

脱粒滚筒与纹杆间螺栓联接的设计计算

杨 芳, 杜白石

(西北农林科技大学 机械与电子工程学院, 陕西 杨陵 西农校区 712100)

[摘 要] 指出了标准规定的螺栓联接扭紧力矩值不尽合理的问题, 并从联合收割机上脱粒滚筒与纹杆间螺栓联接的受力分析和失效分析出发, 提出了正确的设计计算方法。指出螺栓联接的扭紧力矩值不仅与螺栓的公称直径及性能等级有关, 还与能否保证联接可靠工作有关。脱粒滚筒与纹杆间螺栓联接的扭紧力矩值应按保证工作时滚筒与纹杆间不发生滑移来确定。

[关键词] 联合收割机; 脱粒滚筒; 螺纹联接; 螺栓; 扭紧力矩

[中图分类号] S225.302 **[文献标识码]** A

在文献[1,2]的 2 个标准中, 把控制脱粒滚筒与纹杆间螺栓联接的扭紧力矩值作为一项重要的质量指标。文献[3]在分析 1998 年联合收割机质量全国统检结果时指出: “未使用 8.8 级高强度螺栓或扭紧力矩不符合标准规定的企业占不合格企业总数的 53.8%。”但设计、制造和使用部门的技术人员反映, 依照标准规定的扭紧力矩扭紧螺栓联接时, 螺栓有可能发生较大的塑性变形或更严重的后果。文献[4]通过大量的计算验证了上述两个标准规定的螺栓联接扭紧力矩值偏大。JB/T 51190—1997 有对普通螺纹紧固件扭紧力矩的要求(表 1)^[2]。

表 1 普通螺纹紧固件扭紧力矩

公称直径/mm	扭紧力矩/(N·m)			扭紧力矩公差值/%
	8.8 级	10.9 级	12.9 级	
M10	50	70	85	±20
M12	90	125	150	
M16	225	310	375	
M20	435	610	735	

由表 1 可以看出, 标准规定的扭紧力矩值与螺栓的公称直径以及螺栓的性能等级有关, 而没有涉及到是否能保证联接可靠工作。如对同一个滚筒和纹杆, 因使用 8.8 级的 M12 螺栓联接扭紧力矩过大, 换成 10.9 级的螺栓, 按标准就必须加大扭紧力矩, 其结果仍然有螺栓失效的可能。这种“水涨船高”式决定扭紧力矩的方法显然是不合理的。为此本文以图 1 所示的纹杆滚筒结构为例, 探讨脱粒滚筒与纹杆间螺栓联接扭紧力矩的合理数值的设计计算方法。其中的联接螺栓为圆头方颈螺栓(图 2)。

[收稿日期] 1999-11-29

[作者简介] 杨 芳(1970—), 女, 在读硕士研究生。

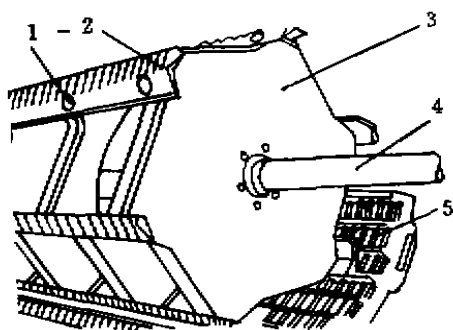


图1 纹杆滚筒式脱粒装置

1. 螺栓联接; 2. 纹杆; 3. 滚筒幅板; 4. 滚筒轴; 5. 凹板

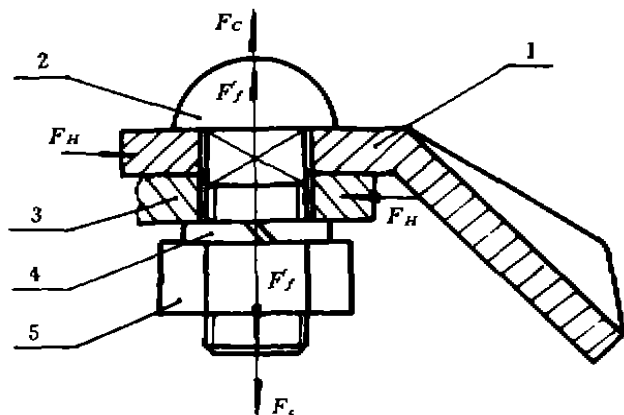


图2 滚筒与纹杆间的螺栓联接

1. 纹杆; 2. 螺栓; 3. 滚筒幅板; 4. 垫圈; 5. 螺母

1 受力和失效分析

1.1 受力分析

1.1.1 螺栓安装时的受力 脱粒滚筒与纹杆间的螺栓联接属安装时要拧紧螺母的普通螺纹联接(见图2)。在拧紧螺母时,由于扭紧力矩 T_f 的作用使螺栓受到预紧力 F_f 和螺纹扭矩 T_t 的作用(见图3)。按照 GB/T 16823.2—1997, F_f 和 T_f 的关系为:

$$T_f = KF_f d, \quad (1)$$

而螺纹扭矩可按下式计算:

$$T_t = \frac{F_f}{2} \left(\frac{P}{\pi} + \mu_s d_2 \sec \alpha' \right). \quad (2)$$

式中, K 为扭矩系数,

$$K = \frac{1}{2d} \left(\frac{P}{\pi} + \mu_s d_2 \sec \alpha' + \mu_w D_w \right); \quad (3)$$

d 为螺纹公称直径, mm; P 为螺纹螺距, mm; μ_s 为螺纹摩擦系数, 查文献[6]第66页, 对钢制普通螺纹紧固件, 无润滑时 $\mu_s = 0.1 \sim 0.2$; d_2 为螺纹中径, mm; α' 为螺纹牙侧角; μ_w 为支承面摩擦系数, 查文献[6]第66页, 对于钢对钢接触, 无润滑时 $\mu_w \approx 0.15$; D_w 为支承面摩擦扭矩等效直径, mm。

1.1.2 螺栓联接工作时的受力 ①螺栓的受力。工作时, 螺栓受轴向拉力和残余预紧力的作用(见图2)。螺栓所受总的轴向载荷 F 为:

$$F = F'_f + F_c, \quad (4)$$

F_c 可近似看作是纹杆及螺栓组件旋转时产生的离心力。

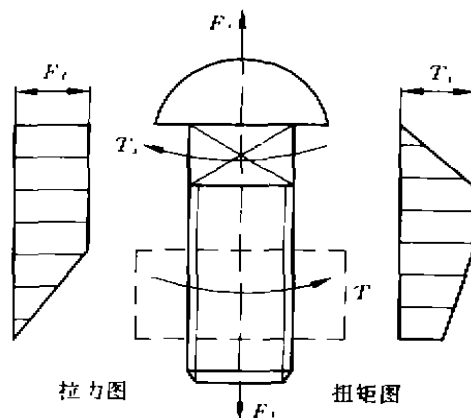


图3 安装时螺栓的受力

$$F_c = \frac{2mv^2}{D \cdot z}, \quad (5)$$

式中, v 为线速度, $v = \pi Dn / (60 \times 1000)$, m/s; m 为纹杆与螺栓组件总质量, kg; D 为滚筒直径, mm; n 为滚筒转速, r/min; z 为每根纹杆上的螺栓个数。

残余预紧力 F_f' 是螺栓受轴向拉力 F_c 后, 被联接件间的压力, 可按下式计算^[6]:

$$F_f' = F_f - \frac{C_m}{C_m + C_b} F_c, \quad (6)$$

式中, $\frac{C_m}{C_m + C_b}$ 为被联接件的相对刚度。

②被联接件的受力。工作时被联接件受横向力 F_H 和残余预紧力 F_f' 的作用。横向力 F_H 是纹杆对物料的打击、揉搓作用而产生的(见图 2)。此力作用在纹杆上, 垂直于螺栓轴线, 可用电测法得到。

1.2 失效分析

滚筒与纹杆间的螺栓联接有 3 种失效形式: ①安装时, 由于扭紧力矩作用, 螺栓承受拉伸和扭转的联合作用, 发生过大的塑性变形或断裂; ②工作时, 螺栓受轴向拉力作用发生过大的塑性变形或断裂; ③纹杆与滚筒在横向载荷作用下发生相对滑移。

2 设计计算方法

2.1 预紧力 F_f 和扭紧力矩 T_f 的确定

由 1.1 的受力分析可知, 工作时被联接件上有横向载荷 F_H 的作用, 纹杆组件产生的惯性力也有径向分力存在, 但很小, 此处忽略不计。根据结合面不产生滑移的条件有:

$$F_f \geq \frac{K_s F_H}{\mu z}, \quad (7)$$

式中, K_s 为防滑系数, 查文献[6]第 79 页, $K_s = 1.1 \sim 1.3$; μ 为结合面间的摩擦系数, 查文献[6]第 80 页表 5~7, 取 $\mu = 0.10 \sim 0.16$ 。 F_f' 确定后, 可由(6)式确定预紧力 F_f , 由(1)式确定扭紧力矩。

2.2 螺栓工作时的强度设计

工作时螺栓受的拉力 F 可由(4)、(5)式确定。保证此时螺栓不失效, 就应满足如下强度条件: $\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$ 。

式中, d_1 为螺栓小径, mm; σ 为螺栓拉应力, N/mm²; $[\sigma]$ 为螺栓的许用拉应力, N/mm²。由此式可得到设计式:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}}. \quad (8)$$

2.3 螺栓安装时的强度校核

安装时螺栓受到螺纹力矩和预紧力的作用, 应按 GB/T 16823.2-1997 进行校核^[5]。屈服紧固轴向力 F_{fy} 按 GB/T 16823.2-1997^[5]式(7)计算

$$F_{fy} = \frac{\sigma_s A_s}{\sqrt{1 + 3 \left[\frac{2}{d_A} \left(\frac{P}{n} + \mu_s d_s \sec \alpha' \right) \right]^2}}. \quad (9)$$

式中, σ_s 为螺栓的屈服极限, N/mm^2 ; A_s 为螺栓公称应力截面积, mm^2 ; d_A 为螺栓公称应力截面积的等效直径, mm , $d_A = \sqrt{4A_s/\pi}$ 。应满足的强度条件为:

$$S = F_{fs}/F_f \geq [S] \quad (10)$$

式中, S 为安全系数, $S \geq 1.2$; $[S]$ 为许用安全系数。

3 结 论

(1) 脱粒滚筒与纹杆间螺栓联接的扭紧力矩的合理值应由保证工作时滚筒与纹杆间不发生滑移的条件来确定。

(2) 滚筒与纹杆间联接螺栓的直径可按工作时保证螺栓有足够的强度进行设计。

(3) 为保证安装时滚筒与纹杆间联接螺栓有足够的强度, 应按 GB/T 16823.2—1997 对其进行校核。

[参考文献]

- [1] GB16151.12—1996, 农业机械运行安全技术条件(谷物联合收割机)[S].
- [2] JB/T 51190—1997, 谷物联合收割机产品质量分等[S].
- [3] 晓 鲁. 联合收割机不合格产品?“三分天下有其一”——1998 年联合收割机全国统检质量分析综述[N]. 中国农机化报, 1999-02-06(3).
- [4] 杨福增, 杜白石, 杨 青. 论《农业机械运行安全技术条件》等标准存在的问题[J]. 农业工程学报, 1999, 15(4): 151—156.
- [5] GB/T 16823.2—1997, 螺纹紧固件紧固通则[S].
- [6] 濮良贵, 纪名刚. 机械设计[M]. 第6版. 北京: 高等教育出版社, 1996.

A design calculation of bolting between threshing cylinder and rasp bar

YANG Fang, DU Bai-shi

(College of Mechanical and Electronic Engineering, Northwest Science and Technology University of Agriculture and Forestry, Yangling, Shaanxi 712100, China)

Abstract: The value of standardized tightening torque is unreasonable. Based on the analysis of force and failure about the bolting in threshing cylinder and rasp bar in combine, a design calculation method is given in this paper. The value of tightening torque is relative not only to the nominal diameter and quality class of the bolt, but also to the security of the threaded fastener. It is pointed out the value of tightening torque should guarantee that there is no slippage between cylinder and rasp bar when they work.

Key words: combine; threshing cylinder; threaded fastener; bolting; tightening torque