

## 400 kJ 对击式液压模锻锤动力学参数优化

弓成司<sup>1</sup>, 刘志奇<sup>1</sup>, 张宝成<sup>2</sup>, 朱文渊<sup>3</sup>

(1. 太原科技大学 机械工程学院, 山西 太原 030024; 2. 太重榆液长治液压有限公司, 山西 太原 030024;

3. 安阳锻压数控设备有限公司, 河南 安阳 456300)

**摘要:** 大吨位液压模锻锤由于系统工作压力高、流量大、工作条件恶劣, 导致系统振动严重、打击频次低、打击能量不精确, 且回程速度较大、撞缸现象严重。以 CDKA 系列 400 kJ 对击锤为研究对象, 通过动力学分析, 构造了优化目标评价函数模型, 选取多组值对压强  $P$ 、液压缸无杆腔直径  $D$  和联动油缸直径  $d_4$  这 3 个重要参数进行了仿真研究, 并优化了对击锤高压大流量液压系统参数。结果表明: 最优的参数组合为  $P=17$  MPa、 $D=\Phi 300$  mm 和  $d_4=\Phi 60$  mm, 提高了打击频次, 达到  $55 \text{ 次} \cdot \text{min}^{-1}$  以上, 稳定了打击能量, 降低了回程的最终速度, 低至  $1.86 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , 减小了振动程度。

**关键词:** 对击式液压模锻锤; 打击能量; 打击频次; 回程速度; 振动

**DOI:** 10.13330/j.issn.1000-3940.2023.11.020

中图分类号: TS913<sup>+</sup>.3

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2023) 11-0141-10

## Kinetic parameters optimization on 400 kJ counterblow hydraulic die forging hammer

Gong Chengsi<sup>1</sup>, Liu Zhiqi<sup>1</sup>, Zhang Baocheng<sup>2</sup>, Zhu Wenyan<sup>3</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024, China;

2. Taizhong Yuye Changzhi Hydraulic Co., Ltd., Taiyuan 030024, China;

3. Anyang Forging CNC Equipment Co., Ltd., Anyang 456300, China)

**Abstract:** Due to the high working pressure large flow rate and harsh working conditions of the large-tonnage hydraulic die forging hammer, the system vibrates serious, the strike frequency is low, the striking energy is inaccurate, and the return speed is relatively high, resulting in serious cylinder collision phenomenon. Therefore, for CDKA series 400 kJ counterblow hammer, the optimization target evaluation function model was constructed by dynamic analysis, and multiple sets of values were selected for simulation research on three important parameters of pressure  $P$ , rodless cavity of hydraulic cylinder  $D$  and linkage cylinder diameter  $d_4$ , and the parameters of high-pressure and large-flow rate hydraulic system for counterblow hammer were optimized. The results show that the optimized parameters combination is  $P=17$  MPa,  $D=\Phi 300$  mm,  $d_4=\Phi 60$  mm. The strike frequency is improved of 55 times per min, the strike energy is stabilized, the final speed of return stroke is reduced of  $1.86 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , and the degree of vibration is reduced.

**Key words:** counterblow hydraulic die forging hammer; strike energy; strike frequency; speed of return stroke; vibration

模锻锤作为各种锻压设备的先驱, 从 20 世纪 50 年代开始根据生产的需要对锻锤打击能量的要求不断提高, 同时, 随着液压技术的成熟, 400 kJ 以下的大吨位模锻锤驱动方式逐渐从蒸汽、空气驱动

向液压驱动转变, 锤击特性也大多为无砧座对击锤<sup>[1-2]</sup>。近年来, 大吨位对击式液压模锻锤已成为锻造工业适应性较强的现代化的高效、节能、高精度、高可靠和环保型精密锻造设备<sup>[3-4]</sup>。但我国的大吨位对击式液压模锻锤存在着很多需要改进的地方, 最为重要的问题在于: (1) 由于锻锤吨位大、工作压强高、振动严重, 所以, 要在满足打击要求的情况下尽可能地减小工作时的系统压强, 这不仅可以减小管路中的冲击和振动, 还可以减小对液压站的要求; (2) 锤头速度变化控制不精确造成了打击能量不精确, 打击能量不足会造成加工不成形,

收稿日期: 2022-11-14; 修订日期: 2023-02-15

基金项目: 山西省专利转化专项计划项目 (202202060)

作者简介: 弓成司 (1997-), 男, 硕士研究生

E-mail: ggt2580@163.com

通信作者: 刘志奇 (1972-), 男, 博士, 教授

E-mail: liuzhiqi@tyust.edu.cn

次品率高,打击能量过高时,多余的能量不仅会产生很大的噪音而且会极大地影响设备和模具的寿命<sup>[5]</sup>; (3) 在回程时,回程速度过大会出现撞缸的现象,同时速度越大对减速和缓冲装置要求越高,因此,要尽可能减小锤头的回程速度。

为了改善上述存在的问题,研究人员从 3 个方面进行了研究: (1) 对对击锤结构的研究,研究人员通过提出多种模锻锤的结构、不同的上下锤头驱动方式和原理图以改善在打击过程中的振动情况<sup>[6-8]</sup>; (2) 对打击能量测量方案的研究,通过设计打击参数采集存储系统以及相应的外围硬件,使得使用者可以准确检测到打击能量,解决测量不便的难题<sup>[9]</sup>; (3) 对锤杆机架受力分析的研究,通过建模仿真分析了锤杆和机架的静态特性和动力学瞬态响应特性,为机架结构的改进和锤头锤杆连接方式的完善提供了可靠的理论依据,从而减小了锤击振动引起的锤杆机架破坏<sup>[10-11]</sup>。但这些研究主要是针对较低吨位的模锻锤,当吨位达到 400 kJ 以上时,系统压强变大,打击能量变得更不精确,通过改变结构已不能从根本上改善对击锤的性能和减轻锤杆机架的破坏,同时,振动更加严重,测速装置也无法安装。因此,需要通过完善对击锤的设计过程,对设计参数进行优化,从而使其在满足打击能量的前提下尽量减小系统工作的压强,精确打击能量,在此基础上,同时尽可能地提高打击频次,降低锤头的回程速度。

本文以 400 kJ 对击锤为例进行了理论分析,确定了液压缸压强、联动油缸压强和锤头回程速度变化曲线,探索了影响对击锤性能的重要参数,构造了优化目标评价函数模型,通过仿真分析对压强、液压缸无杆腔直径和联动油缸直径 3 个参数进行了优化,得出了在满足打击能量的前提下,回程速度和振动程度更小、打击频次和打击能量稳定性更高的参数组合,从而有效地解决了上述存在的问题。

## 1 主机结构与工作原理

该 400 kJ 对击式模锻锤的主机结构如图 1 所示,包括机架部分、工作部分、驱动装置和操作控制系统 4 个部分。其驱动方式为全液压驱动,上下锤头的联动通过联动油缸实现,对击时上下锤头为等动量等速对击。图 2 为液压原理图,其中 Y1~Y4 为开关,打击时,驱动装置通过差动回路使上锤头向下运动,双联动油缸内的油液受挤压进入单联动

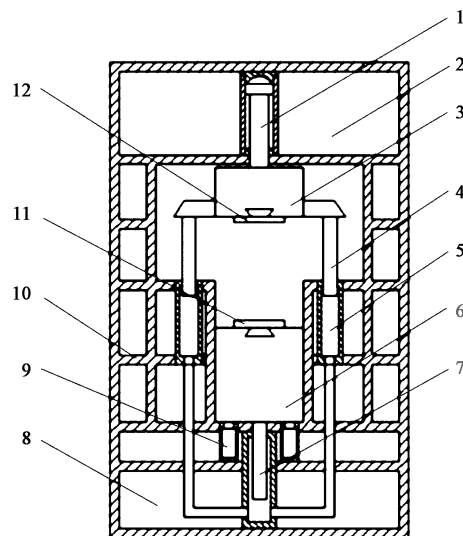


图 1 主机结构

1. 液压缸 2. 油箱 3. 上锤头 4. 联动杆 5. 联动油缸  
6. 下锤头 7. 支撑杆 8. 底座 9. 缓冲气囊 10. 侧架  
11. 下锤头模具 12. 上锤头模具

Fig. 1 Host structure

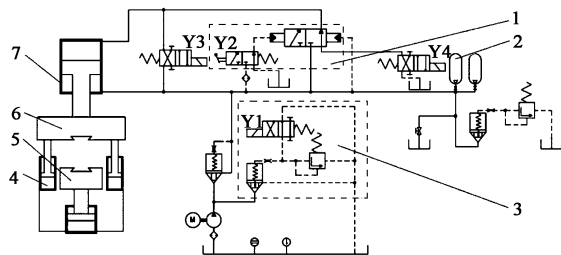


图 2 液压原理图

1. 主打击阀 2. 储能器 3. 安全阀 4. 联动油缸  
5. 下锤头系统 6. 上锤头系统 7. 液压缸

Fig. 2 Diagram of hydraulic principle

油缸,从而推动下锤头向上运动实现对击;回程时,上锤头液压缸无杆腔接油箱,驱动装置使上锤头向上运动,单联动油缸内油液流回双联动油缸,下锤头受重力和油缸吸力作用向下运动。

## 2 动力学分析

为了使对击锤在满足打击能量时其余各方面性能得到优化,先对其进行动力学分析,得出对击锤液压缸压强、联动油缸压强和锤头速度的变化方程,从而找出影响性能的重要参数再进行优化<sup>[12]</sup>。在进行受力和运动分析时因蓄能器主要起到节能和缓冲的作用,因此,暂不考虑蓄能器的存在。

上锤头部分受力情况如图 3a 所示,主要受活塞杆对其向下的作用力,上锤头与导轨、活塞与液压

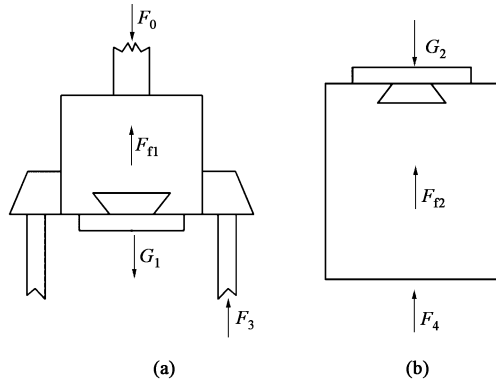


图 3 锤头受力图

(a) 上锤头 (b) 下锤头

Fig. 3 Force diagrams of hammer heads

(a) Upper hammer head (b) Lower hammer head

缸、活塞杆与密封套、联动杆与密封圈等处的摩擦力, 上锤头部分的重力以及联动油缸的阻力, 运动方程为:

$$F_0 + G_1 - F_{f1} - F_3 = m_1 a_1 \quad (1)$$

式中:  $F_0$  为液压缸输出力, N;  $G_1$  为上锤头部分的重力, N;  $F_{f1}$  为上锤头部分各处的摩擦力, N;  $F_3$  为联动油缸作用于上锤头上的力, N;  $m_1$  为上锤头部分的质量, kg;  $a_1$  为上锤头部分的加速度, ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ )。

联动油缸作用于上锤头的力为:

$$F_3 = P_c A_3 \quad (2)$$

式中:  $P_c$  为联动油缸压强, MPa;  $A_3$  为联动油缸与上锤头的接触面积。

下锤头部分受力情况如图 3b 所示, 主要受联动缸的推力, 下锤头部分与导轨之间的摩擦阻力以及下锤头系统的自身重力, 运动方程为:

$$F_4 - G_2 - F_{f2} = m_2 a_2 \quad (3)$$

式中:  $F_4$  为联动油缸作用于下锤头的力, N;  $G_2$  为下锤头部分的重力, N;  $F_{f2}$  为下锤头部分各处的摩擦力, N;  $m_2$  为下锤头部分的质量, kg;  $a_2$  为下锤头部分的加速度, ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ )。

联动油缸作用于下锤头的力为:

$$F_4 = P_c A_4 \quad (4)$$

式中:  $A_4$  为联动油缸与下锤头的接触面积。

打击时, 液压缸输出力为:

$$F_0 = P_1 A_1 - P_2 A_2 \quad (5)$$

其中:

$$P_1 = P - P_{\text{管损}} - P_{\text{阀损}} \quad (6)$$

$$P_2 = P - P_{\text{管损}} \quad (7)$$

式中:  $P_1$  为液压缸无杆腔压强;  $P_2$  为液压缸有杆

腔压强;  $A_1$  为液压缸无杆腔面积;  $A_2$  为液压缸有杆腔面积;  $P$  为泵出口压强;  $P_{\text{管损}}$  为从泵到主打击阀前的压强损失;  $P_{\text{阀损}}$  为打击阀前到阀后的压强损失。

回程时, 液压缸输出力为:

$$F_0 = P_2 A_2 - P_1 A_1 \quad (8)$$

其中:

$$P_1 = P_{\text{阀损}} \quad (9)$$

$$P_2 = P - P_{\text{管损}} \quad (10)$$

在考虑管路损失时, 需要根据使用场地的具体情况以及管路的具体布置情况来确定。本文结合实例, 设置管路长度为 10 m, 管径为  $\Phi 150$  mm, 其中水平安装的管路长度为 6 m, 竖直安装的管路长度为 4 m, 设置 3 个  $90^\circ$  的接头, 直径也为  $\Phi 150$  mm, 3 个接头的间隔相距较远, 两个局部阻力区域的管路可以让油液稳定下来, 溢流阀流量压力梯度为  $10000 \text{ L} \cdot (\text{min} \cdot \text{MPa})^{-1}$ , 则:

$$P_{\text{管损}} = \sum P_{\text{沿程}} + \sum P_{\text{局部}} = \sum \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho v^2}{2} + \sum \xi \cdot \frac{\rho v^2}{2} \quad (11)$$

$$P = P_{\text{溢流}} + \frac{Q_{\text{溢流}}}{1000} + \rho g h \quad (12)$$

式中:  $P_{\text{沿程}}$  为液压油的沿程压强损失;  $P_{\text{局部}}$  为液压油的局部压强损失;  $\lambda$  为沿程阻力系数;  $\xi$  为局部阻力系数;  $v$  为油液的平均流速;  $l$  为管路长度;  $d$  为管路内径;  $h$  为竖直安装管路的长度;  $\rho$  为液压油的密度;  $g$  为重力加速度;  $P_{\text{溢流}}$  为安全阀的设定压强;  $Q_{\text{溢流}}$  为通过安全阀的油液流量。

整个过程中流量关系为:

$$Q_{\text{阀}} = Q_{\text{上腔}} = C_d A \sqrt{\frac{2P_{\text{阀损}}}{\rho}} = A_1 V \quad (13)$$

$$Q_{\text{溢流}} = Q_{\text{泵}} - Q_{\text{管路}} \quad (14)$$

$$Q_{\text{管路}} = v \times \frac{\pi d^2}{4} \quad (15)$$

式中:  $Q_{\text{阀}}$  为通过主打击阀的流量;  $Q_{\text{上腔}}$  为通过液压缸无杆腔的流量;  $C_d$  为主控制阀阀口流量系数;  $A$  为主控制阀阀口面积;  $V$  为锤头速度;  $Q_{\text{泵}}$  为液压泵流出的油液流量;  $Q_{\text{管路}}$  为管路中的油液流量。

在打击时, 上腔的流量一部分通过管路、主打击阀来自液压泵, 另一部分通过主打击阀来自下腔, 则:

$$Q_{\text{管路}} = Q_{\text{上腔}} - Q_{\text{下腔}} = A_1 V - A_2 V \quad (16)$$

式中:  $Q_{\text{下腔}}$  为通过液压缸有杆腔的流量。

在回程时, 上腔的流量通过主打击阀流回油箱, 则:

$$Q_{\text{管路}} = Q_{\text{下腔}} = A_2 V \quad (17)$$

由于该对击锤为等动量对击, 上下锤头跳动量相等, 因此,  $A_3 = A_4$ 、 $a_1 = a_2$ ; 打击时, 锤头速度  $V = \int_0^t a_1 dt$ ,  $t$  为打击的时间; 回程时, 锤头速度  $V = V' + \int_0^t a_1 dt$ , 其中  $V'$  为碰撞后的回程速度。

联立以上各式可以得出, 打击时, 锤头速度、液压缸有无杆腔的压强、联动油缸压强随时间的变化为:

$$V = \frac{D'' - 2 \tan \left[ \left( \arctan \frac{D''}{2F} - \frac{t}{m_1 + m_2} \right) \times F \right] \times F}{2C} \quad (18)$$

$$P_1 = P_{\text{溢流}} + \frac{Q_{\text{泵}}}{1000} - \frac{A_1 - A_2}{1000} \times V - (B + C) \times V^2 \quad (19)$$

$$P_2 = P_{\text{溢流}} + \frac{Q_{\text{泵}}}{1000} - \frac{A_1 - A_2}{1000} \times V - B V^2 \quad (20)$$

$$P_c = \frac{1}{2A_3} (P_1 A_1 - P_2 A_2 + m_1 g - \mu m_1 g + m_2 g + \mu m_2 g) \quad (21)$$

式中:  $\mu$  为锤头受到摩擦力的摩擦因数;  $B = \frac{8\lambda \rho (A_1 - A_2)^3}{\pi^2 d^5} + \frac{8\xi \rho (A_1 - A_2)^3}{\pi^2 d^4}$ ;  $C = \frac{\rho A_1^3}{2C_d^2 A^2}$ ;  $D'' = \frac{(A_1 - A_2)^2}{1000}$ ;  $E = (P_{\text{溢流}} + \frac{Q_{\text{泵}}}{1000} + \rho g h) (A_1 - A_2) - F_{f1} - F_{f2}$ ;  $F = \sqrt{(B + C)E - \frac{D'^2}{4}}$ 。

在回程时, 锤头速度、液压缸有无杆腔的压强、联动油缸压强随时间的变化为:

$$V = \frac{-D' + 2 \tan \left[ \left( \arctan \frac{D' + C'V}{2F'} - \frac{t}{m_1 + m_2} \right) \times F' \right] \times F'}{2C'} \quad (22)$$

$$P_1 = C' \times V^2 \quad (23)$$

$$P_2 = P_{\text{溢流}} + \frac{Q_{\text{泵}}}{1000} - \frac{A_2}{1000} \times V - B' V^2 \quad (24)$$

$$P_c = \frac{1}{2A_3} (P_1 A_1 - P_2 A_2 + m_1 g + \mu m_1 g + m_2 g - \mu m_2 g) \quad (25)$$

$$\text{式中: } B' = \frac{8\lambda \rho A_2^3}{\pi^2 d^5} + \frac{8\xi \rho A_2^3}{\pi^2 d^4}; \quad C' = \frac{\rho A_1^3}{2C_d^2 A^2}; \quad D' = \frac{A_2^2}{1000};$$

$$E' = F_{f1} + F_{f2} - \left( P_{\text{溢流}} + \frac{Q_{\text{泵}}}{1000} + \rho g h \right) A_2; \quad F' = \sqrt{(B' + C')E' - \frac{D'^2}{4}}。$$

### 3 仿真优化

#### 3.1 优化模型建立

模锻锤的性能评价指标主要包括: 打击频次、打击能量、回程速度、能量稳定性和振动程度等。从上述的分析中可得出, 影响打击频次和回程速度的主要参数为压强、液压缸有无杆腔面积差和无杆腔面积, 但无杆腔面积影响很小, 因此不予考虑。从压强的变化方程可以看出, 联动油缸压强为一条平稳变化的曲线, 但因为在整个对击过程中, 联动油缸内的油液需要在单联动油缸与双联动油缸之间通过管路往复流动, 而且流量也随着锤头速度的变化而变化, 所以, 必须设计合理的管路直径, 使油液在任一时刻均可以平稳顺畅地在单联动油缸和双联动油缸之间流动, 否则会引起联动油缸压强波动, 导致锤头速度未能按照理论值变化, 未达到精确控制打击能量的目的, 因此, 影响能量稳定性的参数为联动油缸直径<sup>[13]</sup>。对于振动的分析仅考虑由于压强和多余打击能量带来的振动, 即影响振动的参数为打击速度和系统压强。所以, 需要优化的参数为系统压强  $P$  (泵出口压强)、液压缸有无杆腔面积差  $A_1 - A_2$  和联动油缸直径  $d_4$ , 以系统振动  $O$ 、单次打击时间  $T$ 、回程最终 (最大) 速度  $V'_{\text{max}}$  和能量稳定性  $S$  为目标, 构造优化的目标评价函数  $F(P, D, d_4)$  模型为:

$$F(P, D, d_4) = (\min O, \min T, \min V'_{\text{max}}, \max S) \quad (26)$$

式中:  $D$  为液压缸无杆腔直径。

因为所有的参数取值均已确定, 因此, 在下文的优化中搭建仿真模型进行仿真分析, 通过对仿真结果的比较得出更合理的参数组合<sup>[14]</sup>。

#### 3.2 仿真模型搭建与参数确定

主打击阀的先导阀芯为手动控制, 在建模中为了方便, 采用电控, 不影响仿真结果。

因上锤头要与双联动油缸连接, 相当于和两个液压缸相连, 因此, 为了解决这一问题在建模时将上锤头部分分为质量相等的两部分, 用两个质量为



23000 kg 的质量块代替, 将液压缸也用两个小的液压缸来等效代替, 参数确定如下:

$$\frac{\pi}{4}D^2 = 2 \times \frac{\pi}{4} \times D_1^2 \quad (27)$$

$$\frac{\pi}{4}d^2 = 2 \times \frac{\pi}{4} \times d_1^2 \quad (28)$$

式中:  $D_1$  为等效小液压缸无杆腔直径;  $d_1$  为等效小液压缸活塞直径。

联动油缸的有杆腔是直接通大气的, 建模中因元件库无液气混合的液压缸, 因此, 设置联动油缸时, 有杆腔接油箱, 管路设置为长度足够短、直径足够大。

锤头碰撞过程的作用反力通过两个电信号来模拟, 具体值的确定, 需要考虑试件的材料与尺寸参数。试件的材料根据加工工件的不同而不同, 本文选用纯度大于 99.9% 的电解紫铜棒, 牌号为  $T_1$  或  $T_2$ , 其为用来检测液压锤打击能量的常用材料。具体尺寸按照检测不同吨位液压锤打击能量的试件尺寸参考数值, 选用 2 根直径为  $\Phi 90$  mm、高度为 135 mm 的试件。在试件的变形过程中, 试件在瞬时冲击作用下发生弹塑性变形, 考虑作用反力时需要考虑试件的本构关系, 是非常复杂的, 本研究不考虑具体加工工件类别, 试件也为自选, 精度并不需要很高, 而且试件在变形过程中塑性变形吸收的能量远远超过弹性变形部分吸收的能量, 因此, 为了简化, 将弹性变形部分略去, 采用刚性线性强化模型, 从而得出锤头下落过程中受到的作用反力  $f_{(x)}$  为:

$$f_{(x)} = \begin{cases} 0, & x < 632.5 \\ c_1(x - 665.75) + R_0, & x \geq 632.5 \end{cases} \quad (29)$$

式中:  $c_1$  为试件的强化系数;  $R_0$  为试件的流动极限;  $x$  为锤头的跳动量。

最后, 对于需要优化的参数进行取值。压强选择 16、17 和 18 MPa 这 3 个值。在改变液压缸有无杆腔面积差时需要考虑活塞杆的强度要求, 其材料选择 45 钢。根据经验可知, 打击能量为 400 kJ 时, 直径要大于  $\Phi 250$  mm, 取活塞杆直径为  $\Phi 266$  mm, 液压缸无杆腔直径选择  $\Phi 290$ 、 $\Phi 300$  和  $\Phi 310$  mm 这 3 个值, 联动油缸直径选择  $\Phi 50$ 、 $\Phi 60$ 、 $\Phi 70$  和  $\Phi 80$  mm 这 4 个值。由管路的具体情况与无蓄能器时流量和压强随时间的变化曲线, 同时结合蓄能器的最大作用是节能和缓冲, 所以, 这里仅给出 1 组取值, 并不进行参数优化。主要考虑蓄能器充气压强和工作压强, 根据工作的液压原理图 (图 2), 选

择工作压强  $P_{\text{工作}} = P - P_{\text{管损min}} = 17.9$  MPa, 充气压强  $P_{\text{充气}} = 0.8P_{\text{工作}} = 14.3$  MPa, 其中  $P_{\text{管损min}}$  为液压油在管路流动中损失的压强最小值。

仿真模型如图 4 所示。

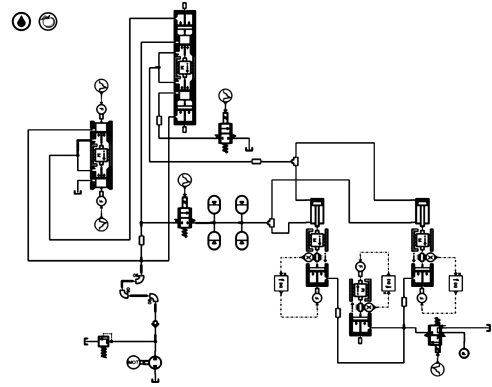


图 4 对击式液压模锻锤仿真模型

Fig. 4 Simulation model of counterblow hydraulic die forging hammer

### 3.3 仿真优化与结果分析对比

在参数优化时, 为了更好地进行比较, 按照负载进行仿真优化, 得出最优解后再输入作用反力得出打击的真实情况。分析可得出, 压强和液压缸无杆腔直径需同时优化, 联动油缸直径单独优化。

进行一次锤头下落上升的仿真, 先同时优化压强和液压缸无杆腔的直径, 图 5~图 7 分别为压强为 16、17 和 18 MPa 时, 直径为  $\Phi 290$ 、 $\Phi 300$  和  $\Phi 310$  mm 时的速度曲线, 观察数据判断打击能量是否可以达到要求。

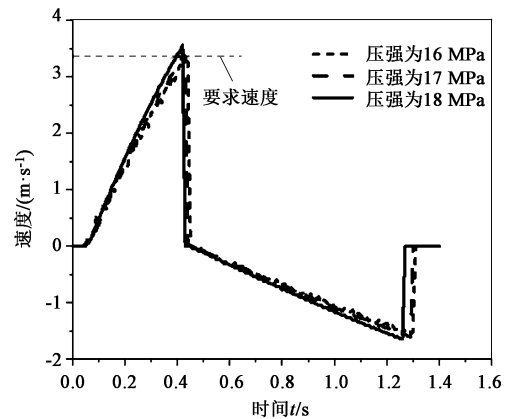


图 5 直径为  $\Phi 290$  mm 时的速度曲线

Fig. 5 Speed curves at diameter of  $\Phi 290$  mm

由于上、下锤头系统的重量各为  $46 \times 10^3$  kg, 取恢复系数为 0.3、机械效率为 0.845, 由动能和动量定理得出打击能量为 400 kJ 时锤头碰撞前速度应达到  $3.363 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。从速度曲线得出满足打击速度要求的共有 6 组, 各组的压强和液压缸无杆腔直径

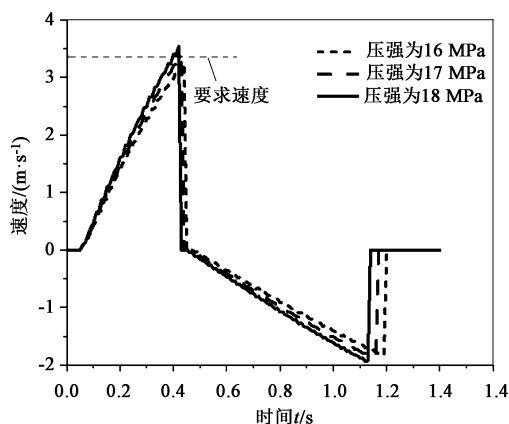
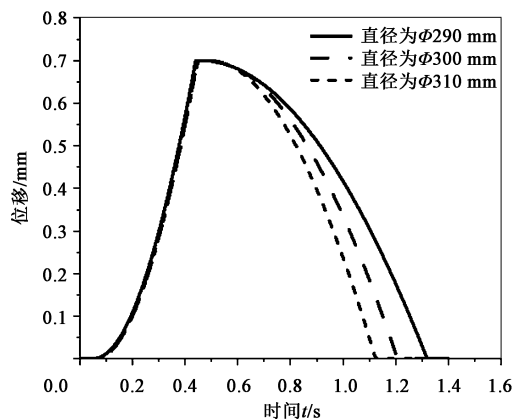
图 6 直径为  $\Phi 300$  mm 时的速度曲线Fig. 6 Speed curves at diameter of  $\Phi 300$  mm

图 8 压强为 16 MPa 时的位移曲线

Fig. 8 Displacement curves at pressure of 16 MPa

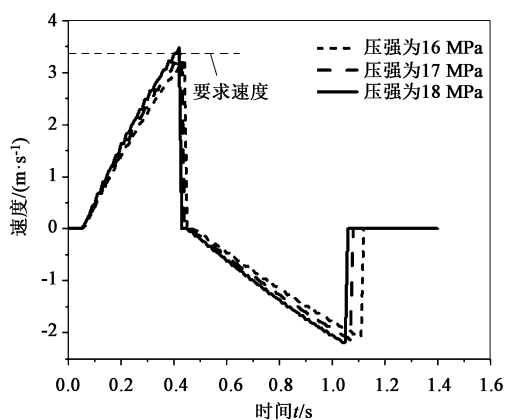
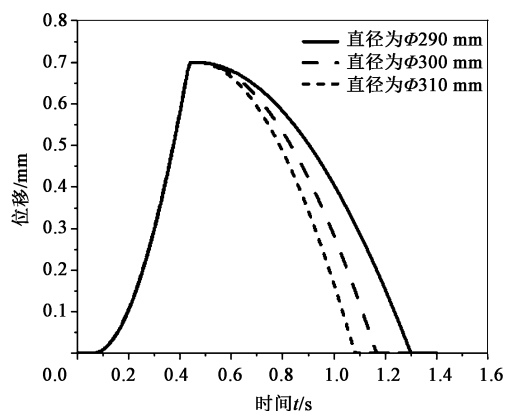
图 7 直径为  $\Phi 310$  mm 时的速度曲线Fig. 7 Speed curves at diameter of  $\Phi 310$  mm

图 9 压强为 17 MPa 时的位移曲线

Fig. 9 Displacement curves at pressure of 17 MPa

取值以及得到的打击和回程的最后速度如表 1 所示。

表 1 不同压强和液压缸无杆腔直径下的速度对比

Table 1 Comparison of velocity under different pressures and hydraulic cylinder rodless cavity diameters

| 泵出口压强<br>$P/\text{MPa}$ | 液压缸无杆腔<br>直径 $D/\text{mm}$ | 打击的最后<br>速度/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$ | 回程的最后<br>速度/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$ |
|-------------------------|----------------------------|---|---|
| 16                      | $\Phi 290$                 | 3.375   | 1.536   |
| 17                      | $\Phi 290$                 | 3.409   | 1.603   |
| 17                      | $\Phi 300$                 | 3.380   | 1.896   |
| 18                      | $\Phi 290$                 | 3.567   | 1.639   |
| 18                      | $\Phi 300$                 | 3.537   | 1.932   |
| 18                      | $\Phi 310$                 | 3.479   | 2.182   |

剩下的 3 组数据, 打击速度无法达到  $3.363 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

图 8~图 10 为压强为 16、17 和 18 MPa 时, 直径分别为  $\Phi 290$ 、 $\Phi 300$  和  $\Phi 310$  mm 时的位移曲线图, 观察数据判断打击频次是否可以达到要求。

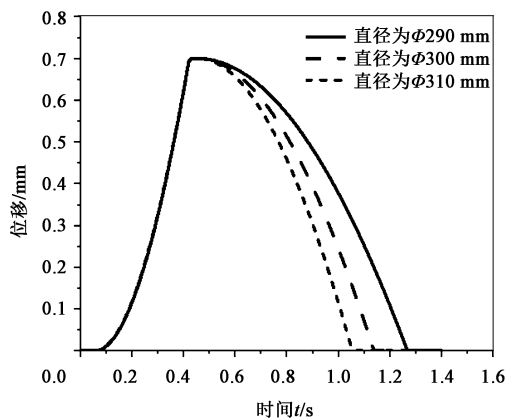


图 10 压强为 18 MPa 时的位移曲线

Fig. 10 Displacement curves at pressure of 18 MPa

目前, 市面上 400 kJ 的对击锤打击频次可以达到  $45 \text{次} \cdot \text{min}^{-1}$ , 从位移曲线得出, 打击频次可以达到 45 次的参数组合有 7 组, 各组的压强和液压缸无杆腔直径取值以及相应的完成一次打击所需时间如表 2 所示。

表 2 不同压强和液压缸无杆腔直径下的单次打击时间对比  
Table 2 Comparison of single strike time under different pressures and hydraulic cylinder rodless cavity diameters

| 泵出口压强 $P$ /<br>MPa | 液压缸无杆腔<br>直径 $D$ /mm | 完成一次打击所需<br>时间/s |
|--------------------|----------------------|------------------|
| 16                 | $\Phi 300$           | 1.23             |
| 16                 | $\Phi 310$           | 1.16             |
| 17                 | $\Phi 300$           | 4.19             |
| 17                 | $\Phi 310$           | 1.08             |
| 18                 | $\Phi 290$           | 1.27             |
| 18                 | $\Phi 300$           | 4.15             |
| 18                 | $\Phi 310$           | 1.07             |

剩余两组数据，打击频次未达到 45 次。此处完成一次打击所需时间均是不考虑回程时的减速和缓冲装置的，实际中为了减小对液压缸的撞击，减小振动，减速和缓冲装置是必不可少的，实际完成一次打击所需的时间也会略高于此处的仿真值。

通过以上的数据分析可得，满足打击能量和打击频次要求的数据共有 4 组： $P = 17\text{ MPa}$ 、 $D = \Phi 300\text{ mm}$ ； $P = 18\text{ MPa}$ 、 $D = \Phi 290\text{ mm}$ ； $P = 18\text{ MPa}$ 、 $D = \Phi 300\text{ mm}$ ； $P = 18\text{ MPa}$ 、 $D = \Phi 310\text{ mm}$ 。根据优化目标对 4 组数据的结果进行比较，首先，考虑振动情况，根据压强越大振动越大、多余能量越多振动越大，可得 4 组数据的振动从小到大为： $P = 17\text{ MPa}$ 、 $D = \Phi 300\text{ mm} < P = 18\text{ MPa}$ 、 $D = \Phi 310\text{ mm} < P = 18\text{ MPa}$ 、 $D = \Phi 300\text{ mm} < P = 18\text{ MPa}$ 、 $D = \Phi 290\text{ mm}$ 。其次，考虑回程的最终速度，回程最终速度越大，对液压缸的撞击越大，对减速和缓冲装置提出的要求越高，4 组数据回程最终速度从小到大为： $P = 18\text{ MPa}$ 、 $D = \Phi 290\text{ mm} < P = 17\text{ MPa}$ 、 $D = \Phi 300\text{ mm} < P = 18\text{ MPa}$ 、 $D = \Phi 300\text{ mm} < P = 18\text{ MPa}$ 、 $D = \Phi 310\text{ mm}$ 。最后，考虑单次打击时间，单次打击时间越短，锤的打击频次越高、效率越高，4 组数据单次打击时间从小到大为： $P = 18\text{ MPa}$ 、 $D = \Phi 310\text{ mm}$ ， $P = 18\text{ MPa}$ 、 $D = \Phi 300\text{ mm}$ ， $P = 17\text{ MPa}$ 、 $D = \Phi 300\text{ mm}$ ， $P = 18\text{ MPa}$ 、 $D = \Phi 290\text{ mm}$ 。

从上述的分析中可知，3 目标优化无绝对最优解，因此，在选择参数组合时可以根据实际要求设置目标权重系数，运用线性加权法进行整体最优计算，来选取最优参数组合<sup>[15]</sup>。此处根据实际情况确定振动程度、回程最终速度和单次打击时间 3 目标权重系数  $W = \left(\frac{2}{3}, \frac{1}{6}, \frac{1}{6}\right)$ ，计算得到整体最优的参数组合为  $P = 17\text{ MPa}$ 、 $D = \Phi 300\text{ mm}$ 。

考虑联动油缸直径对速度变化稳定性的影响，图 11~图 15 分别为直径为  $\Phi 50$ 、 $\Phi 60$ 、 $\Phi 70$ 、 $\Phi 80$  和  $\Phi 90\text{ mm}$  这 5 个值时，联动油缸内压强的变化图，比较其振动程度。联动油缸内的压强不能按照理论计算值变化，其主要原因在于：下锤头的运动是依靠联动油缸随上锤头运动而运动的，上锤头速度不断变化时，联动油缸内的油液并不能及时、顺畅地在单联动油缸和双联动油缸之间来回流动，从图 11~图 15 中也可以看出，不论联动油缸直径如何取值，压强均存在明显的波动。

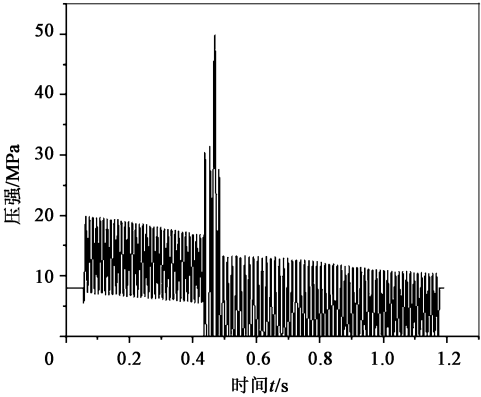


图 11 直径为  $\Phi 50\text{ mm}$  时联动油缸压强变化曲线  
Fig. 11 Pressure change curve of linkage cylinder at diameter of  $\Phi 50\text{ mm}$

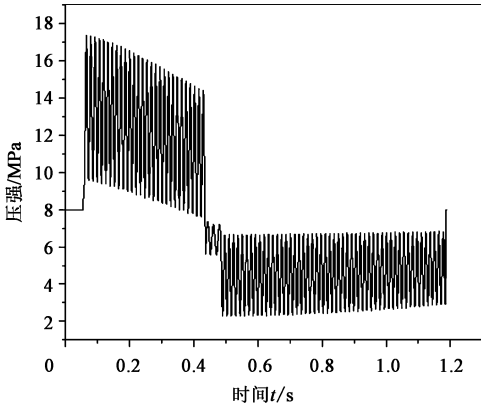
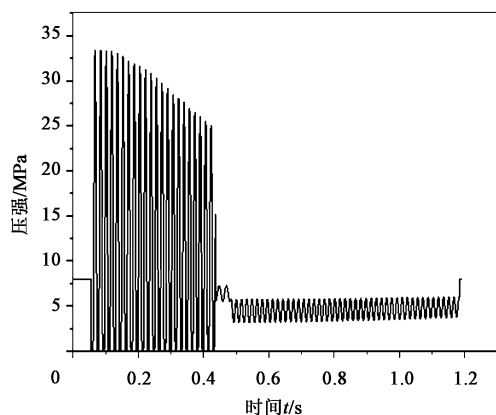
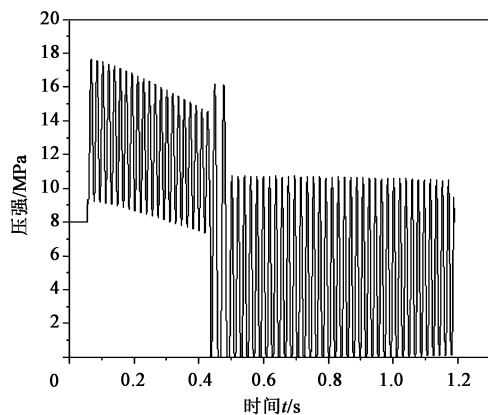
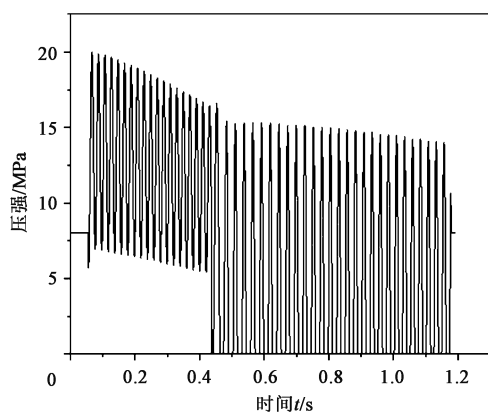


图 12 直径为  $\Phi 60\text{ mm}$  时联动油缸压强变化曲线  
Fig. 12 Pressure change curve of linkage cylinder at diameter of  $\Phi 60\text{ mm}$

为了使打击能量更精确，必须准确地控制锤头速度的变化，这就需要联动油缸内压强变化平稳，从图 11~图 15 中可得，在打击过程中直径为  $\Phi 50$  和  $\Phi 90\text{ mm}$  时，联动油缸压强振幅约为 120 MPa；直径为  $\Phi 60$  和  $\Phi 80\text{ mm}$  时，联动油缸压强振幅约为 75 MPa；直径为  $\Phi 70\text{ mm}$  时，联动油缸压强振幅约为 300 MPa。所以，压强波动最小的情况为直径为

图 13 直径为  $\Phi 70$  mm 时联动油缸压强变化曲线Fig. 13 Pressure change curve of linkage cylinder at diameter of  $\Phi 70$  mm图 14 直径为  $\Phi 80$  mm 时联动油缸压强变化曲线Fig. 14 Pressure change curve of linkage cylinder at diameter of  $\Phi 80$  mm图 15 直径为  $\Phi 90$  mm 时联动油缸压强变化曲线Fig. 15 Pressure change curve of linkage cylinder at diameter of  $\Phi 90$  mm

$\Phi 60$  和  $\Phi 80$  mm 时, 根据优化目标、为了打击能量的精确, 应选择联动油缸管路直径为  $\Phi 60$  或  $\Phi 80$  mm, 但是在回程时直径为  $\Phi 60$  mm 的压强波

动小于直径为  $\Phi 80$  mm, 所以, 确定联动油缸直径为  $\Phi 60$  mm。

通过上面的仿真比较, 根据优化目标得到了最优的参数组合, 再输入作用反力得出有载打击时的仿真结果。图 16~图 19 分别为有杆及无杆腔压强变化图、锤头运动速度图、锤头位移变化图和联动油缸压强变化图。

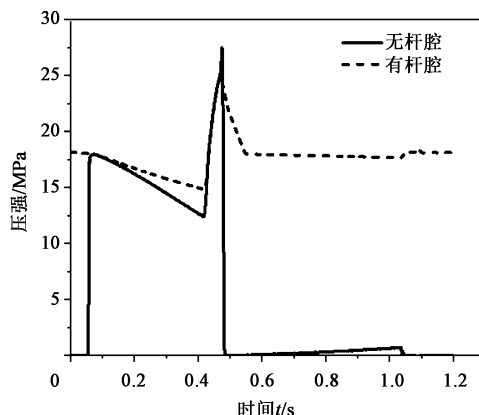


图 16 有、无杆腔压强变化曲线

Fig. 16 Pressure change curves with and without rod cavity

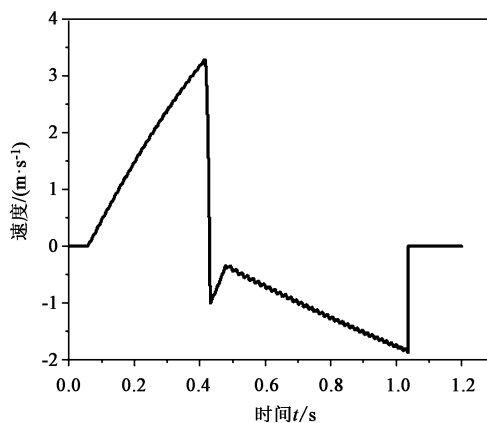


图 17 锤头运动速度曲线

Fig. 17 Speed curve of hammer head movement

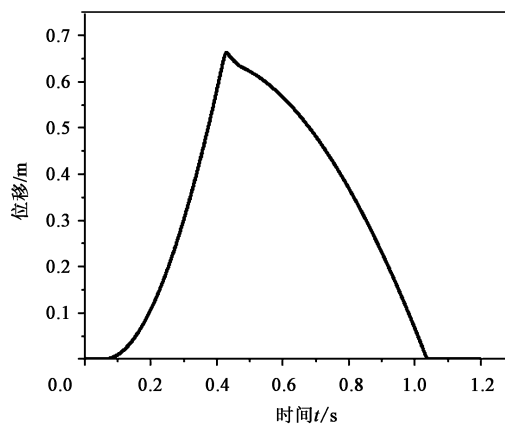


图 18 锤头位移变化曲线

Fig. 18 Displacement change curve of hammer head



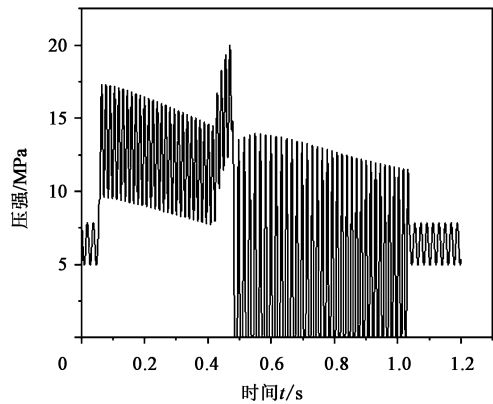


图 19 联动油缸压强变化曲线  
Fig. 19 Pressure change curve of linkage cylinder

由图 16~图 19 可得，在锤头未接触试件之前仿真曲线与理论计算值相同，在试件变形过程中无杆腔压强最大达到 27.5 MPa，有杆腔压强最大达到 24.7 MPa；锤头速度变化曲线平稳，在碰撞前最大速度为  $3.29\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ，回弹的速度为  $0.98\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ，回程的最大速度为  $1.86\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ，且无多余能量；不考虑回程的减速和缓冲装置时打击一次所需时间为 1.068 s；在回弹后速度有较小幅度的减小，撞击时联动油缸的压强瞬间增大至 21.5 MPa，然后降低至 0。这些现象是由于撞击后油液无法得到快速补充造成的。

将优化后性能与原 CDKA 系列模锻锤性能进行比较，如表 3 所示。

表 3 性能参数对比

Table 3 Comparison of performance parameters

| 参数                                   | 原 CDKA 系列   | 优化之后   |
|--------------------------------------|-------------|--------|
| 锤头系统重量/ $(\times 10^3\text{ kg})$    | 48+52       | 46+46  |
| 液压站压强/MPa                            | 18          | 17     |
| 无减速装置单次打击时间/s                        | 1.20        | 1.07   |
| 有杆腔最高压/MPa                           | $\geq 25$   | 24.7   |
| 无杆腔最高压/MPa                           | $\geq 40$   | 27.5   |
| 联动油缸压强/MPa                           | 0~35        | 0~21.5 |
| 回程速度/ $(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$ | $\geq 2.20$ | 1.86   |

从表 3 可以得出：参数优化之后锤头系统重量有所降低，减少了运输成本和安装难度；对液压站的要求也降低至 17 MPa，在满足打击能量的前提下减小了系统的振动程度；同时打击频次有所提高，增加了加工效率；减小了回程速度，降低了对减速

装置的要求，更大程度地避免了撞缸现象的发生，提高了液压缸的使用寿命；降低了在碰撞瞬间液压缸有杆腔和无杆腔的压强，减小了系统的振动，降低了因压强过大而造成锤杆断裂现象的发生趋势；降低了联动油缸的压强变化范围，从而使打击速度变化更加平稳，打击能量更为稳定。

4 结论

(1) 通过力学和运动学分析得出锤头上升下降过程中速度和压强的变化曲线，确定了影响对击锤性能的主要参数，同时使使用者可以通过时间得出重要参数的具体值，解决了用传感器测量时因承受不了碰撞产生的振动而无法获取所需值的问题，给使用者带来了便利。

(2) 通过目标评价函数模型的建立分析了各参数对模锻锤整体性能的影响，其中，压强和液压缸无杆腔直径共同影响打击能量、打击频次和回程速度，联动油缸管路的直径影响着锤头速度变化的稳定性，即打击能量的稳定性。

(3) 通过 Amesim 建模仿真选取多组数据在满足打击能量的前提下对目标进行优化，得到了最优的参数组合：压强为 17 MPa，液压缸无杆腔直径为  $\Phi 300\text{ mm}$ ，联动油缸直径为  $\Phi 60\text{ mm}$ ，此时不考虑缓冲，打击频次达到  $55\text{ 次}\cdot\text{min}^{-1}$  以上，回程速度低至  $1.86\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ，且该参数组合可使打击能量最精确和稳定，系统的振动也更小。

参考文献：

[1] 金伟. 液压技术的研究现状及发展趋势 [J]. 科技创新导报, 2020, 17 (9): 97-98.  
Jin W. Research status and development trend of hydraulic technology [J]. Science and Technology Innovation Herald, 2020, 17 (9): 97-98.

[2] Bodurov P, Penchev T. Industrial rocket engine and its application for propelling of forging hammers [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2005, 161 (3): 504-508.

[3] 高峻, 李森泉. 精密锻造技术的研究进展与发展趋势 [J]. 精密成形工程, 2015, 7 (6): 37-43, 80.  
Gao J, Li M Q. Research progress and development trend of the precision forging technology [J]. Journal of Netshape Forming Engineering, 2015, 7 (6): 37-43, 80.

[4] 罗文会. 制约锻造自动化发展的因素分析 [J]. 锻造与冲压, 2021, 516 (19): 20, 22, 24, 26.  
Luo W H. The factors restricting the development of forging automatization [J]. Forging & Metalforming, 2021, 516 (19): 20, 22, 24, 26.

- [5] Hawryluk M. Review of selected methods of increasing the life of forging tools in hot die forging processes [J]. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2016, 16 (4): 845-866.
- [6] 陈桂芬. 一种锻造用数控全液压模锻锤 [P]. 中国: CN217370269U, 2022-09-06.
- Chen G F. A CNC fully hydraulic forging hammer for forging [P]. China: CN217370269U, 2022-09-06.
- [7] Huang X Q, Hu G, Meng Q K, et al. Impact performance optimization of a YDC valve-type double action hydraulic hammer [J]. Natural Gas Industry B, 2018, 5 (5): 425-433.
- [8] 张银娟, 刘军, 王永科. 基于虚拟样机技术的液压模锻锤动态仿真研究 [J]. 煤矿机械, 2010, 31 (3): 85-87.
- Zhang Y J, Liu J, Wang Y K. Research on dynamic simulation of hydraulic die forging hammer based on VPT [J]. Coal Mining Machinery, 2010, 31 (3): 85-87.
- [9] 刘军, 张银娟, 刘福海. 液压模锻锤液压控制系统研究 [J]. 锻压装备与制造技术, 2010, 45 (1): 68-71.
- Liu J, Zhang Y J, Liu F H. Research on hydraulic control system of hydraulic die forging hammer [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2010, 45 (1): 68-71.
- [10] 姜雪婕. 75 kJ 全液压对击锤机架及锤头锤杆的有限元分析 [D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2015.
- Jiang X J. Finite Element Analysis of the Frame and Hammer Rod of 75 kJ Fully Hydraulic Die Counter-blow Hammer [D]. Qinghuangdao: Yanshan University, 2015.
- [11] 刘雷, 余心宏, 文永洪. 630 kJ 对击锤锤杆冲击应力有限元分析及结构改进 [J]. 重型机械, 2013, (4): 67-70.
- Liu L, Yu X H, Wen Y H. FEM analysis of 630 kJ counter-blow hammer's rod impact stress and its structural improvement [J]. Heavy Machinery, 2013, (4): 67-70.
- [12] 李养娟, 余意. 模锻锤闭式锻造下镶块模模具设计改进 [J]. 锻造与冲压, 2019, 464 (15): 49-50.
- Li Y J, Yu Y. Improvement of the flashless hammer sectional forging die design [J]. Forging & Metalforming, 2019, 464 (15): 49-50.
- [13] 包弘贤. 液压流道液流特性分析 [D]. 大连: 大连理工大学, 2018.
- Bao H X. Analysis on Fluid Flow Characteristics of Hydraulic Channel [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2018.
- [14] 张盟盟. 某大型曲轴对击锤模锻成形关键技术研究 [D]. 重庆: 重庆大学, 2021.
- Zhang M M. Research on the Key Technology of the Forging of a Large Crankshaft with a Counter Hammer [D]. Chongqing: Chongqing University, 2021.
- [15] Sadatdiyov K, Cui L Z, Zhang L, et al. An intelligent hybrid method: Multi-objective optimization for MEC-enabled devices of IoE [J]. Journal of Parallel and Distributed Computing, 2023, 171: 1-13.

## 欢迎订阅《锻压技术》杂志 (月刊)

国内外公开发行, 全国各地邮局均可订阅, 逾期未订上者可与编辑部联系邮购

《锻压技术》杂志 1958 年创刊, 中国机械工业联合会主管、中国机械总院集团北京机电研究所有限公司和中国机械工程学会塑性工程分会主办。本刊是全国锻压行业会刊, 全国中文核心期刊, 被国内外多个著名检索系统收录。突出技术内容, 注重技术和信息相结合, 全面反映锻压行业的技术进步和发展趋势。

**主要栏目:** 综述、锻造、板料成形、管材成形、特种成形、装备与成套技术、模具、摩擦与润滑、加热与热处理、测试技术、节能技术、材料与成形性能、理论与实验研究、计算机应用、技术交流、标准化、行业信息等。

**读者对象:** 大专院校的师生, 金属塑性成形(锻压)领域的科研、设计、生产部门的工程技术人员以及中等以上文化程度的工人等。

本刊为月刊, 每月 25 日出版, 大 16 开本, 256 页。统一刊号: CN11-1942/TG。邮发代号: 2-322。

(一) 购买期刊: ● 每册定价: 25.00 元; ● 年定价: 300.00 元。

(二) 购买合订本: ● 1991-2011 年合订本(每本包含全年 1-6 期杂志): 110 元/本;

● 2012-2013 年合订本(每本包含全年 1-6 期杂志): 140 元/本;

● 2014-2018 年合订本(上册)(包含上半年 1-6 期杂志)、2014-2018 年合订本(下册)(包含下半年 7-12 期杂志): 180 元/本。

直接通过编辑部订阅者, 请与杂志发行部负责人林玉彤联系。并按编辑部地址汇款, 款到后我们会定期寄给您刊物。

**邮局汇款信息:**

地址: 北京市海淀区学清路 18 号北京机电研究所有限公司 709 室

邮编: 100083

收款人: 《锻压技术》编辑部

附言处: 请注明“订阅《锻压技术》”

联系人: 林玉彤 电话: 010-62920652

E-mail: fst\_linyutong@163.com

《锻压技术》编辑部