

TZMX75 防突钻装机液压系统的设计

代文博, 权钰云

(中国煤炭科工集团 太原研究院, 山西 太原 030006)

摘要: TZMX75 型钻装机是对煤矿井下“双突”掘进工作面而设计的, 集瓦斯探放、物料装运于一体的高效新型多功能钻装设备。该机在井下钻孔、装运、行走调动均是由一个液压泵站提供动力源, 因此其液压控制系统性能的优劣直接影响到整机的性能, 该机型液压泵采用恒功率、压力切断、负载敏感液压控制系统, 其控制阀组采用负载敏感比例多路换向阀。

关键词: 钻装机; 恒功率; 压力切断; 负载敏感

中图分类号: TH137 **文献标识码:** A **文章编号:** 1008-0813(2013)02-0069-04

Hydraulic System Design of TZMX75 Outburst-Proof Drill Loader

DAI Wen-bo, QUAN Yu-yun

(Taiyuan Research Institute of China Coal Technology & Engineering Group Corporation, Taiyuan 030006, China)

Abstract: TZMX75 type drilling machine of coal mine “double outburst in heading face of” design, set gas exploration, shipment of materials placed in one of the efficient multifunctional drilling equipment. The machine downhole in a borehole, shipment, walking mobility is a hydraulic pump to supply the power source, the hydraulic control system performance directly affects the whole performance, the aircraft hydraulic pump with constant power, pressure, cut off load sensing hydraulic control system, the control valve group used load-sensitive proportional directional valve.

Key words: drilling and loading machine; constant power; pressure cutoff; load sensing

0 引言

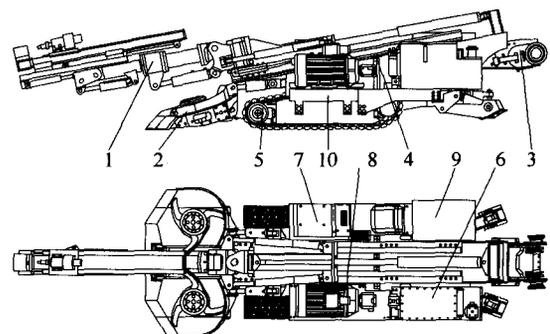
随着国民经济快速的发展, 电力、能源日趋紧张。由于我国的电力行业大部分是火力发电, 所以对煤炭的需求量日益增加。为了加强安全生产, 国家关闭了小煤窑, 扶持大煤矿, 加大煤矿开采的现代化装备, 从政策上带动了煤矿机械的大发展。随着国家对煤矿安全生产要求的越来越高, 在开拓、掘进巷道“双突”掘进工作面要进行重点整治, 采取“先探后掘, 有掘必探”的措施, 从源头解决“双突”巷道带来的安全隐患。该机型就是在这样的背景条件下实时开发研制的一种机型。

1 主要结构和工作原理

TZMX75 型钻装机是我院针对煤矿井下“双突”掘进工作面而设计的, 集瓦斯探放、物料装运于一体的高效新型多功能钻装设备适应巷道断面 $8\sim 21\text{m}^2$ 、坡度 $\pm 16^\circ$, 适应于岩石硬度 (f) 小于 8 的孔径为 $\phi 90/\phi 110$ 的瓦斯释放孔的钻探作业, 钻机开孔的最大宽度是

5 200mm, 4 000mm (水平孔); 高度为 0~3 100mm, 110~3 100mm (水平孔), 装运能力可达 180t/h。该机后配套转载运输设备可采用桥式胶带转载机和可伸缩式带式输送机, 实现连续运输, 以利于机器效能的发挥。

TZMX75 型钻装机主要由钻机部、装载部、刮板输送机、行走部、机架、液压系统、喷雾冷却系统及电气系统等部分组成, 如图 1 所示。



1-钻机部 2-装载部 3-刮板输送机 4-机架和回转台
5-履带行走部 6-油箱 7-操作台 8-泵站 9-电控箱 10-护板总成

图 1 TZMX75 型钻装机

2 液压系统设计

本机采用液压传动, 液压系统原理如图 2, 其动力

收稿日期: 2012-11-08

作者简介: 代文博(1983-), 男, 河北沧州人, 助理工程师, 学士, 现从事煤矿机械设计工作。

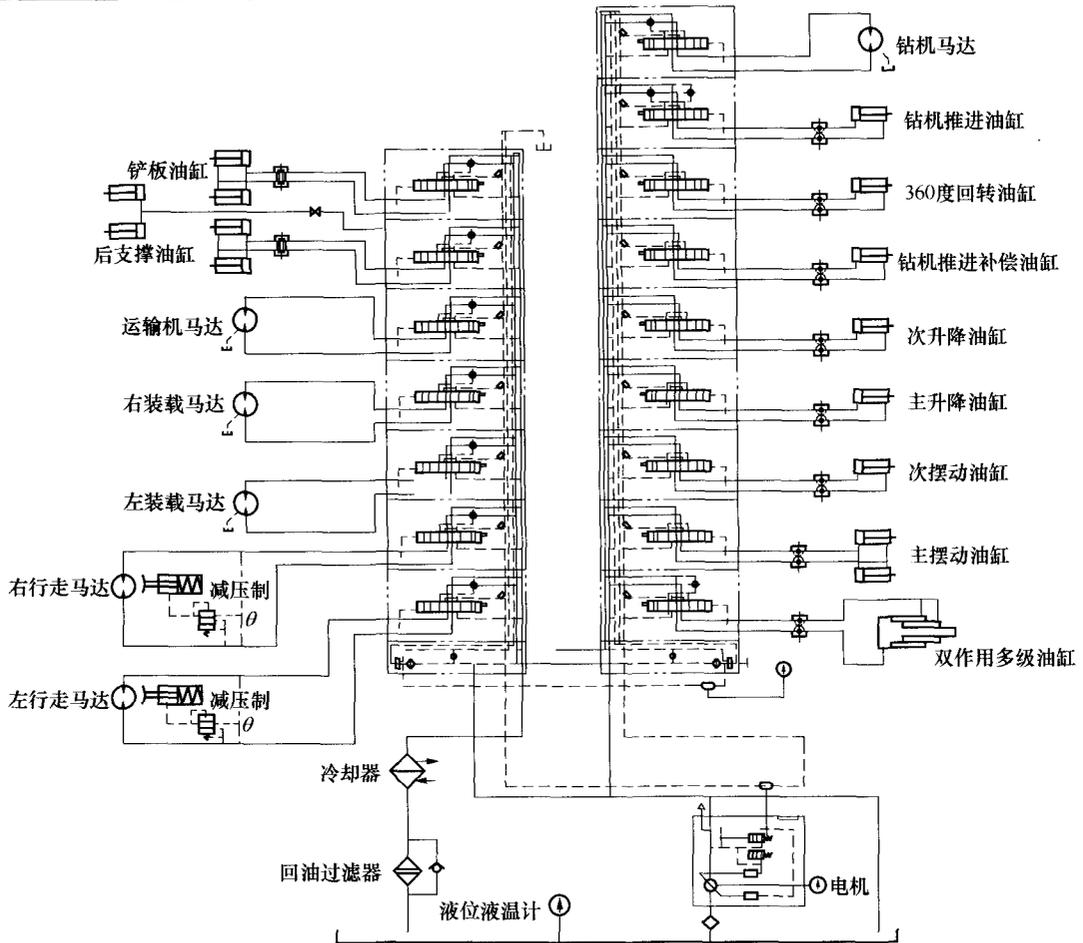


图2 液压系统原理图

由一台 75kW 的防爆电机,通过弹性联轴节驱动一台排量为 140mL/r 的负载敏感变量柱塞泵,通过控制机构分别向钻机和装运行走两套工作机构提供压力油。液压系统有两个主控制阀,分别为九联液控比例多路换向阀和七联液控比例多路换向阀,九联阀控制钻机的二级双作用推进油缸、钻机主摆动油缸、次摆动油缸、钻机主升降油缸、次升降油缸、钻机推进补偿油缸、钻机回转油缸、钻机推进油缸和钻机液压马达。七联阀控制钻装机的行走、装载、运输、铲板升降和后支撑伸缩。

钻装机通过三组液控手柄来控制这两组液控比例多路换向阀实现整机操作。这三组手柄之间互相关锁,通过一个三位四通换向阀实现这三组手柄之间的切换。

液压系统的压力是通过排量为 140mL/r 的负载敏感变量柱塞泵上的压力调节装置调定的,比例多路换向阀上溢流阀的调定压力比泵上的调定压力高 3 MPa,其在本套液压系统中只起到安全阀的作用。

2.1 掘进机行走、油缸单泵控系统原理

整个掘进机液压系统回路有两组泵单元与多路阀组成,控制方式和原理基本相同,下面以掘进机行走油缸单泵控制回路为例介绍见图 3,掘进机行走速度一般

分为快速调动和工进钻进。以往的设计为双泵合流实现快速调动,单泵供油工进钻进(另一泵供给其他回路)。而油缸回路另设泵供系统,这样的设计复杂,其能量损失也较大。该系统采用恒功率、压力切断、负载敏感单泵控制系统,其控制阀采用负载敏感比例多路换向阀。实现行走快速调动、工进钻进及油缸升降、回转等动作。该系统的最大工作流量为行走回路,因此,系统工程设计时泵的最大流量按行走回路所需的流量加泄漏量确定泵的最大流量单侧流量最大 130L/min。

2.2 主要液压元部件的设计计算

系统泵站采用 75kW 电机直接驱动 1 台变量柱塞泵,系统压力为 210bar,初步选择哈维 A11V 系列变量泵排量分别为 145mL 的变量柱塞泵,为液压系统提供动力源。

理论系统总流量:

$$Q = \frac{V_g n \eta_v}{1000} = 145 \times 1.48 \times 0.94 = 201.7 \text{ L/min};$$

式中 V_g ——泵每转排量, cm^3/r ;
 n ——转速, r/min ;
 η_v ——容积效率。

1) 装运、行走回路计算

(1) 行走回路。采用变量柱塞泵 145 泵作为压力油源, 恒功率变量点为 60kW, 泵最大流量为 $145 \times 1.48 \times 0.94 = 201.7 \text{ L/min}$ 。

PSV 6S1/300-5 (6P、R 口油口尺寸 1 1/4")

-52 H 120/120/H (左行走回路)

-52 H 120/120/H (右行走回路)

-52 H 120/120/H (装载回路)

-52 H 120/120/H (运输回路)

-52 H 80/80/H (铲板升降油缸)

-52 H 80/80/H (后支撑升降油缸)

换向阀采用哈威 PSV6 系列, 进油块最大通流能力为 300L/min, 单片最大通流能力为 120L/min, 实际中要达到最大行走速度每个阀的流量为 120L/min, 设计行走减速器的减速比为 206.3, 链轮直径为 695mm。

行走马达为力士乐系列排量 80mL/r 的变量柱塞马达, 其最大排量时的单位输出扭矩为 2.86Nm/bar, 马达的控制方式选择为压力补偿控制。

马达最大输出扭矩为: $T = T_k \cdot \Delta p = 2.86 \times 230 \times 0.96 = 631.5 \text{ Nm}$ 。

式中 T_k ——当量扭矩, Nm/bar;

Δp ——压差 bar;

η ——机械效率。

(压差为 230bar, 机械效率为 96%)

单侧最大牵引力为: $F = 2T \cdot i/r = 2 \times 631.5 \times 206.3/0.695 = 374\,902 = 374.9 \text{ kN}$ 。

式中 i ——减速器速比;

r ——链轮直径。

行走时行走马达最高转速: $130 \times 0.94/0.8 = 1\,728.7 \text{ r/min}$ (马达排量 80mL)。

掘进机最高行走速度: $1\,728.7/206.3 \times 3.14 \times 0.695 = 18.3 \text{ m/min}$ 。

油缸与行走同时动作时最小行走速度:

$(201.7 - 100)/2 \times 0.94/0.8/206.3 \times 3.14 \times 0.659 = 2.31 \text{ m/min}$ (设定单个油缸的最大流量 100L)。

2) 油缸回路计算

油缸回路与行走回路共用一个 190 泵, 整个油缸回路包括, 铲板升降和后支撑油缸共 2 组 4 根。系统压力升降和回转为 210bar, 以铲板升降油缸回路设计计算为例。

铲板升降油缸缸径 $D = 200 \text{ mm}$, 行程 $L = 645 \text{ mm}$, 杆径 $d = 125 \text{ mm}$ 。

机构上升为油缸无杆腔工作:

上升时间: $S_1 = \frac{LS}{Q} = L \cdot \frac{\pi D^2}{4} / Q \times 10^{-6} = 24.3 \text{ s}$ (Q 为单个油缸上升时最大供油量 50L/min)。

机构下降为油缸有杆腔工作:

下降时间: $s^2 = L \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} / Q \times 10^{-6} \times 60 = 24.6 \text{ s}$ (Q 为单个油缸下降时最大供油量 30L/min)。

装载马达选择赫格隆 CA50-32, 排量为 2010mL, 全排量单位扭矩为 32Nm/bar 液压系统设计压差为 230bar, 此时马达输出的最大扭矩为 $T = 32 \times 230 = 7\,360 \text{ Nm}$ 。

整机在设计时装载马达的转速为 30r/min。

单个马达需要流量: $2010 \times 30 \times 10^{-3} / 0.95 = 64.15 \text{ L/min}$ (0.95 为马达容积效率)。

总需要流量: 128.3L/min。

单个马达的输出的最大驱动功率: $P = \frac{Tn}{9\,549} \eta = 21.74 \text{ kW}$ (η 为总功率)。

总功率: $21.74 \times 2 = 43.48 \text{ kW}$ 。

当两个装载马达都同时开启时系统中供给运输机马达的剩余流量为: $264.33 - 128.3 = 136.03 \text{ L/min}$, 满足设计时设定的最大供油量 120L/min。

运输机马达选择为两台派克公司的 MR700F 型柱塞马达, 马达排量 V_g 为 707mL/r。

当将多路阀开到最大位置是即供油量达到 120L/min 时运输机马达的最高转速为 $n = 60/707 \times 1\,000 = 84.86 \text{ r/min}$ 。

此时运输机的最大链速为 $V = \pi \cdot D \cdot n/60 = 1.2 \text{ m/min}$

式中 D ——驱动链轮直径, 0.28m。

单个马达的输出的最大驱动功率: $P = \frac{V_g \Delta p}{6\,000} = 25.48 \text{ kW}$ (η 为马达总效率)。

总功率: $25.48 \times 2 = 50.96 \text{ kW}$ 。

3) 负载敏感工作原理

整个钻装机液压系统各回路的换向阀相当于系统的变节流口, 例如泵供流量为泵的最大流量, 而油缸回路的流量较小, 这样会在换向阀前后产生压力差 Δp , 其压力差 Δp 通过负载敏感比例多路阀 LS 口输出, 控制泵控系统的组合式压力/流量控制器 (负载敏感控制阀), 实现泵的流量变化, 即根据执行器需求流量泵供给相应流量。恒功率控制和压力切断优先于负载敏感阀, 即低于设定功率曲线时负载敏感阀工作; 压力切断 (恒压) 又优先于恒功率, 即恒功率控制在低于压力切断设定压力时起作用。如图 3 所示为恒功率控制曲线当该液压系统都不工作时, 如果泵还在运转, 此时泵无

(下转第 76 页)

液压马达传动相比于交流伺服电机传动,具有显著的性能成本优势,在某些的注塑领域内,具有较强的竞争力。油缸驱动系统活塞运动到底能使推力座达到正确的机械定位,液压马达驱动系统由于本身没有定位设置,需附加一个推力座正确的机械定位装置。

传动系统增力比革命性突破,凸显节能降耗。图7为传统的油缸动力驱动肘杆机构合模部件传动系统,系统中仅有肘杆机构的一个增力比,由于肘杆系统的增力比受到结构的限制,通过提高增力比达到进一步降低运动能耗已无计可施。油马达驱动肘杆合模部件系统中具有与交流式电机驱动肘杆机构合模部件同样的具有增力比的滚珠丝杆副传动机构,实现了增力比几倍的增长,例如肘杆机构的增力比为20,滚珠丝杆的增力比为5,则传动机构的增力比为 $20 \times 5 = 100$,达到传统的油缸动力驱动肘杆机构合模部件传动系统不可能实现的增力比,大幅降低了液压驱动能耗,例如,原增力比为20的图7合模部件传动系统,需1000kN的液压驱动力,改为图5合模部件传动系统,增力比达到100,只需200kN的液压驱动力。由于降低了液压驱动力,相应减小了液压驱动元件的规格,有利于降低液压系统组成成本。图5~图7为三种合模部件传动系统的增力比组成比较图。



图7 油缸动力驱动合模部件传动系统方块图

(上接第71页)
工作油液输出。

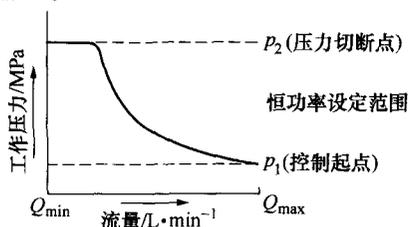


图3 恒功率控制图

4) 液压系统的特点

该液压系统采用负载敏感式变量泵与负载敏感式比例多路阀组成的负载敏感式控制系统,该系统具有以下特点:

系统在非工作状态下,比例多路阀上公共的负载LS信号通道通过T卸压,泵的流量—压力控制器上的LS也无压力信号,此时视为无负载状态,泵的斜盘在2~3MPa压力作用下,使泵处于最小摆角,泵最小摆角时的压力是由压力流量控制器中安装的弹簧的特性曲

提高运动速度性能。油马达驱动肘杆机构的增力比不成为机构增力比的设计重点,机构设计不必过多考虑增力比,重点放在提高机构的运动速度性能,为合模部件运动速度性能的升级提供了更为广泛的优化设计空间。

增大移模行程。肘杆机构的增力比与行程比是矛盾的,油马达驱动的肘杆机构的增力比下降为矛盾的重要方面,在机构容许的情况下,着力扩大机构的行程比,达到扩大机构的成型加工能力。

5 结语

本文对油缸驱动肘杆机构合模部件注塑成型的开模过程中出现的瞬时停顿的不连续运动现象的研究说明,任何一种结构,都有拓展的空间。每种结构都有其内在的不足之处,把有关的结构进行组合,发挥各自的长处,达到更完善的运动特性,提高其加工性能和扩展功能的可持续发展生命力。

参 考 文 献

- [1] 张友根.加快我国注塑设备自主创新科学发展和完善推进调整产品结构的研究[J].塑料工业,2010,(5).
- [2] 张友根.注塑机肘杆合模机构弹性变形关联弹性的研究(上)[J].橡塑技术与装备,2010,(10).
- [3] 张友根.全电动注塑机伺服动力驱动系统的运动学和力学的计算理论及应用的研究(1)[J].橡塑技术与装备,2012,(5).
- [4] 许忠斌,李春会,王珏,等.高效节能全电动注塑机的研究与开发[J].化工机械,2009,(5).

线决定的。一般出厂时压力调整为2.5MPa,泵的溢流流量约2~4L/min。这样系统在非工作状态的功率损失较小,系统油液的空循环量较少,可提高油液的使用寿命。在停机时,泵的斜盘在回位弹簧的作用下,达到最大摆角。

3 结论

该液压系统在设计时各参数设定及液压元件配置合理,且在制造及使用中严格控制液压油对系统的污染,根据实际应用情况,该设计是可行的。

参 考 文 献

- [1] 路甬祥.电液比例控制技术[M].北京:机械工业出版社,1988.
- [2] 李鄂民.液压与气压传动[M].北京:机械工业出版社,2001.
- [3] 庞晓旭,牛卫兵,寇子明.负载敏感控制系统在掘进机上的应用[J].煤矿机电,2010,(2).
- [4] 王春行.液压控制系统[M].北京:机械工业出版社,2000.
- [5] 于学谦.矿山运输机械[M].北京:煤炭工业出版社,1994.
- [6] 景俊华.负载敏感系统原理及其运用[J].流体传动与控制,2010,(6).
- [7] 朱小明.比例多路换向阀在工程机械中应用[J].建筑机械,2006,(4).