调节范围不大</p>	<p>其他参数=常数</p>  <p>动特性: 1. 激磁电流动特性 $i_j = f(t)$ 2. 转矩动特性 $T_l = f(t)$ 3. 从动件转速动特性 $n_2 = f(t)$ 表明离合器的激磁电流,转矩和从动件转速的过渡过程</p>
--	---	---	---

注:表中 n_1 —主动件转速; n_2 —从动件转速; T_l —载荷转矩; I_j —激磁电流稳定值; i_j —激磁电流瞬时值

6.4.2 磁粉离合器的结构形式和磁粉

图6.2-32为磁粉离合器的从动件。有圆柱形、圆筒形(杯形)和圆盘形。圆柱形强度高,转动惯量大,能传动较大转矩。圆筒形筒壁薄,转动惯量小,可用于快速离合。圆盘形加工方便,也适于快速离合。

图6.2-33为有圆筒形从动件的磁粉离合器。线圈旋转。主动件由外壳4、线圈5、齿轮6、滑环7、8等组成,通过滚动轴承2装在空心支承轴9上。从动件

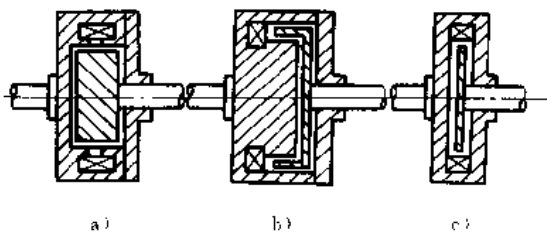


图 6.2-32 磁粉离合器从动件的结构形式
a) 圆柱形 b) 圆筒形 c) 圆盘形

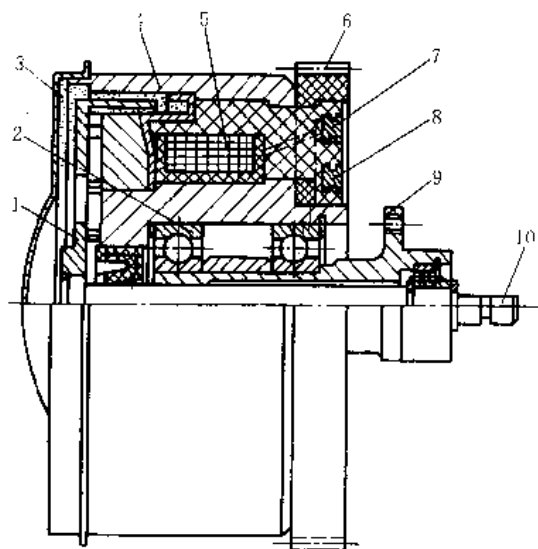


图 6.2-33 有圆筒形从动件的磁粉离合器
1—圆筒形转子 2—滚动轴承 3—磁粉
4—外壳 5—线圈 6—齿轮 7、8—滑环
9—空心支承轴 10—从动轴



由圆筒转子1和动轴10组成,装在空心轴内。通电后,主、从动件通过工作间隙中的磁粉3联接,传递转矩。

图6·2-34为有圆柱形从动件的磁粉离合器。线圈静止,无滑环。从动件2与磁轭3、4之间有非工作间隙(气隙)。考虑到在滑差工作时有大量摩擦热需要散出,除自然冷却的部分外,在从动件2转子上还装有风扇。主动件1转子心部则用水冷。由于有非工作间隙,

这种离合器的激磁功率、体积和质量要比线圈旋转的大一些。

磁粉离合器主、从动件间填充的磁粉制作质量是很关键的,要求导磁率高、剩磁小、耐热、耐磨、稳定性好。一般用不锈钢系、铁硅铝系、铁铝系、铁钴镍系磁粉。

6·4·3 磁粉离合器计算 (表6·2-19)

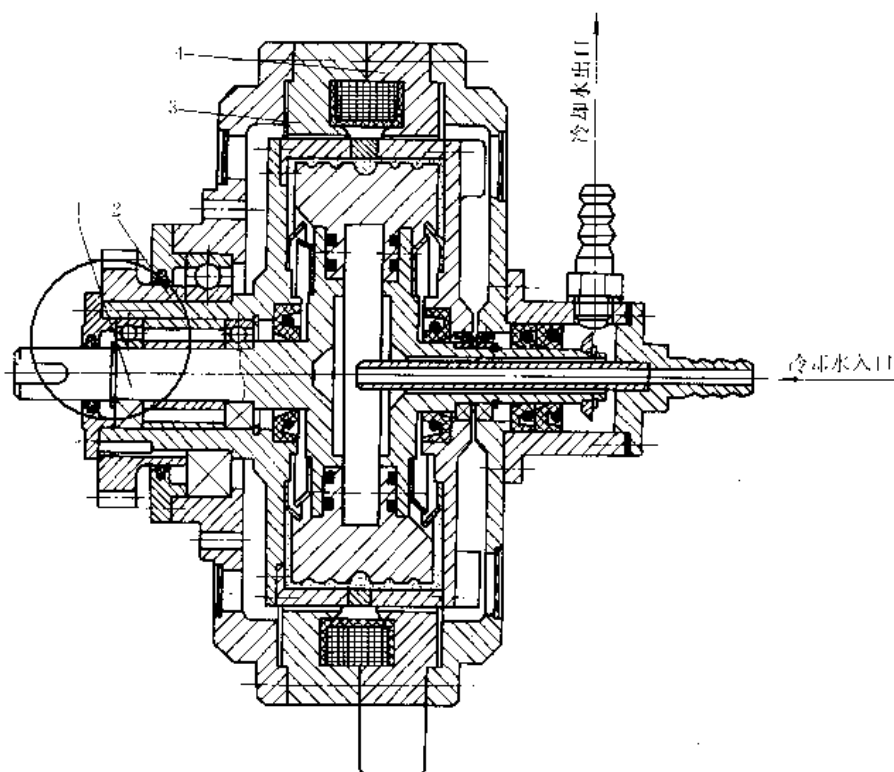


图6·2·34 有圆柱形从动件的磁粉离合器

1—主动件 2—从动件 3、4—磁轭

表6·2-19 磁粉离合器的计算

计算简图	计算内容	计算公式
	计算转矩	$T_{ij} = K_s K_f T_i \text{ (N} \cdot \text{mm)}$
	许用转矩	$[T_i] = \frac{\pi}{2} K_s K_m K_b m r \tau_\delta D_\delta^3 \text{ (N} \cdot \text{mm)}$
	单位面积剪力	$\tau_\delta = 0.1 \times 10^{10} K_m K_v K_r B_\delta^2 \text{ (MPa)}$



(续)

备

注

K_p —过载系数,一般载荷时取 $K_p=1.1\sim 1.3$;重载时取 $K_p=1.5\sim 2$
 K_f —磁粉老化系数, $K_f=1.3\sim 1.5$
 T_f —需传递的转矩 ($N\cdot mm$)
 m —工作间隙数
 K_z —工作间隙系数,当 $m=1\sim 4$ 时, $K_z=1\sim 0.9$
 K_w —工作状况系数,当同步时取 $K_w=1$,滑差时取 $K_w=0.6$
 K_s —从动件工作面宽度与从动件工作间隙的平均直径之比,当传递转矩为 $10^4\sim 10^7$ ($N\cdot mm$) 时取 $K_s=0.12\sim 0.008$
 D_s —从动件沿工作间隙的平均直径 (mm)
 K_m —与磁粉松散密度有关的系数,对于不锈钢粉 $K_m=1$;对于铁铝粉、铁硅铝粉 $K_m=1.36$;对于铁钴镍粉 $K_m=1.55$
 K_v —与从动件相对运动速度 v 及离合器工作间隙 δ 有关的系数,见图 6-2-35
 K_r 、 n —与磁粉的填充系数 K_p 及工作间隙 δ 有关的系数,见图 6-2-36; K_p 为磁粉体积中铁 (或其他导磁合金) 所占体积的百分比
 B_s —工作间隙平均磁通密度 (T),一般取 $B_s=0.5\sim 1T$

注: τ_s 一般取 $0.5\sim 1.0$ (MPa)。

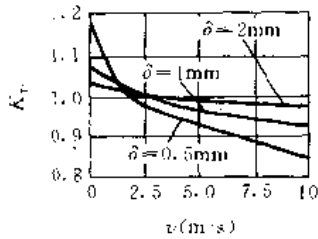


图 6-2-35 K_v 值

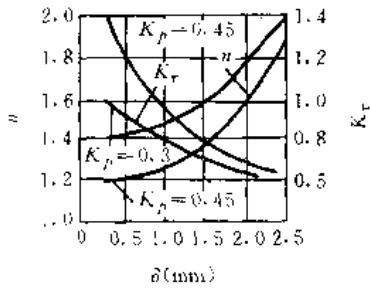


图 6-2-36 K_r 、 n 值

2. 摩擦式 利用滚柱、楔块 (偏心滚子)、扭簧等压紧其他元件产生的摩擦力传递转矩。体积小、能传递的转矩大,接合平稳、工作无噪声,可在高转差下结合,对制造要求较高。这种离合器的工作范围较宽,传递转矩可达 $2\times 10^5 N\cdot m$,工作转速一般不超过 $3000r/min$,特殊条件下可达 $45000r/min$ 或更高些。

7.1 滚柱超越离合器

图 6-2-37 为滚柱超越离合器,有内星轮和外星轮

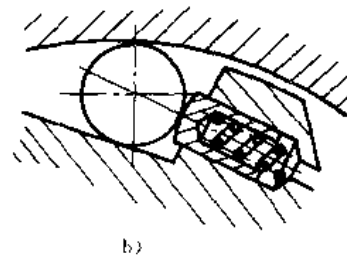
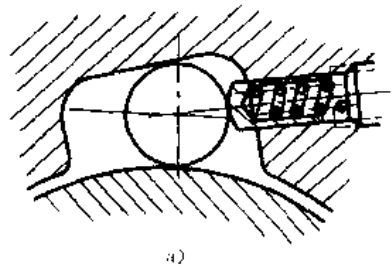
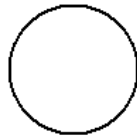


图 6-2-37 滚柱超越离合器的两种形式
 a) 内星轮 b) 外星轮

7 超越离合器

超越离合器是一种具有利用主、从部分的速度变化或旋转方向的变换而自行离合功能的离合器。

按工作原理,超越离合器分啮合式和摩擦式。

1. 啮合式 利用棘轮棘爪、牙嵌式牙等接合元件的啮合传递转矩。结构简单,制造容易,但外形尺寸大,接合位置受限制,有噪声。适用于转差不大的场合。



两种形式,星轮工作面又分平面、对数螺旋面和偏心圆弧面。平面加工简单,使用较普遍,但楔角 α 会随滚柱磨损而改变。对数螺旋面可保持楔角为一定,但加工比较困难。偏心圆弧面的加工和使用寿命在两者之间。

楔角 α (见表6·2-22)对离合器的工作性能有显著影响。 α 小楔合容易,过小则脱开力过大,甚至不能脱开; α 大承载能力高,过大则不容易楔合,楔合后也容易在工作中打滑。为了保证滚柱不打滑,应使压力角 $\alpha/2$ 小于滚柱对星轮或内、外环接触面的最小摩擦角 ρ_{\min} ,即 $\alpha/2 < \rho_{\min}$ 。实用中,当星轮工作面为平面时,一般取 $\alpha=6^\circ\sim 8^\circ$;当工作面为对数螺旋面或偏心圆弧面时,可取 $\alpha=8^\circ\sim 10^\circ$;实验极限值为 $\alpha_{\max}=14^\circ\sim 17^\circ$ 。

常用的内星轮滚柱超越离合器有以下三种型式。

1. **单向型** 见图6·2-38,滚柱2受弹簧3的弹力,始终与外环1和星轮4接触。当外环主动逆时针旋转,或星轮主动顺时针旋转时,离合器楔合。反之则超越。

2. **带拨爪单向型** 见图6·2-39,工作时,外环和

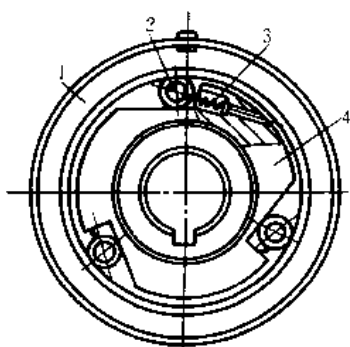


图6·2-38 单向型滚柱超越离合器
1—外环 2—滚柱 3—弹簧 4—星轮

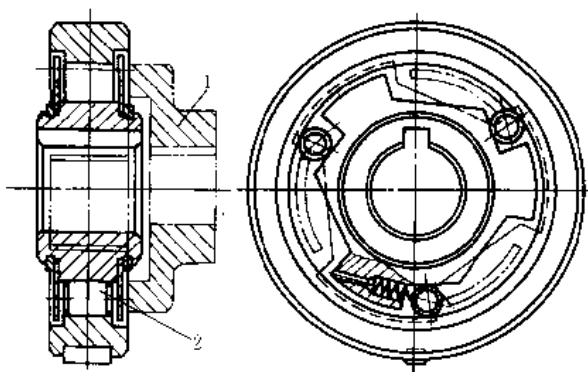


图6·2-39 带拨爪单向型滚柱超越离合器
1—拨爪 2—滚柱

星轮不论何者为主动,均只能单向传递运动。但通过拨爪1拨动滚柱2,可使运动中中断。拨爪与起操纵作用的另一条运动链相联接,在运动未中断前和离合器一齐转动。

3. **带拨爪双向型** 构造与带拨爪单向型相似,不同处是工作面和滚柱,由单向布置改为相邻对称布置。外轮和星轮不论何者为主动,都能在两个方向传递转矩,而且可通过拨爪使运动中中断,是一种可逆离合器。

7.2 楔块超越离合器

楔块超越离合器内外环均为圆形,或者将内环加工出若干凹圆槽。与滚柱超越离合器相比,其优点是能装入较多楔块,同时楔块曲率半径大,可传递更大的转矩,而外形尺寸较小。如用拉制异形楔块,则更便于大量生产。其缺点是楔块与内外环的接触点固定,不像滚柱能随时变换,所以磨损后形成一个小台,影响正常楔合并出现突跳等故障;另外,由于内外环受力后产生弹性变形,还可能因过载使楔块滚转,从而使离合器失效(当过载转矩超过限定值2~3倍时,这种情况就会发生)。

楔块超越离合器有两种形式。

1. **内环为整圆形** 有多种结构,见图6·2-40。为了保证工作时不打滑,楔块的楔角 φ 或 θ (表6·2-22)不得超过楔块与内外环副的最小摩擦角 ρ_{\min} ,即 $\varphi(\theta) < \rho_{\min}$ 。一般可取 $\varphi(\theta) = 3^\circ\sim 4^\circ$ 。在实用中楔合开始时,楔角大约为 $2^\circ\sim 2.5^\circ$;当内、外环受力产生弹性变形后,楔角相应增大。如果因磨损使楔角达到 4.5° ,离合器就可能出现打滑,需要更换楔块。但如要求不高,则楔角大到 6° 仍可满足使用。

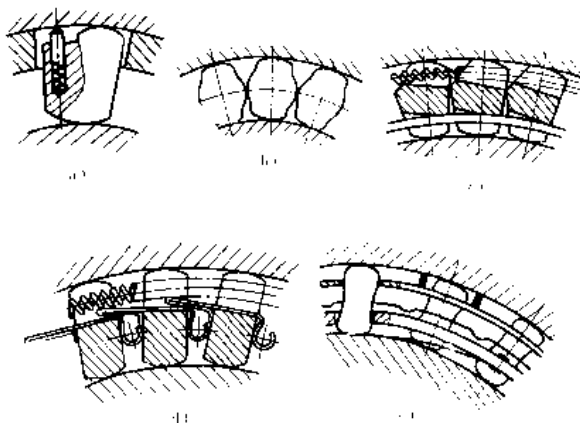


图6·2-40 内环整圆形楔块超越离合器



溜滑角是从楔块（或滚柱）开始楔合到完全楔合时，内外环的相对转角，以 ξ 表示。 ξ 值小时，楔块磨损小，楔合动作迅速，工作灵敏。因此，溜滑角也是影响超越离合器性能的重要因素。要得到较小的 ξ ，楔块加压弹簧应设计得合理。也可以采用其他办法，例如采用阻尼压板（图6-2-40e），使楔块更好地保持刚脱开状况而便于迅速楔合。普通楔块超越离合器的溜滑角约为 $2^\circ \sim 7^\circ$ ，滚柱超越离合器的溜滑角不超过 2° ，所以，对动作准确度要求较高时，宜采用滚柱超越离合器。

2. 内环带凹圆槽型 见图6-2-41，楔块具有与内环圆弧槽相同的半径，使两者为面接触，改善了受力状态，提高了楔块的承载能力和使用寿命。但楔块的数量受结构影响而有所减少。

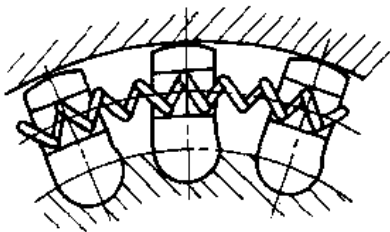


图6-2-41 内环带凹圆槽型楔块超越离合器

7.3 非接触型超越离合器

非接触型超越离合器的特点是：当转速高到某一定值时，离合器自动超越而滚柱或楔块与内环间形成一微小间隙，于是避免了高速超越下的摩擦和磨损；而当速度低于限定值时，又重新楔合。

间隙 δ 的形成可用不同方式。例如，图6-2-37b所示的离合器，当外星轮为主动并逆时针旋转时，滚柱在

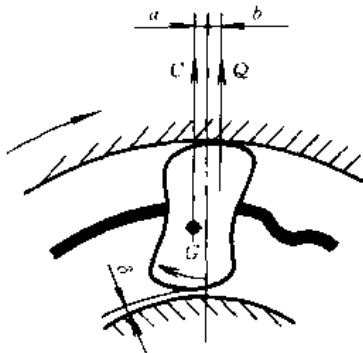


图6-2-42 形成间隙时楔块的受力平衡

高速下产生的离心力，可克服弹簧力使自身与内环分开。对于楔块超越离合器，其间隙的形成主要靠控制楔块重心的位置。当外环为主动时，其力的平衡关系见图6-2-42。当 $Ca > Qb$ 时，离合器即出现超越，脱开接触形成间隙。 C 为楔块离心力， Q 为弹簧对楔块压紧力的径向分力。

非接触型超越离合器适合用于主动轴达到一定转速，即自动与从动轴脱开，而后的转速可以继续提高到超过主动轴转速的场合，如高速燃气轮机 and 起动机之间的联接。

7.4 超越离合器的材料和许用应力

超越离合器的制造精度对其工作性能影响较大，通常其重要部位应按6~7级精度要求制造，对速度低、使用要求不高的场合，可适当降低。常用材料和许用接触应力见表6-2-20和表6-2-21。

表6-2-20 超越离合器的常用材料

元件	材 料	热处理 (HRC)	说 明
内外环 或内外星 轮	GCr15	58~64	1. 20Cr、20MnVB的渗碳厚度在元件外半径 $R = 15 \sim 100\text{mm}$ 时可取 $\delta = 0.3 \sim 2\text{mm}$
	T10A	56~62	
	20Cr、20MnVB	60~64	
滚柱或 楔块	GCr15	58~64	2. 外半径 R 超过100mm的内外环或星轮可以考虑采用与铸铁和普通钢配合的嵌镶结构以节省优质钢材
	GCr15SiMn	59~62	
	T10A T8A	60~62	

表6-2-21 超越离合器接合元件的许用接触应力 $[\sigma_c]$

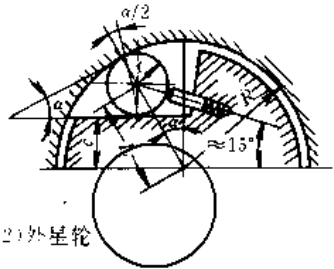
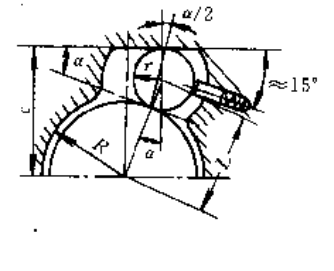
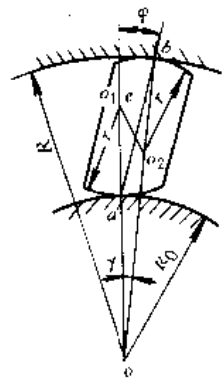
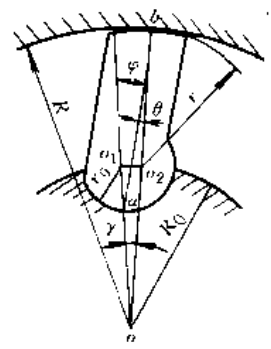
离合器需要的楔合次数	$[\sigma_c]$ (MPa)
10^7	1450~1800
10^6	3100~3300
$(0.5 \sim 1) \times 10^5$	4200

注：一般可取额定楔合次数为 10^6 。

7.5 超越离合器计算（表6-2-22）



表 6·2-22 超越离合器计算

计算简图	计算内容	计算公式	说明
滚柱超越离合器 1) 内星轮  2) 外星轮 	几何关系 计算转矩 正压力 接触应力 当量曲率半径: 内星轮 外星轮	$c = (R \pm r) \cos \alpha \pm r \text{ (mm)}$ 内星轮用“-”, 外星轮用“+” $T_{ij} = \beta T_i \text{ (N} \cdot \text{mm)}$ $N = \frac{T_{ij}}{(L \pm r) \mu z} \text{ (N)}$ 内星轮用“+”, 外星轮用“-” $\sigma_c = 0.418 \sqrt{\frac{N E_v}{l \rho_v}} \leq [\sigma_c] \text{ (MPa)}$ $\rho_c = r \text{ (mm)}$ $\rho_v = \frac{Rr}{R+r} \text{ (mm)}$	β —工作储备系数 $\beta = 1.4 \sim 5$ T_i —需传递的转矩(N·mm) α —楔角($\frac{\alpha}{2}$ —压力角) $\alpha = 5^\circ \sim 8^\circ$, 一般取 7° R —外环内半径(mm) $R = (4.5 \sim 15)r$, 一般取 $R = 8r$ z —滚柱数, $z = 3 \sim 20$ 按需要确定 l —滚柱长度(mm) $l = (2.5 \sim 8)r$, 一般取 $l = (3 \sim 4)r$ E_v —当量弹性模数(MPa) 钢对钢, $E_v = 2.1 \times 10^5$ $[\sigma_c]$ —许用接触应力(MPa) 见表 6·2-21
楔块超越离合器 1) 内环为整圆 	几何关系 楔块偏心距 外环处楔角 中心角 计算转矩 正压力(a点) 接触应力(a点) 当量曲率半径	$e = [(R_0 - r)^2 + (R_0 + r)^2 - 2(R_0 - r) \times (R_0 + r) \cos \gamma]^{1/2} \text{ (mm)}$ (一般 $\gamma < 1^\circ 30'$ $\cos \gamma \approx 1$, $e \approx R_0 + 2r - R$) $\theta = \sin^{-1} \left(\frac{R_0}{R} \sin \varphi \right) \text{ (}^\circ\text{)}$ $\left\{ \begin{aligned} \theta &= \angle abo_2 \\ \gamma &= \varphi - \theta \end{aligned} \right.$ $T_{ij} = \beta T_i \text{ (N} \cdot \text{mm)}$ $N_a = \frac{T_{ij}}{R_0 z \tan \varphi} \text{ (N)}$ $\sigma_c = 0.418 \sqrt{\frac{N_a E_v}{l \rho_v}} \leq [\sigma_c] \text{ (MPa)}$ $\rho_c = \frac{R_0 r}{R_0 + r} \text{ mm}$	β —工作储备系数 $\beta = 1.4 \sim 5$ T_i —需传递的转矩(N·mm) φ —内环处楔角($^\circ$) $\varphi = 3^\circ \sim 4^\circ$, 一般取 3° R_0 —内环外半径(mm) $R_0 = (4 \sim 4.5)r$ R —外环内半径(mm) $R = (1.2 \sim 1.44)R_0$ l —楔块长度(mm) $l = (2.6 \sim 4)r$ z —楔块数量(按结构) E_v —当量弹性模数(MPa) 钢对钢, $E_v = 2.1 \times 10^5$ $[\sigma_c]$ —许用接触应力(MPa) 见表 6·2-21
2) 内环带凹圆槽 	几何关系 楔块偏心距 外环处楔角 中心角 计算转矩 正压力(b点) 接触应力(b点) 当量曲率半径	$e = O_1 O_2 - R_0 \sin \gamma \approx R_0 \gamma \text{ (mm)}$ $\theta = \sin^{-1} \frac{(R_0 - r_n) \sin \varphi}{R} \text{ (}^\circ\text{)}$ $\gamma = \varphi - \theta \text{ (}^\circ\text{)}$ $T_{ij} = \beta T_i \text{ (N} \cdot \text{mm)}$ $N_b = \frac{T_{ij}}{R z \tan \theta} \text{ (N)}$ $\sigma_c = 0.418 \sqrt{\frac{N_b E_v}{l \rho_v}} \leq [\sigma_c] \text{ (MPa)}$ $\rho_v = \frac{Rr}{R-r} \text{ (mm)}$	β —工作储备系数 $\beta = 1.4 \sim 5$ T_i —需传递的转矩(N·mm) φ —内环处楔角($^\circ$) 一般取 $\varphi = 4^\circ \sim 6^\circ$ θ —外环处楔角 $\theta = 3^\circ \sim 4^\circ$, 一般取 3° R —外环内半径(mm) 一般取 $R = (3.2 \sim 3.5)r$ l —楔块长度(mm) 一般取 $l = (1.6 \sim 2)r$ z —楔块数量(按结构) E_v —当量弹性模数(MPa) 钢对钢, $E_v = 2.1 \times 10^5$ $[\sigma_c]$ —许用接触应力(MPa) 见表 6·2-21

这是公司制作请尊重版权

715



8 自动同步离合器

自动同步离合器见图 6-2-43。它实际上是一种棘轮型单向超越离合器，其中包含齿式联轴器啮合元件。

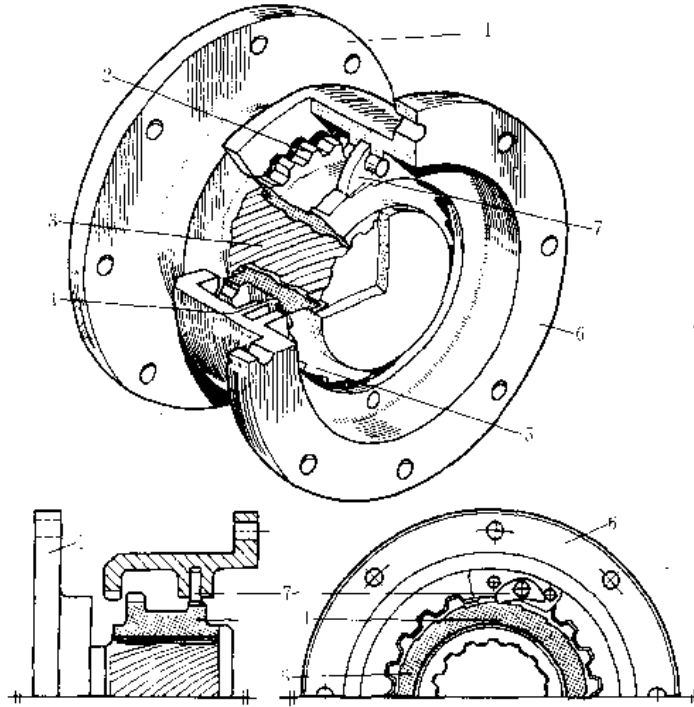


图 6-2-43 自动同步离合器

- 1—输入法兰 2—联轴器齿圈 3—螺旋齿花键
- 4—螺旋齿花键套 5—棘轮
- 6—输出法兰 7—棘爪

这种离合器分主动部件、中间滑动部件和从动部件三部分，利用螺旋螺母副的运动关系，使所联两旋转轴在转速相等的瞬间自动接合或脱开。根据螺旋螺母副的运动关系，当螺旋转动而约束螺母转动时，螺母将沿轴线移动，此移动即导致离合器的接合与脱开。主动部件由输入法兰与螺旋花键组成，中间滑动部件由螺旋齿花键套、棘轮和联轴器直齿组成，从动部件由输出法兰、棘爪和联轴器直齿套组成。中间滑动部件置于主动部件之上，以螺旋齿花键套与主动部件结合，以棘轮与从动部件结合。其自动同步离合过程见图 6-2-44。

图 6-2-44a 当输出端转速大于输入端转速时，联轴器齿脱开，棘爪滑过棘轮。

图 6-2-44b 输入端加速，当其转速超过输出端的瞬间，棘爪与棘轮啮合，使中间滑动部件沿螺旋齿花键相对主动部件做螺旋运动，而按照螺旋螺母副的运动

关系，相对从动部件做轴向直线运动。

图 6-2-44c 在接合过程中，棘爪滑过棘轮，中间滑动部件与从动联轴器齿对准啮合。

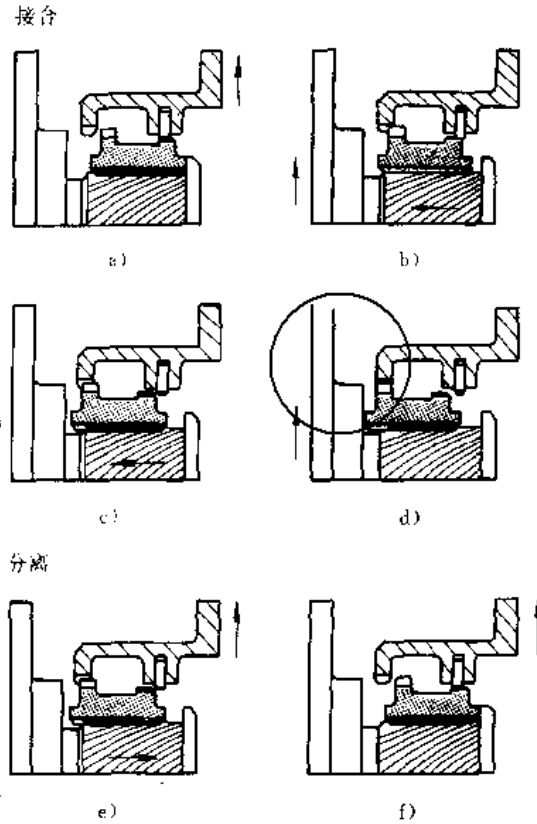


图 6-2-44 自动同步离合过程

图 6-2-44d 上述过程完毕后，联轴器完全啮合，离合器从输入端经中间滑动部件、螺旋齿花键联接、联轴器齿联接，到输出端传递转矩和旋转运动，于是完成自动接合全过程，离合器接合。

图 6-2-44e 在处于接合状态的离合器，当主动部件转速低于从动部件时，中间滑动部件与从动部件的相互作用使前者做反向螺旋运动并进入脱开位置，开始自动脱开。

图 6-2-44f 离合器脱开过程完成，主、从部件完全脱开，离合器分离。

从以上自动同步离合过程可知，这种离合器一般不能传递反向（倒车）动力，因此有时需加一将离合器锁在接合位置的机构，以实现传递反向动力，这样在离合器损坏时还可把离合器作为齿式联轴器使用。

为了减轻同步啮合时的撞击和振动，这种离合器都装有阻尼器，一般采用油阻尼。

自动同步离合器没有易磨损元件，作用在棘爪、棘轮齿上的力不大，设有辅助机构和液压气动系统，可用



于大功率、高转速的机械设备，传递的功率可达 $6 \times 10^4 \text{kW}$ ，转速可达 12000r/min 甚至更高些。

9 离心离合器

离心离合器通常装在机械的高速部分，如电动机等原动件的输出轴、输入轴，以限制原动机起动转矩和实现过载保护。

常用的离心离合器为常开式。在壳体内装有一定数量的离心体。当达到一定转速时，在离心力的作用下，离心体自动与离合器从动部件接合，平稳地带动从动件。这样就使原来需要满载起动的从动件得以逐步加载起动。因此这种离合器适用于起动不频繁，但从动件转动惯量大，可能引起过载的情况。

离心离合器分带弹簧闸块式、无弹簧闸块式和钢珠式。

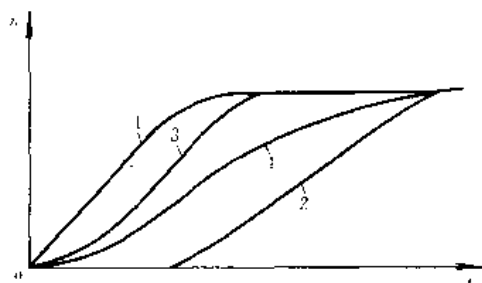


图 6-2-45 几种离合器的从动转速变化比较

- 1—普通离合器
- 2—带弹簧闸块式
- 3—无弹簧闸块式
- 4—钢珠式

球式。起动时几种离合器的从动转速变化比较见图 6-2-45。

9.1 带弹簧闸块离心离合器

图 6-2-46 为带弹簧闸块离心离合器，其中有中空扇形闸块 1 和片式弹簧 3。离心体为闸块。在起动开始阶段，由于弹簧力的作用，闸块不与壳体接触。只有当主动轴达到预定转速，离心力超过弹簧力时，闸块才开始与壳体逐步接合传递转矩。一般取两者开始接合时的转速 n_c 为正常转速 n 的 $0.7 \sim 0.8$ 倍。这种离合器在接合过程中工作平稳，但闸块的质量较大。弹簧力和预定的闸块离心力的平衡靠调整闸块上的螺钉 2 保持。

图 6-2-47 为带弹簧楔块离心离合器。在三个楔块 2 间装有弹簧 3。起动时，当主动轴达到一定转速时，楔块就撑开摩擦块，使之与壳体压紧，并传递转矩。

图 6-2-48 为液压调节带弹簧闸块离心离合器。一端有一液压缸，由隔膜 1 和 6、隔板 4 和钢片 5 分隔为 A、B 两腔。钢片 5 靠弹簧 3 的作用将隔板 4 的孔盖住。当主动轴转速升高，闸块 8 外张时，压盘 7 受挤左移。此时 A 腔的油液经针阀 9 流入 B 腔，限制了闸块 8 的外张速度。而当主动轴速度下降时，弹簧 10 使闸块内收，压盘 7 在弹簧 3 的作用下右移，压力较高的 B 腔油液经过隔板 4 的孔推开钢片 5 迅速流入 A 腔补偿。接合速度通过针阀 9 来调整。

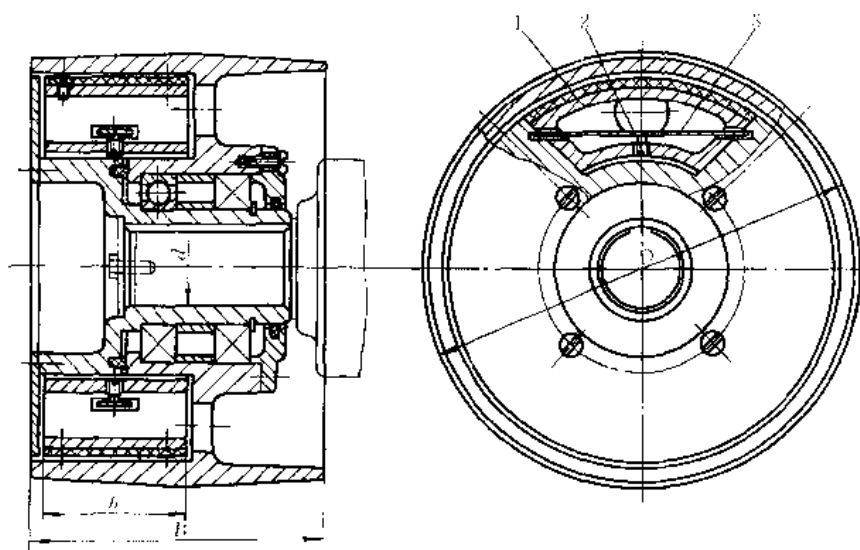


图 6-2-46 带弹簧闸块离心离合器

- 1—中空扇形闸块
- 2—螺钉
- 3—片式弹簧



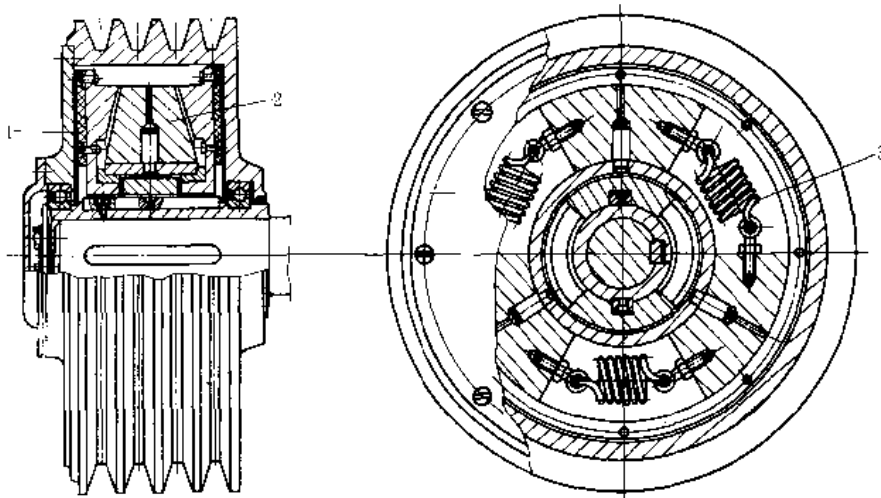


图 6-2-47 带弹簧楔块离心离合器
1—摩擦块 2—楔块 3—弹簧

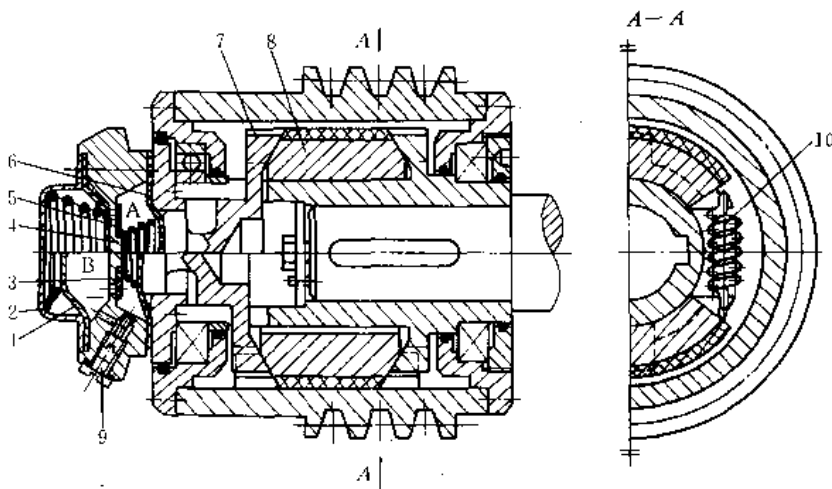


图 6-2-48 液压调节带弹簧闸块离心离合器
1、6—隔膜 2、3、10—弹簧 4—隔板 5—钢片 7—压盘 8—闸块 9—针阀

9.2 无弹簧闸块离心离合器

图 6-2-49 为两种无弹簧闸块离心离合器结构。图 6-2-49a 用于中速；图 6-2-49b 用于高速。从起动开始，闸块以边滑摩边接合的方式压向离合器壳体，直到完全接合。其接合性能稍差；但由于结构简单，闸块轻，应用广泛。

图 6-2-50 为具有扇形闸块的无弹簧闸块离心离合器，其尺寸和参数见表 6-2-23。

9.3 钢球离合器

图 6-2-51 为圆柱形外壳的钢球离合器。在叶片

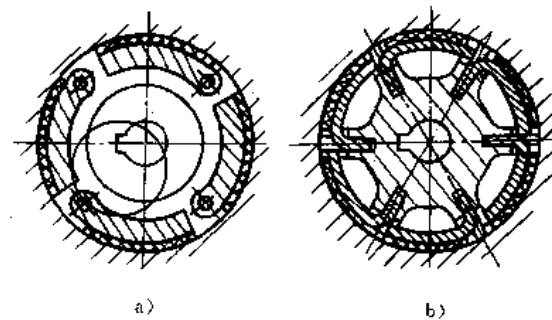


图 6-2-49 无弹簧闸块离心离合器
a) 摆动闸块 b) 角板状闸块



3和壳体1间装有 $\phi 4\sim 6\text{mm}$ 的钢球2, 钢球体积占总容量的85%~90%, 叶片和轴套为一体。叶片随结构需要可取4~6片; 叶片外径和壳体内径处, 保持0.5~1mm的间隙。为了保护钢球和增大摩擦系数, 有时可添加约2%的红丹(铅丹)粉。也有不用滚球而用滚

柱的。

这种离合器的接合性能好, 所能传递的转矩大小可通过钢球数量调整, 结构简单, 制造也比较容易。

9-4 离心离合器计算 (表6-2-24)

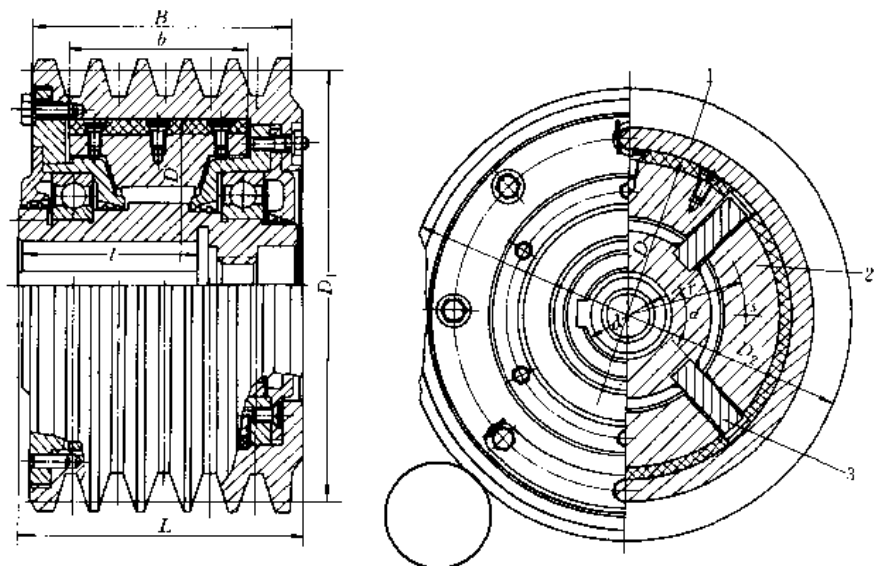


图6-2-50 无弹簧闸块离心离合器

1—外壳 2—扇形闸块 3—带叶片轴套

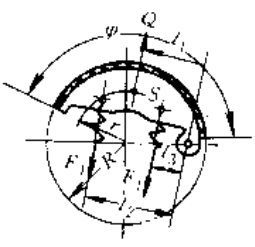
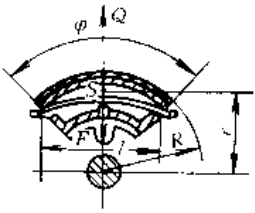
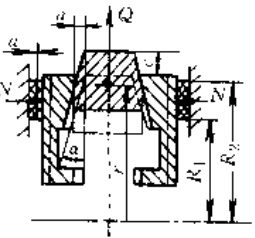
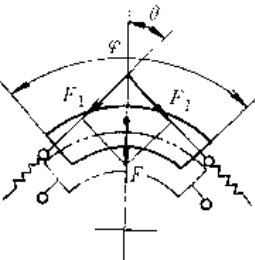
表6-2-23 无弹簧闸块离心离合器的尺寸和参数 (mm)

d	D	D_1	D_2	l	L	r ①	B	b	α (°)	闸块数 z	V带 型号	带根数	额定转速 (r/min)	最大传 递功率 (kW)	加速 时间 (s)	单个闸 块质量 (kg)	离合器 不带闸 块质量 (kg)							
35~55	190	250	269	110	165	75	150	105	80	4	C	5	750	8.2	150	2.15	43.0							
																		1000	18	70	2.0			
																		1500	24	50	0.75			
50~65	220	300	318	140	220	85	205	145							D	6	750	16	150	3.15	73.2			
																				1000		36	70	2.95
																				1500		42	60	1.0
55~75	240	320	338		90	255	95	245					180							750	30	110	5.1	108.9
																							1000	
																			1500	55	60	1.2		
65~75	300	380	398	120															700	45	90	5.0	130.0	
				118									1000	55			70	2.65						

① r —闸块重心半径。

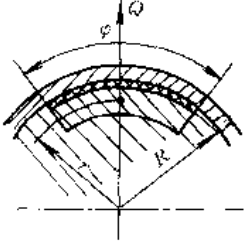
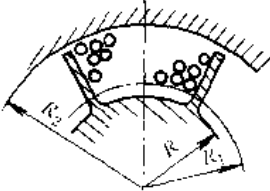


表 6·2-24 离心离合器计算

计算简图	计算内容	计算公式	备注
<p>带弹簧闸块式</p> <p>拉簧</p>  <p>片簧</p>  <p>$R = (2 \sim 3.5)d$ $b = (1 \sim 2)d$ $r = (0.6 \sim 0.9)R$</p>	<p>计算转矩</p> <p>计算离心力</p> <p>有效离心力</p> <p>摩擦面压强</p> <p>预定弹簧力</p> <p>拉簧</p> <p>片簧</p>	<p>$T_{ij} = \beta T_i (N \cdot mm)$</p> <p>$Q_j = \frac{T_{ij}}{R \mu z} (N)$</p> <p>$Q = m \frac{r \pi^2 (n^2 - n_0^2)}{900} \geq Q_j (N)$</p> <p>$p = \frac{T_{ij}}{R^2 b \mu z} \leq [p] (MPa)$</p> <p>$F_1 = \frac{l_1}{l_2 + l_3} m \frac{r \pi^2 n_0^2}{900} (N)$</p> <p>$F = m \frac{r \pi^2 n_0^2}{900} (N)$</p>	<p>β—工作储备系数 一般取 $\beta = 1.5 \sim 2$</p> <p>T_i—需传递的转矩 ($N \cdot mm$)</p> <p>R—闸块外径 (mm)</p> <p>r—闸块质心半径 (mm)</p> <p>z—闸块数量</p> <p>b—闸块宽度 (mm)</p> <p>d—主动轴直径 (mm)</p> <p>n—正常工作转速 (r/min)</p> <p>n_0—开始接合转速 (r/min) 一般取 $n_0 = (0.7 \sim 0.8)n$</p> <p>m—单个闸块质量 (kg)</p> <p>μ—摩擦面材料摩擦系数 见表 6·2-7</p> <p>$[p]$—摩擦面许用压强 (MPa) 见表 6·2-7</p> <p>φ—闸块所对角度 (rad)</p>
<p>带弹簧楔块式</p>   <p>$R = (2 \sim 3.5)d$ $r = (0.6 \sim 0.8)R$</p>	<p>计算转矩</p> <p>计算离心力</p> <p>有效离心力</p> <p>楔块脱开力(合力)</p> <p>预定弹簧力(合力)</p> <p>每根弹簧力</p> <p>摩擦面比压</p> <p>摩擦面平均半径</p>	<p>$T_{ij} = \beta T_i (N \cdot mm)$</p> <p>$Q_j = \frac{T_{ij}}{R_m \mu z} \tan(\alpha + \rho) (N)$</p> <p>$Q = m \frac{r \pi^2 (n^2 - n_0^2)}{900} \geq Q_j (N)$</p> <p>$F_j = \frac{T_{ij}}{R_m \mu z} \tan(\alpha - \rho) (N)$</p> <p>$F = m \frac{r \pi^2 n_0^2}{900} \geq F_j (N)$</p> <p>$F_1 = \frac{T}{2 \cos \theta} (N)$</p> <p>$p = \frac{T_{ij}}{4 \pi R_m^2 b \mu} \leq [p] (MPa)$</p> <p>$R_m = \frac{R_1 + R_2}{2} (mm)$</p>	<p>β—工作储备系数 一般可取 $\beta = 1.5 \sim 2$</p> <p>T_i—需传递的转矩 ($N \cdot mm$)</p> <p>R—壳体半径 (mm)</p> <p>r—楔块质心所处半径 (mm)</p> <p>z—楔块数量</p> <p>b—摩擦面宽度 (mm)</p> <p>α—楔块倾斜角 ($^\circ$)</p> <p>d—主动轴直径 (mm)</p> <p>n—正常工作转速 (r/min)</p> <p>n_0—开始接合转速 (r/min) 一般取 $n_0 = (0.7 \sim 0.8)n$</p> <p>m—单个楔块质量 (kg)</p> <p>μ—摩擦面材料摩擦系数 见表 6·2-7</p> <p>$[p]$—摩擦面许用比压 (MPa) 见表 6·2-7</p> <p>N—摩擦面上的正压力 (N) (公式中不表示)</p> <p>φ—闸块所对角度 (rad)</p>



(续)

计算简图	计算内容	计算公式	备注
<p>无弹簧闸块式</p>  <p>$R = (2 \sim 3.5)d$ $b = (1 \sim 2)d$ $r = (0.7 \sim 0.9)R$</p>	<p>计算转矩</p> <p>计算离心力(一闸块的)</p> <p>有效离心力(一闸块的)</p> <p>摩擦面压强</p>	<p>$T_{ij} = \beta T_i (\text{N} \cdot \text{mm})$</p> <p>$Q_j = \frac{T_{ij}}{R\mu z} (\text{N})$</p> <p>$Q = m \frac{r\pi^2 n^2}{900} \geq Q_j (\text{N})$</p> <p>$p = \frac{T_{ij}}{R^2 b q \mu z} \leq [p] (\text{MPa})$</p>	<p>有关各项参数同带弹簧闸块式</p>
<p>钢球式</p>  <p>$R_2 = (2 \sim 3.5)d$ $b = (1 \sim 2)d$</p>	<p>计算转矩</p> <p>圆周转矩</p> <p>端面转矩</p> <p>许用转矩</p>	<p>$T_{ij} = \beta T_i (\text{N} \cdot \text{mm})$</p> <p>$T_1 = 1.1 \times 10^{-11} R_2^3 b n^2 \mu (1 - c^3) (\text{N} \cdot \text{mm})$</p> <p>$T_2 = 1.67 \times 10^{-11} R_1^3 n^2 \mu (1 - c^4)$</p> <p>$[T_r] = T_1 + T_2 \geq T_{ij} (\text{N} \cdot \text{mm})$</p>	<p>β—工作储备系数 一般取 $\beta = 2$</p> <p>T_i—需传递的转矩 ($\text{N} \cdot \text{mm}$)</p> <p>R_2—壳体内径 (mm)</p> <p>b—叶片宽度 (mm)</p> <p>n—正常工作转速 (r/min)</p> <p>μ—摩擦系数, 一般取 钢球对钢或铸铁 $\mu = 0.2 \sim 0.3$</p> <p>c—比值, 一般取 $c = \frac{R_1}{R_2} = 0.7 \sim 0.8$</p>

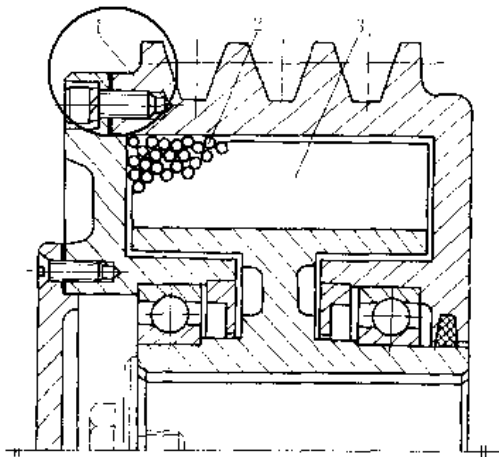


图 6-2-51 钢球离合器

1—壳体 2—钢球 3—叶片

10 安全离合器

安全离合器用于机械的过载保护, 主要有两种形

式。

1. **啮合式** 主要为牙嵌式, 采用牙、销钉或钢球等接合元件, 利用弹簧压紧。当载荷超过由压紧弹簧限定的转矩时, 在接合元件间的轴向分力超过弹簧的压紧力, 使元件相对滑动。这种滑动实际上是一种频繁的离合过程。压紧弹簧在离合器分离时吸收能量, 重新接合时将能量放回系统; 这样反复作用可能使被保护的机件因附加动力过载而受到损害。所以这种离合器不宜用于过载后转差大的场合。

2. **摩擦式** 分圆盘式和圆锥式。摩擦片(盘)或锥用弹簧压紧, 当载荷超过由弹簧限定的转矩时, 离合器主从动部分摩擦元件即出现相对滑动, 并因摩擦而耗掉一部分能量。这种离合器工作平稳, 只要散热好, 可用于过载后转差大的场合。

使用安全离合器, 应按需要尽可能装设微动开关等以使过载时电灯、电铃等报警装置发出讯号, 提醒操作者及时处理, 或自动停车。



10.1 牙嵌安全离合器

图 6·2-52 为端面牙嵌安全离合器。在轴 5 上装有可调弹簧 4 和牙盘 2、3。牙盘可采用斜梯、三角等牙形。在牙盘 2 上固定有链轮 1。

表 6·2-25 列出斜梯形牙牙盘的尺寸和参数。

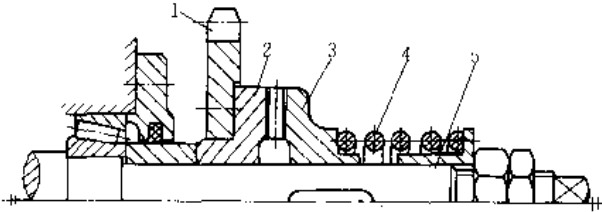


图 6·2-52 端面牙嵌安全离合器

1—链轮 2、3—牙盘 4—弹簧 5—轴

图 6·2-53 为销钉安全离合器。是一种单向径向牙嵌离合器，接合元件为径向滑移的销钉对牙槽，销钉和压紧弹簧沿圆周分散径向分布，由于结构限制，弹簧压力多数不能调整。

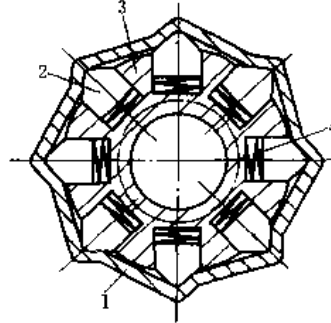


图 6·2-53 销钉安全离合器

1—外壳 2—销钉 3—轮毂 4—弹簧

表 6·2-25 斜梯形牙牙盘的尺寸和参数

(mm)

简图	d	D	c	c_1	K	f	z	h	许用转矩 (N·m)
	20	40	10.35	6.55	14.73	0.5		4	65
	22	45	11.22	7.44	16.03	0.5		4	85
	25	50	12.09	8.33	17.33	0.5		4	125
	28	55	13.39	8.93	18.63	0.5		4	175
	32	60	14.66	9.66	22.09	0.8	3	6	260
	35	70	16.83	11.17	24.70	0.8	6	6	340
	40	80	19.00	13.38	27.30	0.8	6	6	510
	45	90	21.17	15.95	29.90	0.8	6	6	730
	50	100	22.44	14.89	34.67	1.2	8	8	1000

10.2 钢球安全离合器

图 6·2-54 为钢球安全离合器的钢球对钢球和钢

球对牙(包括锥孔等)两种结构形式。二者在离合作用时的动作过程不同，钢球对钢球啮合处的倾斜角 α 在分离时随钢球间的逐渐分开而迅速减小到 0；钢球对

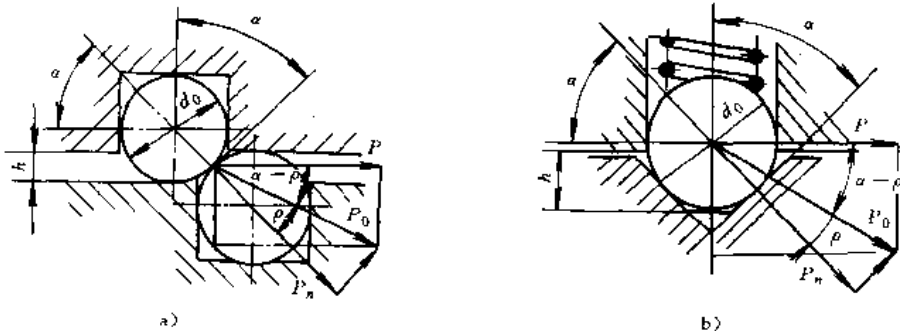


图 6·2-54 钢球安全离合器

a) 钢球对钢球 b) 钢球对牙(锥孔等)



牙的倾斜角 α 在完全分离前始终保持一定。所以,过载所需的弹簧压紧力在钢球对钢球是钢球开始滑动时的压紧力,在钢球对牙是钢球与牙分离时的压紧力。

对于直径相同的钢球对钢球,一般取 $\alpha=30^\circ\sim 40^\circ$;如果 α 小于 30° ,钢球将不能存于槽中;对于钢球对牙,一般取 $\alpha=30^\circ\sim 45^\circ$ 。

钢球(对钢球或牙)的许用正压力 $[P_n]$ 见表6-2-26。

表 6-2-26 钢球的许用正压力

钢球直径 d_0 (mm)	11	12	14	16	20	24	28	32
$[P_n]$ (N)	160	180	200	220	280	340	400	500

图6-2-55为钢球安全离合器(钢球对钢球)。在齿轮1和圆盘4孔内,分别装入垫板3及钢球2,靠螺套7上的螺母6调整弹簧5的压紧力。

图6-2-56为钢球安全离合器(钢球对牙),压紧弹簧随钢球分散配置;使钢球对牙的接触更为均匀。表6-2-27列出这种离合器的尺寸和参数。

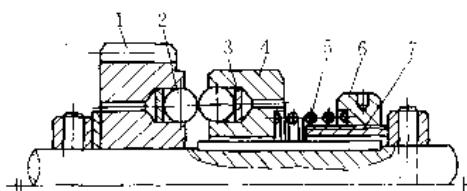


图 6-2-55 钢球安全离合器 (钢球对钢球)

- 1—齿轮 2—钢球 3—垫板 4—圆盘
5—弹簧 6—螺母 7—螺套

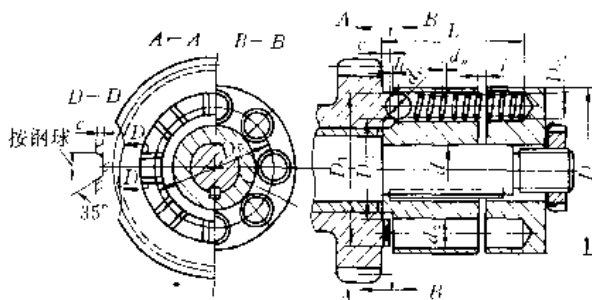


图 6-2-56 钢球安全离合器 (钢球对牙)

表 6-2-27 钢球安全离合器 (钢球对牙) 的尺寸和参数 (mm)

d	D	D_0	L	d_c	钢球数量 z	d_s	c	D_1	D_2	h	i	许用转矩 (N·m)	弹 簧			
													d_n	d_n	圈数	自由长
32	65	50	110	11	8	1.5	3	60	40	1	3	40~49	10	2.5	36	108
36	75	58	120	13	8	13.5	3.5	70	46	1	4	67~87	12	3	32	115
40	85	65	120	16	8	16.5	4.5	78	52	1.5	4.5	93~120	15	3.5	27	113
48	100	78	120	16	8	16.5	4.5	92	65	1.5	4.5	112~143	15	3.5	27	113
55	115	83	120	20	9	20.5	5.5	105	72	1.5	5.5	164~208	19	4	23	112
68	130	102	125	20	10	20.5	5.5	120	85	1.5	5.5	216~270	19	4	24	118
80	150	118	200	24	10	24.5	6.5	140	100	2	6.5	422~614	22	5	32	196

10-3 圆盘安全离合器

图6-2-57为干式单盘安全离合器。两个带摩擦衬面的盘2和3通过花键与轴套6滑动。调整螺母5可通过膜片弹簧4调整摩擦盘与从动件的压紧力,以调整过载保护转矩。

图6-2-58为多盘安全离合器,摩擦盘数多,径向尺寸小,可传递较大的转矩。

10-4 圆锥安全离合器

图6-2-59为单圆锥安全离合器,其结构比较简单,多用于传递转矩不大场合。

图6-2-60为双圆锥安全离合器,带锥体的摩擦元件的结构与图6-2-13相似,但用弹簧压紧。这种离合

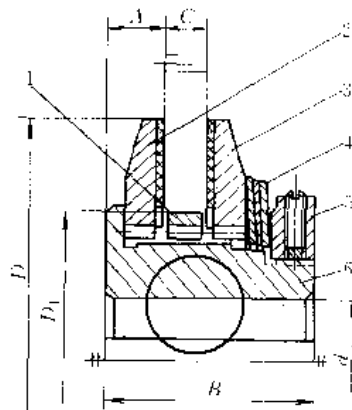


图 6-2-57 干式单盘安全离合器

- 1—定中环 2、3—摩擦盘 4—膜片弹簧
5—螺母 6—轴套



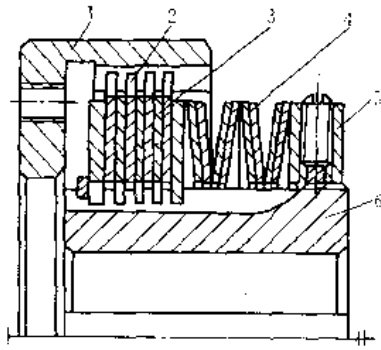


图 6-2-58 多盘安全离合器

- 1 外壳 2-外盘 3-内盘 4 弹簧
5-螺母 6-轴套

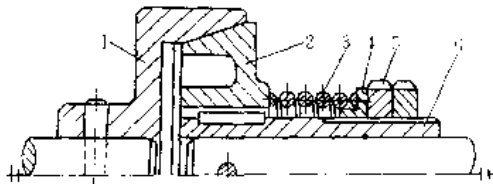


图 6-2-59 单圆锥安全离合器

1、2 圆锥盘 3-弹簧 4-隔套 5-螺母 6-螺套
器有图 a、图 b 两种结构，图 a 用于传递中、小转矩，
图 b 用于传递较大转矩。

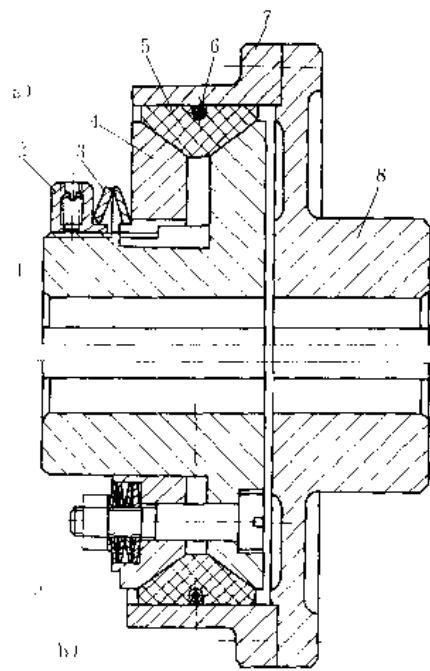


图 6-2-60 双圆锥安全离合器

- 1-锥盘 2-螺母 3-弹簧 4-锥盘套 5-扇形锥块
6-弹簧 7-外壳 8-接盘 9-弹簧

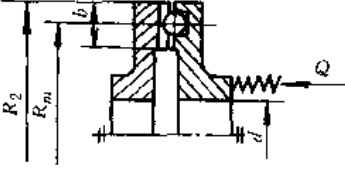
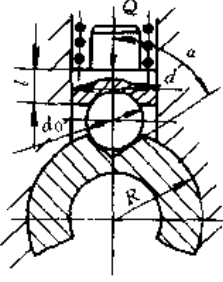
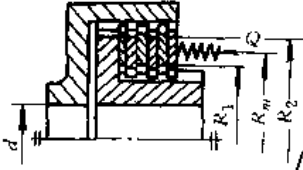
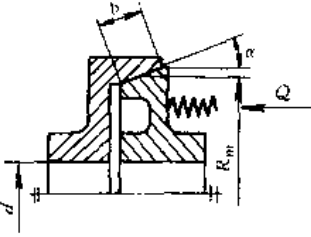
10.5 安全离合器计算 (表 6.2.28)

表 6.2-28 安全离合器的计算

计算简图	计算内容	计算公式	备注
<p>牙嵌安全离合器</p> <p>1. 端面牙 (牙盘;中心弹簧)</p>	<p>计算转矩</p> <p>弹簧终压紧力</p> <p>端面牙(中心弹簧)</p>	$T_{ij} = \beta T_i \text{ (N} \cdot \text{mm)}$ $Q_2 = \frac{T_{ij}}{R_m} \left[\tan(\alpha - \rho) - \frac{2R_m}{d} \mu_1 \right] \text{ (N)}$	<p>β-工作储备系数 一般取 $\beta = 1.35 \sim 1.4$ T_i-需传递的转矩(N·mm) R_m-牙面平均半径(mm) z-牙数 z_j-计算牙数 一般取 $z_j = \left(\frac{1}{2} \sim \frac{1}{3} \right) z$ ρ-工作面摩擦角(°) 一般取 $\rho = 5^\circ \sim 6^\circ$ μ-工作面摩擦系数 $\mu = \tan \rho \approx 0.1$ μ_1-滑键或滑销的摩擦系数 $\mu_1 = 0.15 \sim 0.17$</p>
<p>2. 径向牙 (销钉;分散弹簧)</p>	<p>径向牙(分散弹簧)①</p> <p>弹簧初压紧力</p> <p>牙面挤压应力</p>	$Q_2 = \frac{T_{ij}}{R_m z} \left[\left(1 + \frac{3\mu_1 d}{\pi l} \right) \tan(\alpha - \rho) - \frac{3\mu_1}{\pi} \left(2 + \frac{d}{l \tan \alpha} \right) \right] \text{ (N)}$ $Q_1 = (0.85 \sim 0.9) Q_2 \text{ (N)}$ $\sigma_p = \frac{T_{ij}}{A_p R_m z_j} \leq [\sigma_p] \text{ (MPa)}$	<p>α-牙面工作倾角 一般取 $\alpha = 45^\circ$ A_p-牙面挤压面积(mm²) 按结构确定 $[\sigma_p]$-许用挤压应力(MPa) 见表 5.2-12</p>



(续)

计算简图	计算内容	计算公式	备注
<p>钢球安全离合器</p> <p>1. 端面钢球 (钢球对钢球、钢球对牙;中心弹簧)</p>  <p>2. 径向钢球 (钢球对牙;分散弹簧)</p> 	<p>计算转矩</p> <p>弹簧终压紧力</p> <p>端面钢球(中心弹簧)</p> <p>径向钢球(分散弹簧)②</p> <p>弹簧初压紧力</p> <p>钢球数量</p>	<p>$T_{ij} = \beta T_i (N \cdot mm)$</p> <p>$Q_2 = \frac{T_{ij}}{R_m} \left[\tan(\alpha - \rho) - \frac{2R_m}{d} \mu_1 \right] (N)$</p> <p>$Q_2 = \frac{T_{ij}}{R_m z} \left[\left(1 + \frac{3\mu_1 d}{\pi l} \right) \tan(\alpha - \rho) - \frac{3\mu_1}{\pi} \left(2 + \frac{d}{l \tan \alpha} \right) \right] (N)$</p> <p>$Q_1 = (0.85 \sim 0.9) Q_2 (N)$</p> <p>$z = \frac{T_{ij} \cos \rho}{[P_*] R_m \cos(\alpha - \rho)}$</p>	<p>β—工作储备系数 一般取 $\beta = 1.2 \sim 1.25$</p> <p>T_i—需传递的转矩(N·mm)</p> <p>R_m—工作面平均半径(mm)</p> <p>z—钢球数</p> <p>ρ—工作面摩擦角(°) 一般取 $\rho = 5^\circ \sim 6^\circ$</p> <p>$\mu$—工作面摩擦系数 $\mu = \tan \rho \approx 0.1$</p> <p>$\mu_1$—滑键或钢球的摩擦系数 $\mu_1 = 0.15 \sim 0.17$</p> <p>α—工作面倾斜角 $\alpha = 30^\circ \sim 50^\circ$ 一般取 $\alpha = 45^\circ$</p> <p>$[P_*]$—钢球许用正压力(N)</p>
<p>圆盘安全离合器</p>  <p>$R_2 = (1.5 \sim 2)d$</p> <p>$R_1 = (0.5 \sim 0.6)R_2$</p>	<p>计算转矩</p> <p>弹簧终压紧力</p> <p>摩擦面压强</p>	<p>$T_{ij} = \beta T_i (N \cdot mm)$</p> <p>$Q = \frac{T_{ij}}{R_m \mu m} (N)$</p> <p>$p = \frac{T_{ij}}{2\pi R_m^2 \mu m} \leq [p] (MPa)$</p>	<p>β—工作储备系数 一般取 $\beta = 1.2 \sim 1.25$</p> <p>T_i—需传递的转矩(N·mm)</p> <p>i—摩擦片数</p> <p>m—摩擦面对数 $m = i - 1$</p> <p>μ—摩擦系数见表 6-2-7</p> <p>$[p]$—许用压强(MPa) 见表 6-2-7</p> <p>R_m—平均摩擦半径(mm) $R_m \approx \frac{R_1 + R_2}{2}$</p>
<p>圆锥安全离合器</p>  <p>$b = (0.15 \sim 0.25)R_m$</p>	<p>计算转矩</p> <p>弹簧终压紧力</p> <p>摩擦面压强</p>	<p>$T_{ij} = \beta T_i (N \cdot mm)$</p> <p>$Q = \frac{T_{ij}}{R_m \mu} (\sin \alpha - \mu \cos \alpha) (N)$</p> <p>$p = \frac{T_{ij}}{2\pi R_m^2 b \mu} \leq [p] (MPa)$</p>	<p>β—工作储备系数 一般取 $\beta = 1.2 \sim 1.25$</p> <p>T_i—需传递的转矩(N·mm)</p> <p>μ—摩擦系数见表 6-2-7</p> <p>α—锥角,一般取 $\alpha = 20^\circ \sim 30^\circ$</p> <p>$R_m$—平均摩擦半径(mm) $R_m \approx \frac{R_1 + R_2}{2}$</p> <p>$[p]$—许用压强(MPa) 见表 6-2-7</p>

① 适用于端面牙分散弹簧。
② 适用于端面钢球分散弹簧。



11 离合器试验

离合器试验包括摩擦元件的摩擦数据和磨损规律,离合器总成的性能,主要传力件的强度,离合器的可靠性等,尤以摩擦磨损性能为多。

国内外现有离合器摩擦磨损性能试验大致分为摩擦元件材料小样试验,元件性能试验,离合器总成台架试验和装机实际使用试验。

摩擦材料小样试验侧重于材料的比较和筛选,作为摩擦材料生产厂产品检验和使用单位验收的手段,其试验有各种标准和方法,我国的标准有GB 5763—86,GB 10428—89,JB 3063—82等,所规定的方法和试验设备不同。

元件性能试验侧重于摩擦元件的摩擦磨损性能和各参数间的关系与内在规律,一般在离合器研究和开发过程中进行,采用元件台架试验模拟离合器实际工况,有国家和企业标准。

总成台架试验能较好地模拟实际工况,所得数据的重复性、可比性和规律性较强,有利于分析对

比,周期短,费用少,研究和生产中都常采用。由于试验所得数据是多种因素(材料、结构、参数、尺寸、试验条件等)共同作用的结果,它主要用于离合器综合性能的试验,如新产品的性能试验、产品出厂试验等。至于单个因素对离合器性能的影响,则需借助于元件台架试验。

实际使用试验在使用离合器的机械上按实际工况进行,所得数据的真实性强,但试验周期长,费用高,试验条件难控制,数据的重复性和可比性较差,不便于测量和探讨不同失效的规律。这种试验通常只作为实验室试验的数据补充和实际应用的验证手段。

随着科学技术的发展和新型摩擦材料与离合器的不断出现,要求试验方法不但能对摩擦材料、元件等能评估和比较,而且能建立起实验室试验结果与实际使用结果之间的换算关系,特别是磨损方面的换算关系和热载荷性能方面的模拟关系,以及发展简便、迅速、省时、经济的强化试验方法。

第3章 制 动 器^{[6]~[11]}

1 制动器的功能与分类

制动器是用来减低正在运行着的机械或机构速度或使其停止的装置,有时也用作限速装置。

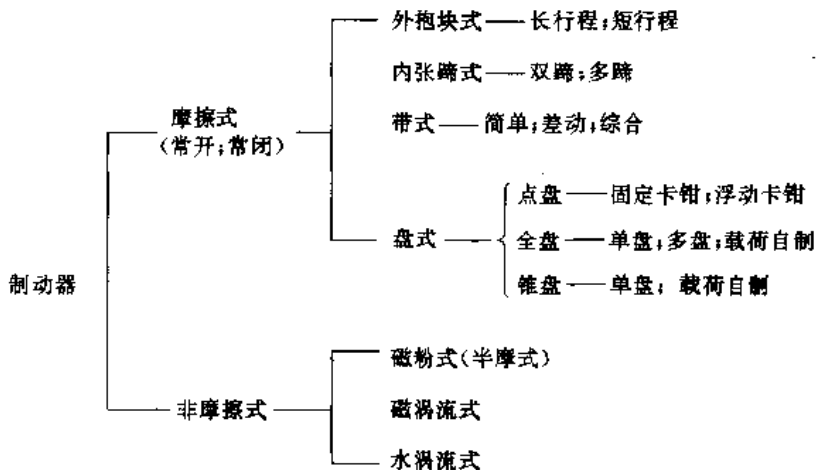
制动可靠、操纵灵活、散热良好、体积小、质量轻,是设计和选择制动器的基本要求。

制动器主要由支架、制动元件和驱动装置三部分

组成。许多制动器还装有制动元件磨损间隙的自动补偿装置。

随着工业的发展,出现了许多新结构制动器,其中点盘式发展较快,磁粉式和磁涡流式也得到不同程度的应用。

常用制动器分类如下:



有些制动器已标准化或系列化，并有专业工厂生产以供选用。

为了缩小制动器尺寸，制动器通常应装在设备的高速轴上。大型设备（如矿井提升机等）的安全制动器则应装在靠近设备工作部分的低速轴上。

制动器的主要设计步骤如下：

首先根据机械运转情况计算制动轴上的载荷力矩，并考虑一定的安全储备（乘以制动安全系数）求出计算制动力矩。

然后根据此力矩选定合适的制动器类型和结构，并画出传动图；再按制动元件的工作要求求出驱动推力，用以选择或设计驱动装置。

最后对主要零件做必要的强度计算，其中，制动臂、传力杠杆等还应经过刚度验算，对摩擦元件则应进行发热验算。

如选用标准制动器，则应以计算制动力矩为依据，选出标准型号后做必要的发热验算。

2 制动力矩的确定

2.1 制动类型

根据被制动对象的运动状态不同，可分为两种基本类型。

1. 水平制动 被制动的只是惯性质量，如车辆的制动。计算制动力矩为

$$T = T_c - T_f \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (6.3-1)$$

式中 T_c ——载荷力矩，此处为换算到制动轴上的传动系统惯性力矩（ $\text{N} \cdot \text{m}$ ）；

T_f ——换算到制动轴上的总摩擦阻力矩（ $\text{N} \cdot \text{m}$ ）。

2. 垂直制动 被制动的有惯性质量和垂直载荷，而垂直载荷是主要的。如提升设备的制动应保证重物可靠悬吊，计算制动力矩为

$$T = T_c K \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (6.3-2)$$

$$T_c = \frac{T_1}{i\eta} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

式中 T_c ——换算到制动轴上的载荷力矩；

T_1 ——垂直载荷对其轴的力矩（ $\text{N} \cdot \text{m}$ ）；

i ——制动轴到载荷轴的传动比；

η ——从制动轴到载荷轴的机械效率；

K ——保证重物可靠悬吊的制动安全系数按表 6.3-1 选取。因有较大的储备，故惯性力矩可不计。

机械制动使重物匀速下降、车辆匀速下坡等情况，通常仍按以上基本类型考虑，但摩擦副应按滑摩式计算，参见表 6.3-2，并进行较精确的发热验算。

表 6.3-1 制动安全系数 K 推荐值

设备类型	K	备注
矿井提升机	3	
起重机械的 起升机构	手动，机动的 轻级工作制	1.5 JC 值②≈15%
	机动的中级工 作制	1.75 JC 值≈25%
	机动的重级工 作制	2.0 JC 值≈40%
	机动的特重级 工作制	2.5 JC 值≈60%
	双制动①中的 每一台制动器	1.25

① 同时配备两台制动器。

② 工作率：在 10min 内，机构的工作时间与整个工作周期之比。

2.2 载荷力矩的计算

机械中任何部分的旋转和直线运动的动能，均可换算到制动轴上，表现为旋转动能。制动轴上载荷力矩的计算见表 6.3-2。等效飞轮矩计算简图见图 6.3-1，常用旋转体转动惯量和飞轮矩计算见表 6.3-3。

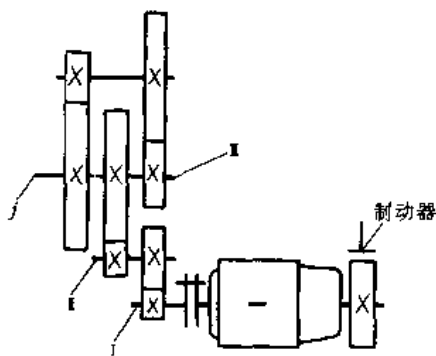


图 6.3-1 等效飞轮矩计算简图



表 6-3-2 制动力矩的计算

计算内容	计算公式	备注
载 荷 力 矩	<p>水 平 制 动</p> $T_t = \frac{E_p + E_g}{\varphi} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$ $E_p = \frac{I_{eqp} (\omega_1^2 - \omega_0^2)}{2} g \quad (\text{N} \cdot \text{m})$ $E_g = \frac{m (v_1^2 - v_0^2)}{2} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$	<p>φ—制动轴在制动时的转角 (rad) E_p—换算到制动轴上的所有旋转质量的动能与制动轴系旋转动能之和 (N·m) E_g—换算到制动轴上的所有直动质量的动能 (N·m) I_{eqp}—换算到制动轴上的及制动轴系本身的旋转质量的等效转动惯量 I_{eqp} (kg·m²) ω—制动轴角速度 (rad/s) m—直动部分质量 (kg) v—直动部分速度 (m/s) 下角 1 和 0 分别表示制动开始和終了</p>
	<p>垂 直 制 动</p> $T_t = \frac{mgD_0}{2ia} \eta \quad (\text{N} \cdot \text{m})$	<p>m—重物质量与吊具质量之和 (kg) D_0—卷筒计算直径 (m) a—滑轮组倍率 i—制动轴到卷筒轴的传动比 η—制动轴到卷筒轴的机械效率 g—重力加速度 (m/s²)</p>
传 动 系 统 的 等 效 转 动 惯 量	<p>制动轴上的总等效转动惯量 $I_{eq} = I_{eqp} + I_{eqn} \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$ $I_{eqn} = \sum I i_{j-1}^2 \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$ 等效飞轮矩计算见图 6-3-1 $I_{eqn} = \frac{mv^2}{4\pi^2 n^2}$ 制动器装在高速轴上, 常用的近似公式 $I_{eqp} = (1.1 \sim 1.2) I_1$ 旋转轴 轴线不通过旋转体的重心时 $I = I_0 + ml^2$ </p>	<p>I_{eqp}—旋转部分的等效转动惯量 (kg·m²) I—传动系统中任意轴 j 的转动惯量 (kg·m²) $i_{(j-1)}$—传动系统中, 轴 j 到制动轴 I 的传动比, $i_{(j-1)} = n_j/n_1$ (见图 6-3-1) I_{eqn}—直动部分的等效转动惯量 (kg·m²) m—直动部分的质量 (kg) v—速度 (m/min) n—制动轴转速 (r/min) I_1—高速轴即制动轴上的总转动惯量 (kg·m²) I_0—旋转体绕重心轴的转动惯量 (kg·m²) m—旋转体质量 (kg) l—旋转体重心到旋转轴轴线的距离 (m)</p>
给 定 条 件 下 的 载 荷 转 矩	<p>给定制动时间 $T_t = \frac{AgI_{eq} (n_1 - n_0)}{375t} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$ </p>	<p>在时间 t 秒内将制动轴的转速从 n_1 减至 n_0 要求完全制动时, $n_0 = 0$</p>
	<p>给定制动轴转角 $T_t = \frac{AgI_{eq} (n_1^2 - n_0^2)}{7160\varphi} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$ </p>	<p>在制动轴转角 φ 内将制动轴的转速从 n_1 减至 n_0 要求完全制动时 $n_0 = 0$ φ—制动轴转角 (rad)</p>
	<p>给定制动距离 $T_t = \frac{AgI_{eq} (n_1^2 - n_0^2) R}{7160Li} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$ 如制动开始和終了时的车速为 v_1 和 v_0 (m/min), 则 $T_t = \frac{AgI_{eq} i (v_1^2 - v_0^2)}{283000LR} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$ 要求完全制动时, n_0 和 v_0 为零, 亦可用下式 $T_t = \frac{AgI_{eq} v_1 n_1}{45000S} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$ </p>	<p>在车辆等行走 L 距离内将制动轴的转速从 n_1 减至 n_0 R—车轮半径 (m) i—制动轴到车轮轴的传动比 S—给定制动距离 (m)</p>

这是公司制作请尊重版权



表 6·3-3 常用旋转体转动惯量的计算

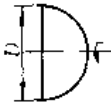
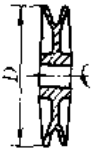
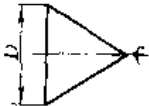
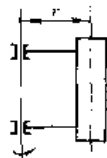
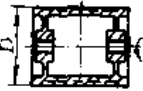
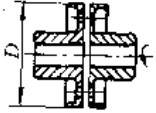
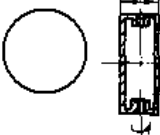
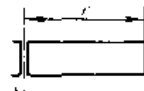
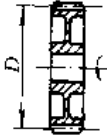
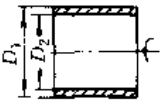
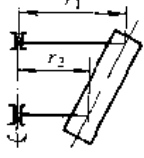
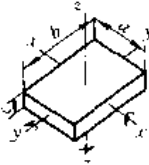
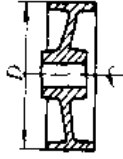
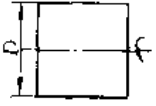
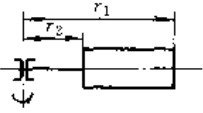
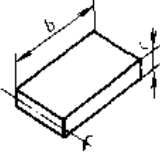
计算通式

$$I = K \frac{mD_0^2}{4} \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$$

式中 m —旋转体质量 (kg)

K —系数

D_0 —飞轮计算直径 (m)

 <p>$K=0.4 \quad D_0^2=D^2$</p>	 <p>$K=0.55 \quad D_0^2=D^2$</p>	 <p>$K=0.3 \quad D_0^2=D^2$</p>	 <p>$K=4 \quad D_0^2=r^2$</p>
 <p>$K=0.7 \quad D_0^2=D^2$</p>	 <p>$K=0.45 \quad D_0^2=D^2$</p>	 <p>$K=2 \quad D_0^2=r^2$</p>	 <p>$K=1.33 \quad D_0^2=r^2$</p>
 <p>$K=0.6 \quad D_0^2=D^2$</p>	 <p>$K=0.5 \quad D_0^2=D_1^2+D_2^2$</p>	 <p>$K=1.33 \quad D_0^2=r_1^2+r_1r+r_2^2$</p>	 <p>$K=0.33$ $D_{0z}^2=b^2+c^2$ $D_{0y}^2=b^2-a^2$ $D_{0x}^2=c^2+a^2$</p>
 <p>$K=0.6 \quad D_0^2=D^2$</p>	 <p>$K=0.5 \quad D_0^2=D^2$</p>	 <p>$K=1.33 \quad D_0^2=\frac{r_1^3-r_2^3}{r_1-r_2}$</p>	 <p>$K=0.166 \quad D_0^2=4b^2+c^2$</p>



3 外抱块式制动器

3.1 结构形式

外抱块式制动器,在起重运输等设备中应用较广,且多为常闭式。通常用弹簧或重锤紧闸,当电动机启动时,通过与其串联的电磁铁或电力液压推动器等各类驱动装置自动松闸。有时也用人力松闸。

各种外抱块式制动器的特点和应用见表 6.3-4。

表 6.3-4 外抱块式制动器的特点和应用

制动器	特点	应用范围
短行程交流电磁制动器	结构简单,体积小,质量轻,动作快;冲击大,有剩磁现象,寿命短	短时频繁操作,工作载荷较低场合
短行程直流电磁制动器	结构简单,质量轻,动作快;冲击大,易磨损	频繁操作,连续点动的场合
长行程交流电磁制动器	制动较快,剩磁小,动作可靠;结构复杂,质量大,效率低,冲击大	中等工作载荷,操作不频繁场合
液压推杆制动器	动作平稳,噪声小,寿命长,尺寸小,质量轻;动作慢	不需快速制动的场合
液压电磁制动器	动作平稳,寿命长,能自动补偿闸瓦的磨损,不需经常调整及维护;需配用硅整流器及控制器	工作要求较高的场合

图 6.3-2 为典型的常闭式长行程制动器。主弹簧 2 拉紧制动臂 3 与制动瓦 1 使制动器紧闸。当驱动装置 5 中的电磁线圈通电时,顶杆 4 向上推开制动臂 3,使制动器松闸。为了便于维修,常将主弹簧置于制动器的侧面或下面见图 6.3-3。

图 6.3-4 为短行程电磁铁制动器,有交流和直流两种。其基架为标准通用型。交流磁铁(也称转动式磁铁)工作时,动铁心 2 绕销轴 1 转动(图 6.3-4a)。直流磁铁工作时,动铁心 3 被直流线圈直接吸合(图 6.3-4b)。

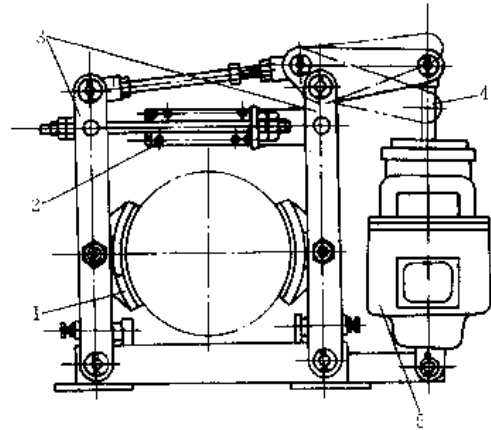


图 6.3-2 长行程制动器

1—制动瓦 2—主弹簧 3—制动臂
4—推杆 5—驱动装置

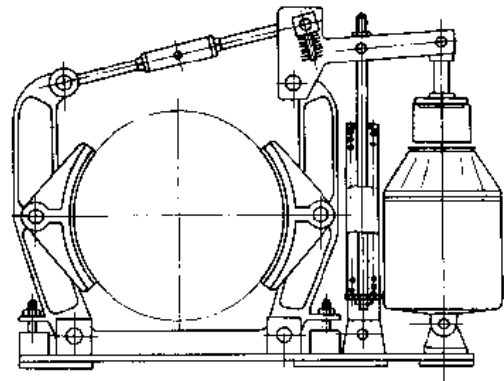


图 6.3-3 侧置长行程电磁液压制动器

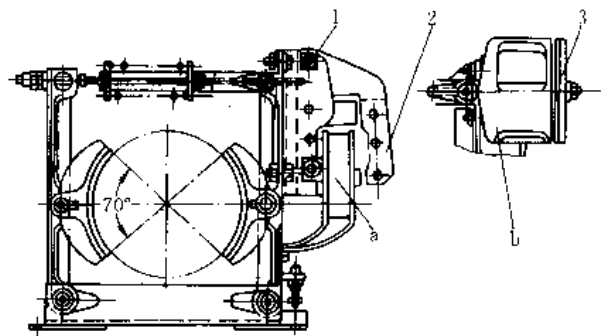


图 6.3-4 短行程电磁铁制动器

这种制动器常用于快速、点动,对外形尺寸无严格要求的场合。

图 6.3-5 为无上框的短行程常闭式制动器。直流电磁铁 1 及动铁心 3,由销轴 8 及调整螺钉 10 支承于基架 9 上。主弹簧 2 的张力使动铁心推动杠杆 7、6 和 5,随之两个制动瓦 4 压制动轮而紧闸。通电后,磁铁



吸合并压缩主弹簧使制动器松闸。

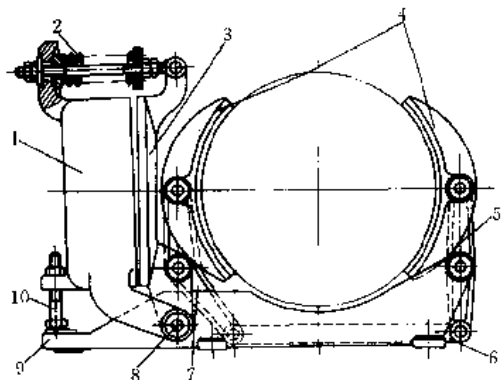


图 6-3-5 无上框的短行程常闭式制动器

- 1—直流电磁铁 2—主弹簧 3—动铁心 4—制动瓦
- 5、6、7—杠杆 8—销轴 9—基架 10—调整螺钉

这种制动器的主弹簧张力调整简易，磁铁间隙小 ($\Delta=0.6\sim 3.0\text{mm}$)，动作快，松掉螺钉 10 即可将制动器拆除，维修方便，其使用与一般短行程制动器相同。

图 6-3-6 为一短行程直流电磁铁块式制动器。驱动装置在上部，弹簧 3 使制动器处于紧闸状态。电磁铁通电后，动铁心 5 下降，推动直角杠杆 1 和调整螺钉 2 使弹簧 3 压缩而松闸。4 为备用松闸手柄。这种制动器宽度小，动作灵敏，驱动装置连同主弹簧可整个装拆，组装性好，维修方便。常用于电梯等升降设备中。

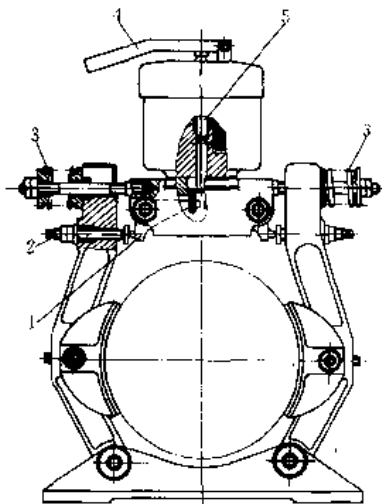


图 6-3-6 短行程直流电磁铁块式制动器

- 1—直角杠杆 2—调整螺钉 3—弹簧
- 4—手柄 5—动铁心

大制动力矩的大型制动器，一般都有质量大，结构和杆系复杂，调整维修较困难等特点。图 6-3-7 为液压分别驱动常闭式大型制动瓦组件，瓦块 5 水平移动，上

有导引部分 2，基体 4 上有滑槽 3，主弹簧组 6 的张力压瓦块紧闸。由基体上的液压缸 7 和活塞 8 松闸。主弹簧组 6 的张力通过液压缸 1 调整。

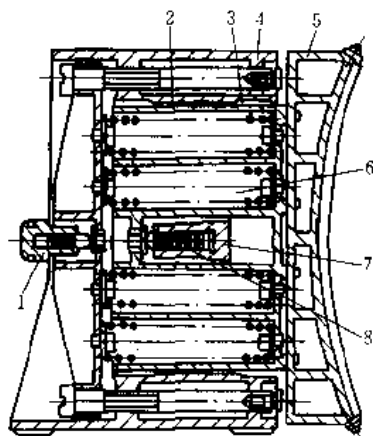


图 6-3-7 大力矩制动瓦组件

- 1—液压缸 2—导引部分 3—滑槽 4—基体
- 5—瓦块 6—主弹簧组 7—液压缸 8—活塞

制动瓦块组件成对使用，并由同一液压系统供油以保证工作同步。采用高压油（油压达 36.5MPa）时，液压缸小，用油量少。这种装置排除了杆系刚度对制动性能的影响，动作快，在大型、大力矩制动器中此优点颇为显著；但需一套高压供油系统。

为了防止有轨起重机在运行过程中制动打滑，常采用两级制动制动器，见图 6-3-8。特别在露天使用的起重机中该装置还可以使起重机在非工作状态下防止风力打滑。装有该装置的起重机将使起重机的动载系数降低，金属结构的寿命相对延长。

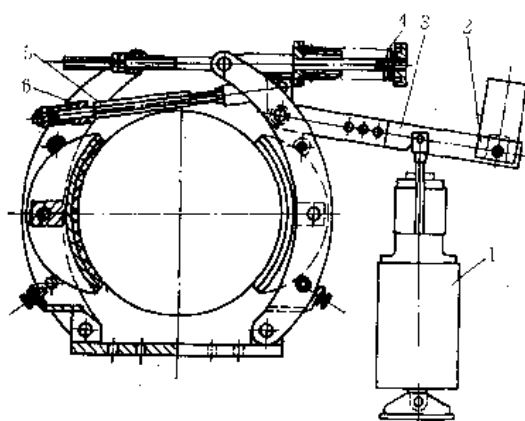


图 6-3-8 两级制动制动器

- 1—推杆 2—坠重 3—杠杆 4—弹簧
- 5—套筒 6—挡块



两级制动装置总制动力矩

$$T = T_1 + T_2$$

式中 T_1 ——由弹簧 4 产生的制动力矩；

T_2 ——由坠重 2 产生的制动力矩。

第一级制动力矩一般约是第二级的 20%~30%，当松闸时，电力液压推杆首先将坠重举升，直到消除挡块 6 与套筒 5 间的间隙。此时由弹簧 1 产生的制动力矩仍然存在，当推杆继续举升使弹簧 4 压缩，直至完全解除制动力矩而松闸。上闸时，推杆断电，弹簧迅速反弹，迫使两制动臂抱向制动轮产生 T_1 ，此时挡块 6 与套筒 5 间出现间隙，由于坠重的作用继而使间隙缓慢消失，由坠重造成的制动力矩 T_2 逐渐加于制动轮上直至达到总制动力矩 T 为止。

在大扭矩外抱块式制动器中常采用制动瓦块平移机构，见图 6-3-9。在制动器的工作过程中杠杆 2 可保证瓦块平移，使摩擦材料磨损均匀、使用寿命延长。

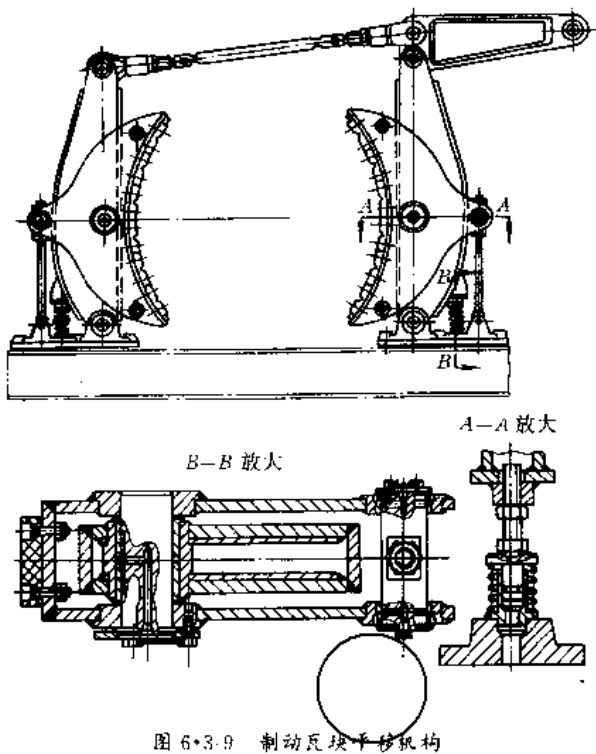


图 6-3-9 制动瓦块平移机构

为了增加制动器的适应性常使用可变量装置，为此常将传力杠杆传动比设计成可变的，见图 6-3-10。通过杠杆的一组安装孔可以得到数个不同的制动力矩。

图 6-3-11 为无级调整制动力矩的装置，杠杆的支点可以通过螺杆无级调整其位置，因而使制动器的出力得以变化。

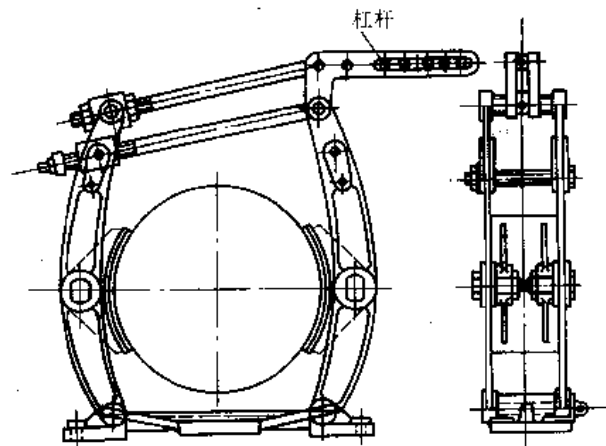


图 6-3-10 杠杆比可调的外抱块式制动器

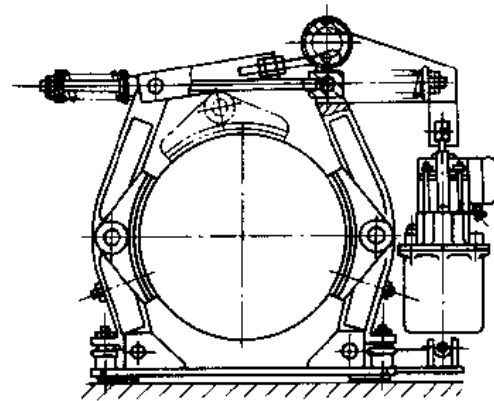


图 6-3-11 无级调整杠杆比的外抱块式制动器

3.2 设计计算

3.2.1 弹簧紧闸长行程块式制动器

计算简图见图 6-3-12。计算见表 6-3-5~表 6-3-11。

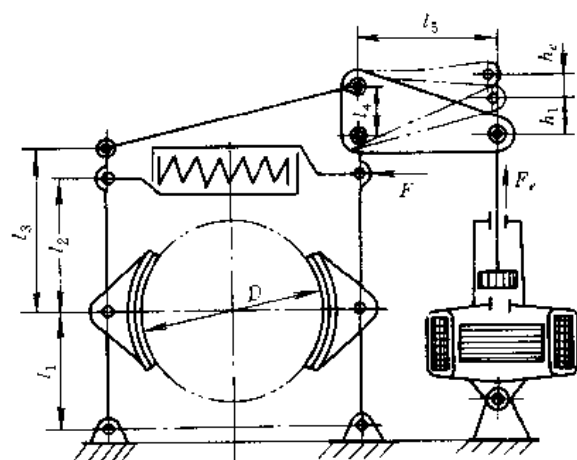


图 6-3-12 长行程块式制动器计算简图



表 6·3-5 长行程块式制动器的计算数据

计算数据	计算公式或依据	计算数据	计算公式或依据
额定制动力矩 T_r (N·m)	给定值	总杠杆比 i	$i = \frac{l_1 + l_3}{l_1} \frac{l_2}{l_4}$
制动轮直径 D (m)		驱动装置到主弹簧的杠杆比 i_1	$i_1 = \frac{l_1 + l_3}{l_1} \frac{l_2}{l_4}$
摩擦副摩擦系数 μ	见表 6·3-22	弹簧到闸瓦的杠杆比 i_2	$i_2 = \frac{l_3 + l_2}{l_1}$
驱动装置到制动瓦的效率 η	0.9~0.95	制动瓦退距 ϵ (mm)	见表 6·3-6
驱动装置额定推力 F_r (N)	选定	制动瓦允许磨损量 Δ (mm)	根据要求
驱动装置额定行程 h_r (mm)	按选定的驱动装置	制动摩擦副额定正压力 F_n (N)	$F_n = \frac{T_r}{\mu D}$
驱动装置补偿行程 h_1 (mm)			

表 6·3-6 块式制动器的制动瓦退距和摩擦片厚度 (mm)

制动轮直径 D	100	200	300	400	500	600	700	800
制动瓦退距 ϵ ①	0.5~1.1	0.6~1.2	0.7~1.4	0.8~1.6	0.9~1.8	1.0~2.0	1.2~2.1	1.4~2.2
摩擦片厚度 δ	8	8	8	10	10	10	12	12

① ϵ 值前一值是开始值, 后一值是最终值, 设计时应尽量靠近小值。

表 6·3-7 长行程块式制动器紧闸主弹簧的计算

计算内容	计算公式	备注
额定工作力 F (N)	$F = \frac{F_n}{i_2 \eta}$	K_n —行程利用系数, 对电磁液压推动器 $K_n=1$ 对其他推动器 $K_n=0.5\sim0.6$
与闸瓦磨损量对应的弹簧伸长量 L' (mm)	当驱动装置有补偿行程时 $L' = 0.95 \frac{h_1}{i_1}$ 当利用额定行程 h_r 的一部分作为补偿行程时 $L' = 0.95 (1 - K_n) \frac{h_r}{i_1}$	L_0 —主弹簧自由长度 (mm) C —主弹簧刚度 (N/mm) η' —弹簧到闸瓦的机械效率
安装长度 L_1 (mm)	$L_1 = L_0 - \left(\frac{F}{C} + L' \right)$	
安装力 F_1 (N)	$F_1 = F + CL'$	
最大工作力 F_{max} (N)	$F_{max} = F + C \left(L' + \frac{K_n h_r}{i_1} \right)$	



表 6-3-8 长行程块式制动器制动臂的计算

计算内容		计算公式	备注
制动臂弯曲应力 σ (危险截面在制动瓦销轴孔处) (MPa)		$\sigma = \frac{KM_1}{2W_1} = \frac{3KF_1 l_2 B}{\delta (B^2 - d_0^2)} \leq [\sigma]$	<p>M_1—弯矩 (N·mm)</p> <p>W_1—截面系数 (mm³)</p> <p>K—动载系数, 见表 6-3-10</p> <p>F_1—安装力, 见表 6-3-7</p> <p>δ—制动臂厚度 (mm)</p> <p>B—制动臂宽度 (mm)</p> <p>d_0—制动臂销轴孔径 (mm)</p> <p>$[\sigma]$—许用弯曲应力, $[\sigma] = 0.1\sigma_s$, 对于 A3, $[\sigma] = 88\text{MPa}$</p>
制动臂销轴孔压强 p_1 (MPa)		$p_1 = \frac{KF_1 \sqrt{1+\mu^2}}{2\delta d_0} \cdot i_2 \leq [p_1]$	<p>$[p_1]$—许用静压强, 对于 A3</p> <p>$[p_1] = 12 \sim 16\text{MPa}$</p>
底座销轴孔压强 p_2 (MPa)		$p_2 = \frac{Kp_1 \sqrt{\left(\frac{l_2}{l_1+l_2}\right)^2 + \mu^2}}{2\delta d_0} \cdot i_2 \leq [p_2]$	<p>$[p_2]$—许用动压强, 对于 A3</p> <p>$[p_2] = 8 \sim 9\text{MPa}$</p>

表 6-3-9 长行程块式制动器制动瓦的计算 (见图 6-3-8)

计算内容	计算公式	备注
制动块摩擦面压强 p_3 (MPa)	$p_3 = \frac{2F}{\delta B_2 \beta} \cdot i_2 \leq [p]$	<p>δ_1—制动瓦销轴孔长 (mm)</p> <p>B_2—制动瓦宽 (mm)</p> <p>β—制动块包角 (rad)</p> <p>一般取 $\beta = 70^\circ$ 或 88°</p>
制动瓦销轴孔压强 p_4 (MPa)	$p_4 = \frac{KF_1 \sqrt{1+\mu^2}}{2\delta_1 d_1} \cdot i_2 \leq [p_1]$	<p>$[p]$—许用压强, 见表 6-3-22</p>

表 6-3-10 采用不同驱动装置时制动器的动载系数

驱动装置	短行程电磁铁	长行程电磁铁	直流电磁铁	电磁液压推杆	电力液压推杆
动载系数 K	2.5	2.0	1.5	1.25	1.0

表 6-3-11 弹簧紧闸长行程块式

制动器驱动装置的计算

计算内容	计算公式	备注
起动力 F_k	$F_k = \frac{K_1 F_1}{i_1 \eta''}$	<p>K_1—吸合安全系数</p> <p>$K_1 = 1.1 \sim 1.2$, 松闸振动大者取大值</p>
保持力 F_h	$F_h = \frac{K_2 F_{\max}}{i_1 \eta''}$	<p>K_2—吸持安全系数</p> <p>$K_2 = 1.3 \sim 2.5$, 振大者取大值</p>
行程 h	$h = 2.2ei \leq K_h h_s$	<p>η''—驱动装置到主弹簧的效率 $\eta'' = 0.94 \sim 0.97$</p>

3-2-2 弹簧紧闸短行程块式制动器

计算简图见图 6-3-13, 计算见表 6-3-12。

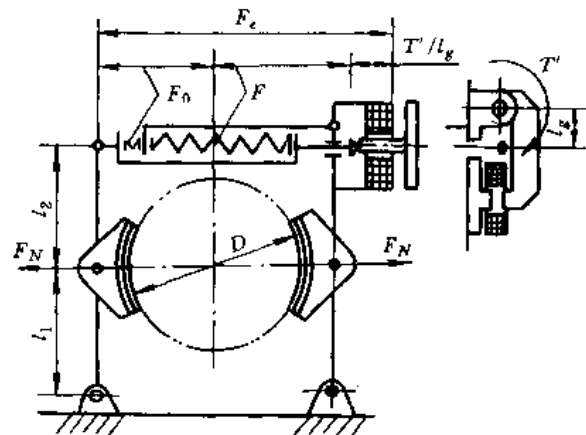


图 6-3-13 短行程块式制动器计算简图



表 6-3-12 弹簧紧闸短行程块式制动器的计算

计算内容		计算公式	说明
主 弹 簧	杠杆比 i	$i = \frac{l_1 + l_2}{l_1}$	F_0 —辅助弹簧工作力 取 $F_0 = 20 \sim 80\text{N}$
	机械效率 η	$\eta = 0.9 \sim 0.95$	T' —驱动装置转动部分重力产生的力矩, 见有关产品目录 ($\text{N} \cdot \text{mm}$)
	闭闸力 F (N)	$F = \frac{T_r}{\mu D \eta}$	T_r —驱动装置额定力矩 ($\text{N} \cdot \text{mm}$)
	额定工作力 F_c (N)	$F_c = F + F_0 + \frac{T'}{l_r}$	C —主弹簧刚度 (N/mm) h_c —额定推杆行程 (mm) φ —驱动装置额定转角 (rad)
转动式电磁铁	起动力矩 T_g ($\text{N} \cdot \text{mm}$)	$T_g = \frac{F_c + 0.95C(1-K_h)h_c l_g}{\eta}$	K_h —行程利用系数, $K_h = 0.5 \sim 0.6$ F_c —直动式电磁铁额定输出力 (N) h_c —额定推杆行程 (mm)
	转角 φ (rad)	$\varphi = \frac{2.2ei}{l_g} \leq K_h \varphi$	K_1, K_2 —见表 6-3-11 l_g —见图 6-3-13 (mm)
直动电磁铁	起动力 F_g (N)	$F_g = \frac{K_1 [F_c + 0.95C(1-K_h)h_c]}{\eta}$	
	保持力 F_b (N)	$F_b = K_2 [F_c + C(0.95h_c + 0.05K_h h_c)]$	
	行程 h (mm)	$h = 2.2ei \leq K_h h_c$	

4 内张蹄式制动器

内张蹄式制动器主要由制动鼓、制动蹄、传力杠杆和驱动装置组成;由于结构紧凑,可用于安装空间受限的场合,广泛用于各种车辆。

4.1 结构形式

内张蹄式制动器有单蹄、双蹄、多蹄和软管多蹄等型式,其中双蹄应用较广,又可分为简单非平衡式、平衡式和自动增力式等。

1. 简单非平衡式双蹄制动器 结构见图 6-3-14。两个固定支承销 4 将制动蹄 1 和 3 的下端铰装。制动分泵 2 是双向作用式。制动时,分泵压力 F 使制动蹄 1 和 3 压紧制动鼓。这种制动器多数有增力作用,见图 6-3-15。纵坐标所表示的蹄端增力与横坐标上的踏板行程间按非线性关系变化。增力作用主要产生在紧蹄端前导片,松蹄端后尾片则起稳定作用。如只装前导片则增力过猛,甚至自锁。制动鼓正反转制动效果相同,操纵系统比较简单。

2. 平衡式双蹄制动器 平衡式双蹄制动器磨损均匀,分单向增力式(图 6-3-16a)和双向增力式(图 6-3-16b)。前者结构较简单,但反转时全变为松蹄,制动效果大为降低,所以只用于单向制动。后者正反转时两蹄均为增力蹄,制动效果相同,但需要两个双向分

泵,结构较复杂,衬片磨损后,调整较麻烦。

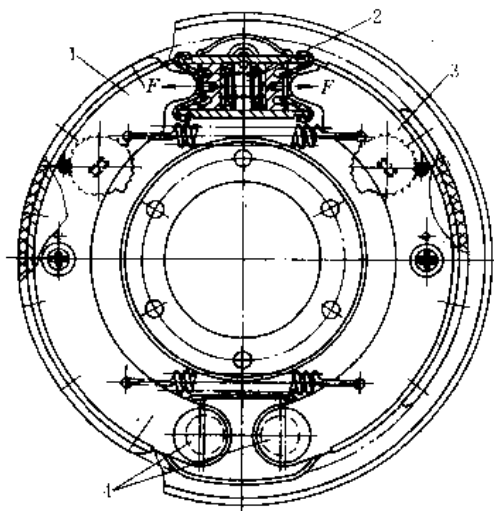


图 6-3-14 简单非平衡式双蹄制动器

1、3—制动蹄 2—制动分泵 4—支承销

3. 自动增力式双蹄制动器 分单向增力及双向增力两种。图 6-3-17 为双向自动增力式,制动蹄 3 和 5 用可调顶杆 4 相联接组成浮动系统。拉紧弹簧 6 将浮动组件与支承销 1 压紧。制动缸 2 工作时,两蹄张开压紧制动鼓后则随鼓转动,当蹄端接触支承销 1 时即起制动作用。正反转时其增力作用相同。

4. 软管多蹄式制动器 图 6-3-18 为软管多蹄式制动器。在固定盘 3 上装有软管 1 及摩擦块 2。软管充

机械工业出版社



气或充油时，摩擦块压制制动鼓起制动作用。

这种制动器结构紧凑，质量轻，制造简单，工作平稳，间隙不需调整。制动蹄与制动鼓的接触范围大（可达360°），对制动轮与制动鼓间的同轴度要求不高，但动作慢，气耗大。

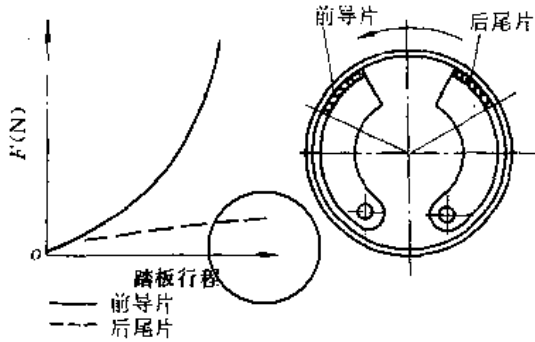
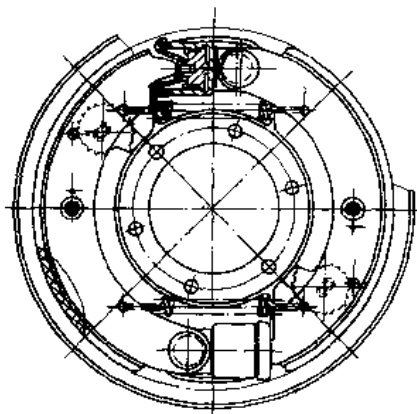
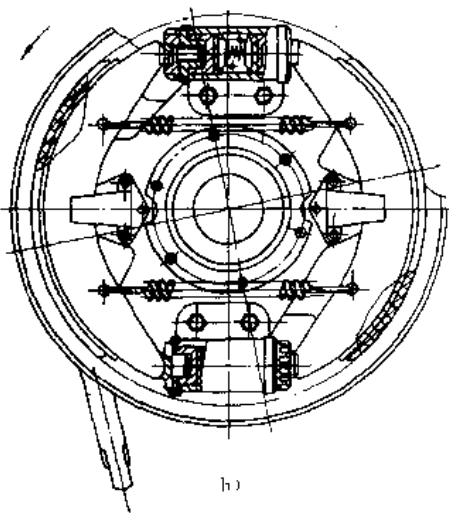


图 6-3-15 简单非平衡式双蹄制动器的自动增力作用



a)



b)

图 6-3-16 平衡式双蹄制动器
a) 单向增力式 b) 双向增力式

此外，还有用于控制速度的离心式速度控制器，见图 6-3-19。调节弹簧的压力限定欲控制的转速。

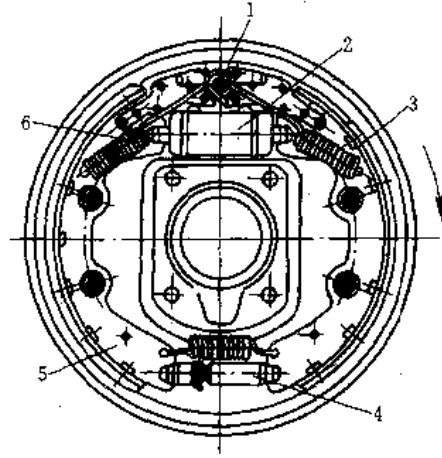


图 6-3-17 双向自动增力式双蹄制动器
1-支承轴 2-制动鼓 3、4-制动蹄

5-可调顶杆 6-拉紧弹簧

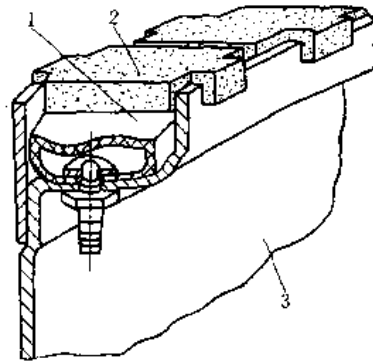


图 6-3-18 软管多蹄式制动器
1-软管 2-摩擦块 3-固定盘

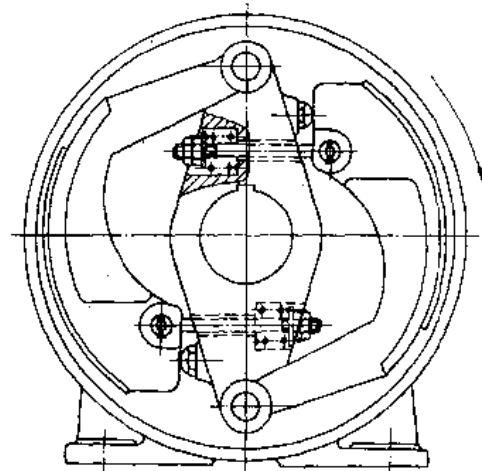


图 6-3-19 离心式速度控制器

4.2 设计计算 (表 6-3-13)



表 6·3-13 内张蹄式制动器制动力矩的计算

结构简图	计算公式	备注
<p>简单非平衡式</p>	$T = T_1 + T_2 = \mu r_k^2 b \beta_0 (p_{n1} + p_{n2})$ $p_{n1} = \frac{F(e' + a)}{br_k(aK_1 - \mu K_2 \beta_0)}$ $p_{n2} = \frac{F(e' + a)(eK_2 + \mu r_k \beta_0)}{br_k(aK_1 - \mu r_k \beta_0)(eK_2 + \mu r_k \beta_0)}$ <p>应使 $p_{n2} \leq [p]$</p>	<p>μ—摩擦系数,按表 6·3-22 选取</p> <p>r_k—制动鼓半径(mm)</p> <p>b—摩擦片宽(mm)</p> <p>β—摩擦片包角(rad)</p> <p>F—分泵推力(N)</p> <p>p_{n1}—松蹄摩擦片压强(MPa)</p> <p>p_{n2}—紧蹄摩擦片压强(MPa)</p> <p>$[p]$—许用压强,见表 6·3-22</p>
<p>单向增力式</p>	$T = T_1 + T_2 = 2\mu r_k^2 b \beta_0 p_{n1}$ <p>应使 $p_{n2} \leq [p]$</p>	
<p>双向增力式</p>	$T = T_1 + T_2 = 2\mu r_k^2 b \beta_0 p_{n1}$ <p>应使 $p_{n1} \leq [p]$</p>	
<p>自然增力式</p>	$T = T_1 + T_2 = \mu r_k^2 b \beta_0 (p_{n1} + p_{n2})$ $p_{n1} = \frac{F(e' + a)}{br_k(aK_1 - \mu K_2 \beta_0)}$ $p_{n2} = \frac{F(e' + a)(eK_2 + \mu r_k \beta_0)}{br_k(aK_1 - \mu r_k \beta_0)(eK_2 + \mu r_k \beta_0)}$ <p>应使 p_{n1} 或 p_{n2} 中之大者 $\leq [p]$</p>	<p>$K_1 = \sin \beta_1 + \sin \beta_2 + \mu(\sin \beta_2 - \sin \beta_1)$</p> <p>$K_2 = \cos \beta_1 - \cos \beta_2 + \mu(\sin \beta_2 - \sin \beta_1)$</p> <p>$p_{n1}$—气压(MPa)</p> <p>$n$—蹄块数目</p> <p>$\delta$—蹄块间隙(mm)</p>
<p>软管多蹄式</p>	$T = \mu(2\pi r_k - n\delta) b p_{n1} r_k$ <p>如为整体摩擦带时</p> $T = 2\pi r_k b p_{n1} r_k = M$ <p>应使 $p_{n1} \leq [p]$</p>	



5 带式制动器

这种制动器常用于中、小载荷的起重运输机械、车辆及人力操纵的场合。

5.1 结构形式

图 6·3-20 为带式制动器。制动带的退距常利用钢带出端的可调联接调整见图 6·3-21。

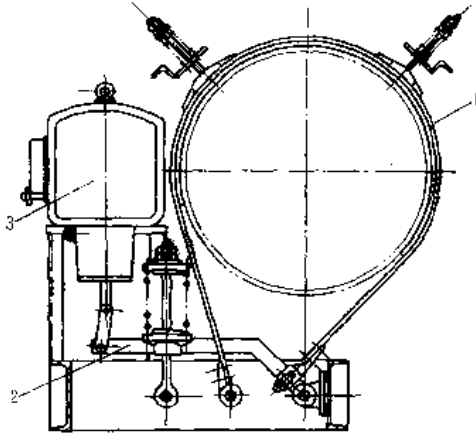


图 6·3-20 带式制动器

1—钢带 2—杠杆系 3—驱动装置

带式制动器可分为三种基本型式。

1. 简单式 制动轮顺时针旋转时制动力矩大，用于单向制动。见表 6·3-14 图 a。计算制动力矩为

$$T_{ij} = \frac{x}{a} \quad (\text{N} \cdot \text{mm})$$

$$x = (e^{\mu\alpha} - 1) \frac{D}{2} (G_K l + G_T c) \eta \quad (6.3-3)$$

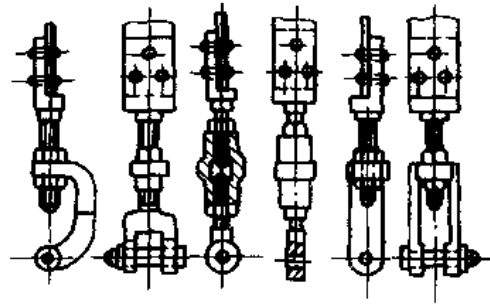


图 6·3-21 制动带出端的可调联接形式

式中 a ——制动器出端拉力距制动杠杆销轴的垂直距离 (mm);

e ——自然对数的底;

μ ——摩擦系数, 见表 6·3-22;

D ——制动轮直径 (mm);

α ——制动带包角 (rad);

G_K ——杠杆所受重力 (N);

G_T ——衔铁所受重力 (N);

l ——杠杆重心距离其销轴距离 (m);

c ——衔铁重心距制动杠杆销轴距离 (m);

η ——杆系机械效率。

2. 差动式 制动轮顺时针旋转时制动力矩大，所需制动外力比简单式小，用于单向手操纵制动。见表 6·3-14 图 b。应使 $\frac{a_1}{a_2} > e^{\mu\alpha}$ 以防止自锁，一般取 $a_1 = (2.5 \sim 3) a_2$ ，其中 $a_2 = 30 \sim 50 \text{mm}$ 。计算制动力矩为

$$T_{ij} = \frac{x}{a_1 - a_2 e^{\mu\alpha}} \quad (\text{N} \cdot \text{mm}) \quad (6.3-4)$$

表 6·3-14 带式制动器尺寸的计算

(mm)

计算简图	计算内容	计算公式	备注
<p>a) 简单式</p>	<p>外力加力点到铰点距离 L</p> <p>带端行程 Δ</p> <p>驱动装置安装位置 c</p>	<p>$L = \frac{1}{F} \left[\frac{2T_{ij}a}{D(e^{\mu\alpha} - 1)\eta} - (G_K l + G_T c) \eta \right]$</p> <p>$\Delta = \epsilon\alpha$</p> <p>$c = K_A h' \frac{a}{\epsilon\alpha}$</p>	<p>T_{ij}——计算制动力矩 (N·mm)</p> <p>F——顺时针方向旋转时的制动外力 (N)</p> <p>α——包角, $\alpha = 180^\circ \sim 270^\circ$</p> <p>$K_A$——驱动装置的行程利用系数, 一般取 0.5~0.6, 液压电磁推动时取 $k_a = 1$</p> <p>η——杆系机械效率, $\eta = 0.9 \sim 0.95$</p>



(续)

计算简图	计算内容	计算公式	备注										
<p>b) 差动式</p>	<p>外力加力点到 铰点距离 L</p> <p>带端行程 Δ</p> <p>驱动装置安装 位置 c</p>	$L = \frac{1}{F} \left[\frac{2T_{ij}(a_1 - a_2 e^{\mu\alpha})}{D(e^{\mu\alpha} - 1)\eta} - (G_K l + G_T c) \right]$ $\Delta_1 = \varepsilon \alpha \frac{a_1}{a_1 - a_2}$ $\Delta_2 = \varepsilon \alpha \frac{a_2}{a_1 - a_2}$ $c = K_h h' \frac{a_1 - a_2}{\varepsilon \alpha}$	<p>T_{ij}—计算制动力矩 ($N \cdot mm$)</p> <p>F—顺时针方向旋 转时的制动外力(N)</p> <p>α—包角, $\alpha = 180^\circ \sim$ 270°</p> <p>K_h—驱动装置的行程 利用系数, 一般取 $0.5 \sim 0.6$, 液压电 磁推动时取 $K_h =$ 1</p> <p>η—杆系机械效率, η $= 0.9 \sim 0.95$</p>										
<p>c) 综合式</p>	<p>外力加力点到 铰点的距离 L</p> <p>带端行程 Δ</p> <p>驱动装置安装 位置 c</p>	$L = \frac{1}{F} \left[\frac{2T_{ij} a (e^{\mu\alpha} + 1)}{D(e^{\mu\alpha} - 1)\eta} - (G_K l + G_T c) \right]$ $\Delta_1 = \Delta_2 = \frac{\varepsilon \alpha}{2}$ $c = 2K_h h' \frac{\alpha}{\varepsilon \alpha}$	<p>h'—驱动装置行程 (mm)</p> <p>G_K, G_T—杠杆、衔铁所 受重力(N)</p> <p>ε—制动带退距 (mm)</p> <p>一般:</p> <table border="1"> <tr> <td>D</td> <td>ε</td> </tr> <tr> <td>100~200</td> <td>0.8</td> </tr> <tr> <td>300</td> <td>1.0</td> </tr> <tr> <td>400~500</td> <td>1.25~1.5</td> </tr> <tr> <td>600~800</td> <td>1.5</td> </tr> </table>	D	ε	100~200	0.8	300	1.0	400~500	1.25~1.5	600~800	1.5
D	ε												
100~200	0.8												
300	1.0												
400~500	1.25~1.5												
600~800	1.5												

3. 综合式 制动力矩大, 制动轮正反转时制动力矩相等, 可用于双向制动。见表 6-3-14 图 c。计算制动力矩为

$$T_{ij} = \frac{x}{a} (e^{\mu\alpha} + 1) \quad (N \cdot mm) \quad (6-3-5)$$

带式制动器制动带的包角大(一般为 270° 左右, 复合带式的包角可达到 630°), 结构紧凑, 制动力矩大。缺点是制动轮轴受径向力, 制动带磨损不均, 制动力矩受摩擦系数变化的影响大。

5.2 设计计算

1. 尺寸的确定 制动轮直径 D 、带宽 B 、带厚 δ 的推荐值见表 6-3-15。

2. 制动器尺寸的计算 (表 6-3-14)

3. 强度校核 (表 6-3-16)

表 6-3-15 带式制动器的尺寸

计算制动力矩 T_{ij} ($N \cdot m$)	制动轮直径 D (mm)	制动带宽度 B (mm)	制动带厚度 δ (mm)
~100	100	25~30	3
100~300	100~150	30~40	3
400~600	150~200	40~60	3~4
700~860	200~250	60~70	4~5
1400~1600	300~350	80~90	5~6
1800~2100	400~450	90~100	5~7
2850~4000	500~700	100~110	6~8
6400~8000	800~1000	125~150	7~10

4ND



表 6-3-16 带式制动器的强度校核

计算内容	计算公式	备注
摩擦面压强 p	$p = \frac{2S_{max}}{DB} \leq [\rho] \quad (\text{MPa})$ <p>当内衬是连续的</p> $S_{max} = \frac{2T_{ij}e^{\mu m}}{D(e^{\mu m} - 1)} \quad (\text{N})$ <p>当内衬是间隔的(多块式)</p> $S_{max} = \frac{2T_{ij} \left(1 + 2\mu \tan \frac{\beta}{2} \right)^n}{D(e^{\mu m} - 1)} \quad (\text{N})$	S_{max} —制动带的最大拉力(N) β —相邻衬块中心线间夹角(rad) n —衬块数 $[\rho]$ —许用压强,见表 6-3-22 d —钢带联接铆钉孔径(mm) 一般取 $d=4\sim 10$ (mm) m —被铆钉孔削弱最多的截面上的孔数 a —钢带厚度(mm)
钢带拉伸应力 σ	$\sigma = \frac{S_{max}}{(B-md)a} \leq [\sigma] \quad (\text{MPa})$	

6 盘式制动器

盘式制动器沿制动盘轴向施力,制动轴不受弯矩,径向尺寸小,制动性能稳定。

6.1 结构形式

常用的盘式制动器有点盘式、全盘式及锥盘式三种。

6.1.1 点盘式

图 6-3-22 为一点盘式制动器。制动块 2 压紧制动盘 1 而制动。由于摩擦面仅占制动盘的一小部分,故称点盘式。有固定卡钳式和浮动卡钳式两种。为了不使制动轴受到径向力和弯矩,点盘式制动缸应成对布置。制动力矩较大时,可采用多对制动缸(图 6-3-23)。必要时可在制动盘中间开通风沟(图 6-3-24)以降低摩擦副温升,还应采取隔热散热措施,以防止液压油高温变质。

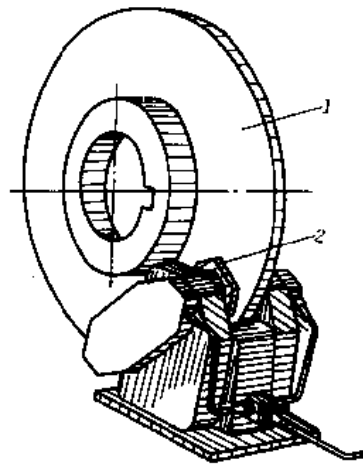


图 6-3-22 点盘式制动器
1—制动盘 2—制动块

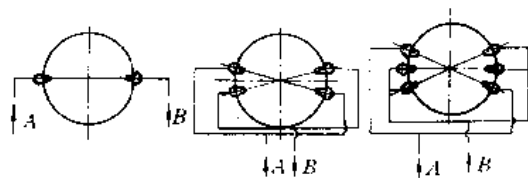


图 6-3-23 多对制动缸组合安装示意图

1. 固定卡钳式 图 6-3-25 为常开固定卡钳式制动器,摩擦元件底板 4 通过销轴 6、1 和平行杠杆组 5 固定在基架 2 上。弹簧 8 使制动器常开。制动时,将液压油通入油缸 7,同时压缩弹簧 8 而紧闸。平行杠杆组 5 能使摩擦元件与制动盘 3 保持平行。

图 6-3-26 为常闭固定卡钳式制动器。在制动盘 1 的两侧对称布置两个相同的制动缸 2,制动缸固定在基架 3 上,其结构见图 6-3-27。碟形弹簧 7 压活塞 9 后推动顶杆 8,使摩擦块 2 压制制动盘 1 而紧闸。A 管通入液压油后,活塞 9 压碟形弹簧 7 而松闸。

这种制动器的体积小,质量轻,惯量小,动作灵敏,调节油压可改变制动力矩,改变垫片 5 的厚度可微调弹簧张力。必要时还可装磨损量指示器 6。

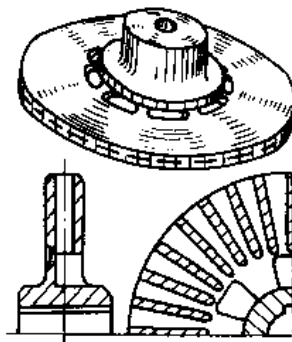


图 6-3-24 带有通风沟的制动盘



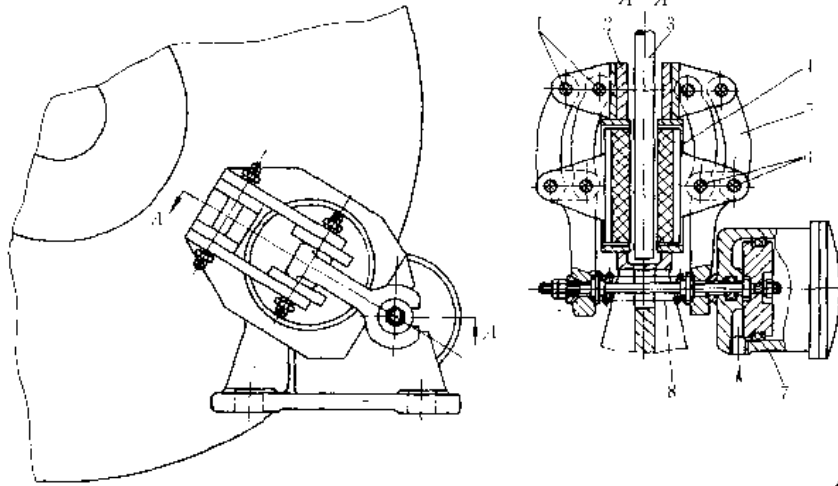


图 6·3-25 常开固定卡钳式制动器

1、6—销轴 2—基架 3—制动盘 4—摩擦块底板 5—平行杆杆组 7—油缸 8—弹簧

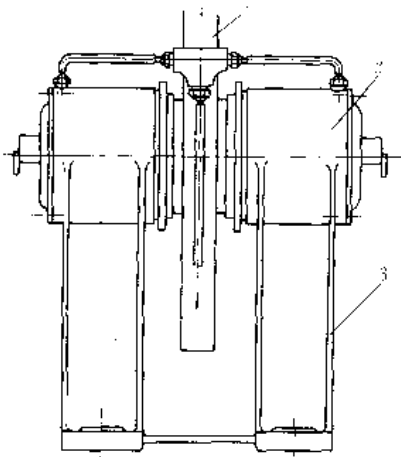


图 6·3-26 常闭固定卡钳式制动器

1—制动盘 2—制动缸 3—基架

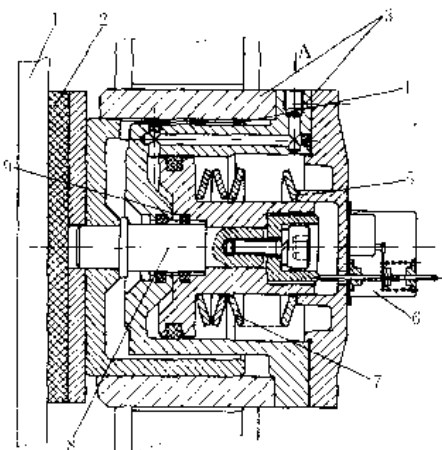


图 6·3-27 常闭固定卡钳式制动器制动缸结构

1—制动盘 2—摩擦块 3—缸体 4—导引部分 5—调整垫片 6—磨损量指示器 7—蝶形弹簧 8—顶杆 9—活塞

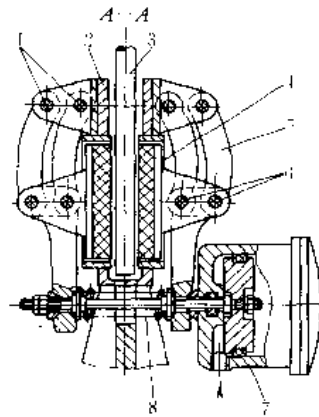


图 6·3-28 常开浮动卡钳式制动器

1 轮辐 2、4—摩擦块 3—制动盘 5—活塞
6—制动缸 7—进油孔 8—缸盖 9—螺栓
10 弹簧 11—基架 12—销轴

2. 浮动卡钳式 图 6·3-28 为常开浮动卡钳式制动器。制动缸 6 由销轴 12 与基架 11 铰接，借螺栓 9 及弹簧 10 定位。制动时，液压油由孔 7 进入制动缸推动活塞 5，使摩擦块 4 压紧制动盘 3，由于制动缸为浮动，故活塞 5 同时也使摩擦块 2 压紧制动盘。制动缸卸压后，弹簧 10 使制动器松开。

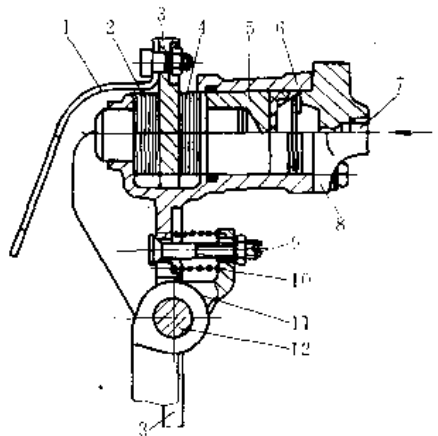


图 6·3-29 为一常用于垂直制动工况的提升机用常闭浮动钳式制动器，浮动钳 1 通过导柱可在制动器基架 2 上作轴向滑动。因而制动时，两摩擦片将均匀地同时压在制动盘 3 上做平稳制动。松开时，前腔 4 中的油压将使主弹簧组 5 压缩而松开。这种结构设计为恒力矩型，后腔 6 中的油压将保持制动器的主弹簧推力不变，致使整个制动器的出力维持不变。此外，这种制



制动器还有散热好、制动闭合时间短 ($t \leq 0.2s$)、装有制动块、磨损间隙自动补偿装置等优点。

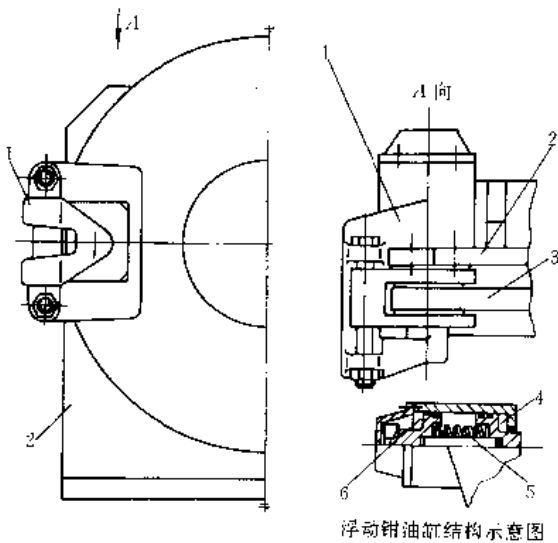


图 6-3-29 常闭浮动卡钳式制动器

- 1—浮动轴 2—制动器基架 3—制动盘 4—分泵前油腔 5—主弹簧组 6—分泵后油腔

6.1.2 全盘式

图 6-3-30 为装于电动机轴端的常闭单盘式制动器。电动机尾盖 1 上装有磁铁线圈 7 和弹簧 6，兼作制动盘用的动铁心 5 可以沿柱销 2 轴向移动，冷却风扇 4 上装有摩擦环 3。线圈 7 通电后，动铁心 5 被吸合而松闸。

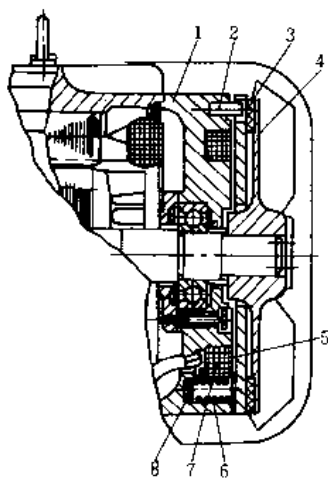


图 6-3-30 常闭单盘式制动器

- 1—尾盖 2—柱销 3—摩擦环 4—风扇 5—动铁心 6—弹簧 7—线圈 8—垫片

这种制动器结构紧凑，摩擦面积大。改变垫片 8 的厚度，可改变弹簧 6 的压缩量以调节制动力矩。

径向尺寸有限制时，可采用多盘式（图 6-3-31），以增大制动力矩。这种制动器制动力矩大，但散热条件差，装拆不如点盘式方便，采用扇形摩擦片较全环摩擦片更换方便。

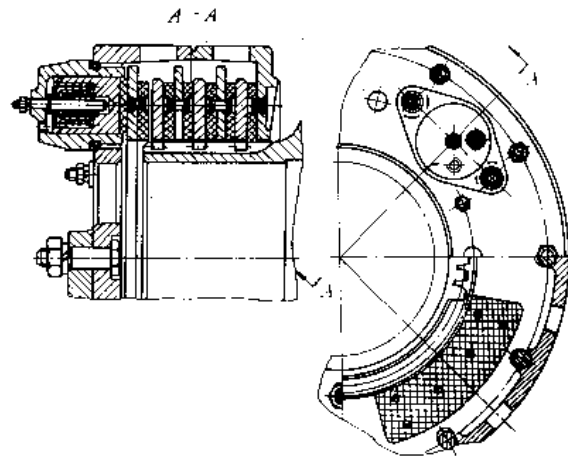


图 6-3-31 多盘式制动器

图 6-3-32 为一液压推杆点盘式制动器。主弹簧通过传动杠杆组、制动臂及制动摩擦片使制动器上闸。松闸时，液压推杆的顶杆伸出，使主弹簧压缩而松闸。本制动器由于保留了液压推杆，继承了液压推杆具有的缺点（闭合时间长，约 0.35s，制动过程中电能消耗大）。

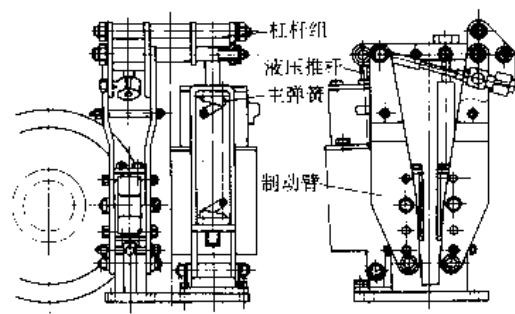


图 6-3-32 液压推杆点盘式制动器

6.1.3 锥盘式

图 6-3-33 为锥形转子电动机的锥盘式制动器。碟形弹簧 2 通过电动机轴 4 将冷却风扇的摩擦面压紧电动机尾盖 3 而紧闸。电动机 1 通电后，轴 4 右移，使制动器松闸。



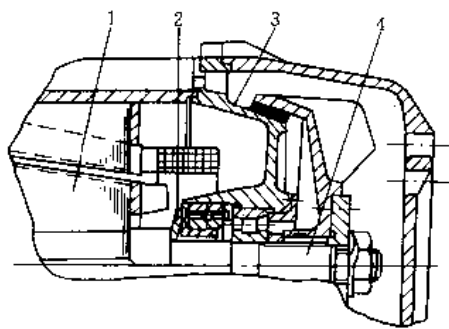


图 6-3-33 锥盘式制动器结构

1—电动机 2—弹簧 3 电动机尾盖 4—电动机轴

6.1.4 载荷自制盘式制动器

这种制动器是靠重物自重产生的内力制动，主要用于提升设备，它能保证重物在升降过程中安全悬吊和平稳下降。有蜗杆式、螺旋式、牙嵌式等。

1. 蜗杆式 见图 6-3-34 和图 6-3-35。蜗杆 2 的轴向力 F_1 使杆端锥面或平面（图 6-3-34）与棘轮 1 间产生摩擦力矩，棘轮的逆止作用保证重物悬吊空中。无论重物升或降，均需转动手柄。升降速度通过手柄控制。

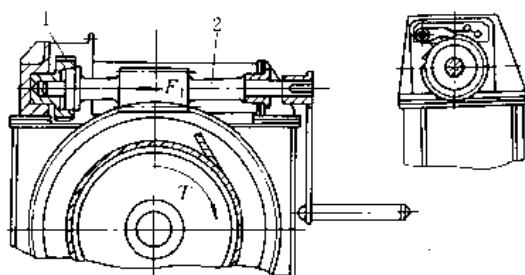


图 6-3-34 手绞车蜗杆式载荷自制制动器

1—棘轮 2—蜗杆

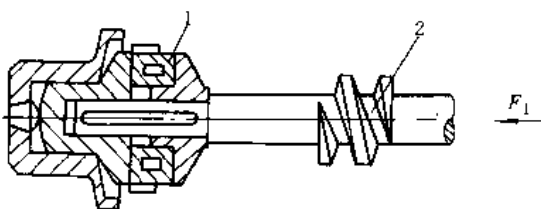


图 6-3-35 平面摩擦盘蜗杆式载荷自制制动器

1—棘轮 2—蜗杆

2. 螺旋式 图 6-3-36 为机械驱动螺旋式载荷自制制动器。小齿轮 3 正转时，使齿轮端面、棘轮 2、挡圈 1 及轴 4 相互压紧，并带动轴 4 旋转而提升重物。小齿轮停止时，棘轮逆止，保证重物悬吊空中。小齿轮反转时重物下降。

手驱动装置常被称为安全手柄，见图 6-3-37。

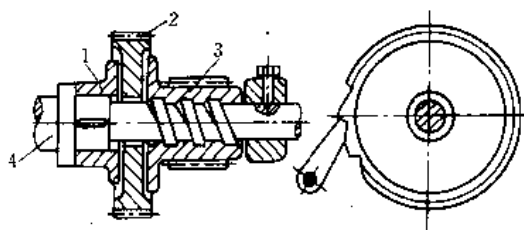


图 6-3-36 机械驱动的螺旋式载荷自制制动器

1—挡圈 2—棘轮 3—小齿轮 4—轴

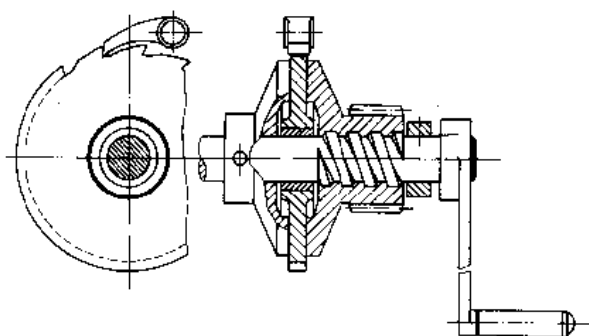


图 6-3-37 安全手柄

3. 牙嵌式 图 6-3-38a 为牙嵌式载荷自制制动器。停车时，载荷力矩通过齿轮 4 和齿轮轴 7 使套筒 5 转动，套筒端面的螺旋齿（图 6-3-38b）迫使齿轮 3 轴向位移并压紧摩擦片 2 及棘轮 6 而紧闸。下降原理同螺旋式。

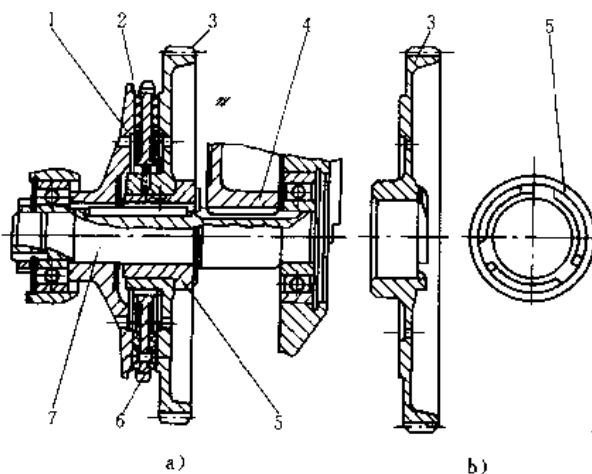


图 6-3-38 牙嵌式载荷自制制动器

a) 制动器示意图 b) 齿轮结构

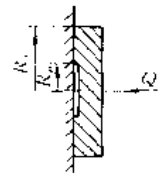
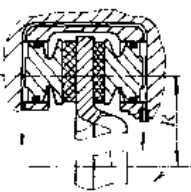
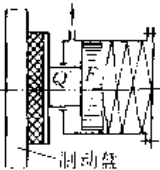
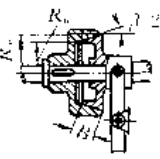
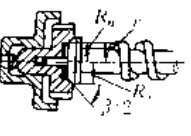
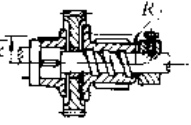
1—圆盘 2—摩擦片 3—齿轮 4—齿轮

5—套筒 6—棘轮 7—齿轮轴

6.2 设计计算 (表 6-3-17)



表 6.3-17 盘式制动器的计算

计算简图	计算内容	计算公式	说明
	轴向推力 Q 摩擦盘有效半径 R_e	$Q = \frac{T_G}{n\mu R_e} \quad (\text{N})$ $R_e = \frac{2}{3} \frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \quad (\text{mm})$ 当 $R_o \leq 1.8R_i$ 时, 可取 $R_e = \frac{R_o + R_i}{2} \quad (\text{mm})$ $n = \frac{4Q}{p\pi d^2}$	T_G 计算制动力矩 ($\text{N} \cdot \text{mm}$) R_o, R_i 有效摩擦面的外、内半径, R_o 取 1.2~2.5 R_i , R_i 取结构允许的最小值 n —摩擦副数目 μ —摩擦系数, 见表 6.3.2? p 工作油压 (MPa) d —活塞直径 (mm) R —一点盘中心到制动盘旋转中心的距离 (mm)
	总轴向推力 Q 点盘装置的副数 X 压强 p	$Q = \frac{T_G}{\mu R} \quad (\text{N})$ $X = \frac{Q}{Q_1}$ $Q_1 = pA \quad (\text{N})$ $p = \frac{Q}{A} \leq [p] \quad (\text{MPa})$	Q_1 每副点盘装置的推力 (N) A —摩擦面积总和 (mm^2) $[p]$ —许用压强 (MPa), 见表 6.3.22 m —分泵或液缸缸个数 K —制动安全系数, 见表 6.3.1 C —弹簧刚度 (N/mm) e —退距 (mm)
	总轴向推力 Q 单缸正压力 Q' 松侧时作用在弹簧上的力 F_2	$Q = K \frac{T_G}{\mu R} \quad (\text{N})$ $Q' = \frac{Q}{m} \quad (\text{N})$ $F_2 = Q' + W_1 \quad (\text{N})$ $W_1 = C \frac{Ce}{n} + W$ $D = \sqrt{\frac{4Q'}{\pi p} + d^2} \quad (\text{mm})$ $p = \frac{Q'}{A} \leq [p] \quad (\text{MPa})$	n_1 —蝶形弹簧数目 W —缸内各运动部分的摩擦阻力 (N) A' —单缸的摩擦块面积 (mm^2) d_1 —活塞轴径 (mm) W_1 —弹簧外力 (N) D —液缸缸内径 (mm) R_o, R_i —摩擦面的外、内半径 (mm) 取 $R_o = (1.2 \sim 1.6)R_i$, R_i 由结构限制决定 ρ —摩擦角 $\frac{\rho}{2} > \rho + (2^\circ \sim 3^\circ)$
	轴向推力 Q 摩擦锥面有效宽度 B	$Q = \frac{T_G \sin \frac{\beta}{2}}{\mu R_e} \quad (\text{N})$ $R_e = \frac{R_o + R_i}{2} \quad (\text{mm})$ $B \geq \frac{Q}{2\pi R_e \sin \frac{\beta}{2} [\rho]}$	T_G —载荷力矩 ($\text{N} \cdot \text{mm}$) R_o —蜗轮节圆半径 (mm) r — $\frac{1}{2}$ 螺纹中径 (mm) α —螺纹角 ($^\circ$) ρ —螺纹副摩擦角 润滑条件好时 $\rho = 2^\circ \sim 3^\circ$
	轴向推力 Q	$Q = \frac{T_G}{R_m} \quad (\text{N})$ (其他计算同锥盘式)	R_1 —摩擦盘 1 的平均半径 (mm) R_2 —摩擦盘 2 的平均半径 (mm) η_1, i_1 —主电动机到制动轴的效率和传动比 T_1 —螺旋式载荷自制制动器摩擦面间的摩擦力矩
	轴向推力 Q 保证重物悬吊条件 重物下降所需力矩 T	$Q = \frac{T_G}{r \tan(\alpha + \rho') + \mu R_e} \quad (\text{N})$ $\mu(R_1 + R_2) \geq r \tan(\alpha + \alpha') + \mu R_e \eta_1$ $T_2 = (T_1 - T') \frac{1}{i_1 \eta_1} \quad (\text{N} \cdot \text{mm})$	$T_1 = (0.15 \sim 0.5)T_G$ T' —螺旋副的摩擦阻力矩 通常 $T' = (0.1 \sim 0.3)T_G$ 通常 $T_2 \approx (0.3 \sim 0.6)T_G$

这是公司制作请尊重版权



7 其他制动器和辅助装置

7.1 磁粉制动器

磁粉制动器主要利用磁粉磁化时所产生的剪力来制动,其特点是磁粉链抗剪力与磁粉磁化程度成正比,即制动力矩的大小与绕组中的励磁电流的大小成正比。但电流大到使磁粉达到磁饱和时,力矩增长速度就会减慢,见图 6-3-39。此外,磁粉的装满程度也影响

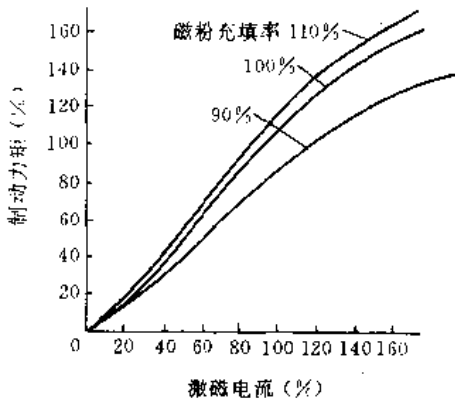


图 6-3-39 制动力矩与励磁电流特性

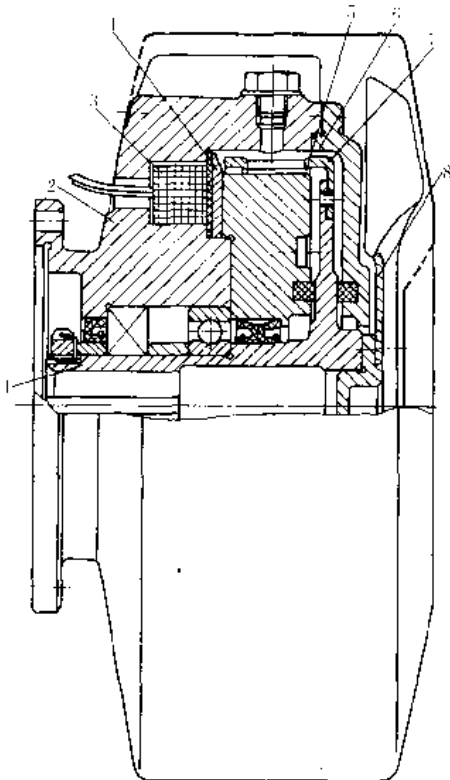


图 6-3-40 磁粉制动器

- 1—非磁性铸铁套筒 2、5—固定部分 3—励磁绕组
4—非磁性圆盘 6—磁粉 7—薄壁圆筒 8—风扇

力矩的特性。

图 6-3-40 为磁粉制动器,为了便于安装励磁绕组 3,固定部分做成装配式,由 2 及 5 组成。间隙中填充磁粉。由转动部分薄壁圆筒 7 与非磁性铸铁套筒 1 铆接成被制动件。为了防止磁通短路,特装一非磁性圆盘 4。固定部分 2 上铸有散热片,由风扇 8 强迫通风冷却。

这种制动器体积小,质量轻,励磁功率小且制动力矩与转动件的转速无关,但磁粉会引起零件磨损,适用于自动控制及各种机器的驱动系统中。

7.2 磁涡流制动器

图 6-3-41 是磁涡流制动器的接线原理图,通过调节励磁电流来调节制动力矩的大小,其机械外特性见图 6-3-42。

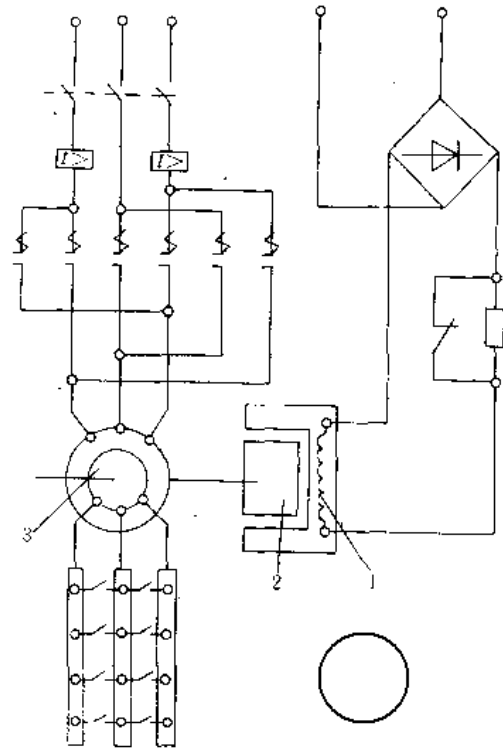


图 6-3-41 磁涡流制动器接线原理图

- 1—励磁绕组 2—涡流制动器 3—拖动电动机

磁涡流制动器的构造、磁路的计算等与电磁滑差离合器基本相同(参见本篇第2章6节)。图 6-3-43 为鸟啄式磁涡流制动器。除鸟啄式外,还有凸板式和感应式等。

磁涡流制动器坚固耐用,维修方便,调速范围大,但低速时效率低,温升高,必需采取散热措施;多用作



二级制动中的第一级,使达到停车前的低速,并吸收90%以上的动能,以减轻第二级停止式制动器的负担,常用于有垂直载荷的机械中。它还可与电动滑差离合器配套,用于要求无级变速的场合。水冷却的磁涡流制动器可用于高速汽车的减速机构,以及可变载荷的机械实验装置。

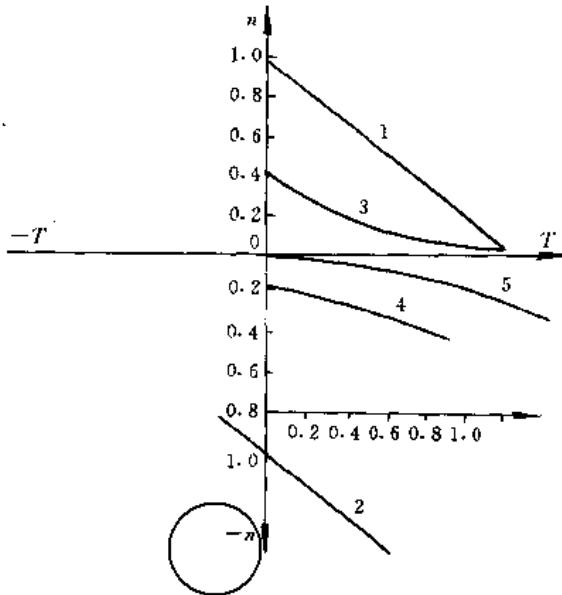


图 6-3-42 磁涡流制动器的机械外特性

1—载荷提升时,电动机特性曲线 2—载荷下降时,电动机特性曲线 3—电动机、制动器叠加后的提升特性曲线 4—电动机、制动器叠加后的下降特性曲线 5—涡流制动器本身的特性曲线

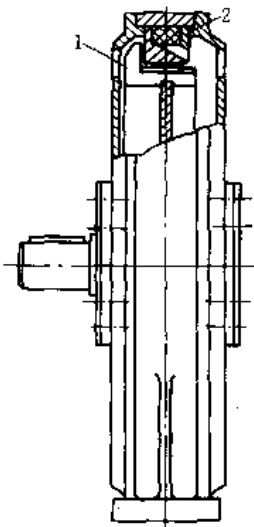


图 6-3-43 鸟嘴式涡流制动器

1—电枢 2—感应器

磁涡流制动器的外形尺寸可按下述方法确定。

一般取计算制动力矩为

$$T_{ij} \geq \frac{9750P(1+\eta^2)}{n} \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (6.3-6)$$

近似计算有

$$T_{ij} \approx 2T_l \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

磁涡流制动器鼓形电枢的外形尺寸概略值为

$$DL \approx \frac{T_{ij} \times 10^6}{52z\delta B_{1m}^2} \quad (\text{cm}^2) \quad (6.3-7)$$

式中 P ——电动机的额定功率 (kW);

n ——电动机的转速 (r/min);

η ——机械效率;

T_l ——载荷力矩 (N·m);

z ——极对数;

δ ——气隙 (cm);

B_{1m} ——气隙磁通密度一次谐波振幅值 G (T);

D ——电枢直径 (cm);

L ——电枢有效长度 (cm)。

一般取 $D = (2 \sim 4)L$ 。因转动惯量 I 及电动机中心高度的限制, D 值不宜太大,因励磁线圈尺寸及齿根磁通密度的关系, L 值不宜过小。

7.3 摩擦块磨损间隙的自动补偿装置

在制动过程中,机械制动摩擦副由于工作磨损使制动器的退距不断增大,为此,常闭式制动器主弹簧的压力将逐渐变小,从而失去制动过程的稳定性。对于某些常开式制动器常会使制动初始行程逐渐增大,增加了人力操纵的难度,车辆制动器摩擦衬块的突然磨损将会发生行车事故。因而,摩擦副间磨损间隙的补偿装置特别是自动补偿装置是很重要的。

这种装置使制动器的工作退距自动补偿,以保证驱动装置恒定的工作行程。目前高速及重型车辆已普遍采用。

7.3.1 密封圈式

这种装置的补偿原理见图 6-3-44。主要是借助于密封圈的弹性变形来实现的。该装置用于常开式制动器,当制动时,液压缸的压力使活塞前移,密封圈的内边随活塞移动而变形(此时变形量等于活塞前移量)。当制动过程完毕后,油压解除,密封圈的回弹力将活塞拉回原位置。

当摩擦片开始磨损时,制动油压力将使活塞克服密封圈与活塞间的极限摩擦力而继续前移,直至达到



所要求的制动力矩为止。

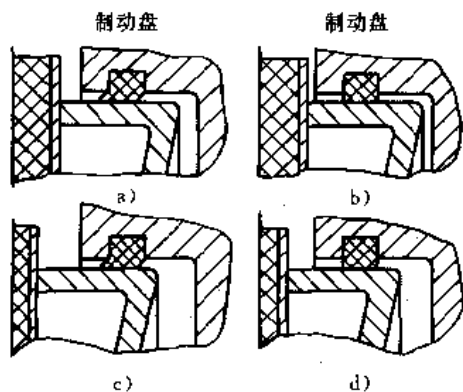


图 6-3-44 密封圈式自动补偿装置工作原理图

制动过程结束后，密封圈仍将以同样的回弹力将活塞拉回原距离。

这种装置将能保持恒定的退距。因而常用于常开式制动器中，特别多用于各种类型的汽车及轮式车辆中。

密封圈的材料应具有很好的弹性及抗疲劳性能，对耐热、耐磨、耐油蚀等都有较高的要求。

图 6-3-45 为一常见的密封圈式自动补偿点盘式制动器。图中密封圈 4 即带有自动补偿功能的橡胶密封圈。

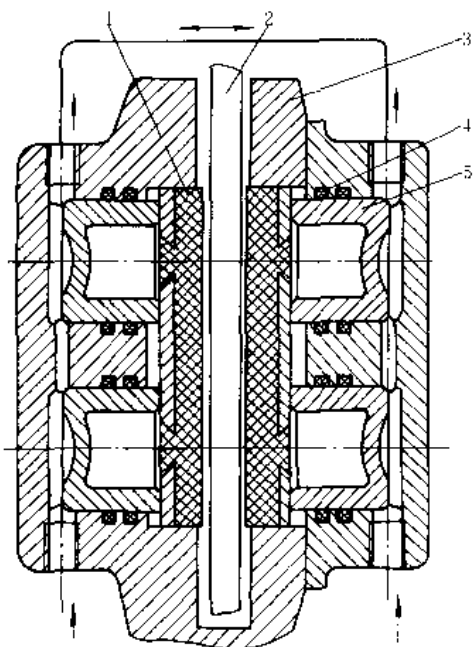


图 6-3-45 密封圈式车用自动补偿点盘式制动器

1—摩擦块 2—制动盘 3—制动器基体
4—密封圈 5—活塞

7.3.2 机械卡环式

图 6-3-46 为机械卡环式自动补偿装置。制动时，液压油经 A 孔进入液压缸，压缩弹簧 1 而实现制动。当衬块磨损量大于间隙 Δ 值时，卡紧在中心销轴 2 上的卡环组 3 被迫右移，自动补偿磨损。这种装置多用于常开式制动器。

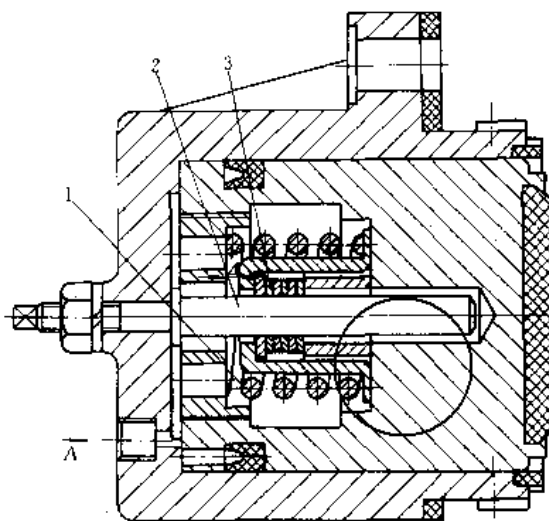


图 6-3-46 机械卡环式自动补偿装置

1—弹簧 2—销轴 3—卡环组

7.3.3 机械可变铰点式

图 6-3-47 为带有可变铰点间隙自动补偿装置的块式制动器。弹簧 2 通过衔铁 3 带动制动臂 4 (绕销轴 7 转动)、臂下联杆 6 和制动臂 5 使制动器紧闸。电磁铁通电后，衔铁 3 被吸合而松闸。

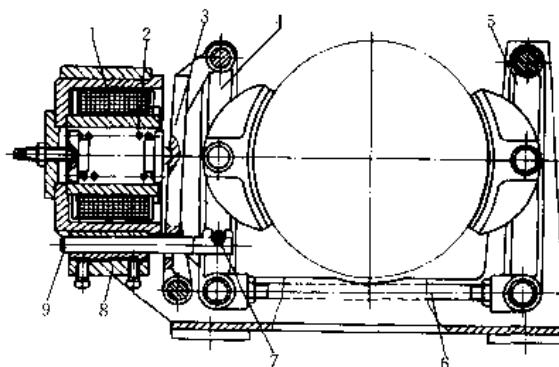


图 6-3-47 带有可变铰点间隙自动补偿装置的块式制动器

1—线圈 2—弹簧 3—衔铁 4、5—制动臂
6—联杆 7—销轴 8—套筒 9—支承臂



当摩擦元件磨损后,弹簧2的张力使支承臂9克服套筒8的摩擦阻力右移,自动补偿摩擦元件的磨损量,以保持退距不变。这种装置多用于常闭块式制动器。

7.3.4 机械进给式

图6.3-48为带有进给式间隙自动补偿装置的驱动电磁铁。当线圈1的电流中断时,衔铁3及其底盘9处于低位,此时,卡钳10与顶杆4脱开,弹簧2使制动器紧闸。

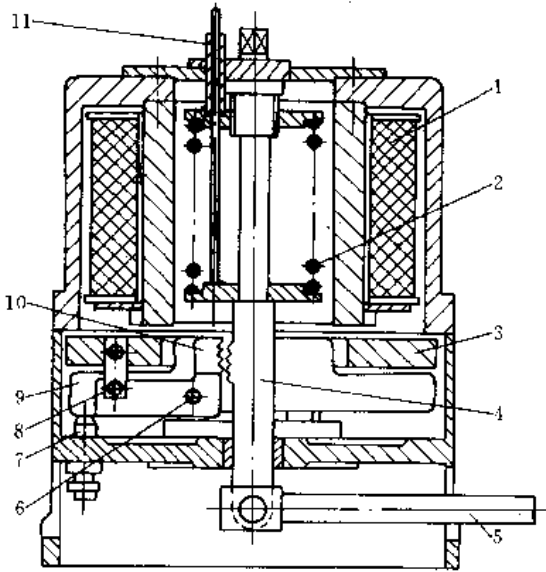


图6.3-48 带有进给式间隙自动补偿装置的驱动电磁铁

- 1—线圈 2—弹簧 3—衔铁 4—顶杆 5—杠杆
- 6—轴 7—定位螺钉 8—套筒 9—底盘
- 10—卡钳 11—游标

通电后,随着衔铁3上升,卡钳绕轴6转动,使卡钳与顶杆4齿牙嵌合后,衔铁带动底盘9和顶杆4继续上升,致使杠杆5松闸。由于卡钳牙的楔入位置可变,故可保持退距不变。通过游标11可读出主弹簧2的张力。

8 制动器的发热验算

发热验算主要是计算摩擦面在制动过程中的温度是否超过许用值。摩擦面温度过高时,摩擦系数常会降低,不能保持稳定的制动力矩,并加速摩擦元件的磨损。

对于停止式制动器和其他发热不大的制动器,可

只校核其压强和 pv 值是否超过许用值,见表6.3-22。

1. 热平衡的通式 对于滑摩式制动器和在高频下频繁工作的制动器,因发热量大,应进行热平衡计算,即

$$Q \leq Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (6.3-8)$$

$$Q_1 = (\beta_1 A_1 + \beta_2 A_2) \left[\left(\frac{273+t_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{273+t_2}{100} \right)^4 \right] \quad (\text{kJ/h})$$

$$Q_2 = \alpha_1 A_3 (t_1 - t_2) (1 - JC) \quad (\text{kJ/h})$$

$$Q_3 = \alpha_2 A_4 (t_1 - t_2) JC \quad (\text{kJ/h})$$

式中 Q 制动器工作每小时所产生的热量 (kJ/h);

Q_1 每小时辐射散热量 (kJ/h);

Q_2 每小时自然对流散热量 (kJ/h);

Q_3 每小时强迫对流散热量 (kJ/h);

β_1 制动轮光亮表面的辐射系数,通常可取 $\beta_1 = 5.44 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C})$;

β_2 制动轮暗黑表面的辐射系数,通常可取 $\beta_2 = 18 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C})$;

A_1 制动轮光亮表面的面积 (m^2);

A_2 制动轮暗黑表面的面积 (m^2);

t_1 摩擦材料的许用温度(按表6.3-22选取);

t_2 周围环境的最高值,一般可取 $30 \sim 35 \text{ C}$;

α_1 自然对流系数, $\alpha_1 = 21 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C})$;

α_2 强迫对流系数, $\alpha_2 = 25.7 v^{0.73} \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C})$;

v 散热圆环面的圆周速度 (m/s);

A_3 扣除制动带(块)遮盖后的制动轮外露面积 (m^2);

A_4 散热圆环面的面积 (m^2);

JC 工作率(按表6.3-1选取)。

2. 提升设备制动器的发热量

$$Q = \left[m_1 g s \eta + \frac{4.8 \times I_{\text{ap}} t g n^2}{3600} \right] z v \quad (\text{J/h}) \quad (6.3-9)$$

3. 平移机构制动器的发热量

$$Q = \left[m_2 v^2 + \frac{4.8 \times I_{\text{ap}} t g n^2}{7200 \eta} - \frac{F_2 v}{20} \right] z_0 \eta \quad (\text{J/h}) \quad (6.3-10)$$

() 在垂直制动情况下也称下降式。



- 式中 m_1 ——平均提升质量 (kg);
 m_2 ——直线运动部分的质量 (kg);
 s ——平均制动行程 (m);
 η ——机械效率;
 I_{eq} ——换算到制动轴上的所有旋转质量的转动惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);
 n ——电动机转速 (设制动器与电动机同轴) (r/min);
 z_0 ——制动器每小时的工作次数;
 F_2 ——运行阻力 (N);
 t ——制动时间 (s);
 g ——重力加速度, $g=9.8\text{m/s}^2$;
 v ——运行速度 (m/s)。

对于某些设备, 还应按下式校核制动轮一次制动的温升是否超过许用值

$$t = \frac{T_t \rho}{10^3 \times mc} \leq 15 \sim 50 \text{ C} \quad (6 \cdot 3 \cdot 11)$$

- 式中 φ ——制动过程转角 (rad);
 m ——制动轮质量 (kg);
 T_t ——载荷力矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$);
 c ——制动轮材料的比热容, 对钢和铸铁取 $c=0.523\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 对硅铝合金取 $c=0.879\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

9 制动器的驱动装置

对于常闭式制动器的驱动装置, 又称为松闸器。制动器性能的好坏很大程度上取决于驱动装置的性能。制动器的驱动装置有制动电磁铁、电磁液压推动器、电力液压推动器、离心及滚动螺旋推动器等。

9.1 制动电磁铁

制动电磁铁有交、直流两种, 每种又有长、短行程之分。其缺点是动作时冲击大, 已逐渐由其他更可靠的松闸器所取代。

9.2 电力液压推动器

9.2.1 双推杆电力液压推动器

图 6-3-49 为双推杆电力液压推动器。空心电动机轴端部装有带方形内孔的滑套 7, 与活塞 5 内叶片泵轴 6 上的方轴滑接。电动机通电后, 叶片泵将工作油压入活塞 5 的下部工作腔, 迫使活塞连同叶片泵和推杆 3 及 2 一齐上移。断电后, 活塞靠制动器的主弹簧及推

动器上移部分自重复位。

这种推动器动作平稳, 无噪声, 耗电少。但动作稍缓慢, 用于起升机构时, 制动行程较长。

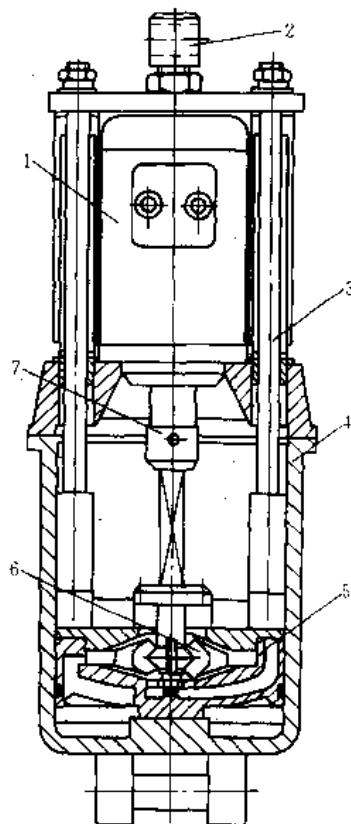


图 6-3-49 电力液压推动器

- 1—电动机 2、3—推杆 4—液压缸
5—活塞 6—叶片泵 7—滑套

9.2.2 单推杆电力液压推动器

图 6-3-50 是单推杆电力液压推动器, 它的工作原理与双推杆电力液压推动器基本相同, 不同之处是电动机在推动器的下边, 仅一个推杆由液压缸的中间伸出。

这种推动器工作平稳、灵敏, 无噪声、可靠、寿命长 (约为双推杆的 3~5 倍)。

表 6-3-18 为单推杆电力液压推动器的性能参数。

图 6-3-51 为一带有退距自动补偿装置的液压推动器, 其工作原理是: 电动机 9 通电旋转而带动叶轮 6, 液压油通过上下液压油缸进入压力油腔 10。使动液压油缸 4 连同推杆 1、活塞 3 一齐上升而松闸, 当电动机断电后, 在制动主弹簧作用下将压力油腔中的油从来路压回, 推杆下降, 制动器紧闸。当摩擦衬块磨损后, 主弹簧的压力迫使推杆 1 及活塞 3 下压, 单向阀 5 开



后,推杆下移,补偿了退距间隙,从而使推动器的行程保持恒定,实现了磨损间隙无级自动补偿。

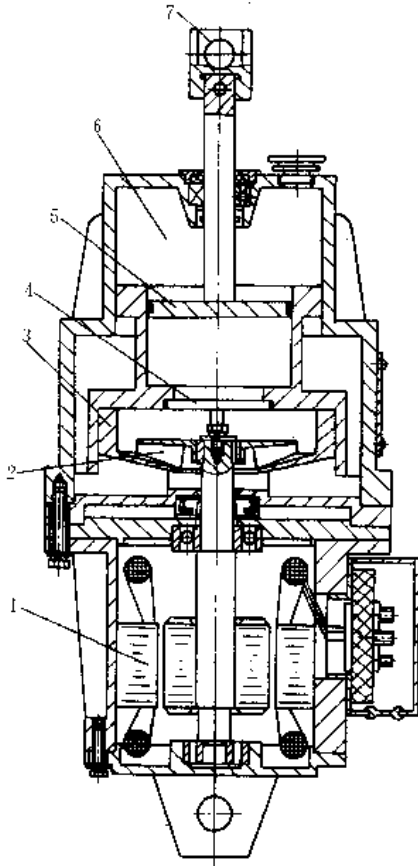


图 6-3-50 单推杆电力液压推动器

- 1—电动机 2—叶轮 3—泵壳 4—分油器
5—活塞 6—液压缸 7—推杆

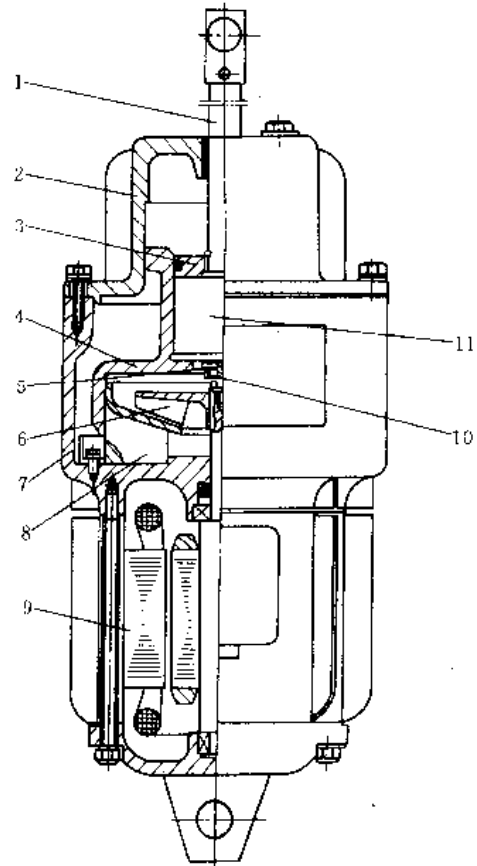


图 6-3-51 带有退距补偿装置的单推杆液压推动器

- 1—推杆 2—上液压油缸 3—活塞 4—动液压油缸
5—单向阀 6—叶轮 7—下液压油缸 8—导油腔
9—电动机 10—压力油腔 11—补偿油腔

表 6-3-18 单推杆电力液压推动器的性能参数

推力 (N)	行程 (mm)	功 (J)	制动弹簧力 (N)	功率 (W)	电流消耗 (A)	操作频率 (次/h)	质量 (kg)
220	50	11	180	165	0.5	2000	10
300	50	15	270	200	0.5	2000	14
500	60	30	460	210	0.5	2000	23
800	60	48	750	330	1.2	2000	24
500	120	60	—	210	0.45	1200	26
800	120	96	—	330	1.2	1200	27
1250	60	75	1200	330	1.2	2000	39
2000	60	120	1900	450	1.3	2000	39
3000	60	180	2700	550	1.4	1500	40
1250	120	150	—	330	1.2	1200	39
2000	120	240	—	450	1.3	1200	39
3000	120	360	—	550	1.4	900	40



9.3 离心推动器

图 6-3-52 为离心推动器。其特点是动作平稳, 无噪声, 冲击小, 对工作环境温度不敏感, 所用驱动电动机

功率小且无过载现象, 但起动时间较长, 磨损大, 要求旋转零件动平衡。为了减少推杆下降时间, 常在驱动电动机尾部加装锥形制动器。

离心推动器的技术性能见表 6-3-19。

表 6-3-19 离心推动器的技术性能

额定推力 (N)	额定行程 (mm)	下降时间① (s)	电动机功率 (kW)	最大操作频率 (次/h)		质量 (kg)
				电动机单向转	电动机双向转	
250~400	20	0.2~1	0.15	1500	1200	20
500~1250	25	0.3~1.5	0.3	1200	960	32
1250~2000	40	0.3~2.5	0.7	800	640	55
2500~6300	50	0.3~4	2.0	500	400	104

① 下降 2/3 额定行程时的时间。

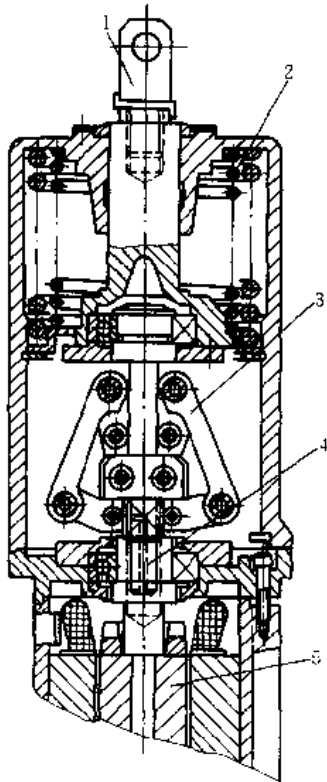


图 6-3-52 离心推动器
1-推杆 2-主弹簧 3-离心杆系 4-空心轴
5-电动机

通电后, 螺母的旋转迫使螺杆 3 上升, 压缩弹簧 5 并顶出推杆 6。螺杆不能自锁, 断电后, 弹簧 5 的压力推螺杆下降, 迫使螺母 4 反转后使推杆复位。

这种推动器常用于需要点动的场合, 如集装箱的装运设备及各种安装用起重机等。其技术性能见表 6-3-20。

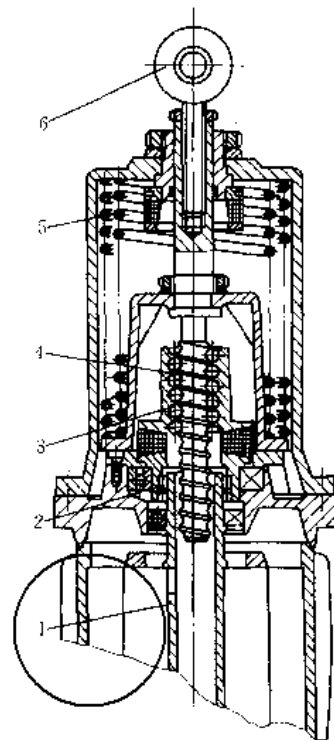


图 6-3-53 滚动螺旋推动器
1-电动机轴 2-超越离合器 3-螺杆 4-螺母
5-弹簧 6-推杆

9.4 滚动螺旋推动器

图 6-3-53 为滚动螺旋推动器。电动机的空心轴 1 通过超越离合器 2 与滚动螺杆的螺母 4 相联, 电动机



表 6-3-20 滚动螺旋推动器的技术性能

额定推力 (N)	额定行程 (mm)	推出时间 (s)	下降时间 (s)	最大操作频率 (次/h)	电动机功率 (kW)	质量 (kg)
450	50	3.9	0.5	1800	0.16	20
680		1.1			0.22	22
1000		1.2	1500	0.30	28	
2400		2.0		0.36	49	

9.5 气力驱动装置

图 6-3-54 是气力驱动装置。制动力由压缩空气的压力产生,操作者只需要操纵制动器的控制阀,就可使制动器紧闸或松闸。其主要特点是操纵机构的压力与执行机构的推力成正比关系,动作迅速,操纵轻便可靠。

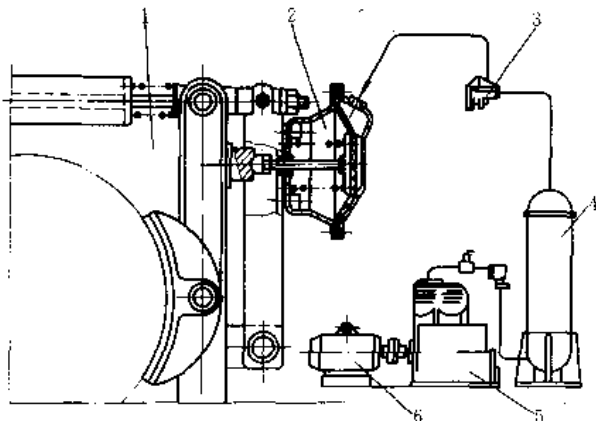


图 6-3-54 气力驱动装置

- 1—制动器 2—气缸 3—减压阀 4—贮气筒
- 5—压气机 6—电动机

气力驱动装置多用于常开式制动器,并需调节制动力矩的场合,如车辆和起重机械的运行机构。

9.6 人力操纵机构

人力操纵机构有杠杆系操纵、静液操纵和综合操纵三种,其优点是结构简单,质量轻,工作可靠。缺点是增力范围小,只用于小起重量起重机械和汽车手动制动器等。

9.6.1 杠杆系操纵机构

图 6-3-55 是常闭带式制动(亦可用于常开式)的杠杆系操纵机构,重锤 1 使制动器紧闸。操纵手柄 2 通过杆系及弯杆 3 使制动器松闸。

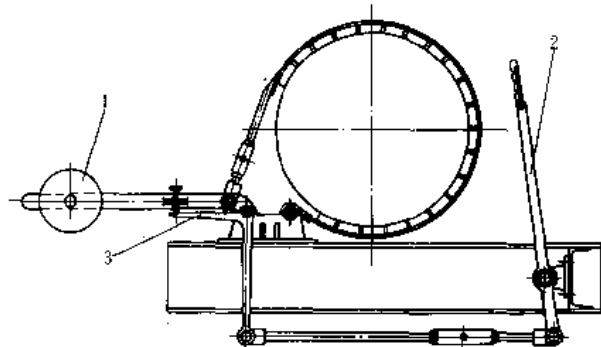


图 6-3-55 杠杆系操纵机构

- 1—重锤 2—手柄 3—弯杆

设计杠杆系时,应尽量使杠杆受拉而少受压和弯扭。按最大操纵力(一般用手动杠杆取 160~200N,用脚踏板取 250~300N)来决定杠杆传动比。杠杆应有足够的刚度。

9.6.2 静液操纵机构

静液操纵机构是用液体为传力介质,通过液压制动泵与分泵,以及机械杆系列获得必要的制动作用力。静液操纵机构在汽车和中小型起重机械以及其他机械中得到了广泛的应用。图 6-3-56 为常见的静液操纵机构。

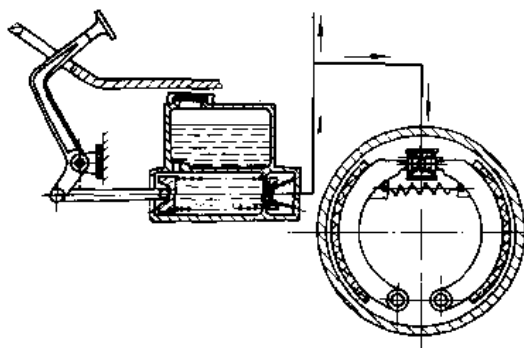


图 6-3-56 静液操纵机构

在计算静液操纵机构时,其结果应符合 HG 4-545-67 的标准系列。在计算操作行程时,应考虑有一



定的储备行程；完全制动时，只应使用操纵杆（板）最大行程的50%~60%。

10 摩擦材料

用作制动器衬片和离合器面片的摩擦材料，通常在很高的剪切力和温度条件下工作。这类材料的主要特点是它能够吸收动能，并将动能转化为热而散发到空气中，材料本身没有破坏性的磨损，摩擦部件不被破坏。

摩擦材料应具备的主要性能：

- (1) 适当的摩擦系数，且在长期使用中保持稳定。
- (2) 耐磨性好又不损伤对偶材料。
- (3) 在受外界因素（主要是水、灰尘和潮湿等）影响时，摩擦系数、磨损等特性变化不大。
- (4) 不发生制动噪声和特殊恶臭。
- (5) 具有相当的强度，且不致因锈蚀而粘在对偶材料上。
- (6) 制造方便、价格便宜。

10.1 摩擦材料的种类

摩擦材料按材质分类见表6.3-21。

表 6.3-21 摩擦材料的种类

种 类	基材	粘合剂	主要用途	
有机摩擦材料	软质编织	石棉布	树脂	轻载荷工程机械类用摩擦材料
	特殊加工编织	石棉布	树脂	工程机械用的离合器面片
	半模塑	石棉布或石棉绒	橡胶	离合器面片
	石棉	石棉绒	橡胶或树脂	中载荷制动衬片
	半金属	金属纤维	树脂	盘式制动片
	无石棉	非石棉纤维	树脂	汽车用制动衬片
无机摩擦材料	铜基粉末冶金	铜粉末	烧结	重载荷盘式制动片
	铁基粉末冶金	铁粉末	烧结	重载荷盘式制动片
	烧结陶瓷	无机物	烧结	飞机用摩擦材料
碳-碳摩擦材料	碳纤维	树脂烧结	飞机用摩擦材料	

10.1.1 有机摩擦材料

有机编织摩擦材料是以石棉和黄铜丝纺织线织成的布为基材，用已混入填料和摩擦性能调节剂的树脂浸渍，然后热压硬化成形制成。它的特点是含有机物较高（50%~60%容积），摩擦系数较高，硬度较低，可压缩性大。这类材料只能用于轻载荷的场合，如通常使用的机械设备、一般交通运输工具的制动传动场合。

有机模塑摩擦材料按基材的不同分为三种：石棉摩擦材料、半金属摩擦材料和无石棉摩擦材料。

1. 石棉摩擦材料 石棉摩擦材料的基材和原材料与编织摩擦材料差不多，它是将树脂或橡胶、石棉绒、填料和摩擦性能调节剂混合，然后热压硬化成形制成。它的特点是组成均匀、产量大。并且可以按照要求的性能，比较方便地选择原材料配方。这类材料有机物含量较编织材料大为减少，采用了更多种类的摩擦性能调节剂，因此，它可在更高的温度（300~400℃）下使用，如重型卡车、频繁制动及传动的场合。

2. 半金属摩擦材料 半金属材料是在石棉摩擦的基础上，由钢纤维代替石棉，配合填加铁粉和石墨等材料。这种材料同石棉摩擦材料相比，成本略高一点，密度稍大一些，这是它的缺欠。但是它的耐磨性好，在400℃以下摩擦系数非常稳定，制动噪声小。这种材料可在350~500℃下使用，如轿车制动的场合。

3. 无石棉摩擦材料 无石棉摩擦材料是在石棉摩擦材料的基础上，用非石棉纤维代替石棉的材料。

10.1.2 无机摩擦材料

无机摩擦材料主要是以铜或铁作为基材，用粉末冶金的方法制成的烧结合金。它的特点是在高速、高温时，摩擦系数保持不变。与有机摩擦材料相比，它在高温时有优良的耐磨性。但是，它的工艺较复杂，低温效率低，对偶磨损大，价格高。这类材料只是用于重载荷和一些特殊的场合，如高速飞机、湿式离合器中。

无机烧结陶瓷摩擦材料主要用在超音速飞机上，是超重载荷使用的材料。

10.1.3 碳-碳摩擦材料

碳-碳摩擦材料是以碳纤维做增强剂，用有机高分子化合物粉结后，焙烧制成的摩擦材料。它的耐热性能好，单位面积的吸收功率高，密度小，是摩擦材料中性能最好的一种。但是，由于当前碳纤维价格高，产量少，限制了它的应用。这类材料主要用作飞机制动器摩



擦材料。

10.2 摩擦材料的试验方法

摩擦材料的试验可分为两类：物理力学性能试验和摩擦磨损性能试验。

物理力学性能试验是测定摩擦材料在室温下的硬度、抗拉强度、抗压强度、抗剪强度、冲击韧度、密度、吸水率、热膨胀、热变形和振动衰减性等。

摩擦磨损性能试验是测定摩擦材料在不同条件（温度、压力、转速）下的摩擦系数和磨损。按试验方法不同，它分三种：试样试验、台架试验和实车道路试验。

1. 试样试验 试样的摩擦磨损性能试验可在定速式摩擦试验机上进行。

这种试验方法的优点是能简易迅速地得出结果，

但对摩擦材料的实际应用性能反映不够充分，主要用于在同一试验条件下比较摩擦材料的性能作质量管理检验。

2. 台架试验 台架试验是在惯性力矩试验台上进行。按实际使用状况安装制动系统，能量吸收相当于车辆旋转体（制动盘或鼓）的惯量。这种试验方法模拟性好，是装车前评定摩擦材料摩擦磨损性能最好的方法。

3. 实车道路试验 实车道路试验是将摩擦材料安装在实际使用的车辆上，在实际使用工况条件下进行的试验。这种试验的方法和要求等参见JASO、SAE等规范。这是鉴定摩擦材料最适用的方法。

10.3 摩擦副计算用数据（表6.3-22）

表 6.3-22 摩擦副计算用数据推荐值

材 料		[p] (MPa) 和 [pv] (MPa·m/s)							
		块式制动器				带式制动器			
		停止式		滑摩式①		停止式		滑摩式	
摩擦材料	对摩材料	[p]	[pv]	[p]	[pv]	[p]	[pv]	[p]	[pv]
铸铁	钢	2	5	1.5	2.5	1.5	2.5	1	1.5
钢	钢或铸铁	2		1.5		1.5		1	
青铜	钢								
石棉树脂②	钢	0.6	5	0.3	2.5	0.6	2.5	0.3	2.5
石棉橡胶	钢		5		2.5	0.6	2.5	0.3	2.5
石棉铜丝	钢		5		2.5	0.6	2.5	0.3	2.5
石棉浸油	钢	0.6	5	0.3	2.5	0.6	2.5	0.3	2.5
石棉塑料	钢	0.6	5	0.4	2.5	0.6	2.5	0.4	2.5
木材	铸铁								

材 料		[p] (MPa) 和 [pv] (MPa·m/s)				摩擦系数 μ		许用温度 t (°C)
		盘式制动器						
		干式		湿式		干式	湿式	
摩擦材料	对摩材料	[p]	[pv]	[p]	[pv]			
铸铁	钢	0.2~0.3		0.6~0.8		0.17~0.2	0.06~0.08	260
钢	钢或铸铁	0.2~0.3		0.6~0.8		0.15~0.18	0.06~0.08	260
青铜	钢	0.2~0.3		0.6~0.8		0.15~0.2	0.06~0.11	150
石棉树脂②	钢	0.2~0.3	1.4	0.6~0.8		0.35~0.4	0.10~0.12	250
石棉橡胶	钢		1.4			0.4~0.43	0.12~0.16	250
石棉铜丝	钢		1.4			0.33~0.35	—	—
石棉浸油	钢	0.2~0.3	1.4	0.6~0.8		0.3~0.35	0.08~0.12	250
石棉塑料	钢	0.4~0.6	1.4	1.0~1.2		0.35~0.45	0.15~0.20	
木材	铸铁							

① 垂直制动时可称下降式。

② 即石棉树脂刹车带。



参 考 文 献

- [1] 施高义等. 联轴器. 北京:机械工业出版社, 1988
- [2] 天津机械. 天津机械编辑委员会编, 1982(2), (3). 天津:天津机械科技情报所, 季刊
- [3] Mancuso J R. Couplings and Joints. Marcel Dekker, INC., 1986
- [4] 花家寿主编. 新型联轴器与离合器. 上海:科学技术出版社, 1989
- [5] Поляков В С, Барабанш П Л, Ряховский О А. Справочник по Муфтам. Машиностроение, 1979
- [6] Orthwein WC. Clutches and Brakes. Marcel Dekker, INC., 1986
- [7] Александров М П. Тормоза Подъемно-транспортных Машин, Машиностроение, 1976
- [8] 邱宣怀主编. 机械设计. 北京:高等教育出版社, 1989
- [9] 濮良贵主编. 机械设计. 北京:高等教育出版社, 1989
- [10] 刘鼎狱. 机械设计. 台湾:文京图书有限公司, 1992
- [11] Oberg E, Jones FD. Machinery's Handbook. Industrial Press INC, 1972

