

*For citation:* Gao Heng. Design of Diaphragm and Friction Composite Safety Couplings // Grand Altai Research & Education — Issue 2 (20)'2023 (DOI: 10.25712/ASTU.2410-485X.2023.02) — EDN: <https://elibrary.ru/vwivmg>

UDK 621.893

## DESIGN OF DIAPHRAGM AND FRICTION COMPOSITE SAFETY COUPLINGS\*

*Gao Heng*<sup>1</sup>

1 Hubei Digital Textile Equipment Key Laboratory, Wuhan Textile University, Wuhan, 430073, China  
E-mail: 2387284672@qq.com

**Abstract:** In order to solve the use of diaphragm coupling when the load is too large will directly lead to coupling damage or even destruction of mechanical equipment. Reference to the sprocket type safety coupling, this paper proposes a diaphragm coupling and friction coupling composite safety coupling design, the coupling will be friction safety coupling and diaphragm coupling composite, so that the friction coupling with overload protection, through a comparative analysis of the safety coupling found that the transfer capacity, and service life have a high performance. At the same time, the coupling structure is simple, the production cost is not significantly increased, can improve the company's economic efficiency, and the design of the composite safety coupling has a certain reference value.

**Key words:** diaphragm coupling; friction coupling; composite coupling

## 膜片与摩擦复合式安全联轴器的设计\*\*

*高恒*<sup>1</sup>

1 武汉纺织大学, 湖北省数字化纺织装备重点实验室, 中国, 武汉, 430073  
E-mail: 2387284672@qq.com

**摘要:** 为解决膜片联轴器使用中当载荷过大会直接导致联轴器损坏甚至破坏机械设备. 参考链轮式安全联轴器, 本文提出一种膜片联轴器和摩擦联轴器复合型安全联轴器的设计, 该联轴器将摩擦安全联轴器与膜片联轴器进行复合, 使摩擦联轴器具有过载保护功能, 通过比较分析发现该安全联轴器的传递能力, 和使用寿命都有较高表现. 同时, 该联轴器结构简单, 生产成本无明显提高, 可以提高公司经济效益, 且对复合型安全联轴器的设计具有一定的参考价值.

---

\* This paper was guided by Mr. He Qiudong in the process of writing.

\*\* 本文在撰写过程中得到了贺秋冬老师的指导.

**关键词:** 膜片联轴器; 摩擦联轴器; 复合联轴器

## 0 引言

传统膜片联轴器在机械设备应用十分广泛, 且具有旋转精度高, 可补偿径向和轴向位移, 传递高精度, 结构紧凑, 适合高扭矩, 高转速, 不需要润滑保养且寿命长等优点 [1-2]. 但是在一些使用过程中会有设备传动载荷过大的情况发生, 此时膜片联轴器就会遭到破坏, 本文在传统膜片联轴器的基础上, 结合链轮式安全联轴器的工作原理, 对传统的膜片联轴器进行改进设计. 本文提出一种将膜片联轴器与摩擦联轴器进行复合的设计方案. 用于解决膜片联轴器不能实现过载保护的缺点, 进而使联轴器及设备在过载时不会遭到破坏, 故可提高一定的经济效益, 并对复合安全联轴器的设计具有一定的参考价值.

## 1 摩擦联轴器和膜片联轴器的工作原理

摩擦安全联轴器可补偿两轴的相互偏差, 抑制振动冲击, 具有安装方便, 传动无噪音, 扭矩可调等特点 [1]. 如图 1 所示, 其是通过摩擦力传递转矩, 通过调节螺母对压力板的压力, 使得摩擦片产生的压力达到工作标准, 当传动过载时摩擦片产生打滑以实现安全联轴器的功能. 摩擦联轴器可实现多种传动的组合. 并且在传递转矩的过程中存在过载而出现摩擦片之间的相互滑动, 就会马上停止传动, 有效的保护机构.

膜片联轴器是一种挠性联轴器, 在左, 右两个半联轴器之间由螺栓夹一个或多个膜片 [3]. 如图 2 所示, 组装起来后主要由膜片传递和补偿弯矩, 扭矩, 故膜片联轴器的失效形式大部分以膜片发生破坏.

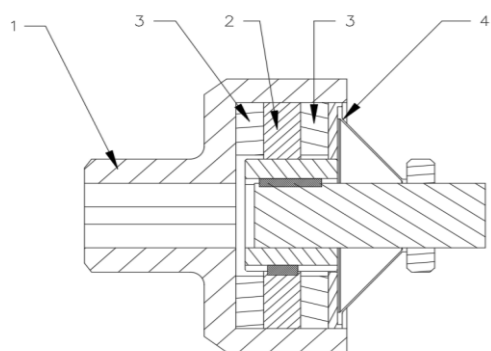


图 1 摩擦安全联轴器的结构原理示意图

1 – 半联轴器 (左); 2 – 摩擦环;  
3 – 摩擦片; 4 – 碟形弹簧

Fig. 1. Schematic diagram of the structural principle of the friction safety coupling

1 – Half coupling (left); 2 – Friction ring;  
3 – Friction plate; 4 – Disc spring

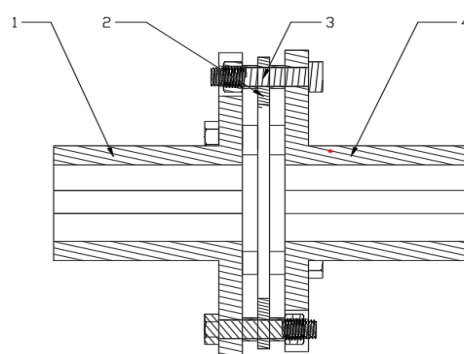


图 2 膜片联轴器结构原理示意图

1 – 半联轴器 (左); 2 – 膜片;  
3 – 螺栓; 4 – 半联轴器 (右)

Fig.2. Schematic diagram of the structural principle of the diaphragm coupling

1 – Half coupling (left); 2 – Diaphragm;  
3 – Bolt; 4 – Half coupling (right)

## 2 膜片与摩擦复合式安全联轴器的结构设计

本文设计一种膜片联轴器与摩擦复合安全联轴器. 主, 从动端均采用圆柱形轴孔, 联轴器所需功率为 30kw, 转动速度为 1500r/min. 尺寸参考标准 GB/T3852-2008. 如图 3 所示其主要结构为膜片联轴器和摩擦联轴器从右往左串联起来, 本质是膜片联轴器的一端法兰盘改为由摩擦联轴器的摩擦片, 通过夹紧后用摩擦力实现机械传动. 然后可通过调节螺母和蝶形弹簧来调节摩擦力大小以达到实现控制安全载荷的目的, 该膜片与摩擦复合式安全联轴器的组成原件主要包括: 两个半联轴器, 摩擦片, 膜片, 蝶形弹簧和调节螺母. 此方案使联轴器具备膜片和摩擦联轴器的功能特性. 设计中主要对膜片联轴器的强度要求进行, 摩擦联轴器部分通过调节摩擦片以及调节螺母的压力来实现正常传动. 以达到复合传动的效果.

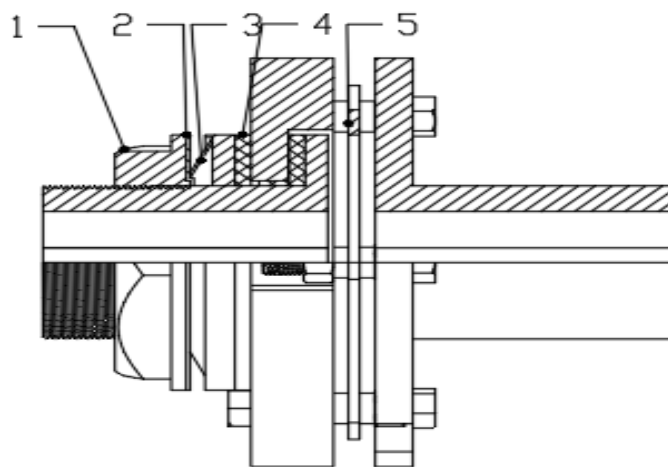


图 3 膜片与摩擦与摩擦复合式安全联轴器结构原理图

1 – 调节螺母; 2 – 垫圈; 3 – 蝶形弹簧; 4 – 摩擦片; 5 – 膜片

Fig. 3. Diaphragm and friction and friction composite safety coupling structure principle diagram  
1 – adjusting nut; 2 – washer; 3 – butterfly spring; 4 – friction plate; 5 – diaphragm

## 3 膜片与摩擦复合式安全联轴器的主要参数的确定

通过要求联轴器输入端轴为  $P=30\text{kW}$ , 转速均为  $n=1500\text{r/min}$ . 计算出联轴器的转矩为:

$$T = \frac{9550P}{n} \quad (1)$$

式中  $T$  表示联轴器转矩, 单位为  $N\cdot m$ ,  $P$  表示联轴器传递功率, 单位为  $\text{kw}$ ,  $n$  表示转速, 单位为  $\text{r/min}$ . 通过公式 (1) 计算出转矩  $T$  为  $191\text{N}\cdot\text{m}$ .

联轴器计算转矩  $T$  应小于等于所选用联轴器的额定转矩  $T_n$ , 通常膜片联轴器应用在经常启停, 顺逆转动, 工作环境恶劣且高速的情况, 通过查询, 选择相关参数如下动力机系数  $K_w$  取 1.2, 工况系数  $K$  取 1.25, 温度系数  $K_t$  取 1.4, 启动系数  $K_z$  取 1.3, 可计算出联轴器计算转矩为:

$$T = T_1 K K_w K_z K_t \quad (2)$$

通过公式 (2) 求出联轴器的计算转矩为  $521.42N \cdot m$ , 按照计算值小于许用值的原则, 根据要求的输入功率和转数要求, 参考标准 GB/T3852-2008 选取选取, 试选联轴器的型号为 JM I7 的膜片联轴器, j1 型轴孔 [4]. 具体参数如表 1 所示

表 1 JM I7 型膜片联轴器的的基本参数  
Table 1. Basic parameters of JM I7 diaphragm couplings

型号	轴孔直径 d2/mm	公称转矩 Tn/N·m	许用转速 [n]/r·min-1	最大直径 D/mm	J1 型轴孔长度 L/mm	重量 kg	膜片厚度 t/mm
JM I7	40	630	3000	210	112	14.3	19

根据联轴器的轴孔大小可知轴径为 40mm, 通过查询 GB/T 3852-1997, 考虑使用需求和生产要求选择 J1 型的无沉孔的短圆柱轴孔, 如图 4 所示. 连接轴与联轴器的零件选 A 型键槽, 如图 5 所示.

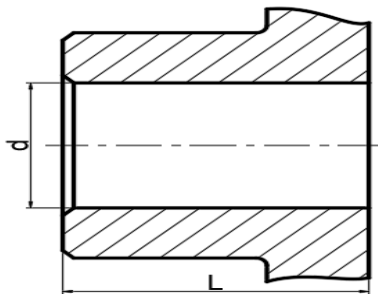


图 4 J1 型轴孔  
Fig. 4. J1 type shaft hole

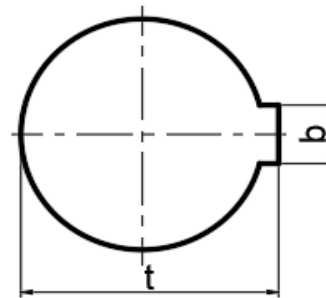


图 5 A 型键槽  
Fig. 5. A type keyway

通过查询 GB/T 1095-2003, 根据输入输出轴的最大外径为 40mm, 通过轴与轴上键槽的尺寸关系可以选用键宽  $b$  为 12mm, 键的高度  $h$  选取 9mm, 键的长度没有具体要求, 低于轴孔长度即可 [5], 初步定键的长度为 70mm.

膜片联轴器的平键传动校核如下:

$$\sigma_p = \frac{2T}{d l k} \leq [\sigma_p] \quad (3)$$

公式中  $T$  为转矩, 单位  $N \cdot mm$ ;  $l$  为键的有效长度, 单位为  $mm$ ;  $h$  为键的高度 单位为  $mm$ ; 键的额定应力  $[\sigma_p]=100 \sim 120 MPa$ .

带入数据求得联轴器键的  $\sigma_p$  约为  $36.59 MPa$ , 远远小于  $[\sigma_p]$ . 故通过上述校核计算可知本联轴器的连接只需要采用单个 A 型平键连接满足强度要求.

摩擦联轴器选用参照 TL-X 型摩擦式扭矩限制器, 其同样是用在轴和轴的相互联接中, 并且可以补偿两轴的相互误差, 并能随时调整联轴器的摩擦力达到安全的目的. 同时具有便于安装之特点. 参考摩擦离合器的校核公式为:

$$F_Q = \frac{T_{\max}}{Z\mu S} \quad (4)$$

公式中  $Z$  为摩擦接合面数;  $S$  为摩擦面面积;  $\mu$  为摩擦面系数;  $F_Q$  为轴向力。

通过查询文献资料, 本联轴器摩擦面采用的是淬硬刚和青铜的摩擦, 平均摩擦系数为 0.05, 接合面为 2, 最大转矩带入上述计算转矩 521.43N/m, 带入公式求出正常工作所需轴向载荷, 满足要求。

#### 4 结束语

本文介绍了膜片联轴器和摩擦联轴器的工作原理, 并且再此原理的基础上设计了一种膜片与摩擦复合式安全联轴器, 建立了联轴器的三维模型. 对联轴器主要机构进行参数分析并确立了联轴器主要部件的型号参数. 本文设计的膜片与摩擦复合式安全联轴器, 解决了传统膜片联轴器不能实现过载保护, 降低了膜片联轴器使用中膜片的失效率, 进而提高了设备安全系数和生产效率。

#### 参考文献

- [1] 濮良贵, 陈国定, 吴立言. 机械设计 [M]. 第 10 版. 北京: 高等教育出版社. 2019.7.
- [2] 褚伟波, 田中旭. 联轴器膜片的有限元分析 [J]. 机械设计与制造, 2009(2):25-27.
- [3] 文斌主编. 联轴器设计选用手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [4] 阮忠唐. 联轴器, 离合器设计与选用指南 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2005.
- [5] 邱宣怀. 机械设计 [M]. 第 4 版. 北京: 高等教育出版社. 1997.7.
- [6] 米红松, 杨远来, 杨立亚, 张廷晟. 膜片联轴器膜片断裂原因分析 [J]. 设备管修, 2023.8:160-162.

#### References

- [1] Pu Lianggui, Chen Guoding, Wu Liyan. Mechanical design [M]. The 10th edition. Beijing: Higher Education Press. 2019.7.
- [2] Chu Weibo, Tian Zhongxu. Finite element analysis of coupling diaphragm [J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2009(2):25-27.
- [3] Wen Bin, ed. Coupling design and selection manual [M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2009.
- [4] Ruan Zhongtang. Coupling, clutch design and selection guide [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2005.
- [5] Qiu Xuanhuai. Mechanical Design [M]. The 4th edition. Beijing: Higher Education Press. 1997.7.
- [6] Mi Hongsong, Yang Yuanlai, Yang Liya, Zhang Tingsheng. Analysis on the causes of diaphragm breakage of diaphragm coupling [J]. Equipment Management and Maintenance, 2023.8:160-162.