

一种新型 500kV 导线间隔棒更换专用工具研究

邵长一¹, 张瑞智¹, 王 俊², 邢 军²

(1.江苏省电力公司检修分公司, 江苏 徐州 221008; 2.徐州供电公司, 江苏 徐州 221009)

摘 要: 分析了现有更换间隔棒专用工具在实际应用中出现的各种问题, 逐一分析原因, 并提出解决方案, 通过计算, 确定工具合理的结构尺寸, 从而在提高工具使用性能的同时, 减轻了工具质量, 大大提高了作业的工效。

关键词: 间隔棒; 专用工具; 尺寸

间隔棒是一种线路保护金具, 应用于防止分裂导线在档距中间互相吸引、鞭击、防振保持线间距离的作用。在实际运行过程中, 分裂导线间隔棒, 因外力或者风振动(次档距振荡)、产品制造缺陷、安装时撞击等造成损坏, 若不及时更换, 引起导线鞭击, 造成导线和间隔棒损伤, 严重的甚至损坏金具而导致导线落地。在进行间隔棒更换作业时, 作业人员携带传递绳, 进入导线, 在地面人员的配合下使用专用工具进行间隔棒的更换。由于人体在导线上缺乏有效的支撑点, 原有的专用工具使用起来存在费力、强度不足、自重大等诸多问题。本文分析了这些问题出现的原因, 提出了解决方案, 并通过计算确定了新工具的结构和尺寸。

1 影响专用工具工效的因素

在实际工作中, 现有的专用工具存在诸多问题, 在进行 500kV 任上 5238 线间隔棒更换作业时, 由于间隔棒表面氧化及积灰严重, 曾发生工具损坏而导致检修中断的情况。经过分析发现, 影响专用工具工效的几种因素主要有以下几个方面: 摩擦阻力大小、工具尺寸、工具重量、工具结构等几个方面。

(1) 摩擦阻力大小

由于工具在收紧的过程中, 丝杠与垫片间挤压力逐渐增大, 原有的专用工具依靠滑动摩擦, 实验得出滑动摩擦力的大小与压力近似成正比关系。图 1 表示在一定的正压力作用下, 物体间由静止变为相对滑动, 其摩擦力的变化曲线。

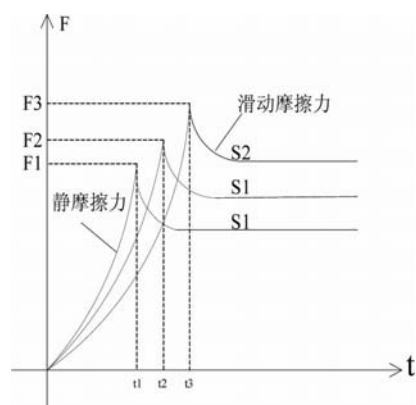


图 1 摩擦力变化曲线

曲线 S1、S2、S3 对应的物体间正压力逐渐增加。可以看到, 随着物体间正压力的不断增加, 物体间相对运动需要克服的摩擦力也随之增加。静摩擦力随着施加在物体上的外力逐渐增加, 当达到最大静摩擦力(F1、F2、F3)时, 物体间发生相对滑动, 此时静摩擦变为动摩擦, 摩擦力逐渐减小, 最后趋于稳定。

实践证明, 专用工具在污秽以及氧化层较厚的老旧线路上应用时, 非常费力。极端情况下, 操作人员需要施加 1000N 甚至更大的力才能克服静摩擦力, 这对于坐在导线上缺乏有效支撑点的工作人员来说, 是极不方便的。

(2) 工具尺寸

工具的尺寸是影响高空作业工效的一个重要因素, 输电线路带电作业对金属工具尺寸的要求更为严格。在导线上狭小空间内, 工具的尺寸越灵巧, 操作越方便, 安全系数越高。尤其是针对金属工具, 较短的尺寸能有效地降低工具表面电位差。

(3) 工具重量

减轻高空作业人员的负担, 是高空作业、带电

作业的重要原则。工具的重量越轻，塔上工作人员的负担越轻，越有利于提高工效。近年来带电作业金属工具越来越多的采用铝合金等重量较轻，强度较高的材料进行加工。设计作业工具时，要尽可能的考虑到在不影响使用强度的情况下，尽量减轻工具的重量。材料的节省对于节约加工成本也起到很大的作用。

由于制造厂家对现场的了解不够，现有的专用工具在设计时，在某些结构上过多地加大了尺寸，也造成了工具自重过大。而在某些关键尺寸上偏离要求，在实际使用中出现工具损坏而导致作业被迫中断的情况发生。

(4) 工具结构

工具的结构也是影响作业工效的一个重要因素。结构极大的影响工具的重量和尺寸。原有的专用工具在结构上较为简单，但重量偏重，尺寸偏大，在传递和携带过程中不方便，消耗了作业人员的体力。

另外，现有专用工具采用了经淬火处理的垫片，在强压力垫片下与丝杠套筒摩擦会产生铁屑，如果铁屑与润滑油混合会堵塞套筒螺纹，造成套筒转动困难。

2 解决方案

2.1 整体结构

基于以上种种因素，设计了一种新型工具，从重量、尺寸以及结构上进行改进。极大地提高了作业工效。

图2是工具的结构示意图。

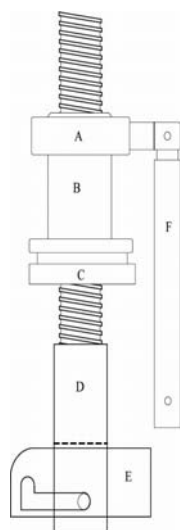


图2 新型专用工具示意图

2.2 组件分解

如图2所示，新工具主要由A、B、C、D、E、F等6部分组成，可以分别拆卸。

2.2.1 A 双向棘轮

原有的专用工具，在丝杠收紧的过程中需要将操作臂旋转360°，由于人体处于导线上，没有良好的承力点，且受导线狭小空间的限制，在特定的位置，操作臂的有效力臂将缩小为原来的1/3，甚至更小。

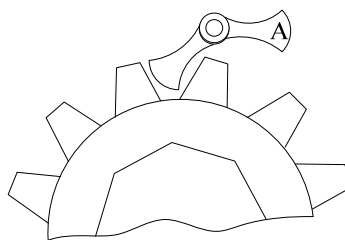


图3 棘轮结构原理示意图

由于对于特定的位置，转矩是一定的。

根据公式： $M_n = F \cdot L$

当力臂L减小时，转动丝杠就需要更大作用力F。而双向棘轮的优点在于，在丝杠收紧的过程中，始终保持力臂L处于最大值附近。从而减小所需的转动力的大小，减轻作业人员负担，提高工效。

2.2.2 B 丝杠部分，

丝杠是将转动转化为轴向直线运动的一种特殊机械。在设计中双向棘轮的使用，使得从结构上减轻工具质量成为可能，丝杠套筒的长度缩短到只有原来的1/3，从而大大减轻了工具的自重。轻量化是带电作业工具设计中最重要的原则之一，可以减轻工作人员作业负担，有利于工作安全。

2.2.3 C 圆锥滚子

圆锥滚子的应用是将滑动摩擦转变为滚动摩擦，从而大大地减小接触面的摩擦阻力。



图4 圆锥滚子结构示意图

圆锥滚子结构示意图见图4。实验证明，在相同的正压力作用下，滚动摩擦仅为滑动摩擦力的1/60-1/40，而在丝杠收紧的过程中，由垫片提供的摩擦阻力占总阻力的80%以上。圆锥滚子可以将摩擦阻力减小到原来的30%以下，即在操作臂长度相同的情况下，可以省力70%。另外，圆锥滚子的使

用避免了垫片引起的铁屑问题。

2.2.4 D 丝杠螺杆

丝杠螺杆，主要针对端部设计进行了改进，提高了工具的灵活性。而且在加工上更为方便，另外也为新型舌片的安装提供方便。图 5 是新螺杆端部加工图。

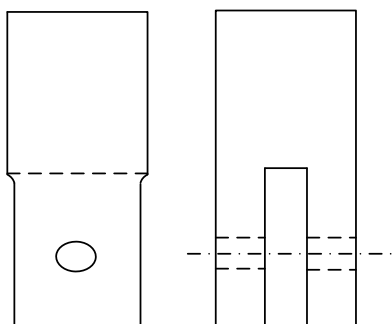


图 5 丝杠端部加工图

2.2.5 E 舌片的设计

专用工具在使用过程中，需要将舌片顺螺杆方向插入间隔棒，然后再将舌片调整方向，垂直螺杆方向放置，图 6 是示意图。

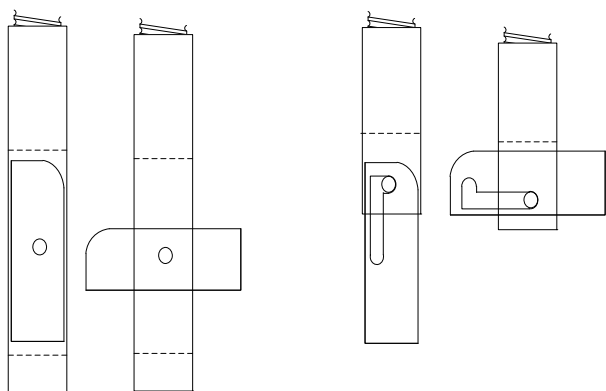


图 6 新旧工具舌片安装对比示意图

由图 6 可以看到，由于舌片的安装需要，老式专用工具的丝杠螺纹放松和收紧的行程要多出 1-3cm。并且受间隔棒本身的结构限制，老式工具在安装时，只能沿特定方向插入间隔棒，极大地影响作业的灵活性。而新型舌片的设计不仅不用增加无用行程，而且可以作业人员可以根据自身的需要，灵活选择插入方向。

2.2.6 F 操作臂

在丝杠收紧的过程中，阻力是逐渐增大的。为了提高工效，在收紧丝杠初期，由于阻力较小，要求快速收紧。但是由于操作臂的尺寸过长，而操作空间有限，效果往往不尽如人意。在设计中，充分考虑到这些因素，将操作臂设计成可折叠的抽拉式摇臂。其特点是在需要时将臂折叠起来，以有

利于携带和传递。在丝杠收紧初期阻力较小，使用较小的力臂就可以实现快速收紧，当收紧到一定程度时，抽出第二节摇臂，配合棘轮，实现省力的目的。

图 7 是新工具在间隔棒上应用的示意图。

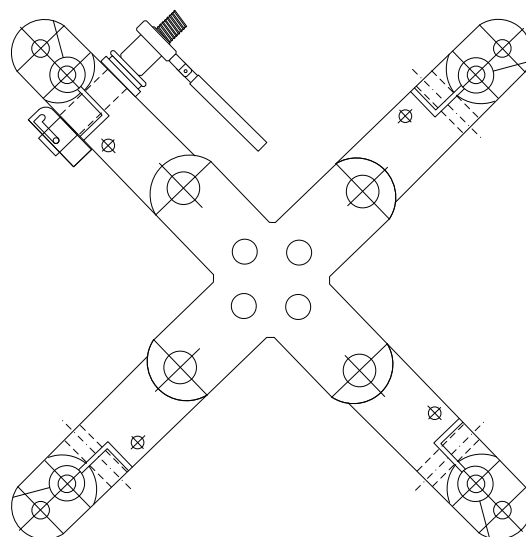


图 7 新工具在间隔棒上应用示意图

3 关键尺寸确定及强度校验

作为新型工具主要的受力部件，丝杠螺杆的强度关系到整个工具要求能够承受工作中各种负荷。套筒在作业过程中承受全部挤压力，为保证在工作中不发生屈服变形，影响工具正常收缩，也应进行强度校验。

老式工具在实际应用于老旧线路时，曾多次发生连接舌片与螺杆端部的销钉变形断裂导致工作中断的情况，因此应重点对销钉进行尺寸选定及强度校验。

本次采用螺杆丝杠进行相关计算。经过实际测算，在最大的情况下，即污秽层、氧化层最严重的情况下，压缩间隔棒胶皮所需要的力均不会超过 10kN，本次计算将以此作为基准 ($F=10\text{kN}$) 进行计算，以保证工具在作业过程中不发生变形、损坏。

本工具设计的丝杠螺杆材料选用 40Cr 合金钢。40Cr 合金钢由于其优良的抗腐蚀、强度及加工性能，广泛应用于机械加工行业。

40Cr 合金钢相关参数如下：

抗拉强度 (δ_b/MPa) ≥ 980

屈服点 (δ_s/MPa) ≥ 785

3.1 丝杠螺杆直径的选择

考虑作业时安全系数 $K=3$ ，螺杆许用应力为：

$$[\delta] = \frac{\delta_s}{K} = \frac{785}{3} = 261.7 \text{ MPa} \quad (1)$$

收紧丝杠时, 螺杆最大许用拉力:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} [\delta] \quad (2)$$

由此可以得到螺杆内径最小值:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\delta]}} = \sqrt{\frac{4 \times 10 \times 10^3}{3.14 \times 261.7}} = 7.0 \text{ mm} \quad (3)$$

根据丝杠标准查取标准值, 同时兼顾到操作便利性, 取 $d = 14 \text{ mm}$, 内径 $d_1 = 11.5 \text{ mm}$ 。

3.2 丝杠套筒内外径的选择

考虑到螺杆与套筒螺纹存在 0.2mm 左右的间隙, 则套筒内径

$$D_2 = 14 + 0.2 \times 2 = 14.4 \text{ mm}$$

丝杠套筒受力:

$$F = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4} [\delta] \quad (4)$$

可以得到套筒外径最小值:

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\delta]} + D_2^2} = \sqrt{\frac{4 \times 10 \times 10^3}{3.14 \times 261.7} + 14.4^2} = 16.0 \text{ mm} \quad (5)$$

3.3 销钉直径的选择

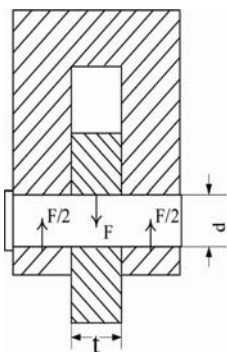


图8 销钉工作受力图

销钉是连接舌板和螺杆端部的部件, 丝杠收紧时承受剪切力, 许用剪切应力一般取 $[\delta_j] = 0.8[\delta]$, 由受力分析图(见图8), 可以得到如下公式:

$$\frac{F}{2} = \frac{\pi d^2}{4} \times 0.8[\delta] \quad (6)$$

从而可以得出销钉直径:

$$d \geq \sqrt{\frac{2F}{0.8\pi[\delta]}} = \sqrt{\frac{2 \times 10 \times 10^3}{3.14 \times 0.8 \times 261.7}} = 5.5 \text{ mm} \quad (7)$$

3.4 舌板尺寸的选择及校验

根据 3.3 节的结论, 对销钉进行许用挤压应力校验:

一般许用挤压应力 $[\delta_{jy}]$ 为 $(1.5 \sim 2.5) \times [\delta]$,

取 $[\delta_{jy}] = 1.5 \times [\delta]$ 作为舌板的最大许用挤压应力。

$$\delta_{jy} = \frac{F}{dt} = \frac{10 \times 10^3}{4.9 \times t} \leq [\delta_{jy}] = 392.6 \text{ MPa} \quad (8)$$

由上式可以得到舌板厚度:

$$t \geq \frac{F}{d \cdot [\delta_{jy}]} = \frac{10 \times 10^3}{4.9 \times 392.6} = 5.2 \text{ mm} \quad (9)$$

取舌板的厚度: $t = 6 \text{ mm}$

按材料手册, Cr40 合金钢的许用弯曲应力

$[\delta_w] = 300 \text{ MPa}$;

舌板的抗弯截面模量:

$$W_z = \frac{b^2 t}{6} \quad (10)$$

舌板上的最大弯矩:

$$M = \frac{F \cdot L}{4} \quad (11)$$

其许用弯曲应力需满足:

$$[\delta_w] \geq \delta_{\max} = \frac{M}{W_z} = \frac{F \cdot L / 4}{b^2 t / 6} \quad (12)$$

则舌板有效宽度就可以相应的确定:

$$b \geq \sqrt{\frac{3F \cdot L}{2[\delta_w]t}} = \sqrt{\frac{3 \times 10 \times 10^3 \times 25}{2 \times 300 \times 6}} = 14.4 \text{ mm} \quad (13)$$

间隔棒圆孔直径为 25mm, 为保证丝杠可以顺

利从间隔棒圆孔侧插入，其端部加工尺寸需满足：

$D \leq 25mm$ ，故可以取 $D = 23mm$ 。

同理，舌板的宽度也应以最大不超过 $23mm$ 为宜。

舌板示意图见图 9。

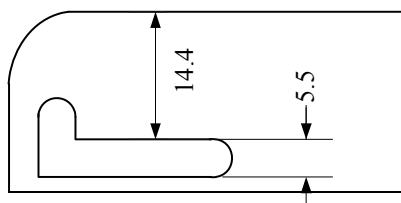


图 9 舌板示意图

由以上计算结果， $14.4 + 5.5 = 19.9 < 23mm$ ，满足尺寸要求。

3.5 丝杠端部强度校验

为保证端部在受力时，不因拉力过大而变形，丝杠端部与销钉连接处承受最大的拉应力 δ_{\max} ，需

满足 $[\delta_b] \geq \delta_{\max}$ 。（图 10 中阴影部分面积即为最小截面积 S ，可以近似用公式

$S = \frac{\pi D^2}{4} - dD - tD + dt$ 来表示。）

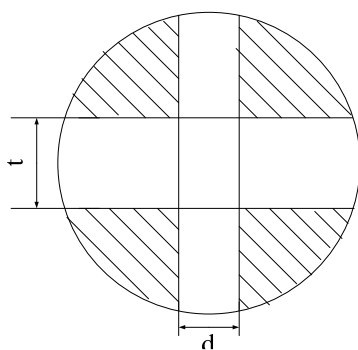


图 10 丝杠端部最小截面图

$$\delta_{\max} = \frac{F}{S} = \frac{10 \times 10^3}{\frac{\pi \times 23^2}{4} - 5.5 \times 23 - 6 \times 23 + 5.5 \times 6} = 51.2MPa < [\delta_b] = 261.7MPa$$

故满足强度要求。

4 结论

通过实际操作，新型更换间隔棒专用工具通过改善丝杠与垫片间摩擦阻力状况，大大减小了作业人员负担；合理的轻量化，减轻了自重，传递和携带更为方便；结构上的改造，提高作业的灵活性和工具通用性；达到了缩短检修时间，提高工效的目的。

参考文献：

- [1] 国家电网公司人力资源部. 输电线路带电作业[M]. 北京：中国电力出版社，2011.
- [2] 国家电网公司. 带电作业操作方法（第一分册 输电线路）[M]. 北京：中国水利水电出版社，1993.
- [3] 王清葵. 送电线路运行与检修[M]. 北京：中国电力出版社，2006.
- [4] 胡国荣. 输电线路基础[M]. 北京：中国电力出版社，1993.
- [5] 易辉. 带电作业技术标准体系及标准解读[M]. 北京：中国电力出版社，2009.

作者简介：

邵长一（1984-），男，江苏徐州人，助理工程师，从事输电线路检修工作，电话：13776784190，0516-83741362，E-mail: hikki1111@163.com；

张瑞智（1987-），男，江苏徐州人，助理工程师，从事输电线路检修工作；

王 俊（1969-），男，江苏徐州人，工程师，从事输电线路技术管理工作；

邢 军（1962-），男，江苏徐州人，高级工程师，从事输电线路技术管理工作。