

直缝焊管成型机接触压力研究

Study on Contact Pressure of Welded Tube with Straight Sew

于凤琴 毛贵波

摘要 根据全息光弹实验结果得出的轧辊接触压力的分布规律,进而利用能量方法、轧压理论及厚壁筒理论对开口孔型、闭口孔型的轧辊接触压力进行计算。结果表明理论计算与实测值比较接近,有一定的应用前景。

关键词 能量法,轧压理论,接触压力。

Abstract The article bases on the result of elastic-optic experiment and uses the energy method, roll theory and thick tube theory to calculate the contact pressure in ringent and close section. The result indicates that the theoretical calculation accords with experiment's. It's foreground to be used in practice.

Key words the energy method, roll theory, contact pressure.

0 引言

轧辊相对于管坯是前滑还是后滑,决定了轧辊对管坯所施加的摩擦力的方向,摩擦力大小却与轧辊的接触压力分布有关。由此可见,轧辊与管坯间的接触压力分布是十分重要的。

现有文献中对轧辊与管坯间的接触压力有些研究,但都是在一定假设下进行的,也没有实验数据与之对照。

本文首先以光弹实验分析研究了管坯与轧辊间接触压力,揭示了开口孔型、闭口孔型中接触压力分布规律,进而分析管坯与轧辊间接触压力,理论与实验比较吻合。

成型机布置形式是水平辊与立辊交替布置,前

1~6架是开口孔型机架,之后是封闭孔机架,最后是定径机架。

1 水平辊轧制负荷及其分布

水平辊机架通常是驱动的,它除了负担管坯的成型任务外,还要输入管坯成型所需要的动力。为了计算轧辊作用于管坯上驱动力大小,首先要求得轧制负荷及其分布。

1.1 开口孔型轧制负荷

赖明道等^[1]在实测研究基础上认为开口机架轧制负荷由成型力和压靠力组成,这是符合实际的一种看法。

成型力是指使管坯发生机架间的变形所需要的作用力,压靠力是进一步压靠轧辊使管坯壁厚受到压缩所产生的作用力。

1.1.1 成型力的理论计算

管坯成型过程实质是管坯经过多次弯曲后成为圆筒状。根据能量守恒原理,弯曲所需弯曲变形能(忽略热能散失)等于弯曲力所作的功。整个成型过程经过了由弹性到塑性的过程,符合以下假设:平截面假设;忽略横截面上横向应力;管坯曲率半径远远大于管坯厚度,这时可假设中性层固定在截面中点连线上;简单卸载定理。

管坯在第 $i \sim i+1$ 架距内,管坯的曲率 $C(x)$ 是逐

2000年12月12日收到。

于凤琴(Yu Fengqin),燕山大学机械工程学院,秦皇岛066004(The College of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)。

毛贵波(Mao Guibo),牡丹江迈克机床制造有限公司,牡丹江157011(Mudanjiang Mike Machine Tool Manufacturing Corporation, Mudanjiang 157011)。

渐由 C_i 变为 C_{i+1} 的, $C(x)$ 可以借正弦幂函数来描述, 如图1所示, 即:

$$C(x) = C_i + (C_{i+1} - C_i) \sin^{\frac{\pi}{2}} \left(\frac{x}{L} \right)^n \quad (1)$$

式中, x 为第 $i \sim i+1$ 架的纵向坐标, 第 i 架 $x=0$; L 为相邻机架间距; n 为形状幂函数, $n=2 \sim 7$. n 需要根据机架间距离、机架间孔型、管坯几何、力学参数选定。一般成型之初, 管坯变形表现出很强的局部性, n 应该取大值。

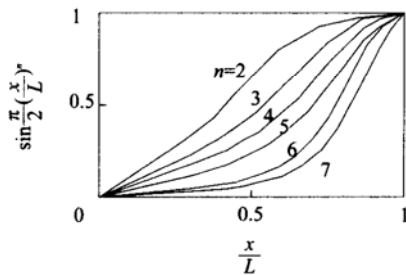


图1 正弦幂函数示意图

Fig. 1 The curve of sinusoidal power

管坯的变形过程示意图如图2所示。

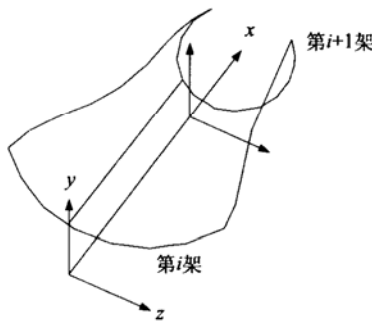


图2 变形过程示意图

Fig. 2 The graphics of the forming process

管坯采用圆周弯曲法弯曲变形, 在 dx 段上的变形能为

$$U(x) = \frac{Bh^2}{6} \sigma_s \left[1.5(c(x) - c_i) + 0.5c_i^2 \left(\frac{1}{c(x)} - \frac{1}{c_i} \right) \right] dx \quad (2)$$

式中, B 为带钢宽度; h 为带钢厚度; σ_s 为带钢屈服强度; c_w 带钢弯曲极限曲率; $U(x)$ 为相邻机架间 d x 段上的变形能。

第 $i \sim i+1$ 架间管坯的变形能, 对式(2)在 L 上进行积分, 即:

$$U_i = \int_0^L U(x) dx \quad (3)$$

式(3)给出了管坯横向纯弯曲变形能, 但实际上除横向纯弯曲外, 管坯还要发生纵向拉伸、压缩及平面内的剪切变形, 因而管坯全变形能 U_{ir}

$$U_{ir} = \eta U_i \quad (4)$$

式中: η 为多余能系数, $\eta=1 \sim 1.5$, 变形之初由于变形不均性强, 取大值。

第 $i \sim i+1$ 架间管坯的变形可以视为曲率 c_i 为1的圆柱壳体在第 $i+1$ 架孔型中逐渐下压的结果, 如图3所示。实验表明, 力 P 在位移 S 上所作的功, 由于第 $i \sim i+1$ 架管坯的变形能是弹塑性的, 可以近似表示为

$$A = \frac{1}{2} PS \quad (5)$$

式中, A 为力所作的功; P 为第 $i+1$ 架成型力; S 为曲率 c_i 的管坯在 c_{i+1} 架孔型中下压距离。

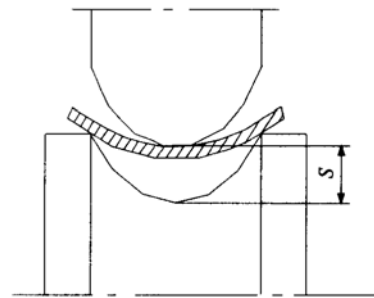


图3 第 $i+1$ 架孔型中下压

Fig. 3 Depress in aperture during $i+1$ frame

应用能量守恒原理, 由式(4)和式(5)得

$$P = \frac{2U_{ir}}{S} \quad (6)$$

1.1.2 成型力在孔型中的分布

1) 开孔孔型上辊成型力在孔型中的分布

根据全息光弹结果, 抽象出的压力分布为图4所示, 用正弦曲线逼近它, 即可表示为

$$q_w = q_{w0} \sin \frac{\pi}{\alpha_{i+1}} \theta$$

式中, q_w 为成型力线密度; q_{w0} 为成型力线密度的峰值; α_{i+1} 为轧辊孔型中心半角; θ 为极角, $\theta=0 \sim \alpha_{i+1}$ 。

分布力 q_w 沿孔型弧长的积分等于成型力 P , 据此可以导出

$$q_{w0} = \frac{P}{\rho_{i+1}^n \left[\frac{1 - \cos(\beta+1)\alpha_{i+1}}{\beta+1} + \frac{1 - \cos(\beta-1)\alpha_{i+1}}{\beta-1} \right]} \quad (7)$$

式中, ρ_{i+1}^n 为第 $i+1$ 架上辊曲率半径; $\beta = \pi/\alpha_{i+1}$ 。

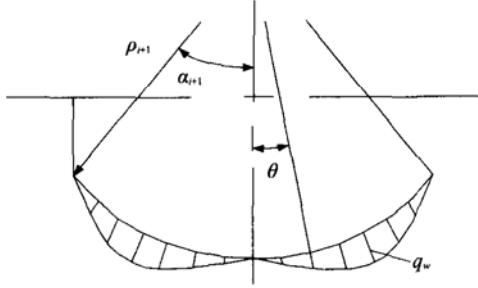


图4 开口孔型上辊成型力分布

Fig. 4 The forming pressure distribution of the top roll

2) 开孔孔型下辊成型力在孔型中的分布

根据全息光弹结果, 成型力集中作用于下轧辊的左右边缘, 如图5所示。由垂直方向的力平衡条件得

$$P_L = \frac{P}{2\cos\alpha_{i+1}} \quad (8)$$

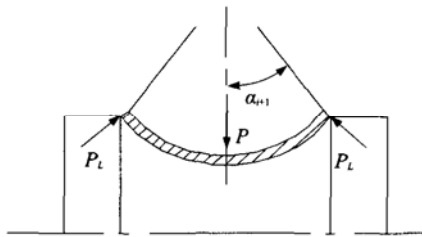


图5 开口孔型下辊成型力分布

Fig. 5 The pressure distribution of the bottom roll

1.1.3 压靠力及其分布

为了穿带及正常生产时给管坯提供足够的驱动力, 除成型力外还要给管坯施加压靠力。实验表明, 实际压靠力与成型力之间有一定的数量关系: 在成型角 $\alpha \leq 180^\circ$ 的各架水平辊, 压靠力约等于成型力; 在成型角 $180^\circ \leq \alpha \leq 270^\circ$ 的水平辊机架, 上下辊之间的接触弧较短, 需要较大的压靠力产生的所需的拉力, 实测表明压靠力约为 2 倍的成型力。

焊管成型时的压靠力一般都在弹性压靠范围内, 根据全息光弹得到压靠力分布为

$$q_v = q_{w0} \cos\theta \quad (9)$$

式中, q_v 为压靠力线密度; q_{w0} 为孔型对称中心线上压靠力线密度峰值; θ 为极角。

压靠力的分布如图6所示, 根据压靠力 P_y 求得孔型对称中心线上压靠力线密度 q_{v0} , 即

$$q_{v0} = \frac{P_y}{2\rho \int_0^\alpha \cos\theta d\theta} \quad (10)$$

式中, ρ 为管坯厚度中性层曲率半径; α 为上轧辊孔型中心角之半。

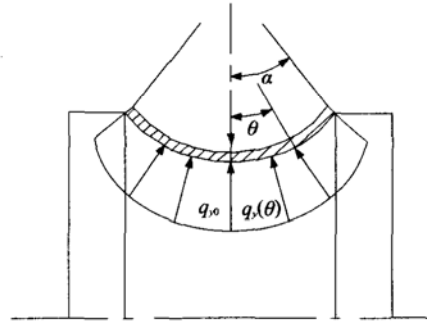


图6 压靠力分布示意图

Fig. 6 The graph of squeeze load distribution

1.1.4 上、下水平辊总接触压力

对于上轧辊

$$q(\theta) = q_w(\theta) + q_v(\theta)$$

对于下轧辊, 则是中部作用有 $q_v(\theta)$, 左右作用有集中力 P_L 。

1.2 定径轧制负荷

直缝焊管经挤压焊接和冷却后进入定径机架, 一方面使焊管的形状及尺寸落在公差范围之内, 另一方面使焊管外表面更为光滑。

引入以下假设: 由于定径量很小, 变形具有轴对称性、忽略管筒垂直端面上的剪应力; 张应力对定径负荷的影响忽略不计。

整个变形区分为 4 部分: 弹性区、弹塑性区、全塑性区和弹复区。轧制负荷计算如图7所示。

各定径变形区上压力分布如图8所示, 将压力沿接触弧积分求得定径负荷线密度 q_r , 即

$$q_r = \int_{-l}^l p dx \approx \frac{2}{3} p_1 l_1 + \frac{1}{2} (p_1 + p_2) l_2 + p_2 l_3 + \frac{2}{3} p_2 l_4$$

式中, p_1 为弹性区极限压力最大值, $p_1 = \frac{\sigma}{2} (1 - \frac{a^2}{b^2})$; p_2 为弹塑性区极限压力, $\ln \sqrt{\frac{a}{b}} = \frac{1}{4} \left\{ \sqrt{3} \arcsin \frac{-p_2}{2k} + \ln \left[\frac{-p_2}{2k\sqrt{3}} + \sqrt{1 - (\frac{-p_2}{2k})^2} \right] \right\}$; l_1 为弹性变形区长度, $l_1 = R(\sin\alpha - \sin\alpha_1)$; l_2 为弹塑性变形区长度, $l_2 = R(\sin\alpha_1 - \sin\alpha_2)$; l_3 为全塑性变形区长度, $l_3 = l - l_1 - l_2$; l_4 为弹复变形区长度; α 为咬入角; α_1 为与弹性区尾端对应中心角; α_2 为与弹塑性区尾端对应中心角; l 为加载变形区长度, $l \approx \sqrt{R \cdot 2u_3}$, $\alpha \approx \sqrt{2u_3/R}$; σ_s 为管筒的屈服极限; a 为管筒的内半径; b 为管筒的外半径; γ 为管筒的泊松比。

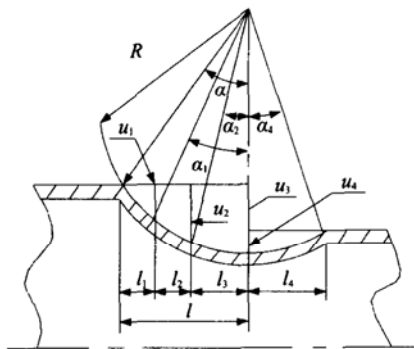


图7 定径辊轧制负荷计算

Fig. 7 The roll load calculation of squeeze roll

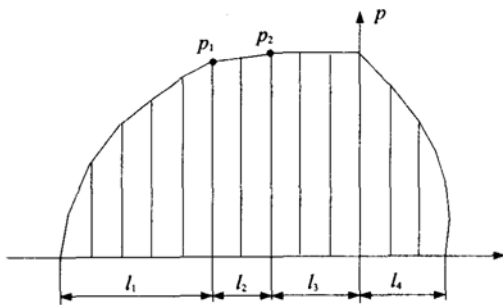


图8 各定径变形区压力分布

Fig. 8 The pressure of squeeze roll distribution in squeezing
经推导得

$$P_s = q \cdot d$$

式中, P_s 为定径负荷; d 为管筒直径。

1.3 封闭孔机架轧制负荷计算

在封闭孔型全息光弹实验中可以观察到, 封闭孔型中的隔离环对管坯起导向作用, 控制其稳定和

对中运行。由于辊缝的存在, 实际调整时总可以压下上轧辊使管坯在环向发生一定的塑性压缩变形, 使管坯的边缘变形更充分。

封闭孔机架可用弹塑性厚壁筒理论计算其轧制负荷。沿用定径负荷计算方法, 这时的定径量参数可按设计的压缩量给定。定径量(直径上)可取管坯外径的 $(1 \sim 1.6) \times 10^{-3}$ 倍。

2 立辊的轧制负荷

立辊要承担一定的成型任务。立辊是被动的, 对管坯施加的变形阻力由驱动水平辊承担。

2.1 成型段立辊的轧制负荷

与1.1计算水平辊成型力的方法类似, 以公式(2~4)计算出某个立辊及其上辊道所夹变形区管坯全变形能 U_{ir} , 公式(5)、(6)也可继续使用。这里的 S 表示左右两个立辊的侧向压进距离, 如图9所示。

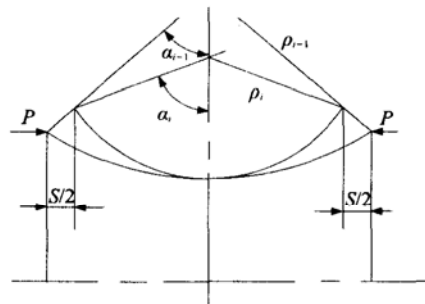


图9 立辊负荷

Fig. 9 Vertical roll load

2.2 定径段的立辊轧制负荷

定径段的立辊轧制负荷与1.2定径水平辊的轧制负荷计算方法相同。

3 理论与实验对比分析

文献[1]和[2]报道了锦西钢管厂Φ165机组是测试结果。测试钢管规格Φ140×4.5, B₃F, $\sigma_s = 240\text{MPa}$, $E = 2.1 \times 10^5\text{MPa}$, 成型段下辊转速为14.5rpm, 定径段转速为19.5rpm, 孔型为单半径圆周成型系统, 孔型参数如表1所示。

其它参数如下:

形状幂函数 $n=3$; 管坯在孔型中的下压距离 S 根

据给定孔型参数计算,但S比实际计算值大1%,因为使管坯变形更充分。

水平辊、立辊轧制负荷理论—实验对比情况如图10及图11所示。

表1 $\Phi 140 \times 4.5$ 孔型参数及轧辊负荷表
Tab. 1 $\Phi 140 \times 4.5$ aperture parameter and roll load (mm)

架次孔孔	开口孔						闭口孔			定径辊		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
立辊 ρ	∞	495	270.3	192.5	148.5	120	99.5	84.5	76	70.4	70.05	69.08
水平辊 ρ	660	320	220.3	165	132	109.7	79	79	72	70.1	70.0	69.9
上平辊底径	496.8	499.5	502.2	504.9	576.2	579.5	585.3	585.3	588.4	271	292.5	294
下平辊底径	276	277.5	279	283.5	282	283.5	286.5	286.5	288	220	220	220
立辊底径	150	150	150	150	180	180	180	180	180	220	220	220
水平辊负荷计算值/N	800	1200	1230	1100	990	1470	3000	2560	2540	3220	2200	2250
水平辊负荷实验值/N		1180	980	860	1140	1496		2540	2250	4200	2550	3000
立辊负荷计算值/N		14000	7500	6500	6000	6500	7000	13000	18000	17000	21000	18000
立辊负荷实验值/N							5500	10500		32000	18000	175000

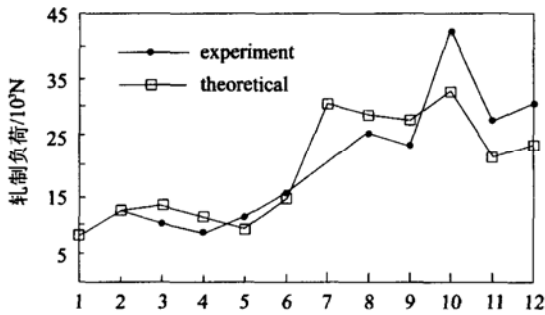


图10 水平辊轧制负荷理论—实验对比
Fig. 10 The comparison of theoretical and experimental load of the horizontal roll

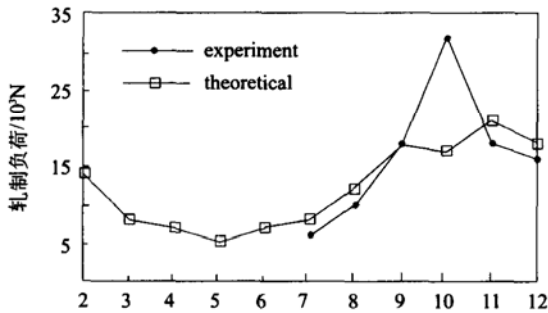


图11 立辊轧制负荷理论—实验对比
Fig. 11 The comparison of theoretical and experimental load of the vertical roll

水平辊的负荷在开口区比较小,而在闭口区、定径区则比较大。原因一是闭口区、定径区的管坯为圆形坯,允许加载较大的负荷,二是闭口区、定径区要提供主要的驱动力;与此相反,开口区的管

坯如果轧制负荷太大就可能使整机功率损耗增加。

立辊的负荷与水平辊负荷的分布相似,原因是开口区的管坯的刚度较低;闭口区、定径区的负荷较大,因为此时的管坯刚度较大。夹在闭口区和定径区中间的是挤压辊,挤压辊的压力是最大的。

4 结论

本文给出的轧制负荷计算不仅适用于辊式成型机组,而且也适用于排辊机组,但目前给出的公式是针对单半径孔型系列。

本文系统解决了焊管成型力学参数计算的理论方法。用本文理论公式可以快速方便的进行机组力学参数计算、机组强度设计。

参考文献

- 赖明道. 直缝焊管机力能参数研究. 东北重型机械学院学报. 1982, (2): 13-21
- 蔡松庆. 直缝焊管机力能参数研究: [硕士学位论文]. 秦皇岛: 燕山大学, 1998,32-43
- 木内学. \square - Γ 成形と解析法. 塑性と加工. 1990,9
- 崔蒲. 矫直理论与参数计算. 第二版. 北京. 机械工业出版社. 1994,43-69
- 杨楠. 直缝焊管生产中轧辊与管坯间接触压力分布规律: [硕士学位论文]. 北京: 北京科技大学, 1997
- 于凤琴. 直缝焊管成型机的张力分析: [硕士学位论文]. 秦皇岛: 燕山大学, 1998,32-52