



新型联轴器与离合器

花家寿主编 上海科学技术出版社

内 容 提 要

本书内容包括各种新型联轴器与离合器的结构、选用、性能和工作原理、操纵控制及其在生产上的实际应用实例。其中对各种新型弹性联轴器、摩擦离合器、液力联轴器、超越离合器、电磁离合器、自动同步离合器等的特性参数和设计计算方法作了比较详细的介绍,并着重介绍了这些联轴器与离合器的适用范围与选型要求等。

本书可供广大机械制造厂、设计院、研究所等有关专业的工程技术人员以及各大、中专院校机械设计专业的师生参考。

新 型

联 轴 器 与 离 合 器

花家寿 主编

上海科学技术出版社出版

(上海瑞金二路450号)

新华书店上海发行所发行 祝桥新华印刷厂印刷

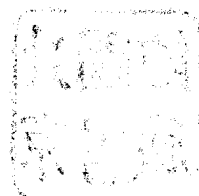
开本 787×1098 1/16 印张 22.25 字数 534,000

1989年1月第1版 1989年1月第1次印刷

印数 1—3,400

ISBN 7-5323-0204-0 TH·7

定价: 8.00元



序

联轴器和离合器已有很久的发展历史,但迄今技术上仍处于不断改进和发展的阶段。它们在各种机械设备中广泛应用。随着大功率、高速和高精度机械的迅速发展,对传动装置提出振动小、噪声低、机动性和操纵性好,以及能源消耗少等要求越来越高。因此,新型联轴器和离合器的应用将愈来愈多。

由于有关新型联轴器与离合器的专著尚不多见,在实践中经常遇到不能正确设计和合理选用的问题。因此,我们根据长期来从事这方面工作的实践,以及所收集的大量资料,整理编成此书,供读者们参考。并请读者提出宝贵意见。

本书共分九章,由上海交通大学花家寿编写了其中绪论、第二、三、四、七等章。上海机电设计研究院赵如福编写了第一、八、九等章。七一一研究所吴甄善编写了第六章。黑龙江省能源委员会苏文斗编写了第五章。上海铁道学院陶曾鲁等对本书提了不少意见,特表谢意。

目 录

绪论	1
第一章 齿轮联轴器	13
第一节 齿轮联轴器的类型与结构	14
第二节 元件材料	22
第三节 设计与计算	22
第二章 金属弹性元件联轴器	25
第一节 高阻尼簧片联轴器	25
第二节 膜盘式挠性联轴器	50
第三节 叠层膜片联轴器	59
第四节 蛇形弹簧联轴器	66
第五节 其他金属弹簧联轴器	70
第三章 非金属弹性元件联轴器	75
第一节 高弹性整圈式橡胶联轴器	79
第二节 皮碗型橡胶高弹性联轴器	86
第三节 轮胎型橡胶联轴器	97
第四节 圆筒型橡胶弹性联轴器	101
第五节 锥盘形橡胶高弹性联轴器	105
第六节 空气弹簧联轴器	107
第七节 橡胶块弹性联轴器	109
第八节 压缩-剪切型橡胶块弹性联轴器	115
第九节 橡胶弹性圈柱销联轴器	122
第十节 多角形橡胶联轴器	130
第十一节 橡胶板弹性联轴器	134
第十二节 齿圈式橡胶弹性联轴器	136
第十三节 纯剪切型橡胶联轴器	142
第十四节 爪形弹性联轴器	143
第十五节 橡胶金属块弹性联轴器	169
第四章 液力联轴器	171
第一节 液力联轴器的工作原理	171
第二节 液力联轴器的工作特性	173
第三节 液力联轴器的工作液体	178
第四节 液力联轴器的基本结构与分类	178
第五节 液力联轴器的设计计算	183

第五章 同步离合器	196
第一节 棘齿型自动同步离合器的基本原理	196
第二节 棘齿型自动同步离合器的发展	199
第三节 棘齿型自动同步离合器的设计	203
第四节 棘齿型自动同步离合器啮合过程动力学	208
第五节 应用实例	210
第六章 摩擦离合器	214
第一节 功用与类型	214
第二节 工作原理和操纵	221
第三节 摩擦元件的结构和材料	235
第四节 设计与计算	245
第五节 主要结构	257
第七章 电磁离合器	286
第一节 摩擦片式电磁离合器	286
第二节 磁粉离合器	298
第八章 超越离合器	308
第一节 类型与结构	308
第二节 设计计算	317
第三节 超越离合器的应用	323
第九章 离心离合器	328
第一节 工作原理	328
第二节 类型与结构	328
第三节 设计计算	345
第四节 离心离合器的应用	349
主要参考资料	349

绪 论

联轴器与离合器是机械传动装置中的重要通用部件。在宇航、船舶、机车、汽车、冶金矿山、石油化工、轻纺、农机等各类机械设备和传动系统中都得到广泛的应用。

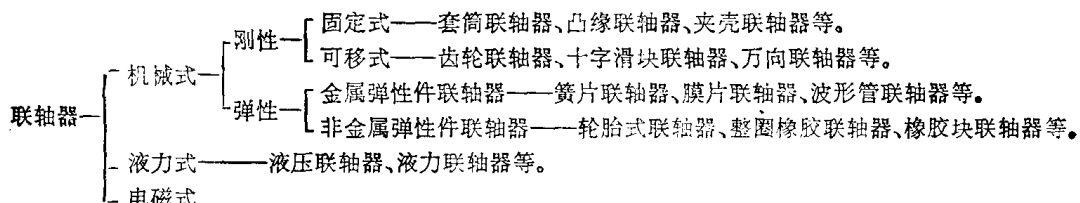
随着科学技术的发展,要求不断改善现有联轴器和离合器的结构和性能,为了适应各种工作的需要,设计和制造了许多新型联轴器和离合器。这对改善整个传动装置的工作性能、保证其工作的可靠性,延长它的使用寿命,减少振动与噪音,节约能源等都具有十分重要的意义。

第一节 联 轴 器

一、功用与分类

联轴器是用来联接不同机器的两根轴使之一起回转,以传递扭矩和运动的一种装置。机器运转时,被联接的两轴不能分离,只有在停车后,将联轴器拆开,两轴才能脱开。

目前联轴器的类型十分繁多,根据它的传递扭矩和轴联接的性质,大致可分为以下几类:



机械式联轴器是应用最广泛的联轴器。它借助于机械构件相互间的机械作用力来传递扭矩。液力式和电磁式是借助于液力和电磁力来传递扭矩。

二、联轴器的选择

选择联轴器类型时,应在考虑联轴器工作的各种因素的同时,还需要考虑以下因素:

1. 原动机的机械特性和负载性质。例如,对于允许超载范围大的原动机,应选用容量较大的联轴器;若负载变动引起原动机转速明显变化的,则不宜选择容量大的联轴器。又若负载平稳,可选用容量小的联轴器;若是传递冲击负载,则应选用容量大的联轴器。

2. 用于高转速场合的联轴器,应考虑联轴器外缘离心应力和弹性件变形等影响因素,并要做平衡检验。

3. 联轴器的外形尺寸和安装方法应能和装配、调整、维修所需的操作空间相适应。大型联轴器应尽量在轴不需作轴向移动的条件下进行装拆。

4. 联轴器要能适应由于制造和装配误差、轴热膨胀变形等因素造成的两轴线的相对位移。

5. 联轴器应能与工作环境相适应。例如,在宽敞、无油污、无污染的情况下,可采用敞

开和不耐油的橡胶元件联轴器；如工作环境有油污、有高温等，则应提高联轴器的工作要求。

此外，还应考虑使用寿命、润滑、密封等因素。

对于已标准化和系列化的联轴器，使用时，先选定合适的类型，再按轴直径、扭矩和转速确定它的型号和结构尺寸。必要时，验算其中薄弱环节的强度和其他性能。有的场合，亦可参照相近联轴器的标准设计新的联轴器。

选择和设计联轴器的主要依据是工作机械的功率或扭矩。一般由机械不稳定运转时的动载荷及过载的最大扭矩来确定联轴器的计算扭矩。如果最大扭矩不能精确求得时，则可按下式：

$$T_c = K \cdot T \quad (0-1)$$

式中 T ——联轴器传递的额定扭矩， $T = 95.5 \frac{P}{n} \text{ N} \cdot \text{m}$ ，其中 P 为传递功率(kW)；

K ——工况系数，其值列于表 0-1。

表 0-1 工况系数 K

工 作 机 类 型	原动机为电动机， 汽轮机	原动机为四缸及 四缸以上内燃机	原动机为二缸及(单缸) 内 燃 机
发电机、小型通风机、小型离心泵	1.3	1.5	1.8(2.2)
透平压缩机、木工机床、运输机	1.5	1.7	2.0(2.4)
搅拌机、增压泵、有飞轮的压缩机，冲床	1.7	1.9	2.2(2.6)
织布机、水泥搅拌机、拖拉机	1.9	2.1	2.4(2.8)
造纸机械，挖掘机，起重机，碎石机	2.3	2.5	2.8(3.2)
压延机械无飞轮活塞泵、重型初轧机	3.1	3.3	3.6(4.0)

三、弹性与阻尼

1. 机械传动装置的振动

各种机械传动装置和它们安装的基础都可看成是一个弹性系统。由于原动机输出扭矩的不均匀性，以及其他条件，这个弹性系统将产生机械振动。在多数场合，机械振动是有害的因素，它不仅影响机械的使用寿命和性能，破坏仪器、仪表的正常工作条件，而且会恶化工作环境，严重的甚至会造成事故。

机械振动可以分为直线振动(纵向振动和横向振动)及扭转振动二大类型。它们的主要特征列于表 0-2。

通常，用联轴器连接原动机与工作机械的这样一个弹性系统的振动问题，实质上是扭转振动问题。这种扭转振动将会在轴系中造成附加应力，当总应力超过允许限度时，就会使轴系零件产生疲劳破坏。因此，设计机械传动装置时，一般应进行扭振的分析和计算，必要时采用减振措施。

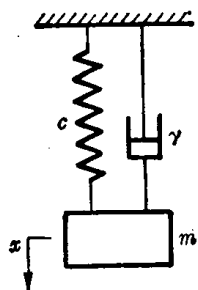
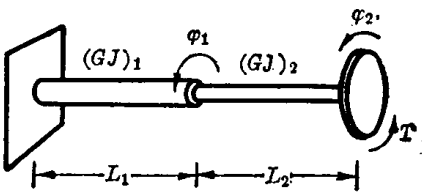
2. 减振和避振方法

(1) 降低干扰功和增加系统阻尼

如果系统的固有频率以及干扰力矩频率不变，一般通过降低发动机干扰功和增加系统阻尼来达到降低扭振振幅和减少扭振应力的目的(如图 0-1 曲线 b 所示)。

(2) 避振-划转速禁区

表 0-2 机械传动装置振动系统对应表

直 线 振 动 系 统	扭 转 振 动 系 统
	
位移 x (cm)	扭转角 φ (rad)
速度 $\frac{dx}{dt}$ (cm/s)	角速度 $\frac{d\varphi}{dt}$ (rad/s)
加速度 $\frac{d^2x}{dt^2}$ (cm/s ²)	角加速度 $\frac{d^2\varphi}{dt^2}$ (rad/s ²)
质量 m (kg)	转动惯量 I kg·cm ²
弹簧刚度 c (N/cm)	扭转刚度 C (N·cm/rad)
粘性阻尼系数 γ (N·s/cm)	粘性扭转阻尼系数 γ (N·cm·s/rad)
激振力 $P_0 \cdot \sin \omega t$ (N)	激振力矩 $T_0 \cdot \sin \omega t$ (N·cm)
固有振动频率 $\omega_n = \sqrt{\frac{c}{m}}$ (s ⁻¹)	固有振动圆频率 $\omega_n = \sqrt{\frac{C}{I}}$ (rad/s)
运动方程式 $m \frac{d^2x}{dt^2} + \gamma \frac{dx}{dt} + cx = P_0 \cdot \sin \omega t$	运动方程式 $I \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \gamma \frac{d\varphi}{dt} + C\varphi = T_0 \cdot \sin \omega t$

如图 0-1 所示,在传动装置轴系中,如果发现有扭振问题,最简单的办法是在临界转速附近划出转速禁区,使发动机迅速越过这一禁区,而在非共振区的转速范围中使用。

(3) 调频-调节振动系统的固有频率,使传动装置轴系在使用转速范围内不出现强的共振现象。

振动系统的固有频率和系统各质量的转动惯量、轴段的刚度密切相关。变更结点附近的轴段刚度对固有频率影响较大,越远离结点则影响越小;同时,变更远离结点处的转动惯量,也会较大影响固有频率,越接近结点影响越小。根据这一特点,就可以有目的的改变系统的固有频率,使它与干扰力矩的频率在使用转速范围内,不发生共振现象,以达到减振目的。

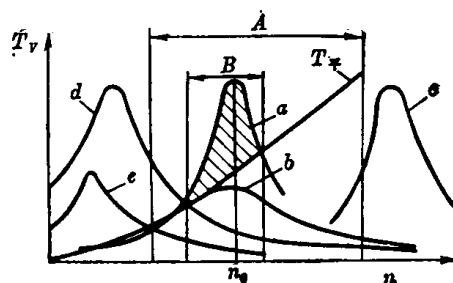


图 0-1

一般调整系统的固有频率,可以采取:减小飞轮转动惯量或增加轴段刚度,把系统的固有频率提高,如图 0-1e 所示。但此法因调频幅度有一定限度,故效果不太显著。且改动工作量较大,牵涉面较广而很少采用;另一种是加大转动惯量或降低轴段刚度,把系统的固有频率降低。这种方法也存在上述方法的缺点。目前较有成效的方法是:在系统中加装弹性联轴器。此时不仅可使系统具有较高的弹性,降低系统的固有频率,而且还具有一定的阻尼特性,使扭振振幅减小,如图 0-1 曲线 e 所示。

弹性联轴器仅对轴系扭振起调频和减振作用,但不能消除扭振,即系统中依然存在各阶的临界转速,如果某一阶临界转速仍然没有移出工作转速范围以外,或者在工作转速范围以

外的启动、停车工况,不是迅速通过,而是较长时间运转,那么,因扭振节点常处于刚度较小的弹性联轴器上,从而把联轴器损坏。因此,采用联轴器来进行调频或减振时,必须对系统作必要的扭振分析和计算,以确定合适的联轴器。

四、系统振动频率的计算

因实际传动装置的振动系统都比较复杂,为使计算简化,常假定传动装置只由有转动惯量而无弹性的刚性集中质量,和只有弹性变形及阻尼而无转动惯量的轴段所组成。这个理想的系统称为扭振当量系统。

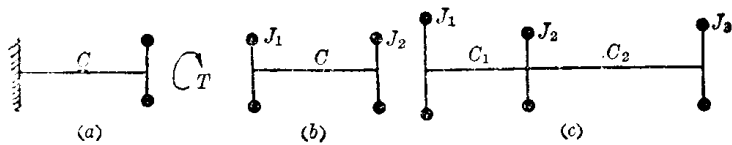


图 0-2

1. 无阻尼单质量系统

如图 0-2a 所示是最简单的扭摆-无阻尼单质量系统。如果轴系的扭转刚度为 \$C\$, 集中质量

的转动惯量为 \$J(\text{kg}\cdot\text{cm}^2)\$, 那么, 这个系统中将作用二个扭矩:

惯性扭矩:

$$J \frac{d^2\theta}{dt^2}$$

弹性扭矩:

$$C \cdot \theta$$

式中 \$\theta\$ 和 \$\frac{d^2\theta}{dt^2}\$ 是轴系的扭转角和角加速度。由于这二个力矩大小相等, 方向相反, 故

$$J \frac{d^2\theta}{dt^2} + C\theta = 0 \quad (0-2)$$

假定传动系统作简谐运动, 即 \$\theta = A \sin \omega t\$, 则 \$\frac{d^2\theta}{dt^2} = -\omega^2\theta\$, 这时 (0-2) 式为:

$$-\omega^2 \cdot J \cdot \theta + C \cdot \theta = 0 \quad (0-3)$$

或

$$\omega^2 = \frac{C}{J}, \quad \text{即 } \omega = \sqrt{\frac{C}{J}} \quad (0-4)$$

又因频率 \$f = \frac{\omega}{2\pi}\$, 所以

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{J}} \text{ s}^{-1} \quad (0-5)$$

当频率以 \$\text{min}^{-1}\$ 表示时, 则 \$F = 60 \cdot f = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{J}}\$ 或 \$F = 9.55 \sqrt{\frac{C}{J}}\$。

2. 多质量系统

如图 0-2b 所示双质量系统, 二个质量的扭转角为 \$\theta_1\$ 和 \$\theta_2\$, 那么, 类似 (0-2) 式, 分别从二个质量可写出:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \frac{d^2\theta_1}{dt^2} + C(\theta_1 - \theta_2) &= 0 \\ J_2 \frac{d^2\theta_2}{dt^2} + C(\theta_2 - \theta_1) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (0-6)$$

如果仍假定为简谐运动, 即

$$\left. \begin{aligned} \theta_1 &= A_1 \cdot \sin \omega t \\ \theta_2 &= A_2 \cdot \sin \omega t \end{aligned} \right\} \quad \text{则} \quad \left. \begin{aligned} \frac{d^2\theta_1}{dt^2} &= -\theta_1 \cdot \omega^2 \\ \frac{d^2\theta_2}{dt^2} &= -\theta_2 \omega^2 \end{aligned} \right\}$$

由式(0-6)可得:

$$\left. \begin{aligned} (C - \omega^2 J_1) \theta_1 - C \cdot \theta_2 &= 0 \\ -C \cdot \theta_1 + (C - \omega^2 J_2) \cdot \theta_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (0-7)$$

和

$$\omega^2 [J_1 \cdot J_2 \cdot \omega^2 - (J_1 + J_2) \cdot C] = 0 \quad (0-8)$$

或

$$\omega = \sqrt{\frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} \cdot C} \quad (0-9)$$

亦即

$$F = 0.16 \sqrt{\frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} C} S^{-1} \quad (0-10)$$

同样,如图 0-2c 所示的三质量系统,可写成:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \frac{d^2 \theta_1}{dt^2} + C_1 (\theta_1 - \theta_2) &= 0 \\ J_2 \frac{d^2 \theta_2}{dt^2} + C_1 (\theta_2 - \theta_1) + C_2 (\theta_2 - \theta_3) &= 0 \\ J_3 \frac{d^2 \theta_3}{dt^2} + C_2 (\theta_3 - \theta_2) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (0-11)$$

如果仍假定为简谐运动,可得:

$$\left. \begin{aligned} (C_1 - \omega^2 J_1) \theta_1 - C_1 \theta_2 &= 0 \\ -C_1 \cdot \theta_1 + (C_1 + C_2 - \omega^2 J_2) \cdot \theta_2 - C_2 \cdot \theta_3 &= 0 \\ -C_2 \cdot \theta_2 + (C_2 - \omega^2 J_3) \cdot \theta_3 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (0-12)$$

和

$$\omega^2 \left[\omega^4 - \left(\frac{C_1}{J_1} + \frac{C_2}{J_3} + \frac{C_1 + C_2}{J_2} \right) \cdot \omega^2 + C_1 \cdot C_2 \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 \cdot J_2 \cdot J_3} \right] = 0 \quad (0-13)$$

上式有二个根,相当于二个频率:即

$$\left. \begin{aligned} \omega_I &= \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4a}}{2} \\ \omega_{II} &= \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4a}}{2} \end{aligned} \right\} \quad (0-14)$$

或

$$\left. \begin{aligned} F_I &= 9.55 \sqrt{\frac{-b - \sqrt{b^2 - 4a}}{2}} \\ F_{II} &= 9.55 \sqrt{\frac{-b + \sqrt{b^2 - 4a}}{2}} \end{aligned} \right\} \quad (0-15)$$

式中

$$b = \left(\frac{C_1}{J_1} + \frac{C_1 + C_2}{J_2} + \frac{C_2}{J_3} \right)$$

$$a = \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 \cdot J_2 \cdot J_3} \cdot C_1 \cdot C_2$$

F_I (或 ω_I)相当于前述的单结点频率,也称为第一振型频率或简称为一阶频率。 F_{II} (或 ω_{II})相当于双结点频率,也称为二阶频率。

扭振计算的目的,就是求出系统的自振频率,可用它来确定原动机在各简谐次数时的临界转速,从而算出扭振使轴系及传动装置产生的附加应力。目前,求自振频率的方法有多

种,如霍尔茨尔表解法、托列法、捷尔斯基法、高非克尔表解法*等。

由上述可见,自振频率 ω_I 、 ω_{II} 等与系统的转动惯量 J 和轴系刚度 C 有关,与扭角 θ 无关。如果 C 愈大,则频率愈大;如 J 愈大,则频率愈低。调频时,不需同时变动 C 和 J ,只要变更其中之一即可。

在轴系中安装弹性联轴器可以大幅度地降低系统的自振频率,从而达到减振的目的。表征弹性联轴器减振性能的重要参数是弹性和阻尼。

五、弹性

弹性是以扭转刚度或柔度来表示,刚度 C 即单位扭转变形 θ 所需要的扭矩 T ,可写成:

$$C = \frac{T}{\theta} \text{ N} \cdot \text{m/rad} \quad (0-16)$$

柔度 e 是刚度的倒数,即

$$e = \frac{1}{C} \text{ rad/N} \cdot \text{m} \quad (0-17)$$

弹性联轴器的刚度有静刚度和动刚度两种。静刚度是指在平均扭矩作用下,产生静扭转变形时的刚度。对于给定的联轴器来说,静刚度是恒定的。动刚度是指联轴器承受变动扭矩时的刚度,振动计算中应采用动刚度。一般动刚度大于静刚度。对于弹性联轴器,结构型式不同,刚度是有差别的。在相同扭矩下,几种常见联轴器的刚度值可参见表 0-3

表 0-3 几种常见联轴器的刚度值(以额定扭转角 φ_0 表示)

联 轴 器 型 式	额定扭矩时扭转角 $\varphi_0(^{\circ})$	联 轴 器 型 式	额定扭矩时扭转角 $\varphi_0(^{\circ})$
高弹性整圈橡胶联轴器	6~12	气胎离合器	0.5~1
皮碗型橡胶联轴器	3.8~15.2	柱销式橡胶联轴器	2~3
金属簧片式联轴器	2~6		

六、阻尼

任何方式的自由振动,经过相当长时间之后即告静止,这主要由于阻尼存在的缘故。一般阻尼产生于以下几种情况:

1. 两个面的摩擦,如轴承的摩擦等;
2. 弹性系统振动时,周围空气、液体对系统振动的阻力,如空气、水、油等对振动物体运动的阻力;
3. 振动物体本身的内部阻力,如钢轴材料分子间的内部摩擦。由于阻尼要消耗能量,所以能起到衰减扭振的作用。联轴器的阻尼可用以下系数来表示。

1. 阻尼系数。一般弹性联轴器在变动扭矩 $T_1 \sin \omega t$ 作用下,其惯性力矩、弹性力矩和阻尼力的平衡方程式为:

$$J\ddot{\theta} + \gamma\dot{\theta} + C\theta = T_1 \sin \omega t \quad (0-18)$$

式中 $\gamma\dot{\theta}$ 是阻尼力矩,它与变形速度成正比;

γ 是阻尼系数,单位是 $\text{N} \cdot \text{s/rad}$ 。

通常,计算中用其相对值——临界阻尼比 $= \frac{\gamma}{\gamma_0}$ 来衡量阻尼值的大小, γ_0 是临界阻尼系

* 1. 李渤仲等“船舶内燃机的扭转振动”。

2. W. Ker. Wilson “Practical solution of torsional vibration problems”。

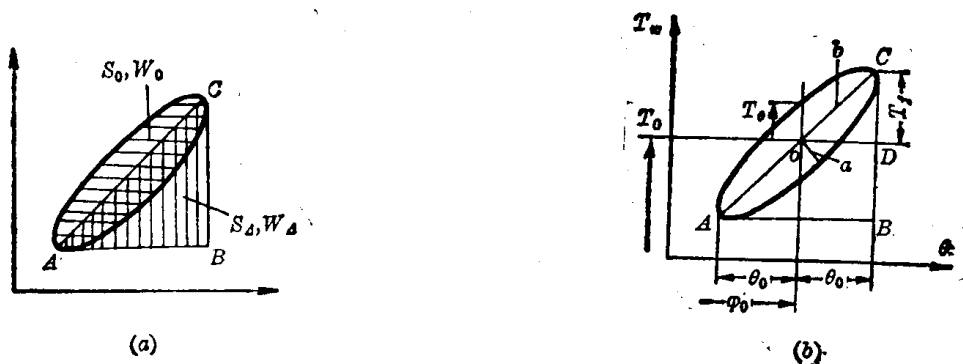


图 0-3

数, 取决于转动惯量和刚度, 即

$$\gamma_0 = 2 \sqrt{J \cdot C} \quad (0-19)$$

2. 阻尼度。由于橡胶弹性联轴器在变形中的内摩擦, 使加载过程中的能量大于卸载过程所泄出的能量 (如图 0-3a 所示)。

椭圆形封闭曲线 S_0 表示的面积为一次加载循环中橡胶所消耗的能量 W_0 , $\triangle ABC$ 面积 S_d 表示弹性变形吸收的平均能量 W_d 。这两个能量的比值, 反映了联轴器的阻尼性能, 该比值的 4 倍, 称为阻尼度 ψ :

$$\psi = 4 \frac{W_0}{W_d} = 4 \frac{S_0}{S_d} \quad (0-20)$$

由图 0-3b 和式 (0-19) 可知, 阻尼力矩的幅值:

$$T_d = \gamma \cdot \theta_0 \cdot \omega$$

弹性力矩幅值

$$T_e = C \theta_0$$

椭圆面积

$$S_0 = \pi \cdot a \cdot b = \pi \cdot T_e \cdot \theta_0 = \pi \cdot \gamma \cdot \theta_0^2 \cdot \omega$$

$\triangle ABC$ 面积

$$S_d = 4 \cdot \triangle OCD = 4 \cdot \frac{1}{2} \cdot \theta_0 \cdot T_e$$

因此

$$\psi = 4 \cdot \frac{S_0}{S_d} = \frac{4 \cdot \pi \cdot \gamma \cdot \theta_0^2 \cdot \omega}{2 \cdot \theta_0^2 \cdot C} = 2\pi \gamma \frac{\omega}{C} \quad (0-21)$$

又若以 $\omega_n^2 = \frac{C}{J}$ 代入, 则

$$\psi = \frac{4\pi\gamma\omega}{2J\omega_n^2} = 4\pi \frac{\omega}{\omega_n} \cdot \frac{\gamma}{\gamma_0} \quad (0-22)$$

3. 阻尼值。联轴器的阻尼特性也可以直接用阻尼力矩幅值 T_d 和弹性力矩幅值 T_e 之比值来表示。该比值又称为阻尼值, 以 χ 表示, 即

$$\chi = \frac{T_d}{T_e} \quad (0-23)$$

阻尼系数 γ 、阻尼度 ψ 和阻尼值 χ 三个系数间关系可以下式表示:

$$\chi = \gamma \cdot \omega \cdot \frac{1}{C} = \frac{\psi}{2\pi} \quad (0-24)$$

4. 传递系数。由上述知, 在干扰力矩 $T_i \sin \omega t$ 作用下, 双质量系统的运动方程式可写成:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \frac{d^2\theta_1}{dt^2} + C_{12}(\theta_1 - \theta_2) + \gamma \left(\frac{d\theta_1}{dt} - \frac{d\theta_2}{dt} \right) &= T_i \sin \omega t \\ J_2 \frac{d^2\theta_2}{dt^2} + C_{12}(\theta_2 - \theta_1) + \gamma \left(\frac{d\theta_2}{dt} - \frac{d\theta_1}{dt} \right) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (0-25)$$

式中角位移 θ_1 和 θ_2 是干扰频率的简谐函数, 是矢量值, 可用复数形式表示, 即

$$\theta_1 = \theta_{01}(\sin \omega t + j \cos \omega t); \quad \theta_2 = \theta_{02}(\sin \omega t + j \cos \omega t)$$

式中 θ_{01} 和 θ_{02} 是角位移 θ_1 和 θ_2 的模。把上式代入 0-25 得

$$\left. \begin{aligned} -J_1 \cdot \omega^2 \cdot \theta_{01} + j \cdot \omega \cdot \gamma (\theta_{01} - \theta_{02}) + C_{12}(\theta_{01} - \theta_{02}) &= T_i \\ -J_2 \cdot \omega^2 \cdot \theta_{02} + j \cdot \omega \cdot \gamma (\theta_{02} - \theta_{01}) + C_{12}(\theta_{02} - \theta_{01}) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (0-26)$$

或

$$\left. \begin{aligned} (-J_1 \omega^2 + C_{12} + j \cdot \omega \cdot \gamma) \theta_{01} - (C_{12} + j \cdot \omega \cdot \gamma) \theta_{02} &= T_i \\ -(C_{12} + j \cdot \omega \cdot \gamma) \theta_{01} + (-J_2 \omega^2 + C_{12} + j \cdot \omega \cdot \gamma) \theta_{02} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (0-27)$$

进一步简化后得:

$$\left. \begin{aligned} \theta_{02} &= \frac{T_i (C_{12} + j \cdot \omega \cdot \gamma)}{- (J_1 + J_2) \cdot C_{12} \cdot \omega^2 + J_1 \cdot J_2 \cdot \omega^4 - (J_1 + J_2) \cdot \omega^3 \cdot \gamma \cdot j} \\ &= \frac{T_i \left(1 + \frac{j \cdot \omega \cdot \gamma}{C_{12}} \right)}{- (J_1 + J_2) \omega^2 \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 - \frac{\omega \cdot \gamma \cdot j}{C_{12}} \right]} \\ \theta_{02} &= T_i \sqrt{\frac{1 + \frac{\omega^2 \gamma^2}{C_{12}^2}}{[(J_1 + J_2) \omega^2]^2 \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + \left(\frac{\omega \cdot \gamma}{C_{12}} \right)^2}} \\ &= \frac{T_i}{(J_1 + J_2) \omega^2} \cdot \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi} \right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi} \right)^2}} \end{aligned} \right\} \quad (0-28)$$

又

根据式(0-28)求得角位移 θ_{02} 后, 因此作用在 J_2 质量上变动力矩 T_w 值为:

$$T_w = J_2 \frac{d^2\theta_2}{dt^2} = J_2 \cdot \omega^2 \cdot \theta_{02} = T_i \frac{J_1}{J_1 + J_2} \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi} \right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi} \right)^2}} \quad (0-29)$$

令

$$V = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi} \right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi} \right)^2}} = \sqrt{\frac{1 + \chi^2}{\left[1 - \left(\frac{n}{n_c} \right)^2 \right]^2 + \chi^2}} \quad (0-30)$$

式(0-29)可写成:

$$T_w = T_i \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2} V \quad (0-31)$$

式中 V ——传递系数, 它与阻尼值 χ 、频率比 $\frac{\omega}{\omega_n}$ 或转速比 $\frac{n}{n_c}$ 等参数有关。 V 与 $\frac{\omega}{\omega_n}$ 关系曲线如图 0-4 所示。

由图可见, 共振时, $\omega = \omega_n$ (或 $n = n_c$), 扭矩传递函数 $V = \sqrt{(1 + \chi^2)/\chi^2}$ 或 $V = \frac{1}{\chi} = \frac{2\pi}{\psi}$ 。

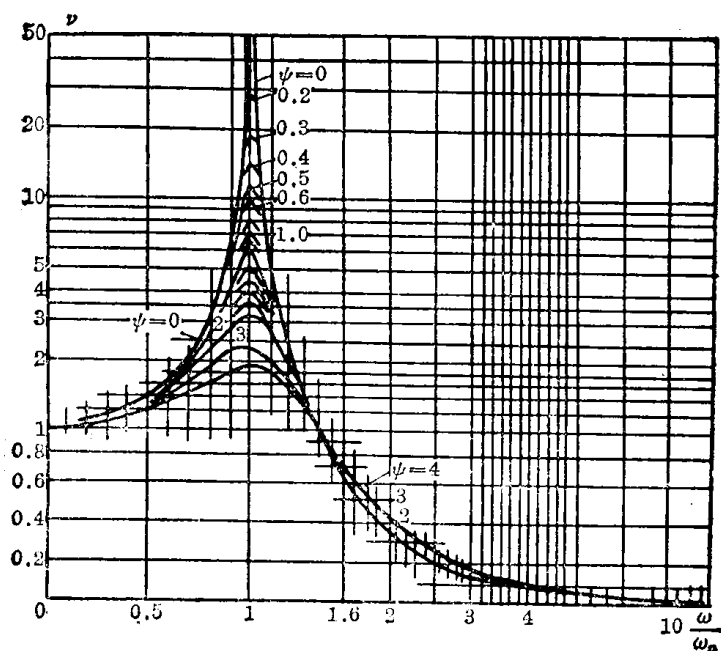


图 0-4

在其它转速下, 若 $\psi=0$ 此时

$$V = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (0-32)$$

和

$$T_w = \frac{T_i \cdot J_2}{J_1 + J_2} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (0-33)$$

根据分析表明, 弹性联轴器的减振性能, 可以通过精确的多质量系统扭振求得, 也可以简化成双质量和单质量系统进行计算。当刚度小于 $1.55 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m/rad}$ 时, 两种计算结果基本一致。因此, 把实际装置简化成双质量系统, 计算可大为简化。且分析问题也可以十分清楚。

从以上分析可以看出: 对于双质量系统, 加装弹性联轴器, 降低系统的自振频率, 从而使单结点共振临界速度下降。由图 0-4 和式 (0-29) 可知, 此时扭矩传递系数减小, 变动扭矩值 T_w 减小。当 $\frac{\omega}{\omega_n} \geq \sqrt{2}$ 时, $V \leq 1$, $T_w \ll T_i$, 就可获得显著的减振效果。

对于用在原动机是柴油机的联轴器, 选择其刚度时, 应使主临界转速符合下式:

$$n_0 = \frac{n_{\min}}{\sqrt{2}}$$

式中 $n_{\min}$ ——柴油机的最低稳定转速。

又由图 0-4 可见, 在共振区 $\left(\frac{\omega}{\omega_n} = 0.8 \sim 1.2\right)$, 弹性联轴器的阻尼对扭矩传递系数的影响特别明显。当 $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$, 即共振时, 扭矩传递系数 V 最大。阻尼值愈大, 则 V 愈小。例如当 $\psi = 1.55$, 共振时的 $V = 4.28$, 此时 V 为一个较小的有限值, 而不是无穷大。但无阻尼 (即 $\psi = 0$) 的联轴器, 共振时 $V = \infty$ 。

但当 $\frac{\omega}{\omega_n} > \sqrt{2}$ 时阻尼增大, 反而使 V 值增加, 从减振结果来看, 此时阻尼存在并不有

利。

第二节 离 合 器

一、功用与分类

离合器是机械传动系统中常用的重要传动装置,用它联接机器的两根轴,在运转中,就能方便地使两轴分离或接合。离合器的主要功用一般有:

1. 接合时把主动轴功率传递给从动轴;脱开时,使主动轴与从动轴脱开,便于原动机空载平稳启动和空转。
2. 与齿轮组成倒顺或双速离合器,当主动轴转向、转速不变时,可使从动轴反向或速度变换。
3. 与齿轮箱组成并车装置,构成同机或异机的功率合并或交替使用。
4. 可用它实现原动机一机多用。
5. 实现速超越,防止逆转,安全保护等。

离合器种类繁多,目前还没有公认的统一分类方法。这里根据通常方法,按操纵方式、接合方式和结构形式等把它分为以下几类:

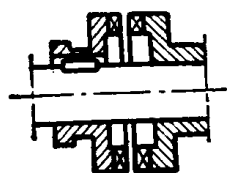
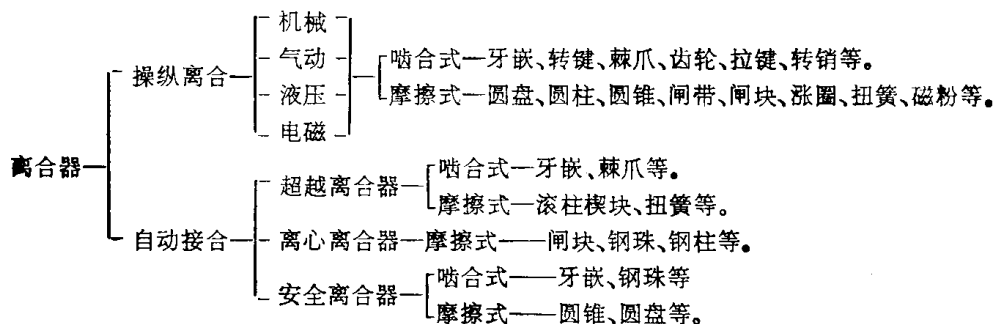


图 0-5

机械离合器的操纵力主要靠人力,由于人体反应慢,操纵力又小,最大仅 400 N 左右,故不宜用于操纵接合频率要求高、传递扭矩大的场合。这类离合器典型的有:牙嵌离合器(如图 0-5 所示),其传递扭矩较大,但接合时,主动轴和从动轴转速差一般不超过 300 r/min。矩形牙的牙嵌离合器,一般宜在静止中接合,或转速差不大于 10 r/min 的场合。

此外,机械离合器还有圆盘离合器、圆锥离合器等。

气动操纵离合器易于产生较大的接合力,一般接合压力为 $(4\sim 8)\times 10^5\text{ N/m}^2$ 。排气无污染,可用于各种容量,特别是大型离合器操纵。这类离合器典型的有:活塞缸摩擦离合器,其接合元件主要采用摩擦片、摩擦块、摩擦圆锥等。此外,还有隔膜气缸摩擦离合器和气胎摩擦离合器等。

液压摩擦离合器易于产生更大的操纵力,一般接合压力为 $(0.7\sim 3.5)\text{ MPa}$ 。宜用作操纵体积小,而传递扭矩大的各种离合器。这种离合器典型的有:活塞缸摩擦片式离合器、活塞缸摩擦块式等。

电磁离合器操纵方便,接合时间短,易于实现自动控制。这类离合器典型的有:牙嵌离合器、片式摩擦离合器、扭簧离合器、磁粉离合器和涡流离合器等。

超越离合器,这种离合器当转速高到某一限定值时,就会自动超越,主要用于速度转换、防止逆转、间歇运动场合。这类离合器典型的有:滚柱超越离合器、偏心滚子超越离合器和楔块超越离合器等。

离心式离合器通常靠离心体(如闸块、钢珠等)产生离心力,克服预紧弹簧力与从动外壳接合传递扭矩。它常装在机械的高速部分,如电动机等原动机的输出轴,工作机的输入轴,以限制原动机起动扭矩和实现过载保护。这类离合器典型的有:闸块离心离合器,闸块离心离合器和钢珠离合器等。

安全离合器,这种离合器用于过载保护,典型的有:牙嵌安全离合器、钢珠安全离合器、圆盘安全离合器和圆锥安全离合器等。

二、离合器的选择

选择离合器时,应考虑以下主要因素:

1. 原动机的机械特性和负载的性质。不同的原动机对离合器的影响各不相同。例如鼠笼式异步电动机,机械特性较硬,而且电动机发出的最大力矩比额定力矩可大至2~2.5倍,因此,允许负载力矩有较大的超载范围,故应选用容量较大的离合器,以便接合时电动机转速不会有大的下降,又有利于负载的迅速拖动。对于活塞式内燃机,由于它的机械特性较软,稍大的负载变动,会引起原动机转速明显变化,为避免原动机失速等不利影响,故不应选择容量过大的离合器。

离合器需要传递的力矩为工作负载和起动时所要求克服的惯性负载力矩。工作负载随工作机的工作性能而异,一般有均衡性负载和冲击性负载两种,对于均衡性负载可选用容量小、尺寸小的离合器;对于冲击性负载,则应选用容量大的离合器。惯性负载是从动部件起动时产生的一种负载,它对离合器传扭能力的影响最大。特别是在主、从动轴高转速差条件下起动时,这种惯性负载往往大于工作负载,必须将所选离合器的容量、尺寸大大增加。

2. 啮合式离合器的接合元件大都是金属件,靠啮合作用传递扭矩又大都是刚性接触,所以接合瞬间不可避免地要产生很大冲击和振动。虽然这类离合器有传递扭矩大的优点,但是因不允许在主、从动轴高转速差下接合,故在使用上受到一定的限制。为了扩大它的使用场合,近代设计了一种自动同步离合器,通过专门机构先使主、从动轴转速同步再接合,这样即使对高速机械,也不会产生冲击,从而使这类离合器优点充分得到利用。

摩擦式离合器是利用接合元件间受压产生摩擦力传递力矩,可以在转速差很大的条件下接合,且接合平稳,所以应用十分广泛。但这类离合器不能保证在传动中速比不变,高速重载下传动时,接合面间将产生很大摩擦热,使接合面损坏。

3. 工作环境对离合器的选择和应用有明显的影响。例如,在宽敞、无污染的环境内,可选用敞开的结构,而在有粉尘和污染环境内,则宜采用密闭的结构。有防爆要求的场合,不宜采用普通电磁离合器。要求十分洁净的场合,一般也不适宜采用液压离合器。在要求安静的场合,应避免采用无消音装置的气动离合器等。

环境温度高的场合,影响到离合器的散热和零件的工作强度,因而对离合器的工作要求也相应提高。

4. 在高速场合下工作的离合器,由于质量不平衡将引起振动使零件磨损迅速,为此必须注意离合器的动平衡和验算轴系的临界转速。

5. 离合器接合和分离时间的长短是衡量机动性的一个重要指标。接合和分离时间比较

短的是电磁离合器(特别是小型干式单盘离合器、磁粉离合器等), 其次是气动、液压离合器等。要求机动性好的场合, 可在离合器中采用某些技术措施, 如加强激磁(电磁离合器)、缩短和加粗管路, 增加快速放泄阀(气动、液压离合器)等。

此外, 离合器选择还应考虑结构特点、操纵方式、冷却形式、磨损、寿命和标准等方面因素。

对于已标准化的和系列化的离合器, 使用时, 先选取合适的类型, 再按扭矩和转速等确定其结构尺寸和型号。必要时, 作强度校核和薄弱环节的验算。在大多数场合, 需要重新设计。为了保证离合器工作可靠, 设计离合器时, 通常取计算扭矩:

$$T_c = K \cdot T \tag{0-34}$$

式中 K ——离合器的储备系数。 K 值取决于原动机和工作机的性能、离合器的结构形式等因素。 K 值列于表 0-4。

表 0-4 储备系数 K 值

机械类别	机床	曲柄压力机	汽车	拖拉机	船舶	起重运输机	轻纺机械	农业机械	挖掘机械	钻探机械	冶金矿山机械
K 值	1.3~1.5	1.1~1.3	1.2~1.3	1.5~3.5	1.3~2.5	1.2~1.5	1.2~2	2~3.5	1.2~2.5	2~4	1.8~3.2

选取 K 值时, 对于冲击载荷小, 接合要求平稳的离合器, 宜取表列较小值; 反之, 对于冲击大, 要求接合迅速的离合器, 应取较大值。

设计时, K 值不宜选取过小和过大, 若过小, 则接合时间延长, 会使摩擦元件过热; 过大则接合刚性增大, 操纵功将增大。

T ——需传递的扭矩($N \cdot m$)。它通常按工作机的负载要求确定。有些情况下, 也可按原动机的额定或最大扭矩确定。

随着工业的发展, 离合器也逐步成为相当成熟的一种传动部件。一些使用性能较差, 结构形式较老的离合器, 例如棘爪、转销、闸带、扭簧、涨圈等离合器已被一些新型离合器取代。

离合器传递扭矩能力范围不断扩大, 目前它的传扭能力可以小至 $3 N \cdot m$, 大到 $11.5 \times 10^6 N \cdot m$ 。离合器的尺寸有从直径 $27 mm$ 的微型电磁离合器到直径达 $2438 mm$ 的大型气动离合器。目前已发展成规格化的离合器品种很多, 每一种差不多都有自己的一套系列, 能适合不同工况的需要。

现有的新型离合器不仅已商品化和通用化。而且在快速响应和高频率操作方面也达到了很高水平。例如微型电磁离合器接合时间可以短至 $8 ms$; 气动离合器达 $20 ms$; 电磁离合器的接合频率可以达到 $800 \sim 1500 min^{-1}$; 气动离合器可达 $80 min^{-1}$ 。

新型离合器的结构上也有很大改进。例如单盘电磁离合器薄型化; 气动离合器中使用了快速放气阀和消音装置; 液压离合器采用高液压接合, 液压达 $10.5 MPa$; 应用了防爆电磁离合器、气液通用型离合器、组合式(如离心、摩擦安全离合器; 棘爪、齿轮自动离合器; 螺旋、摩擦双作用离合器等)离合器; 离合器、制动器组合装置以及正在研制的磁滞离合器、真空离合器、带永磁体的电磁离合器等。