

110MN 锻造液压机液压系统设计研究

徐红旗, 孙成波, 马庆国, 石 罗

Design of hydraulic system for 110MN forging press

XU Hong-qi, SUN Cheng-bo, MA Qing-guo, SHI Luo

(临沂市科学技术合作与应用研究院, 山东 临沂, 276000)

摘 要: 该文主要从液压缸的同步、卸荷及安全等角度阐述了万吨液压机液压系统设计的要点。

关键词: 锻造液压机; 液压缸; 同步; 卸荷

中图分类号: TH137 文献标识码: B 文章编号: 1000-4858(2010)11-0056-03

1 概述

大型液压机的设计制造体现了一个国家基础工业的实力, 是一个国家综合国力的重要表现。随着我国重工业特别是国防工业的发展, 对大型锻造液压机的需求日益增加。本文拟就 110MN 锻造液压机液压系统的设计做一个简要探讨, 供同行参考。

2 110MN 锻造液压机液压缸的初步设计

该 110MN 锻造液压机初选为三梁四柱三缸上传动结构, 工作压力由 3 个等径单向柱塞缸实现, 滑块上升通过 2 个反向的回程单向柱塞缸实现。另外, 工作台设有夹紧缸、升降缸及自动回转装置。动力源初选 45 台 400YCY14-1B 压力补偿轴向可变柱塞泵, 电机功率初选 75 kW, 该液压泵的最大工作压力为 31.5 MPa, 考虑到留有一定的安全余量, 初选系统工作压力为 28 MPa。为了加快滑块空程下降的速度, 液压机上方设有充液油箱, 供滑块空程下行时快速补充油液。

2.1 计算主缸直径

主缸直径由下式计算:

$$F = pS$$

7 结论

该种多齿轮液压泵具有体积小、效率高、工作时噪声小、流量脉动比较小的优点; 输入轴位于液压泵泵体的中心, 在与电机配合连接时, 可以有效地减少径向空间的浪费; 所有动密封结构采用金属密封, 使用的温度范围较宽。

该种多齿轮液压泵已经在井壁取芯仪器中得到了应用, 使用效果比较理想; 该种技术有望在其它产品中得到推广。

$$S = F/p$$

$$D = 2 \sqrt{\frac{S}{3\pi}}$$

其中: F 为液压机最大工作压力, $F = 110 \text{ MN}$; p 为液压机额定工作压力, 初选 $p = 28 \text{ MPa}$; S 为液压机 3 个主缸的总工作面积; D 为主缸直径。

$$\text{代入以上数值, 计算可得: } D = 2 \sqrt{\frac{S}{3\pi}} = 1.29 \text{ m,}$$

初选主缸直径为 1300 mm。

压力校核: $F = pS = 3 \times 28 \times 3.1415926 \times (0.65)^2 = 111.5 \text{ MN}$, 完全满足要求。

2.2 计算回程缸直径

经计算, 升降滑块及液压缸柱塞总重约为 300 t, 考虑摩擦系数并留有一定的安全余量, 按 5000 kN 载荷设计计算回程缸的直径:

收稿日期: 2010-07-22

作者简介: 徐红旗(1962—), 男, 山东临沂人, 工程师, 主要从事机械液压的设计工作。

参考文献:

- [1] 许贤良, 赵连春, 王传礼. 复合齿轮泵[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [2] 何存兴, 张铁华. 液压传动与气压传动[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2002.
- [3] 范存德. 液压技术手册[M]. 沈阳: 辽宁科学技术出版社, 2004.
- [4] 李壮云. 液压元件与系统[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [5] 路甬祥. 液压气动技术手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.

$$F = pS$$
$$S = F/p$$
$$D = 2 \sqrt{\frac{S}{2\pi}}$$

其中： F 为回程缸所需举升力，按 $F = 5000 \text{ kN} = 5 \text{ MN}$ 计算； p 为液压机额定工作压力， $p = 28 \text{ MPa}$ ； S 为这两个回程缸的总工作面积； D 为回程缸直径，代入以上数值，计算可得： $D = 2 \sqrt{\frac{S}{2\pi}} = 0.38 \text{ m}$ ，初选回程缸直径为 400 mm 。

同样可求得工件夹紧缸直径为 380 mm ，工件升降缸直径为 250 mm 。工作台回转装置选用液压马达，型号从略。

3 速度校核

本液压机的主缸运行速度包括以下几点。

3.1 主工作滑块空程快速下降

主工作滑块空程快速下降主要依靠滑块和液压缸柱塞自身约 300 t 的重力加速度下降，通过充液油箱快速补充油液，空程快降速度可根据工艺要求通过限流插装阀 10（见图 1）调节为 $200 \sim 300 \text{ mm/s}$ 。

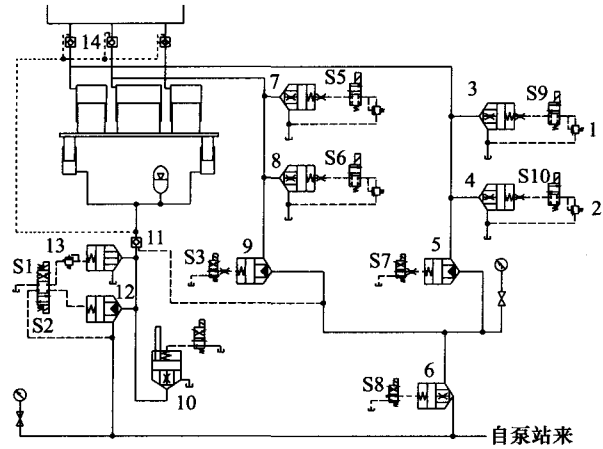


图 1 液压原理图

3.2 主工作滑块空程慢速下降速度

主工作滑块空程慢速下降主要依靠 45 台 $400\text{YCY}14-1\text{B}$ 压力补偿轴向可变柱塞泵充液下降，此时的工作压力为主缸回程缸的背压减自重（该压力值可通过图 1 中溢流阀 13 调节），压力比较低，下行速度可按下式计算：

$$V = Q/S$$

其中： V 为主工作滑块空程慢速下降速度； Q 为 45 台液压泵的总流量； $Q = 45 \times 400 = 18000 \text{ L/min} = 18 \text{ m}^3/\text{min}$ ； S 为 3 个主缸的总工作面积 $S = 3 \times \pi \times 0.65^2 =$

3.982 m^2 。

经计算可得：

$$V = Q/S = 18/3.982 = 4.52 \text{ m/min} = 75.34 \text{ mm/s}$$

说明：该速度为主缸有背压时的最大下行工作速度，实际工作速度可以通过控制每个泵的卸荷阀使主缸的运行速度在 0 和最大速度之间运行。

3.3 主工作滑块满负荷工作时的下压速度

主工作滑块满负荷工作下压主要依靠 45 台可变柱塞泵充液下压，由于满负荷（ 28 MPa ）运行， $400\text{YCY}14-1\text{B}$ 压力补偿轴向可变柱塞泵供油量不再是 400 L/min 了，而是由下式计算得出：

$$Q = 60\eta N/p$$

其中： Q 为流量（ L/min ）； p 为工作压力（ MPa ）； η 为总效率（推荐值 0.85 ）； N 为电机功率（ kW ）； $Q = 60 \times 0.85 \times 75/28 = 136.6 \text{ (L/min)}$ ；45 台泵的总流量 $Q_{\text{总}} = 45Q = 6147.32 \text{ (L/min)} = 6.147 \text{ m}^3/\text{min}$ 。

主工作滑块满负荷工作时下压速度可由下式计算：

$$V = Q/S$$

$$V = Q/S = 6.147/3.982 = 1.544 \text{ m/min} = 25.73 \text{ mm/s}。$$

说明：该速度为主缸的最大满负荷下压工作速度，实际工作速度可以通过控制每个泵的卸荷阀使主液压缸的运行速度在 0 和最大速度之间运行。

3.4 主工作滑块上升速度

主工作滑块上升速度取决于回程缸的上升速度，回程缸的上升速度可由下式计算：

$$V = Q/S$$

其中： V 为回程缸上升速度； S 为回程缸的总工作面积 $S = 2 \times \pi \times 0.22^2 = 0.25 \text{ (m}^2\text{)}$ ； Q 为 45 台液压泵在回程工作压力下的总流量。

因为采用的是变量泵，变量泵的流量与工作压力有关，需按下式计算：

$$Q = 60\eta N/p \text{ (各符号含义同上)}$$

其中工作压力 p 可由回程缸的总工作负荷计算所得，滑块加上 3 个主缸自重共 300 t ，忽略摩擦阻力，总工作阻力约为 3 MN ，回程工作压力为：

$$p = F/S = 3/0.25 = 12 \text{ MPa}$$

$$\text{所以：} Q = 60\eta N/p = 318 \text{ L/min}$$

$$\text{总流量：} Q_{\text{总}} = 45Q = 14310 \text{ L/min} = 14.3 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$V = Q/S = 14310/0.25 = 57.24 \text{ m/min} = 954 \text{ mm/s}$$

说明:该速度为回程缸的最大上升工作速度,实际工作速度可以通过控制每个泵的卸荷阀使回程缸的运行速度在0和最大速度之间运行。实际应用中回程速度一般不超过200 mm/s。

4 卸荷回路设计

由于该液压机属于高压大流量的液压设备,在运行时贮存的变性能能量比较高,比较容易形成液压冲击,必须设计足够的卸荷回路以避免液压冲击的形成。本机主缸设计了三级卸荷回路,液压原理图如图1所示,系统工作压力为28 MPa,其中溢流阀1设为18 MPa,溢流阀2设为9 MPa,换向时首先接通S9将系统压力降为18 MPa,0.5 s后接通S10进一步将系统压力降为9 MPa,0.5 s后接通S1同时打开单向阀14将系统压力降为0,同时开始换向。该结构有效地避免了液压冲击,从而实现液压机主缸的平稳换向。

5 同步回路设计

该液压机共有3处需要同步的结构,分别是:

(1) 压机下压时2个侧缸需要同步以保证压机滑块的平行下压,侧缸的特点是工作压力大,从而偏心力矩较大;

(2) 工件夹紧机构的2个夹爪需要同步以保证锻压工件位于工作台的中心位置,夹爪的特点是当工件不在工作台中心时,两侧夹持阻力差别较大,同时夹爪的同步精度要求也较高;

(3) 工件上升机构两侧液压缸必须同步以保证工件两侧同步上升,工件上升缸的特点是两侧的阻力基本相等,基本无偏心力矩。

根据同步特点和要求的不同,以上3个部分分别选用了不同的同步机构,如图2所示。其中图2a为同步缸结构,该结构将2个液压缸的A、B腔分别连通,利用两侧液压缸 $A1 + B2 = A2 + B1$ 的原理,当液压缸向一侧倾斜时,例如左侧升高时,则必然出现: $A1 + B2 > A2 + B1$,由于液压缸对外密封,依然维持 $A1 + B2 = A2 + B1$ 不变,所以能保持两侧液压缸同步。电磁阀为漏液补充装置。当两侧同时升至最高位时,电磁阀接通,系统自动为平衡缸补充油液。该机构用于主缸两侧缸同步。图2b为伺服阀同步结构,当1、2两点检测到两侧液压缸不同步时,将信号反馈给伺服阀,伺服阀

自动调整两侧液压缸的供油量,保持两侧液压缸同步,该结构用于夹紧机构。图2c为同步阀同步机构,结构简单,用于工件升降缸同步。

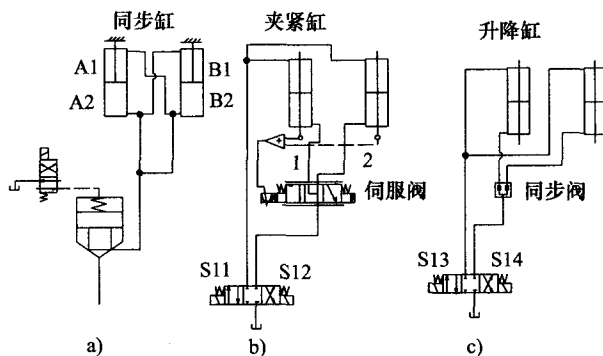


图2 同步机构

6 安全系统设计

由于滑块及主缸的总重量高达300多吨,一旦意外下落,后果将不堪设想,所以必须设计相应的安全机构,以保证系统在误操作、阀门损坏等情况下都不会出现滑块自动下落的现象。本液压机设计了液控单向阀加电磁阀的安全控制系统,系统如图1所示,滑块下落的条件必须同时满足两条:第一,主缸必须接收到开始向下运行的信号以后,系统提供主缸向下的压力油,方可打开液控单向阀14。第二,S3、S4必须至少有一个通电打开。两者缺一不可,从而确保了避免误动作等造成的滑块下落事故的发生。

7 结束语

万吨自由锻造液压机的液压系统设计是一个复杂的系统工程,涉及多个方面多个领域的技术,本文主要从液压缸的同步、卸荷及安全等角度对万吨自由锻造液压机的液压系统设计做了一个初步的探讨,希望能对液压界的同行有所裨益。不当之处敬请斧正。

参考文献:

- [1] 王昆仑. 液压机选型设计制造最新工艺技术应用标准全集[M]. 北京:机械工业出版社,2010.6.
- [2] 张利平. 液压阀原理、使用与维护[M]. 北京:化学工业出版社,2005.6.
- [3] 杨培元,朱福元. 液压系统设计简明手册[M]. 北京:机械工业出版社,2003.1.

欢迎订阅《液压与气动》杂志