

KCY-4 大型地下铲运机液压系统设计及计算

冯孝华, 石峰, 顾洪枢, 战凯, 郭鑫, 王志国

(北京矿冶研究总院, 北京 100070)

摘要: 本文介绍了 KCY-4 地下铲运机液压系统的设计过程, 并对液压系统各项参数进行了详细的计算。在工业试验中, KCY-4 地下铲运机的各项指标均能达到或超过机械行业标准的要求, 现已投入批量生产, 并服务于国内的各大矿山中。

关键词: 4m³ 地下铲运机; 液压系统; 设计; 计算; 机械行业标准

中图分类号: TD422.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1671-4172(2011)01-000-00

Design and Calculation of the Hydraulic System for KCY-4 LHD

FENG Xiaohua, SHI Feng, GU Hongshu, ZHAN Kai, GUO Xin, WANG Zhiguo

(Beijing General Research Institute of Mining & Metallurgy, Beijing 100070, China)

Abstract: The process of the hydraulic system design and the calculation of the parameters on KCY-4 Load-Haul-Dump unit are introduced in detail in this paper. In the industrial test, the indicators of KCY-4 LHD can reach or exceed the demand of machinery industry standard, volume production has been imputed now, and the KCY-4 LHD has been applied in various mines.

Key words: 4m³ LHD; hydraulic system; design; calculation; machinery industry standard

0 引言

地下铲运机主要用于井下矿料的铲取和短途运输^[1]。由于国内矿山逐渐向大型化、节能化和智能化方向发展, 使得大型铲运设备的需求量也日益增加。以往国内的大型铲运机几乎全部需要进口, 为了打破国外设备的垄断, “十一·五”期间, 北京矿冶研究总院承担了“大型地下铲运设备的研制”课题, 并成功开发出 KCY-4 型地下铲运机, 斗容 4 m³, 载重 10 t。外形尺寸如图 1 所示。

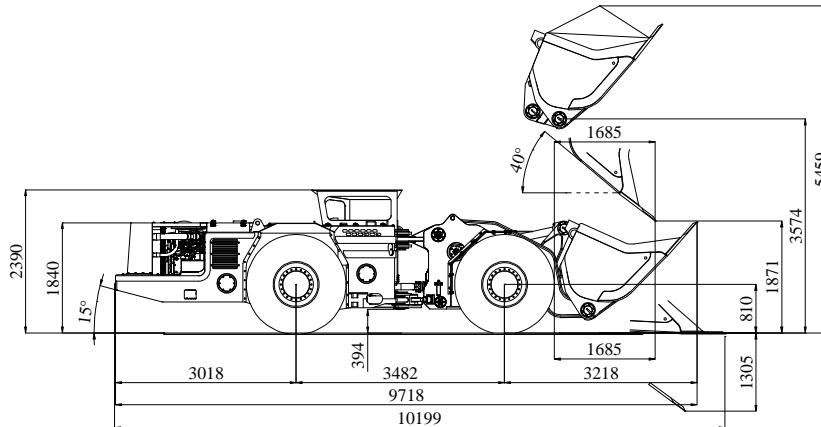


图 1 KCY-4 型地下铲运机外形图 /mm

Fig.1 The outline drawing of the KCY-4 LHD /mm

1 系统组成及结构特点

KCY-4 地下铲运机由动力系统、传动系统、液压系统、电器系统、工作装置等组成。工作系统采用**反转六连杆机构**, 结构紧凑, 可获得较大的铲取力; 前后车架中央铰接, 转向系统采用双缸转向的形式, 驾驶室布置在后车体上, 后桥摆动; 制动系统采用弹簧制动液压释放的全盘湿式制动器, 安全可靠^[2]。

2 液压系统设计

KCY-4 地下铲运机液压系统由转向系统、工作系统、制动系统、冷却系统组成。转向系统由转向泵单独提供压力油，通过多路阀控制转向油缸的动作；工作系统工作时需要的流量比较大，采用转向泵与工作泵合流的形式，同时为工作系统供油。工作泵的出口装有卸荷阀，当铲斗插入料堆并上下撬动时，大流量的工作泵卸荷，由转向泵单独为工作系统供油，节省了发动机的功率，并增大了插入力；制动系统中，制动器由蓄能器提供压力油，当蓄能器的压力低于设定值时，充液阀为其充液，保证其有充足的压力来松开制动器，当蓄能器的压力达到设定值时，充液阀的压力油流向冷却系统和先导油路。考虑到转向泵与工作泵合流，先设计转向系统，确定转向泵的排量；再设计工作系统，选取工作泵。

2.1 转向系统设计

如图 2 所示，转向系统主要由转向泵、转向先导阀、转向多路阀、转向油缸等组成。转向系统最主要的参考数据是转向阻力矩，根据转向阻力矩的大小来计算转向油缸和转向泵等各项参数。

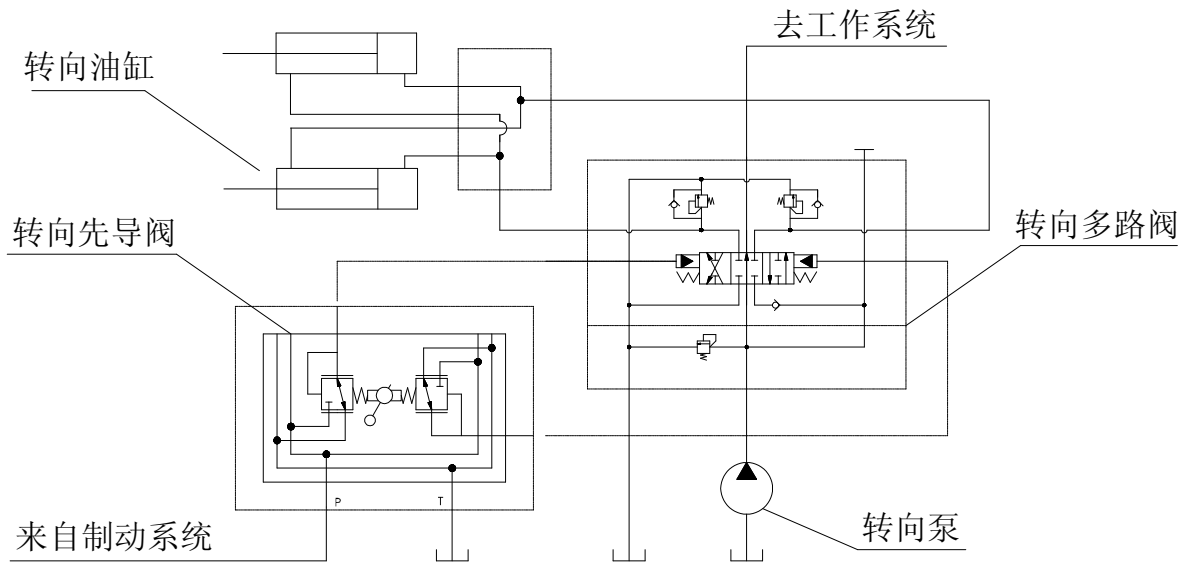


图 2 转向系统原理图

Fig.2 The principle diagram of steering system

2.1.1 转向阻力矩

$$\begin{aligned}
 M_R &= \frac{G_1 f}{\eta} (0.1L + 0.6)(0.3\alpha^2 + 0.1\alpha + 2.6) \\
 &= \frac{280000 \times 0.07}{0.9} \times (0.1 \times 3.5 + 0.6) \times (0.3 \times 0.37^2 + 0.1 \times 0.37 + 2.6) \\
 &= 58.6 \times 10^3 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

M_R ~ 转向阻力矩, Nm;

α ~ 转向角, $\alpha = 42^\circ$;

f ~ 滚动阻力系数, $f = 0.07$;

L ~ 轴距, $L = 3.5\text{m}$;

η ~ 机械效率, $\eta = 0.9$; G_1 ~ 前桥最大载荷, $G_1 = 280\text{kN}$;

2.1.2 转向系统压力

由 $F = PS$ 可知，为了节省空间，布置相对小的油缸，压力值越大越好。但是，参考系统中其他元件的额定压力，转向系统的压力值初定为 22MPa 。

2.1.3 转向油缸

如图 3 所示，转向系统采用双缸转向的形式，转向角为 42° ，行程为 430mm ，转向角 42° 时左右转向油缸的力臂分别为 212.3mm 和 257.3mm 。

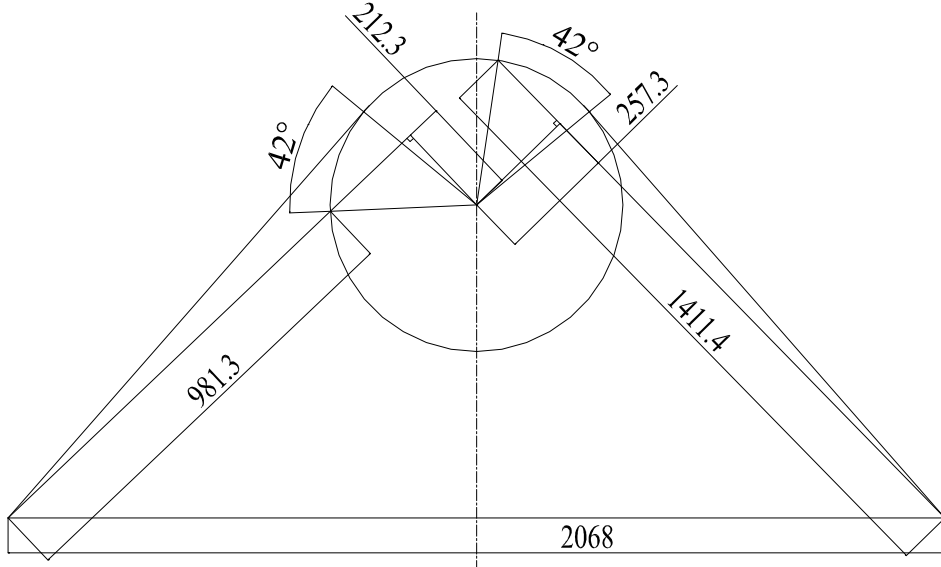


图 3 转向油缸尺寸参数图 /mm

Fig.3 The main specification of steering cylinder /mm

$$M_R = \frac{\pi}{4} P(D^2 r_1 + (D^2 - d^2) r_2);$$

$$\varphi = \frac{D^2}{D^2 - d^2};$$

$$M_R = \frac{\pi}{4} \times P \times r \times D^2 \times \left(1 + \frac{1}{\varphi}\right);$$

$$D = \left(\frac{4 \times M}{\pi \times P \times r \times \left(1 + \frac{1}{\varphi}\right)}\right)^{0.5} = \left(\frac{4 \times 58.6 \times 10^3}{3.14 \times 220 \times 10^5 \times \left(1 + \frac{1}{1.66}\right)}\right)^{0.5} = 94\text{mm};$$

M_R ~ 转向阻力矩， $M = 58.6 \times 10^3\text{Nm}$ ； P ~ 系统压力， $P = 22\text{MPa}$ ；

r_1 ~ 右转向液压缸相对铰接点力臂， $r_1 = 257.3\text{mm}$ ；

r_2 ~ 左转向液压缸相对铰接点力臂， $r_2 = 212.3\text{mm}$ ；

φ ~ 速比系数， $=1.66$ ； D ~ 缸径； d ~ 杆径；

转向油缸选用 $\phi 110 \times \phi 70 \times 460$ 压力等级为 25MPa 的高压缸。当转向系统压力达到额定

压力 22MPa 时，实际能提供的转向力矩 $M = \frac{\pi}{4} \times P \times r \times D^2 \times \left(1 + \frac{1}{\varphi}\right) = 80\text{kN}$

2.1.4 转向泵

当发动机转速为 1 800 r/m 时，设计转向时间 $t=6$ S。

$$\text{油缸的容积: } V = \frac{\pi}{4} \times (D^2 + (D^2 - d^2)) \times L = \frac{\pi}{4} \times (2 \times 110^2 - 70^2) \times 430 \times 10^{-6} = 6.5L$$

$$\text{油缸流量: } Q = \frac{60 \times V}{t} = \frac{60 \times 6.5}{6} = 65L / \text{min}$$

$$\text{泵排量: } q = \frac{Q}{n \times \eta} \times i = \frac{65 \times 10^3}{1800 \times 0.9} \times 0.955 \times 10^3 = 38.4ml / r$$

$i \rightarrow$ 变矩器驱动泵的速比， $i = 0.995$ 。

转向泵选用排量 40.4 mL/r 的齿轮泵。

实际转向时间如图 4 所示。发动机转速在 1 400~1 800 r/min 时，转向时间是 7 S 左右，可以保证转向的效率又避免了发动机高转速下，由于急转弯带来的安全隐患。

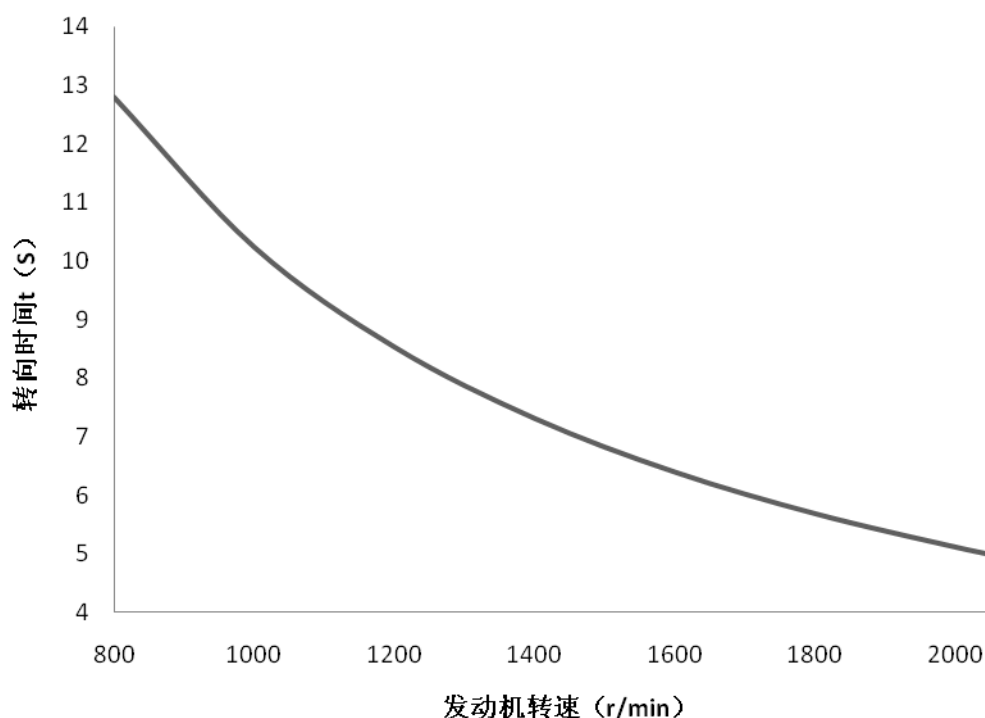


图 4 发动机转速与转向时间关系图

Fig.4 The relation diagram between the engine speed and turning time

2.2 工作系统设计

如图 5 所示，工作系统主要由工作泵、工作先导阀、工作多路阀、卸荷阀、举升油缸、转斗油缸等组成。

2.2.1 撬动回路

地下铲运机在铲取的时候，随着铲斗斗刃不断插入料堆，在斗刃前方会产生压缩密实核，阻碍铲斗的进一步插入，使铲斗插入变得困难。一般情况下，铲斗一边插入料堆，一边撬动，破坏掉硬核，便于更深地插入料堆，尽可能装入更多的矿石（即为了便于提高一次装满率）。

铲斗撬动时，液压系统占用了发动机的大量功率，削弱了插入力，不利于一次装满，还浪费燃料。撬动作很小，不需要大流量，多余的流量通过溢流阀溢流回油箱。由于溢流，

一部分能量以热的形式扩散到空气中，使液压系统的油温升高、内泄增多、液压泵的容积效率降低。

在工作系统中，工作泵、卸荷阀、工作多路阀和转斗油缸组成了撬动回路。撬动回路中，卸荷阀的开启和关闭由工作手柄上的按钮开关控制。撬动回路利用小流量小功率来实现快速动作。当卸荷阀开启时，工作泵的压力油直接回油箱，只有转向泵在工作，节省下来的功率分配给传动系统，增加了插入力，使铲斗插入料堆更深，提高了一次装满率。

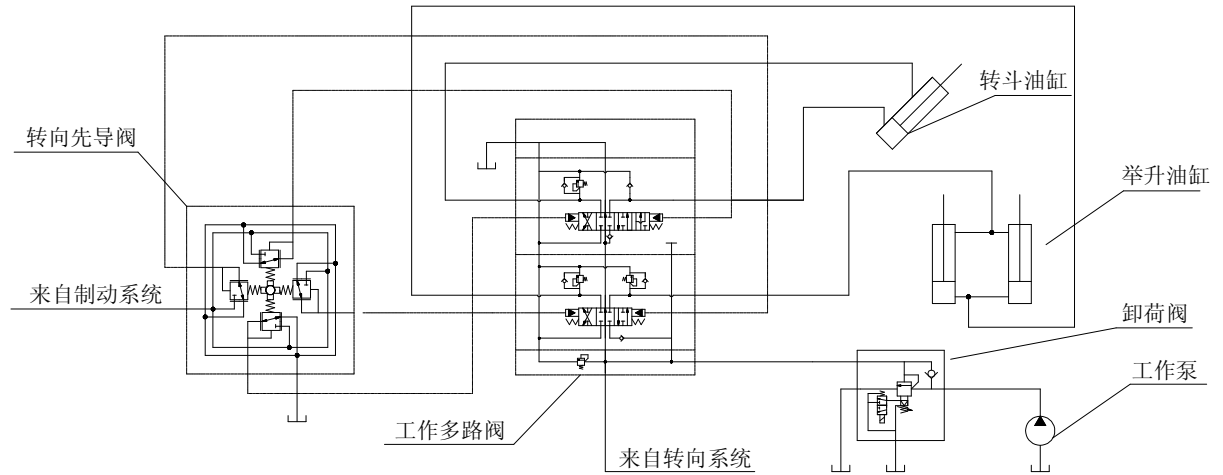


图 5 工作系统原理图

Fig.5 The principle diagram of working system

2.2.2 举升力

如图 6 所示，料斗处于运输位置，G 点为满载时重心的位置， $G = 12kN$ 。

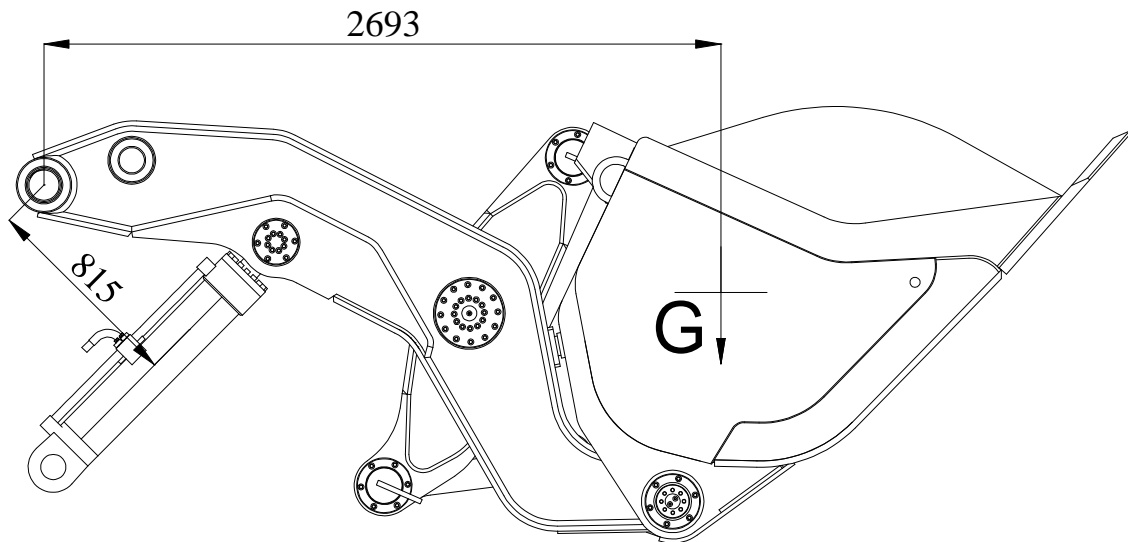


图 6 收斗示意图

Fig.6 The schematic diagram of collection bucket

$$T_1 = 2693 \times G = 2693 \times 120 \times 10^3 = 323 \times 10^3 \text{ Nm}$$

$$F_1 = \frac{T_1}{815} = \frac{323 \times 10^3}{815} = 396.3 \times 10^3 \text{ N}$$

$T_1 \sim G$ 到大臂与机架铰接点的力矩； $F_1 =$ 举升力。

如图 7 所示，料斗举升至最高位置，G 点为满载时重心的位置， $G = 12kN$ 。

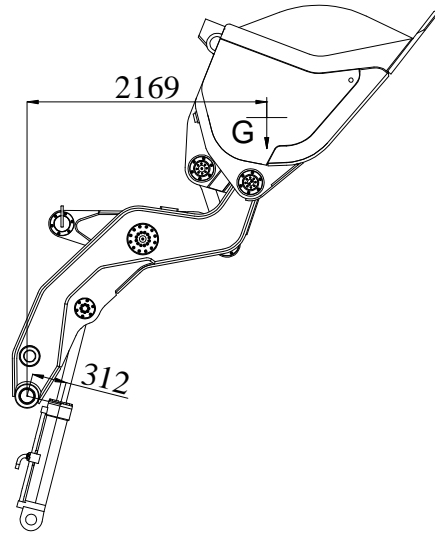


图 7 举升示意图

Fig.7 The schematic diagram of arm lifting

$$T_2 = 2169 \times G = 2169 \times 120 \times 10^3 = 260 \times 10^3 \text{ Nm}$$

$$F_2 = \frac{T_2}{312} = \frac{260 \times 10^3}{312} = 833.3 \times 10^3 \text{ N}$$

T_2 — G 到大臂与机架铰接点的力矩。 F_2 —举升力。

2.2.3 举升油缸

动臂由双缸举升，举升力参考上述两种情况的最大值。由于转向系统与工作系统合流，工作系统的压力暂定 22 MPa 。

$$\text{举升力 } F = F_2 = 2PS = 2 \times 22 \times 10^6 \times S = 833.3 \times 10^3 \text{ N}$$

$$S = \frac{\pi}{4} \times D^2 = 18938.6 \text{ mm}^2$$

$$D = 155 \text{ mm}$$

举升油缸选用 $\phi 160 \times \phi 90 \times 720$ ，压力等级为 25 MPa 的高压缸。

2.2.4 转斗油缸

根据机械行业标准 JB/T 5500-2004 《地下铲运机》的规定，铲取力取 180 kN 。

如图 8 所示，当铲斗处于铲取位置时。

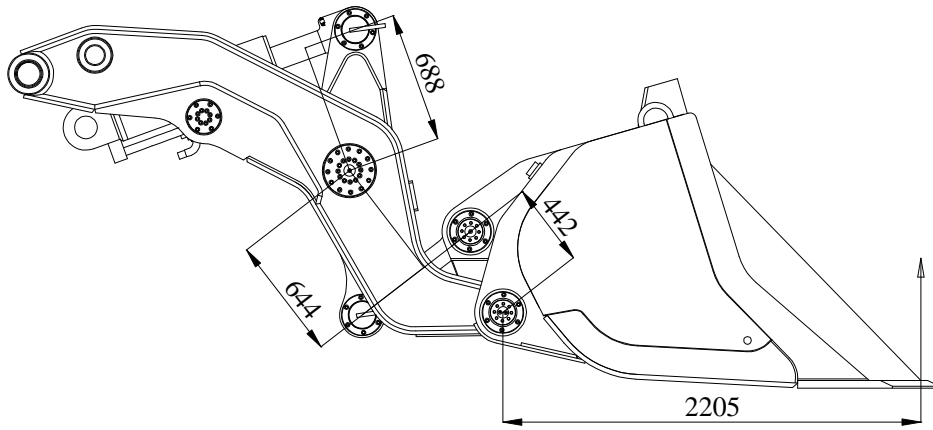


图 8 铲取示意图

Fig.8 The schematic diagram of loading

$$F_Z \times 688 = T_L \times 644; \quad T_L \times 442 = F_C \times 2205;$$

$$F_Z = \frac{2205 \times 644}{688 \times 442} \times 180 \text{ kN} = PS = 22 \times 10^6 \times \frac{\pi}{4} \times D^2 = 840 \text{ kN};$$

$$D = \sqrt{\frac{840 \times 10^3 \times 4}{22 \times 10^6 \times \pi}} \times 10^3 = 220 \text{ mm}$$

F_Z ~ 转向油缸的作用力; T_L ~ 连杆上的作用力; F_C ~ 铲取力;

转斗油缸选用 $\phi 220 \times \phi 125 \times 590$, 压力等级为 25MPa 的高压缸。

2.2.5 工作泵

根据机械行业标准 JB/T 5500-2004 《地下铲运机》的规定, 工作装置动作时间 ≤ 25 S。

KCY-4 地下铲运机设计举升时间 $t=9$ S, 行程 $L=720$ mm, 转斗时间 $t=7$ S, 转斗油缸的行程 $L=590$ mm。

$$\text{举升油缸的容积: } V = 2 \times \frac{\pi D^2}{4} \times L \times 10^{-6} = 2 \times \frac{\pi \times 160^2}{4} \times 720 \times 10^{-6} = 29 \text{ L}$$

$$\text{油缸流量: } Q = \frac{60 \times V}{t} = \frac{60 \times 29}{9} = 193.3 \text{ L/min}$$

$$\text{转斗油缸的容积: } V = \frac{\pi D^2}{4} \times L \times 10^{-6} = \frac{\pi \times 220^2}{4} \times 590 \times 10^{-6} = 22.5 \text{ L}$$

$$\text{油缸流量: } Q = \frac{60 \times V}{t} = \frac{60 \times 22.5}{7} = 192.9 \text{ L/min}$$

根据上述计算, 工作系统的流量取 193 L/min。

由于转向泵与工作泵合流, 转向泵流量 65L/min

$$\text{工作泵流量 } Q = 193 - 65 = 128 \text{ L/min}$$

$$\text{工作泵排量: } q = \frac{Q}{n \times \eta} \times i = \frac{128}{2000 \times 0.9} \times 0.955 \times 10^3 = 68 \text{ ml/r}$$

工作泵选用排量 70 mL/r 的齿轮泵。

表 1 工作装置实际动作时间表

Table 1 Action schedule of the working device

举升时间	8.4 S
落臂时间	≤5.7 S
收斗时间	6.5 S
落斗时间	≤4.4 S
工作装置动作时间	≤25 S

由表 1 可知，工作装置动作时间符合根据机械行业标准 JB/T 5500-2004 《地下铲运机》的规定。

2.3 制动系统设计

如图 9 所示，制动系统主要由制动泵、滤清器、充液阀、蓄能器、紧急制动阀、脚制动阀和制动器等组成。KCY-4 地下铲运机制动器采用弹簧制动液压释放形式，蓄能器为制动器提供松阀压力。当系统压力不足，或出现油管破裂，制动器会立即抱死，制动效果安全可靠。充液阀在完成给蓄能器充液任务的同时，还给冷却和先导油路提供压力油。

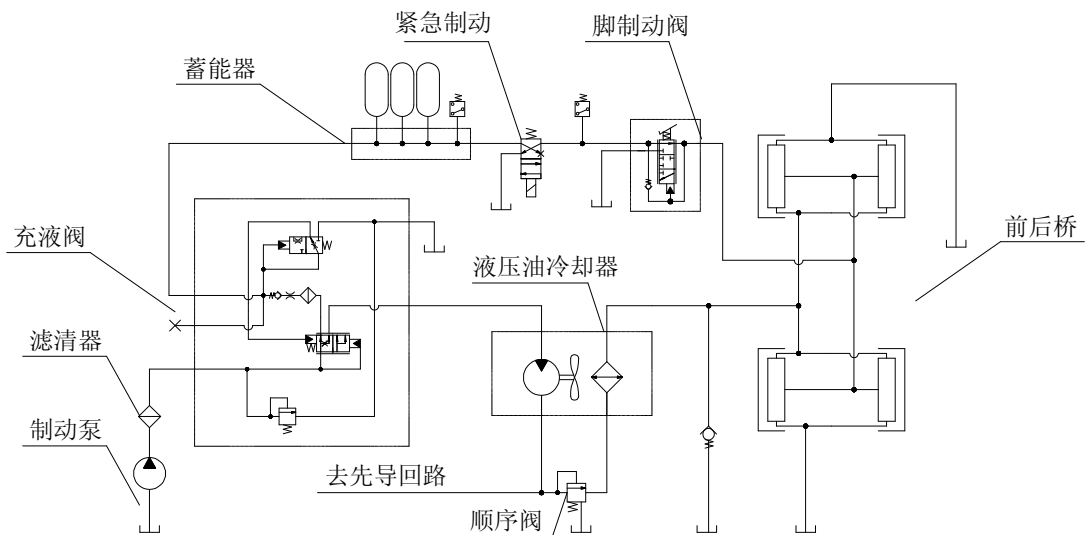


图 9 制动系统原理图

Fig.9 The principle diagram of brake system

2.3.1 蓄能器

KCY-4 地下铲运机单个制动器的排量是 77 mL。松阀压力 10.3 MPa。充液阀的工作压力越高，蓄能器提供的制动次数越多。考虑到系统中元件的额定压力和管路的密封效果，KCY-4 的充液压力范围选择在 15.3~18.6 MPa 之间。

每次制动，制动器消耗油量： $V = 77 \times 4 \times / 1000 = 0.3L$

在连续制动的情况下，蓄能器应能满足充液一次至少完成两次制动。

蓄能器当作辅助能源时，排油速度迅速，气体压力和体积变化应按照绝热状态来考虑。在绝热条件下根据波尔定律：

$$P_0^{1/n} V_0 = P_1^{1/n} V_1 = P_2^{1/n} V_2^{[3]}$$

$$\Delta V = V_1 - V_2 = \frac{P_0^{1/n} V_0}{P_1^{1/n}} - \frac{P_0^{1/n} V_0}{P_2^{1/n}} = V_0 P_0^{1/n} \frac{P_2^{1/n} - P_1^{1/n}}{P_1^{1/n} \times P_2^{1/n}}$$

$$V_0 = \frac{\Delta V \times P_1^{1/n} \times P_2^{1/n}}{P_0^{1/n} (P_2^{1/n} - P_1^{1/n})} = \frac{\Delta V}{P_0^{1/n} \times (P_1^{(-1/n)} - P_2^{(-1/n)})} = \frac{0.6}{0.9^{0.714} \times (15.3^{-0.714} - 18.6^{-0.714})} = 6.9L$$

$P_0 \rightarrow$ 蓄能器的预充压力, $P_0 = 0.471 \times P_2 \approx 9MPa$;

$P_1 \rightarrow$ 开始充液压力, $P_1 = (0.65 \sim 0.75)P_2 = 15.3MPa$;

$P_2 \rightarrow$ 停止充液压力, $P_2 = 18.6MPa$; $V_0 \rightarrow$ 蓄能器总容积; $V_1 \rightarrow P_1$ 时气体的体积;

$V_2 \rightarrow P_2$ 时气体的体积; $\Delta V \rightarrow$ 有效工作容积(两次制动), $\Delta V = 2 \times 0.3L = 0.6L$;

$n \rightarrow$ 多变指数, 绝热条件下 $n = 1.4$; 选用 3 个 2.8 升的蓄能器, 总容积 8.4 L。

2.3.2 制动泵

制动泵主要为充液阀提供压力油, 充液阀大部分时间是在为冷却系统供油, 所以, 制动泵的流量按照制动器的冷却流量来计算。

$$\text{单个制动器的冷却流量: } Q = \left(\frac{d}{4.63}\right)^2 \times v = \left(\frac{6}{4.63}\right)^2 \times 6 = 10L/m$$

$d \rightarrow$ 制器冷却油入口的口径, $d = 6mm$,

$$\text{制动泵排量: } q = \frac{Q}{n \times \eta} \times i \times 10^3 = \frac{10 \times 4}{2000 \times 0.9} \times 0.955 \times 10^3 = 21.2ml/r$$

制动泵选用排量 24.2 mL/r 齿轮泵, 与转向泵组成双联泵。

2.4 冷却系统设计

如图 9 所示, 冷却系统主要由充液阀, 液压油冷却器, 单向阀, 轮边冷却器等组成。

由于制动系统使用全盘湿式制动器, 使用液压油对制动器进行冷却, 当经常制动时, 液压系统的温度迅速提高, 会使密封件加快老化, 系统的容积效率降低, 甚至会造成元件的变形, 所以除了油箱的自然冷却外, 对液压油进行强制冷却是很有必要的。

$$\text{制动泵流量 } Q = \frac{q \times n \times \eta}{1000 \times i} = \frac{24.2 \times 2000 \times 0.9}{1000 \times 0.955} = 45.6L/min$$

$$\text{冷却马达的流量 } Q_1 = Q \times \eta_1 = 45.6 \times 0.8 = 36.5L/min$$

$\eta_1 \rightarrow$ 管路中的容积效率, $\eta_1 = 0.8$

$$\text{冷却马达的排量 } q = \frac{Q_1}{n \times \eta} \times 10^3 = \frac{36.5}{2000 \times 0.9} \times 10^3 = 20ml/r$$

$n \rightarrow$ 冷却马达的额定转速, $n = 2000r/min$

所选取的马达排量 22.5 mL/r, 最高转速 2 500 r/min。

冷却功率 $W = Q_1 \times \rho \times C \times \Delta t$

$$= 36.5 \text{L/min} \times 0.89 \text{kg/m}^3 \times 2.1 \times 10^3 \text{J/(kg}^\circ\text{C)} \times (75 - 63)^\circ\text{C} = 13.5 \text{kW}$$

液压油比热容: $c = (0.4 \sim 0.5) \times 4187 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

液压油密度: $\rho = 0.88 \sim 0.89 \text{ g/mL}$

$\Delta t \rightarrow$ 进出散热器的温差,

$$\text{散热面积 } A = \frac{W}{k \times \Delta t} = 2.76 \text{m}^2$$

$k \rightarrow$ 传热系数, $k = 465 (\text{W/m}^2 \text{K})$

选择板翅式散热器, 流量 56 L, 散热功率 20 kW。

3 结论

在工业试验中, KCY-4 地下铲运机的各项指标均能达到或超过机械行业标准 JB/T 5500-2004《地下铲运机》的要求, 现在已经投入批量生产, 并服务于国内的各大矿山中。

参考文献

- [1] 张栋林. 地下铲运机[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2002.
- [2] 冯孝华. KCY-4 型地下铲运机铲斗撬动回路的研究. 矿冶, 2010(4): .
- [3] 成大先. 机械设计手册(第 4 卷). 第 4 版[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002.

基金项目: 国家十一·五科技支撑项目 (2006BAB11B02)。

作者简介: 冯孝华 (1981-), 硕士, 工程师, 车辆工程专业。