

# 800 MN 巨型模锻液压机同步平衡缸的设计及其优化

刘忠伟<sup>1,2</sup>, 邓英剑<sup>1</sup>, 黄明辉<sup>2</sup>, 李毅波<sup>2</sup>, 邹春来<sup>2</sup>

(1. 湖南工业大学 机械工程学院, 湖南 株洲 412007; 2. 中南大学 机电工程学院 湖南 长沙 410083)

**摘要:** 800 MN 巨型模锻液压机是关系国家安全、经济发展的战略性设备, 也是航空制造业的基础性设备。同步控制系统是巨型模锻液压机上必备的关键装置, 其同步控制性能的好坏将直接决定产品的质量, 而同步平衡缸则是同步控制系统中的关键部件。通过建立力学模型, 设计了同步平衡缸。并借助 MARC 软件对其进行有限元分析, 对结构薄弱之处进行了优化, 有效的减小了活塞的挠曲程度, 降低了活塞承受的弯曲应力, 同时连接轴与活塞等效应力大幅下降。为同类产品的设计提供了参考。

**关键词:** 巨型液压机; 同步控制系统; 同步平衡缸

DOI: 10.3969/j.issn.1000-3940.2012.01.024

中图分类号: TP211.31 文献标识码: A 文章编号: 1000-3940 (2012) 01-0095-05

Design and optimization of synchronization balance cylinder for 800 MN giant forging hydraulic press

LIU Zhong-wei<sup>1,2</sup>, DENG Ying-jian<sup>1</sup>, HUANG Ming-hui<sup>2</sup>, LI Yi-bo<sup>2</sup>, ZOU Chun-lai<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou 412007, China;

2. School of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China)

**Abstract:** 800 MN giant forging hydraulic press is a strategical equipment which is related to national security, economic development, and the base equipment for aerospace manufacturing industry. The synchronous control system is the essential device to the giant forging hydraulic press, whose synchronization control performance quality is good or bad will directly determine the quality of the product. Synchronous balance cylinder is the key part of the synchronous control system. Based on the mechanics model, the synchronous balance cylinder was designed. With the help of the software MARC, the finite element analysis was carried on, the structural weaknesses were optimized, which effective reduce the torsion of the piston and the degree of the bending stress of the piston and significantly decrease the equivalent stress of the axis and piston. The results provide the reference for the design of similar products.

**Keywords:** giant hydraulic press; synchronization control system; synchronization balance cylinder

800 MN 模锻液压机由清华大学、中南大学、中国二重集团等部门联合研究设计制造, 是我国拥有自主知识产权的重大装备项目。其主要加工对象是高变形抗力的高温合金大型模锻件, 将达到年产航空机燃气轮机模锻件、大型船用模锻件、大型电站用模锻件、核电和压力容器锻件以及其它类民品模锻件 5700 t 的能力, 对我国大型锻压设备和大型盘件、结构件的制造将起到显著的推动作用<sup>[1]</sup>。800 MN 模锻液压机建成后将是目前世界上最大的模锻液压机<sup>[2]</sup>。

同步控制系统是巨型模锻液压机的核心装置, 其作用是防止活动横梁在承受偏心力矩时发生倾斜, 使其水平度仍保持在较高精度范围内, 以保证模锻件所需的尺寸精度, 同时也有利于改善液压机机架

的受力状态, 延长液压机的使用寿命<sup>[3]</sup>。而同步平衡缸则是同步控制系统中的关键部件。

## 1 同步控制系统简介

800 MN 巨型模锻液压机同步控制系统仍参照国内 300 MN 模锻水压机的同步控制系统设计, 其示意图如图 1 所示 (未示出液压控制阀等)。系统由

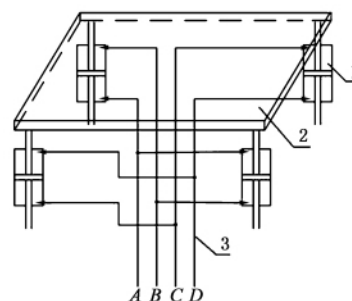


图 1 同步控制系统示意图

1. 同步平衡缸 2. 活动横梁 3. 液压油管

Fig 1 Diagram of synchronous control system

收稿日期: 2011-09-14; 修订日期: 2011-11-29

基金项目: 湖南省科技厅科技计划项目 (2011FJ3006); 高等学校科技创新工程重大项目培育资金项目 (0707046)

作者简介: 刘忠伟 (1968—), 男, 博士研究生

电子信箱: lzw9036@126.com

两组同步平衡缸组成, 位于活动横梁对角线上的两个为一组, 每组缸中的两个缸 4 个腔交叉连接, 即一个缸的上腔与同一组中的另一个缸的下腔相连接, 它们被安放在活动横梁下面的 4 个角落, 其活塞杆与活动横梁铰接, 缸体固定在水压机的下横梁上 (图中未示出)。因此, 每一组同步缸控制着活动横梁基准面上的一条对角线的水平度<sup>[4-5]</sup>。

## 2 同步平衡缸的设计

### 2.1 同步平衡力 (纠偏力) 的计算

#### 2.1.1 活动横梁受力分析

以活动横梁为研究对象, 活动横梁上受到的力矩包括: 活动横梁旋转过程中产生的惯性力矩  $M_J$ 、锻造偏心力矩  $M$ 、同步平衡 (纠偏) 缸产生的纠偏力矩  $M_t$ 、框架对活动横梁的反力矩  $M_q$ 、活动横梁旋转的粘性阻力矩  $M_z$  等。为了分析简便, 其它相对很小的力矩, 如活动横梁与框架之间的摩擦力矩、主缸密封因压力变化而产生的干摩擦阻力矩等, 可以忽略不计<sup>[6]</sup>。

活动横梁受力模型如图 2 所示。

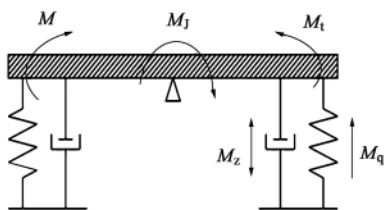


图 2 活动横梁 (动梁) 受力模型

Fig. 2 Force model of moving beam

根据力矩平衡可得活动横梁的运动方程为:

$$M_J + M + M_z - M_t - M_q = 0 \quad (1)$$

#### 2.1.2 各力矩的计算

##### (1) 活动横梁旋转惯性力矩 $M_J$ :

$$M_J = J\ddot{\theta}_{\max} \quad (2)$$

式中:  $J$  为活动横梁的转动惯量;  $\ddot{\theta}_{\max}$  为最大纠偏加速度。

最大纠偏加速度根据系统补偿时间要求来决定, 有以下关系式<sup>[7]</sup>:

$$\ddot{\theta}_{\max} = \omega_n 2\pi f_{-3dB} \quad (3)$$

式中:  $\omega_n$  为最大纠偏速度;  $f_{-3dB}$  为频带宽度。

频带宽度主要由加载速度来决定, 由设计技术参数可知本液压机的加载速度为  $0 \sim 30 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ , 而加载区一般在  $5 \sim 20 \text{ mm}$  范围内。因此, 按最短行程、最快压制速度及最短的保压时间来计算偏载变化的基频:

$$f_0 \approx \frac{1}{T_0} = \frac{1}{\frac{5}{30} + T_{by}} \approx 0.46 \text{ Hz} \quad (4)$$

式中:  $T_{by}$  为保压时间, 取其最小值  $2 \text{ s}$ 。

一般来讲, 在实际的加载过程中, 由于锻件内部质量不均或者流动性问题而造成的偏载突变的可能性相对较小, 一般考虑取  $3 \sim 5$  倍基频的偏载干扰即可, 这里选其大值, 因此有:

$$f_{-3dB} = 5 \times f_0 = 2.3 \text{ Hz} \quad (5)$$

最大纠偏速度  $\omega_n$  采用最大补偿时间 (设计技术参数规定为  $0.5 \text{ s}$ ) 确定:

$$\omega_n = \frac{\theta_{\max}}{0.5} = \frac{5 \times 10^{-4}}{0.5} = 1.0 \times 10^{-3} \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6)$$

将公式 (5)、(6) 代入公式 (3) 可得最大纠偏加速度为:

$$\ddot{\theta}_{\max} = 1.445 \times 10^{-2} \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (7)$$

将公式 (7) 及  $J$  值代入公式 (2) 可得:

$$M_J = J\ddot{\theta}_{\max} = 0.3981 \times 10^8 \times 1.445 \times 10^{-2} = 0.575 \text{ MN} \cdot \text{m} \quad (8)$$

##### (2) 偏心力矩 $M$ :

$$M = F \times e = 800 \times 0.3 = 240 \text{ MN} \cdot \text{m} \quad (9)$$

式中:  $F$  为载荷;  $e$  为偏心距。

##### (3) 活动横梁旋转的粘性阻力矩 $M_z$ :

$$M_z = B \times \dot{\theta} = B \times \omega_n = 4.61 \times 10^8 \times 1.0 \times 10^{-3} = 0.461 \text{ MN} \cdot \text{m} \quad (10)$$

式中:  $B$  为粘性阻尼系数, 取  $4.61 \times 10^8$ 。

##### (4) 框架对活动横梁的反力矩 $M_q$ :

$$M_q = K \times \theta = 1.778 \times 10^{10} \times 5 \times 10^{-4} = 8.89 \text{ MN} \cdot \text{m} \quad (11)$$

式中:  $K$  为框架的刚度系数, 取  $1.778 \times 10^{10}$ 。

##### (5) 纠偏力矩 $M_t$ :

$$M_t = F_t \times l \quad (12)$$

式中:  $F_t$  为同步缸的纠偏力;  $l$  为对角同步缸之间的对角线长度, 其值为  $12.933 \text{ m}$ 。

将上面各力矩代入公式 (1) 可得出同步平衡缸纠偏力  $F_t$ :

$$F_t = 17.95 \text{ MN} \quad (13)$$

### 2.2 同步平衡缸主要结构参数的确定

结构参数确定除应满足拖动负载和系统性能两方面的要求外, 还应考虑与负载的最佳匹配。在工程设计中, 常采用近似算法来满足负载最佳匹配, 即按最大负载力  $F_{\max}$  选择执行元件<sup>[8]</sup>。其中, 最大负载力取为  $F_{\max} = \frac{2}{3} p_s A$  ( $p_s$  为系统压力,  $A$  为液压缸有效面积), 并认为负载力、最大速度和最大加

速度是同时出现的, 这样液压缸的有效面积可按下式计算:

$$A = \frac{F_{\max}}{\frac{2}{3}P_s} = \frac{17.95 \times 10^6}{\frac{2}{3} \times 31.5 \times 10^6} = 0.855 \text{ m}^2 \quad (14)$$

液压缸的主要结构尺寸是缸筒内径  $D$  与活塞杆外径  $d$ 。

$$A = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \quad (15)$$

初取  $d=0.5D$ , 并将公式 (14) 及  $d=0.5D$  代入公式 (15) 从而有以下关系式:

$$D = \sqrt{\frac{4A}{0.75\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.855}{0.75 \times \pi}} = 1.205 \text{ m} \quad (16)$$

将其值圆整为  $D=1280 \text{ mm}$ , 将活塞杆外径  $d$  取为  $600 \text{ mm}$ 。那么液压缸实际有效面积为:

$$A_{\text{有效}} = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} (1.28^2 - 0.6^2) \approx 1.004 \text{ m}^2 \quad (17)$$

在以上有效面积的情况下, 当达到最大液体压力时, 同步平衡缸将产生最大纠偏力约  $21 \text{ MN}$ 。

同步平衡缸其他尺寸具体计算过程略。内腔尺寸:  $\Phi 1280 \times 3000 \text{ mm}$ ; 活塞杆尺寸:  $\Phi 1280 / \Phi 600 \times 7960 \text{ mm}$ 。其 CAD 模型如图 3 所示。

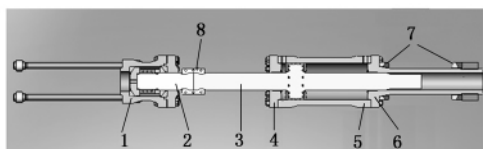


图 3 同步平衡缸 CAD 模型

1. 连接体 2. 连接轴 3. 活塞杆及活塞 4. 法兰端盖  
5. 缸筒 6. 缸体下部 7. 球面垫 8. 卡箍

Fig. 3 CAD model of synchronous balance cylinder

### 3 同步平衡缸的优化

#### 3.1 同步平衡缸的工况分析

(1) 同步控制系统正常工作时, 同步平衡缸的工况可分以下两种情况考虑<sup>[9]</sup>。

工况一: 活塞位于缸筒顶端 (靠近法兰端盖), 上、下腔液体压力分为  $10$  和  $30 \text{ MPa}$ , 同步缸产生向上的推力, 活动横梁施加顺时针的旋转力 (即活动横梁向下倾斜, 同步缸施加向上的同步纠偏力), 旋转中心为活动横梁几何中心, 共旋转角度  $0.0172^\circ$ , 即此时活动横梁的允许挠度  $0.3 \text{ mm} \cdot \text{m}^{-1}$  对应的偏转角度。

工况二: 活塞位于缸筒底端 (靠近缸筒下部), 上、下腔液体压力分为  $30$  和  $10 \text{ MPa}$ 。同步缸产生

向下的同步拉力, 活动横梁施加逆时针的旋转力, 旋转角度为  $0.0172^\circ$ 。

(2) 同步控制系统失效时。此种状态下, 液压机将处于全偏载工况, 活动横梁倾斜最大角度为  $0.19^\circ$ , 活动横梁各对角点最大垂直位移差为  $30 \text{ mm}$ , 若此时同步控制系统要恢复工作, 同步平衡缸的工况无疑是最恶劣的, 也分两种工况考虑。

工况三: 其他条件同工况一, 不同之处在于与连接体胶合在一起的刚性面旋转角速度改为  $0.0033 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ , 即活动横梁倾斜角度为  $0.19^\circ$ 。

工况四: 其他条件同工况二, 不同之处在于与连接体胶合在一起的刚性面旋转角速度改为  $0.0033 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ , 即活动横梁倾斜角度为  $0.19^\circ$ 。

#### 3.2 同步平衡缸的边界条件及有限元模型

为了分析简便, 进行以下假设: (1) 活动横梁位移量大而变形极小, 在建模的过程中, 可将活动横梁看作刚体, 用一个刚性面代替; (2) 球面支承结构具有对称性, 因而取其  $1/2$  建立模型; (3) 固定横梁的侧梁用一个与原侧梁等高, 长度、厚度均为原侧梁一半的矩形块模拟  $1/4$  侧梁; (4) 连接体与活动横梁通过预紧拉杆连接, 而连接体与连接轴之间并非刚性连接, 而是可以转动的球铰连接, 故连接体与活动横梁之间不会发生错开情况, 因而可以将活动横梁与连接体之间的接触状态设置为 *glue*。

在以上假设的基础上, 可设定以下边界条件: (1) 侧梁为  $1/4$  模型, 侧梁左端为对称面, 应约束法向位移, 即固定  $X$  向自由度; (2) 侧梁垂直方向的变形极小, 侧梁底部  $2/3$  长度施加垂直方向的约束, 剩余  $1/3$  长度安装同步系统处, 该段处于悬空状态, 不施加约束; (3) 连接体与连接体法兰、同步缸与法兰端盖以及缸筒下部间均采用螺栓连接, 根据螺栓直径, 采用过盈法施加  $1 \text{ MN}$  预紧力; (4) 整个模型为  $1/2$  模型, 剖面上全部节点约束  $Z$  向位移。

以 MARC 软件建立其有限元模型, 如图 4 所示<sup>[10]</sup>。

#### 3.3 同步平衡缸受力情况分析

如图 5 所示, 处于工况二时活塞最大等效应力为  $280 \text{ MPa}$ , 工况四时为  $316 \text{ MPa}$ 。最高应力区均位于柱塞与卡箍连接处。活塞、卡箍及连接轴应力分布云图分别如图 6、图 7、图 8 所示, 从图可知, 卡箍最大等效应力达到  $375 \text{ MPa}$ , 连接轴达到  $397 \text{ MPa}$ 。工况四为同步控制系统最恶劣工况, 此时活塞有最大变形量, 如图 9 所示。卡箍连接处的等效应力值超过许用应力值, 已不符合大型液压机长寿命设计的

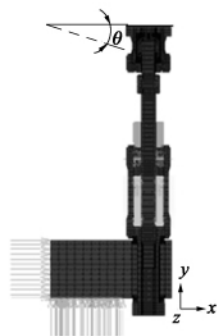


图 4 同步平衡缸有限元分析模型

Fig 4 Analysis model of synchronous balance cylinder finite element

理念, 需要对该结构进行优化和改进。

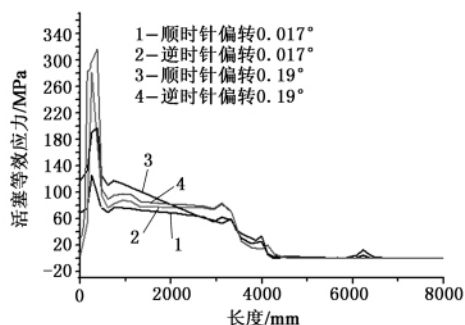


图 5 4 种工况下活塞沿轴线的等效应力曲线

Fig 5 Equivalent stress curve of piston along axis under four conditions

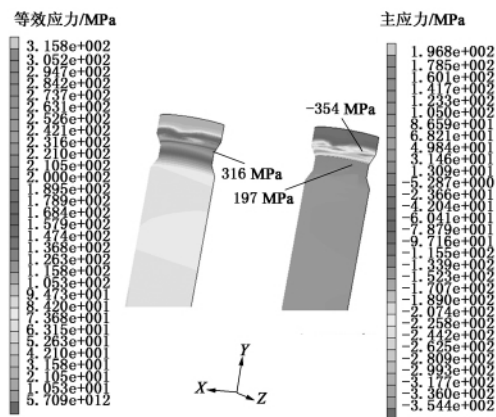


图 6 活塞等效应力、主应力云图

Fig 6 Cloud chart of piston equivalent stress and principal stress

### 3.4 同步平衡缸连接结构的优化

由前面的分析计算可知, 原结构采用卡箍连接结构, 导致连接处出现较高应力水平。为解决该问题, 现将卡箍连接改为螺纹连接, 并将原结构与活动横梁的拉杆连接方式也改为球面支承结构。下面重新通过建立有限元模型并与原结构进行对比分析。

(1) 结构改进后的有限元模型。以球面支承结构建立两个刚性面代替活动横梁侧梁, 并分别以活动

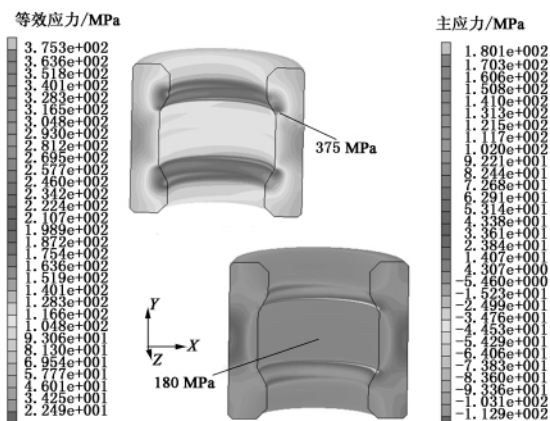


图 7 卡箍等效应力、第一主应力云图

Fig 7 Cloud chart of hoop equivalent stress and first principal stress

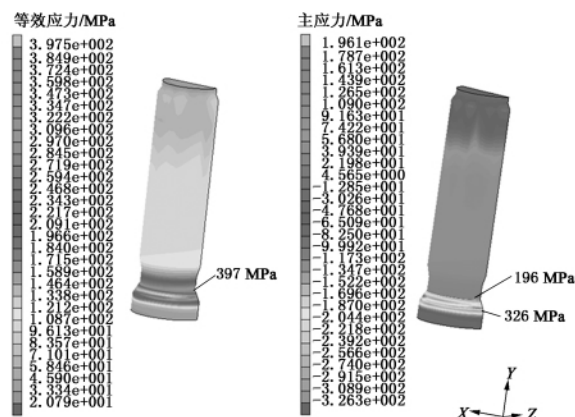


图 8 连接轴等效应力、主应力云图

Fig 8 Cloud chart of connecting shaft equivalent stress and principal stress

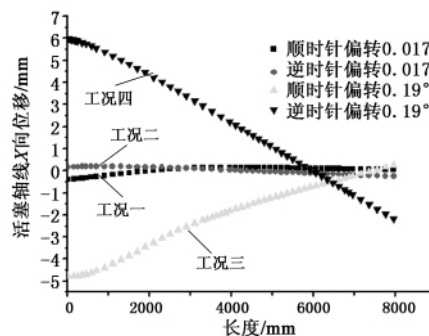


图 9 4 种工况下活塞挠度曲线

Fig 9 Piston deflection curve under four conditions

横梁上、下平面几何中心为旋转中心, 以该中心点到活塞轴线的距离为半径, 将两平面分别绕其旋转中心逆时针旋转  $Q 19^\circ$ , 模拟偏载工况四。其他同原结构, 建立有限元模型如图 10 所示。

(2) 前后改进结构的对比分析。如图 11 所示, 改变同步系统与活动横梁的连接方式后, 活塞变形有明显变化, 活塞水平方向的挠度由  $1.06 \text{ mm} \cdot \text{m}^{-1}$

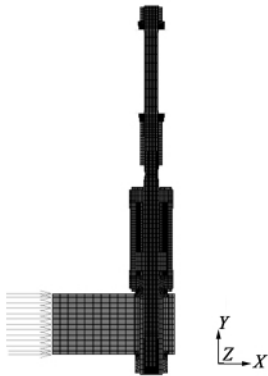


图 10 改进后的有限元模型

Fig 10 Improved finite element model

降为  $0.625\text{ mm} \cdot \text{m}^{-1}$ 。同时，从图 12 可知，活塞连接处等效应力降低为  $130\text{ MPa}$ 。

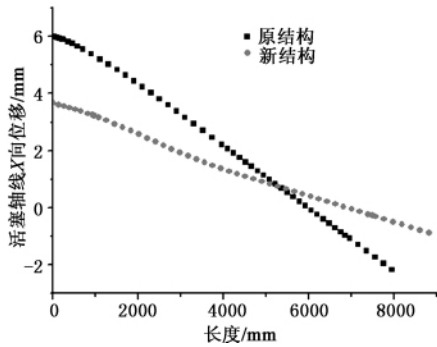


图 11 改进前后活塞水平方向变形曲线

Fig 11 Horizontal deformation curves of piston before and after improving

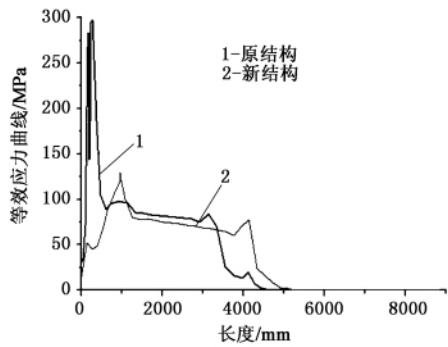


图 12 改进前后活塞沿轴线等效应力曲线

Fig 12 Equivalent stress curves of piston along axis before and after improving

表 1 为工况四改进前后同步系统分析结果对比。改为螺纹连接方式后，连接轴与活塞等效应力分别由  $397$  和  $316\text{ MPa}$  降低到  $152$  和  $130\text{ MPa}$ ，降幅分别为  $61.7\%$  和  $58.9\%$ ；拉应力分别由  $196$  和  $197\text{ MPa}$  降低到  $170$  和  $137\text{ MPa}$ ，降幅分别为  $15.3\%$  和  $30.5\%$ 。

4 结论

(1) 通过建立力学模型，在动态情况下分析和

设计了同步平衡缸，为巨型液压机的液压缸设计提供了参考。

表 1 工况四改进前后同步系统分析结果对比

Table 1 Comparative analysis results of synchronization system under four conditions before and after improving

| 参数                                      | 原结构同步系统        | 新结构同步系统        |
|-----------------------------------------|----------------|----------------|
| 连接轴等效应力 $\sigma_v/\text{MPa}$           | $\sigma_v=397$ | $\sigma_v=152$ |
| 拉应力 $\sigma_1/\text{MPa}$               | $\sigma_1=196$ | $\sigma_1=170$ |
| 活塞等效应力 $\sigma_v/\text{MPa}$            | $\sigma_v=316$ | $\sigma_v=130$ |
| 拉应力 $\sigma_1/\text{MPa}$               | $\sigma_1=197$ | $\sigma_1=137$ |
| 缸筒等效应力 $\sigma_v/\text{MPa}$            | $\sigma_v=133$ | $\sigma_v=114$ |
| 拉应力 $\sigma_1/\text{MPa}$               | $\sigma_1=122$ | $\sigma_1=101$ |
| 活塞挠度/ $(\text{mm} \cdot \text{m}^{-1})$ | 1.06           | 0.625          |
| 缸筒径向变形/mm                               | 0.4            | 0.35           |

(2) 采用球面连接方式替代拉杆固定方式，有效减小了活塞的挠曲程度，降低了活塞承受的弯曲应力。活塞挠度由  $1.06\text{ mm} \cdot \text{m}^{-1}$  降为  $0.625\text{ mm} \cdot \text{m}^{-1}$ 。同时，球面支承结构减弱了同步系统上部连接处的水平方向刚度，使结构变形更加协调，有效避免活塞卡住的情况发生。

(3) 采用螺纹连接代替卡箍连接，使得连接轴与活塞等效应力大幅下降，降幅分别为  $61.7\%$ 、 $58.9\%$ 。对提高同步控制系统的使用寿命有重要意义，为类似结构的设计提供了重要依据。

参考文献：

[1] 本刊辑. 企业资讯：大型 8 万吨重型模锻压机项目落户西安 [J]. 现代机械, 2007, (3): 24

[2] 本刊辑. 二重将制造世界上最大的模锻压机 [J]. 机械研究与应用, 2008, 21 (2): 111

[3] 俞新陆. 液压机的设计与应用 [M]. 北京：机械工业出版社, 2006.

[4] 谭建平, 刘昊. 溢流补偿型液压位置保持系统的研究和应用 [J]. 机械工程学报, 2004, 40 (3): 119-123.

[5] 中国机械工程学会塑性工程学会. 锻压手册 [M]. 北京：机械工业出版社, 2007.

[6] 刘忠伟. 巨型模锻液压机同步控制系统控制性能影响因素研究 [J]. 锻压技术, 2010, 35 (5): 68-72.

[7] 段俊. 巨型液压机被动同步平衡控制系统的控制策略与实验研究 [D]. 长沙：中南大学, 2010.

[8] 张利平. 液压控制系统及设计 [M]. 北京：化学工业出版社, 2006.

[9] 邹春来. 八万吨压机压下及同步驱动系统动态建模与结构分析 [D]. 长沙：中南大学, 2008.

[10] 陈火红, 杨剑, 薛小香, 等. 新编 Marc 有限元实例教程 [M]. 北京：机械工业出版社, 2007.