

液压锁与液压缸的匹配设计

张传福

(机电系)

摘要 液压锁结构参数的确定与液压缸的速比、承受的荷载及系统工况相关。本文介绍液压锁与液压缸共同工作时应考虑的主要问题和稳态时的匹配计算方法，并举例说明。

关键词 液压锁（液控单向阀），液压缸，匹配

单向液压锁（液控单向阀）和双向液压锁在起重运输及工程机械中应用较多，常与轮式起重机和轮式液压挖掘机的支腿液压缸、自升塔式起重机的顶升液压缸等组成锁紧回路。为保证安全可靠，提高工作稳定性，要求回路具有良好的闭锁能力，无渗漏，以维持液压缸长时间的锁紧定位作用。然而，正确选择液压锁的结构形式和参数，使之与液压缸合理匹配，是保证锁紧回路性能的关键问题。

1 匹配原则和液压锁结构参数的确定

液压锁（液控单向阀）的工作原理如图1所示。在无控制压力油作用的情况下，来自进口的油液只要克服弹簧力、摩擦力及其它阻力，便能推开单向阀芯流向出口（正向流动），但反向油液却不能通过。如从控制口引入控制压力油，则只要控制压力 P_k 作用在控制活塞承压面积 A_k 上所产生的向右推力能克服作用在单向阀芯上的液压力、弹簧力和摩擦力等阻力，控制活塞便能推开单向阀芯而实现油液的反向流动。

液压锁结构参数的确定与液压缸的速比、承受的荷载及系统的工况相关，在与液压缸匹配工作时主要考虑以下几个问题。

(1) 液压锁开锁的必要条件。这是液压锁结构尺寸的限制因素，而与控制压力的大小无关。

(2) 液压缸内闭锁压力增大的特性。由于液压缸活塞两边承压面积比，使有杆腔或无杆腔内的闭锁压力升高，大于由载荷作用产生的压力，其闭锁压力值必须满足缸和锁的强度条件。

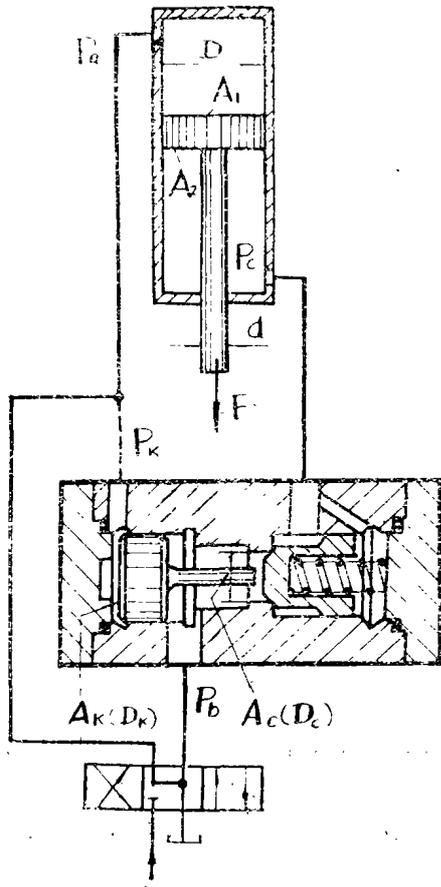


图 1

令液压锁的面积比:

$$N = A_k / A_c \quad (2)$$

及

$$K = F_s / A_k$$

则得开锁压力 P_k 的基本表达式:

$$P_k = \frac{P_c}{N} + \frac{P_b(N-1)}{N} + K \quad (3)$$

2 液压锁与液压缸配合工作时的几种工况和匹配计算

2.1 液压锁装在液压缸有杆腔的油口处, 承受使活塞杆伸出的荷载 (图 1)

液压缸活塞受力平衡方程:

$$P_a A_1 = P_c A_2 - F$$

又 $P_a = P_k$,

$$\therefore P_c = \frac{F}{A_2} + P_k \frac{A_1}{A_2}$$

$$= \frac{4F\phi}{A_1} + P_k \cdot \phi \quad (4)$$

(3) 液压锁的最高开锁压力必须小于回路溢流阀的调定值, 否则不能开锁。

(4) 液压缸无荷载作用时, 液压锁能迅速打开, 即正向流动时的开启压力小; 反向流动时, 控制压力低。

(5) 对垂直安装的液压缸, 在带载下降时, 往往产生低频大幅度振动。为了消除振动现象, 使其平稳下降, 通常在回路中加装节流阀或平衡阀。因而, 必须考虑背压力对开锁压力的影响, 选用不同型式 (内泄式或外泄式) 的液压锁, 必要时应对液压锁进行稳定性分析。

在图 1 所示的液压锁 (内泄式) 结构中, 单向阀芯受力平衡方程为:

$$P_c A_c - P_b A_c + F_s = (P_k - P_b) A_k \quad (1)$$

式中 P_c ——液压缸闭锁腔的压力;

A_c ——单向阀阀芯的有效承压面积,

$$A_c = \frac{\pi}{4} D_c^2;$$

P_k ——控制压力;

A_k ——控制活塞承压面积; $A_k = \frac{\pi}{4} D_k^2$;

P_b ——背压力;

F_s ——弹簧力及其它阻力之和。

式中 A_1 ——液压缸大腔承压面积, $A_1 = \frac{\pi}{4}D^2$;

A_2 ——液压缸小腔承压面积, $A_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$;

φ ——液压缸速比, $\varphi = A_1/A_2$ 。

将式(4)代入(3)式得:

$$P_k = \frac{F\varphi}{A_1(N-\varphi)} + \frac{P_b(N-1) + NK}{(N-\varphi)} \quad (5)$$

或

$$P_k = \frac{4F\varphi}{\pi D^2(N-\varphi)} + \frac{P_b(N-1) + NK}{(N-\varphi)}$$

由式(5)可知, 开锁压力不仅与液压缸的荷载 F 及速比 φ 有关, 还与液压锁的结构参数 N 有关。同时, 开锁压力要小于回路中安全溢流阀的调定值, 否则不能开锁。即

$$P_k < P_r \quad (6)$$

式中 P_r ——溢流阀的调定压力。

如不能满足式(6), 则可增大 N 值, 以降低 P_k 值。

现根据式(4)和(5)分析由液压缸和液压锁共同工作时的主要特性。

(1) 液压锁开锁的必要条件

在式(5)中当 $N = \varphi$ 时, $P_k \rightarrow \infty$, 液压锁呈闭锁状态, 无论开锁压力多高, 均不会开锁。故开锁的必要条件:

$$N > \varphi \quad (7)$$

(2) 液压缸的增压特性

打开液压锁时, 液压缸有杆腔内压力增加, 其值为:

$$P_c = \frac{F}{A_2} + P_k \cdot \varphi = \varphi \left(\frac{F}{A_1} + P_k \right) \quad (8)$$

将式(5)代入得:

$$P_c = \frac{FN\varphi}{A_1} + \varphi[(N-1)P_b + NK] \quad (9)$$

液压缸闭锁腔的压力 P_c 较高, 特别是在重载和背压力较大时, 要比该腔进油时的压力高得多。因此, 液压缸应满足的强度条件^[2]:

$$P_c \leq P_{cmax} = \frac{2\delta[\sigma_p]}{D} \quad (10)$$

式中 P_{cmax} ——液压缸的最大工作压力, 当额定压力 $P_n \leq 16\text{MPa}$ 时, $P_{cmax} = P_n \times 150\%$; 当额定压力 $P_n > 16\text{MPa}$ 时, $P_{cmax} = P_n \times 120\%$ 。

$[\sigma_p]$ ——缸体材料的许用拉应力;

δ ——缸体壁厚。

(3) 无外荷载作用时打开单向阀的最低控制压力

当外荷载 $F = 0$ 时, 最低控制压力为:

$$P'_k = \frac{(N-1)P_b + NK}{N-\varphi} \quad (11)$$

一般 P_b 和 K 值很小，在 $N > \varphi$ 时，液压锁能快速打开。然而，从式(5)和式(11)可知，随着背压力 P_b 的增加，液压锁的控制压力 P_k 也将很快提高，如果 P_b 值很高，甚至无法实现反向流动。故图1所示的液压锁（内泄式结构）只适用于 P_b 值较低的情况。当 P_b 较高时宜采用外泄式液压锁，见图2。

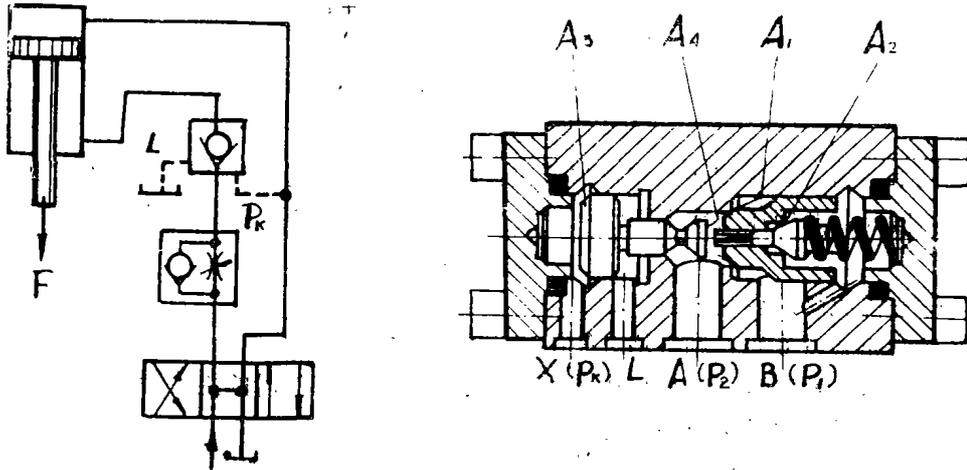


图 2

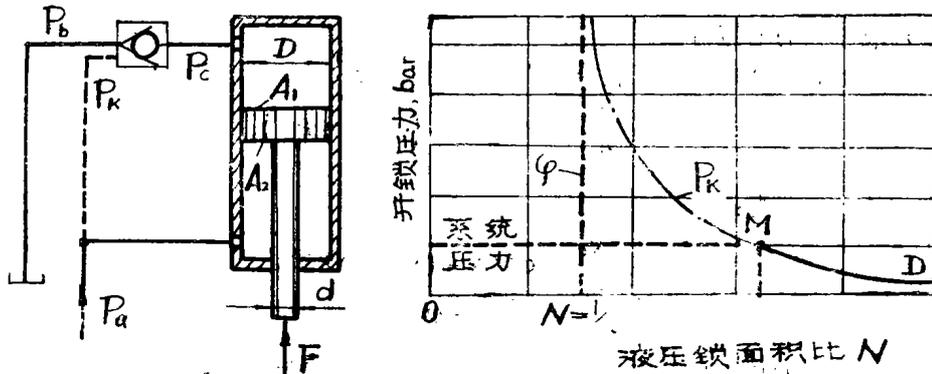


图 3

(4) 液压锁的面积比

由式(5)得液压锁面积比:

$$N = \frac{\frac{F\varphi}{A_1} - P_b + \varphi \cdot P_k}{P_k - (P_b + K)} \quad (12)$$

对于确定的液压缸负载 F 和背压力 P_b ，可得出图3所示的 N 与 P_k 之关系曲线，以及在该工况下的匹配工作段 MD 。在上式中令 P_k 等于系统压力 P_s ，即可得匹配点 M 。 N 值愈大， P_k 值愈小，闭锁压力 P_c 也相应降低。

2.2 液压锁装在液压缸无杆腔的油口处，承受使活塞杆缩回的荷载（图4）

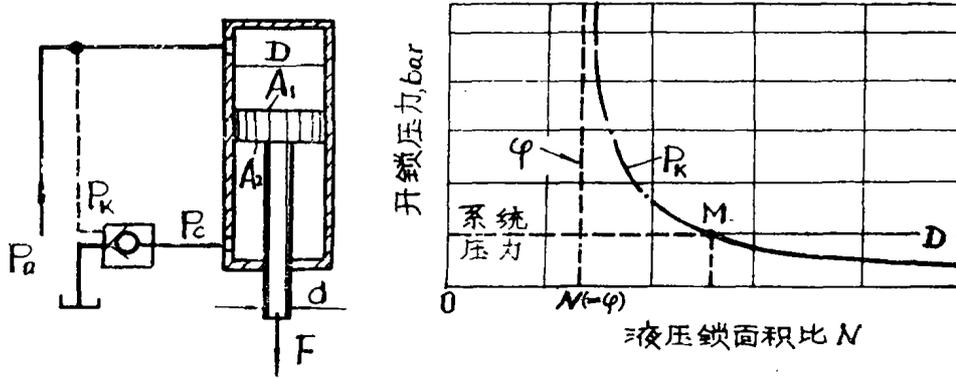


图 4

液压缸活塞受力平衡方程：

$$F + P_k A_2 = P_c A_1 \tag{13}$$

式中 P_c ——液压缸锁紧腔的压力；

A_1 ——液压缸大腔承压面积， $A_1 = \frac{\pi}{4} D^2$ ；

A_2 ——液压缸小腔承压面积， $A_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$ 。

由式 (13) 得：

$$P_c = \frac{F}{A_1} + \frac{P_k}{\varphi} \tag{14}$$

将式 (14) 代入式 (3)，得开锁压力 P_k 。

$$P_k = \frac{F}{A_1 \left(N - \frac{1}{\varphi} \right)} + \frac{P_b (N - 1) + NK}{\left(N - \frac{1}{\varphi} \right)} \tag{15}$$

同理，应使 $P_k < P_r$ ，

式中 P_r ——溢流阀的调定压力。

(1) 液压锁开锁的必要条件

若使式 (15) 的分母为零，则 $P_k \rightarrow \infty$ ，液压锁呈闭锁状态。此时， $N = \frac{1}{\varphi}$ (17)

因此，液压锁开锁的必要条件为

$$N > 1/\varphi \tag{18}$$

(2) 液压缸的增压特性

开锁时液压缸大腔内压力增加，其闭锁压力为

$$\begin{aligned} P_c &= \frac{F}{A_1} + \frac{P_k (D^2 - d^2)}{D^2} \\ &= \frac{F}{A_1} + \frac{1}{\varphi} P_k \end{aligned} \tag{19}$$

将式 (15) 代入上式得

$$P_c = \frac{\frac{FN\varphi}{A_1} + P_b(N-1) + NK}{\varphi \left(N - \frac{1}{\varphi} \right)}$$

$$= \frac{\frac{FN\varphi}{A_1} + P_b(N-1) + NK}{N\varphi - 1} \quad (20)$$

液压缸应满足的强度条件:

$$P_c \leq P_{cmax} = \frac{2 \cdot \delta \cdot [\sigma_p]}{D} \quad (21)$$

式中 P_{cmax} 为液压缸的最大工作压力, 其它符号的意义与式 (10) 相同。

(3) 无外荷载作用时的最低开锁压力

当 $F=0$ 时, 所需的最低控制压力为

$$P'_c = \frac{P_b(N-1) + NK}{N - \frac{1}{\varphi}} \quad (22)$$

若 P_b, K 值较小, 且 $N > \frac{1}{\varphi}$ 时, 液压锁能快速开启。若背压力 P_b 较大, 宜采用外泄式液压锁, 见图 2。此时, 液压锁所需的控制压力按下式计算。

$$P_k \geq \frac{P_c A_c - P_b(A_c - A_4)}{A_k} + K$$

$$= \frac{P_c - P_b(1 - A_4/A_c)}{N} + K$$

将式 (14) 代入上式得:

$$P_k \geq \frac{F}{A_1(N-1/\varphi)} - \frac{P_b(1 - A_4/A_c) + NK}{(N-1/\varphi)} \quad (15)'$$

式中 P_c ——B口 (反向进口) 压力, 即液压缸闭锁压力;

P_b ——A口 (反向出口) 压力;

A_c ——单向阀芯 (阀口处) 的面积;

A_3 ——卸荷阀芯 (阀口处) 的面积;

A_k ——控制活塞的面积;

A_4 ——控制活塞杆的面积;

K ——克服弹簧力及其它阻力所需的液压力。

(4) 液压锁的面积比

由式 (15) 得

$$N = \frac{\frac{F}{A_1} - P_b + \frac{1}{\varphi} P_k}{P_k - (P_b + K)} \quad (23)$$

对于给定的液压缸负载 F 和背压力 P_b ，则可得图4所示的 N 与 P_k 之关系曲线，以及在该工况下的匹配工作段 MD 。在式(23)中令 P_k 等于系统压力 P_s ，即得匹配工作点 M ，随着 N 值增大，开锁压力 P_k 下降，闭锁压力 P_c 也相应减小。因而可通过改变 N 值来调整 P_k 和 P_c 值，使之满足液压缸和液压锁的强度条件。

2.3 双向液压锁与液压缸的匹配计算

图5所示为双向液压锁的结构原理图，它由两个液控单向阀组成，分别装在液压缸的大、小腔的油口处，其工作原理与液控单向阀相同。采用双向液压锁的锁紧回路如图6所示，其匹配的主要原则如下。

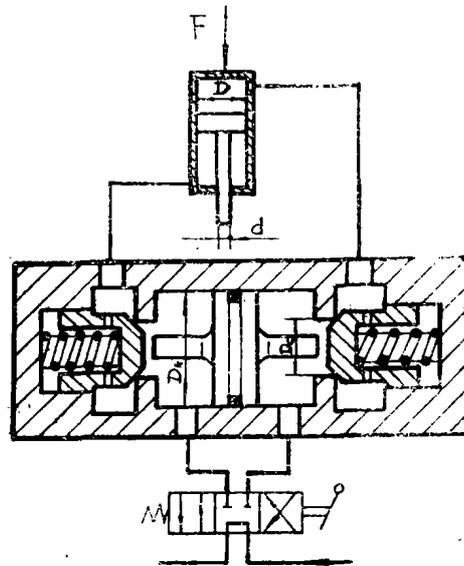


图5

(1) 在实际使用中，液压缸大、小腔需分别锁紧的工况均会遇到。又因液压缸的速比 φ 大于1，因此开锁的必要条件式(7)如能满足，就一定能满足式(19)。即，双向液压锁的开锁必要条件应为：

$$N > \varphi \tag{24}$$

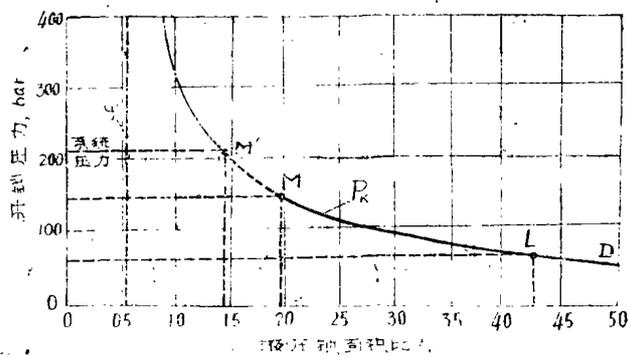
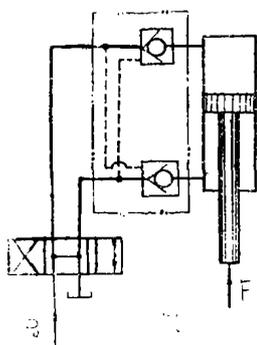


图6

(2) 液压锁的开锁压力应根据负载 F 的作用方向和使用工况，按式(5)或式(15)计算，但必须小于液压系统溢流阀的调定值。

(3) 液压缸的增压特性按式(9)或式(20)计算，并满足式(10)的强度条件。

(4) 对于常用的不带卸荷阀芯的双向液压锁，其面积比 N 值一般为2.5~8。

3 匹配算例

图6所示的液压缸锁紧回路，液压缸缸筒内径 $D=100\text{mm}$ ，活塞杆直径 $d=70\text{mm}$ ，承受压力负载 $F=145000\text{N}$ ，系统压力 $P_s=21.0\text{MPa}$ ，背压力 $P_b=0.5\text{MPa}$ 。

液压缸和液压锁的结构参数：

$$\text{液压缸速比 } \varphi = \frac{D^2}{D^2 - d^2} = \frac{10^2}{10^2 - 7^2} = 1.96$$

液压缸大腔承压面积

$$A_1 = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} \times 10^2 = 78.5 \text{ cm}^2$$

液压缸小腔承压面积

$$A_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} (10^2 - 7^2) = 40.04 \text{ cm}^2$$

液压锁的设计面积比 (见图 5)

$$N = A_k / A_c = 4.90 / 1.13 = 4.34$$

式中

$$A_k = \frac{\pi}{4} D_k^2 = \frac{\pi}{4} \times 2.5^2 = 4.9 \text{ cm}^2$$

$$A_c = \frac{\pi}{4} D_c^2 = \frac{\pi}{4} \times 1.2^2 = 1.13 \text{ cm}^2$$

液压锁的弹簧力及其它阻力

$$K = F_s / A_k = 0.1 \text{ MPa}$$

(1) 开锁的必要条件

$$N > \varphi \quad \text{满足}$$

(2) 液压锁面积比

$$N = \frac{\frac{F}{A_1} - P_b + \frac{1}{\varphi} P_s}{P_s - (P_b + K)} = \frac{\frac{145000}{78.5 \times 10^{-4}} - 5 \times 10^5 + \frac{1}{1.96} \times 210 \times 10^5}{210 \times 10^5 - (5 + 1) \times 10^5} = 1.41$$

液压锁的设计面积比 ($N = 4.34$) 大于计算面积比 ($N = 1.41$)。

(3) 开锁压力

$$\begin{aligned} P_k &= \frac{F}{A_1 \left(N - \frac{1}{\varphi} \right)} + \frac{P_b (N - 1) + NK}{\left(N - \frac{1}{\varphi} \right)} \\ &= \frac{145000}{78.5 \times 10^{-4} \left(4.34 - \frac{1}{1.96} \right)} \\ &\quad + \frac{5 \times 10^5 (4.34 - 1) + 4.34 \times 10^5}{\left(4.34 - \frac{1}{1.96} \right)} \\ &= 5.4 \times 10^6 \text{ Pa} = 5.4 \text{ MPa} \end{aligned}$$

若使 N 值等于 $\varphi (= 1.96)$, 可得图 6 所示工况下双向液压锁的最大开锁压力:

$$\begin{aligned} P_{k_{max}} &= \frac{F}{A_1 \left(N - \frac{1}{\varphi} \right)} + \frac{P_b (N - 1) + NK}{\left(N - \frac{1}{\varphi} \right)} \\ &= \frac{145000}{78.5 \times 10^{-4} \left(1.96 - \frac{1}{1.96} \right)} \end{aligned}$$

$$+ \frac{5 \times 10^5 (1.96 - 1) + 1.96 \times 10^5}{\left(1.96 - \frac{1}{1.96}\right)}$$

$$= 13.2 \times 10^6 \text{ Pa} = 13.2 \text{ MPa}$$

(4) 液压缸大腔的闭锁压力

$$P_c = \frac{F}{A_1} + \frac{1}{\varphi} P_k = \frac{145000}{78.5 \times 10^{-4}} + \frac{1}{1.96} \times 54 \times 10^5$$

$$= 21.22 \times 10^6 \text{ Pa} = 21.22 \text{ MPa}$$

液压缸强度能承受的最大工作压力:

$$P_{cmax} = 1.25 \times 21.0 = 26.2 \text{ MPa} > 21.22 \text{ MPa}$$

满足液压缸的强度条件。

(5) 外荷载为零时的最低控制压力

当 $F = 0$ 时, 控制活塞推开单向阀芯所需的最低控制压力 P'_k

$$P'_k = \frac{P_b(N-1) + NK}{N - \frac{1}{\varphi}} = \frac{5 \times (4.34 - 1) \times 10^5 + 4.34 \times 10^6}{\left(4.34 - \frac{1}{1.96}\right)}$$

$$= 0.55 \text{ MPa}$$

如图6所示, 液压锁处于L点工作。因面积比 N 值较大, 背压力小, 故开锁压力 P_k 值较低。若减小 N 值, 增大 P_b 值, 工况点 L 向 M 点方向移动, P_k 值相应上升。当 N 值减小到液压锁的最小临界面积比 $N = 1/\varphi = 0.51$ 时, 液压锁呈闭锁状态。实际上, 当 P_k 值大于溢流阀的调定压力时已不能开锁。

参 考 文 献

- [1] 马永辉、徐宝富、刘绍华编, “工程机械液压系统设计计算”, 机械工业出版社, 1985
- [2] “机械零件设计手册”(液压传动与气动传动), 冶金工业出版社, 1979
- [3] 宋鸿尧、丁忠尧编, “液压阀设计与计算”, 机械工业出版社, 1982

(编辑: 刘家凯)

MATCHING CALCULATION OF HYDRAULIC LOCK AND HYDRAULIC CYLINDER

Zhang Chuanfu

(Department of Mechanical and Electrical Engineering)

ABSTRACT The determination of structural parameters of hydraulic lock is interrelated to the speed ratio, the load sustained and its hydraulic working condition. In this paper, main problems and calculation method of matching operation are discussed with illustrating examples.

KEY WORDS matching calculation, hydraulic lock, hydraulic cylinder