

5

30-38

全功率变量泵驱动的液压挖掘机 回转机构运动参数计算

陈世教 洪昌银

(机电系) Tu 62103

摘要 双泵全功率变量泵驱动的液压挖掘机在挖掘作业中,回转机构运动分析的困难在于:当全功率变量泵进入变量特性阶段,液压系统中的流量如何根据回转马达和工作液压缸中的瞬时压力之和来确定;回转机构的驱动力矩如何根据回转马达中的瞬时压力来计算。目前所采用的无论是按定量泵驱动方式或者是按分功率变量泵的驱动方式所进行回转机构运动分析都没有解决这一问题。本文从双泵全功率变量泵的变量特性出发,详尽地分析了该驱动方式下回转机构的一般运动规律,建立了运动分析的数学模型和数值计算方法,为评价回转机构设计合理性奠定了基础。

关键词 液压挖掘机, 回转机构, 运动参数, 数值计算

双泵全功率变量泵是中小型液压挖掘机广泛采用的一种驱动装置。在该类型驱动方式下,液压挖掘机回转机构运动分析计算方法无论是按双泵定量泵还是按分功率变量泵驱动方式来建立,都没有体现双泵全功率变量泵的驱动特点,因而不可能反映回转机构真实的运动规律。本文拟从双泵全功率变量泵的变量特性出发,建立回转机构运动参数分析的计算数学模型和数值计算方法以及编制计算机程序,并作了实例计算;最后就该类型液压挖掘机回转机构设计有关问题进行简要说明。

1 双泵全功率变量泵驱动下回转机构运动的一般规律

双泵全功率变量泵驱动的液压挖掘机为了提高生产率,在挖掘作业时当铲斗装满土举离地面之后,回转机构的回转运动与动臂液压缸的举升运动一般都进行复合。在空斗返回阶段,即从卸载位置返回到挖掘位置,只要铲斗在停机面以上,回转机构的回转和动臂液压缸的回缩运动也复合进行。

根据双泵全功率变量泵流量调节特性(图1),液压回路中进入回转马达和动臂液压缸

的流量相等，其大小是由动臂液压缸的瞬时压力 p_1 以及回转马达的瞬时压力 p_2 之和，即：

$$p_{\Sigma} = p_1 + p_2 \quad (\text{MPa}) \quad (1)$$

决定。

由图1可见，当 $2p_0 \leq p_{\Sigma} \leq (p_{1\max} + p_{2\max})$ 时，全功率变量泵进入变量范围。此时，进入回转马达和动臂液压缸的流量按恒功率条件由下式决定：

$$Q_i = \frac{2p_0 \cdot Q_{\max}}{p_{\Sigma}} \quad (\text{L/min}) \quad (2)$$

式中： Q_{\max} ——泵的最大流量(L/min)。

$2p_0$ ——泵的起始变量压力(MPa)。

当 $p_{\Sigma} < 2p_0$ 或者 $p_{\Sigma} > (p_{1\max} + p_{2\max})$ 时，泵工作在定量阶段，回转马达和动臂液压缸的流量为 Q_{\max} ，或者为 Q_{\min} 。

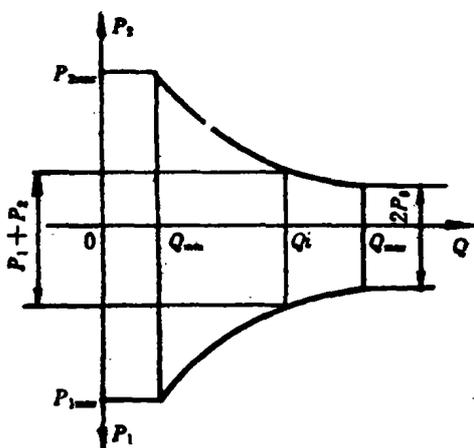


图 1

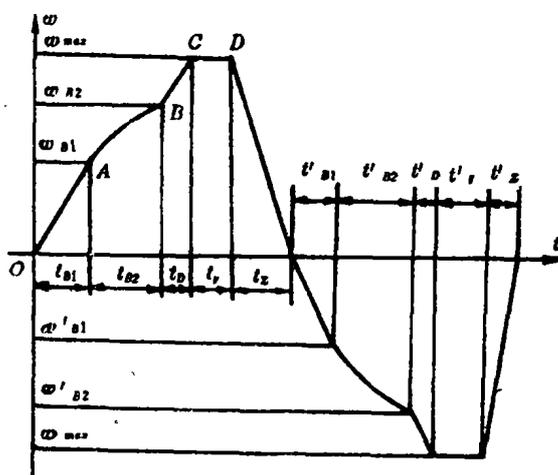


图 2

在满斗回转与动臂举升复合开始的时候，由于转台由静止状态开始转动，静摩擦阻力较大，由外载荷所决定的回转马达的瞬时压力较大，因而回转油路中的溢流阀被打开。此时，回转液压回路中的瞬时压力可视为溢流阀的开启压力 p_y (MPa)，即图1中的 $p_{2\max}$ 。而动臂液压缸在铲斗被举离地面时的瞬时工作压力 p_1 一般达不到动臂缸液压回路的最高压力 $p_{1\max}$ 。但是此时的 p_{Σ} 均超过了变量泵的起始变量压力 $2p_0$ 同时小于图1中的 $p_{1\max} + p_{2\max}$ 。因此，在满斗回转动臂举升的初始阶段，变量泵即处于变量阶段。而回转机构是处于回转马达的恒压 p_y （或恒力矩）驱动阶段。由 p_{Σ} 决定的回转液压油路和动臂液压缸油路中的流量是介于泵的最大流量 Q_{\max} 和最小流量 Q_{\min} 之间的某个流量 Q_i 。回转机构本阶段的运动规律如图2所示的 t_{B1} 段。

随着回转机构运动和动臂液压缸举升的继续，一方面由外载所决定的 p_1 逐渐升高，另一方面回转平台转速继续增加，由 $p_1 + p_2$ 所决定的回转油路中的流量 Q_i 逐渐减少并逐渐为液压马达全部吸收。溢流阀由开启逐渐关闭，回转机构由恒压驱动逐渐转变为溢流阀关闭之后的变压，即变力矩驱动阶段。变力矩驱动阶段回转机构运动规律如图2所示的 t_{B2} 段。

上述变量阶段,回转机构处于变力矩驱动过程将持续到动臂举升停止、转台进入匀角速转动或者转台的额定转角的限制条件满足为止。如果后面两条件均未满足,动臂液压缸停止举升,由于回转马达单独工作,两回路中瞬时压力之和 p_s 一般达不到 $2p_0$ ($p_y < 2p_0$),双泵变量泵处于定量阶段。这以后回转机构运动具有定量泵驱动的特点,其运动分析可见文献[1],[5]。其运动规律即图2中的 t_D 、 t_y 、 t_z 段所示。

由于空斗返回过程与满斗回转相比,不同的是仅转台的转动惯量和制动力矩的变化,其运动规律与满斗回转类似。故不赘述。该过程回转机构的运动规律即图2所示的 t_{B1} 、 t_{B2} 、 t_D 、 t_y 、 t_z 段。

鉴于定量泵驱动段回转机构运动分析文献[1],[5]已有明确的阐述,本文将重点讨论变量阶段回转机构的运动分析。

2 变量阶段溢流阀开启,回转机构运动参数计算

为简化分析,忽略动臂举升过程引起的回转平台转动惯量的变化。设满斗回转时转台的转动惯量为 J ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$),空斗回转时转台的转动惯量为 J_0 ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$),($J/J_0 = \lambda$),并假定回转机构为纯液压制动。

设在 t_i 时刻,动臂液压缸瞬时长度为 L_i (当 $i=0$ 时,即回转与动臂液压缸举升复合的初始时刻,该值可由铲斗举离地面和液压挖掘机最常用的卸载半径以及在回转举升时铲斗液压缸和斗杆液压缸均不伸缩的条件确定)。则由工作装置的几何参数分别求出工作装置各部件重心距铰点 C 的距离(见图3),以及动臂液压缸对 C 点的作用力臂 e_i ,因而动臂液压缸工作腔的瞬时工作压力 p_{i1} 可由下式求出。

$$p_{i1} = \frac{\sum_{k=1}^6 G_k \cdot l_{ki}}{e_i \cdot F \cdot \eta_1} \times 10 \quad (\text{MPa}) \quad (3)$$

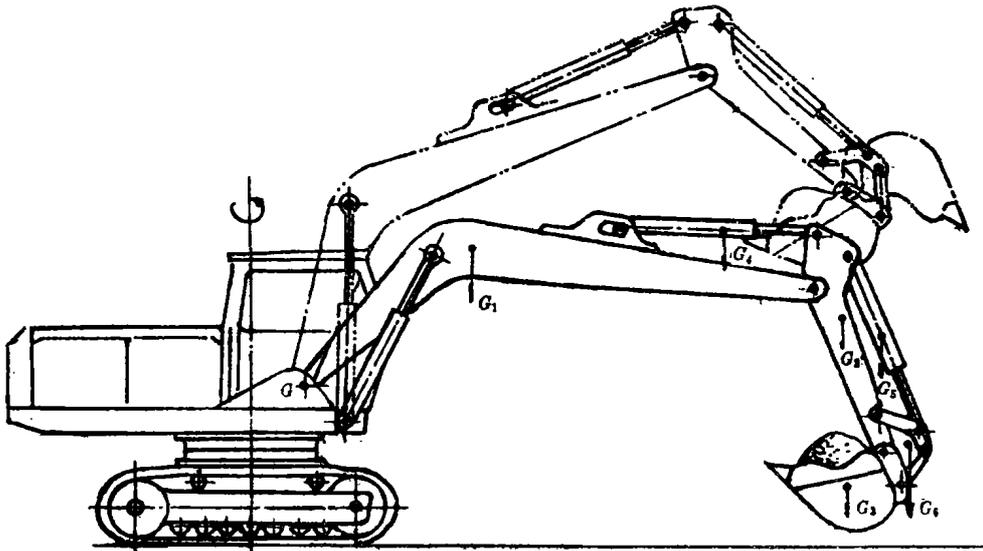


图 3

式中: G_k ——工作装置各部件的重量(kN)

l_{ki} ——工作装置各部件重心到C铰点的瞬时力臂(m)

e_i ——动臂液压缸对C铰点的作用力臂(m)

F ——动臂液压缸大腔的作用面积(cm^2)

η_1 ——动臂机构机械效率

由于回转油路中溢流阀开启, 故近似视回转液压回路中的瞬时工作压力为溢流阀的调定压力 p_y , 则该瞬时两回路中的流量可由下式求出。

$$Q_i = \frac{2p_0 \cdot Q_{\max}}{p_y + p_{1i}} \quad (\text{L/min}) \quad (4)$$

在由 t_i 时刻到 t_{i+1} 时刻的很短一个时间间隔 Δt 内(该值可根据计算精度预先给定), 近似视进入动臂液压缸的流量为 Q_i , 则动臂液压缸举升速度 V_i 由下式可得。

$$V_i = \frac{Q_i \cdot \eta_{1v}}{6F} \quad (\text{m/s}) \quad (5)$$

式中: η_{1v} ——动臂液压缸的容积效率。

则 t_{i+1} 时刻动臂液压缸瞬时长度 L_{i+1} 由下式求得。

$$L_{i+1} = L_i + V_i \cdot \Delta t \quad (\text{m}) \quad (6)$$

此阶段转台为恒力矩驱动, 其驱动力矩为:

$$M = \frac{q \cdot p_y \cdot \eta_0 \cdot i_0}{6.28} \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (7)$$

式中: q ——回转马达的排量(mL/r)

η_0 ——回转机构总效率

i_0 ——回转机构总传动比

p_y ——溢流阀的调定压力(MPa)

转台的瞬时角加速度 ε_i :

$$\varepsilon_i = \frac{M}{J} \quad (\text{rad/s}^2) \quad (8)$$

设转台在 t_i 时刻的瞬时转速为 ω_i , 转过的角度为 φ_i , 则 t_{i+1} 时刻转台的瞬时转速 ω_{i+1} 以及转角 φ_{i+1} 分别由下式求得。

$$\begin{aligned} \omega_0 &= 0, & \varphi_0 &= 0 \\ \omega_{i+1} &= \omega_i + \varepsilon_i \cdot \Delta t \quad (\text{rad/s}) \end{aligned} \quad (9)$$

$$\varphi_{i+1} = \varphi_i + \omega_i \cdot \Delta t + \frac{1}{2} \varepsilon_i \cdot \Delta t^2 \quad (\text{rad}) \quad (10)$$

由于 t_{i+1} 时刻动臂液压缸瞬时长度已由(6)式求出, 根据(3)式可求出 t_{i+1} 时刻动臂液压缸中的瞬时工作压力 p_{1i+1} , 进而由(4)式求出 t_{i+1} 时刻回路中的流量 Q_{i+1} 。上述计算过程不断重复, 直到求出从 $t=0$ 到 $t=t_{B1}$ 阶段回转机构全部运动参数。

3 变量阶段溢流阀关闭, 回转机构运动参数计算

回转液压回路中溢流阀的开度逐渐减小到完全关闭的瞬间, 即图2中 $t=t_{B1}$ 时刻, 设回转平台的瞬时转速为 ω_i , 回路中的流量为 Q_i , 则它们存在下述关系。

$$\omega_i = \frac{Q_i \cdot \eta_{2V}}{q_i \cdot i_0} \cdot \frac{2\pi}{60} \times 10^3 \text{ (rad/s)} \quad (11)$$

式中: η_{2V} ——回转马达的容积效率

上式的物理意义是, 在该时刻回路中的流量全部进入液压马达, 因而没有溢流损失。此时刻回转马达的瞬时工作压力 $p_{2i} < p_y$ 或者 $p_{2i} = p_y - \varepsilon$ (ε 为一很小的压力值 MPa), 驱动回转机构的瞬时力矩: 为

$$M_i = \frac{p_{2i} \cdot q \cdot \eta_0 \cdot i_0}{6.28} \text{ (N}\cdot\text{m)} \quad (12)$$

转台的瞬时角加速度

$$\varepsilon_i = \frac{M_i}{J} \text{ (rad/s}^2\text{)} \quad (13)$$

在由 t_i 到 t_{i+1} 的很短的时间间隔 Δt 内, 将转台的回转运动近似地视为作以 ω_i 为初角速, 以 ε_i 为角加速度的匀角速转动, 则 t_{i+1} 时刻转台的瞬时转速 ω_{i+1} 以及转角 φ_{i+1} 为

$$\omega_{i+1} = \omega_i + \varepsilon_i \cdot \Delta t \text{ (rad/s)} \quad (14)$$

$$\varphi_{i+1} = \varphi_i + \omega_i \cdot \Delta t + \frac{1}{2} \cdot \varepsilon_i \cdot \Delta t^2 \text{ (rad)} \quad (15)$$

(14), (15) 中的 ω_i 为按 (11) 所求得值。根据溢流阀关闭的条件, t_{i+1} 时刻回转油路中的流量 Q_{i+1} 可按式求出。

$$Q_{i+1} = \frac{\omega_{i+1} \cdot q \cdot i_0}{\eta_{2V}} \cdot \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{1}{10^3} \text{ (L/min)} \quad (16)$$

动臂液压缸由 t_i 到 t_{i+1} 的平均举升速度为

$$V_i = \frac{(Q_i + Q_{i+1}) \cdot \eta_{1V}}{12F} \text{ (m/s)} \quad (17)$$

t_{i+1} 时刻动臂液压缸的瞬时长

$$L_{i+1} = L_i + V_i \cdot \Delta t \text{ (m)} \quad (18)$$

由于 L_{i+1} 为已知, 故可依照前面 (3) 式求出 t_{i+1} 时刻动臂液压缸的瞬时工作压力 p_{1i+1} 。而 t_{i+1} 时刻动臂液压缸举升时的工作压力和回转马达瞬时工作压力之和, 可根据该时刻的流量 Q_{i+1} 并由恒功率的条件求出。

$$p_{xi+1} = \frac{2p_0 \cdot Q_{max}}{Q_{i+1}} \text{ (MPa)} \quad (19)$$

因此, t_{i+1} 时刻回转马达的瞬时压力 p_{2i+1} 为

$$p_{2i+1} = p_{xi+1} - p_{1i+1} \text{ (MPa)} \quad (20)$$

然后, 返回到 (12) 式, 重复上述步骤, 即可连续不断地计算出图 2 中从 $t = t_{B1}$ 到 $t = t_{B1} + t_{B2}$ 回转机构在回转马达变力矩驱动下全部运动参数。

4 回转机构制动的转角条件及动臂举升停止后回转机构运动分析

4.1 回转机构制动的转角条件

在液压挖掘机挖掘作业时, 回转机构的运动受到转台额定转角 φ_0 的限制。在满斗回转过程中, 转台加速及匀速运动的转角与制动转角之和应等于转台的额定转角。对于纯液压制动的液压挖掘机, 其制动力矩

$$M_z = \frac{p_y \cdot q \cdot i_0}{6.28 \cdot \eta_0} \quad (\text{MPa}) \quad (21)$$

设某时刻 t_i 转台转过的角度为 φ_i , 转速为 ω_i , 则当下述条件满足时转台即应制动。

$$\varphi_i + \frac{J\omega_i^2}{2M_z} = \varphi_0 \quad (\text{rad}) \quad (22)$$

4.2 动臂举升停止, 回转机构运动分析

当上述转台制动条件尚未满足, 由于铲斗已被举升到卸载高度, 动臂液压缸停止工作时液压回路中动臂液压缸与回转马达内瞬时压力之和 $P_z = p_{2i} \leq p_y$ 。若此时 $p_z \geq 2p_0$, 双泵全功率变量泵将仍处于变量阶段, 回转机构的运动可按前面所述方法计算其运动参数。但大多数情况下 $p_{2i} \leq p_y < 2p_0$, 根据变量泵的流量特性, 液压回路中的流量将变为 Q_{max} 。设该时刻为 t_i , 进入马达的流量为 Q_i , 根据 Q_i 与 Q_{max} 之间的关系, 转台运动将进入不同的运动状态。

4.2.1 $Q_i = Q_{max}$ 时

这意味着该瞬时转台的转速已经达到其最大转速 ω_{max} 。此后转台将作以 ω_{max} 为其转速的匀速转动, 直到4.1中的条件满足为止。对于全功率变量泵驱动的回转机构, 这种运动状态的转折可能发生在变量溢流阶段, 也可能发生在变量溢流阀关闭阶段以及这个阶段结束之后的某一时刻。

4.2.2 $Q_i < Q_{max}$ 时

这意味着转台该瞬时的转速小于其最大转速 ω_{max} 。由于流量 Q_{max} 不可能在此时为液压马达全部吸收, 因此回转油路中的溢流阀将再度开启, 回转马达中的瞬时压力可近似视为 p_y , 驱动转台的力矩为由 p_y 所决定的恒力矩。此后回转机构运动特性虽与变量溢流阶段类似, 但回转液压回路中的流量为一恒流量 Q_{max} 。

4.3 空斗返回过程中回转机构运动参数计算

空斗返回过程中, 回转机构的回转运动与动臂液压缸的回缩运动复合。上述满斗回转过程中回转机构运动参数计算也适用于空斗返回过程。不同的是:

- 1) 空斗返回过程中, 铲斗的重量应扣除土的重量, 铲斗液压缸的长度变为卸载完毕时的长度, 转台的转动惯量应为空斗时的 J_0 。
- 2) 动臂液压缸的工作腔由大腔变为小腔, 其瞬时工作压力 p_{1i} 按下式计算。

$$p_{1i} = \frac{F \cdot p_z - \sum_{k=1}^n G_k \cdot l_{ki}}{e_i \cdot F_1 \cdot \eta_1} \times 10 \quad (\text{MPa}) \quad (23)$$

式中: F_1 ——动臂液压缸小腔面积(cm^2)

p_x ——动臂液压缸大腔回油压力(MPa)

当按(23)式计算时, 若 $p_{1i} \leq 0$ 时则视动臂液压缸处于不工作状态。此时动臂液压缸在自重的作用下回缩, 计算时取 $p_{1i} = 0$ 。

5 变量阶段回转机构运动参数计算框图及算例

5.1 变量阶段回转机构运动参数计算与程序框图

限于篇幅, 这里仅给出变量阶段回转机构运动参数计算与程序框图如图4所示。在进入子程序之前, 动臂液压缸初始长度 L_i , 瞬时压力 p_{1i} , 回转马达初始压力 p_{2i} 以及时间步长

Δt 和其他有关参数均由主程序提供。在进行满斗回转和空斗返回两种工况计算时,框图中动臂举升或回缩停止的判别条件以及动臂液压缸瞬时压力计算均要根据工况判别式进行变换,这在程序设计中已作考虑。为简明起见,框图未详细表示。

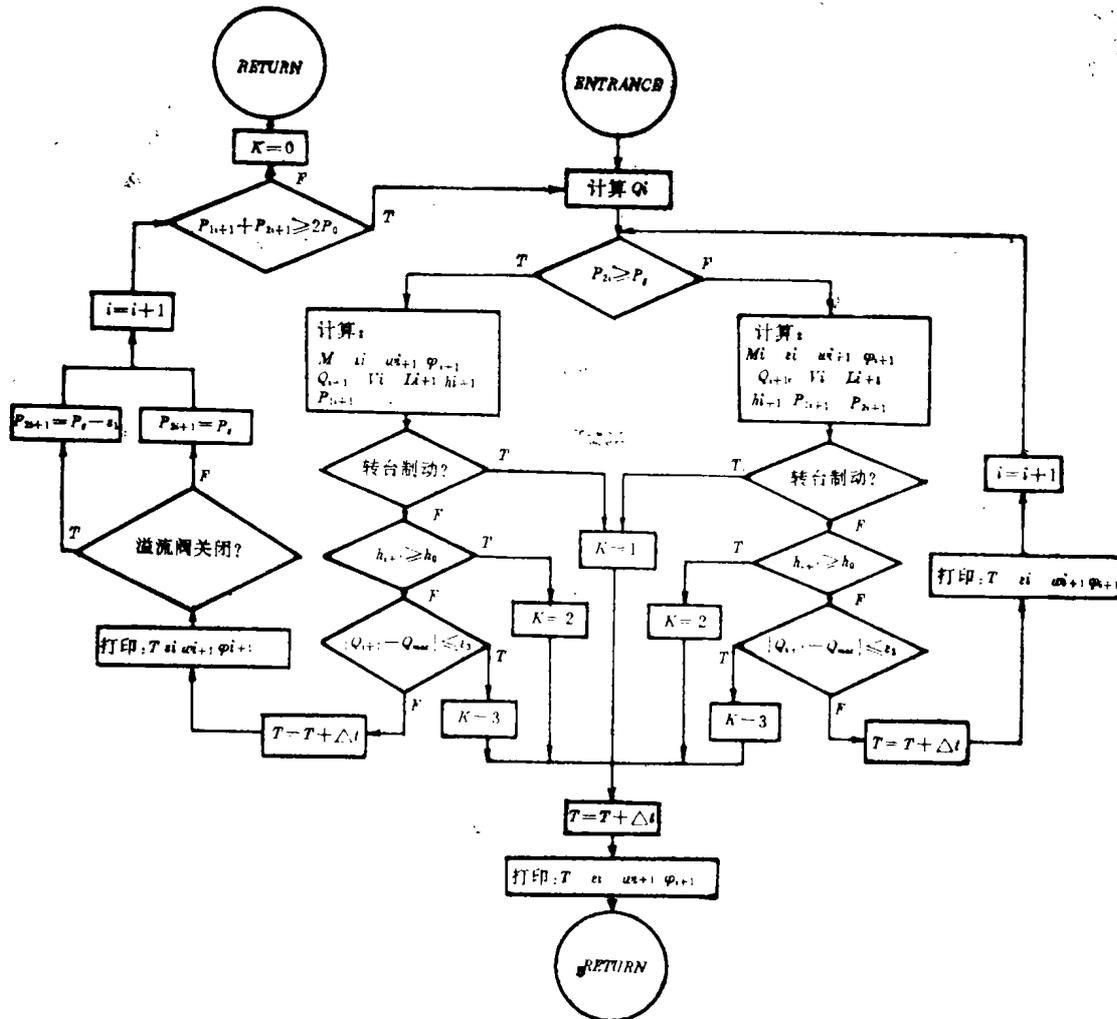


图 4

5.2 算例及结果分析

回转机构设计参数必然影响其运动规律。为了说明设计参数的改变对回转机构运动规律的影响,现分别对某厂生产的双泵全功率变量系统的 WY202 型液压挖掘机回转机构原方案以及调整方案作实例计算。

(1) WY202型液压挖掘机回转机构原方案及调整方案的参数见表1,其余参数略。

(2) 计算结果整理及 $\omega-t$ 曲线见表1及图5。鉴于空斗返回过程与满斗回转过程回转机构的运动分析相似,故仅给出满斗回转计算结果及相应的 $\omega-t$ 曲线

由图5四个方案的 $\omega-t$ 曲线及表1看到:转台加速过程均由溢流阀开启状态的恒力矩加速开始,然后转变为溢流阀关闭之后的变力矩加速;随着转台驱动力矩的提高,恒力矩加

速的时间及制动时间均缩短，而变力矩加速的时间增长，甚至出现了匀速运动阶段，如调整方案3及图5(d)；在驱动力矩较小的情况下，挖掘作业中转台的最大理论转速均没有实现，如原方案及调整方案1、2。

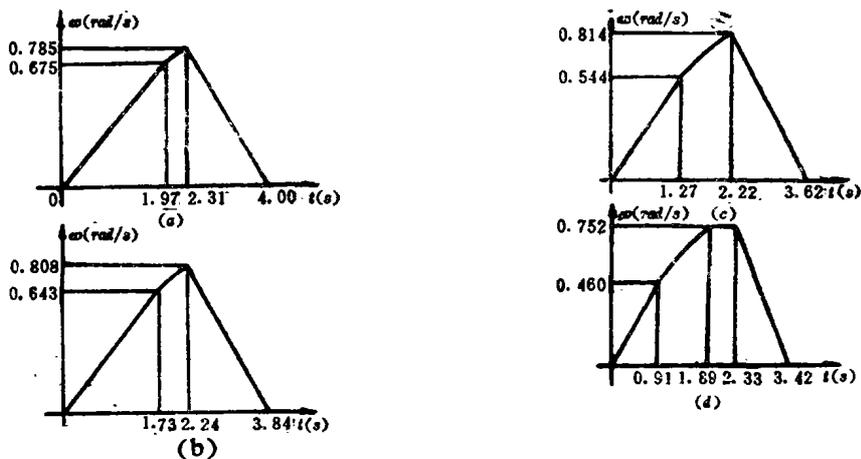


图5

表1

方案名称	回转机构参数				转台最大转速		满斗回转各阶段时间(s)				满斗回转总时间(s)	ω-t图
	溢流阀调压 p_y (MPa)	马达排量 q (mL/r)	总速比 i_0	最大起动力矩 M (N·m)	理论 (rad/s)	实际 (rad/s)	变量阶段		匀速	制动		
							恒力矩	变力矩				
原方案	23.544	64	184.82	38020.7	1.11	0.785	1.97	0.34	0	1.69	4.00	图5(a)
调整1	25.544*	64	184.82	41250.5	1.11	0.808	1.73	0.51	0	1.60	3.84	图5(b)
调整2	23.544	80*	184.82	47525.9	0.888	0.814	1.27	0.95	0	1.40	3.62	图5(c)
调整3	23.544	64	273.0*	56160.9	0.752	0.752	0.91	0.98	0.44	1.09	3.42	图5(d)

注：* 被调整的参数

6 结论

1) 双泵全功率变量泵驱动的液压挖掘机，在挖掘作业时转台的加速过程是由变量阶段的恒力矩驱动转变为变力矩驱动。在转台额定转角一定时，变力矩驱动段能否出现及其驱动时间的长短与回转机构设计参数有关。

2) 由于变量阶段的变力矩驱动时，回转油路中无溢流损失，回转液压回路中的液压功率可以完全转变成马达的驱动功率，这是定量泵系统的液压挖掘机无法实现的。因此，全功率变量系统的液压挖掘机回转机构设计，应充分利用这种驱动方式在转台驱动上的特点，合理选择回转机构设计参数，充分利用发动机功率。

3) 为了充分利用变力矩加速段，双泵全功率变量系统的液压挖掘机可以适当提高转台的驱动力矩，使转台加速尽快地进入变力矩加速阶段。

参 考 文 献

- 1 曹善华. 单斗挖掘机. 机械工业出版社, 1989. 11.
- 2 (德) Zimmermann. 文百行、孔庆倍译. 液压挖掘机的设计计算. 工程机械, 1973. 3
- 3 冯培恩. 液压挖掘机回转机构的运动分析和参数选择. 工程机械, 1974. 4
- 4 谭新吾. 液压挖掘机回转机构的计算. 工程机械, 1976. 4
- 5 陈世教. 定量泵驱动的液压挖掘机回转机构最佳转速计算. 工程机械, 1987. 10
(编辑: 刘家凯)

KINEMATIC ANALYSIS AND CALCULATION
OF SLEWING MECHANISM ON HYDRAULIC
EXCAVATOR DRIVEN BY VARIABLE DISPLACEMENT
PUMPS WITH TOTAL CONSTANT-hp CONTROL

Chen Shijiao Hong Changyin

(Dept. of Mechanical and Electrical Engineering)

ABSTRACT There are two main problems in the kinematic analysis of slewing mechanism on hydraulic excavator driven by variable displacement pumps with total hp-control when the excavator works and it's pumps get into variable displacement state as well. The first is how to determine the oil flow in the hydraulic system according to the sum of the instantaneous pressure existing both in the slewing motor and in the working cylinder. The second is how to calculate the driving torque acting on the mechanism according to the instantaneous pressure existing in the motor. At present, the methods used for the kinematic analysis of the mechanism are based upon the assumption of the mechanism to be driven by the fixed displacement pumps or by the variable displacement pumps with individual constant hp-control. But in these ways, the problems mentioned above cannot be solved. This paper, on the basis of the variable displacement characteristic of the pumps with total constant hp-control, analyses the general kinematic pattern of the slewing mechanism in detail, presents the mathematical model and the numerical method used for it's kinematic analysis and establishes the the basis for evaluating it's design.

KEY WORDS hydraulic excavator, slewing mechanism, kinematics, numerical method