

# 螺纹连接圆形连接器典型防松结构分析

宁少禹<sup>1</sup> 王樱霖<sup>1</sup> 张国军<sup>2</sup> 青春<sup>2</sup> 韩硕<sup>2</sup>

1. 空装驻沈阳地区第三军事代表室; 2. 沈阳兴华航空电器有限责任公司

**摘 要:** 本文分析了几种典型电连接器螺纹防松结构的原理, 包括弹性簧爪—圆周棘齿防松、端面斜齿防松、弹簧—钢球—圆周棘齿防松、止动卡圈—圆周棘齿防松、弹簧—钢球—端面棘齿防松等结构, 并分别论述了不同防松结构的影响因素, 同时, 介绍了螺纹连接圆形连接器防松设计时需考虑的几个要素。

**关键词:** 防松; 螺纹; 圆形连接器

## 引言

螺纹连接是圆形连接器最常见的一种连接形式, 插头连接螺帽及插座外壳上设有相配的螺纹, 通过旋转连接螺帽实现插头、插座间的连接与分离。与其它螺纹连接件相似, 连接器在经受剧烈的振动、冲击等载荷时可能会出现螺纹松动导致连接失效问题, 航空、航天及防务领域连接器使用环境通常较为复杂, 因此螺纹连接器必须进行有效的防松处理。

早期的圆形连接器没有螺纹防松结构, 通过对插头连接螺帽进行打保险丝实现防松。但打保险防松操作、维护不便, 同时也存在保险丝受长期振动应力出现预紧力减小的问题, 因此逐渐发展出带有防松功能的连接器。本文将连接器行业中常见的几种防松结构进行分析, 并介绍连接器防松结构设计时需考虑的几个要素。

## 1 弹性簧爪—圆周棘齿防松结构

### 1.1 防松结构原理

弹性簧爪—圆周棘齿防松原理如图 1 所示, 其主要由连接螺帽、弹簧爪、铆钉及壳体组成, 弹簧爪通过铆接方式固定在连接螺帽内。其中弹簧爪为金属弹性零件, 设有“凸包”结构, 壳体圆周方向设有与弹簧爪凸包啮合的若干防松棘齿, 连接螺帽旋转时弹簧爪越过棘齿的形变力及摩擦力形成阻力矩, 增大连接螺帽旋转的阻力实现防松。防松棘齿为不对称齿形, 当产品旋合时, 弹簧爪上的“凸包”会沿着壳体圆周棘齿坡度较缓的一侧转动, 旋合时较省力; 当产品分离时, 弹簧爪上的“凸包”会沿着壳体圆周棘齿坡度较陡的一侧转动, 分离时费力。

### 1.2 防松扭矩计算

弹簧爪一端铆接固定在连接螺帽, 另一端搭接在连接螺帽内径, 其受力模型可简化为简支梁结构, 如图 2 所示, 假设“凸包”设计在弹簧爪中间位置以简

化计算。弹簧爪“凸包”与壳体防松棘齿啮合, 当旋转连接螺帽时, 弹簧爪与壳体相互作用的受力简图如图 3 所示。

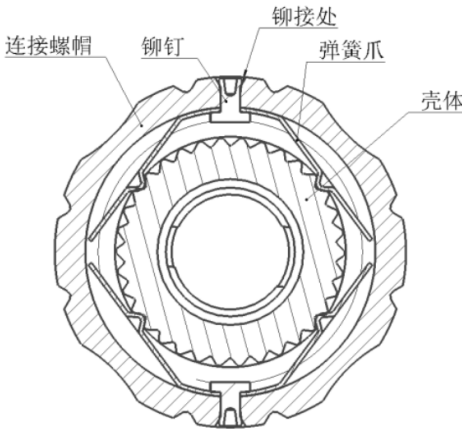


图 1 弹性簧爪—圆周棘齿防松原理示意图

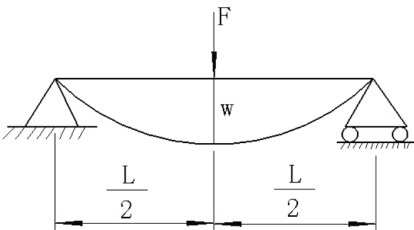


图 2 弹簧爪弯曲力学模型

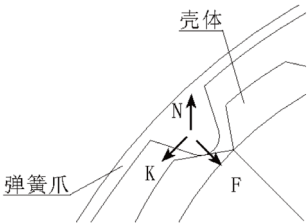


图 3 弹簧爪与壳体相互作用力学模型

其中,  $F$  为弹簧爪形变弹力,  $w$  为弯曲挠度,  $L$  为悬臂长度,  $E$  为弹性模量,  $h$  为弹簧爪带厚,  $b$  为弹簧爪带宽,  $I_z$  为惯性矩 ( $I_z=bh^3/12$ ), 挠度与作用力

作者简介: 宁少禹 (1999—), 男, 本科, 助理工程师, 研究方向为机械设计。

的计算公式如下:

$$F=48EI_z w/L^3 \quad (1)$$

$N$  为壳体对弹簧爪的反作用力,  $K$  为连接螺帽旋转对弹簧爪的切向作用力,  $\alpha$  为作用力  $N$  与作用力  $F$  的夹角, 弹簧爪与壳体接触表面在有润滑作用下的摩擦系数  $f$  仅为  $0.02 \sim 0.15$ , 摩擦力远小于其他力, 为简化计算忽略不计。根据受力分析, 得到切向力  $K$  与弹簧爪形变弹力  $F$  的计算公式如下:

$$K=F/\tan \alpha \quad (2)$$

$M$  为分离方向扭矩,  $n$  为同时作用在壳体上的“凸包”数量,  $R$  为防松棘齿位置半径, 得到扭矩计算公式如下:

$$M=nKR \quad (3)$$

将公式 (1)、(2) 代入 (3), 得到连接扭矩的最终理论计算公式如下:

$$M=4nERwbh^3/L^3 \tan \alpha \quad (4)$$

根据防松扭矩理论计算公式, 弹性簧爪—圆周棘齿防松结构的防松扭矩主要与弹簧爪形变量、弹簧爪“凸包”数量、弹簧爪材料特性、弹簧爪尺寸及壳体防松棘齿角度等参数有关。

## 2 端面斜齿防松结构

### 2.1 防松结构原理

端面斜齿防松原理如图 4 所示, 其主要由连接螺帽、壳体、波纹弹簧、防松垫圈及防松卡圈组成, 在

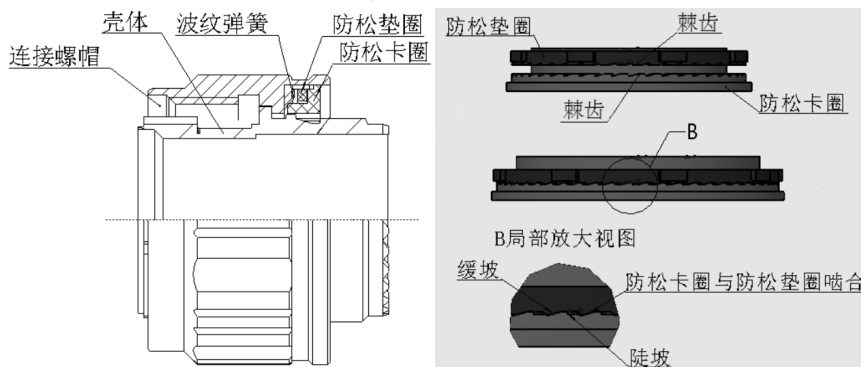


图 4 端面斜齿防松原理示意图

波纹弹簧的弹力作用下使防松垫圈与防松卡圈的防松棘齿啮合。其中, 防松垫圈随连接螺帽同步转动, 防松卡圈随壳体同步转动。防松垫圈与防松卡圈沿棘齿斜面相对转动时, 二者之间的摩擦力以及波纹弹簧弹力形成阻力矩, 增大连接螺帽旋转的阻力实现防松。防松棘齿为不对称齿形, 当产品旋合时, 防松棘齿沿着壳坡度较缓的一侧转动, 旋合时较省力; 当产品分离时, 防松棘齿沿着壳坡度较陡的一侧转动, 分离时费力。

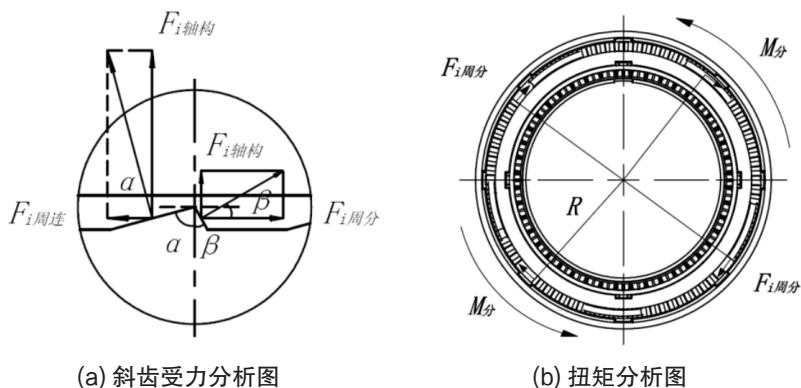
### 2.2 防松扭矩计算

防松结构的受力状态及防松扭矩示意图见图 5, 通过受力分析可得到产品的防松扭矩计算公式如下。其中,  $F_{i\text{周分}}$  为分离时防松垫圈第  $i$  个齿所受的波纹弹簧作用的周向力,  $F_{i\text{轴构}}$  为防松垫圈第  $i$  个齿所受的波纹弹簧作用的轴向力,  $F_{\text{波}}$  为防松垫圈受的防松机构波纹弹簧作用的总轴向力,  $M_i$  为分离时防松垫圈第  $i$  个齿所受的防松机构波纹弹簧作用的周向扭矩;  $M$  为分离时防松垫圈所受的波纹弹簧作用的总周向扭矩,  $n$  为防松垫圈或防松卡圈齿数,  $R$  为防松棘齿位置半径,  $\beta$  为棘齿夹角。

$$F_{i\text{周分}}=F_{i\text{轴构}} \cot \beta \quad (6)$$

$$M=\sum_{i=1}^n M_{i\text{分构}}=\sum_{i=1}^n F_{i\text{周分}} R \quad (7)$$

$$M=F_{\text{波}} \cot \beta R \quad (8)$$



(a) 斜齿受力分析图

(b) 扭矩分析图

图 5 防松结构的受力状态及扭矩示意图

根据防松扭矩理论计算公式，端面斜齿防松结构的防松扭矩主要与波纹弹簧弹力、防松棘齿位置半径及防松棘齿角度等参数有关。

3 弹簧—钢球—圆周棘齿防松结构

3.1 防松结构原理

弹簧—钢球—圆周棘齿防松原理如图 6 所示，其主要由连接螺帽、壳体、钢球及弹簧组成，其中，弹簧、

钢球放在壳体圆柱孔内，连接螺帽内径设有与钢球配合的防松棘齿。连接螺帽转动时，压缩弹簧的弹力对连接螺帽棘齿形成阻力矩，增大连接螺帽旋转的阻力实现防松。防松棘齿为不对称齿形，当产品旋合时，钢球挤压齿形坡度缓、力矩较小，旋合时较省力；当产品分离时，钢球挤压齿形坡度陡、力矩较大，分离时费力。

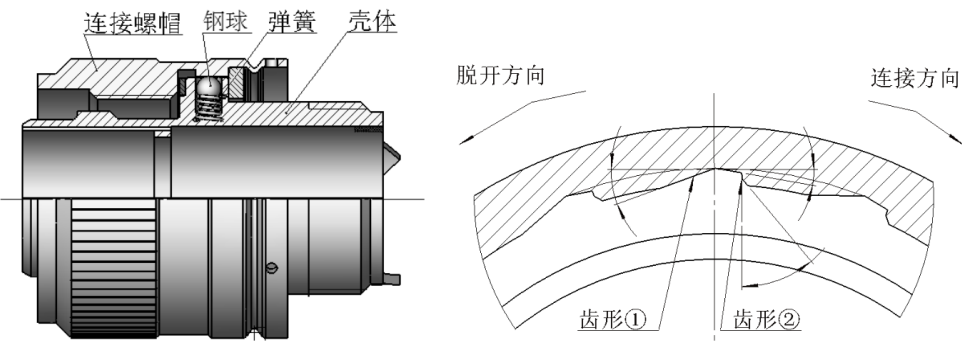


图 6 弹簧—钢球—圆周棘齿防松结构示意图

3.2 防松扭矩计算

防松结构的受力状态及防松扭矩示意图见图 7，其中， $F$  为弹簧形变对钢球的弹力， $N$  为连接螺帽斜面对钢球的推力， $K$  为壳体固定钢球的反作用力， $\alpha$  为连接螺帽斜面与连接螺帽法向夹角， $M$  为分离方向扭矩， $n$  为同时作用在连接螺帽上的钢球数量， $R$  为防松棘齿位置半径， $E$  为连接螺帽扭矩的切向分力。钢球为滚动摩擦忽略摩擦力的影响，通过受力分析得到防松扭矩计算公式如下：

$$N=F/\sin \alpha$$
$$M=nER$$
$$M=nRF/\tan \alpha$$

(9)

(10)

(11)

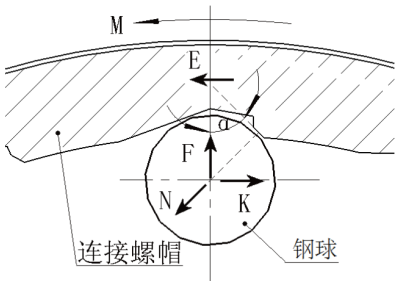


图 7 防松结构的受力状态及扭矩示意图

根据防松扭矩理论计算公式，弹簧—钢球—圆周棘齿防松结构的防松扭矩主要与弹簧弹力、钢球数量、防松棘齿位置半径及防松棘齿角度等参数有关。

4 止动卡圈—圆周棘齿防松结构

止动卡圈—圆周棘齿防松原理如图 8 所示，其主

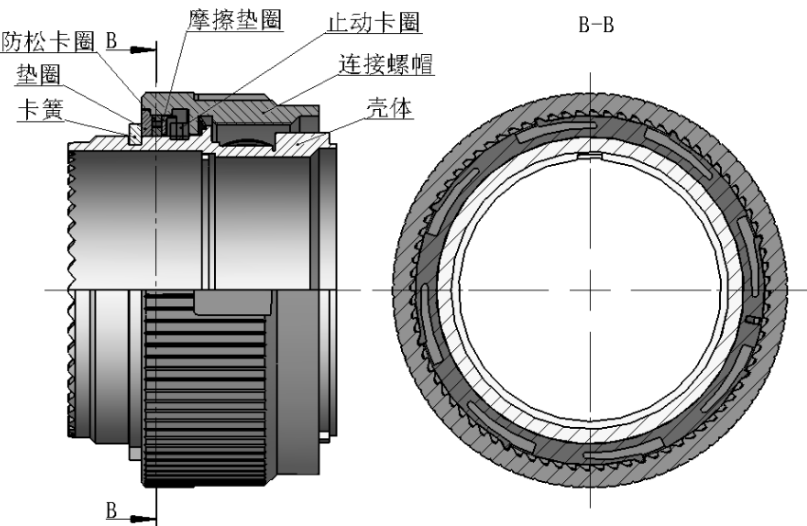


图 8 止动卡圈—圆周棘齿结构示意图

要由卡簧、垫圈、防松卡圈、摩擦垫圈、止动卡圈、连接螺帽及壳体组成。连接螺帽内径设计有防松棘齿, 与防松卡圈的凸齿配合, 二者之间的啮合齿使得连接方向不能相对转动, 分离方向防松卡圈凸齿能够产生弹性形变, 连接螺帽旋转时防松卡圈凸齿的形变力及摩擦力形成阻力矩, 增大连接螺帽旋转的阻力实现防松。

止动卡圈为带材绕制成为圆形结构, 结构示意图见图 9, 其关键特性在连接方向上圆形结构会向外扩张, 不会形成向内圈的抱紧力, 可相对于壳体转动, 连接扭矩小; 分离方向上会形成向内抱紧力, 相对于壳体不能转动, 需要防松卡圈的凸齿形变实现连帽相对于壳体的转动, 分离力矩大。止动卡圈一周棘齿防松结构的防松扭矩本文不详细计算, 其主要与防松卡圈的材料特性、防松啮合齿数量、防松齿形角度及形变尺寸等参数有关。

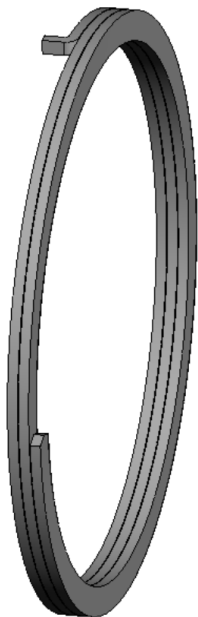


图 9 止动卡圈结构示意图

### 5 弹簧—钢球—端面棘齿防松结构

弹簧—钢球—端面棘齿防松原理如图 10 所示, 由主要由壳体、连接螺帽、卡簧、防松垫圈、钢球及弹簧组成。其中, 弹簧、钢球放在连接螺帽圆柱孔内, 防松垫圈端面设有与钢球配合的防松棘齿 (如图)。连接螺帽旋转时, 压缩弹簧的弹力对防松垫圈棘齿形成阻力矩, 增大连接螺帽旋转的阻力实现防松。防松棘齿为不对称齿形, 当产品旋合时, 钢球挤压齿形坡度缓、力矩较小, 旋合时较省力; 当产品分离时, 钢球挤压齿形坡度陡、力矩较大, 分离时费力。弹簧—钢球—端面棘齿防松结构的防松扭矩本文不详细计算, 其主要与弹簧弹力、钢球数量、防及防松棘齿角度等

参数有关。

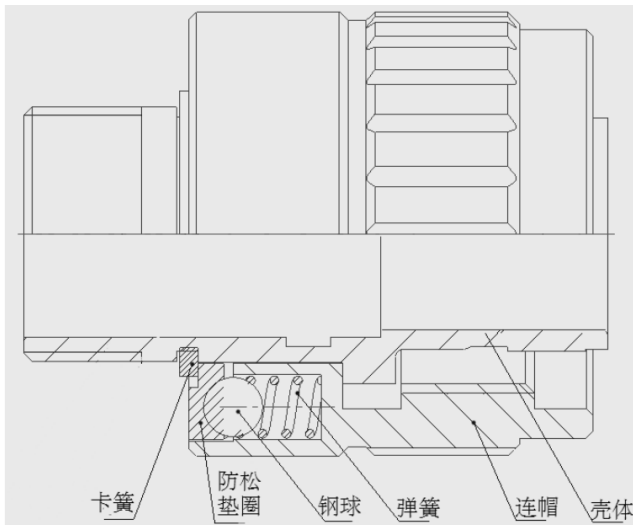


图 10 弹簧—钢球—端面棘齿结构示意图

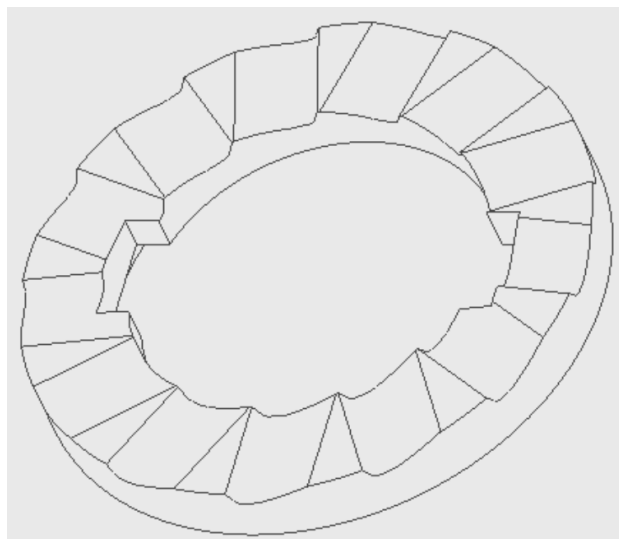


图 11 防松垫圈结构示意图

### 6 防松机构设计考虑要素

螺纹连接圆形连接器防松结构种类多样, 满足防松性能的基础上均可选用, 防松机构在设计时考虑的要素主要包括以下三个方面:

#### 6.1 操作便捷性

螺纹连接圆形连接器发展出带有防松功能的产品其最主要的出发点就是便于使用时的操作和维护, 因此连接器的防松机构在使用时必须考虑操作的便捷性, 否则摒弃打保险丝防松的连接器则无意义。操作便捷性要求设计防松机构时注意两个方面, 一方面是防松机构应能够实现使用更少的操作便可使将插头与插座锁紧, 若连接到位后能够自动实现锁紧则更便于用户的使用; 另一方面是操作力矩应尽量减小, 过大的操作力矩会造成使用不便, 因此带防松功能的产品一般对最大操作力矩提出了要求。



## 6.2 防松可靠性

所采用的螺纹防松机构应能达到在规定的环境要求下（如振动、冲击等）不会产生连接器螺纹松动，否则防松机构是失效的。因此带防松机构的产品对产品的一般对最小操作力矩提出了要求，以达到相应的防松可靠性。此外，在严酷振动、冲击环境下，防松机构相关零件不发生破坏是保证防松锁紧可靠的前提。

## 6.3 使用寿命

连接器对产品的机械寿命（即连接和分离的次数）有明确规定，以满足多次插合与分离的需求，因此防松机构应能在产品规定的寿命内不出现破坏现象。在多次的连接与分离过程中，防松机构中相应的各类零件磨损、疲劳寿命等均会对产品寿命产生影响，故防松机构稳定性是设计与验证防松机构时必须考虑的重要因素。

## 7 结论

本文介绍了螺纹连接圆形连接器防松结构设计时需考虑的几个要素，同时分析论述了几种典型连接器螺纹防松结构的防松原理及影响因素。电连接器进行防松设计时除考虑用户环境需求的符合性外，还需注意不同防松结构的敏感性因素，以使得产品好用（易操作）且耐用（满足寿命要求）。

### 参考文献：

- [1] 陈颖樱. J599 系列螺纹锁紧圆形连接器连接扭矩的控制 [J]. 机电元件, 2018, 38(6): 44-48.
- [2] 王德伟, 青春, 张文, 等. 斜齿端面锁紧螺纹电连接器扭矩控制方法研究 [J]. 机电元件, 2015(1): 6-10.
- [3] 左韩露, 孙红军, 梁文娟. 电连接器中卡口式锁紧机构的设计与计算 [J]. 机电元件, 2009, 29(2): 28-30.
- [4] 姜春英, 李盈毅, 赵淳宇, 等. 波形弹簧材料及其热处理工艺选择 [J]. 郑州纺织工学院学报, 1996(3): 15-20.