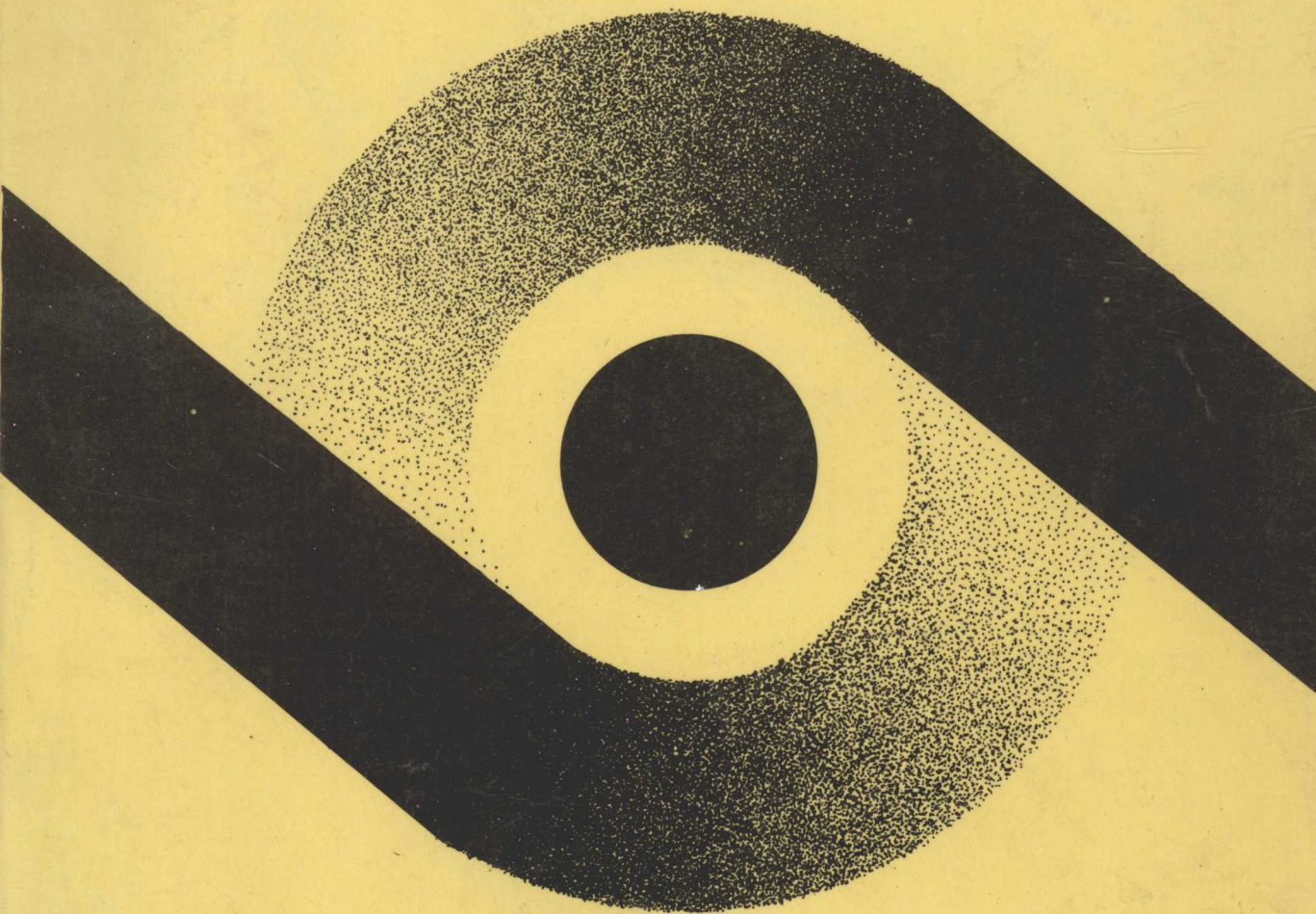


交通系统中等专业学校教材

# 液压与液力传动

唐银启 主编



大连海运学院出版社

# 液 压 与 液 力 传 动

大连海运学院出版社

1997年12月12日

1949

## 内 容 提 要

本书共十章，主要包括：液压流体力学基础知识，液压元件与液力元件的工作原理和结构，液压基本回路和汽车车辆、工程机械的典型液压系统，液压伺服转向机械，液压元件和液压系统的维护使用，液压系统常见故障的诊断及排除，液力元件的维护使用。

本书可作为公路工程机械运用与修理专业、汽车运用与修理专业教材，也可供中等专业学校机械类专业和有关从事机械运用与修理的工程技术人员学习参考。

## 液 压 与 液 力 传 动

唐银启 主编 刘 森 主审

---

大连海运学院出版社出版

大连海运学院出版社发行

大连海运学院出版社印刷厂印装

---

开本：787×1092 1/16 印张：17.25 字数：431千

1991年7月第1版 1991年7月第1次印刷

---

责任编辑：邱泽群 封面设计：王 艳

---

印数：0001~5500 定价：4.15元

ISBN 7-5632-0237-4/TH·5

登记证号：(辽)第11号

## 前 言

本教材根据交通系统中等专业学校1986年公路工程机械运用与修理专业、汽车运用与修理专业有关“液压与液力传动”教学大纲编写。本书于1988年经交通中专机械类教材编审委员会审评作为内部教材出版。经过十六所中等专业学校两年试用，于1990年2月在北京召开了《液压与液力传动》内部教材试用讨论会。会上广泛征集了各校意见，对教材作了适当修改。1990年7月至9月经交通中专机械类教材编审委员会审定，该书作为公路工程机械运用与修理、汽车运用与修理专业必修课的统编教材。本书也可供中等专业学校机械类专业和有关从事机械运用与修理的工程技术人员学习参考。

本教材完全满足1987年2月交通部颁发的有关本课程的教学大纲要求。编写中力求理论联系实际，强调基本理论、基本知识和基本技能；注重基本理论的应用，注重实际动手能力的培养，加强实用指导，尽力体现专业特点。

汽车运用与修理专业因学时数少，应根据教学大纲和专业的需要对教材内容作适当删减。

参加本教材编写的人员有呼和浩特交通学校唐银启（第一、二、三、四、七、八、十章）、济南交通高等专科学校郑澈（第五、六章）、广东交通学校赖仲平（第九章）。全书由唐银启主编。

本教材由北京交通学校刘森主审。

在教材编写过程中得到交通中专机械类专业教材编审委员会的支持与指导，并经机械类专业教材编委会副主任、公路工程机械专业责任编委陈克敏和汽车专业责任编委谢世模审阅，同时得到大连海运学院出版社大力帮助，在此顺致深切谢意。

由于编者水平有限，书中会有不足和错误之处，请读者批评指正。

编 者

一九九〇年九月

# 目 录

|         |                        |       |
|---------|------------------------|-------|
| (1.1)   | 绪论                     | (1)   |
| (1.1.1) | 第一节 液压传动的基本概念          | (1)   |
| (1.1.2) | 第二节 液压传动的优缺点及在工程机械上的应用 | (4)   |
| (2)     | 第二章 液压流体力学基础知识         | (6)   |
| (2.1)   | 第一节 液压油的基本性质           | (6)   |
| (2.2)   | 第二节 常用液压油及其选择          | (11)  |
| (2.3)   | 第三节 静止液体的力学性质          | (16)  |
| (2.4)   | 第四节 流动液体的力学性质          | (20)  |
| (2.5)   | 第五节 液体流动中的压力损失         | (26)  |
| (2.6)   | 第六节 液体在缝隙和小孔中的流动       | (33)  |
| (2.7)   | 第七节 液压冲击与气穴现象          | (38)  |
| (3)     | 第三章 液压泵和液压马达           | (43)  |
| (3.1)   | 第一节 液压泵和液压马达的基本概念      | (43)  |
| (3.2)   | 第二节 齿轮泵和齿轮马达           | (48)  |
| (3.3)   | 第三节 叶片泵和叶片马达           | (56)  |
| (3.4)   | 第四节 轴向柱塞泵和轴向柱塞马达       | (60)  |
| (3.5)   | 第五节 径向柱塞泵和径向柱塞马达       | (69)  |
| (3.6)   | 第六节 液压泵和液压马达的选用与维护     | (76)  |
| (4)     | 第四章 液压缸                | (83)  |
| (4.1)   | 第一节 液压缸的类型与结构          | (83)  |
| (4.2)   | 第二节 液压缸的设计计算           | (91)  |
| (4.3)   | 第三节 液压缸的性能、使用与维护       | (99)  |
| (5)     | 第五章 液压控制阀              | (104) |
| (5.1)   | 第一节 方向控制阀              | (104) |
| (5.2)   | 第二节 压力控制阀              | (113) |
| (5.3)   | 第三节 流量控制阀              | (121) |
| (5.4)   | 第四节 多路阀及阀类常见故障与排除      | (126) |
| (6)     | 第六章 辅助装置               | (137) |
| (6.1)   | 第一节 密封件                | (137) |
| (6.2)   | 第二节 油管和管接头             | (140) |
| (6.3)   | 第三节 油箱和冷却器             | (143) |
| (6.4)   | 第四节 滤油器                | (146) |
| (6.5)   | 第五节 蓄能器                | (149) |
| (7)     | 第七章 液压基本回路             | (151) |

|                            |       |
|----------------------------|-------|
| 第一节 压力控制回路 .....           | (151) |
| 第二节 速度控制回路 .....           | (154) |
| 第三节 方向控制回路 .....           | (165) |
| 第八章 工程机械液压系统 .....         | (170) |
| 第一节 液压系统的型式 .....          | (170) |
| 第二节 液压系统图的阅读和分析方法 .....    | (173) |
| 第三节 工程机械典型液压系统 .....       | (174) |
| 第四节 汽车车辆典型液压系统 .....       | (185) |
| 第五节 液压系统的安装、使用与维护 .....    | (191) |
| 第六节 液压系统的故障诊断和排除 .....     | (199) |
| 第七节 液压系统设计计算基础 .....       | (212) |
| 第八节 液压系统设计计算举例 .....       | (218) |
| 第九章 液压伺服转向机构 .....         | (226) |
| 第一节 液压伺服原理 .....           | (226) |
| 第二节 液压伺服转向机构 .....         | (229) |
| 第十章 液力传动 .....             | (239) |
| 第一节 液力传动概述 .....           | (239) |
| 第二节 液流与工作轮叶片的相互作用 .....    | (241) |
| 第三节 液力耦合器 .....            | (244) |
| 第四节 液力变矩器 .....            | (249) |
| 第五节 液力变矩器的结构类型、使用与维护 ..... | (254) |
| 第六节 液力机械变矩器的类型简介 .....     | (260) |
| 附录 .....                   | (264) |
| 主要参考文献 .....               | (268) |

# 第一章 绪 论

液压传动是在流体力学、工程力学和机械制造技术基础上发展起来的一门应用技术。

液压传动的应用始于十八世纪末，从1795年英国制成第一台水压机起已有190多年的历史。十九世纪末，德国制造了液压龙门刨床，美国制造了液压六角车床及液压磨床。但当时尚无较成熟的液压元件，液压技术未能得到普遍应用。

随着生产力的发展，二十世纪三十年代一些国家生产了较稳定的液压元件，并开始在机床上应用。第二次世界大战期间液压技术主要被用在军事装置（飞机、坦克、军舰和大炮）上。二次大战后由于控制理论的发展和油液、元件性能的完善，使液压传动效率及可靠性等性能指标大大提高。因而液压传动与液压控制的应用得到了飞速发展，液压技术进入了工程机械、农业机械和汽车、船舶等行业。特别是近二、三十年以来，随着原子能、空间技术、电子技术的发展，液压技术已向更广泛的领域中发展。如今，液压工业作为一个行业已成为机械工业中的重要组成部分。

解放以后我国才有了自己的液压工业。1952年开始生产为磨床配套的液压元件。1956年成立的组合机床研究所生产了我国第一台液压传动组合机床。1966年组织的液压元件设计组拟定了液压元件的型谱并设计了部分基型。我国从六十年代末开始生产液压起重机、挖掘机、装载机等液压工程机械。目前，我国的液压技术处于普及和发展阶段，从事液压元件、液压机械生产和研究的单位正在不断增加。1966年我国的液压元件厂（包括专业厂和兼业厂）只有20多个，年产量仅为8万余件。至1978年液压元件生产厂已发展到250多家，1975年的产量已达141万件。最常用的液压元件品种已基本具备，新型的液压产品——机床、工程机械、起重运输机械等大量涌现。在公路运输及公路工程机械中，液压技术也同样得到了推广使用，各种公路工程机械普遍采用了液压传动。

## 第一节 液压传动的基本概念

在工程中，传动是指能量或动力由动力装置向工作装置传递。

根据工作介质的不同，传动方式可分为机械传动、电力传动、气体传动和液体传动。

液体传动是以液体为工作介质进行能量传递的传动。

在液体传动中，按其工作原理的不同可分为容积式液压传动和动力式液压传动两大类。两者的根本区别在于前者是以液体的压力能进行工作，后者是以液体的动能进行工作。通常将前者称为液压传动，后者称为液力传动。

### 一、液压传动的基本原理

液压传动的基本原理，可用油压千斤顶的工作原理来说明。

图1-1是油压千斤顶的工作原理图。油压千斤顶的小油缸1、大油缸2、油箱5以及它们之间的连接通道构成一个密闭的容器，里面充满着液压油。在阀门6关闭的情况下，提起杠杆时小油缸1的柱塞上移，其密封容积增大形成部分真空，于是油箱5里的油液在大气压



的作用下经过吸油管及单向阀 4 进入小油缸，即吸油，压下杠杆，小油缸的柱塞下移促使小油缸的密封容积减小，油液压力升高，单向阀 4 自动关闭。压力油通过单向阀 3 流入大油缸 2 内，即排油，推动大柱塞将重物顶起。再次提起杠杆时，大油缸内的压力油力图倒流入小油缸，此时单向阀 3 自动关闭，使油液不能倒流，保证了重物不致自动落下。这样，当杠杆被反复提起和压下时，小油缸不断交替进行着吸油和排油过程。压力油不断进入大油缸，将重物不断顶起，从而达到起重的目的。将阀门 6 旋转 90°，在重物的重力作用下，大油缸的油液排回油箱。

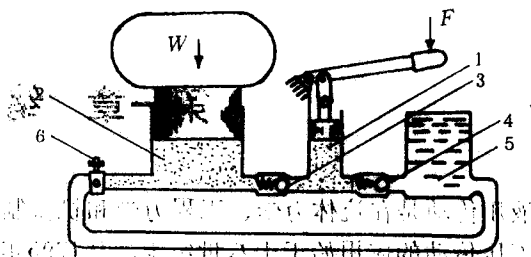


图1-1 油压千斤顶工作原理图

通过对油压千斤顶工作过程的分析，可见油压千斤顶工作需要有两个条件：一是处于密封容器内的液体由于大小油缸工作容积的变化而能够流动；二是这些液体具有压力。能够流动并具有一定压力的液体能对外做功，我们说它具有压力能。油压千斤顶就是利用油液的压力能将作用在杠杆上的力和杠杆的移动转变为顶起重物的力和重物在此力作用下的升起。压下杠杆，小油缸输出压力油，将机械能转换成油液的压力能，压力油进入大油缸推动柱塞顶起重物，将油液的压力能又转换成机械能。由此可见，液压传动是以液体为工作介质，利用液体的压力，通过密封容积的变化，实现动力传递。

## 二、液压传动系统的组成

现以图 1-2 所示推土机的液压系统来说明液压传动系统的基本组成。该系统主要由液压泵 2、换向阀 4、液压缸 7、油管 3、安全阀 9 及油箱 10 等组成。

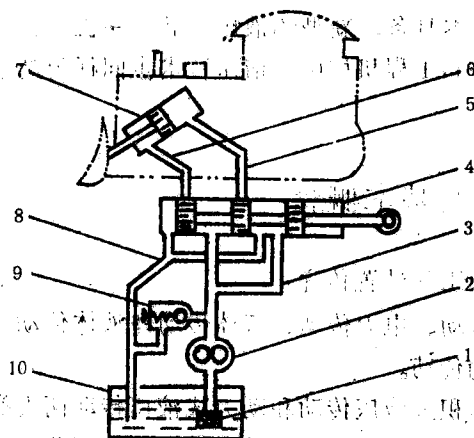


图1-2 推土机液压系统简化结构式原理图

1-滤油器；2-液压泵；3、5、6、8-油管；4-换向阀；7-液压缸；9-安全阀；10-油箱

当操纵换向阀向左移至左端后，液压泵输出的油液进入换向阀，经油管 6 进入液压缸有杆腔推动活塞杆缩回，铲刀上升，液压缸无杆腔的油液经油管 5、换向阀及油管 8 排回油箱。



由此可见，换向阀在液压系统中的作用就是控制油液的流动方向，从而使铲刀处于不同的工作状态。

为了限制系统最高压力，防止液压系统过载，装设了安全阀9。当活塞杆受到的外载荷过大而使系统压力上升超过所允许的设计值时，安全阀开启。液压泵输出的油液便可经安全阀排回油箱，使系统油压不超过规定值。否则将因油压不断增加，引起系统中各零部件损坏。滤油器1用以滤去油液中的杂质，减少各液压元件的磨损。油箱除贮存油液外还起散热作用。

从上可知，液压系统是为了完成某种工作任务而由各具特定功能的液压元件组成的整体。任何一个液压系统总是由以下四部分组成：

动力元件——液压泵。它用以将原动机的机械能转换为油液的压力能，作为系统的能源。

执行元件——液压缸、液压马达（又称液动机）。它们将油液的压力能转换为机械能。液压缸带动负荷做往复运动，液压马达带动负荷做回转运动。

控制元件——各种液压阀类。它们用来控制油液的流动方向、流量和压力，以满足液压系统的工作要求。

辅助元件——油箱、滤油器、油管、管接头和密封件等。这些元件用以贮存、输送、净化和密封工作液体并有散热的作用，是液压系统中不可缺少的部分。

### 三、液压系统图形符号

图1-2所示的液压系统原理图中各元件的图形基本上表示了它的结构原理，称为结构式原理图。它直观性强，容易理解，但图形复杂，绘制困难。为了简化液压系统图的绘制，以规定的各种符号表示各种职能元件，将各元件的符号用通路连接起来组成液压系统原理图。此种原理图被称为职能符号式原理图。我国于1976年制定了此种图形符号的国家标准，即“液压系统图图形符号（GB786-76）”，见附录。图1-3是用规定符号表示的推土机液压系统原理图。图中各元件编号和图1-2所示相同，可作对照。

一般液压系统原理图都应按照我国制定的图形符号标准绘制。当无法用职能符号表示，

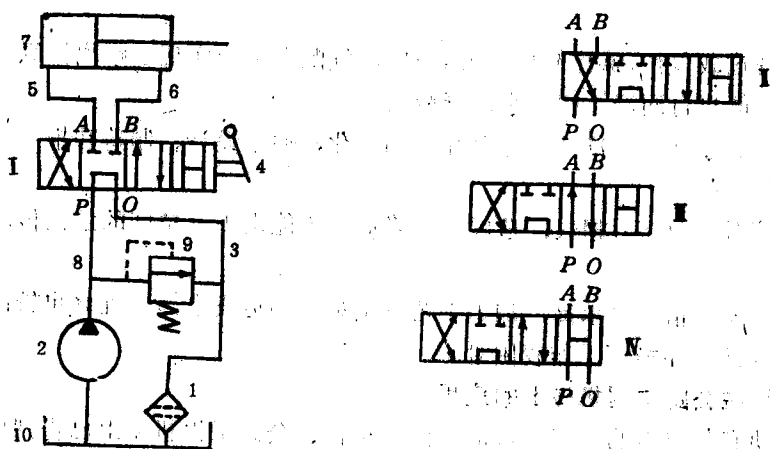


图1-3 用职能符号表示的推土机液压系统原理图

或者有必要说明系统中某重要元件的结构及动作原理时，也允许局部采用结构图表示。

现行液压系统图形符号基本规定如下:

1) 符号只表示元件的职能, 连接系统的通路, 不表示元件的具体结构和参数, 不表示系统管路的具体位置及元件的安装位置。

2) 符号均以元件的静止位置或零位置表示, 当系统的动作另有说明时可作例外。

3) 符号在系统图中的布置, 除有方向性元件符号(如油箱、仪表等)外, 根据具体情况可水平或垂直绘制。

4) 元件的名称、型号和参数(如压力、流量、功率、管径等), 一般在系统图的元件表中标明, 必要时可标注在元件符号旁边。

## 第二节 液压传动的优缺点及在工程机械上的应用

### 一、液压传动的优缺点

液压传动与机械传动、电力传动、气体传动等其他传动形式相比较有如下主要优点:

1) 能够获得很大的输出力或力矩。一个内径为 30cm 的液压缸, 当其油液压力为 14MPa 时, 活塞上便可产生近 9800KN 的推力。低速大扭矩马达实现低速大扭矩传动, 能获得高达  $10^4 \text{N} \cdot \text{m}$  的输出力矩。

2) 易于实现直线往复运动以直接驱动工作装置。各液压元件间用管路连接, 故安装位置自由度大, 便于机械的总体布置也便于用同一台原动机驱动多个工作机构。

3) 易于实现小型大功率传递, 即较小重量和尺寸的液压件可传递较大的功率。例如, 液压泵与同功率的电机相比其外形尺寸仅为后者的 12~13%, 重量为后者的 10~20%。上述三点可使整机重量大为减轻。如起重量为 5 吨的液压起重机, 每台可比机械传动式起重机减轻自重约 3~5 吨。

4) 易于实现大幅度减速, 并能实现大范围的无级调速。

5) 惯性小, 动作灵活, 运动平稳。由于液压元件结构紧凑、重量轻, 而且液压油具有一定的吸振能力, 所以液压系统的惯量小、启动快、工作平稳, 易于实现快速而无冲击的变速与换向。

6) 易于实现过载保护, 操作简便省力, 与电、气配合易于实现远距离操纵和自动控制。

7) 液压元件能自行润滑、磨损小、寿命长。

8) 液压元件易于实现标准化、系列化、通用化, 便于设计、制造和推广。

液压传动的缺点是:

1) 由于油液泄漏及压力损失, 造成效率降低。不能用于高精度的定比传动, 不适于远距离传动。

2) 液压元件配合精度要求高, 加工工艺较困难, 制造成本高, 维修也较困难。

3) 在高温或低温环境下工作较困难。

### 二、液压传动在公路工程机械上的应用

由于液压传动有其突出的优点, 目前在汽车车辆、公路工程机械上已得到广泛应用。现在我国的液压挖掘机、轮胎装载机、汽车起重机已形成系列产品。自卸汽车、液压推土机、平地机、自行式铲运机、振动压路机等逐渐形成批量生产。各种公路工程机械普遍采用了液压传动, 基本实现了液压化。

从现有的公路工程机械来看, 液压技术主要应用在以下几个方面:

1) 液压举升、翻转 用液压传动来推动工作装置完成各种简单或复杂的动作已是越来越普遍采用的方法。例如推土机铲刀的提升和下降, 自卸汽车的倾卸, 装载机铲斗的倾斜、翻转等等均是利用液压缸来推动的。在挖掘机上利用多液压缸的协调动作可使铲斗完成挖土、升降、卸土等各种复杂的工序。

2) 液压驱动 所谓液压驱动就是利用高压液体驱动液压马达直接带动行走机构或其他旋转工作部件作旋转运动。例如在铲土运输机械上采用液压传动代替机械传动, 就可以把离合器、变速箱、传动轴、差速器及轴等部件都省去, 从而便于在总体布置设计上作最佳安排。此外, 这种机械转弯半径很小, 甚至可原地转向。目前大部分液压挖掘机的行走部分都采用了液压驱动, 底盘结构大大简化, 重量大大减轻, 易于改型和发展新品种。

3) 液压转向和液压助力 在一些大功率的行走式工程机械上, 普遍采用全液压转向方向机或液压助力器来实现转向, 可使操纵机构大大简化, 操纵轻巧、灵便。加之采用液压换挡变速, 液压挖掘机的操作手柄大大减少, 不再象机械传动那样必须有多个手柄, 而且需手脚并用操作。操纵的改善减轻了驾驶员的劳动强度, 从而有利于提高作业效率。

4) 液压支承 起重机、挖掘机这些固定作业位置的机械采用液压支腿大大缩短了作业准备时间。又由于支腿能很灵便地外伸, 从而提高了作业时机械的稳定性。

5) 液压传动用于压实机械 采用机械传动的压路机在启动、制动、方向变换时由于惯性所产生的冲击力, 在压实的路面上产生轮辙, 影响最终的压实质量。压路机采用液压传动, 可以保证工作速度作无级调整, 减少工作部件的载荷, 提高工作效率, 提高压实表面质量并改善了驾驶员的劳动条件。

6) 液压传动用于凿岩机 凿岩机采用液压传动可以自动调节参数, 凿岩速度高, 动力消耗低, 易损件消耗量减少, 对提高凿岩生产能力有很大的作用。

液压技术的采用大大促进了公路工程机械的发展。这既表现在产品结构的改进、性能的提高上, 也表现在产品的规格、品种和数量的增加即工程机械的发展速度上。发展一种新型的工程机械, 一般来讲采用液压传动比采用机械传动所用的研制过程要短得多。原因是液压元件易于实现“三化”, 元件在整机上的布置容易, 并使整机的结构简单。我国和世界各国公路工程机械行业近年来发展迅速。例如美国1968年~1975年液压动臂起重机占总产量的百分比就由52%上升到77%; 1975年自行式起重机产量占美国总产量的46%的格柔夫公司(Grove)生产的全部是液压起重机, 日本工程机械采用液压技术普遍增多, 液压推土机1961年有6种, 1972年增加到60种; 液压装载机1968年有2种, 1972年增加到88种; 液压挖掘机1965年有9种, 1972年增加到66种。液压技术的采用起到了至关重要的作用。

## 思 考 题

1. 何谓液压传动(液压传动定义)? 说明油压千斤顶的工作原理。
2. 液压传动系统由哪几部分组成? 简要说明各组成部分的作用。
3. 什么叫职能符号式液压系统原理图?
4. 液压传动的优缺点有哪些?
5. 举例说明液压技术在汽车车辆、公路工程机械上的应用。

## 第二章 液压流体力学基础知识

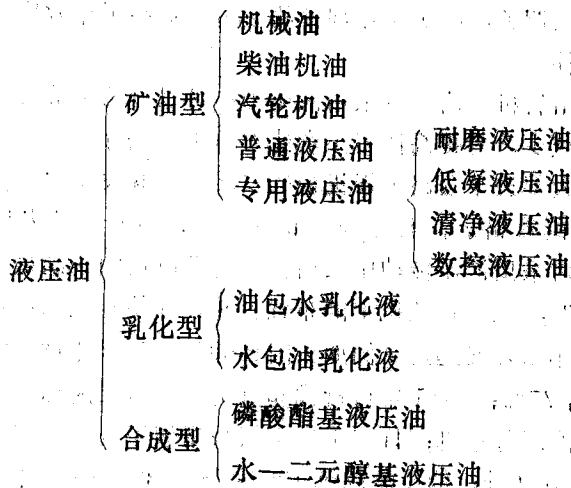
本章主要研究液压油、液体与液压元件(包括管道)间的相互作用规律及其在技术上的应用。学习液压流体力学基础知识,熟悉油液的基本性质,明确基本概念,有助于正确理解液压传动的基本原理和规律,为更好地使用和设计工程机械液压传动系统打下基础。

### 第一节 液压油的基本性质

液压油是液压系统用来传递动力和运动的介质。任何液压设备,如果不能正确地选用液压油,就不能更好地发挥设备的使用效能。液压油选用不合理或保养不当,不仅会降低机械设备的效率、增加动力消耗,而且还会降低液压元件的使用寿命。随着液压元件的精密化和高性能化,在液压油品种愈来愈多的情况下研究和正确选用液压油更显得特别重要。

#### 一、液压油的分类

液压油分为矿油型、乳化型和合成型三大类。



#### 二、液压油的主要物理性质

##### (一) 液压油的密度

单位体积中液体的质量称为液体的密度,以 $\rho$ 表示,即

$$\rho = \frac{M}{V} \quad (\text{kg/m}^3) \quad (2-1)$$

式中  $M$ ——液体的质量,  $\text{kg}$ ;

$V$ ——液体的体积,  $\text{m}^3$ 。

油液的密度随温度和压力而变化。对于液压传动所用的矿物油,在使用的温度和压力范围内这种变化很小,一般将液压油密度视为常数。计算时可取  $\rho = 900 \text{kg/m}^3$ 。

## (二) 液压油的压缩性和热膨胀性

### 1. 压缩性

在温度不变的情况下, 液压油在压力增高时其体积减小、密度增加的性质叫压缩性。其大小可用压缩系数  $\beta$  来表示。 $\beta$  的物理意义是: 在等温条件下单位压力增量所引起的体积相对下降率。即


$$\beta = -\frac{1}{V_0} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta p} \quad (\text{m}^2/\text{N}) \quad (2-2)$$

式中  $\Delta p$ ——压力的增量, Pa;

$V_0$ ——液体压缩前的体积,  $\text{m}^3$ ;

$\Delta V$ ——体积的增量,  $\text{m}^3$ 。

当油液所受压力增加  $\Delta p$  时, 体积为:

$$V = V_0 - \beta \Delta p V_0 = V_0 (1 - \beta \Delta p) \quad (\text{m}^3) \quad (2-3)$$

常用液压油的压缩系数  $\beta = 0.6 \times 10^{-9} \quad (\text{m}^2/\text{N})$ 。

由于液压油的压缩性很小, 故一般忽略不计, 视为不可压缩的。当油中混有空气时, 其压缩性显著增加。例如油中混有 1% 的空气时其  $\beta$  值为纯油时的 20 倍, 混有 5% 的空气时  $\beta$  值为纯油时的 100 倍。这显然会影响液压系统的工作稳定性。

### 2. 热膨胀性

在压力不变的情况下液压油温度升高时其体积增加、密度减小的性质叫热膨胀性。其大小可用热膨胀系数  $\alpha$  表示。 $\alpha$  的物理意义为: 在等压条件下, 当油液的温度改变  $1^\circ\text{C}$  时其体积的相对变化率, 即

$$\alpha = \frac{1}{V_0} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad (1/^\circ\text{C}) \quad (2-4)$$

式中  $\Delta t$ ——温度的增量,  $^\circ\text{C}$ ;

$V_0$ ——油液膨胀前的体积,  $\text{m}^3$ ;

$\Delta V$ ——油液膨胀后体积的增量,  $\text{m}^3$ 。

当油液温度升高  $\Delta t$  后的体积为:

$$V = V_0 (1 + \alpha \Delta t) \quad (\text{m}^3) \quad (2-5)$$

常用液压油的热膨胀系数  $\alpha = (8.5 \sim 9.0) \times 10^{-4} \quad (1/^\circ\text{C})$ 。

## (三) 液压油的粘性

液体在流动时流层之间产生内摩擦力的性质称为液体的粘性。

液体在外力作用下流动时, 液体各层的运动速度是不相同的(平缓的小河, 河心流速高, 河心至两岸流速逐渐降低)。这是由于液体与固体壁间的附着力和液体分子间的内聚力造成的。如图 2-1 所示, 在两平行板之间充满了液体, 下平板不动, 上平板以速度  $v$  平行于下平板运动, 由于液体的附着力和内聚力的作用, 两平板间的液体也随之运动。粘附于上平板的流层速度为  $v$ , 粘附于下平板的流层速度为零, 而中间液层的速度则按图示直线规律分布。

由于液体各层的运动速度不相等, 运动较快的液层带动较慢的液层, 反之, 运动较慢的液层仅阻滞运动较快的液层。这样, 运动较快的液层在运动较慢的液层上流过时, 类似于固体表面之间相对滑动过程, 相邻液层必然产生内摩擦力。内摩擦力的方向总是与相对运动趋

势相反。

液体的粘性仅在液体流动时才会呈现出来。粘性的大小用粘度来衡量。

### 1. 粘度

粘度是表示粘性程度大小的物理量。液压系统中的液压油主要根据粘度来选择。粘度通常有如下三种表示方法。

#### (1) 动力粘度 $\mu$

用动力粘度系数  $\mu$  表示液体粘性的大小称为动力粘度。牛顿经长期实验和研究后发现液体流动时相邻液层单位面积产生的内摩擦力或切应力  $\tau$  与液体运动时的速度梯度成正比，并与液体的性质有关。即

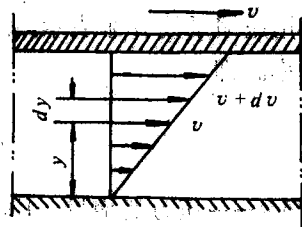


图2-1 液体流动时的速度分布

$$\tau = \mu \left| \frac{dv}{dy} \right| \quad (2-6)$$

式中  $\mu$ ——动力粘度系数；

$dy$ ——相邻液层的间隔距离；

$dv$ ——相邻液层之间的相对滑动速度；

$\frac{dv}{dy}$ ——速度梯度，垂直于流动方向上单位长度内的速度变化。

式 (2-6) 即是著名的牛顿液体内摩擦定律的数学表达式。由式 (2-6) 可得动力粘度：

$$\mu = \left| \frac{\tau}{\frac{dv}{dy}} \right| \quad (2-7)$$

因此，动力粘度的物理意义是：当  $\left| \frac{dv}{dy} \right| = 1$  时相邻液层单位面积上的内摩擦力。

动力粘度  $\mu$  的法定计量单位为“帕斯卡秒”，简称“帕·秒”，记为  $\text{Pa} \cdot \text{s}$  ( $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ )。

从  $\mu$  的单位可看出， $\mu$  具有力、长度、时间的因次，即具有动力学的量，故叫动力粘度。

#### (2) 运动粘度 $\nu$

液体的动力粘度  $\mu$  与其密度  $\rho$  的比值称为运动粘度，以  $\nu$  表示。即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2-8)$$

运动粘度  $\nu$  的法定计量单位为“二次方米每秒”，记为“ $\text{m}^2/\text{s}$ ”。其倍数单位的选择为  $\text{mm}^2/\text{s}$ ，称为厘斯 (cSt)。厘斯的100倍称为斯 (St)。换算关系为：

$$1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^4 \text{ St} = 10^6 \text{ cSt}$$

从  $\nu$  的单位可看出， $\nu$  的单位具有长度和时间的量，即具有运动学的量，故称为运动粘度。

在液压传动计算中和液压油的牌号上（润滑油的牌号），一般不用动力粘度，而用运动粘度。机械油的牌号就是在温度为  $50^\circ\text{C}$  时用  $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  (厘斯) 为单位表示的运动粘度的平均

值。如30号机械油就表示在标准温度(50℃)时平均运动粘度为 $30 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (30厘斯)。

动力粘度和运动粘度是理论分析和推导中经常使用的单位,称为绝对粘度,但较难直接测量。故工程上常用相对粘度表示油液的粘性大小。

### (3) 相对粘度

相对粘度又称条件粘度。它是以液体的粘度与水的粘度相比较的相对值来表示的。根据测定条件的不同,各国采用的相对粘度单位也不同。我国、苏联和德国采用恩氏粘度 $^{\circ}\text{E}$ ,美国用赛氏粘度SSU,英国用雷氏粘度ReI。

恩氏粘度用恩氏粘度计来测定。它表示被测定的液体在某一温度下从恩氏粘度计的 $\phi 2.8 \text{ mm}$ 小孔流出 $200 \text{ cm}^3$ 所需要的时间,与蒸馏水在 $20^{\circ}\text{C}$ 时从同一小孔流出 $200 \text{ cm}^3$ 所需时间的比值,即

$$^{\circ}\text{E} = \frac{t_1}{t_2} \quad (2-9)$$

式中  $t_1$ —— $200 \text{ cm}^3$ 的被试液体流过恩氏粘度计小孔所需的时间, s;

$t_2$ —— $200 \text{ cm}^3$ 的蒸馏水在 $20^{\circ}\text{C}$ 时流过恩氏粘度计小孔所需的时间, s。 $t_2$ 的平均值为51s。

工业上一般以 $20^{\circ}\text{C}$ 、 $50^{\circ}\text{C}$ 和 $100^{\circ}\text{C}$ 作为测定恩氏粘度的标准温度,并相应地以 $^{\circ}\text{E}_{20}$ 、 $^{\circ}\text{E}_{50}$ 和 $^{\circ}\text{E}_{100}$ 表示。通常多以 $50^{\circ}\text{C}$ 作为测量标准温度。一般液压油的粘度大多在 $2^{\circ}\text{E}_{50} \sim 8^{\circ}\text{E}_{50}$ ,即 $\nu = (11.5 \sim 60) \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 。

恩氏粘度与运动粘度的换算关系如下:

$$\nu (10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}) = 7.31^{\circ}\text{E} - \frac{6.31}{^{\circ}\text{E}} \quad (2-10)$$

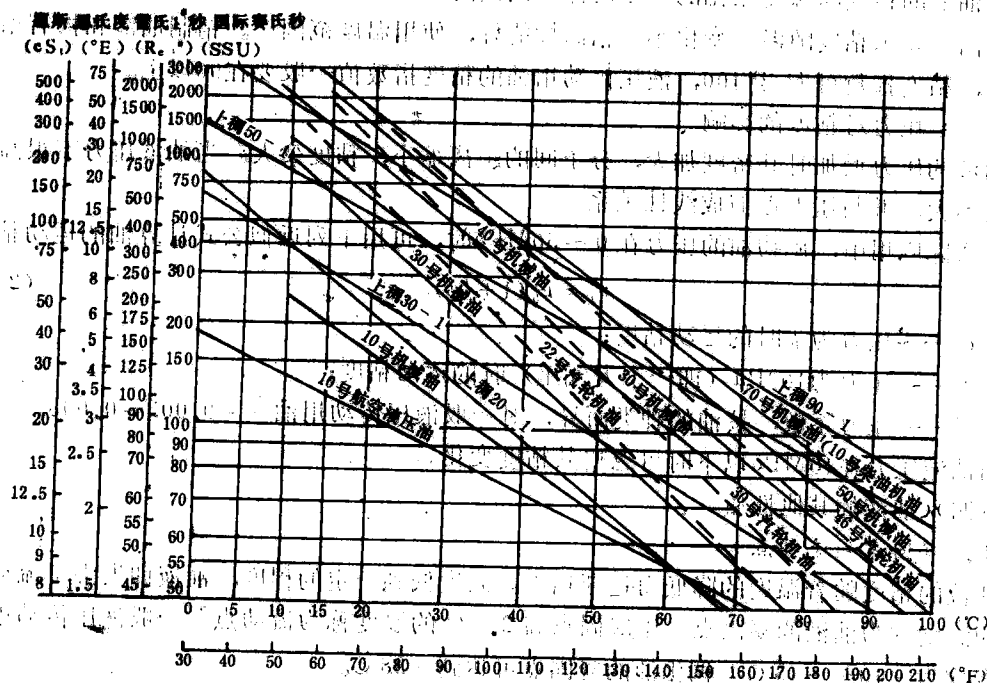


图2-2 部分国产油的粘温图



粘度的换算关系可以从有关手册图表中查得。图 2-2 就是其中一例。

## 2. 粘度与温度和压力的关系

### (1) 温度对粘度的影响

油液的粘性主要取决于分子间的相互作用力。温度升高时分子间的距离增加，内聚力减小，故油液的粘度随温度的升高而降低。

油液粘度随温度变化的性质叫粘温特性。油液粘度的变化要直接影响液压系统的工作性能，因而，油液的粘温特性是液压油的一个重要指标。液压油的粘度随温度变化的关系可由粘温图 2-2 查得。

由于油液的组成和提炼方法不同，不同种类的油，它的粘度随温度变化的程度也不同。对于液压系统常用的油液，当运动粘度不超过  $76 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  以及温度在  $30 \sim 150^\circ\text{C}$  范围内时，可用下述近似公式计算温度为  $t^\circ\text{C}$  时的运动粘度。

$$\nu_t = \nu_{50} \left( \frac{50}{t} \right)^n \quad (2-11)$$

式中  $\nu_t$ 、 $\nu_{50}$ ——温度分别为  $t^\circ\text{C}$  和  $50^\circ\text{C}$  时的运动粘度， $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ；

$n$ ——指数，随油液的粘度而变化，其值见表 2-1。

指数  $n$  随粘度变化的数值

表 2-1

| $\nu (10^{-6} \text{ m}^2/\text{s})$ | 2.5  | 6.5  | 9.5  | 12   | 21   | 30   | 38   | 45   | 52   | 60   | 68   | 76   |
|--------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $n$                                  | 1.39 | 1.59 | 1.72 | 1.79 | 1.90 | 2.13 | 2.24 | 2.32 | 2.42 | 2.49 | 2.52 | 2.56 |

目前，工业上还用粘度指数 (V.I.) 来表示油液的粘度随温度变化的关系。粘度指数表示被测油液的粘度随温度变化的程度同标准油液的粘度随温度变化的程度比较的相对值。粘度指数高，表示粘度随温度变化小，粘温性能好，使用温度范围广。精制油液和含有添加剂的油液，粘度指数可大于 100，液压传动用油的粘度指数值一般要在 90 以上。

### (2) 压力对粘度的影响

油液的压力增加时其密度加大，分子间的距离缩小，粘度变大。当油液压力不很高时粘度变化不大，并与压力近似成线性关系。

在实际应用中，矿物油的压力在  $0 \sim 50 \text{ MPa}$  时，可用下列近似公式计算油的运动粘度：

$$\nu_p = \nu_0 (1 + bp) \quad (2-12)$$

式中  $\nu_p$ ——压力为  $p$  时的运动粘度；

$\nu_0$ ——压力为  $10^5 \text{ Pa}$  (即一个大气压) 时的运动粘度；

$b$ ——压力系数，按油的种类而异，对一般液压传动用油  $b = 0.002 \sim 0.003$ 。

当油液压力在  $10 \text{ MPa}$  以下时可忽略其粘度变化。

### (四) 油液的其他性质

#### 1. 凝固点和流动点

油液的粘度随着温度的降低而逐渐增大。温度低到一定的程度，油液即失去了流动性，这时的温度称为油液的凝固点。比凝固点高  $2.5^\circ\text{C}$  的温度称为流动点。一般液压传动用油的凝固点均为  $-10 \sim -15^\circ\text{C}$ ，稠化油的凝固点可达到  $-38^\circ\text{C}$ 。

#### 2. 闪点和燃点

在液压油规格中表示油液防火性能的主要指标有闪点和燃点。

闪点是油液加热后产生的可燃性蒸气与空气的混合物在接触明火时突然闪火的温度。闪点与油液挥发性的关系极为密切，闪点高的油液其挥发性小，闪点低的油液其挥发性大。一般液压传动用油的闪点约为 $130\sim 150^{\circ}\text{C}$ 。

达到闪点温度后继续加热至油液能自行连续燃烧的温度叫做该油液的燃点。燃点高的油液防火性能好。

### 3. 化学稳定性和热稳定性

化学稳定性是指油液抵抗与含氧物质特别是与空气起化学反应的能力。油液与空气或其他氧化剂接触会发生氧化生成酸性物质，使油质变坏。油液温度越高，酸化速度越快，且铜等金属的存在还会起催化作用。这使油液的使用寿命缩短，并且腐蚀金属表面。

此外，油液还可能与其他物质发生反应。例如，溶解橡胶密封圈中的某些增塑剂而使橡胶膨胀失去弹性，使密封失效。或与油漆作用产生悬浮物质，堵塞液压元件小孔，影响系统正常工作。如果油与混入的水起反应，则可能生成油水浮浊液，使油的润滑性能降低，并加速金属表面生锈和其它腐蚀过程。

热稳定性是指油液在高温时抵抗化学反应的能力。温度升高时，油液的化学反应将加快，油分子裂化，并且可能产生沥青焦油等树脂状物质。这些杂质粘附在油路各处，堵塞液压元件小孔和抱咬阀芯，影响系统的正常工作。

### 4. 液压油的含气量

油液中所含空气按体积百分比计的数量叫含气量。油液中的空气有混入和溶入两种。混入的气体呈气泡状态悬浮于油中，它对油液的压缩性和粘性均产生影响。溶入在油中呈均匀溶解状态的气体对油液的压缩性和粘性基本上不产生影响。油中空气溶解量正比于绝对压力。在一个大气压和常温下，矿型液压油的溶气量约为 $5\sim 7\%$ 。油中混入的空气量决定于油液的性质、油液与空气的接触及搅动情况。加压后可使部分混入气体溶于油液中，其余的仍以气相存在。油液中混入空气后，不仅使油液的压缩性急剧增大，而且将使粘度增大。

### 5. 空气分离压和汽化压

如在某一温度和压力 $p_0$ 下，油中的空气溶解量为 $a_0$ ，当压力降为 $p_1$ 时，空气有可能并未从油中析出，此时油中的实际溶解量仍为 $a_0$ 。但此状态下油中正常应有的空气溶解量为 $a_1$ 。则 $a_0 - a_1$ 为该油液中溶解空气的过饱和量。当压力继续降低到某一压力 $p_0$ 时，油中过饱和量的空气将突然迅速从油中析出而发生气泡。这个压力 $p_0$ 称为该油在该温度下的空气分离压。空气分离压与油液的种类、温度、空气溶解量及混入量有关。通常是油温高，空气溶解量及混入量大，则空气分离压增高。一般液压油的空气分离压的平均值在 $1333\sim 6666\text{Pa}$  ( $1\sim 50\text{mmHg}$ )左右。

在一定的温度下，当油液的压力低于某一值时，油液将发生沸腾汽化。这个压力称为该油液在该温度下的汽化压（又称饱和蒸气压）。油液的汽化压力将随着温度增大而增高。

## 第二节 常用液压油及其选择

### 一、对液压传动用油的性能要求

在液压系统中，油液是传递动力的介质。液压油性能的好坏，直接影响到液压系统的工