

WULIU JIXIE YEYA XITONG JIEGOU YUANLI YU SHIYONG WEIHU

物流机械液压系统 结构原理与使用维护

王海兰○编著



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS



物流机械液压系统结构 原理与使用维护

王海兰 编著

刘士通 主审



机械工业出版社

本书的研究对象是带液压传动系统的物流机械。全书共分 11 章, 主要内容包括: 液压传动基本知识; 物流机械液压工作元件; 物流机械液压辅助元件; 物流机械液压传动系统的基本概念; 物流机械液力系统与静液压传动系统; 物流仓储机械液压系统分析; 物流装卸机械液压系统分析; 物流包装机械液压系统分析; 物流运输机械液压系统分析; 物流流通加工机械液压系统分析; 液压辅助维修机具。本书力求贯彻少而精, 尽量收集最新、最全、最实用的资料、数据、经验和方法, 加强针对性和实用性, 满足物流机械工作者的实践需求。

本书可供物流机械操作者、物流机械修理人员以及相关的物流机械使用者和管理者使用, 也可作为高职院校、技工学校液压专业的教师 and 学生的参考用书。

图书在版编目(CIP)数据

物流机械液压系统结构原理与使用维护/王海兰编著. —北京: 机械工业出版社, 2010. 5
ISBN 978-7-111-28848-0

I. ①物… II. ①王… III. ①物流—机械设备—液压系统—系统结构
②物流—机械设备—液压系统—应用③物流—机械设备—液压系统—维护
IV. ①TH2

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2010)第 027897 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)
策划编辑: 王海峰 责任编辑: 王德艳 版式设计: 张世琴
封面设计: 陈沛 责任校对: 闫玥红 责任印制: 乔宇

北京汇林印务有限公司印刷

2010 年 5 月第 1 版第 1 次印刷
184mm×260mm·14.75 印张·360 千字
0001—3000 册
标准书号: ISBN 978-7-111-28848-0
定价: 28.00 元

凡购本书, 如有缺页、倒页、脱页, 由本社发行部调换

电话服务

网络服务

社服务中心: (010) 88361066

门户网: <http://www.cmpbook.com>

销售一部: (010) 68326294

教材网: <http://www.cmpedu.com>

销售二部: (010) 88379649

读者服务部: (010) 68993821 封面无防伪标均为盗版

前 言

随着物流行业的发展,作为现代物流系统主要技术支撑的物流机械设备也得到了很快的发展。液压传动技术以其独特的优势在现代物流机械中应用日益广泛。然而,与机械传动相比,液压系统的封闭性导致故障具有隐蔽性、多样性和不确定性。许多物流企业由于缺乏专业的技术力量,物流机械使用维护多凭经验,购买了机械之后,厂家提供的说明书不涉及详细维护、保管,液压部分的说明也很简单,一旦设备出现故障,维修人员无从下手,盲目地拆卸和安装导致了机械寿命大大降低。如果送交厂家维修,受维修周期所限,将影响生产使用,且往往大多时候请设备厂家的维修技术人员一遍一遍解决的不过是一般性的小问题。因此,为了满足广大从事物流机械液压技术工作的各类人员的需要,组织编写了《物流机械液压系统结构原理与使用维护》一书。

本书的内容定位不是以基本理论为前提,因此,流体力学部分只作简单介绍,通过深入浅出地介绍液压传动原理,落脚点落在物流机械故障排除、维护保养、安装调试方面。根据物流作业的流程,物流环节大致包括:装卸、包装、仓储、运输、流通加工和配送等,与作业流程相适应的物流机械大致分为物流装卸机械、包装机械、仓储机械、输送机械、流通加工机械等。本书以各种典型物流机械的代表机型为例,介绍各种物流机械液压系统的原理、特点、维护以及液压系统的故障与排除,既突出了实践中的要害问题,又给人以有益的启示。其中一些是多年教学和实践经验的总结归纳,并非泛泛介绍维修、故障的理论知识,而是针对具体机型详细介绍实践技巧,有一定的指导意义,可操作性强。

本书的使用人员定位虽面向物流行业,但不是面向全体物流行业,而是面向储存、运输环节,如物流机械操作者、物流机械修理人员以及相关的物流机械使用者和管理者,满足这部分人群如何科学地使用带有液压传动系统的物流机械,而其中带液压传动系统的物流机械几乎涵盖了全部物流机械。本书也可作为高职院校、技工学校液压专业的教师和学生的参考用书。

本书由军事交通学院王海兰副教授编著,由刘士通教授主审。

在此对本书编写中引用到的资料、参考文献的原作者表示感谢。限于编者水平和实际经验有限,书中难免存在错误和不妥之处,敬请广大读者批评指正。

编 者

目 录

前言	
第一章 液压传动基本知识	1
第一节 液压传动基本原理及工作特点	1
第二节 液压油	4
第三节 液压油的力学基本规律	8
第四节 液压冲击、气穴、振动和噪声	14
第五节 物流机械液压系统的特点	16
第二章 物流机械液压工作元件	21
第一节 液压泵与液压马达	21
第二节 液压泵与液压马达的故障与排除	33
第三节 液压缸	46
第四节 液压缸的安装及故障排除	52
第五节 液压控制阀	57
第六节 液压控制阀的故障与排除	74
第三章 物流机械液压辅助元件	84
第一节 管件与管接头	84
第二节 管件与管接头的使用与安装	87
第三节 油箱	89
第四节 油箱清洗小窍门	91
第五节 密封装置	92
第六节 密封装置的维护与保养	97
第七节 过滤器	106
第八节 过滤器的安装与维护	108
第四章 物流机械液压传动系统的基本概念	112
第一节 系统组成及要求	112
第二节 液压系统的基本形式	113
第三节 液压系统的评价	119
第四节 系统维护与故障排除方法介绍	122
第五章 物流机械液力系统与静液压传动系统	125
第一节 液力传动系统的原理与特点	125
第二节 液力传动油	129
第三节 液力系统常见故障与排除	130
第四节 静液压传动系统	132
第六章 物流仓储机械液压系统分析	136
第一节 内燃平衡重式叉车液压系统结构原理	136
第二节 叉车液压系统的故障与排除	139
第三节 堆码机液压系统	144
第四节 机械手液压系统	146
第七章 物流装卸机械液压系统分析	150
第一节 汽车起重机液压系统结构原理	150
第二节 汽车起重机液压系统的故障与排除	154
第三节 装载机液压系统结构原理	161
第四节 装载机液压系统故障分析	164
第五节 集装箱正面吊运机液压系统结构原理	169
第六节 集装箱正面吊运机液压系统保养与故障排除	173
第七节 集装箱堆高机液压系统	178
第八章 物流包装机械液压系统分析	184
第一节 JB型液压打包机原理与故障检测	184
第二节 MDY-200型棉花打包机液压系统原理与使用维护	186
第九章 物流运输机械液压系统分析	192
第一节 自卸车液压系统结构原理	192
第二节 自卸车液压系统故障与排除	194
第十章 物流流通加工机械液压系统分析	199
第一节 剪切机液压系统	199
第二节 剪绳机液压系统	203
第三节 弯管机液压系统	204
第四节 切断机液压系统	207
第五节 SY型热压机液压系统	209
第六节 剪板机液压系统	214
第十一章 液压辅助维修机具	223
第一节 手动液压钳和无声液压铆枪	223
第二节 液压扳手	225
第三节 液压穿孔机	225
第四节 液压三爪卸轮器	226
第五节 电动式液压钢筋切断机	226
参考文献	228

第一章 液压传动基本知识

在机械设备中，传动是指能量或动力由发动机向工作装置的传递，通过不同的传动方式使发动机的转动变为工作装置各种不同的运动形式。例如：车轮的转动、起重机转台的回转、叉车门架的前倾和后倾以及其他的复杂运动等。目前，常用的传动形式根据工作介质的不同可分为：机械传动、流体传动和电力传动等。其中，流体传动有液体传动和气体传动两种形式。用液体作为工作介质来实现能量传递的传动方式称为液体传动。液体传动按其工作原理的不同分为两类：主要以液体动能进行工作的称为液力传动（如离心泵、液力变矩器等）；主要以液体压力能进行工作的称为液压传动。液压传动是机械设备广泛采用的传动方式之一。

第一节 液压传动基本原理及工作特点

一、液压传动的工作原理

图 1-1 为液压千斤顶的原理示意图，图中大小两个液压缸 9 和 2 的内部分别装有活塞 8 和 3，活塞和缸体之间保持一种良好的配合关系，不仅活塞能在缸内滑动，而且配合面之间又能实现可靠的密封。当用手向上提起杠杆 1 时，小活塞 3 就被带动上升，于是小液压缸 2 的下腔密封容积增大，腔内压力下降，形成部分真空。这时单向阀 7 将所在的通路关闭，油箱 12 中的油液就在大气压力的作用下推开单向阀 4 并沿吸油管 5 进入小缸体的下腔，完成一次吸油动作。接着，压下杠杆 1，小活塞下移，小液压缸下腔的密封容积减小，腔内压力升高，这时单向阀 4 自动关闭了油液流回油箱的通路，小液压缸下腔的液压油就推开单向阀 7 而挤入大液压缸 9 的下腔，并推动大活塞将重物（重力为 W ）向上顶起一段距离。如此反复地提压杠杆 1，就可以使重物不断升起，达到起重的目的。

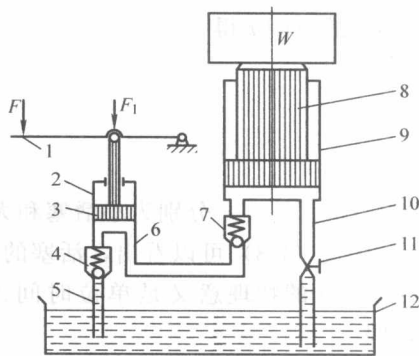


图 1-1 液压千斤顶原理图

- 1—杠杆 2—小液压缸 3—小活塞
4、7—单向阀 5—吸油管 6、10—管道
8—大活塞 9—大液压缸 11—放油阀
12—油箱

若将放油阀 11 旋转 90° ，则在物体自重作用下，大液压缸中的油液流回油箱，活塞下降到原位。由此可分析两活塞之间的力比例关系、运动关系和功率关系。

1. 力比例关系

当大活塞上有重物负载 W 时，大活塞下腔的油液就将产生一定的压力 p ， $p = W/A_2$ 。根据帕斯卡原理“在密闭容器内，施加于静止液体上的压力将以等值同时传到液体各点”，要顶起大活塞及其重物负载 W ，在小活塞下腔就必须产生一个等值的压力 p ，也就是说小

活塞上必须施加力 F_1 , $F_1 = pA_1$, 因而有

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{W}{A_2}$$

或

$$\frac{W}{F_1} = \frac{A_2}{A_1} \quad (1-1)$$

式中 A_1 、 A_2 ——分别为小活塞和大活塞的作用面积;

F_1 ——杠杆手柄作用在小活塞上的力。

式 (1-1) 是液压传动中力传递的基本公式。由于 $p = W/A_2$, 因此, 当负载 W 增大时, 流体工作压力 p 也要随之增大, 亦即 F_1 也随之增大; 反之若负载 W 很小, 流体压力就很低, F_1 也就很小。也就是说在液压系统中, 工作压力取决于负载, 而与流入的流体多少无关。

2. 运动关系

如果不考虑液体的可压缩性、漏损和缸体、油管的变形, 则从图 1-1 可以看出, 被小活塞压出的油液的体积必然等于大活塞向上升起后大缸体扩大的体积, 即

$$A_1 h_1 = A_2 h_2$$

或

$$\frac{h_2}{h_1} = \frac{A_1}{A_2} \quad (1-2)$$

式中 h_1 、 h_2 ——分别为小活塞和大活塞的位移。

由式 (1-2) 可知, 两活塞的位移和两活塞的面积成反比, 将 $A_1 h_1 = A_2 h_2$ 两端同除以活塞移动的时间 t 得

$$A_1 \frac{h_1}{t} = A_2 \frac{h_2}{t}$$

即

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{A_1}{A_2} \quad (1-3)$$

式中 v_1 、 v_2 ——分别为小活塞和大活塞的运动速度。

从式 (1-3) 可以看出, 活塞的运动速度和活塞的作用面积成反比。

Ah/t 的物理意义是单位时间内液体流过截面积为 A 的某一截面的体积, 称为流量 q , 即

$$q = Av$$

如果已知进入液压缸的流量为 q , 则活塞的运动速度为

$$v = \frac{q}{A} \quad (1-4)$$

从式 (1-4) 可得出另一个重要的基本概念, 即活塞的运动速度取决于进入液压缸 (马达) 的流量, 而与流体的压力大小无关。

3. 功率关系

由式 (1-1) 和式 (1-3) 可得

$$F_1 v_1 = W v_2 \quad (1-5)$$

式 (1-5) 左端为输入功率, 右端为输出功率, 这说明不计损失的情况下, 输入功率等于输出功率, 由式 (1-5) 还可得出

$$P = pA_1 v_1 = pA_2 v_2 = pq \quad (1-6)$$

由式(1-6)可以看出, 液压传动中的功率 P 可以用压力 p 和流量 q 的乘积来表示, 压力 p 和流量 q 是流体传动中最基本、最重要的两个参数, 它们的乘积即为功率。

从以上分析可以看出, 液压传动是依靠液体在密封容积变化中的压力来实现运动和动力传递的。液压传动装置本质上是一种能量转换装置, 它先将机械能转换为便于输送的液压能, 后又将液压能转换为机械能做功。

二、液压传动系统的组成

通过分析液压千斤顶各元件的作用, 我们可以进一步了解液压传动系统应具备的基本性能和组成情况。

1. 动力元件

即液压泵, 其作用是将原动机的机械能转变成液压能。液压千斤顶的小液压缸 2 即起到液压泵的作用 (实际上是一个手动泵)。

2. 执行元件

即液压缸或液压马达, 其作用是将液压能转化成机械能对外做功。液压千斤顶中的大液压缸 9 就是液压执行元件。

3. 控制元件

即各类控制阀, 其作用是调节液压系统油液的工作压力、流量和运动方向, 以满足工作机械的要求。液压千斤顶中的单向阀 4、7 和放油阀 11 就是控制液流方向的, 放油阀 11 还可以控制液流流量, 以控制重物下降的快慢。

4. 辅助装置

辅助装置包括油箱、过滤器、密封件、冷却器及管道等, 其作用是负责油液的储存、净化、输送、散热和密封等辅助性工作。液压千斤顶中的油箱 12、油路即为辅助元件。

5. 工作介质

即液压油, 其作用是传递液压能, 同时还起散热和润滑作用。

液压系统各部分组成一个有机联系的整体, 各部分性能都直接影响系统的工作特性。

三、液压传动的特点

传递动力有三种基本方法: 机械传动、电力传动、流体传动。实际上多数应用是采取这三种方法的综合, 以获得有效的完善系统。

与其他形式的传动系统相比, 液压传动具有以下几个方面的显著优点:

- 1) 液压传动能方便地实现无级调速, 调速范围大。
- 2) 在相同功率情况下, 液压传动能量转换元件的体积较小, 重量较轻。
- 3) 工作平稳, 换向冲击小, 便于实现频繁换向。
- 4) 便于实现过载保护, 而且工作油液能使传动零件实现自润滑, 故使用寿命较长。
- 5) 操纵简单, 便于实现自动化。特别是和电气控制联合使用时, 易于实现复杂的自动工作循环。
- 6) 液压元件易于实现系列化、标准化和通用化。

尽管液压传动系统具有这些高度理想的特性, 但对于所有动力传输问题它也有其自身的缺点: 如液压油对环境污染较敏感, 并且要完全消除泄漏是不可能的, 外泄会造成环境污染并造成液压油的浪费, 内泄会降低传动效率; 液压元件制造精度要求高, 因而目前液压系统成本较高; 液压油粘度受温度影响大, 高温和低温环境下传动性能受影响。

第二节 液 压 油

液体是液压传动的工作介质，最常用的工作介质是液压油，此外，还有乳化型传动液和合成型传动液。在正常情况下，使用清洁、高质量的液体使液压系统能高效率地工作是很重要的。大多数现代化液压流体是为了满足工作要求而精心配制的复杂化合物。除基本的液体外，液压油还含有特殊的添加剂，以提供所要求的特性。液压油通常应具有四种主要功能：

- 1) 传递动力。
- 2) 润滑运动零件。
- 3) 密封表面粗糙零件之间的间隙。
- 4) 散热。

一、液压油的分类

目前液压系统采用的液压油主要有两大类：一类是矿物型液压油，一类是不燃或难燃性液压油。矿物型液压油的主要成分是石油，并在其中加入各种添加剂（抗氧化、耐高温）精制而成。矿物型液压油润滑性好、腐蚀小、化学安全性较好，因而被大多数液压系统所采用。

不燃或难燃性液压油分高水基液压油和合成液压油两类。高水基液压油的主要成分是水，加入某些防锈、润滑等添加剂；高水基液压油价格便宜、不怕火；其缺点是润滑性差、腐蚀性大及适用温度范围小，故只在液压机（水压机）上使用。合成液压油是由多种磷酸酯和添加剂用化学方法合成，国内研制成功 4611、4602-1 等品种，其润滑性较好、凝固点低、防火性能好，适用于对防火有特殊要求的场合。

二、液压油的性质

1. 密度

对于均质的液体来说，单位体积所具有的质量叫做密度，用 ρ 表示（单位： kg/m^3 ）。

$$\rho = m/V \quad (1-7)$$

液体的密度都随温度和压力的变化而变化。随压力的变化体现在液压油的压缩性，随温度的变化体现在液压油的热胀冷缩特性。但是在一般条件下，温度和压力引起的密度和重度变化很小，可近似认为液压油的密度是固定不变的。我国采用 20°C 时的密度作为油液的标准密度。

2. 压缩性

压力为 p_0 、体积为 V_0 的液体，如压力增大 Δp 时，体积减小 ΔV ，则此液体的可压缩性可用体积弹性系数 β 表示，即用单位压力变化下的体积相对变化量来表示

$$\beta = -\frac{1}{\Delta p} \cdot \frac{\Delta V}{V} \quad (1-8)$$

式中，负号是因为压力增大时，液体体积反而减小，反之则增大。为了使 β 为正值，故加一负号。液体体积弹性系数的倒数，称为液体体积弹性模量，用 K 表示，即 $K=1/\beta$ 。

在实际液压系统中，常用 K 值说明液体抵抗压缩能力的大小。在常温下，纯净油液的体积弹性模量 $K=(1.4\sim 2)\times 10^3\text{ MPa}$ ，数值很大，故一般可认为油液是不可压缩的。如果液压油中混入一定量的处于游离状态的气体，会使实际的压缩性显著增加，也就是使液体的弹性模量降低。因此在有较高要求或压力变化较大的液压系统中，应力求减少油液中混入的气体及其他易挥发物质（如汽油、煤油、乙醇和苯等）的含量。

3. 液压油的粘性

液压油在流动过程中，其微团间因有相对运动而产生内摩擦力。流动液体内部产生粘性

内摩擦力的这种性质称为粘性。粘性是流体固有的属性，但只有在流动时才呈现出来。静止流体不呈现出粘性，粘性是液压油最重要的特性之一。

粘性的大小用粘度来表示。粘度是液体流动的缓慢程度的度量。当粘度较低时，液体较稀很容易流动，难流动的液体具有较高的粘度。

太多的粘度将造成：①对流动的阻力较大，使液体的运动缓慢；②由于摩擦损失，增加了功率的消耗；③在阀门和管路上增加了压降；④由于摩擦而产生较高的温度。

另一方面，如果粘度太低，其结果是：①增加了密封处的泄漏损失；②由于运动零件之间的油膜破裂，加快了零件的磨损。

粘性使流动液体内部各处的速度不相等，以图 1-2 为例，若两平行平板间充满液体，下平板不动，而上平板以速度 u_0 向右平动，由于液体的粘性，紧靠下平板和上平板的液体层速度分别为零和 u_0 ，而中间各液层的速度则是视它距下平板的距离按曲线规律或线性规律变化。

实验测定指出，液体流动时，相邻液层间的内摩擦力 F 与液层接触面积 A 、液层间的速度梯度 du/dy 成正比，即

$$F = \mu A \frac{du}{dy} \quad (1-9)$$

式中， μ 为比例系数，称为粘性系数或粘度。式 (1-9) 也称牛顿内摩擦定律。

液体的粘度是指它在单位梯度下流动时，单位面积上产生的内摩擦力。粘度是衡量液体粘性的指标，粘度 μ 称为动力粘度，单位为 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ (帕·秒)，以前沿用的单位为 P (泊)， $1\text{P} = 0.1\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

液体的动力粘度与其密度的比值，称为液体的运动粘度 ν ，即 $\nu = \mu/\rho$ ，单位为 m^2/s 。以前沿用的单位为斯 (St)， $1\text{m}^2/\text{s} = 10^4 \text{St} = 10^6 \text{cSt}$ 。就物理意义上来说， ν 不是一个粘度的量，但习惯上常用它来表示液体粘度，机械油所标明的牌号表示该液压油在 50°C 时其运动粘度 ν 平均值的厘斯值，所以机械油的牌号可以帮助我们明确该油液的运动粘度。

4. 压力和温度对粘度的影响

液体所受的压力增大时，其分子间的距离减小，内聚力增大，粘度亦随之增大。但对于一般的液压系统，当压力在 32MPa 以下时，压力对粘度的影响不大，可以忽略不计。

油液对温度的变化极为敏感，温度升高，油液的粘度即降低。油液的粘度随温度变化的性质称为油液的粘温特性。可以从粘温特性曲线上查出。

粘温特性好的液压油，粘度随温度的变化较小，因而油温变化对液压系统性能的影响较小。目前液压油的粘温指数一般要求在 90 以上，优良的在 100 以上。

三、液压油的选择

1. 液压系统对工作油液的要求

1) 具有适当的粘度和粘温特性。其粘度应能使系统的漏损和摩擦的功率损失总和为最小，且使系统的优良工作性能不受温度变化的影响。一般液压系统所用液压油的粘度大多为 $2^\circ\text{E}50$ (1.5cSt) $\sim 8^\circ\text{E}50$ (60cSt)。

2) 具有良好的润滑性和足够的油膜强度，使系统中的各摩擦表面获得足够的润滑而不

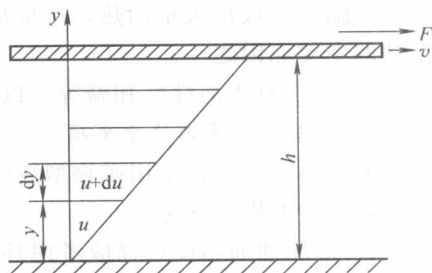


图 1-2 液体的粘性

致破坏。

3) 热膨胀系数低, 比热容高, 闪点和燃点高。一般液压油闪点在 130~150℃之间。

4) 具有良好的化学稳定性, 能抗氧化、抗水解, 在储存和使用过程中不易变质。

5) 不含有蒸气、空气及容易气化的杂质, 否则会起泡。气泡是可压缩的, 而且在其突然被压缩时会放出大量的热, 造成局部过热, 使周围油液迅速氧化变质。气泡还是产生剧烈振动的主要原因之一。

6) 不含有水溶性酸和碱等, 以免腐蚀机件和管道, 破坏密封装置。

2. 液压油选择的注意事项

液压传动一般常采用矿物型液压油, 在选择液压油时, 除了按照泵、阀等元件出厂规定以外, 一般可作如下考虑:

1) 液压油的粘度选择应考虑环境温度的高低及变化情况。环境温度高时, 应采用粘度较高的液压油; 反之, 应采用粘度较低的液压油。例如在寒冬时使用 10 号机械油, 而在盛夏使用 30 号机械油。

2) 考虑液压系统中工作压力的高低。通常工作压力高时宜选择粘度高的液压油, 因为高压时的泄漏问题比克服粘阻问题更为突出。在工作压力较低时, 则宜选用低粘度的液压油, 例如当工作压力小于 7MPa 时, 多选用 50℃ 时 20~40cSt 的液压油, 当压力为 7~20MPa 时, 就可采用 50℃ 时 60cSt 的液压油。

3) 考虑运动速度的高低。当工作装置运动速度很高时, 油液速度也高, 液压损失随之增大, 而泄漏量相对减少, 故宜选用粘度较低的液压油; 反之, 当油的流速低时, 泄漏量相对增大, 将对工作机构的运动速度产生影响, 故宜选用粘度较高的液压油。

除了对上述方面需要进行考虑外, 还要进行综合经济分析。选择工作介质时, 要通盘考虑价格和使用寿命, 高质量的液压油从一次购置的角度来看花费较大, 但从使用寿命、元件更换、运行维护、生产效率的提高上来讲, 总的经济效益是非常合算的。

3. 工程机械液压油选择

国家标准 GB/T 7631.2—2003 将液压系统用油分为矿油型液压油、难燃液压油和专用液压油三组。目前工程机械液压系统广泛使用的是矿油型液压油。液压系统中工作最繁重、对油液粘度最敏感的元件是液压泵, 因此, 实践中一般按液压泵的类型、额定压力和工作温度范围来选用液压油的品种, 具体参照表 1-1 参考选用。

表 1-1 机械设备推荐液压油品种和牌号

名 称	最佳运动粘度 / (mm ² /s)	工作压力 / (MPa)	工作温度 / (℃)	推荐品种牌号	备 注
齿轮泵	25~45	12.5 以下	5~40	L-HL32、46	L-HL 型为普通液压油, 精制矿油加添加剂, 提高抗氧化性和防锈性能, 适用于室内一般设备的中低压系统 L-HM 型为抗磨液压油, L-HL 油加添加剂, 改善抗磨性能, 适用于工程机械、车辆液压系统
			40~80	L-HL46、68	
		16~32	5~40	L-HM32、46	
			40~80	L-HM46、68	
叶片泵	25~64	14 以下	5~40	L-HL32、46	L-HL 型为普通液压油, 精制矿油加添加剂, 提高抗氧化性和防锈性能, 适用于室内一般设备的中低压系统 L-HM 型为抗磨液压油, L-HL 油加添加剂, 改善抗磨性能, 适用于工程机械、车辆液压系统
			40~80	L-HL46、68	
柱塞泵	16~48	14~35	5~40	L-HM32、46	
			40~80	L-HM46、68	

4. 鉴别液压油变质的简易方法

不同种类的油品具有不同的颜色；所含成分不同，其气味也不一样；用手仔细地抚摸，不同油品的手感各异；取无色玻璃瓶装的油品，进行摇动时，会出现不同的油膜挂瓶状况和气泡的状态。据此，人们在长期使用中，总结出一套“看、嗅、摇、摸”的识别液压油的简易方法，见表 1-2。

表 1-2 常用液压油“看、嗅、摇、摸”的简易鉴别法

特点 油品	方法	看	嗅	摇	摸
N32—N68 号机械油		黄褐到棕黄，有不明显的蓝荧光		泡沫多而消失慢，挂瓶呈黄色	
普通液压油		浅到深黄，发蓝光	酸味	气泡消失快，稍挂瓶	
汽轮机油		浅到深黄		气泡多、大，消失快，无色	沾水捻不乳化
抗磨液压油		橙红透明		气泡多，消失较快，稍挂瓶	
低凝液压油		深红			
水乙二醇液压油		浅黄	无味		光滑、感觉温热
磷酸酯液压油		浅黄			
油包水型乳化液		乳白		浓稠	
水包油型乳化液			无味	清淡	
蓖麻油制动液		淡黄透明	强烈酒精味		光滑、感觉凉
矿物油型制动液		淡红			
合成制动液		苹果绿	醚味		

四、液压油的更换

以叉车液压系统为例来说明换油注意事项和确定液压油的使用期限及换油工艺。

1. 换油注意事项

- 1) 保证液压油的品种、牌号和质量符合叉车使用要求，不同品种和牌号的液压油不得混用。
- 2) 要严格把关。在加油过程中，防止水分和杂质混入；使用中，发现有机机械杂质时，应及时沉淀过滤。
- 3) 液压油的使用温度应控制在规定范围之内。若油液温度过高，会加速油液的氧化变质，变成酸性，腐蚀金属，并使油液变稀，造成内部泄漏增多，甚至使液压元件不能正常工作等。通常使用温度在 65℃ 以下，最高油温不得超过 90℃。

2. 液压油的使用期限

液压油的使用期限，通常是根据实际使用情况来确定的。有条件时，可用光谱分析或薄膜过滤技术定期取样化验，鉴定油液污染程度和质量变化，当超出规定范围时，应立即更换。若无油品分析手段，则可采用经验法，直觉判断油液的污染程度和质量变化，确定换油期。其具体方法如下：

- 1) 从工作油箱上部和底部分别采取油样，放在透明的容器中，与同样盛装新油的容器

进行对比观察。

2) 若旧油呈乳白色,说明油中混入 0.02% 以上的水分,也可能是混入了空气。当静置 5~10h 后,气泡引起的乳白色消失,油液会重新变为透明;而水分引起的乳白色,会仍然存在。

3) 若油中混入固体杂质,可在光线的照射下用新油与其进行对比观察。静置 24h 后,取出沉淀物进行判断。

4) 当发现油液质量显著变化,水分混入引起浑浊现象、金属粉末杂质大量侵入以及异种油液混合时,就得立即更换。也可根据叉车累计工作小时(叉车累计运转 800~1000h 左右),或液压油的换油时间(机械油为半年左右,汽轮机油、稠化机油为 1 年左右,专用液压油为 1 年以上)来确定换油期,第一次换油,应适当提前。

3. 换油工艺

换油是清除沉淀物、清洗系统、恢复整个液压系统传动性能的复杂过程。

换油时,必须做到:一要对系统进行清洗,以便除去油液劣化生成的锈垢及其他杂质等;二要把管路和元件中的旧油彻底排除干净,以免影响新油的使用寿命;三要在清洁无风的环境中进行,以免灰尘进入油液和零件中。具体步骤如下:

1) 冲洗。首先在旧油中加入冲洗促进剂,起动发动机,使液压装置运转;运转 1h 以上,油温达到 40~60℃ 时,将油箱、油管、液压缸、多路换向阀等装置中的油液趁热彻底放出。

2) 刷洗。在旧油排出后,用柴油、煤油等轻质油料加至油箱 1/3 容量以上;再次起动发动机,使其连续运转 0.5h 以上,且反复操纵起升和倾斜阀杆。如果是液压转向叉车,还应架起转向桥,并左、右转动方向盘。

在运转过程中,仔细观察液压泵、液压缸、多路换向阀的工作状况,检查油管及管接头等处有无渗漏现象。

3) 换新油。根据叉车对油品要求的品种和数量,向工作油箱内加入新的液压油,并将油箱上的回油管拆下,接入另一容器中。起动液压泵,待整个液压系统都充满新油后,再将回油管接至油箱上;同时向油箱补充新油,使油面不高于测油尺上刻线,也不低于测油尺下刻线,至此,换油工作结束。

第三节 液压油的力学基本规律

液压油作为液体的一种,无论是在管道中静止还是在管道中流动,都体现出液体的力学运动规律。

一、液体静力学

液体静力学是研究液体处于静止状态下的力学规律以及这些规律的应用。这里所说的静止,指的是液体内部质点间没有相对运动,不呈现粘性。

1. 液体静压力及其特性

(1) 液体的静压力 静止液体在单位面积上所受的法向力称为静压力。如果在液体内某点处微小面积 ΔA 上作用有法向力 ΔF ,则 $\Delta F/\Delta A$ 的极限就定义为该点处的静压力,用 p 表示,即

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (1-10)$$

如法向力 F 均匀地作用于面积 A 上, 则静压力可表示为

$$p = \frac{F}{A} \quad (1-11)$$

液体静压力在物理学上称为压强, 在工程实际应用中习惯称为压力。

(2) 液体静压力的特性 液体静压力的方向总是沿着作用面的内法线方向。静止液体内任一点的液体静压力在各个方向上都相等。

2. 静压力基本方程

(1) 静压力基本方程式 在重力作用下的静止液体所受的力, 除了液体重力, 还有液面上的压力和容器壁面作用在液体上的压力, 其受力情况如图 1-3a 所示。如要计算离液面深度为 h 的某一点压力, 可以取出底面包含该点的一个微小垂直液柱作为研究体, 如图 1-3b 所示, 设液柱底面积为 ΔA , 高为 h , 则液柱的重力为 $\rho gh \Delta A$, 并作用于液柱的重心上。由于液柱处于平衡状态, 所以液柱所受各力存在如下关系

$$p \Delta A = p_0 \Delta A + \rho gh \Delta A$$

等式两边同除以 ΔA , 则得

$$p = p_0 + \rho gh \quad (1-12)$$

式中 p_0 ——液面上的压力;

ρ ——液体密度;

g ——重力加速度;

h ——静止液体任一点离液面深度。

上式即为静压力基本方程式, 由上式可知, 重力作用下的静止液体, 其压力分布有如下特征:

1) 静止液体任一点的压力由两部分组成: 一部分是液面上的压力 p_0 , 另一部分是该点以上液体自重所形成的压力, 即 ρg 与该点离液面深度 h 的乘积。当液面上只受大气压 p_a 作用时, 则液体任一点的压力为

$$p = p_a + \rho gh \quad (1-13)$$

2) 静止液体内的压力随液体深度变化呈直线规律递增。

3) 离液面深度相同处各点的压力均相等, 而压力相等的所有点组成的面叫等压面。在重力作用下静止液体中的等压面为水平面, 而与大气接触的自由表面也是等压面。

4) 对静止液体, 若液面压力记为 p_0 , 液面与基准水平面的距离记为 h_0 , 液体任一点的压力记为 p , 与基准水平面的距离为 h , 则由静压力基本方程式可得

$$\frac{p}{\rho g} + h_0 = \frac{p_0}{\rho g} + h = \text{常量} \quad (1-14)$$

式中 $p/\rho g$ 为静止液体中单位质量液体的压力能;

h 为单位质量液体的势能。

公式的物理意义为液体中任一质点的总能量保持不变, 即能量守恒。

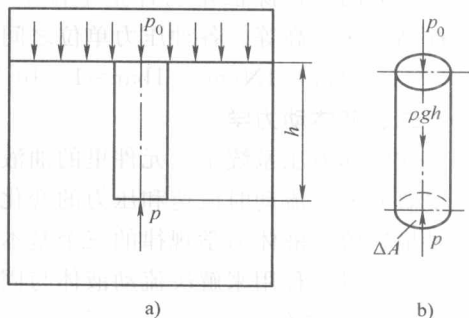


图 1-3 静止液体内的压力分布规律

a) 静止液体受力情况 b) 微小液柱受力情况

(2) 压力的表示方法及单位 压力的表示方法有两种：一种是以绝对真空作为基准所表示的压力，称为绝对压力；另一种是以大气压力作为基准所表示的压力，称为相对压力。用压力表测得的压力数值是相对压力，也称为表压力。绝对压力与相对压力的关系为

$$\text{绝对压力} = \text{相对压力} + \text{大气压力}$$

如果液体中某点处的绝对压力小于大气压，绝对压力不足于大气压力的那部分压力值，称为真空度。

$$\text{真空度} = \text{大气压力} - \text{绝对压力}$$

压力的单位除法定的计量单位 Pa (帕, N/m^2) 外，还有 MPa (兆帕)、工程大气压、水柱高和汞柱高等。各种压力单位之间的换算关系为

$$1\text{Pa} = 1\text{N}/\text{m}^2; 1\text{bar} = 1 \times 10^5 \text{Pa}; 1 \text{工程大气压} = 1\text{kgf}/\text{cm}^2 = 9.8 \times 10^4 \text{Pa}$$

二、液体动力学

在实际液压系统中，元件里的油液经常是流动的，因而粘性起着重要作用。液体动力学主要研究液体流动时流速和压力的变化规律。流动液体的连续性方程、伯努利方程、动量方程是描述流动液体力学规律的三个基本方程式，前两个方程式反映压力、流速和流量之间的关系；动量方程用来解决流动液体与固体壁面间的作用力问题。

1. 基本概念

(1) 理想液体和恒定流动 由于液体具有粘性，而且粘性只是在液体运动时才体现出来，因此在研究流动液体时必须考虑粘性的影响。

在研究流动液体时，把假设的既无粘性又不可压缩的液体称为理想液体，而把事实上既有粘性又可压缩的液体称为实际液体。

当液体流动时，如果液体中任一点处的压力、速度和密度都不随时间而变化，则液体的这种流动称为恒定流动（亦称定常流动）。

(2) 流量和平均流速 流量和平均流速是描述液体流动的两个主要参数。液体在管道中流动时，通常将垂直于液体流动方向的截面称为通流截面，或称为过流断面。

单位时间内通过某通流截面的液体的体积，称为流量。流量的常用代号为 q ，单位为 m^3/s ，实际中常用的单位为 L/min (升/分) 或 mL/s (毫升/秒)。

在实际应用中，由于液体在管道中流动时的速度分布规律为抛物面，计算较为困难。为了便于计算，现假设通流截面上流速是均匀分布的，且以均布流速 v 流动，流过通流截面 A 的流量等于液体实际流过该断面的流量。流速 v 称为通流截面上的平均流速，以后所指的流速，除特别说明外，均按平均流速来处理。于是有 $q = vA$ ，故平均流速为

$$v = \frac{q}{A} \quad (1-15)$$

通流截面 A 一定时，活塞运动速度的大小由输入液压缸的流量来决定。

(3) 层流、紊流和雷诺数 液体的流动状态分为两种，即层流和紊流。通过实验观察水在圆管内的流动情况，发现液体当流速变化时，流动状态也变化。在低速流动时，着色液流的线条在注入点下游很长距离都能清楚看到，当流动受到干扰时，在扰动衰减后流动还能保持稳定，这时状态称为层流，层流时，液体质点互不干扰，液体流动呈线性或层状，且平行于管道轴线；当流速增大时，由于流动是不规则的，故着色液体迅速扩散和混合，这时状态称为紊流，紊流时液体质点的运动杂乱无章，除了平行于管道轴线的运动外，还存在剧烈的

横向运动。

物理学家雷诺通过实验还证明,液体在管道中的流动状态不仅仅与管内的速度 v 、管径 d 、液体运动粘度 ν 有关,真正决定液体流动状态,需用这三个数组成的一个雷诺数 Re 的无量纲数来判别,记作 $Re = \frac{vd}{\nu}$ 。

液流由层流转变为紊流时的雷诺数和由紊流转变为层流时的雷诺数是不相同的,后者数值小,所以一般都用后者作为判断液流状态的依据,称为临界雷诺数 Re_c 。当 $Re < Re_c$,液体处于层流状态;而 $Re \geq Re_c$,液体处于紊流状态。对于金属圆管,一般取 $Re_c = 2320$ 。

2. 流量连续性方程

流量连续性方程是质量守恒定律在流体力学中的一种表达形式。如图 1-4 所示,管路的两个通流截面面积分别为 A_1 、 A_2 ,液体流速分别为 v_1 、 v_2 ,液体密度分别为 ρ_1 、 ρ_2 ,根据质量守恒定律,在单位时间内流过两个截面的液体质量相等,即

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2$$

不考虑液体的可压缩性,有 $\rho_1 = \rho_2$, 则得

$$v_1 A_1 = v_2 A_2$$

或

$$q = vA = \text{常量} \quad (1-16)$$

式 (1-16) 就是液流的连续性方程,它说明液体在管路中作恒定流动时,单位时间内通过任何截面的流量都是相等的,而液流的流速与通流截面的面积成反比。因此,流量一定时,管路细的地方流速大,管路粗的地方流速小。

3. 伯努利方程

伯努利方程是能量守恒定律在流动液体中的表达形式。

(1) 理想液体的伯努利方程 理想液体没有粘性,它在管内作恒定流动时没有能量损失。在流动过程中,由于它具有一定的速度,所以除了具有位置势能和压力能外,还具有动能。对静止液体,单位重量液体的总能量为单位重量液体的压力能 $p/\rho g$ 和势能 h 之和;而对于流动液体,除了以上两项外,还有单位重量液体的动能 $v^2/2g$ 。

在图 1-5 中,任取两个截面 A_1 和 A_2 ,它们距基准水平面的距离分别为 h_1 和 h_2 ,断面平均流速分别为 v_1 、 v_2 ,压力分别为 p_1 和 p_2 。根据能量守恒定律有

$$\frac{p_1}{\rho g} + h_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + h_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (1-17)$$

因两个截面是任意截取的,因此上式可改写为

$$\frac{p}{\rho g} + h + \frac{v^2}{2g} = \text{常数}$$

以上两式即为理想液体的伯努利方程,其物理意义为:在管内作稳定流动的理想液体具有压力能、势能和动能三种形式的能量,在任一截面上,

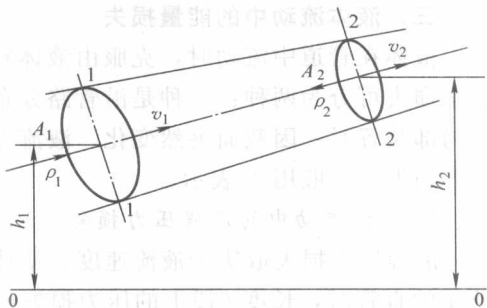


图 1-4 液体的流动情况示意图

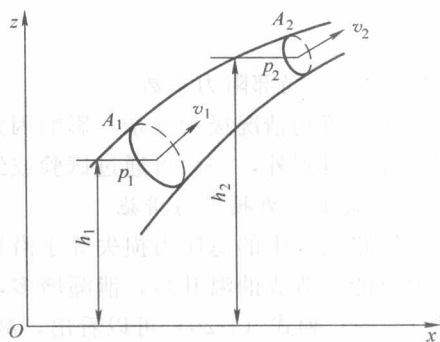


图 1-5 伯努利方程示意图

这三种能量可以互相转换,但其和不变。

(2) 实际液体的伯努利方程 式(1-17)是理想液体的伯努利方程,但实际液体具有粘性,在过流断面上各点的速度是不同的,所以方程中 $v^2/2g$ 这一项要进行修正,其修正系数为 α ,称为动能修正系数。一般液体处于层流时,取 $\alpha=2$;液体处于紊流流动时,取 $\alpha=1$ 。另外,由于液体具有粘性,会产生内摩擦力,因而造成能量损失。若单位重量的实际液体从一个截面流到另一个截面的能量损失用 h_w 表示,则实际液体的伯努利方程为

$$\frac{p_1}{\rho g} + h_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + h_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w \quad (1-18)$$

三、液体流动中的能量损失

液体在管道中流动时,克服由液体粘性而产生的摩擦阻力所消耗的能量称为能量损失。能量损失可分为两种:一种是沿管路分布的沿程压力损失,用 p_λ 表示;另一种是由于流体流经局部装置时,因截面突然变化、液流方向或大小迅速改变引起流场重新分布而产生的局部压力损失,一般用 p_ξ 表示。

1. 液体流动中的沿程压力损失

沿程压力损失取决于液流速度、粘性、管道长度以及管道内径。经理论推导液体流经等径 d 的直管时,长度 l 段上的压力损失计算公式为

$$p_\lambda = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} \quad (1-19)$$

式中 v ——液流平均流速;

ρ ——液体密度;

λ ——沿程阻力系数,对于层流条件,理论值 $\lambda=64/Re$,实际计算时,金属管应取: $\lambda=75/Re$;橡胶管取: $\lambda=80/Re$ 。紊流时,当 $2.3 \times 10^3 < Re < 10^5$ 时,可取: $\lambda \approx 0.3164 Re^{-0.25}$; Re 为雷诺数。

2. 液体流动中的局部压力损失

一个完整的管路系统,除了等截面的直管外,还有许多接头、弯头、开关以及某些附件和特殊装置,这些附件和装置统称为局部装置。流体在流经这些局部装置时,流速的方向和大小发生剧烈变化,形成涡流、脱落,因而使液体质点相互碰撞和摩擦,造成能量损失。这种能量损失表现为局部压力损失,其计算公式为

$$p_\xi = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (1-20)$$

式中 ξ ——局部阻力系数。

由于流动情况极为复杂,影响因素多, ξ 取决于局部装置的形式,除极少数情况可通过理论计算得到外,一般可通过试验或经验公式得到,可参考有关计算手册。

3. 减小压力损失的措施

管路系统中的总压力损失等于沿程压力损失和局部压力损失之和。压力损失绝大部分转变为热能,造成油温升高,泄漏增多,使液压传动效率下降,因而影响系统的工作性能。从式(1-19)和式(1-20)可以看出,减小流速、缩短管道长度、减少管道截面的突变、提高管道内壁的加工质量等,都可使压力损失减小,其中,以流速的影响最大,故液体在管道系统内的流速不应过高。但流速太低,也会使管路和阀类元件的尺寸加大,并使成本增高,所