DOI: 10.3901/JME.2020.04.049

高压气瓶辊模拉拔力的理论计算与数值模拟^{*}

赵长财^{1,2} 袁荣娟¹ 郝海滨^{1,2} 胡丽梅¹ 贾向东³

(1. 燕山大学机械工程学院 秦皇岛 066004;

2. 先进锻压成形技术与科学教育部重点实验室(燕山大学) 秦皇岛 066004;

3. 南京林业大学机电工程学院 南京 210037)

摘要: 高压气瓶是高压气体的主要盛装容器, 广泛应用于石油化工、冶金、机械、交通、采矿、医药等行业部门及日常生活中。拉拔工艺是制造高压气瓶的重要方法。辊模的拉拔力是高压气瓶拉拔工艺中重要的参数之一。针对气瓶拉拔工艺, 通过塑性力学对气瓶辊模拉拔过程进行分析, 建立气瓶辊模拉拔过程中的几何模型和力学模型, 并且给出辊模拉拔力的理论计算公式。在 34CrMo4 气瓶用钢热态拉伸试验的基础上, 建立气瓶 5 辊拉拔的有限元分析模型并与所建立的理论模型的计算结果进行对比分析, 分析结果表明, 理论计算结果和数值模拟结果二者吻合较好, 因此, 建立的理论分析模型为气瓶的辊模拉拔实际生产中拉拔力的计算提供重要的理论依据。该理论计算模型和数值模型对气瓶的辊模拉拔工艺具有重要的参考意义。

关键词: 高压气瓶; 辊模拉拔; 拉拔力; 理论模型; 数值模拟

中图分类号: TG386

Theoretical Calculation and Numerical Simulation on Roller Die Drawing Force of High Pressure Cylinder

ZHAO Changcai^{1,2} YUAN Rongjuan¹ HAO Haibin^{1,2} HU Limei¹ JIA Xiangdong³

(1. School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004;

2. Key Laboratory of Advanced Forging & Stamping Technology and Science(Yanshan University),
Ministry of Education of China, Qinhuangdao 066004;

3. College of Mechanical and Electronic Engineering, Nanjing Forestry University, Nanjing 210037)

Abstract: As the main container of high pressure gas, high pressure cylinder is widely used in petrochemical, metallurgy, machinery, transportation, mining, medicine and other industries and daily life. Drawing process is an important method for making High pressure Gas cylinders. The roller die drawing force of high pressure cylinder is one of the important parameters in pipe drawing process. In this paper, the drawing process of gas cylinder roller die is analyzed by plastic mechanics, the geometric model and mechanic model of the gas cylinder during the roller die drawing process are established, and the calculation formulas of the roller die drawing force is deduced. Based on The Mechanical properties of gas cylinder material obtained by thermal tension test of Steel for cylinders 34CrMo4, the numerical analysis model 5-roller die drawing of gas cylinder is established which is compared with the result of theoretical model. The results of the simulation are in good agreement with the calculated results of theoretical model. Therefore, the theoretical calculation model and the numerical model can provide important references for the roller die drawing process of gas cylinders.

Key words: gas cylinder; roller dies drawing; drawing force; theoretical model; numerical simulation

0 前言

气瓶作为我国应用数量最多的特种设备与储运设备, 在汽车、化工、能源等领域大量使用。现有

的高压气瓶制造主要有热旋压成形和拉拔成形两种方法^[1-4], 即曼立斯曼法和意哈德法。曼立斯曼法是利用无缝钢管做坯料, 采用热旋压技术成形。该工艺生产设备投入较小, 工艺过程简单, 生产效率较高, 是目前应用最为广泛的制备方法。但该方法生产的气瓶壁厚误差大, 在钢瓶底部易形成缺陷: 底部增厚难度大, 尤其是圆弧与直壁过渡段的增厚较困难, 且容易在该部位出现夹渣和氧化皮等融合缺

^{*} 燕山大学博士基金资助项目(B944)。20190401 收到初稿, 20191001 收到修改稿

陷, 而该过渡段是气瓶高应力危险区域, 影响了气瓶的安全性能。意哈德法是利用拉拔工艺生产无缝钢瓶的成形方法。该方法是将一个加热至锻造温度的圆坯(或方坯料)经液压机反向挤压预成形为带底的厚壁圆筒件。该厚壁圆筒经拉拔液压机用圈模与辊轮模共同作用拉拔出所需的气瓶, 再通过局部加热旋压工艺收口制备成瓶。该方法成形气瓶具有整体性好、强度高、型面尺寸准确等特点, 避免了管制瓶工艺所形成的底部缺陷, 安全性和可靠性更高; 且同等容积规格瓶重较管制瓶轻 15% 左右, 符合当前轻量化的要求, 对提高高压气瓶的安全性以及节能环保具有重要意义。

在瓶坯的传统拉拔成形工艺中, 其主要成形方式为拉拔圈模成形。在圈模成形工序中, 模具经常因磨损而导致产品尺寸精度和表面质量降低。1956 年日本东京大学五弓勇雄等^[5-9]提出了辊模拉拔工艺, 由于工件与辊模间的摩擦力小而克服了传统圈模拉拔工艺的缺陷成为一种较新的金属塑性加工方法。此外辊模拉拔工艺还具有润滑要求低、单道次延伸系数大、拔制速度快等优点^[10-11]。在辊模拉拔工艺中, 辊轮布置形式大致可以分为二辊、三辊、四辊和多辊。线棒材多为二辊、三辊轧制。

辊模拉拔成形工艺是轧制工艺与拉拔工艺的结合。辊模的拉拔力是拉拔工艺中重要的参数之一。拉拔力是设备的刚度计算、校核和生产工艺规程制定的重要参数, 也是扩大产品范围、提高产品质量、充分挖掘设备潜力和实现生产过程自动化控制的重要原始参数。

在目前学者关于轧制力或拉拔力的研究过程中, 采用的主要研究方法有三种: 实测法、数值模拟和理论计算^[12-14]。而实测法耗费大量人力和财力, 故大部分学者采用后两种方法。侯东晓等^[15]在 Bland-Ford-Hill 轧制力模型的前提下, 在垂直方向上引入冷轧机轧辊振动位移动态变化的影响, 建立了一种动态轧制力模型, 为研究抑制轧机振动的问题提供了理论指导。付焱等^[16]通过主应力法建立了蛇形轧制过程中轧制力矩与轧制力的解析预测模型, 并将试验结果与理论计算结果对比, 验证了解析预测模型的准确性, 为蛇形轧制在超大厚度板材制造中的应用提供了有效的理论参考。LI 等^[17]通过结合流体动力学方法和 Navier-Stokes 方程推导出新的适用于热轧的轧制力公式并可实现更高的计算精度。秦建平等^[18]对双金属管复合拉拔变形区进行分析后, 建立了复合拉拔拔制力的计算公式, 分析了相关参数的确定方法, 并且对该计算方法进行了评价。而目前关于气瓶辊模拉拔力的研究还比较少。

气瓶辊轮模拉拔工艺通过中心的模杆带动套在模杆外部的瓶坯(杯形坯料)向上运动, 依次通过由若干辊轮组(一般每组辊轮由 3~6 个辊轮组成)组成的变形平面, 从而实现瓶坯壁厚减薄, 轴向变长。其工艺原理图如图 1 所示。

图 1 气瓶辊模拉拔基本原理图

图 2 为课题组主持设计的 425-219 气瓶拉拔生产线上的辊轮模照片, 图 3 为利用本工艺生产的高压气瓶。

图 2 气瓶辊拉拔模

图 3 $\phi 325$ 辊模拉拔气瓶

本文以气瓶辊轮模拉拔工艺为研究对象。通过塑性力学基本原理, 对瓶坯辊轮拉拔工艺过程进行分析。在此基础上, 推导了辊轮拉拔力计算公式。以 34CrMo4 材料模型为基础, 建立了气瓶辊轮拉拔工艺的数值分析模型, 并对不同拉拔工艺条件下的理论计算与数值模拟的拉拔力进行对比分析。

1 力学模型的建立

1.1 基本假设

- (1) 将瓶坯视为刚塑性体。
- (2) 辊轮是刚性体, 且在拉拔过程中不发生弹性变形。
- (3) 瓶坯与辊模和芯棒的接触条件符合库伦摩擦条件。
- (4) 轴向应力沿横截面均匀分布, 垂直轴线的横截面上没有剪切力作用。
- (5) 在拉拔过程中, 单元体垂直轴线的平面在变形后仍然保持平面; 横截面(环形截面)在拉拔过程中仍为环形截面。
- (6) 单元体沿周向变形量远小于轴向的变形量, 故忽略其周向变形, 认为单元体只在轴向方向伸长。
- (7) 由于辊轮拉拔倾角 α 很小, 所以芯棒与瓶坯的接触压力和辊轮与瓶坯的接触压力很接近, 因此假设瓶坯在拉拔过程中与芯棒和辊轮的接触正应力相等, 且均为 p 。

1.2 几何模型及受力分析图

根据基本假设条件, 以单个辊轮和与之对应的瓶坯为研究对象, 建立辊轮轴截面和瓶坯轴截面的几何边界图和单元体的受力简图如图 4 和图 5 所示。

图 4 中, R_n 为芯棒半径(mm); t 为单元体厚度(mm); p 为辊轮表面工作压力(MPa); α_k 为在平面 θ 内单元体与等效辊轮中心夹角(rad); θ 为在垂直于瓶坯轴线的纵截面内单元体与 y 轴夹角(rad); R_1 为辊轮型面半径(mm); θ_g 为辊轮在垂直于瓶坯轴线的纵截面内与 y 轴最大夹角(rad); ω 为点 B 与 y 轴的夹角(rad); L 为模杆中心与辊轮中心距离(mm); V_p 为金属管材轴向变形流动线速度(mm/s); ω 为辊轮转动速度(rad/s); R_n 为模杆半径(mm); L_g 为辊轮长度(mm); R_θ 为辊轮在 y 轴截面半径(mm); t_g 为辊轮模拉拔后瓶坯壁厚(mm); t_0 为辊轮模拉拔前瓶坯壁厚(mm); R_0 为辊轮模拉拔前的瓶坯初始半径(mm); R_g 为辊轮模拉拔后瓶坯的半径(mm)。

(a) 辊轮轴截面

(b) 瓶坯轴截面

图 4 辊轮拉拔几何边界图

图 5 辊轮拉伸基本单元受力模型

1.3 气瓶辊模拉拔力模型的建立

如图 4a 所示, 假设与 y 轴的夹角为 θ 的点 B 是瓶坯与辊轮接触表面的等速点(瓶坯表面 B 点的

线速度和辊轮表面 B 点的线速度相等)。在 AB 段内, 金属管材轴向变形流动线速度 V_p 小于辊轮表面的各点线速度 V_g 。在 BC 段内, 金属管材轴向变形流动线速度 V_p 大于辊轮表面的各点线速度 V_g 。沿线 OAD 将辊轮拉拔模型沿瓶坯轴线 z 向展开, 得到在 θ 面内的瓶坯轧制模型, 如图 4b 所示。在 θ 面内选取单元体 dz , 忽略坯料的周向流动。

在微角度 $d\theta$ 范围内, 当 $\theta > \varphi$ 时, 单元受力模型如图 5a 所示。单元体沿 z 轴的平衡方程

$$\begin{aligned} & (\sigma_z + d\sigma_z) \frac{1}{2} [(R_n + t + dt)^2 - R_n^2] d\theta - \\ & \sigma_z \frac{1}{2} [(R_n + t)^2 - R_n^2] d\theta + p \tan \alpha_k dz (R_n + t) d\theta - \\ & \tau_n R_n d\theta dz - \tau_g (R_n + t) \cot \alpha_k dz d\theta = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

当 $\theta < \varphi$ 时, 单元受力模型如图 5b 所示, 单元体沿 z 轴的平衡方程

$$\begin{aligned} & (\sigma_z + d\sigma_z) \frac{1}{2} [(R_n + t + dt)^2 - R_n^2] d\theta - \\ & \sigma_z \frac{1}{2} [(R_n + t)^2 - R_n^2] d\theta + p \tan \alpha_k dz (R_n + t) d\theta - \\ & \tau_n R_n d\theta dz + \tau_g (R_n + t) \cot \alpha_k dz d\theta = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

式中, σ_z 为单元体沿瓶坯轴向应力(MPa); p 为辊轮表面工作压力(MPa); τ_n 为瓶坯与芯棒的摩擦剪切力(MPa); τ_g 为瓶坯与辊轮的摩擦剪切力(MPa)。

采用库仑摩擦条件

$$\tau_n = \mu_n p \quad (3)$$

$$\tau_g = \mu_g p \quad (4)$$

式中, μ_n 、 μ_g 为瓶坯分别与芯棒、辊轮模的摩擦因数。

将式(3)、(4)代入式(1)、(2)中, 略去高阶无穷小化简得

$$\begin{aligned} & \sigma_z (R_n + t) dt + \left(R_n t + \frac{1}{2} t^2 \right) d\sigma_z + p [(R_n + t) \tan \alpha_k - \\ & \mu_n R_n \pm \mu_g (R_n + t) \cot \alpha_k] dz = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

在式(5)中, 当 $\theta > \varphi$ 时, 即 $V_g > V_p$ 时, 式中 $\mu_g(R_n + t)$ 取“-”; 当 $\theta < \varphi$ 时, 即 $V_g < V_p$ 时, 式中 $\mu_g(R_n + t)$ 取“+”。

在等效轧制平面内, 即图 4b 所示的截面内, 瓶坯与辊轮在拉拔过程中为曲线接触。为简化计算, 在研究过程中本文以弦代替弧, 根据几何条件, 拉拔过程中辊轮的接触弧方程为

$$t = \frac{R_0 - R_g}{l} z + t_g \quad (6)$$

式中, l 为辊轮与瓶坯刚接触点 D 到辊轮中心的轴

向垂直距离(mm)。

因为接触弧长很小, 可以用直线段 DE 代替弧 DE , 则在直线段 DE 上 α_k 与位置无关, 存在

$$\tan \alpha_k = \tan \alpha = \frac{R_0 - R_g}{l} = \text{常数} \quad (7)$$

对式(6)两边对 z 求导得

$$\frac{dt}{dz} = \frac{R_0 - R_g}{l} \quad (8)$$

对于所取单元体, 以及基本假设条件, 可以近似的将单元体在 θ 面内的轴向应力 σ_z 和辊轮表面单位压力 p 作为主应力, 其中 $\sigma_1 = -p$, $\sigma_3 = \sigma_z$ 。由塑性条件有

$$p + \sigma_z = 2K \quad d\sigma_z = -dp \quad (9)$$

式中, K 为瓶坯材料的剪切强度(MPa)。

将式(7)~(9)代入式(5)中化简得

$$\begin{aligned} & \frac{dp}{dt} - p \cdot \left[-\frac{2R_n \mu_n}{(2R_n + t)t} + \frac{2(R_n + t)}{(2R_n + t)t} \cdot \left[\pm \mu_g \cdot \frac{l}{R_0 - R_g} \right] \right] \cdot \\ & \frac{l}{R_0 - R_g} = \frac{2(R_n + t)}{(2R_n + t)t} \cdot 2K \end{aligned} \quad (10)$$

根据线性方程 $\frac{dy}{dx} + p(x)y = Q(x)$ 的求解规律可得在微角度 $d\theta$ 范围内, 单元体作用在辊轮模上的单位压力为

$$\begin{aligned} p = & \exp \left[\xi \int \frac{-2R_n}{(2R_n + t)t} dt + \eta \int \frac{2(R_n + t)}{(2R_n + t)t} dt \right] \int \frac{4(R_n + t)K}{(2R_n + t)t} \times \\ & \exp \left[-\xi \int \frac{-2R_n}{(2R_n + t)t} dt - \eta \int \frac{2(R_n + t)}{(2R_n + t)t} dt \right] dt + \\ & C \exp \left[\xi \int \frac{-2R_n}{(2R_n + t)t} dt + \eta \int \frac{2(R_n + t)}{(2R_n + t)t} dt \right] \end{aligned} \quad (11)$$

$$\text{令 } \xi = \mu_n \frac{l}{R_0 - R_g}, \eta = \pm \mu_g \left(\frac{l}{R_0 - R_g} \right)^2, \text{ 则式(11)}$$

化为

$$\begin{aligned} p = & C (t + 2R_n)^{\xi + \eta} t^{\eta - \xi} + (t + 2R_n)^{\xi + \eta} t^{\eta - \xi} \times \\ & 2K \int 2(R_n + t) (2R_n t + t^2)^{\xi - \eta - 1} (2R_n + t)^{-2\xi} dt \end{aligned} \quad (12)$$

式中, C 为常数。

式(12)中, 公式中的第二项为不可积函数, 因此, 对 $(2R_n + t)^{-2\xi}$ 泰勒展开, 保留第一项, 得

$$(2R_n + t)^{-2\xi} = (2R_n)^{-2\xi} \quad (13)$$

将式(13)代入式(12)中得

$$p = C \cdot (t + 2R_n)^{\xi+\eta} t^{\eta-\xi} + \frac{2K(2R_n)^{-2\xi}}{\xi-\eta} (t + 2R_n)^{2\xi} \quad (14)$$

由式(14)和屈服方程式(9), 可以得到通过辊轮模后瓶坯的轴向应力为

$$\sigma_z = 2K - p = 2K - C(2R_n + t)^{\xi+\eta} t^{\eta-\xi} - \frac{2K(2R_n)^{-2\xi}}{\xi-\eta} (2R_n + t)^{2\xi} \quad (15)$$

由边界条件 $t=t_0$ 时

$$\sigma_z = \sigma_0 \quad (16)$$

式中, σ_0 为瓶坯进入辊轮模前的初始应力, $\sigma_0 = \sigma_e$; 若瓶坯初始端为自由表面, 则 $\sigma_0 = 0$ 。

将式(16)代入式(15)中求得常数项 C 为

$$C = \frac{2K - \sigma_0 - \frac{2K(2R_n)^{-2\xi}}{\xi-\eta} (2R_n + t_0)^{2\xi}}{(2R_n + t_0)^{\xi+\eta} t_0^{\eta-\xi}} \quad (17)$$

将式(17)代入式(15)有

$$\sigma_z = 2K - \frac{2K - \sigma_0 - \frac{2K(2R_n)^{-2\xi}}{\xi-\eta} (2R_n + t_0)^{2\xi}}{(2R_n + t_0)^{\xi+\eta} + t_0^{\eta-\xi}} \times (2R_n + t)^{\xi+\eta} t^{\eta-\xi} - \frac{2K(2R_n)^{-2\xi}}{\xi-\eta} (2R_n + t)^{2\xi} \quad (18)$$

则在瓶坯出口处坯料的轴向应力为

$$\sigma_z = 2K - C(2R_n + t_g)^{\xi+\eta} t_g^{\eta-\xi} - \frac{2K(2R_n)^{-2\xi}}{\xi-\eta} (2R_n + t_g)^{2\xi} \quad (19)$$

式中, t_g 为瓶坯通过辊轮模后的壁厚(mm)。

由几何条件可知

$$l = \sqrt{2R_\theta(R_0 - R_g) - (R_0 - R_g)^2} \quad (20)$$

在辊轮拉拔变形过程中, 单道辊轮的拉拔比不大, 即 $R_0 - R_g$ 很小, 因此可以忽略式(20)中的高阶项, 即用接触弧的弦长作为变形区的长度, 则

$$l = \sqrt{2R_\theta(R_0 - R_g)} \quad (21)$$

在 θ 面内的等效辊轮半径 R_θ 为

$$R_\theta = L - R_l(1 - \cos\theta) \quad (22)$$

式中, L 为拉拔辊轮模轴线与瓶坯轴线的中心距(mm); R_l 为辊轮模型腔面包络半径(mm)。

将式(22)代入式(21)中得

$$l = \sqrt{2[L - R_l(1 - \cos\theta)](R_0 - R_g)} \quad (23)$$

在垂直于瓶坯轴线的横向截面内, 如图 4a 所

示。根据式(19)可求得作用在芯棒上的力 F 为

$$F = 2M \cdot A \int_0^{\theta_g} \left[2K - C(2R_n + t_g)^{\xi+\eta} t_g^{\eta-\xi} - \frac{2K(2R_n)^{-2\xi}}{\xi-\eta} (2R_n + t_g)^{2\xi} \right] d\theta = 2M \cdot A \int_0^{\theta_g} \left[C(2R_n + t_g)^{\xi_1+\eta_1} t_g^{\eta_1-\xi_1} + \frac{2K(2R_n)^{-2\xi_1}}{\xi_1-\eta_1} (2R_n + t_g)^{2\xi_1} \right] d\theta + 2M \cdot A \int_{\theta_g}^{\theta_s} \left[C \times (2R_n + t_g)^{\xi_1+\eta_2} t_g^{\eta_2-\xi_1} + \frac{2K(2R_n)^{-2\xi_1}}{\xi_1-\eta_2} (2R_n + t_g)^{2\xi_1} \right] d\theta \quad (24)$$

式中, M 为在垂直于瓶坯轴线的截面内辊轮模的个数; ξ_1 、 η_1 、 η_2 、 A 如下所示

$$\xi_1 = \mu_n \frac{\sqrt{2(L - R_l(1 - \cos\theta))(R_0 - R_g)}}{R_0 - R_g} \quad (25)$$

$$\eta_1 = \mu_g \left(\frac{\sqrt{2(L - R_l(1 - \cos\theta))(R_0 - R_g)}}{R_0 - R_g} \right)^2 \quad (26)$$

$$\eta_2 = -\mu_g \left(\frac{\sqrt{2(L - R_l(1 - \cos\theta))(R_0 - R_g)}}{R_0 - R_g} \right)^2 \quad (27)$$

$$A = \pi(t_g^2 + 2R_n t_g) \quad (28)$$

由几何关系有

$$\theta_g = \arcsin \frac{L_g}{2R_l} \quad (29)$$

式中, L_g 为拉拔辊轮模的宽度(mm)。

式(24)不能直接进行积分求解, 为了便于求解, 以若干直线段代替辊轮模腔的圆弧边界。假设用 N 段直线段来代替圆弧。

由几何条件得

$$R_\theta^i = \frac{L}{\cos\left(i \frac{\theta_g}{N}\right)} - R_l \quad i = (1, N) \quad (30)$$

$$\Delta l^i = \frac{\theta_g}{N} R_l \quad i = (1, N) \quad (31)$$

式中, R_θ^i 为任意第 i 段直线处的等效辊轮半径(mm); Δl^i 为任意第 i 段直线的长度(mm)。

对于第 k 段, 若满足 $k \frac{\theta_g}{N} \leq \phi$, $(k+1) \frac{\theta_g}{N} > \phi$ 时, k 将 N 个线段分为两组。

当 $i \leq k$ 时, 将式(30)、(31)代入式(24)中, 则此

时对第 i 段有

$$F_1^i = 2M \cdot A [C(2R_n + t_g)^{\xi_1^i + \eta_1^i} + \frac{2K(2R_n)^{-2\xi_1^i}}{\xi_1^i - \eta_1^i} (2R_n + t_g)^{2\xi_1^i}] \Delta l^i \quad (32)$$

$$\xi_1^i = \mu_n \frac{\sqrt{2R_\theta^i \cdot (R_0 - R_g)}}{R_0 - R_g} \quad (33)$$

$$\eta_1^i = \mu_g \left(\frac{\sqrt{2R_\theta^i \cdot (R_0 - R_g)}}{R_0 - R_g} \right)^2 \quad (34)$$

当 $i > k$ 时, 同理得

$$F_2^i = 2M \cdot A [C(2R_n + t_g)^{\xi_1^i + \eta_2^i} + \frac{2K(2R_n)^{-2\xi_1^i}}{\xi_1^i - \eta_2^i} (2R_n + t_g)^{2\xi_1^i}] \Delta l^i \quad (35)$$

$$\eta_2^i = -\mu_g \left(\frac{\sqrt{2R_\theta^i \cdot (R_0 - R_g)}}{R_0 - R_g} \right)^2 \quad (36)$$

则芯棒的拉拔力 F 为

$$F = 2M \cdot A \left(\sum_1^k F_1^i + \sum_k^N F_2^i \right) \quad (37)$$

2 气瓶辊模拉拔数值模拟

2.1 材料模型的建立

2.1.1 合金钢 34CrMo4 材料热拉伸试验

因为气瓶是用来贮藏压缩气体的高压容器, 瓶体材料大多为优质铬钼钢。故本文单向拉伸试验材料选用 34CrMo4 气瓶用钢, 采用 GB6397-86 拉伸标准试件如图 6 所示。

图6 单向拉伸试样

试验设备为 Gleeble-3500 热模拟试验机, 设定变形温度为 1 000 °C, 应变速率分别选取为 0.1 s⁻¹、1 s⁻¹、3 s⁻¹、4.5 s⁻¹。

2.1.2 拉伸试验结果

按照上节的试验方案得到不同应变速率下

34CrMo4 合金钢的工程应力应变曲线, 通过公式转换获得其真实应力应变曲线, 见图 7。

图7 不同应变速率下真实应力-应变曲线

2.2 有限元模型的建立

为节省计算时间, 采用 ABAQUS 建立 1/5 轴对称模型, 见图 8。在拉拔成形过程中, 辊轮、模杆和模杆变形很小。所以将辊轮和模杆设置为离散刚体, 辊轮轴为离散刚体, 瓶坯设置为变形体。瓶坯网格类型为 C3D8R 六面体网格, 材料模型为试验获得的 34CrMo4 合金钢真实应力应变曲线, 初始变形温度为 1 000 °C, 其余模拟参数见表 1。

图8 辊模拉拔数值模型

表1 辊模拉拔模拟参数

$2R_g(2R_l)$	密度 /(g/cm ³)	弹性模量 /GPa	泊松比	拉拔速度 /(mm/s)
φ325	7.8	15	0.3	500
模杆半径 /mm	瓶坯原 始外半径 /mm	瓶坯与芯 模间摩擦 因数 μ_1	瓶坯与滚 轮间摩擦 因数 μ_2	辊轮与辊 轮轴间摩 擦因数 μ_3
159.3	174.3	0.3	0.3	0.1

2.3 模拟方案

模拟通过改变模型中参数厚径比 t/R_0 和减径比 R_g/R_0 , 保持其他基本参数不变, 具体模拟方案设置见表 2。

表 2 辊模拉拔模拟方案

t/R_0		R_g/R_0		
0.126	0.518	0.623	0.744	0.862
0.107	0.518	0.623	0.744	0.862
0.086	0.518	0.623	0.744	0.862

3 理论拉拔力与数值模拟拉拔力对比

提取不同参数组合下模拟拉拔力数据并与理论计算结果对比, 理论计算时式(36)中的材料剪切强度代 1 000 °C 时 34CrMo4 的剪切强度。得到随拉拔比和厚径比变化的拉拔力曲线, 如图 9 所示。

图 9 不同拉拔比下拉拔力曲线

从图中可以看出, 理论计算拉拔力与模拟拉拔力都随着拉拔比和厚径比的增大而增大。理论计算结果与模拟结果吻合良好, 而且理论计算拉拔力整体比模拟拉拔力偏大, 最大相对偏差为 13.7%。这证明了此理论计算模型的有效性和适用性。

4 结论

(1) 通过塑性力学对气瓶辊模拉拔过程进行分析, 建立了气瓶辊模拉拔过程中的几何模型和力学模型, 并且给出了辊模拉拔力的计算公式。

(2) 在 34CrMo4 合金钢热态下拉伸试验的基础上, 建立了气瓶 5 辊拉拔的数值分析模型, 通过数值模拟对气瓶辊模拉拔过程进行了分析。

(3) 通过理论模型和数值模拟对不同拉拔比和厚径比下的辊模拉拔力进行了比较分析, 结果表明, 理论计算结果和数值模拟结果二者吻合较好, 因此, 建立的理论分析模型为气瓶的辊模拉拔实际生产中拉拔力的计算提供了重要的理论依据。

参 考 文 献

[1] 郝海滨. CNG 气瓶拉拔工艺研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2014.

HAO Haibin. Research on drawing process of CNG GAS cylinder[D]. Qinhuangdao: Yanshan University: 2014.

[2] 郝海滨, 赵长财. CNG 气瓶辊模拉拔数值模拟研究[J]. 燕山大学学报, 2014, 38(2): 134-139.

HAO Haibin, ZHAO Changcai. Numerical simulation of roller drawing of CNG gas cylinder[J]. Journal of Yanshan University, 2014, 38(2): 134-139.

[3] 罗先登. 高压气瓶用无缝钢管的生产与进展[J]. 钢管, 1999, 28(4): 1-2.

LUO Xiandeng. Production and development of seamless steel tubes for hi-pressure GAS vessel purpose[J]. Steel Pipe, 1999, 28(4): 1-2.

[4] 李旺. CNG 气瓶热旋压机研发及有限元分析[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2011.

LI Wang. R&D and finite element analysis on hot spinning machine of CNG cylinders[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2011.

[5] 五弓勇雄. ローラーダイス引拔法の特长[J]. 日本金属学会志, 1962, 26(1): 39-43.

ISAO Gokyu. Characteristics of the method of drawing[J]. The Japan Institute of Metals and Materials, 1962, 26(1): 39-43.

[6] 五弓勇雄. ローラーダイス引拔法の特长[J]. 日本金属学会志, 1963, 27(12): 611-618.

ISAO Gokyu. Characteristics of the method of drawing[J]. The Japan Institute of Metals and Materials, 1963, 27(12): 611-618.

[7] 五弓勇雄. ローラーダイス伸線法について[J]. 鉄と鋼, 1963, 49(8): 1110-1117.

ISAO Gokyu. On the roller-dies drawing[J]. Tetsu-to-Hagane, 1963, 49(8): 1110-1117.

[8] ISAO Gokyu. On the production of round-wire from alum. strip[J]. Light Metals, 1966, 6(80): 38-44.

[9] ISAO Gokyu. Character of roller-dies wire drawing method[J]. Hitachi Review(other), 1956(15): 7-12.

[10] 郑宝龙, 李连诗. Y 型三辊辊模长芯棒拉拔无缝钢管的工艺研究[J]. 钢管, 1998(1): 1-4.

ZHEN Baolong, LI Lianshi. A study concerning technique for drawing seamless steel tube with Y type three-roll die and long mandrel[J]. Steel Pipe, 1998(1): 1-4.

[11] 雷虹, 贝力. 辊模减径新工艺[J]. 钢管, 1995(5): 59-62.

LEI Hong, BEI Li. A new technology concerning pipe reducing with roll type die[J]. Steel Pipe, 1995(5): 59-62.

[12] 胡大超. 管材拉拔力实测与理论分析[J]. 钢管, 1994(6): 14-21.

HU Dachao. Site measurement and theoretic analysis of drawing force with respect to tubular products[J]. Steel Pipe, 1994(6): 14-21.

[13] 曾犇, 张恒华. 钢板热轧过程中轧制力的有限元模拟[J].

- 宽厚板, 2009, 15(6): 1-4.
- ZENG Ben, ZHANG Henghua. Finite element simulation on the rolling force during hot rolling of steel plate[J]. Wide and Heavy Plate, 2009, 15(6): 1-4.
- [14] ZHANG Dianhua, LIU Yuanming, SUN Jie, et al. A novel analytical approach to predict rolling force in hot strip finish rolling based on cosine velocity field and equal area criterion[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2016, 84(5): 1-8.
- [15] 侯东晓, 朱月, 刘浩然, 等. 基于动态轧制力的冷轧机非线性振动特性研究[J]. 机械工程学报, 2013, 49(14): 45-50.
- HOU Dongxiao, ZHU Yue, LIU Haoran, et al. Research on nonlinear vibration characteristics of cold rolling mill based on dynamic rolling force[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(14): 45-50.
- [16] 付垚, 谢水生, 熊柏青, 等. 主应力法计算蛇形轧制的轧制力[J]. 塑性工程学报, 2010, 17(6): 103-109.
- FU Yao, XIE Shuisheng, XIONG Baiqing, et al. Calculation of rolling force in snake rolling by slab method[J]. Journal of Plasticity Engineering, 2010, 17(6): 103-109.
- [17] LI Si, WANG Zhigang, LIU Changming, et al. A simplified method to calculate the rolling force in hot rolling[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2017, 88: 2053-2059.
- [18] 秦建平, 尹钢. 双金属管复合拉拔力计算[J]. 钢管, 1995(1): 22-25.
- QIN Jianping, YIN Gang. Calculation of complex drawing force for clad steel pipe processing[J]. Steel Pipe, 1995(1): 22-25.
-
- 作者简介: 赵长财, 男, 1964 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为金属管、板材成形新工艺及理论, 成形设备设计及特种锻造成形工艺。
E-mail: zhao1964@ysu.edu.cn
- 袁荣娟, 女, 1964 年出生, 学士, 高级实验师。主要研究方向为特种成形工艺。
E-mail: yryj@ysu.edu.cn
- 郝海滨(通信作者), 男, 1976 年出生, 博士研究生, 副教授。主要研究方向为管板类成形工艺。
E-mail: hbbhao@ysu.edu.cn
- 胡丽梅, 女, 1992 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为气瓶拉拔工艺。
E-mail: 1584842773@qq.com
- 贾向东, 男, 1987 年出生, 博士研究生。主要研究方向为管板类成形工艺。
E-mail: jiaxd.good@163.com