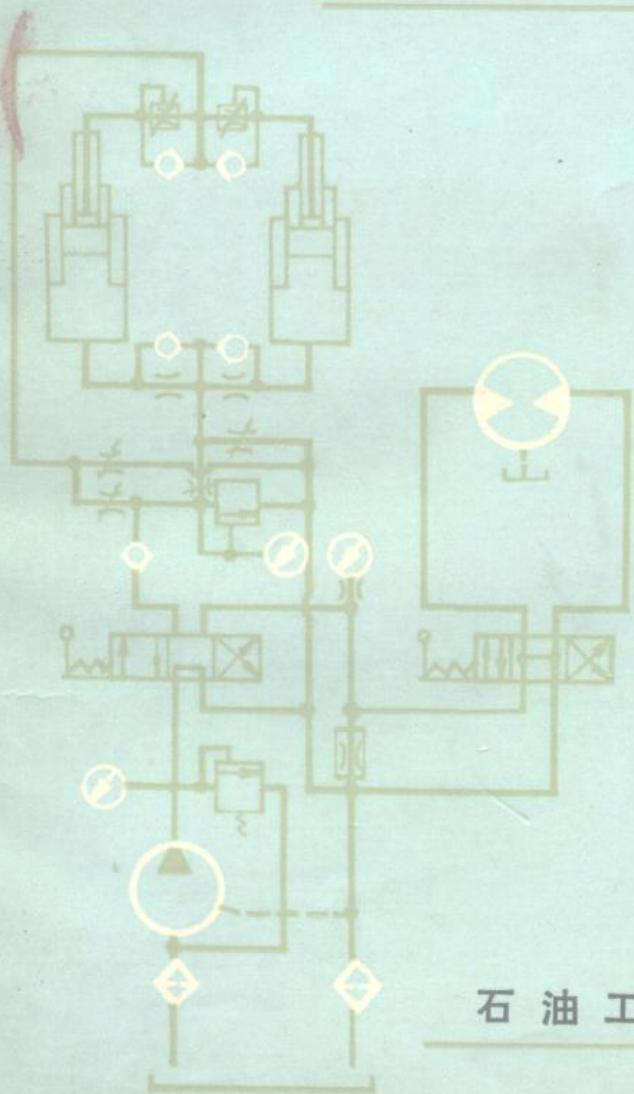


石油矿场设备

液压传动



石油工业出版社

石油矿场设备液压传动

〔苏〕 A. A. 达涅里扬茨 A. B. 克鲁特钦 著
B. B. 奥尔洛夫 B. A. 洛克雪夫斯基
包力成 谷振云 译 万邦烈 校

石油工业出版社

内 容 提 要

本书主要介绍了苏联石油矿场上目前广泛采用的液压传动的修井、诱导油流、试井及进行井下作业的石油矿场设备。阐述了这些设备的液压系统原理、液压传动部件的结构,提出了包括在寒冷区域工作的液压传动部件的维护和使用要求。考虑到液压传动的应用,给出了必要的计算,并论述了油气井上的特殊工艺过程,如气举阀及自动截流阀的安装和拆卸。阐述了石油矿场设备所采用的液压泵、液压马达及液压缸、液压阀、油箱、滤油器以及其它液压装置的结构。书中还介绍了其他国家带有液压传动的石油矿场设备的结构。

本书适用于从事使用、制造、设计计算石油矿场设备的工程技术人员,并可供高等院校相应专业的大学生学习“石油和天然气矿场机器与设备”、“钻井机械”课程时参考。

А. А. Даниельянц, А. В. Круткин,

В. В. Орлов, В. А. Рокшевский

Объемный Гидропривод Нефтепромыслового Оборудования
МОСКВА «НЕДРА» 1975

*

石油矿场设备液压传动

[苏] А. А. 达涅里扬茨 А. В. 克鲁特钦 著
В. В. 奥尔洛夫 В. А. 洛克雪夫斯基
包力成 谷振云译 万邦烈校

*

石油工业出版社出版

(北京安福门外外馆东后街甲38号)

化学工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行

*

787×1092毫米¹/₃₂开本6¹/₄印张136千字印1—2,300

1982年5月北京第1版 1982年5月北京第1次印刷

书号: 15037·2339 定价: 0.68元

前 言

石油天然气开采工业的飞速发展不仅基于油气生产井总数量的增长，而且也基于采油过程的质的变化。这些质的变化系指：

- 1) 广泛应用具有特殊技术经济优越性的气举法采油，尤其是在难以通行的地区和海洋油气田上推广这种方法；
- 2) 用自动截流阀装备自喷油气井的油管；
- 3) 繁重的修井、诱导油流及试井工艺过程的综合机械化和自动化；
- 4) 油层剩余压力作用下的不压井作业。

上述工艺过程的特殊性要求创制出一种建立在液压传动基础上的设备。

如果说十至十二年前，在石油矿场设备中采用液压传动主要是为了提高采油、气过程的技术经济指标的话，那么，目前上面所列举的工艺过程不采用液压传动就根本无法施行。

在海洋大陆架地区油气田的进一步发展要求采用带有液压传动的技术上复杂的设备。目前，利用液压传动正在解决水下油井设备的远程控制的问题，并使水上浮式维护设备和水下器具之间的连接管线能得到补偿等等。

除了上述任务之外，需要使生产高度机械化、获得执行机构的专门特性、需要远程控制性能以及减轻设备重量的各种石油矿场设备，即：钻井设备、修井和诱导油流用的设备、油管钳和抽油杆钳、动力水龙头、转盘、卡盘、深井泵

装置、井口密封装置、泵装置以及采油过程的强化设备的部件和机构等等仍然是采用液压传动的十分重要的方面。

液压传动在不同用途的石油矿场设备中如此广泛的应用，是出于下述优点：可无级调节执行机构的速度及扭矩传递平稳；传动装置可在不同负荷工况下以高效率稳定工作；液压传动部件的配置简便，且具有独立性；不采用易磨损的摩擦装置就可实现制动和启动；设备的过载保护简单可靠；由于降低了动载荷而提高了设备的工作寿命和可靠性；可获得传动装置操纵的自动化。

目 录

前言

第一章 石油矿场机械液压装置的一般概念	1
第一节 液压传动的特性	1
第二节 液压传动的工作液体	8
第三节 液压泵和液压马达	14
第四节 液压分配和调节-控制装置	28
第五节 油箱、滤油器、油管和接头	47
第二章 修井机的液压传动装置	64
第一节 修井机的典型液压系统	64
第二节 修井机的液压装置	81
第三节 修井机液压设备的参数选择及计算	91
第三章 带液压绞车的井下作业机	107
第一节 井下阀类及其起下作业	107
第二节 井下作业机	116
第三节 井下作业机的液压系统和液压装置	124
第四节 液压装置的参数选择及计算	135
第四章 液压设备的使用、安装和调整	147
第一节 液压系统使用的基本要求	147
第二节 液压系统元件的安装、调整 and 启动顺序	150
第三节 在液压系统启动-调整和使用中 液压元件的故障	157
第四节 对寒冷区域工作的液压传动的要求	158
第五章 其他国家石油矿场设备的液压传动	168
第一节 修井机的液压传动	168
第二节 井下作业机的液压传动	173
第三节 深井泵装置的液压传动	182
结束语	190
参考文献	192

第一章 石油矿场机械液压 装置的一般概念

第一节 液压传动的特性

液压传动系指其中包括一个或几个容积式液压机的液压装置的组合，而液压机则借助于有压工作介质（液体）用以驱动机构或机器。

液压传动的工作原理基于静止的滴状液体中的压力传递规律。下面让我们来研究与液体体积中压力传递有关的以及作为液压元件今后全部计算基础的基本关系式（图1）。

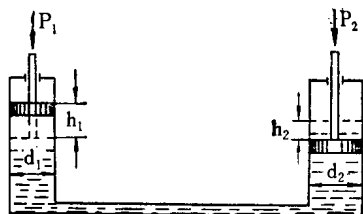


图 1 液压传动的工作原理

用液体充满彼此用管路连通的两个缸筒，缸筒中装有活塞，其中一个活塞的直径为 d_1 ，另一个为 d_2 。力 P_1 从外部作用在活塞 d_1 上，力 P_2 作用在活塞 d_2 上。由于力 P_1 对活塞 d_1 的作用，活塞对液体造成 $p = \frac{P_1}{F_1} = \frac{4P_1}{\pi d_1^2}$ 的压力。该压力也作用在活塞 d_2 上，引起外界反力 P_2 ，

$$P_2 = pF_2 = p \frac{\pi d_2^2}{4}$$

活塞上的力与其面积成正比：

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{F_2}{F_1} \quad \text{或} \quad P_2 = P_1 \frac{F_2}{F_1} = P_1 \frac{d_2^2}{d_1^2}$$

假设两个缸筒都是密封的，并且液体不可压缩，让我们写出活塞移动时所排出液体体积的等式。如活塞 d_1 移动了 h_1 值，活塞 d_2 移动了 h_2 值，那么：

$$h_1 F_1 = h_2 F_2$$

或
$$h_2 = h_1 \frac{F_1}{F_2} = h_1 \frac{d_1^2}{d_2^2}$$

式中 h_1 和 h_2 ——活塞 d_1 和 d_2 的位移。

如果忽略活塞移动时的摩擦损失、液压阻力、缸筒中液体重量的变化及惯性力，则可认为活塞运动时和在静止状态下其上作用着同样的力 P_1 和 P_2 。

如考虑到活塞的移动速度，就可确定容积式液力机械所传递的功率：

$$N = pQ$$

式中 $Q = FV$ ——单位时间里所排出的液体体积。

如取 p 为公斤/厘米²， Q 为毫升/分，以马力表示的功率可写为：

$$N = \frac{pQ}{45 \times 10^4} \quad (1)$$

从公式可以看出，液力机械的功率仅与所提供的压力及相应的液体流量有关。

为连续传递功率，容积式液力机械在结构上应使得轴在回转时工作液体能够交替地充满和排出工作室。这时，工作室即为用容积式液力机械零件的工作表面所限定的空间，该空间的体积周期性变化并轮流地与工作液体的进、出油口相通 (ГОСТ13824-68)。

容积式液力机械的几何尺寸取决于其工作容积 q (毫升/转) 的大小, 这个参数是容积式液力机械的基本特性参数之一, 在规定的额定压力下按此参数构成液压泵和液压马达的尺寸规格系列^[7]。

工作容积 q 与传动轴转速 n (转/分) 的乘积确定了液压泵每分钟的理论供油量或理论流量:

$$Q = qn \quad (2)$$

液力机械的相应理论功率为:

$$N_T = \frac{pqn}{45 \times 10^4} \quad \text{马力} \quad (3)$$

驱动液压泵所需要的理论转矩 (以公斤·厘米为单位) 可从液压马达求得:

$$M_T = 71620 \frac{N_T}{n} \quad (4)$$

或者代入公式 (3) 中的用液压传动的参数表示的功率值, 则

$$M_T = 0.159 pq \quad (5)$$

即液压泵或液压马达轴上的转矩与压力和有效工作容积成正比。

液压传动按油源供给方式可分为液压泵供油式、蓄能器供油式、管道集中供油式; 按输出环节运动特点可分为往复直线运动式、往复摆动式、回转运动式; 按工作介质的循环方式可分为闭式循环和开式循环液压系统; 按调节的可能性可分为可调式和不可调式液压传动。

第一种分类特征决定于供给液动机工作介质的容积式液力机械的型式, 在这种分类中, 管道集中供油式液压传动系指被供给的工作介质来自于不算作组成传动成分的液压集中

管道，在石油矿场设备中一般不采用这种传动方式。最广泛应用的传动是内燃机单独驱动的液压泵供油式。

工作介质从液动机回到油箱中去的液压传动称之为开式循环的液压传动；工作介质从液动机回到液压泵吸油管路中去的液压传动称之为闭式循环的液压传动。

在开式循环系统中（图2，a）工作液体借助于液压泵2从油箱1经换向阀3进到液压马达4，再从液压马达沿回油管路经滤油器5回到油箱1。当换向阀3换向时，改变了进到

液压马达的工作液体的运动方向，同样也改变了液压马达轴的转向。连在泵的压油管路和油箱之间的节流阀6调节进到液压马达中的工作液体的流量并改变它的转速。为保护系统，防止超过泵、马达和液压阀的计算压力而破坏，

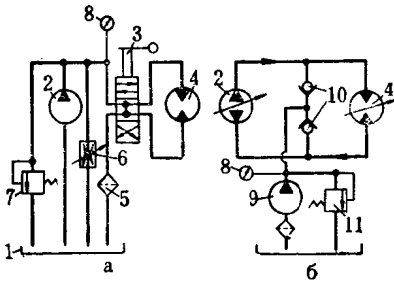


图 2 液压传动回路

a—开式循环系统；b—闭式循环系统

在压油管路中接有溢流阀7，系统中的压力由压力表8监测。

在闭式循环系统中（图2，b）液压泵2和液压马达4用管路相连，以使从马达排出的工作液体直接进到泵的吸油管路。用改变工作液体的流动方向即可改变液压马达轴的回转方向。为给闭式循环系统补充工作液体采用带有溢流阀11的补偿泵9和单向阀组10。

按调速方法的不同液压传动可分为节流调速、容积调速和容积-节流联合调速系统。

节流调速方法（参看图2,a）的实质在于：在液压泵流量恒定的情况下，借助于部分液体溢回油箱来改变进到液压马达中的工作液体的流量，以此改变液压马达轴的转速。

容积调速方法（参看图2, b）在于用改变液力机械的工作容积的方法来改变液动机输出环节的速度。容积调速与节流调速相比更为完善而有效，但较复杂。

从容积调速时液压泵和液压马达的流量平衡条件：

$$Q_H = Q_M \quad \text{或} \quad q_H n_H = q_M n_M$$

式中 q_H, q_M ——液压泵，液压马达的工作容积；

n_H, n_M ——液压泵，液压马达轴的转速。

可得：

$$n_M = \frac{q_H n_H}{q_M} \quad (6)$$

即用改变泵或马达的工作容积或用改变泵、马达两者的工作容积可以做到改变液压马达轴的转速。从该公式还可看出，借改变发动机轴的转速 n_H 也可实现调速。

容积-节流联合调速是两种调速方法的综合。

对上述的每种调速方法，液压传动的输出参数——液动机轴的功率、转矩和转速都具有特定的调节规律。

对不可调液压传动，当外负载不变时（ $P = \text{const}$ ）^① 功率 N 、转矩 M 、转速 n 均保持恒定（图3,a）；

对带变量泵和定量马达的液压传动（图3, b），当 $P = \text{const}$ 时， M 保持恒定，改变泵的流量时 N 和 n 均被改变；

对带变量马达和定量泵的液压传动（图3, b），当 $P =$

① 此处所指的外负载以及下文中的 $P = \text{const}$ 均应理解为液压传动系统中的工作压力保持不变。

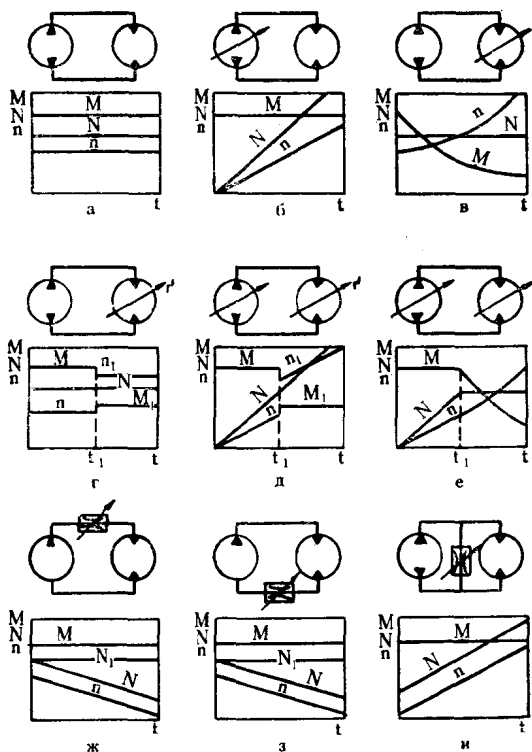


图 3 不同调节方法的液压传动参数的变化

$P = \text{const}$ 时, 功率 N 保持不变, 但此时随着转速 n 的增大, 转矩 M 被减小;

对带定量泵和有级变量马达的液压传动 (图 3, r), 当 $P = \text{const}$ 时, N 保持不变, 而转矩从 M 和转速从 n 分别突变为 M_1 和 n_1 ;

对带变量泵和有级变量马达的液压传动 (图 3, d), 当 $P = \text{const}$ 时, 在 t_1 段时间之前, 参数的变化与泵的流量变化

有关，这时 $M = \text{const}$ ， N 随转速 n 的增加而增加。然后有级改变马达的工作容积，如果这时压力保持不变（亦即 $P = \text{const}$ ），则功率保持恒定，而转矩从 M 和转速从 n 分别突变为 M_1 和 n_1 ，改变泵的流量可实现进一步调节。

对带变量泵和变量马达的液压传动，当 $P = \text{const}$ 时， t_1 段时间之前，泵的流量是变化的，这时 $M = \text{const}$ ， N 和 n 相应增加； t_1 段时间之后，在泵的流量恒定的情况下，改变液压马达的工作容积，这时如 $P = \text{const}$ ，则 N 不变，随转矩 M 减小转速 n 增大；

对带节流调速的液压传动（图 3，ж），当节流阀装在液动机之前、 M 和 P 均等于常数并且节流阀完全打开时，来自液压泵的全部流量进到液动机，故可保证液动机具有最大转速。减小节流阀的流通截面时，系统压力一直增加到等于溢流阀调正的压力（图中未予示出），这时仅有部分液体进到液动机，而其余部分液体经溢流阀回油。由于进到液动机的液体流量的减小，使得马达轴转速降低，并且当 $M = \text{const}$ 时，减小了被利用的功率 N ，但在全部调节工况下液压泵的输入功率 N_1 均保持不变；

对节流阀装在液动机出口的节流调速液压传动（图 3，з），调速时输出参数的变化情况与节流阀装在液动机之前的方案相似。图 3，з 所示方案的突出特点在于液动机进、出油路都具有相当的压力，在外负荷变化很大的情况下，它可保证液动机能够比较平稳地工作；

图 3，и 为节流阀与液动机并联安装时节流调速液压传动的原理图。当节流阀全部打开时液动机轴的转速最小，减小经节流阀的流量，其转速增大。在外负载不变的情况下（ M 、 $P = \text{const}$ ），随着液动机轴转速的增加也增加了被利

用的功率。

在所引用的液压传动的计算公式中，没有考虑用效率大小来评价的系统中的功率损失。在实际传动中部分功率消耗在克服摩擦力、工作液体经间隙的泄漏以及在管路中的压力损失等等。因此，液压传动所需的功率应比实际输出功率大一个上述功率损失之值：

$$N_r = \frac{N}{\eta_{\Pi}} \quad (7)$$

式中 η_{Π} ——传动的总效率。

总效率应考虑到液体从泵到执行机构流动路程上所有装置和管路中的功率损失，包括液压泵和液压马达的损失，如机械传动也为传动的组成部分，还应包括机械传动的损失：

$$\eta_{\Pi} = \eta_o \eta_{rM} \quad (8)$$

式中 η_o ——外泄漏和经间隙的内泄漏所引起损失的容积效率；

η_{rM} ——液压-机械效率，它代表管路中和液压元件中的压力损失；克服摩擦力、工作液体在间隙中的粘性流动阻力、克服液体在流道中的离心力和惯性力的功率损失；以及液压泵、液压马达和液压阀的运动零件阻碍液流流动所引起的损失。总的液压-机械效率等于包括在液压传动中的各个装置的液压-机械效率之积。

所引用的关系式是进行液压系统及其元件基本计算的基础。

第二节 液压传动的工作液体

液压传动中的工作液体既是传递能量的介质，同时也应

为传动元件的润滑和抗腐蚀介质。它应具有：高的体积弹性模量；吸收的空气量少并且当空气进到液体中能进行分离；对摩擦副和密封材料的润滑性好；工作温度和压力在很大范围内变化时粘度变化小；对液压装置和密封材料、涂复层、塑料无腐蚀性；高的导热系数及其它性能。

作为液压传动的工作液体采用着各种矿物油、酒精-甘油混合液、水-油乳化液、有机化合物和硅有机化合物为基体的工作液。

工作液体可由以下参数表征：

1. 粘性

对不同液体，其粘性不同，它可用动力粘性系数和运动粘性系数来评价。

动力粘性系数是牛顿液体摩擦定律表达式中的比例系数：

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (9)$$

式中 τ ——运动液体流层表面、单元面积上的切应力；

μ ——动力粘性系数；

$\frac{du}{dy}$ ——速度梯度（速度 u 对所研究流层法线 y 的导数）。

运动粘性系数等于动力粘性系数与液体密度 ρ 的比值：

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \text{ (厘米}^2\text{/秒)} \quad (10)$$

在液压计算中常常采用运动粘性系数。

按苏联标准，给出温度为 50°C 时的用厘沱表示的油的粘度，其中 1 厘沱 = $0.01 \text{ 厘米}^2\text{/秒}$ 。

在计算液压系统和单个液压元件的效率，确定在不同条件下带有某种工作液体的液压系统的工作能力，决定液压装置的结构特性时，液体的粘度有着重要意义。

压力变化时，特别是当温度变化时改变了工作液体的粘度，这一点决定了不同液体在液压系统的某种工作温度范围里的适用性。

粘度随温度的变化规律因工作液体不同而有所不同，但对最常用的液压油在 30~100℃ 的温度范围里粘度随温度的变化规律可用下式近似表示：

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad (11)$$

式中 ν_t —— t ℃ 时的运动粘度，厘沲；

ν_{50} ——50℃ 时的运动粘度，厘沲；

n ——具有如下数值的指数：

ν_{50}	2.8	6.3	9	11.8	21	29	37
n	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13	2.24

对大多数液体，压力增加时液体的粘度也增加，并且在不同的温度下这种变化也将有所差异。

实际计算对压力在 500 公斤/厘米² 范围以内的矿物油可利用以下经验公式：

$$\nu_p = (1 + 0.003p)\nu \quad (12)$$

2. 可压缩性

液体的可压缩性亦即液体的体积弹性变形降低了液压传动的效率，当工作压力超过 250 公斤/厘米² 时必须考虑液

体的可压缩性。

液体的可压缩性可用相对体积压缩系数（可压缩性系数）来表示：

$$\beta = \frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V_0} \quad (13)$$

式中 Δp ——作用在液体上的压力差；

ΔV ——液体体积的变化；

V_0 ——液体的初始体积。

β 的倒数称之为液体的体积弹性模量 E ，

$$E = V_0 \frac{\Delta p}{\Delta V} = \frac{1}{\beta} \quad (14)$$

液压传动中所采用的矿物油的体积弹性模量在 $(1.35 \sim 1.9) \times 10^4$ 公斤/厘米² 的范围内。

3. 润滑性

工作液体的润滑性用在摩擦表面上形成牢固油膜的能力来表征，该油膜隔开上述摩擦表面并降低摩擦系数。以矿物油为基体的工作液体具有良好的润滑性，而以硅有机化合物为基体的工作液体的润滑性较差。

在选择工作液体时应考虑油液的机械性质和化学性质。大家知道，在液压传动的使用过程中工作液体的粘度、润滑性及化学构成变化了，工作液体性质变差的主要原因之一就是在大的压降下液体多次被节流的结果。矿物油氧化，促使沥青和渣泥析出，使油液性能变坏，氧化的剧烈程度与油同空气表面的接触情况、油中存在的空气量以及温度和压力的大小有关。

液压传动在使用时，必须减少工作液体与空气的接触，消除工作液体溶解空气的可能性并在不高的温度范围内