

平面形状控制用 AGC 油缸的活塞杆直径优化研究*

王贵桥, 张智勇, 曹光明, 孙杰, 李建平

(东北大学轧制技术及连轧自动化国家重点实验室 沈阳, 110819)

摘要 在常规等厚度轧制时,通常只注重自动厚度控制(automatic gauge control, 简称 AGC)油缸的压下速度,其结构尺寸采用经验法设计,随着平面形状控制(plan view pattern control, 简称 PVPC)的工艺创新,对 AGC 油缸的回退速度提出了很高要求,而传统设计思路难以满足,严重影响生产效率。针对此问题,提出了提升 AGC 油缸回退速度的方法。首先,基于伺服阀流量方程、油缸力平衡方程和稳态流量关系,建立了四通阀控缸的稳态速度模型,确定了活塞杆直径对油缸稳态速度的影响规律;其次,提出了一种 AGC 油缸活塞杆尺寸的优化设计方法;最后,对 3 500 mm 热轧机进行了模拟应用。分析结果表明,在 2 000 kN~45 000 kN 轧制力范围内,所设计的 AGC 油缸的回退速度提升了 13.22%~44.11%,对于在中、小负载条件下对油缸压下速度和回退速度都有较高要求的平面形状控制场合具有广阔的应用前景。

关键词 自动厚度控制油缸;压下速度;回退速度;平面形状控制;四通阀控缸

中图分类号 TH137

引言

常规等厚度轧制的液压 AGC 控制过程一般只注重 AGC 油缸的带载压下速度,通常采用三通阀控制方式^[1-3]。三通阀控制 AGC 油缸的回退过程依靠的是有杆腔的恒背压 P_b ,由于过大的 P_b 会损失轧机的轧制能力,所以 P_b 一般不高(2 MPa~5 MPa),造成 AGC 油缸回退速度较慢。随着平面形状控制的技术创新^[4-6],对 AGC 油缸回退速度也提出了较高的要求,而三通阀控制方式难以满足。四通阀控缸比三通阀控缸多一个液压弹簧,液压固有频率和液压阻尼比都是三通阀控缸的 $\sqrt{2}$ 倍,具有更好的动态响应^[7],有利于同时实现 AGC 油缸的快速压下和快速回退功能。实际应用结果表明,四通阀控缸方式的 AGC 油缸回退速度比三通阀控制方式得到了明显提升。但是,在中、小轧制力条件下,四通阀控缸的极限回退速度比极限压下速度小很多,使得属于对称轧制范畴的平板形控制在轧制节奏上受到很大限制,亟待进一步优化。

AGC 油缸的活塞直径 D 主要根据轧机最大轧制力需求和 AGC 油缸的最大工作压力进行初步计算,然后将计算结果进行圆整。活塞杆直径 d 通常按照经验法进行计算,取为 $D-T$ ($100 \text{ mm} \leq T \leq 150 \text{ mm}$),一般 D 越大, T 取值越大^[8-10]。在确定的

油缸活塞直径 D 下,活塞杆直径的大小决定了 AGC 油缸的有杆腔环形作用面积,从而直接影响 AGC 油缸的运动特性。基于上述传统设计方式获得的活塞杆直径一般都较大,使油缸活塞面积比环形面积大很多。在四通阀控制方式下具有相同的进油节流和回油节流面积,无杆腔回油阻力较大,从而造成回退能力不足,导致极限回退速度仍然明显低于极限压下速度。如果将活塞杆直径设计的很小,又会造成压下时有杆腔回油受阻,加上轧制力负载的同时作用,将产生压下速度不足的问题。因此,优化 AGC 油缸的尺寸设计对于提高四通阀控 AGC 油缸的运动特性具有重要意义。

本研究基于伺服阀的流量方程、液压缸的力平衡方程和液压缸活塞两侧的稳态流量关系,推导出不同负载条件下四通阀控缸稳态压下速度和稳态回退速度模型,提出一种 AGC 油缸活塞杆直径尺寸优化方法,并通过 3 500 mm 热轧机的 AGC 油缸运动特性模拟计算分析,证明了所提方法的有效性和先进性。

1 AGC 油缸稳态速度模型推导

1.1 四通阀控 AGC 缸液压原理

四通阀控 AGC 油缸液压原理如图 1 所示。其

* 辽宁省重大科技专项资助项目(2023JH26-10100002)

收稿日期:2023-12-01;修回日期:2024-01-30

中: x 为油缸活塞位移; D 为油缸活塞直径; d 为油缸活塞杆直径; P_1 为油缸无杆腔压力; P_2 为油缸有杆腔压力; F 为油缸负载力; x_v 为伺服阀阀芯位移; P_s 为油源压力; P_0 为回油管路内压力,一般取 $P_0=0$;A和B分别为伺服阀的工作油口。

AGC油缸的控制逻辑如下:①当伺服阀控制信号大于0时, $x_v>0$,高压油流过伺服阀节流边进入油缸无杆腔,同时有杆腔油液流经伺服阀的另外一个节流边进入回油管路,使 x 增加,轧机辊缝减小;②当伺服阀控制信号小于0时, $x_v<0$,高压油流过伺服阀节流边进入油缸有杆腔,同时无杆腔油液流经伺服阀的另外一个节流边进入回油管路,使 x 减小,轧机辊缝增加;③当伺服阀控制信号等于0时, $x_v=0$,在理想零开口伺服阀的控制下,活塞停止运动,辊缝保持不变。液压AGC控制系统利用测厚仪、油缸位移传感器和轧制力传感器等在线检测仪表连续测量的信号,完成AGC油缸位移和轧制力的实时调整,从而实现精确控制产品厚度的目的。

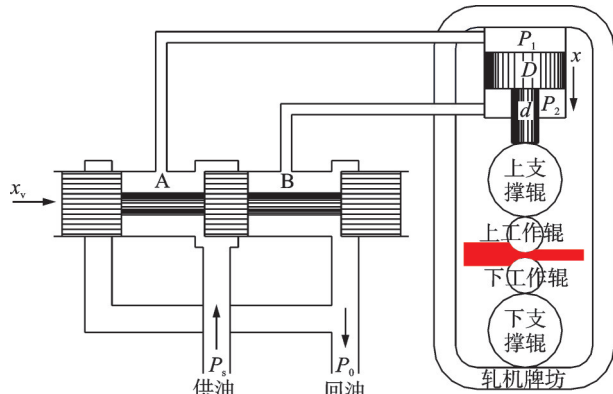


图1 四通阀控AGC油缸液压原理

Fig.1 Hydraulic schematic of four-way valve controlled AGC cylinder

1.2 油缸稳态速度模型

根据轧机最大轧制力和AGC油缸的最大设计工作压力,初步计算AGC油缸的活塞直径,即

$$D_1 = \sqrt{2F_{z\max}/\pi P_{\max}} \quad (1)$$

其中: D_1 为初步计算的AGC油缸的活塞直径; $F_{z\max}$ 为轧机最大轧制力; P_{\max} 为AGC油缸的最大设计工作压力。

对初步计算的AGC油缸的活塞直径 D_1 向上圆整,根据向上圆整后的 D_1 确定AGC油缸的活塞直径 D 。令无杆腔活塞面积为 A_1 ,有杆腔环形面积为 A_2 ,则

$$A_1 = \frac{\pi D^2}{4} \quad (2)$$

$$A_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (3)$$

在油缸退回过程中,通过伺服阀流入油缸有杆腔的流量 Q_2 为

$$Q_2 = C_d \omega x_v \sqrt{\frac{2(P_s - P_2)}{\rho}} \quad (4)$$

其中: C_d 为流量系数; ω 为伺服阀阀芯的面积梯度; x_v 为伺服阀的阀芯位移; ρ 为液压油密度。

通过伺服阀流出油缸无杆腔的流量 Q_1 为

$$Q_1 = C_d \omega x_v \sqrt{\frac{2P_1}{\rho}} \quad (5)$$

在油缸活塞稳态运动时,忽略油缸的内、外泄漏,可得

$$Q_1/A_1 = Q_2/A_2 \quad (6)$$

在油缸活塞稳态运动时,活塞受力处于平衡状态,忽略活塞受到的摩擦力和黏性阻尼力,则

$$P_1 A_1 = P_2 A_2 + F \quad (7)$$

其中: F 为油缸受到的负载力。

联立式(4)、式(5)可得

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt{\frac{P_1}{P_s - P_2}} \quad (8)$$

令 $n = \frac{A_1}{A_2}$ 、 $m_1 = n^2$ 、 $m_2 = \frac{1}{m_1}$,联立式(6)和式(8)可得

$$P_2 = P_s - \frac{P_1}{m_1} \quad (9)$$

由式(7)变换可得

$$P_2 = nP_1 - \frac{F}{A_2} \quad (10)$$

联立式(9)、式(10)可得

$$P_1 = \frac{P_s + \frac{F}{A_2}}{n + \frac{1}{m_1}} = \frac{P_s A_2 + F}{A_1 + m_2 A_2} \quad (11)$$

根据流量与活塞运动速度的关系,有

$$Q_1 = A_1 v_1 \quad (12)$$

联立式(5)、式(11)和式(12)可得

$$v_1 = \frac{Q_1}{A_1} = \frac{C_d \omega x_v}{A_1} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{P_s A_2 + F}{A_1 + m_2 A_2}} \quad (13)$$

因此,得到AGC油缸的稳态回退速度与活塞杆直径的关系为

$$v_1 = \frac{4 C_d \omega x_v}{\pi D^2} \sqrt{\frac{2 P_s D^4 (D^2 - d^2) + \frac{4}{\pi} F D^4}{\rho D^6 + (D^2 - d^2)^3}} \quad (14)$$

令 $k = 1 - \frac{d^2}{D^2}$, $0 < k < 1$, 将式 (14) 进行简化得到

$$v_1 = \frac{4 C_d \omega x_v}{\pi D^2} \sqrt{\frac{2 k P_s + \frac{4F}{\pi D^2}}{\rho k^3 + 1}} \quad (15)$$

同理, 可以获得油缸的稳态压下速度为

$$v_2 = \frac{4 C_d \omega x_v}{\pi D^2} \sqrt{\frac{2 P_s - \frac{4F}{\pi D^2}}{\rho k^3 + 1}} \quad (16)$$

2 活塞杆尺寸优化

令 $P = \frac{4F}{\pi D^2} = k_0 P_s$, 其物理意义为在负载力 F 单独作用下, 在液压缸无杆腔产生的压力。假设工作过程中油缸所受的最小作用力为 F_{\min} , 最大作用力为 F_{\max} , 令 $k_{0\min} = \frac{4F_{\min}}{\pi D^2 P_s}$, $k_{0\max} = \frac{4F_{\max}}{\pi D^2 P_s}$, 则 $k_0 \in [k_{0\min}, k_{0\max}]$ 。

令

$$M = \sqrt{\frac{k + k_0}{k^3 + 1}} \quad (17)$$

$$N = \sqrt{\frac{1 - k_0}{k^3 + 1}} \quad (18)$$

则活塞直径 D 确定之后, 在固定的伺服阀开口度和恒定的油源压力下, AGC 油缸的稳态回退速度 v_1 与 M 成正比 (M 为无量纲); AGC 油缸的稳态压下速度 v_2 与 N 成正比 (N 为无量纲)。

在 k_0 取值范围内插入 3 个等分节点 $k_{0\min} + d_0$ 、 $k_{0\min} + 2d_0$ 和 $k_{0\min} + 3d_0$, 其中 $d_0 = \frac{k_{0\max} - k_{0\min}}{4}$ 。假设

取 $k_{0\min} = 0.0216$, $k_{0\max} = 0.4866$, 由式 (17) 和式 (18) 可以得到在不同的 k_0 下 k 与 M 、 N 的关系曲线。不同负载条件下的 k - M 和 k - N 曲线分别如图 2、3 所示。其中: M_1 和 N_1 分别为 $k_0 = 0.0216$ 时的曲线; M_2 和 N_2 分别为 $k_0 = 0.1379$ 时的曲线; M_3 和 N_3 分别为 $k_0 = 0.2541$ 时的曲线; M_4 和 N_4 分别为 $k_0 = 0.3704$ 时的曲线; M_5 和 N_5 分别为 $k_0 = 0.4866$ 时的曲线。由图可见, 回退速度随着负载的增加而增加, 压下速度随着负载的增加而降低。

平面形状控制属于对称轧制, 在恒定的轧制速

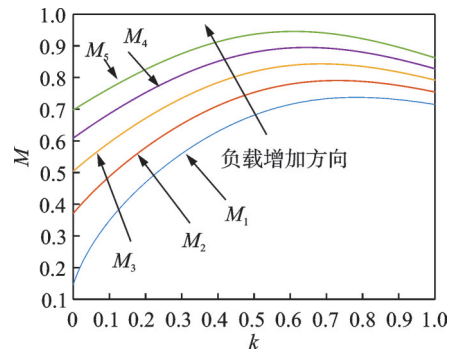


图 2 不同负载条件下的 k - M 曲线

Fig.2 k - M curves under different load conditions

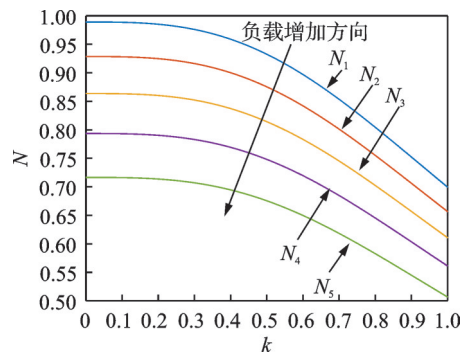


图 3 不同负载条件下的 k - N 曲线

Fig.3 k - N curves under different load conditions

度下, 在过渡段要求 AGC 油缸具有相同的压下和回退能力。因此, 在进行平面形状控制时, 对于相同规格的轧件和相同的过渡段尺寸, 轧机的水平轧制速度受限于轧制过渡段过程中 AGC 油缸极限压下速度和极限回退速度当中的最小值 v_{\min} 。极限压下速度最小值出现在图 3 中最小负载条件下的 N_5 曲线上, 极限回退速度最小值出现在图 2 中最大负载条件下的 M_1 曲线上。将 N_5 曲线和 M_1 曲线放到一个图中, 由 2 条曲线交点对应的横坐标为 k^* 。

M_1 曲线和 N_5 曲线的对比分析如图 4 所示。当 $k < k^*$ 时, 过渡段的 AGC 油缸极限运动速度受限于

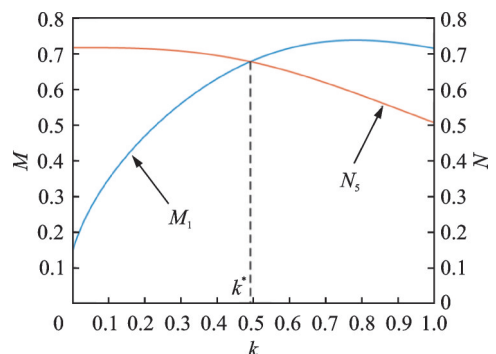


图 4 M_1 曲线和 N_5 曲线的对比分析

Fig.4 Comparative analysis of M_1 and N_5 curves

辊缝增加时的最小极限回退速度;当 $k > k^*$ 时,过渡段的AGC油缸极限运动速度受限于辊缝减小时的最小极限压下速度;当 $k = k^*$ 时,辊缝增加时的最小极限回退速度和辊缝减小时的最小极限压下速度相等,AGC油缸具有最大的运动能力储备。因此,由 k^* 计算得到的油缸活塞杆直径是最优的。

油缸活塞杆直径的具体优化计算过程如下:

- 1) 将 k 在区间 $[0, 1]$ 划分成足够细小的 $(K-1)$ 段,将节点数据存入数组 $k[i], 1 \leq i \leq K$;
- 2) 将 k_0 在区间 $[k_{0\min}, k_{0\max}]$ 划分成足够细小的 (K_0-1) 段,将节点数据存入数组 $k_0[j], 1 \leq j \leq K_0$;
- 3) 对于 $k[i]$,利用式(17)和式(18)分别进行如下计算

$$M[j] = \sqrt{\frac{k[i] + k_0[j]}{k^3[i] + 1}} \quad (1 \leq j \leq K_0) \quad (19)$$

$$N[j] = \sqrt{\frac{1 - k_0[j]}{k^3[i] + 1}} \quad (1 \leq j \leq K_0) \quad (20)$$

- 4) 计算对应于 $k[i]$ 下, $M[j](1 \leq j \leq K_0)$ 和 $N[j](1 \leq j \leq K_0)$ 的最小值 $S[i]$;
- 5) 将 i 从1到 K 依次增加,并且重复步骤3和步骤4,计算获得 $S[i](1 \leq i \leq K)$;
- 6) 计算 $S[i](1 \leq i \leq K)$ 的最大值 $S[i^*]$ 所对应的角标 i^* , $k^* = k[i^*]$;
- 7) 计算 $d_0 = D\sqrt{1 - k^*}$,再将 d_0 按照油缸活塞杆直径尺寸的标准系列进行圆整,得到优化设计后的活塞杆直径 d ;
- 8) 对计算结果进行强度校核。

3 油缸运动特性模拟应用分析

3.1 油缸结构尺寸设计计算

以3 500 mm热轧机为例,采用四通阀控制AGC油缸的工作方式,要求最大轧制力 $F_{z\max} = 80\,000$ kN,液压站油源压力 $P_s = 28$ MPa,油缸最大工作压力 $P_{\max} = 25$ MPa。由式(1)计算可得,AGC油缸的活塞直径 $D_1 = 1\,427.3$ mm。对 D_1 向上圆整,并根据油缸活塞的标准尺寸系列,最终确定AGC油缸的活塞直径 $D = 1\,450$ mm。利用常规的设计方法,取 $d = D - 150 = 1\,300$ mm。

平面形状控制主要发生在粗轧段高温区,3 500 mm热轧机进行平面形状控制时的轧制力一般都在45 000 kN以内,油缸最大压下速度和最大回退速度都要求达到18 mm/s。轧制过程中单台AGC油缸可能受到的最小负载力 $F_{\min} = 1\,000$ kN,

最大负载力 $F_{\max} = 22\,500$ kN。按照本研究提出的方法,取 $K = K_0 = 1\,000$ 。

k^* 值的寻优过程曲线如图5所示。计算可得 $k^* = 0.492$, $d_0 = 1\,033.5$ mm。根据活塞杆标准尺寸系列,取 $d = 1\,050$ mm。

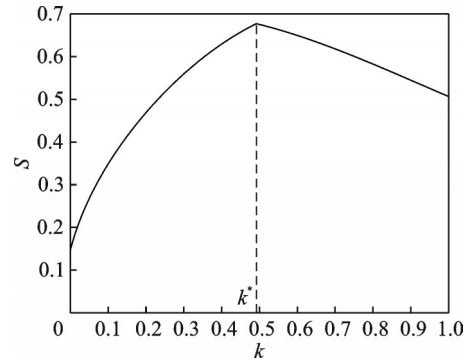


图5 k^* 值的寻优过程曲线

Fig.5 Optimization process curve for k^*

3.2 强度校核

根据轧制过程中对于活塞杆的强度要求,计算活塞杆直径的下限尺寸 d_{\min} ,即

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{2\,000F_{z\max}}{\pi\sigma_1}} \quad (21)$$

其中: σ_1 为活塞杆的许用应力; $\sigma_1 = \sigma_s/n$, n 为安全系数,一般情况下 $n = 5$; σ_s 为活塞杆材料的屈服强度。

活塞杆的材料为55#碳素钢,经过调质加高频淬火处理,其屈服强度 $\sigma_s = 380$ MPa,安全系数 n 取5,则活塞杆的许用应力 $\sigma_1 = \frac{\sigma_s}{5} = 76$ MPa,活塞杆直径的下限尺寸 $d_{\min} \approx 818.6$ mm。因为 $d > d_{\min}$,所以活塞杆直径满足强度要求。

3.3 模拟应用分析

控制阀选用MOOG的D792系列三级伺服阀,对应单边压降 $\Delta P_N = 3.5$ MPa的额定流量 Q_R 为1 000 L/min。由伺服阀的流量特性可知

$$Q_R = C_d \omega x_{v\max} \sqrt{\frac{2\Delta P_N}{\rho}} \quad (22)$$

联立式(15)和式(22)可得

$$v_1 = \frac{4Q_R}{\pi D^2} \frac{x_v}{x_{v\max}} \sqrt{\frac{1}{\Delta P_N} \frac{kP_s + \frac{4F}{\pi D^2}}{k^3 + 1}} \quad (23)$$

联立式(16)和式(22)可得

$$v_2 = \frac{4Q_R}{\pi D^2} \frac{x_v}{x_{v\max}} \sqrt{\frac{1}{\Delta P_N} \frac{P_s - \frac{4F}{\pi D^2}}{k^3 + 1}} \quad (24)$$

由式(23)和式(24)可以分别计算在开口度为 x_v 时,不同负载条件下液压缸的稳态回退速度和稳态压下速度。

平面形状控制主要发生在粗轧段高温区,3 500 mm热轧机进行平面形状控制时的轧制力一般都在45 000 kN以内。取 $x_v = x_{v\max}$ 和 $x_v = -x_{v\max}$,根据式(23)和式(24)进行计算,在不同轧制力作用下,对比传统设计方法和本研究提出的设计方法。2种方法设计的AGC油缸在不同轧制力下的极限稳态运动速度如图6所示。

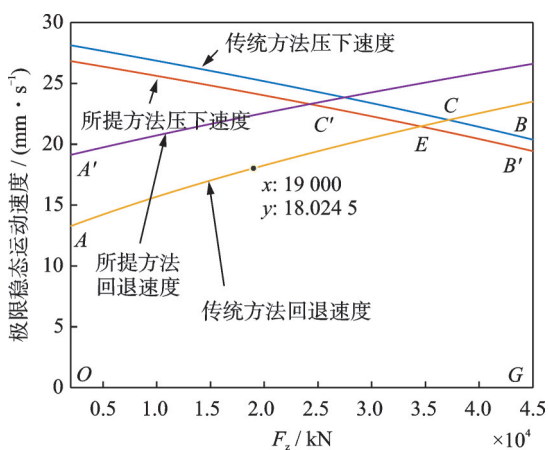


图6 2种方法设计的AGC油缸在不同轧制力下的极限稳态运动速度

Fig.6 The maximum steady-state motion speed of AGC cylinders designed in two ways under different rolling forces

由图6可以看出,相比于传统设计方法,基于本研究所提方法设计的AGC油缸运动特性具有以下特点:①在任何负载条件下,压下速度损失均为4.62%;②稳态回退速度的提升效果更为显著,在轧制力为45 000、35 000、25 000、15 000、5 000及2 000 kN时,稳态回退速度分别提升13.22%、16.28%、20.60%、27.24%、38.76%及44.11%,说明轧制力越小,回退速度提升越明显。

平面形状控制属于对称轧制,在恒定的轧制速度下,要求AGC油缸的压下速度和回退速度基本相等。因此,在进行平面形状控制时,轧机的水平轧制节奏受限于整个工艺过程中AGC油缸压下速度和回退速度当中的最小值 v_{\min} 。由图6可知,采用传统方法设计的AGC油缸,必须在轧制力大于19 000 kN的负载条件下,其极限压下速度和极限回退速度才能同时达到18 mm/s以上。实际生产中,在过渡段压下量较小时,轧制力处于19 000 kN

以内属于常规工作状态,必须通过降低轧制速度或者采用双伺服阀并联工作的方式来解决AGC油缸回退能力不足的问题,这会造成生产效率低下或设备成本显著增加。采用本研究设计的AGC油缸,在2 000 kN~45 000 kN轧制力条件下的极限压下速度和极限回退速度都在18 mm/s以上,满足设计要求。

活塞杆尺寸优化设计是通过4.62%的压下速度损失,换取了回退速度曲线的上抬,使得在2 000 kN~45 000 kN的轧制力区间内,最小压下速度的工作点从B降到了B',最小回退速度的工作点从A提高至A',且A'的纵坐标(19.13 mm/s)和B'的纵坐标(19.43 mm/s)基本相等(两者间存在的细微差异是在确定活塞杆直径时,按照活塞杆标准尺寸系列就近取值造成的),使得四通阀控缸的有效工作区间从图6中的OACBG转变为OA'C'B'G。可以看出,OA'C'B'G的面积要大于OACBG,说明优化后的系统具有更宽的工作范围。从几何图形上分析,图6中的ECBB'是传统设计方法优于本研究所提方法的工作区间,但是在实际平面形状控制工艺实施过程中,3 500 mm热轧机的最小轧制力一般都处于2 000 kN~10 000 kN之间,距离ECBB'区间很远,因此该区间不具有实际应用价值。

此外,平面形状控制在过渡段轧制时的较大跟踪误差出现在AGC油缸回退时的中、小轧制力阶段。由液压伺服理论可知,四通阀控液压AGC缸系统属于I型系统,在过渡段轧制过程的输入信号为速度信号,系统具有稳态跟踪误差,且误差大小与系统的开环增益成反比。系统的开环增益与四通阀控缸系统的流量增益 K_q 成正比。采用本研究所提方法设计的AGC油缸能够显著提升油缸回退时中、小轧制力阶段的流量增益 K_q ,从而提高控制精度。但是,随着 K_q 的增加,系统的稳定裕度变小,实际调试过程中需要特别注意系统的稳定性问题。

4 结 论

1) 对工作在四通阀控制方式下AGC油缸的关键尺寸进行了优化设计,有效提升了AGC油缸的回退速度,而且油缸越大(即 D 越大),提升效果越明显。

2) 在轧制过程中,AGC油缸在回退时辊缝不

断增大,轧制力不断减小,而轧制力是AGC油缸回退动作的驱动力,轧制力较小时不利于实现AGC油缸的快速回退。基于本研究所提方法设计的AGC油缸,在轧制力越小的情况下,回退速度的优势越明显。

3) 平面形状控制主要应用于中厚板轧机,中厚板轧机的AGC油缸都比较大,而且平面形状控制主要发生在粗轧段高温区,以中、小轧制力工作为主。因此,基于所提方法设计的AGC油缸有利于满足热轧平面形状控制的工艺需求,提高了产线的生产效率。

4) 由液压伺服理论可知,四通阀控液压AGC缸系统是典型的I型系统,在过渡段轧制过程的输入信号为速度信号,系统具有稳态跟踪误差,且该误差大小与系统的开环增益成反比。

参 考 文 献

- [1] 丁修堃. 轧制过程自动化[M]. 2版. 北京: 冶金工业出版社, 2005: 102-103.
- [2] 崔金星, 邓烁, 彭艳, 等. 工业数据驱动的轧机振动预测和工艺优化[J]. 振动、测试与诊断, 2022, 42(1): 110-116.
CUI Jinxing, DENG Shuo, PENG Yan, et al. Rolling mill vibration prediction and process optimization driven by industrial data[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2022, 42(1): 110-116.(in Chinese)
- [3] WANG F, ZHOU C, WANG J, et al. Adaptive fuzzy output feedback controller design for a HAGC system with input saturation and output error constraints[J]. Journal of the Franklin Institute, 2022, 359(5): 2030-2057.
- [4] 矫志杰, 何纯玉, 丁敬国, 等. 中厚板轧机平面形状控制技术的工业推广应用[J]. 钢铁, 2019, 54(1): 49-55.
JIAO Zhijie, HE Chunyu, DING Jingguo, et al. Industrial popularization and application of plan view pattern control technology for plate mill[J]. Iron & Steel, 2019, 54(1): 49-55.(in Chinese)
- [5] DING J G, WANG G Q, HE Y H C, et al. Controllable points setting method for plan view pattern control in plate rolling process[J]. Steel Research International, 2020, 91(1): 1-12.
- [6] JIAO Z J, HE C Y, GAO S W, et al. Application of variable gauge rolling technology for plate to reduce the head impact[J]. ISIJ International, 2023, 63(4): 660-669.
- [7] 曹鑫铭. 液压伺服系统[M]. 北京: 冶金工业出版社, 1991: 62-64.
- [8] 郭媛, 李青锋, 邓江洪, 等. 轧机AGC液压缸智能检测系统平台研发[J]. 机床与液压, 2023, 51(3): 85-90.
GUO Yuan, LI Qingfeng, DENG Jianghong, et al. Design of intelligent testing system platform for AGC hydraulic cylinder of rolling mill[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2023, 51(3): 85-90.(in Chinese)
- [9] 邱利琼. 轧机液压AGC系统的动态仿真[J]. 重庆大学学报(自然科学版), 2001, 24(2): 28-31.
QIU Liqiong. Dynamic simulation for hydraulic pressure AGC of rolling mill[J]. Journal of Chongqing University (Natural Science Edition), 2001, 24(2): 28-31. (in Chinese)
- [10] 李彪. 迁钢2 250 mm热轧精轧机AGC控制系统研究[D]. 沈阳: 东北大学, 2013.



第一作者简介:王贵桥,男,1979年3月生,博士、副教授。主要研究方向为金属材料成形装备液压控制关键技术。曾发表《高速、高精度液压多缸同步控制模型及控制策略研究》(《机床与液压》2022年第50卷第19期)等论文。
E-mail: wangguiqiao@163.com

通信作者简介:孙杰,男,1984年9月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为轧制过程数字化建模与智能优化、轧制控制系统研发与应用。
E-mail: sunjie@ral.neu.edu.cn