

装备与成套技术

一种基于斜连轧穿孔顶头装卸机构

魏 东¹, 双远华¹, 陈建勋¹, 毛飞龙², 王付杰², 周 研³, 胡建华¹

(1. 太原科技大学 材料科学与工程学院, 山西 太原 030024; 2. 运城学院 机电工程系, 山西 运城 044000;
3. 太原科技大学 机械工程学院, 山西 太原 030024)

摘要: 针对金属斜连轧实验机组的穿孔顶头在结束穿轧后如何安全、高效地进行更换的问题, 在不影响管材轧制效率的前提下, 设计开发了一套可实现离线拆装顶头的机构以满足顶头的更换需求。在高轧制轴向力和高轧制温度等复杂工况下, 对顶头、芯棒螺纹联接体产生较大的螺纹预紧力。根据使用情况将装卸工作分为拧紧过程和松退过程, 阐述两种过程的工作特点和作用, 建立顶头在被机构卡爪夹紧状态时卡爪与顶头之间的受力模型, 计算夹紧状态时卡爪与顶头之间的夹紧力。并通过现有工艺参数及设计要求完成对该机构三维模型的搭建。利用 ADAMS 软件对此机构的装卸顶头运动规律进行了分析和计算, 为获得机构设计所需的工作参数和结构设计参数提供理论依据。

关键词: 斜连轧; 穿孔顶头; 轴向力; 预紧力; 装卸机构

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2022.01.019

中图分类号: TF31

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2022) 01-0132-08

Assembling and disassembling mechanism on piercing plug based on tandem shew rolling

Wei Dong¹, Shuang Yuanhua¹, Chen Jianxun¹, Mao Feilong², Wang Fujie², Zhou Yan³, Hu Jianhua¹

(1. School of Materials Science and Engineering, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024, China;
2. Department of Mechanical and Electrical Engineering Department, Yuncheng University, Yuncheng 044000, China;
3. School of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: For the problem of how to safely and efficiently replace the piercing plug of metal tandem shew rolling experimental unit after piercing and rolling, and in the premise of not affecting the efficiency for tube rolling, a set of mechanism that realized the offline disassembly and assembly of the plug was designed and developed to meet the needs of plug replacement. Under complex working conditions such as high rolling axial force and high rolling temperature, a large thread pre-tightening force was generated for the plug and mandrel threaded coupling body. According to the use situation, the assembling and disassembling work was divided into the tightening process and the loosening process, the working characteristics and functions of the two processes were explained, the force model between jaw and plug was established when the plug was clamped by the mechanism jaw, and the clamping force between jaw and plug was calculated in the clamping state. Furthermore, the establishment of the three-dimensional model for the mechanism was completed by the existing process parameters and design requirements, and the movement law of the assembly and disassembly of the plug for this mechanism was analyzed and calculated by software ADAMS, which provided a theoretical basis for the working parameters and structural design parameters required in the mechanism design.

Key words: tandem shew rolling; piercing plug; axial force; pre-tightening force; assembling and disassembling mechanism

管坯穿孔是热轧钢管生产中最重要成形工序, 它的任务是将实心的坯料穿孔成空心的毛管。1884年发明了用两辊斜轧穿孔生产无缝钢管, 1982年发

明了用冲孔法生产毛管, 陆续又发明了用推轧穿孔法, 但至今斜轧穿孔法在无缝钢管生产中仍占有很大比重。但是在斜轧穿孔中, 其顶头寿命很短, 会严重影响产品的成本、质量和生产率。为了提高顶头寿命, 人们从材质、工艺、设计等方面进行过许多尝试, 但收效不大。引起顶头寿命过低的主要原因为: 在轧管过程中, 顶头表面一定区域内温度上升过高, 造成顶头表面的材料强度下降, 且用后急冷, 使得工作过程中需承受多次冷热交替循环和

收稿日期: 2020-12-22; 修订日期: 2021-03-15

基金项目: 山西省重点研发计划项目 (201903D121049); 山西省科技重大专项项目 (20191102009)

作者简介: 魏 东 (1992-), 男, 硕士研究生

E-mail: weidong8030@163.com

较强的热磨损,从而导致顶头损坏^[1]。

穿孔顶头的失效造成材料的使用效率降低,钢管的生产成本提高;若对穿孔顶头频繁进行人工更换,将严重影响整个钢管生产线的效率。如何提高穿孔顶头的使用寿命是无缝钢管行业一直致力解决的重要技术难题之一^[2]。

斜连轧工艺是近年来探索和发展起来的一种热轧无缝钢管新工艺,其将穿孔、轧管工序集成为一体,管坯经过加热后先进入穿孔轧辊进行穿孔得到毛管,然后进入轧管轧辊进行轧制得到荒管。金属管坯在两组轧辊之间形成连轧关系。斜连轧工艺的特点是轧件在穿孔-轧管过程中的温降很小,该工艺可适合轧制温度区间小、难变形的金属材料^[3-5]。

本文结合斜连轧实验机组的实际实验需要,在不改变穿孔顶头现有材质的基础上,采取快捷、有效地更换穿孔顶头的方案。通过调查顶头的使用情况及工况条件、顶头的表面形貌、装卸顶头的力学参数、实际生产中顶头更换需求等,设计了一套对实验机组当前使用顶头进行更换的自动离线穿孔顶头装卸机构,从而满足了实际生产中顶头的更换要求。最终要达到快速更换穿孔顶头的目的,以有效地提高管材穿孔及轧制的生产效率、降低工人劳动强度等,并根据顶头所处的实际工况,对该机构的顶头芯棒拧紧松退力矩、顶头理论夹紧力等参数进行计算,验证了研究结果的有效性。

1 顶头更换机构的设计

1.1 设计要求

为了使顶头更换机构的设计合理、简洁,需要对轧管顶头工作过程进行分析。

(1) 在采用金属斜连轧工艺进行轧管时,管坯和顶头、芯棒一起被推向斜连轧设备内进行穿孔-轧制,然后顶头随芯棒在受控状态下以恒定速度向前移动。轧制完毕后,荒管前端被脱管机构沿轧制方向拉出,顶头随芯棒在限动装置的作用下快速返回原位,进行轧管顶头随芯棒的更换。

(2) 当顶头随芯棒的穿孔工作结束后,需要更换或者需要及时冷却更换时,由自动装卸轧管芯棒装置——轧管芯棒自动装卸机械手^[6],将顶头随芯棒运送至指定位置。此时,顶头装卸机构开始运作,进行顶头的分离,之后再行下一步安装顶头的操作。

(3) 由于顶头、芯棒在穿孔过程中处于高轧制力、高温的环境,对顶头的连接螺纹不断预紧,造

成最终对顶头、芯棒进行分离时,需要很大的松退力矩才能将顶头从芯棒上分离开来,故机构的动力输出机构应适当加大。

(4) 由于芯棒有一定的长度,在顶头与芯棒的分离过程中,需要保证芯棒始终处于一个稳定的水平线内,因此,芯棒在与顶杆分离时需要保证稳定也是设计时必须考虑的问题。

1.2 机构设计及运动情况分析

下面分析自动离线穿孔顶头装卸机构的运动情况,顶头随芯棒被已设计的轧管芯棒自动装卸机械手替换下来,放置到离线限动芯棒轧管顶头装卸机构指定的位置上。此时,芯棒锁紧机构将芯棒尾部锁紧、固定,自动离线限动芯棒轧管顶头装卸机构将芯棒前端由螺纹连接的轧管顶头利用旋转卡盘机构将其旋转下来,以实现顶头与芯棒的分离。图1为自动离线限动芯棒轧管顶头装卸机构(含顶头及芯棒)立体结构示意图。图2为旋转卡盘机构(无机构装配外壳)立体结构示意图。图3为旋转卡盘机构局部剖视图。

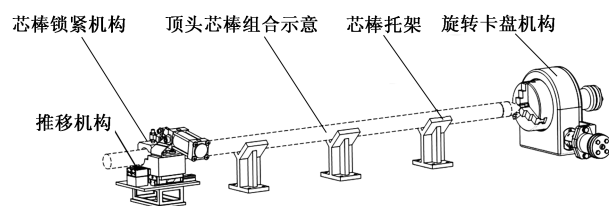


图1 顶头装卸机构(含顶头、芯棒)立体结构示意图

Fig. 1 Three-dimensional structure schematic diagram of plug assembling and disassembling mechanism (Including plug and mandrel)

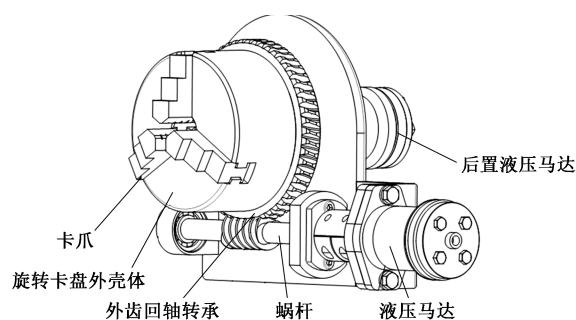


图2 旋转卡盘机构(无机构装配外壳)结构示意图

Fig. 2 Structure schematic diagram of rotating chuck mechanism (Without mechanism assembly shell)

如图2和图3所示,顶头随芯棒被放置在自动离线穿孔顶头装卸机构的指定位置上,进行顶头的更换。在旋转卡盘机构的后置液压马达驱动内部的内槽盘作用下,实现3个卡盘卡爪的同时向内闭合,以夹住顶头,达到夹紧顶头的作用。芯棒则在该机

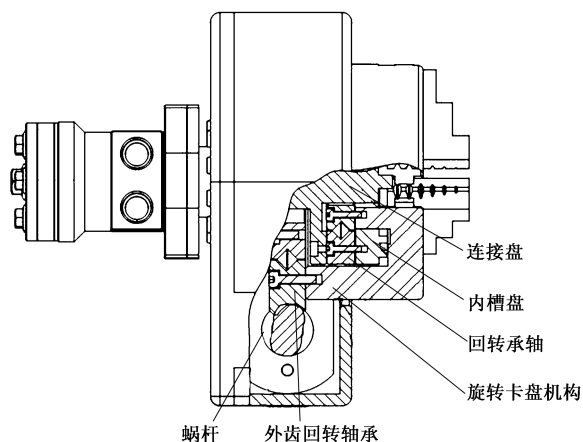


图 3 旋转卡盘机构局部剖视图

Fig. 3 Local sectional view of rotating chuck mechanism

构中的芯棒锁紧机构下被锁紧。外齿回转支承轴承的外齿圈和蜗杆配合，液压马达驱动蜗杆顺时针转动，即可实现整个旋转卡盘结构的外壳体的逆时针转动，以此旋开顶头与芯棒间的螺纹。同理，将顶头放至旋转卡盘内部，卡爪夹住顶头，芯棒推移机构将芯棒整体向前推进。液压马达驱动蜗杆逆时针旋转，即可实现整个旋转卡盘外壳体的顺时针转动，从而达到顶头和芯棒的螺纹旋合。

2 实际工况对顶头芯棒拧紧力矩的影响分析

由于塑性变形的需要，需要将管坯加热到所需的温度，例如，在对 45 钢管坯进行穿轧的过程中，需要对管坯在加热炉中加热至 1200 °C。同时在穿轧过程中，轧制力产生的轴向力会作用在顶头和芯棒上，对顶头与芯棒间的拧紧力矩产生影响。

在现实生产过程中，所施加的拧紧力矩并未达到所计算的最大拧紧力矩，但当顶头和芯棒参与穿轧过程时，管坯随轧辊旋转。在穿轧过程中的轧制力产生的轴向力的影响下，芯棒在管坯内部随管材轧制产生被动旋转。顶头的被动旋转过程与芯棒和顶杆间的螺纹预紧过程方向一致。这样在轧制过程中使芯棒和顶杆间螺纹的拧紧力矩不断累加，使得顶头和芯棒间的螺纹产生了较大的拧紧力矩，从而在拆卸过程中需要施加更大的松退力矩才得以将顶头从芯棒上拆卸下来。

通过太原科技大学金属斜连轧课题组前期研究得到，金属斜连轧实验机组的穿孔段的轧制力约为 114 kN，顶头轴向力介于穿孔段轧制力和轧管段轧制力之间，小于穿孔段轧制力，约为穿孔段轧制力的

30%^[7]。故得到顶头、芯棒和顶杆所在轴线上的轴向力约为 34 kN，则轴向力对在芯棒和顶杆间的螺纹连接处进行预紧。

2.1 轴向力产生的摩擦力对顶头的预紧

轴向力即为作用在芯棒、顶杆上的压力，轴向力的大小直接影响着芯棒和顶杆间的联接螺纹强度及稳定性，特别是较长管坯上进行穿轧时，顶头螺纹联接体在高轧制轴向力等复杂工况下，产生较大摩擦力，最终可能导致顶头和芯棒螺纹联接体过度预紧抱死。这是生产中常会遇到的问题，特别是在三辊穿孔时由于轴向力大，这个问题很突出。

如图 4 所示， f_1 为接触摩擦力， f_{1x} 为接触摩擦力的轴向分量，确定轴向力的基本公式为：

$$Q = Q_0 + 3F_1(\sin\bar{\gamma} + \mu\cos\bar{\gamma}\cos\theta_c) \quad (1)$$

式中： Q 为作用在顶头上的轴向力，kN； Q_0 为作用在顶头鼻部的轴向力， $Q_0 = \pi r_0^2 n_0 R_{eL}$ ，kN； r_0 为顶头鼻部半径，mm； n_0 为顶头前金属应力状态系数； R_{eL} 为材料屈服强度，MPa； F_1 为作用在顶头上的正压力，kN； $\bar{\gamma}$ 为顶头母线的切线角，(°)； μ 为金属与顶头间的摩擦因数； θ_c 为金属与顶头间摩擦力方向角，(°)。

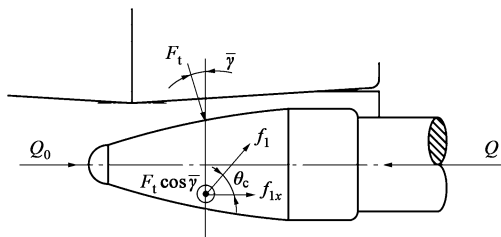


图 4 顶头受力示意图

Fig. 4 Schematic diagram of force on plug

如考虑毛管的螺旋运动，则金属同顶头接触时的摩擦力方向不平行于穿孔轴线，则接触摩擦力的轴向分量为：

$$f_{1x} = F_1 \mu \cos\bar{\gamma} \cos\theta_c \quad (2)$$

$$f_1 = F_1 \mu \cos\bar{\gamma} \quad (3)$$

则由摩擦力的轴向分量产生的顶头螺纹拧紧力矩 T'_1 为：

$$T'_1 = K_1 f_1 d' \quad (4)$$

式中： K_1 为拧紧力矩系数； d' 为顶头连接螺纹公称直径，mm。

2.2 振动轴向力及高温对顶头的预紧

顶头和芯棒的螺纹联接体，在由于初始松动引起紧固力降低 F_s 后，受振动外力作用下，螺纹联接体将失去大部分的压缩力 F_c ，残留压缩力约为原有的 20%。由于初始松动产生的螺纹间空隙的存在，

并且螺纹联接体始终处于振动轴向力的工况下，使得螺纹联接体在振动轴向力的影响下不断对初始松动进行补偿。但是，在穿轧过程中轴向力迅速达到最大值，使得其对初始松动的补偿达到稳定，故得到预紧力的最小值 F_{\min} ，即：

$$F_{\min} = F_c + 0.2F_c + F_s = 1.2F_c + F_s \quad (5)$$

$$F_c = (1 - \phi)Q \quad (6)$$

$$F_s = Z \cdot S \quad (7)$$

将式 (5)、式 (6) 代入式 (7)，则得：

$$F_{\min} = 1.2(1 - \phi)Q + Z \cdot S \quad (8)$$

将 F_{\min} 乘以紧固系数 q 即得到预紧力的最大值 F_{\max} ，因此有：

$$F_{\max} = q[1.2(1 - \phi)Q + Z \cdot S] \quad (9)$$

式中： ϕ 为螺栓内力系数， $\phi = \frac{1}{2.04 + \frac{1.17}{l_t/d'}}$ ； l_t 为螺

纹紧固长度，mm； S 为“弹力松弛”量， $S = (\text{结合螺面的松弛量}) \times N_s + (\text{结合平面的松弛量}) \times N_p$ ； N_s 为结合螺纹面数； N_p 为结合平面数； Z 为“弹力松弛”系数。

在普通外螺纹和薄圆筒内螺纹的组合下，有：

$$Z/d' = \frac{16.5}{1.96(l_t/d') + 1.12} \quad (10)$$

同时，由于顶头和芯棒材质的不同，使得顶头螺纹联接体的线膨胀系数不同，顶头螺纹的温升和线膨胀系数为 T_c 和 α_c ，芯棒螺纹的温升和线膨胀系数为 T_b 和 α_b ，则由温度变化引起的预紧力变化为 F_α ，可用式 (11) 计算得到。

$$F_\alpha = Z \cdot l_t(\alpha_c \cdot T_c - \alpha_b \cdot T_b) \quad (11)$$

通过对温度和顶头所受变动轴向力的分析可得顶头在复杂工况的最小、最大预紧力为：

$$F_{\min} = 1.2(1 - \phi)Q + Z \cdot S + F_\alpha \quad (12)$$

$$F_{\max} = q[1.2(1 - \phi)Q + Z \cdot S + F_\alpha] \quad (13)$$

则顶头、芯棒在复杂工况下的预紧力下的拧紧力矩 T' 为：

$$T' = K_t F_{\max} d' \quad (14)$$

故得到在复杂工况下穿轧后的顶头螺纹联接体的拧紧力矩 $T'_{\text{总}}$ 为：

$$T'_{\text{总}} = T' + T'_1 = K_t(f_1 + F_{\max})d' \quad (15)$$

3 旋转卡盘机构的顶头夹紧力计算

3.1 取液压马达为研究对象

液压泵的理论转矩、液压马达进出口压差和排量有关：

$$T_{\text{mo}} = \frac{\Delta p_m V_m}{2\pi} \quad (16)$$

式中： T_{mo} 为液压马达理论输出转矩，(N·m)； Δp_m 为液压马达进出口压差，MPa； V_m 为液压马达排量，(mL·r⁻¹)；

液压马达在实际工作过程中有机损失，实际输出转矩为理论输出转矩和机械损失转矩的差值 T_M ：

$$T_M = T_{\text{mo}} - \Delta T_m \quad (17)$$

式中： ΔT_m 为液压马达的机械损失转矩，(N·m)。

3.2 取内槽盘为研究对象

图 5 为内槽盘受力简图。内槽盘受到液压马达输出转矩 T_M 的作用沿逆时针方向旋转，内槽盘平面螺纹则受到卡盘卡爪牙弧的法向反力 p 、摩擦力 F_p 的作用。液压马达的轴向分力对内槽盘的作用忽略不计。图 1 中， p_r 、 p_l 为内槽盘平面螺纹作用于牙弧的有效径向、切向驱动力； F_{pr} 、 F_{pl} 为内槽盘平面螺纹受到卡爪牙弧的径向、切向摩擦力； α 为内槽盘螺丝升角 (h 处)； h 为内槽盘平面螺纹与卡爪牙弧的作用半径； r_1 、 R_1 分别为内槽盘的内径和外径。

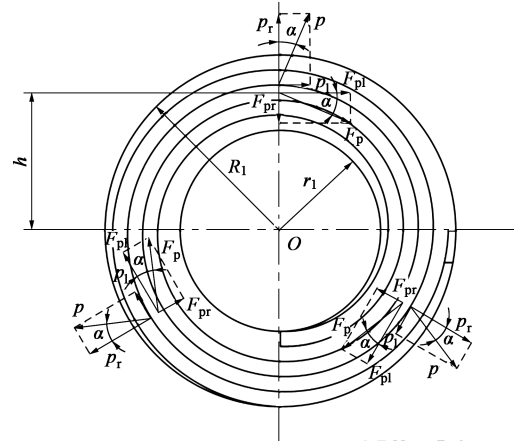


图 5 内槽盘受力简图

Fig. 5 Sketch diagram of force on inner groove plate

由此得平衡方程为：

$$\begin{cases} \sum M_O = 0 \\ T_M - 3p_l h - 3F_{pl} h = 0 \end{cases} \quad (18)$$

其中：

$$p_l = p \sin \alpha, \quad p_r = p \cos \alpha \quad (19)$$

$$F_{pl} = f p_r = f p \cos \alpha \quad (20)$$

式中： f 为接触面间的摩擦因数； M_O 为 O 点的力矩；取：

$$h = r_1 + \frac{1}{2}(R_1 - r_1) = \frac{1}{2}(R_1 + r_1) \quad (21)$$

联立式 (11)、式 (12)、式 (13) 和式 (14) 得：

$$p = \frac{2T_M}{3(R_1 - r_1)(\sin\alpha + f\cos\alpha)} \quad (22)$$

$$p_r = \frac{2T_M}{3(R_1 - r_1)(\tan\alpha + f)} \quad (23)$$

3.3 取卡爪为研究对象

在有效径向驱动力 p_r 和夹紧反力 F 的作用下, 卡爪将作逆时针倾转, 工字筋上的 A 、 B 两点与盘体导轨接触, 接触点受到正压力 N_A 、 N_B 和摩擦力 fN_A 、 fN_B 的作用^[8-10]。图 6 为卡爪受力简图。

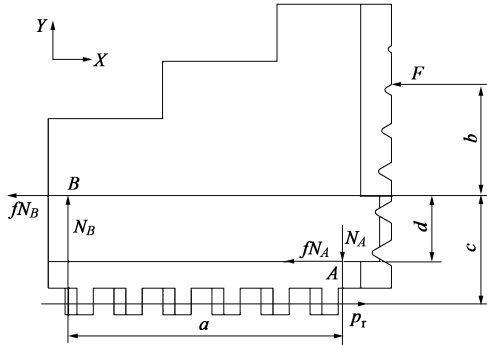


图 6 卡爪受力简图

Fig. 6 Diagram of force on claw

由此得到卡爪在 X 、 Y 轴方向上的受力以及在 B 点取矩的平衡方程为:

$$\begin{cases} \sum X = 0 \\ p_r - F - fN_A - fN_B = 0 \end{cases} \quad (24)$$

$$\begin{cases} \sum Y = 0 \\ N_A - N_B = 0 \end{cases} \quad (25)$$

$$\begin{cases} \sum M_B = 0 \\ p_r c + Fb - N_A a - fN_A d = 0 \end{cases} \quad (26)$$

联立以上方程得:

$$F = p_r \cdot \left| 1 - \frac{2f(b+c)}{2fb+fd+a} \right| \quad (27)$$

综合式 (23)、式 (27), 对于 T_M , 输出的夹紧反力 F 为:

$$F = \frac{2T_M}{3(R_1 + r_1)(\tan\alpha + f)} \left| 1 - \frac{2f(b+c)}{2fb+fd+a} \right| \quad (28)$$

式中: M_B 为 B 点的力矩; a 、 b 、 c 、 d 为图 6 所示的卡爪外形尺寸。

4 蜗杆驱动旋转卡盘机构松退顶头螺纹过程

通过对复杂工况下穿轧顶头螺纹拧紧力矩的计算, 可以得到在穿轧结束后需要松退顶头螺纹的力

矩。由于该机构旋开螺纹的过程为: 液压马达驱动蜗杆, 蜗杆进而驱动顶头夹紧状态下的旋转卡盘体固联的外齿回转支承轴承的涡轮外圈, 从而将顶头进一步的拧紧与松退。因此, 需要对涡轮蜗杆配合下的顶头螺纹的松退过程进行计算和分析。

如图 7 所示, n_1 、 n_2 为蜗杆、涡轮转速, ($r \cdot \min^{-1}$), 此处 F_{a1} 、 F_{a2} 为蜗杆、涡轮上的轴向力, kN; F_{t1} 、 F_{t2} 为蜗杆、涡轮上的圆周力, kN:

$$-F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_{s2}}{D_2} \quad (29)$$

其中:

$$T_{s2} = T_{s1} \cdot i \cdot \eta \quad (30)$$

式中: T_{s1} 为输入扭矩, ($N \cdot m$); T_{s2} 为输出扭矩; i 为传动比; η 为传动效率; D_2 为卡盘涡轮结构直径, mm。

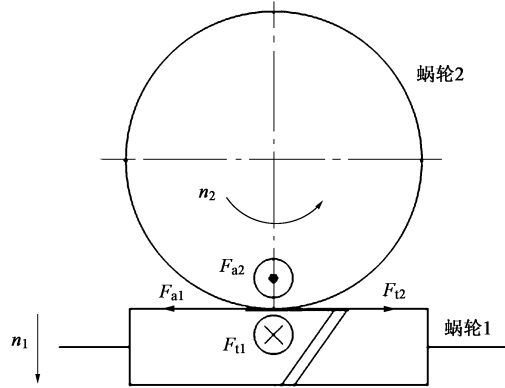


图 7 蜗轮蜗杆松退动作受力图

Fig. 7 Diagram of force for worm wheel and worm in loosening action

5 计算顶头和芯棒间最大螺纹拧紧、松退力矩

5.1 螺纹拧紧力矩

拧紧螺纹时, 要克服螺旋副间的螺纹力矩 T_1 和螺纹支撑面上的摩擦力矩 T_2 , 故拧紧力矩 $T = T_1 + T_2$ 。

$$T = T_1 + T_2 = \frac{d_2 F' \tan(\varphi + \rho')}{2} + \frac{\mu_n F' (D_1^3 - D_0^3)}{3(D_1^2 - D_0^2)} \quad (31)$$

式中: d_2 为外螺纹中径, mm; F' 为预紧力, kN; D_1 为顶杆螺纹支撑面外径, mm; D_0 为顶杆螺纹支撑面内径, mm; μ_n 为支撑面的摩擦因数; φ 为螺纹斜面角度, ($^\circ$); ρ' 为当量摩擦角, ($^\circ$)。

整理成如下表达式: $T = \left(\frac{d_2 \tan(\varphi + \rho')}{2d'} + \frac{\mu_n (D_1^3 - D_0^3)}{3d' (D_1^2 - D_0^2)} \right) F' d'$, 令 $\frac{d_2 \tan(\varphi + \rho')}{2d'} +$

$$\frac{\mu_n(D_1^3 - D_0^3)}{3d'(D_1^2 - D_0^2)} = K_1, \text{ 于是有:}$$

$$T = K_1 F' d' \quad (32)$$

5.2 螺纹松退力矩

要想松开有预紧力的螺纹连接,必须施加一个与拧紧力矩方向相反的力矩 T_L ,其值为: $T_L = \left[\frac{d_2 \tan(\varphi' - \varphi)}{2} + \frac{\mu_n(D_1^3 - D_0^3)}{3(D_1^2 - D_0^2)} \right] F'$,其中, φ' 为螺纹斜面角度, ($^\circ$)。若取 $D_1 = (S \approx) 1.5d'$, $D_0 = 1.1d'$, 则得到: $(D_1^3 - D_0^3) / [3(D_1^2 - D_0^2)] \approx 0.66d'$ 。

同前,代入 $\varphi = 2^\circ 30'$, $\mu = \mu_n = 0.15$, $d_2 = 0.92d'$ 。则 $T_L = \left[\frac{0.92 \tan(9.83^\circ - 2.5^\circ)}{2} + 0.66 \times 0.15 \right] F' d' =$

$0.158F'd'$,与拧紧力矩之比为:

$$\frac{T_L}{T} = \frac{0.158F'd'}{0.199F'd'} \approx 0.8 \quad (33)$$

由式(33)可得,螺纹松退力矩约为拧紧力矩的80%^[11]。

6 实例设计计算

6.1 实际工况对顶头预紧情况计算

将已知参数和设计参数的某一参数设为变量,将顶头所受轴向力和所有结构参数(表1)带入式(3),令其在一定范围内变化,借助计算机和简单的Basic程序,对式(3)作数值计算。

表1 复杂工况所属参数下顶头预紧计算

Table 1 Plug pre-tightening calculation under parameters of complex working conditions

参数	q	$\varphi/(^\circ)$	Q/kN	l_t/mm	Z/N	S	F_α/N	f_1/kN	$F_{\text{fmax}}/\text{kN}$	$T_{\text{总}}/(\text{N} \cdot \text{m})$
数值	2	0.285	34	18	138.1	8	228.1	4.56	808.57	499.69

6.2 旋转卡盘机构夹紧力实例计算

将已知参数和设计参数的某一参数设为变量,由于液压马达输入扭矩使机构产生旋开的顶头螺纹扭矩大于在复杂工况下拧紧扭矩的80%即可完成对

顶头螺纹的松退,故将选型液压马达的扭矩1660 N·m以及所有的结构参数(表2)带入式(20),令其在一定范围内变化,借助计算机和简单的Basic程序,对式(20)作数值计算。

表2 旋转卡盘机构夹紧力计算

Table 2 Clamping force calculation of rotating chuck mechanism

参数	$T_M/(\text{N} \cdot \text{m})$	f	R_1/mm	r_1/mm	$\alpha/(^\circ)$	a/mm	b/mm	c/mm	d/mm	F/kN
数值	1660	0.15	100	60	1.28	70	25	20	10	33.28

由于夹紧反力 F 与输出夹紧力等大反向,由表2可得,在卡爪输出夹紧力 $F = 33.28 \text{ kN}$ 时,可将顶头与旋转卡盘机构视为一个整体,从而可以进行下一步的顶头螺纹旋开与旋合的功能。

6.3 蜗杆驱动旋转卡盘机构松退顶头螺纹过程计算

考虑顶头在复杂工况下的拧紧力矩会发生较大变化,故在顶头穿轧结束后,对其松退过程进行计算和分析,其中设计卡盘涡轮结构直径 D_2 为 $\Phi 300 \text{ mm}$;令在复杂工况下最大拧紧力 F_{fmax} 等于涡轮上完成松退的圆周力 F_{t2} ;所选取的蜗轮蜗杆组合传动比 i 为80,传动效率 η 为0.8,则可以计算得到完成顶头在轧制后松退的蜗杆侧液压马达的输入扭矩为 T_{s1} ,涡轮可完成松退的扭矩为 T_{s2} 。

由表3可得,在穿轧结束后,顶头螺纹松退时,蜗杆侧液压马达的输出力矩大于190 N·m即可实现对顶头的拧紧与松退。

表3 对顶头螺纹松退的液压马达计算

Table 3 Calculation of hydraulic motor for thread loosening and retreating of plug

参数	D_2/mm	$F_{t2} = F_{\text{fmax}}/\text{kN}$	i	η	$T_2/(\text{kN} \cdot \text{m})$	$T_1/(\text{kN} \cdot \text{m})$
数值	$\Phi 300$	808.57	80	0.8	121.29	1.90

6.4 顶头、芯棒间螺纹拧紧、松退力矩计算

根据现有规格的顶头和芯棒,现场实测的顶头和芯棒的间螺纹数据^[12]为:

$$d' = 22.5 \text{ mm}$$

$$p' = 1.5 \text{ mm}$$

$$d_1 = d' - 2 \times \frac{5}{8}H = d' - 1.0825p' = 20.88 \text{ mm}$$

$$d_2 = d' - 2 \times \frac{3}{8}H = d' - 0.6495p' = 21.53 \text{ mm}$$

$$H = \frac{\sqrt{3}}{2} p' \approx 1.299 \text{ mm}$$

$$d_3 = d_1 - \frac{H}{6} = 20.66 \text{ mm}$$

$$d_s = \frac{d_2 + d_3}{2} = 21.10 \text{ mm}$$

$$A_s = \pi \times \frac{d_s^2}{4} = 349.43 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_0 = (0.5 \sim 0.7) \times R_{eL} = 0.6 \times 640 = 384 \text{ MPa}$$

$$F = \sigma_0 \times A_s = 134679.92 \text{ N}$$

$$T = K_t \times F' \times d' \times 10^{-3} = 0.26 \times 134679.92 \times 22.5 \times 10^{-3} = 784.95 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (34)$$

式中: d_1 为外螺纹的基本小径, mm; d_2 为外螺纹中径, mm; d_3 为外螺纹的小径, mm; d_s 为螺纹部分危险剖面的计算直径, mm; H 为原始三角高度, mm; p' 为螺距, mm; A_s 为应力截面积, mm^2 ; K_t 取 0.26, 干燥的粗加工表面且无润滑; σ_0 为螺纹连接体计算拧紧应力, MPa。

螺纹的松退力矩约为拧紧力矩的 80%^[13], 则 $T_L = 80\% T = 784.95 \times 80\% \text{ N} \cdot \text{m} = 627.96 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

由上述 6.1、6.2 和 6.3 节计算可得, 穿轧过程对顶头螺纹的拧紧力矩, 卡盘对顶头所需的夹紧力, 和在保证顶头与旋转卡盘机构为整体的前提下对后置液压马达的选型; 通过 6.3 节完成对顶头螺纹在手蜗轮蜗杆配合下松退穿轧过程对顶头螺纹产生的拧紧力矩, 完成对驱动蜗杆的液压马达的选型。通过 6.4 节得到的顶头的特有尺寸螺纹的最大拧紧和松退力矩的计算结果表明: $T = 784.59 \text{ N} \cdot \text{m} > T'_{\text{总}} = 499.69 \text{ N} \cdot \text{m}$, 在特殊工况下进行穿轧作业的顶头螺纹的拧紧力矩小于顶头的特有尺寸螺纹的最大拧紧力矩, 由此说明, 穿轧不会使顶头螺纹产生塑性变形, 各机构配置可达到预定设计要求, 实现顶头、芯棒螺纹的紧固及装卸。

为进一步验证旋转卡盘机构拧紧、松退顶头过程扭矩计算的有效性, 采用 Solidworks 软件建立自动离线限动芯棒轧管顶头装卸机构的实体模型和旋转卡盘机构及顶头、芯棒的实体模型, 并将旋转卡盘机构及顶头、芯棒的实体模型导入 ADAMS 软件中, 根据实际使用工况施加约束和载荷, 建立了旋转卡盘机构及顶头、芯棒的实体模型在 ADAMS 环境中的虚拟样机并进行运动仿真。运动仿真表明, 当旋转卡盘机构输出扭矩大于 $T'_{\text{总}} = 499.69 \text{ N} \cdot \text{m}$ 时, 自动离线穿轧顶头装卸机构可维持顶头在夹持状态下的正常工作。图 8 为旋转卡盘机构及顶头、芯棒

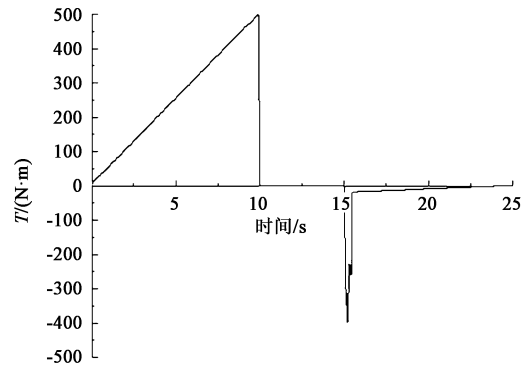


图 8 模拟的旋转卡盘机构产生的力矩变化
Fig. 8 Torque change generated by rotating chuck mechanism in simulation

实体模型将顶头、芯棒螺纹旋合、旋开时, 旋转卡盘机构产生的扭矩的变化情况。

顶头在穿轧过程中, 由于受到较大轴向力以及穿轧中管坯传递、穿轧摩擦产生的高温而形成较大的拧紧力矩, 因此, 需要在机构仿真过程中按较大的拧紧扭矩来仿真模拟顶头螺纹的松退过程。仿真结果进一步表明, 当顶头、芯棒间的拧紧扭矩施加到理论工况下的螺纹拧紧扭矩时, 松退过程的松退扭矩约为原有拧紧力矩的 80%。

7 结语

自动离线限动芯棒轧管顶头装卸机构的设计, 虽然是为实验机组设计的机构, 但是这种机构可以对目前螺纹连接式穿孔顶头的更换设计提供一种思路 and 方案。由于其结构简单、适应性好, 有很好的实用价值, 可以推广到现有设备的设计和开发中, 也能够提升行业的经济效益和社会效益。

参考文献:

- [1] 内田秀, 侯凤桐. 轧制合金无缝钢管用顶头的研究 [J]. 钢管, 1990, (1): 58-62.
Uchida Hide, Hou F T. Research on the plug for rolling alloy seamless steel pipe [J]. Steel Tube, 1990, (1): 58-62.
- [2] 于杰栋, 魏玉芝, 姚忠卯, 等. 自动轧管机顶头的生产工艺改进 [J]. 钢管, 2007, 36 (6): 49-51.
Yu J D, Wei Y Z, Yao Z M, et al. The production process improvement of the automatic pipe rolling machine plug [J]. Steel Tube, 2007, 36 (6): 49-51.
- [3] 王清华. 钢管斜连轧装备的智能控制与实验研究 [D]. 太原: 太原科技大学, 2017.
Wang Q H. Intelligent Control and Experimental Studies of Tandem Skew Rolling Equipment Produced Steel Tube [D]. Taiyuan: Taiyuan University of Science and Technology, 2017.

- [4] 双远华, 胡建华, 赵春江, 等. 无缝钢管轧制工艺及其数值模拟 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2012.
Shuang Y H, Hu J H, Zhao C J, et al. Seamless Steel Tube Rolling Process and Its Numerical Simulation [M]. Beijing: National Defense Industrial Press, 2012.
- [5] 牛旭. 斜连轧过程关键工艺技术的研究 [D]. 太原: 太原科技大学, 2016.
Niu X. Research on Key Technology of Tandem Skew Rolling Process [D]. Taiyuan: Taiyuan University of Science and Technology, 2016.
- [6] 双远华, 魏东, 陈建勋, 等. 一种轧管芯棒自动装卸机械手 [P]. 中国: CN111151580B, 2020-12-04.
Shuang Y H, Wei D, Chen J X, et al. A kind of automatic loading and unloading robot for pipe rolling mandrel [P]. China: CN111151580B, 2020-12-04.
- [7] 周忠民, 成友义, 曲鹏. 三辊斜轧穿孔的轧制压力计算 [J]. 钢管技术, 1987, (1): 17-26.
Zhou Z M, Cheng Y Y, Qu P. Calculation of rolling pressure for piercing in three-roll cross rolling [J]. Steel Pipe Technology, 1987, (1): 17-26.
- [8] 张耀文. 三爪卡盘静态夹紧力研究 [J]. 制造技术与机床, 1999, (9): 15-17.
Zhang Y W. Research on static clamping force of three-jaw chuck [J]. Manufacturing Technology and Machine Tool, 1999, (9): 15-17.
- [9] Estrems M, Arizmendi M, Cumbicus W E, et al. Measurement of clamping forces in a 3 jaw chuck through an instrumented aluminium ring [J]. Procedia Engineering, 2015, 132: 456-463.
- [10] 安虎平, 张志梅, 王黎萍. 三爪卡盘机构及其夹紧力模型分析 [J]. 制造技术与机床, 2020, (6): 89-95.
An H P, Zhang Z M, Wang L P. Three-jaw chuck mechanism and its clamping force model analysis [J]. Manufacturing Technology and Machine Tool, 2020, (6): 89-95.
- [11] 卜炎编. 螺纹联接设计与计算 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1995.
Pu Y. Design and Calculation of Threaded Connection [M]. Beijing: Higher Education Press, 1995.
- [12] GB/T 193—2003, 普通螺纹直径与螺距系列 [S].
GB/T 193—2003, Ordinary thread diameter and pitch series [S].
- [13] 张庆宝. 螺纹联接中力矩的确定与计算 [A]. 中国电子学会中国仪器仪表学会. 第二十四届中国(天津)2010 IT、网络、信息技术、电子、仪器仪表创新学术会 [C]. 天津, 2010.
Zhang Q B. Determination and calculation of torque in threaded connection [A]. China Institute of Electronics China Institute of Instrumentation. The 24th China (Tianjin) 2010 IT, Network, Information Technology, Electronics, and Instrumentation Innovation Academic Conference Proceedings [C]. Tianjin, 2010.

AFDEX

INTELLIGENT METAL FORMING SIMULATOR

智能化金属成形模拟软件

◆**易用:**简单、友好,且在不断优化的操作界面,大量的学习向导以及应用实例,使工程师不但上手轻松,更不会在使用中气馁,AFDEX可以帮助您轻松分析锻造工艺。

◆**准确:**超过500个实际生产应用案例,包含复杂的冷温热多工位锻造、闭塞锻造、径向锻造、辊锻、辗环等几乎所有锻压成形工艺的模拟。AFDEX的准确性和能力,已经在全球百余家制造企业的生产中得到了验证。

◆**各种结果同时展示:**AFDEX的后处理平台,可以在运算的同时,实时显示各种结果:变形形状、节点的速度、应变、应变率、应力、金属流线、某点流动、边界节点应力、界面应力、温度分布、损伤、磨损、体积变化、载荷等。

◆**自动分析多工步工艺,轻松进行模具分析:**AFDEX可以自动对多工位的锻造工艺进行模拟,无需用户的干预。模具分析与优化是工程师的重要工作,在AFDEX中,您只需要点击两下鼠标,即可以对模具进行模拟分析,结果实时展示给用户。

◆**丰富的材料库与设备模型:**AFDEX中提供了丰富的开放式材料数据库,包括美日德标的各种黑色金属、轻合金以及模具钢等两百余种材料数据。用户也可根据自己的需要定制材料库。另外,AFDEX集成了实际生产中常用的设备模型,包括液压机、机械压力机、螺旋压力机、锻锤等。可以满足用户各种成形条件下模拟的需要。

◆**适合多种人群使用:**AFDEX不强迫锻造工程师了解软件执行的相关理论和有限元方法,在AFDEX的开发理念中,即使是新手也能轻松的学习和使用它。同时AFDEX提供了多国语言界面的支持。

◆**卓越的成本效益:**AFDEX更了解中国,专为中国用户而制定的低成本运作政策,显著降低了用户的采购及使用成本,具有卓越的成本效益。

◆**我们能够提供的不仅是软件:**AFDEX一直坚持的开发商与服务商一体化,可以提供更好的本土化服务与定制服务。中韩技术团队,为您提供终身的维护服务。在软件之外,我们更可以为您提供工艺技术开发与制造服务,协助您进行工艺开发、优化设计、学术研究、装备与生产线建设。

BRIMET 北京机电研究所有限公司

地址:北京市海淀区学清路18号6层 邮编:100083

电话:010-82415037,82415024 传真:010-62943911

E-mail:info@afdex.com.cn,afdexcn@gmail.com

HTTP://WWW.AFDEX.COM.CN

(以上数据和资料由北京机电研究所有限公司提供)