

重型挤压装备典型产品开发与应用

360 MN 垂直挤压机六缸位移压力协同同等同步控制

赵 飞^{1,2}, 杜随更¹, 雷丙旺³, 孙 浩³

(1. 西北工业大学 机电学院, 陕西 西安 710072; 2. 北京理工大学 机电学院, 北京 100081;

3. 内蒙古北方重工业集团有限公司, 内蒙古自治区 包头 014030)

摘要: 依据 360 MN 垂直挤压机同步控制对压力同步性与位移同步性的要求, 构建了适用于工程应用与过控分析的挤压机多缸同步的几何模型, 建立了主缸速度设定与主缸速度及对应泵组排量的量化关系, 和主缸压力变化下主缸速度变化及对应泵组排量变化的量化关系。在原有位移主从同步控制策略基础上, 提出了位移压力协同同等同步控制策略。研究结果表明, 导致目前主缸挤压不同步的主要原因为个别缸位移信号不可靠; 选用并加入缸压闭环控制, 间接提高了位移信号的有效性。挤压试验及实际生产验证了改进的位移压力耦合同步控制策略改善了主缸压力同步性与位移同步性, 提升了挤压运行稳定性, 提高了挤压质量。

关键词: 挤压机; 多缸同步控制; 位移压力协同; 同步控制策略; 缸压闭环控制

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2025.03.018

中图分类号: TG375⁺.9

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2025) 03-0150-07

Synergistic and synchronous control of displacement and pressure of six cylinders for 360 MN vertical extruder

Zhao Fei^{1,2}, Du Suigeng¹, Lei Bingwang³, Sun Hao³

(1. School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China;

3. Inner Mongolia North Heavy Industries Group Corp. Ltd., Baotou 014030, China)

Abstract: Based on the requirements of pressure synchronization and displacement synchronization for synchronous control of 360 MN vertical extruder, a geometric model of multi-cylinder synchronization for extruder suitable for engineering applications and overload control analysis was constructed, and the quantitative relationship of master cylinder speed setting with main cylinder speed and corresponding pump group displacement, as well as the quantitative relationship between main cylinder speed change and corresponding pump group displacement change under the main cylinder pressure change were established, respectively. Then, based on the existing displacement main-slave synchronous control strategy, a displacement-pressure synergistic and synchronous control strategy was proposed. The results show that the main reason for the current asynchronous extrusion of the main cylinders is that the displacement signals of individual cylinders are unreliable. The selection and addition of cylinder pressure closed-loop control indirectly improve the effectiveness of the displacement signal. The extrusion tests and actual production verify that the improved displacement-pressure coupling synchronization control strategy improve the pressure and displacement synchronization of main cylinders and the extrusion operational stability, which improves the extrusion quality.

Key words: extruder; multi-cylinder synchronous control; displacement-pressure synergy; synchronous control strategy; cylinder pressure closed-loop control

内蒙古北方重工业集团有限公司的 360 MN 垂直挤压机是国内首套垂直挤压大口径厚壁无缝钢管

的生产设备^[1-3]。该型挤压机主推力来自 42 台主泵驱动的 6 台主液压缸, 最大推力达 360 MN, 采用液压同步系统实现 6 台主液压缸的升降动作。但在长期使用过程中, 随着液压泄露、机械磨损、元器件差异等因素的加剧, 控制策略 6 台主液压缸的同步性变差, 表现在动梁空行程时主缸运动速度、位移不一致; 各缸和动梁接触时间点不同; 挤压过程中每个缸活塞压力各不相同, 出力不同; 长期使用加

收稿日期: 2025-01-04; 修订日期: 2025-02-17

作者简介: 赵 飞 (1996-), 男, 博士研究生

E-mail: 3120205110@bit.edu.cn

通信作者: 杜随更 (1963-), 男, 博士, 教授

E-mail: fwcenter@nwpu.edu.cn

速了挤压机磨损，降低了产品同轴度和壁厚一致性，降低了设备的生产能力。生产过程中多次出现动梁倾斜严重，甚至卡死的现象，严重影响生产秩序。

闭环同步控制理论主要是由 Lorenz R D 等^[4]和 Koren Y^[5]提出并发展起来的，现在主要有以下 3 种方式^[6]：主从同步控制方式、同等同步控制方式以及交叉耦合同步控制方式。3 种控制方式在目前均有应用，主从同步控制是指多个需要同步的液压缸以其中一个液压缸为基准，其余液压缸均受到控制，跟随基准液压缸运动，从而实现多缸同步运动^[7-8]；同等同步控制是指多个子通道将反馈信号同时与理想信号比较，将差值作为控制器的输入信号以控制多液压缸的同步运动^[9-10]；交叉耦合同步控制方法，首先将每一个子通道的输出均与其他通道的输出进行比较，然后将所得的偏差乘以相应的增益系数后再相加作为该通道的误差补偿信号，该方式既可以对各子通道之间的参数差异进行补偿，也可以将每一个通道在过渡周期和随机干扰时的相对误差归零，因此，其同步性能较好。目前，交叉耦合同步控制方法主要集中应用于多电机同步控制领域中^[11-12]，在液压多缸同步系统中的应用正逐渐增多。

为改善 360 MN 垂直挤压机 6 台主液压缸的同步性，本文对其液压同步控制系统进行了建模分析研究，针对挤压过程中主缸压力同步性差、承载不均和动梁水平性差等突出问题提出了改进的同步控制策略，并通过挤压生产对所提出的控制方法进行了验证。

1 挤压机多缸同步的几何模型

图 1 为挤压机液压缸几何布局模型图，6 个主液压缸（简称主缸）平行立式放置，左右 2 个较小

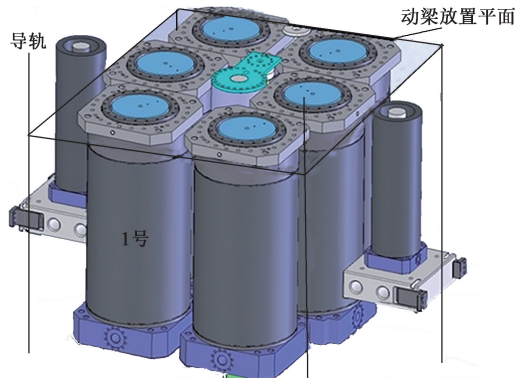


图 1 六缸挤压机几何模型

Fig. 1 Geometry model of extruder with six cylinders

的缸为回程缸，动梁放置在 4 根立柱形成的凹形导轨中。动梁与主缸之间采用球面垫接触方式，二者可脱离。主缸与回程缸作为施力源驱动动梁在导轨内上升或下降，动梁空载上升时将热管坯送入挤压模后，继续加压上升完成管件挤压成形；管件挤出后，动梁载着管坯压余下降，回到初始位置。

2 挤压过程中的缸速与缸压

为建立挤压过程六缸运动的数学模型，首先通过试验建立各缸缸速、缸压与设定值的关系式。

2.1 空载情况下实际缸速与设定值的数学建模

由安装于动梁四角的 4 个磁致伸缩位移传感器采集并计算各缸的位移与运动速度信号，由可编程逻辑控制器（Programmable Logic Controller, PLC）传递各缸运动速度的设定值。根据试验数据分析统计结果，得到空载情况下缸速设定与实际值线性拟合关系：

$$v_i = S_i \cdot a_{v_i} + b_{v_i} \tag{1}$$

式中： i 为主缸编号， $i = 1, 2, 3, \dots, 6$ ； v_i 为主缸 i 的速度， $\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ ； S_i 为主缸 i 的速度设定， mV （电控模拟量）； a_{v_i} 和 b_{v_i} 为缸速回归系数，具体值详见表 1。

表 1 缸速与主泵排量回归系数取值

Table 1 Values of regression coefficients for cylinder speed and main pump displacement

主缸号 i	a_{v_i}	b_{v_i}	a_{Q_i}	b_{Q_i}
1	0.00812	0.3	0.6971	29
2	0.00862	-2.3	0.7399	-195
3	0.00802	1.5	0.6888	132
4	0.00817	0.9	0.7020	76
5	0.00827	-0.9	0.7106	-78
6	0.00800	-0.1	0.6873	-8

根据液压缸活塞面积（ 1.431388 m^2 ）及主泵转速（ $1000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ ）可得缸速设定与对应主泵排量关系：

$$Q_i = S_i \cdot a_{Q_i} + b_{Q_i} \tag{2}$$

式中： Q_i 为主缸 i 泵组排量， $\text{mL} \cdot \text{rev}^{-1}$ ； a_{Q_i} 和 b_{Q_i} 为主缸排量回归系数，具体值详见表 1。

2.2 缸压变化引起缸速变化的数学建模

空载阶段主缸压力较小，当进入出模与稳定挤压阶段，主缸压力逐渐增大。在缸速设定值不变的

条件下,随着主缸压力的增大,相应泄漏增大,主缸速度会有下降趋势,如图 2 所示。

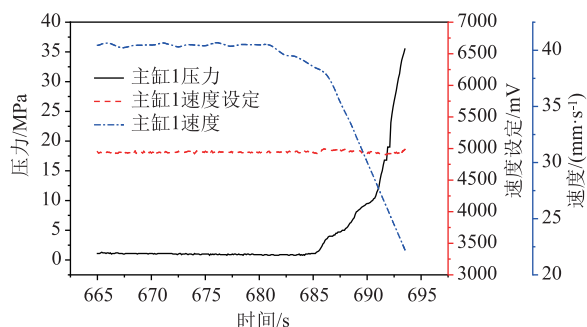


图 2 主缸 1 压力、速度变化曲线

Fig. 2 Change curves of pressure and velocity for main cylinder 1

图 2 为主缸 1 速度设定为 4942 mV 时主缸压力、速度变化曲线图,可以看出,随着主缸压力的增大,主缸速度下降。所以有必要对主泵排量(引起缸速变化)与主缸压力之间的关系进行定量分析。

从历史挤压数据中选取如图 2 所示数据,对 6 个主缸分别按梯度记录一组压力增量及对应速度衰减量数据,绘制压力增量对应速度衰减散点图并进行线性拟合。拟合结果如下:

$$\Delta v_i = \Delta P_i \cdot a_{\Delta v_i} + b_{\Delta v_i} \quad (3)$$

式中: Δv_i 为主缸 i 速度变化量, $\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$; ΔP_i 为主缸 i 的压力变化量, MPa; $a_{\Delta v_i}$ 和 $b_{\Delta v_i}$ 为主缸 i 速度变化量的回归系数,取值见表 2。

表 2 缸速与主泵压力变化量的回归系数取值

Table 2 Values of regression coefficients for change amounts of cylinder speed and main pump pressure

主缸号 i	$a_{\Delta v_i}$	$b_{\Delta v_i}$	$a_{\Delta Q_i}$	$b_{\Delta Q_i}$
1	-0.46	-2.1	-39.8	-179
2	-0.65	-0.4	-55.8	-33
3	-0.67	-0.6	-57.8	-51
4	-0.63	-0.8	-53.7	-68
5	-0.62	0.2	-53.0	19
6	-0.61	0.6	-52.0	51

同理可得,主缸压力变化量与对应泵组排量变化量关系如下:

$$\Delta Q_i = \Delta P_i \cdot a_{\Delta Q_i} + b_{\Delta Q_i} \quad (4)$$

式中: ΔQ_i 为泵组 i 排量变化量, $\text{mL} \cdot \text{rev}^{-1}$; ΔP_i 为主缸 i 压力变化量, MPa; $a_{\Delta Q_i}$ 和 $b_{\Delta Q_i}$ 为泵组 i 排量变化量的回归系数,取值见表 2。

2.3 零缸压条件下实际缸速与设定值间的数学建模
缸速设定与对应缸速及主泵排量关系式是在稳

定的小压力条件下标定得到的。根据缸压与缸速及对应泵组排量关系式 (3) 和式 (4),可计算出各主缸标定压力相对零缸压的缸速、泵组排量衰减值。

修正结果如下:

(1) 主缸为 0 MPa 时,缸速设定与实际缸速量化关系为:

$$v_i = S_i \cdot \hat{a}_{v_i} + \hat{b}_{v_i} \quad (5)$$

式中: \hat{a}_{v_i} 和 \hat{b}_{v_i} 为修正后主缸 i 速度变化量的回归系数,取值见表 3。

(2) 主缸为 0 MPa 时,主缸速度设定与对应泵组排量关系式为:

$$Q_i = S_i \cdot \hat{a}_{Q_i} + \hat{b}_{Q_i} \quad (6)$$

式中: \hat{a}_{Q_i} 和 \hat{b}_{Q_i} 为修正后的泵组 i 排量变化量的回归系数,取值见表 3。

表 3 修正缸速与主泵压力回归系数取值

Table 3 Values of regression coefficient for revised cylinder speed and main pump pressure

缸号 i	\hat{a}_{v_i}	\hat{b}_{v_i}	\hat{a}_{Q_i}	\hat{b}_{Q_i}
1	0.0081	2.8	0.697	241
2	0.0086	-1.8	0.740	-153
3	0.0080	3.5	0.689	299
4	0.0082	2.4	0.702	203
5	0.0083	-0.9	0.711	-74
6	0.0080	0.9	0.687	74

3 缸速与缸压的控制策略

3.1 原设计的控制策略——位移主从控制

360 MN 挤压机原六缸同步控制方案采用的是位移主从控制,主缸 1 作为基准缸,主缸 2~主缸 6 作为从动缸,根据各从动缸与基准缸 1 的位移差,对从动缸速度进行调节,以达到各缸跟随基准缸位移的目的。

图 3 为 360 MN 挤压机目前的同步控制策略,基准缸 1 为开环控制策略,主缸速度设定是其对应泵组的给定值,其他缸则根据各自与基准缸 1 的位移差对其速度设定进行微调,未考虑各缸压力变化。

主缸速度的设定与主缸平均压力有关:

(1) 当主缸平均压力小于 35 MPa 时,主缸速度设定是一个由控制台操纵杆或控制台上位机的人机界面 (Human Machine Interface, HMI) 给出的恒定值;

(2) 当主缸平均压力大于 35 MPa 时,考虑到泵特性的变化,主缸设定会在原设定基础上进行一定的衰减。

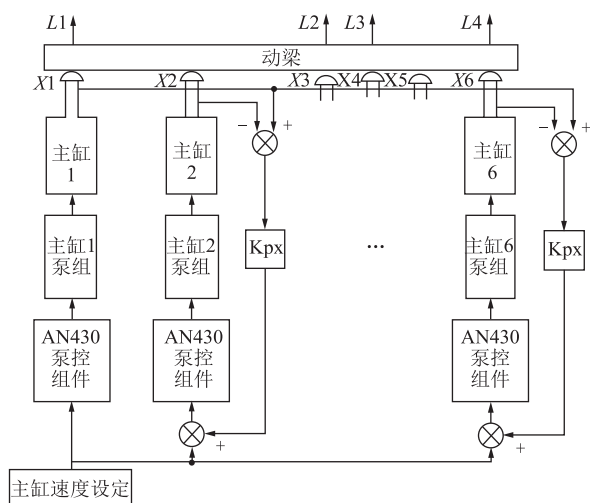


图3 主缸位移主从同步控制策略

Fig. 3 Master-slave synchronous control strategy for displacement of main cylinder

主缸同步控制主要依靠位移主从闭环控制。但是从实际运行情况来看, 由于6个主缸位移($X1 \sim X6$)来自4个动梁位移($L1 \sim L4$)的折算值, 如果各个主缸均能与动梁接触(各缸压力相当), 该折算值可以反映6个主缸位移。但如果运行中有的主缸与动梁是非接触的(该缸运动速度比动梁慢), 这样从动梁四角位移数据折算到的6个主缸位移数据, 有的缸位移可能是无效的。例如, 动梁某一角比较高, 但下方的缸未与动梁接触(翘), 当前控制策略只会继续减慢这个缸的速度, 出现误判, 导致各缸同步性往更坏方向发展, 达不到预想的控制效果。

3.2 改进后的控制策略——位移压力协同同等控制

通过对挤压机原控制思路的分析, 针对生产现场存在的问题及测控条件, 设计了如图4所示的位移压力协同同等控制策略。

由图4可知, 新同步控制方案采用位移和压力协同控制策略, 各缸的位移和压力均要与6个缸的平均位移和压力比较, 根据各自位移和压力的差值, 调整各缸流量的控制值, 简称为位移压力协同同等控制。此处添加同等压力闭环调节的目的为: 在空载阶段, 主缸系统压力比较小, 以各缸压力为主, 对各缸速度进行调节, 使未顶上动梁的缸(压力较小缸)快速上升以达到顶上动梁的目的, 这样从动梁采集的位移便可以有效计算出各主缸的位移值, 提高位移调节的有效性; 在挤压阶段, 以位移控制为主, 压力控制为辅, 各主缸均有压力且比较大, 控制压力以协助调节主缸间压力平衡, 防止增益太大、在出模阶段各缸压力变动大而导致调节出现震

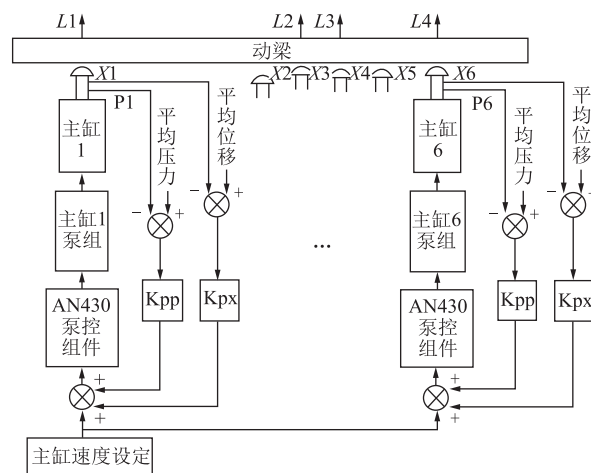


图4 主缸位移压力协同同等同步控制策略

Fig. 4 Synergistic and synchronous control strategy for displacement and pressure of main cylinder

荡。此时在位移信号有效的前提下以位移调节为主, 根据各缸位移与各主缸平均位移之差, 对各缸泵组进行调节, 使各缸位移快速向平均位移靠近, 以达到同步推动梁、使其保持水平上升的目的。

位移压力协同同等控制策略相对于位移主从控制策略主要有以下优点:

(1) 增加压力闭环调节, 根据各主缸压力大小对各缸泵组给定进行调节, 达到各主缸顶上均接触动梁的目的, 使各主缸位移计算有效;

(2) 主从控制改为同等控制, 避免了基准缸位移误差导致的其他所有从动缸累积误差较大的问题。

3.3 不同控制策略下挤压过程各缸同步性分析

3.3.1 压力同步性

3.3.1.1 压力上升起始点同步性

不同控制策略下共进行了8次挤压试验, 统计各主缸压力上升时间点, 统计结果如表4所示。

表4为8次挤压试验各主缸压力上升时间点统计表。从表4中可以看出, 原位移主从控制策略下, 主缸压力同步性比较差; 位移压力协同同等控制策略下, 各缸压力上升时间差小于1 s, 压力同步性改善显著(图5)。4次改进试验中随着压力闭环控制系数的增大, 主缸压力同步性提升(最佳为0 s)。

3.3.1.2 挤压阶段主缸压力值一致性

图6为不同控制策略下挤压过程中各主缸承载差异对比图。表5为8次挤压试验中的主缸间最大压力差统计表。从表5和图6可以看出, 位移主从控制策略下, 主缸间最大压差较大, 增压阶段为6~10 MPa, 挤压阶段为7 MPa左右, 各缸承载力差异性较大。位移压力协同同等控制策略下, 主缸间最

表 4 8 次挤压中主缸压力上升时刻统计结果 (s)

Table 4 Statistics results of moments when main cylinder pressure rises during eight extrusion processes (s)

控制策略	试验编号	缸编号						最大时差
		缸 1	缸 2	缸 3	缸 4	缸 5	缸 6	
位移主从控制	试验 1	29.9	32.9	29.5	32.5	30.2	29.6	3.4
	试验 2	3.0	5.6	2.6	5.9	3.0	1.7	4.2
	试验 3	15.5	18.0	15.5	18.8	15.1	14.8	4.0
	试验 4	21.4	24.1	21.3	24.8	21.2	20.7	4.1
位移压力协同 同等控制	试验 5	2.3	2.4	2.3	2.5	2.0	2.0	0.5
	试验 6	51.6	52.5	52.2	52.2	52.0	52.0	0.9
	试验 7	55.4	55.5	55.4	55.4	55.4	55.4	0.0
	试验 8	42.5	42.6	42.7	42.9	42.6	42.6	0.4

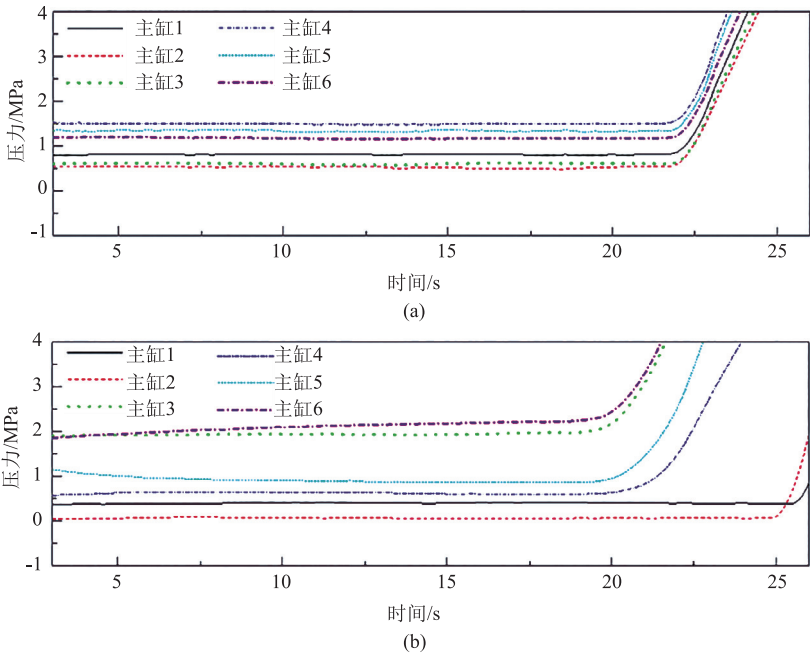


图 5 不同控制策略下主缸压力上升起始点对比图

(a) 同等控制 (b) 主从控制

Fig. 5 Comparison diagrams of starting points for pressure rise of main cylinder under different control strategies

(a) Synchronous control (b) Master-slave control

大压力差较小，增压阶段为 1.2~4.4 MPa，挤压阶段为 3.0~6.5 MPa，各缸承载力差异性问题明显改善。在 4 次改进试验中随着压力控制系数的改变，主缸间最大压差减小（最佳为 1.3 MPa）。

以上控制结果表明，位移压力协同同等控制策略的同步性更优，特别是主缸压力同步性，后续通过对控制系数进行优化，控制效果提升将更加显著。

3.3.2 主缸位移同步性对比

不同控制策略下，统计 8 次挤压中的空载与加压阶段动梁最大位移差，统计结果如表 6 所示。

图 7 为不同控制策略下挤压过程中动梁水平度对比图。

由表 6 与图 7 可以看出，在改进的同等控制方式下，空载阶段动梁最大位移差稳定控制在 0.4 mm 以内，挤压阶段动梁最大位移差稳定控制在 0.8 mm 以内，优于主从同步控制策略下的主缸位移同步性。

3.4 连续生产考核

360 MN 挤压机采用位移压力协同同等控制策略，已连续生产近 2 万件，动梁位移水平度及各缸压力同步性均满足生产需要，未出现由于同步问题产生的“挤死”现象。

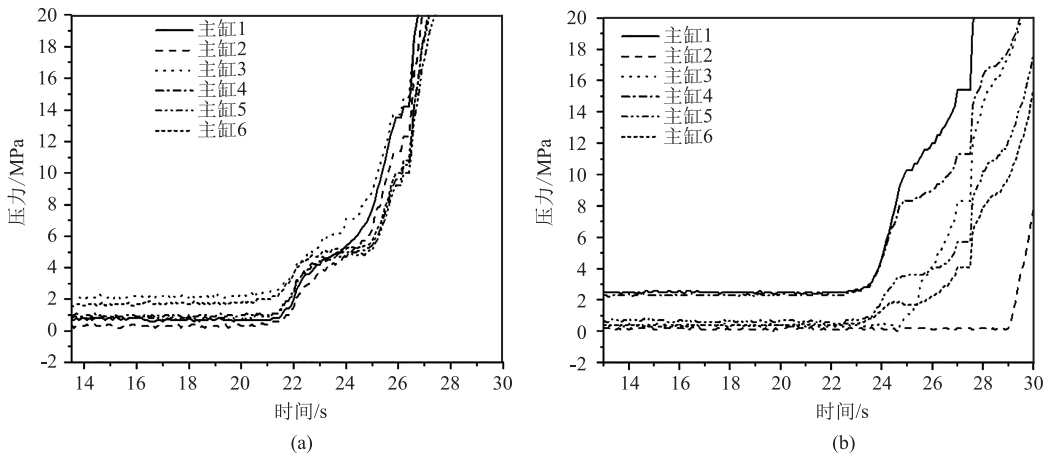


图6 不同控制策略下各主缸承载差异对比图
(a) 同等控制 (b) 主从控制

Fig. 6 Comparison diagrams of load differences for each main cylinder under different control strategies
(a) Synchronous control (b) Master-slave control

表5 8次挤压中的最大压差统计结果 (MPa)

阶段	位移主从控制				位移压力协同同等控制			
	试验1	试验2	试验3	试验4	试验5	试验6	试验7	试验8
增压阶段	10.2	10.4	8.4	6.3	4.4	4.4	1.3	2.6
挤压阶段	7.4	7.8	7.8	7.1	6.5	6.5	2.8	2.9

表6 8次挤压中动梁四角最大位移差统计结果 (mm)

阶段	位移主从控制				位移压力协同同等控制			
	试验1	试验2	试验3	试验4	试验5	试验6	试验7	试验8
空载阶段	2.8	2.0	0.8	1.4	0.2	0.3	0.4	0.3
挤压阶段	1.1	1.0	1.0	0.9	0.6	0.7	0.8	0.8

4 结论

- (1) 对 360 MN 垂直挤压机各主缸速度设定及压力与主缸速度及对应泵组排量的定量关系进行了试验分析，建立了各主缸系统的数学模型。
- (2) 设计了位移压力协同同等控制策略，解耦了缸压与位移信号间的复杂关系，借助压力闭环控制提高了位移控制的有效性。
- (3) 实际挤压过程证实了位移压力协同同等控制策略的有效性，改善了各主缸压力与位移的同步性，提升了挤压生产过程的稳定性，保证了挤压产品的质量。

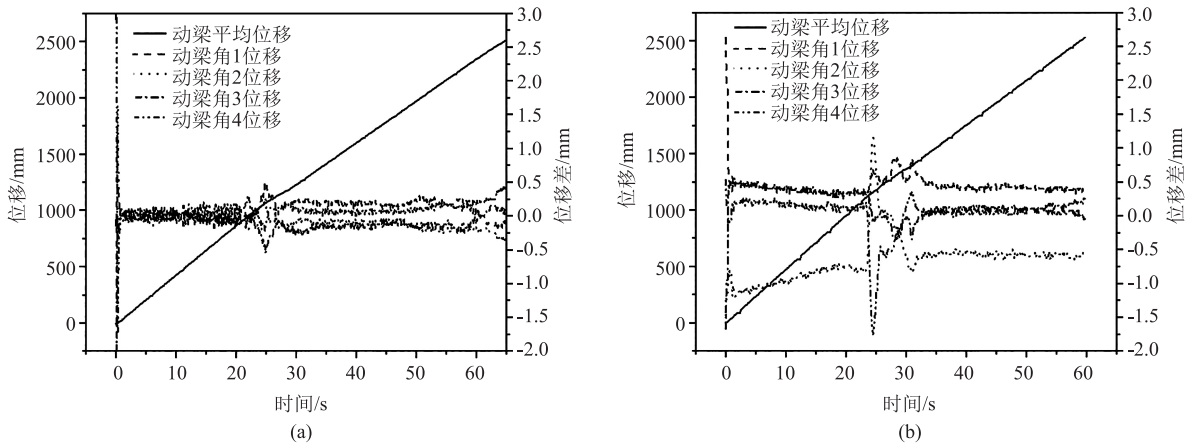


图7 不同控制策略下动梁水平度对比图
(a) 同等控制 (b) 主从控制

Fig. 7 Comparison diagrams of moving beam horizontality under different control strategies
(a) Synchronous control (b) Master-slave control

参考文献:

- [1] 中国兵器工业集团北方重工集团 360 MN 垂直挤压机热调试成功 [J]. 钢管, 2009, 38 (4): 58.
China North Industries Group Corporation North Heavy Industries Group Corporation 360 MN vertical extruder hot commissioning successful [J]. Steel Pipe, 2009, 38 (4): 58.
- [2] 刘丹. 钢管生产亦标新——清华大学副教授吴任东及其 360 MN 大型垂直挤压机研究 [J]. 中国高校科技与产业化, 2009 (11): 86-87.
Liu D. Steel pipe production is also innovative—Tsinghua University associate professor Wu Rendong and his 360 MN large vertical extruder research [J]. Science and Technology and Industrialization in Chinese Universities, 2009, (11): 86-87.
- [3] 马静. 太重成功制造 360 MN 大型垂直挤压机 [N]. 中国冶金报, 2007-08-02 (8).
Ma J. Taizhong successfully manufactures 360 MN large vertical extruder [N]. China Metallurgical News, 2007-08-02 (8).
- [4] Lorenz R D, Schmidt P B. Synchronized motion control for process automation [A]. Industry Applications Society Meeting [C]. 1989.
- [5] Koren Y. Cross-coupled biaxial computer controls for manufacturing systems [J]. Journal of Dynamic Systems Measurement & Control, 1980, 102 (4): 265-272.
- [6] 李瑞川, 袁文涛, 丁馨锐, 等. 闭环控制下液压同步系统研究与发展综述 [J]. 现代制造工程, 2023 (2): 137-147.
Li R C, Yuan W T, Ding X K, et al. A review of research and development of hydraulic synchronization system under closed-loop control [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2023 (2): 137-147.
- [7] 孙杰, 齐飞, 张恒, 等. 面向管道检测的连续体机器人主从控制研究 [J]. 机床与液压, 2024, 52 (15): 36-42.
Sun J, Qi F, Zhang H, et al. Research on master-slave control of continuum robot for pipeline inspection [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2024, 52 (15): 36-42.
- [8] 张晓艳. 大操纵空间重载液压机械臂主从控制策略研究 [D]. 武汉: 武汉工程大学, 2023.
Zhang X Y. Research on Master-slave Control Strategy of Heavy-load Hydraulic Manipulator with Large Manipulating Space [D]. Wuhan: Wuhan Institute of Technology, 2023.
- [9] 郭晓松, 祁帅, 占金春, 等. 基于同等方式控制的双缸同步液压系统仿真 [J]. 机床与液压, 2009, 37 (3): 149-151, 20.
Guo X S, Qi S, Zhan J C, et al. Simulation of dual-cylinder synchronous hydraulic system based on equal control [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2009, 37 (3): 149-151, 20.
- [10] 高昭. 高空作业平台剪叉式举升系统设计及优化 [D]. 青岛: 山东科技大学, 2018.
Gao Z. Design and Optimization of Scissor Lift System for Aerial Work Platform [D]. Qingdao: Shandong University of Science and Technology, 2018.
- [11] 贾权, 郭计云, 徐青云. 轧机传动系统的状态观测-交叉耦合同步控制 [J]. 机械设计与制造, 2024 (12): 193-197.
Jia Q, Guo J Y, Xu Q Y. State observation-cross-coupling synchronous control of rolling mill transmission system [J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2024 (12): 193-197.
- [12] 董湘湘. 6300 kN 双吊点液压启闭机的交叉耦合自适应滑模同步控制研究 [D]. 昆明: 昆明理工大学, 2023.
Dong X X. Research on Cross-coupling Adaptive Sliding Mode Synchronous Control of 6300 kN Double-hanging Point Hydraulic Hoist [D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2023.
- +++++
- (上接第 136 页)
- Zhang H K, Li Y, Xiao H. Research on precision control of micro-structure in metal hot deformation [J]. Journal of Netshape Forming Engineering, 2020, 12 (6): 49-57.
- [9] GB/T 6394—2017, 金属平均晶粒度测定方法 [S].
GB/T 6394—2017, Determination of estimating the average grain size of metal [S].
- [10] GB/T 228.1—2021, 金属材料 拉伸试验 第 1 部分: 室温试验方法 [S].
GB/T 228.1—2021, Metallic materials—Tensile testing—Part 1: Method of test at room temperature [S].
- [11] GB/T 229—2020, 金属材料 夏比摆锤冲击试验方法 [S].
GB/T 229—2020, Metallic materials—Charpy pendulum impact test method [S].
- [12] 郭峰, 黄进峰, 吴护林, 等. 高强韧性炮钢的组织 and 力学性能 [J]. 金属热处理, 2005, 30 (11): 31-34.
Guo F, Huang J F, Wu H L, et al. Microstructure and mechanical properties of high strength and toughness blasting steel [J]. Heat Treatment of Metals, 2005, 30 (11): 31-34.
- [13] 王毛球, 董瀚, 王琪, 等. 高强度炮钢的组织 and 力学性能 [J]. 兵器材料科学与工程, 2003 (2): 7-10, 18.
Wang M Q, Dong H, Wang Q, et al. The microstructure and mechanical properties of high-strength gun steel [J]. Ordnance Materials Science and Engineering, 2003 (2): 7-10, 18.
- [14] 张雪, 樊黎霞, 张鹤词. 身管膛精密径向锻造的锻透性分析 [J]. 兵工学报, 2018, 40 (3): 473-479.
Zhang X, Fan L X, Zhang H C. Analysis of forging penetration in precision radial forging of pipeline bore [J]. Acta Armamentarii 2018, 40 (3): 473-479.
- [15] 付正刚, 谢伟. 18 MN 径锻机锻制 GH901 台阶轴工艺优化研究 [J]. 特钢技术, 2015, 85 (21): 31-34.
Fu Z G, Xie W. Research on process optimization of GH901 step shaft forging with 18 MN diameter forging machine [J]. Special Steel Technology, 2015, 85 (21): 31-34.