



中等专业学校 规划教材
工科电子类

液压与气动

吴丛 蒲钟佑 编

北京理工大学出版社

液 压 与 气 动

吴 丛 蒲钟佑 编

北京理工大学出版社

内 容 简 介

本教材共分十八章，第一至十章介绍液压传动的基础知识，液压元件的工作原理、性能及应用，液压回路和液压系统分析；液压系统的设计计算方法和液压伺服系统的基本知识。第十一章至十六章介绍气压传动的基本知识，常用气动元件的工作原理及应用；气动回路及气动系统分析；并简明地介绍了气动控制回路的设计方法。第十七章至十八章介绍液压与气动系统使用和维护方面的基本知识。

图书在版编目 (CIP) 数据

液压与气动/吴丛主编. -北京: 北京理工大学出版社, 1995

ISBN 7-81045-042-5

I. 液… II. 吴… III. 液压传动-气动技术-高等学校-教材 IV. TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (95) 第 10249 号

北京理工大学出版社出版发行

(北京市海淀区白石桥路 7 号)

(邮政编码 100081)

各地新华书店经售

北京地质印刷厂印刷

*

787×1092 毫米 16 开本 17 印张 407 千字
1995 年 9 月第一版 1995 年 9 月第一次印刷
印数: 1—4000 册 定价: 14.50 元

* 图书印装有误, 可随时与我社退换 *

出版说明

根据国务院关于高等学校教材工作分工的规定，我公司承担了全国高等学校、中等专业学校工科电子类专业教材的编审、出版的组织工作。由于各有关院校及参与编审工作的广大教师共同努力，有关出版社的紧密配合，从1978年至1990年，已编审、出版了三轮教材，正在陆续供给高等学校和中等专业学校教学使用。

为了使工科电子类专业教材更好地适应“三个面向”的需要，贯彻国家教委《高等教育“八五”期间教材建设规划纲要》的精神，调动广大教师编写教材，依靠学校管理部门和有关出版社，“以全面提高教材质量水平为中心，保证重点教材，保持教材相对稳定，适当扩大教材品种，逐步完善教材配套”作为“八五”期间工科电子类专业教材建设工作的指导思想。我公司所属的八个高等学校教材编审委员会和四个中等专业学校专业教学指导委员会，在总结前三轮教材工作的基础上，结合教育形势的发展和教学改革的需要，制订了1991~1995年的“八五”（第四轮）教材编审出版规划。列入规划的教材，以主要专业的主干课程教材及其辅助教材为主，并配置一些教学参考书等约300余种选题。这批教材的评选推荐和编写工作由各编委或教学指导委员会直接组织进行。

这批教材的书稿，其一是通过教学实践，师生反应较好的讲义中经院校推荐，由编审委员会（小组）评选择优产生出来的；其二是在认真遴选主编人的条件下进行约编的；其三是经过质量调查在前几轮组织编写出版的教材中修编的。广大编审者、各编审委员会、教学指导委员会和有关出版社为保证教材的出版和提高教材的质量，作出了不懈的努力。

限于水平和经验，这批教材的编审、出版工作还会有缺点和不足之处，希望使用教材的单位、广大教师和同学积极提出批评建议，共同为不断提高工科电子类专业教材的质量而努力。

中国电子工业总公司教材办公室

前 言

本教材系按电子工业部的工科电子类专业教材 1991~1995 年编审出版规划,由中专电子机械专业教学指导委员会征稿并推荐出版。责任编委为刘清泉。

本教材由成都电子机械高等专科学校吴丛担任主编,天津无线电机学校杨光顺担任主审。

本教材在教学内容的选取上,适当拓宽了知识面,加强了针对性,注重了实际应用。编写中注意阐明基本原理及其应用,突出重点章和重点内容的介绍,并力求层次清楚、深入浅出、通俗易懂、理论和实践相结合。

本教材的参考教学时数为 74 学时,全书共分十八章,第一至十章介绍液压传动的基础知识;常用液压元件的工作原理、性能及应用;液压基本回路和液压系统分析;液压系统的设计计算方法和液压伺服系统的基本知识。第十一至十六章介绍气压传动的基本知识;常用气动元件的工作原理及应用;气动回路和气动系统分析;气动控制回路的设计方法。第十七至十八章介绍液压和气动系统使用和维护方面的基本知识。使用本教材时,要注意阐明液压传动的基本概念和基本理论,有些公式可以不必推导;要注意从使用角度讲清液压元件的工作原理和特性;要注意讲明分析和设计液压系统的方法;要注意对液压与气动共性问题的分析与概括,并着重于讲清二者的区别。

本教材由成都电子机械高等专科学校蒲钟佑编写第一至第六章,吴丛编写第七至十八章,全书插图由林伯清绘制。本书在编写过程中,得到兄弟学校、有关单位的大力支持和帮助,成都科技大学张光涵教授、丘澍副教授,成都市工业学校曹洪珂高级讲师,成都市机械研究所代家彦高级工程师等,他们对本书提出了不少宝贵意见,编者在此表示诚挚的感谢。

由于编者水平有限,书中难免存在一些缺点和错误,殷切希望广大读者批评指正。

编 者

一九九四年十二月

目 录

第一篇 液压传动

第一章 液压传动概论	(1)
第一节 液压传动的工作原理	(1)
第二节 液压传动系统的组成及图形符号	(2)
第三节 液压传动的优缺点及应用	(3)
第二章 液压流体力学基础	(5)
第一节 液压油	(5)
第二节 静止液体的力学性质	(9)
第三节 流动液体的力学性质	(12)
第四节 液体流动时的压力损失	(19)
第五节 液体流经小孔和缝隙的流量	(22)
第六节 液压冲击和气穴现象	(26)
第三章 液压泵和液压马达	(28)
第一节 液压泵概述	(28)
第二节 齿轮泵	(31)
第三节 叶片泵	(36)
第四节 柱塞泵	(44)
第五节 液压泵的选用	(48)
第六节 液压马达	(49)
第四章 液压缸	(53)
第一节 液压缸的类型及其特点	(53)
第二节 液压缸主要尺寸的确定	(59)
第三节 液压缸的结构	(60)
第五章 液压控制阀	(68)
第一节 概述	(68)
第二节 方向控制阀	(68)
第三节 压力控制阀	(79)
第四节 流量控制阀	(89)
第五节 比例阀、插装阀和数字阀简介	(93)
第六章 液压辅助元件	(97)
第一节 油箱和热交换器	(97)
第二节 滤油器	(100)
第三节 蓄能器	(104)
第四节 其它液压辅助元件	(106)
第七章 液压基本回路	(109)
第一节 方向控制回路	(109)
第二节 压力控制回路	(111)

第三节	速度控制回路	(117)
第四节	多缸工作回路	(127)
第八章	典型液压传动系统	(132)
第一节	组合机床动力滑台液压系统	(132)
第二节	外圆磨床液压系统	(134)
第三节	SZ—250A 型注射成型机液压系统	(138)
第四节	YA32—200 型四柱万能液压机液压系统	(142)
第九章	液压系统的设计计算	(145)
第一节	明确设计要求, 进行工况分析	(145)
第二节	确定液压系统的主要参数	(147)
第三节	拟定液压系统原理图	(148)
第四节	计算和选择液压元件	(149)
第五节	液压系统性能验算	(152)
第六节	绘制工作图和编制技术文件	(153)
第七节	液压系统设计实例	(153)
第十章	液压伺服系统	(160)
第一节	概述	(160)
第二节	液压伺服系统的类型	(162)
第三节	电液伺服阀	(164)
第四节	液压伺服系统实例	(166)

第二篇 气压传动

第十一章	气压传动概述	(168)
第一节	气压传动的工作原理及组成	(168)
第二节	气压传动的优缺点	(169)
第三节	空气的基本性质和状态方程	(170)
第十二章	气源系统及气动辅件	(173)
第一节	气源系统的组成及工作原理	(173)
第二节	气动辅件	(178)
第十三章	气动执行元件	(180)
第一节	气缸	(180)
第二节	普通气缸的设计计算	(183)
第三节	标准化气缸	(185)
第四节	气动马达	(186)
第十四章	气动控制元件	(188)
第一节	压力控制阀	(188)
第二节	流量控制阀	(191)
第三节	方向控制阀	(192)
第四节	气动逻辑元件	(199)
第十五章	气动基本回路及气动系统实例	(204)
第一节	气动基本回路	(204)
第二节	气动系统应用实例	(212)
第十六章	气动控制回路的设计	(217)

第一节	逻辑代数的基本知识	(217)
第二节	组合逻辑控制回路的设计	(222)
第三节	气动程序控制回路的设计	(225)

第三篇 液压、气动系统的使用维护与故障分析

第十七章	液压系统的使用、维护与故障分析	(234)
第一节	液压系统的安装与调试	(234)
第二节	液压系统的使用与维护	(235)
第三节	液压系统常见故障及排除方法	(236)
第十八章	气动系统的使用、维护与故障分析	(241)
第一节	气动系统的安装与调试	(241)
第二节	气动系统的使用与维护	(242)
第三节	气动系统主要元件常见故障及排除方法	(244)
附录一	常用单位换算表	(248)
附录二	液压及气动图形符号 (摘自 GB786—76)	(249)
附录三	液压及气动图形符号 (摘自 GB786·1—93)	(253)
参考书目	(259)

第一篇 液压传动

第一章 液压传动概论

液压传动是以液体作为工作介质，利用液体的压力能来实现能量传递的传动方式。它与机械传动相比具有许多优点，所以在机械工程中，液压传动是被广泛采用的传动方式之一。

第一节 液压传动的工作原理

图 1-1 所示为液压千斤顶的工作原理图。图中大小两个缸体 9 和 2 内分别装有活塞 10 和 3，活塞和缸体之间配合良好，不仅活塞能在缸体内滑动，而且配合面之间又能实现可靠的密封，液体不会产生泄漏，加之单向阀 4、5 和截止阀 8 的作用，便形成两个密封容腔。当上提杠杆 1 时，小活塞 3 被带动上移，于是小缸下腔 A 的密封容积增大，腔内压力降低，形成局部真空，这时压油单向阀 4 关闭，大活塞 10 保持不动，而吸油单向阀 5 打开，油箱 7 中的油液就在大气压力 p_a 的作用下吸入小缸的下腔 A 并填满空间，便完成一次吸油动作。当压下杠杆 1 时，小活塞 3 下移，小缸下腔 A 的密封容积减小，腔内油液受到挤压作用压力升高，这时单向阀 5 关闭，防止了油液向油箱倒流，而单向阀 4 则被打开，A 腔的油液经管道 6 被压入大缸下腔 B，推动大活塞 10 向上移动，顶起重物 G（负载）。如此反复地提、压杠杆 1，便可使重物不断升高，达到起重的目的。适当地选择大、小活塞面积和杠杆比，就可以很小的外力 F 升起很重的负载 G 。

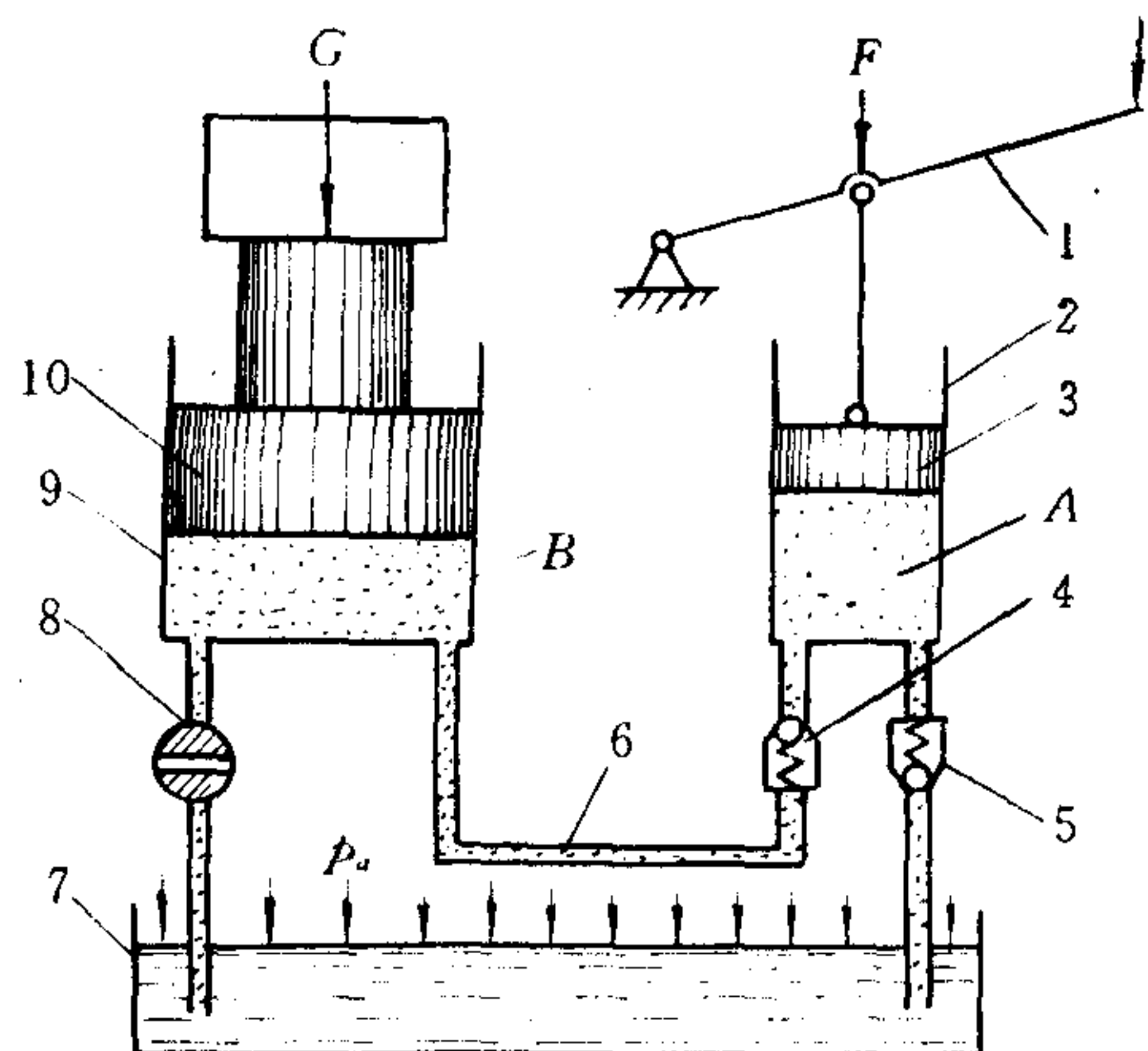


图 1-1 液压千斤顶工作原理图

千斤顶工作时，截止阀 8 关闭。当需要将大活塞（重物）放下时，打开截止阀 8，大缸中的油液在重力作用下经此阀流回油箱，大活塞下降到原位实现回程。

液压千斤顶是一个简单的液压传动装置。小缸、小活塞、单向阀 4、5 和杠杆机构等组成手动液压泵，不断地从油箱吸油并将油液压入大缸，向大缸提供具有一定油量的压力油液。大活塞和大缸用以带动负载，使之获得所需要的运动，所以称为执行元件。此例是一个实现直线运动的液压缸，其活塞的运动速度由流入液压缸的油量决定。分析液压千斤顶的工作过程可知：液压传动是以密封容腔中的液体作为工作介质，利用密封容积变化过程中的液体压力能来实现动力和运动传递的一种能量转换装置。液压泵将输入的机械能转换为便于输送的液体压力能，然后液压缸又将液压能转换为机械能输出而做功。所以，在液压传动中，在传递能量的同时，还存在着能量形式的转换。

第二节 液压传动系统的组成及图形符号

图 1-2 所示是一台经简化的磨床工作台液压系统工作原理图。图中的液压泵是电动机带动的齿轮泵，其作用与千斤顶中的手动泵相同。执行元件是一个双活塞杆液压缸，与千斤顶不同的是，它有两个进、出油口 A、B。对液压缸动作的基本要求是：工作台实现直线往复运动，运动能变速和换向，在任意位置能停留以及承受负载的大小可以调节等。

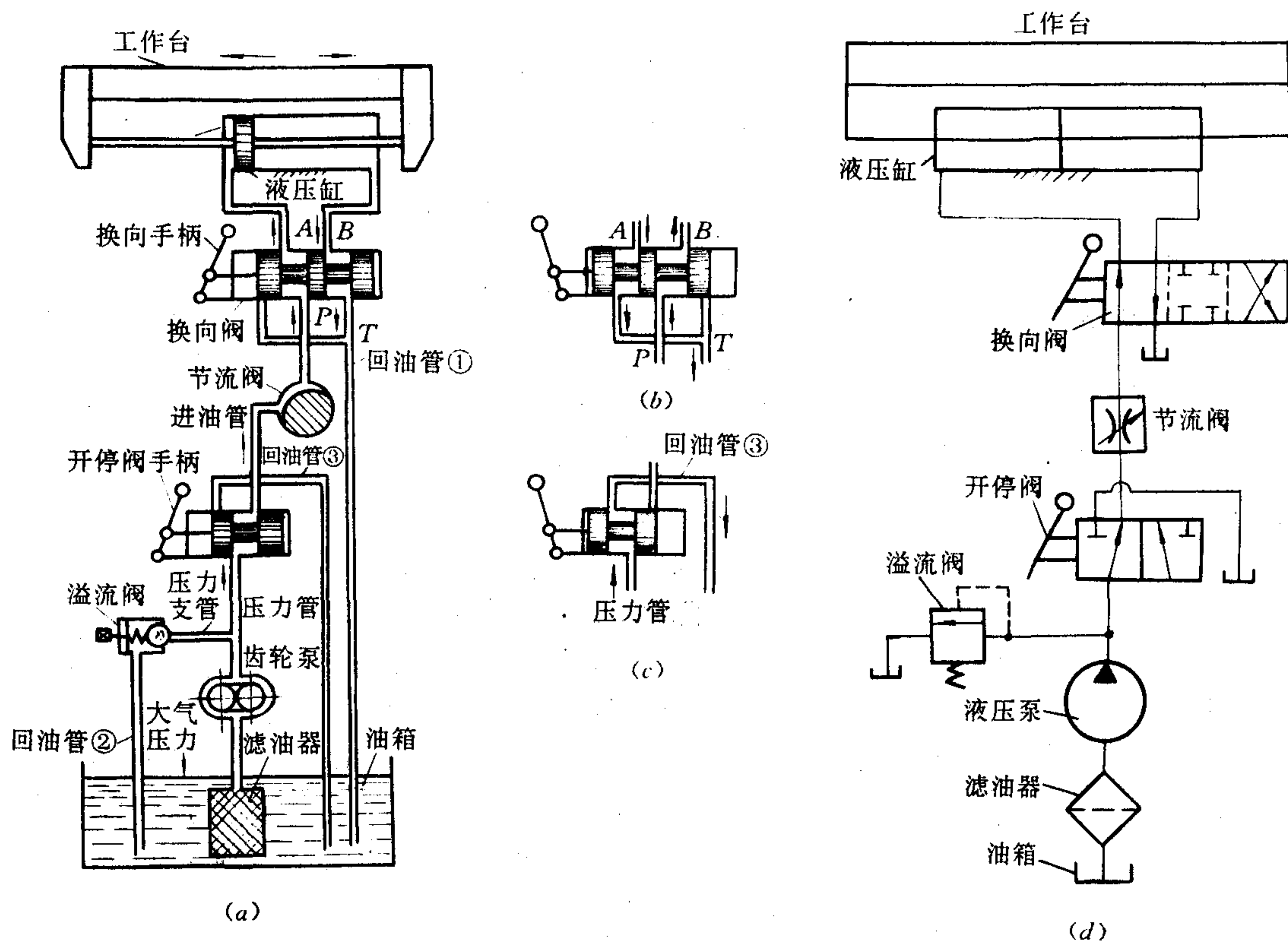


图 1-2 磨床工作台液压系统工作原理图

电动机驱动液压泵旋转，经滤油器从油箱中吸油，并通过液压泵输入液压系统。液压泵输出的压力油再经开停阀（图示“开”的位置）、节流阀和换向阀（图示位置）A 口流入液压缸左腔，在压力油的推动下，活塞带动工作台向右运动。这时，液压缸右腔中的油液，通过 B 口经换向阀和回油管①流回油箱。搬动手柄将换向阀阀芯移到左端位置（图 b）时，就改变了压力油进、出液压缸的方向，液压缸活塞带动工作台向左运动，从而实现工作台的换向。

液压缸活塞的运动速度由节流阀调节。改变节流阀开口量的大小，便可调节流入液压缸油液的流量，以控制工作台的运动速度。液压泵输出的多余油液，经溢流阀和回油管②溢回油箱。

液压泵的输出压力由溢流阀调节，其调定值应略高于液压缸的工作压力（由负载决定），以克服负载和油液流经开停阀、节流阀、换向阀以及管道的压力损失。液压缸的工作压力不

会超过溢流阀的调定值，因此溢流阀可起定压和过载安全保护的作用。调节溢流阀弹簧的压紧力，便可调节液压泵的输出压力。

搬动手柄使开停阀处于图(c)“停”的位置，液压缸的进油管路被关闭，这时液压泵输出的油液不能流入液压缸，经开停阀和回油管③直接流回油箱，工作台停止运动。此种情况液压泵没有负载，泵输出的油液便没有压力（忽略管路压力损失），这种状态称为卸荷。

滤油器用以限制油液中的杂质进入泵和液压系统，保证油液的清洁度。

在图1-2(a)中，组成液压系统的各个元件是用半结构式图形画出来的，称为结构原理图。这种原理图直观性强、容易理解，但图形比较复杂难于绘制，系统元件数量多时更是如此。为此，除某些特殊情况外，通常采用职能符号来绘制液压系统原理图。图1-2(a)所示液压系统图，用国家标准GB786—76规定的液压图形符号绘制时，如图1-2(d)所示。图中符号只表示元件职能，不表示元件的结构和参数。使用图形符号，可使液压系统简单明了，便于绘制。主要液压元件的图形符号见本书附录。

从上面的例子可以看出，液压传动系统由以下五部分组成：

(1) 动力元件——各种液压泵 它为液压系统提供一定流量的压力油液，是系统的能源装置，将原动机输入的机械能转换为液体压力能。

(2) 执行元件——各种液动机 它是将液体压力能转换为机械能的装置，以克服负载，驱动工作部件而做功。实现直线运动的液动机，称为液压缸，它输出力和速度，实现旋转运动的液动机，称为液压马达，它输出转矩和转速。

(3) 控制元件——各种液压阀 对液压系统中液流的压力、流量和流动方向进行控制的装置，以保证执行元件运动的各项要求。如溢流阀、节流阀、换向阀及开停阀等。

(4) 辅助元件 如各种管接头、油管、油箱、滤油器、蓄能器、压力表和密封装置等。在液压系统中起连接、储油、过滤、储存压力能、测量油压和防止油液泄漏等作用。

(5) 工作介质——传动液体 通常采用液压油。它用于实现动力和运动的传递。

第三节 液压传动的优缺点及应用

一、液压传动的优点

与机械传动、电气传动、气压传动相比，液压传动具有以下优点：

(1) 能方便地实现无级调速，其调速范围大。

(2) 在相同输出功率的情况下，体积小、重量轻。在大功率时，这一特点尤为突出。例如液压马达的体积和重量只有同等功率电动机的12%左右。而且液压元件可在很高的压力下工作（可高达31.5MPa以上），因此液压传动能传递很大的力或转矩。

(3) 液压装置由于重量轻、惯性小、工作平稳、换向冲击小，易于实现快速启动，制动和频繁换向，液压马达的换向频率可达每分钟500次，液压缸的换向频率可达每分钟400~1000次。

(4) 操纵控制方便，易于实现自动化。特别是电、液联合应用时，能够充分发挥两者的优点，易于实现复杂的自动工作循环。

(5) 工作安全性好，易于实现过载保护。

- (6) 采用油液作为工作介质，液压元件能自行润滑，故使用寿命较长。
- (7) 液压元件易于实现系列化、标准化和通用化，便于设计、制造、维修和推广使用。

二、液压传动的缺点

- (1) 由于油液的可压缩性和泄漏等因素的影响，液压传动不能保证严格的传动比。
- (2) 液压油对油液温度的变化很敏感，所以液压传动不宜在很高或很低的温度条件下工作。
- (3) 液压传动由于存在着机械摩擦损失，液体的压力损失和泄漏损失，而且还有两次能量形式的转换，所以效率较低，故不宜作远距离传动。
- (4) 为了减少泄漏，以及满足某些性能上的要求，液压元件的制造精度要求较高。
- (5) 使用和维修技术要求较高，出现故障时不易找出原因。

三、液压传动的应用和发展

液压传动相对于机械传动来说，是一门新的技术。如果从英国 1795 年制成第一台水压机算起虽有近 200 年的历史，然而广泛地应用于工业、农业和国防等各个部门，还是近半个世纪的事。因此，液压传动与机械传动相比还是比较年轻的技术。随着生产力的提高，本世纪 30 年代前后一些国家生产了液压元件，开始应用于铣床、拉床和磨床上。在第二次世界大战期间，战争迫切需要反应快、精度高、输出功率大的液压传动和控制装置，用于装备飞机、坦克、大炮、军舰和雷达。于是，促使液压技术在自动控制方面得到了发展，因而出现了电液伺服系统。战后到 50 年代，液压技术很快转入民用工业，在机床、工程机械、农业机械、汽车、船舶、轻纺、冶金等行业都得到了较大的发展。特别是 60 年代以后，随着原子能科学、空间技术、电子技术的发展，不断对液压技术提出新的要求，液压技术便得到了很大的发展，使液压技术的应用与发展已经进入了一个崭新的历史阶段。

随着科学技术的进步和生产力的发展，当前液压技术正向高压、高速、大流量、大功率、提高效率、降低噪声，高度集成化和小型化、轻型化方向发展。提高元件可靠性和寿命、研制新型液压元件和工作介质、节省能耗、控制污染，电子技术和液压技术的紧密结合，开发控制性能优越、可靠性高的电液转换元件等，这些都是当前液压技术发展的重要方向。

我国的液压工业始于本世纪 50 年代初期，虽然起步较晚，但发展很快，现已初步形成了具有一定独立开发设计能力，能生产一批技术先进、质量较好的液压元件和系统，产品门类比较齐全，具有一定技术水平和相当规模的液压工业体系。可以预期，随着我国国民经济飞速的发展，必将促进液压技术得到更为广泛的应用和发展，在实现我国四个现代化建设的进程中起到重要作用。

第二章 液压流体力学基础

液压流体力学是流体（液体与气体）力学的一个分支学科，它主要研究液体与液压元件间的相互作用规律及其在工程技术上的应用。液压传动是以液体作为工作介质来传递动力和运动的。为了更好地掌握和理解液压传动的工作原理及液压元件的结构和性能，为了正确地使用和设计液压系统，都必须首先学习液压流体力学的基础知识。

第一节 液压油

一、液压油的主要物理性质

1. 密度

单位体积内所含液体物质的质量称为该液体的密度，通常以 ρ 表示，即

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

式中 m ——体积为 V 的液体的质量； V ——液体的体积。

液压油的密度因油的牌号而异，并随温度升高而减小，随压力的提高而增大。由于液压系统中工作压力和油温变化不大，密度变化甚微，所以可将液压油的密度视为常数。在计算时，常取 20°C 时的密度 $\rho_{20} = 880\text{kg/m}^3$ 。

2. 可压缩性

液体受压力作用后其体积减小的性质称为液体的可压缩性。可压缩性的大小用体积压缩系数 κ 表示。所谓体积压缩系数，它是指液体在单位压力变化时的体积相对变化量，即

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

式中 V ——增压前的液体体积； Δp ——压力增量； ΔV ——压力增大 Δp 时的体积减小量。由于 ΔV 为负值，为使 κ 为正值，故在式 (2-2) 右边加一负号。常用液压油（当 $p < 15\text{MPa}$ ， $t = 20^\circ\text{C}$ 时）的体积压缩系数 $\kappa = (5 \sim 7) \times 10^{-10}\text{m}^2/\text{N}$ 。

液体体积压缩系数 κ 的倒数称为液体的体积弹性模量，以 E 表示，即

$$E = \frac{1}{\kappa} = -\frac{V\Delta p}{\Delta V} \quad (\text{Pa}) \quad (2-3)$$

在实际应用中，常用 E 值来说明液体抵抗压缩能力的大小，它表示产生单位体积相对变化量所需要的压力增量。在常温下，纯净液压油的体积弹性模量为 $(1.4 \sim 2) \times 10^3\text{MPa}$ ，而钢的体积弹性模量为 $2.06 \times 10^5\text{MPa}$ ，由此可见，液压油的可压缩性是钢的 $100 \sim 150$ 倍。在一般液压系统中，由于工作压力不高，压力变化不大，故一般可认为液压油是不可压缩的。但在研究液压系统的动态特性或在压力变化很大的高压系统时，则必须考虑液压油可压缩性的影响。

应当指出，以溶解形式存在于液压油中的空气对液压油的可压缩性没有影响；而以混合形式存在于液压油中的空气对液压油的可压缩性影响很大， E 值显著减小。所以，液压系统在

使用和设计时应尽量设法不使油液中混入空气。实际上油液中难以完全排除空气，实际计算时，体积弹性模量宜取下限值。

3. 粘性

液体在外力作用下流动（或有流动趋势）时，分子间的内聚力阻碍分子间的相对运动而产生内摩擦力的性质称为粘性。粘性是液体的重要物理性质，也是选择液压用油的主要依据。

液体流动时，由于液体的粘性以及液体和固体壁面间的附着力，会使液体内部各液层间的速度大小不等。如图 2-1 所示，两个平行平板之间充满液体，下平板固定不动，上平板以速度 u_0 向右平移。在附着力的作用下，紧贴于上平板的极薄一层液体随着上平板一起以 u_0 的速度向右移动，紧贴着下平板的极薄一层液体和下平板一起保持不动，速度为零；而中间各层液体，由于液体粘性的作用，当两平板间的距离较小时，各液层的速度按图示线性规律分布。

由实验测出，液体流动时，相邻液层间的内摩擦力 F_f 与液层的接触面积 A 、液层间的速度梯度 du/dy 成正比，即

$$F_f = \eta A \frac{du}{dy} \quad (2-4)$$

式中 η ——比例系数，称为动力粘度。若以 τ 表示内摩擦切应力，即液层间在单位面积上的内摩擦力，则

$$\tau = \frac{F_f}{A} = \eta \frac{du}{dy} \quad (2-5)$$

上式称为牛顿液体内摩擦定律。

液体的内摩擦力只能使液体流动的速度减慢，而不能最终阻止其流动，这和固体间的外摩擦力不同。

由式 (2-5) 可知，在静止液体中，因速度梯度 $du/dy=0$ ，内摩擦力为零，所以液体在静止状态下是不呈现粘性的。液体粘性的大小用粘度来表示。常用的粘度有三种，即动力粘度、运动粘度和相对粘度。

(1) 动力粘度 由牛顿内摩擦定律可知，动力粘度 η 的物理意义是：液体在单位速度梯度下流动时，接触液体液层间单位面积上的内摩擦力。

动力粘度的国际单位为 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ （帕·秒， $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ ），物理单位为 P（泊， $\text{dyne} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$ ）。百分之一 P 称为 cP（厘泊）。国际单位与物理单位的换算关系为

$$1\text{Pa} \cdot \text{s} = 10\text{P} = 10^3\text{cP}$$

(2) 运动粘度 运动粘度是指液体在同一温度下的动力粘度与该液体密度的比值，以 ν 表示，即

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (\text{m}^2/\text{s}) \quad (2-6)$$

运动粘度 ν 没有实际的物理意义，但它确是工程实际中经常用到的物理量。因为在其单位中只有长度和时间的量纲，是类似于运动学的量，所以称为运动粘度。

运动粘度的国际单位为 m^2/s ，其物理单位为 cm^2/s ，称为斯托克斯 (St)。百分之一 St 称

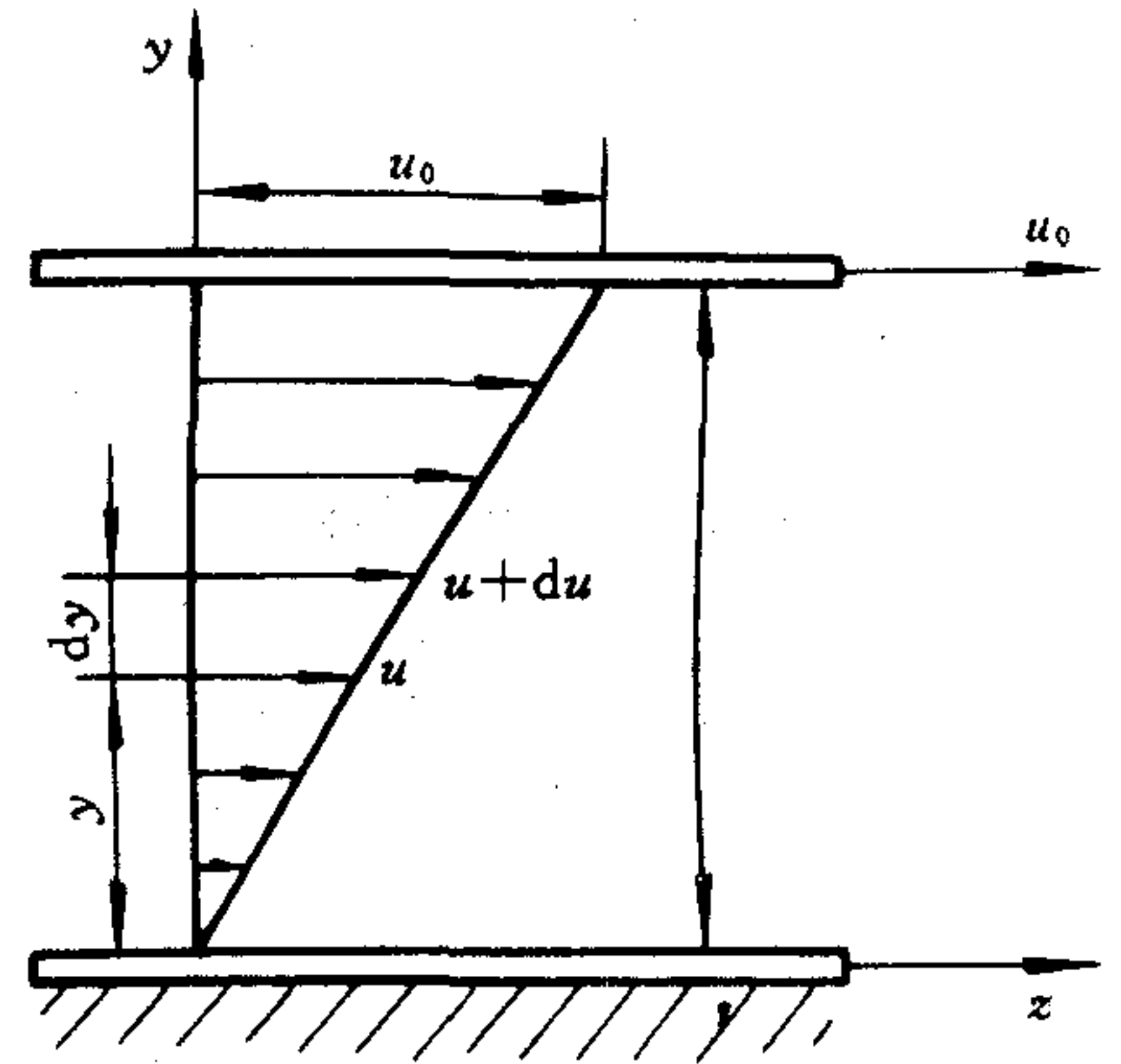


图 2-1 液体粘性示意图

为厘斯托克斯 (cSt, mm²/s)。国际单位与物理单位的换算关系为

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

液压油的牌号, 用它在 40°C 时的运动粘度 ν (mm²/s) 的平均值来表示。YA-N46 号液压油, 就是指这种液压油在 40°C 时的运动粘度平均值为 46mm²/s (cSt)。

(3) 相对粘度 动力粘度和运动粘度难以直接测量, 因此在工程上常采用便于测量的相对粘度。相对粘度又称条件粘度, 它是采用特定的粘度计在规定的条件下测量出来的粘度。由于测量条件的不同, 各国所用的相对粘度也不相同, 我国和欧洲一些国家采用恩氏粘度°E, 美国采用国际赛氏秒 SSU, 英国采用商用雷氏秒°R。

恩氏粘度用恩氏粘度计测量, 即将 200ml (cm³) 的被测液体装入底部有 $\phi 2.8\text{mm}$ 小孔的恩氏粘度计的容器内, 在某一特定温度 $t^\circ\text{C}$ 时, 测出液体经容器底部小孔流尽所需时间 t_1 , 再测出 200ml 温度为 20°C 的蒸馏水在同一粘度计中流尽的时间 t_2 , 这两个时间的比值称为被测液体在 $t^\circ\text{C}$ 时的恩氏粘度°E_t, 即

$$^\circ E_t = \frac{t_1}{t_2} \quad (2-7)$$

恩氏粘度和运动粘度的换算关系式为

$$\text{当 } 1.35 \leq ^\circ E \leq 3.2 \text{ 时: } \nu = 8^\circ E - \frac{8.64}{^\circ E} \quad (\text{mm}^2/\text{s}) \quad (2-8)$$

$$\text{当 } ^\circ E > 3.2 \text{ 时: } \nu = 7.6^\circ E - \frac{4}{^\circ E} \quad (\text{mm}^2/\text{s}) \quad (2-9)$$

液体的粘度随液体的压力和温度而变化。

液体所受的压力增大时, 其分子间的距离将减小, 于是内聚力增大, 粘度亦随之增大。液体的粘度随压力而变化的性质称为粘压特性。对于一般液压系统, 当压力在 20MPa 以下时, 压力对粘度的影响不大, 通常忽略不计。

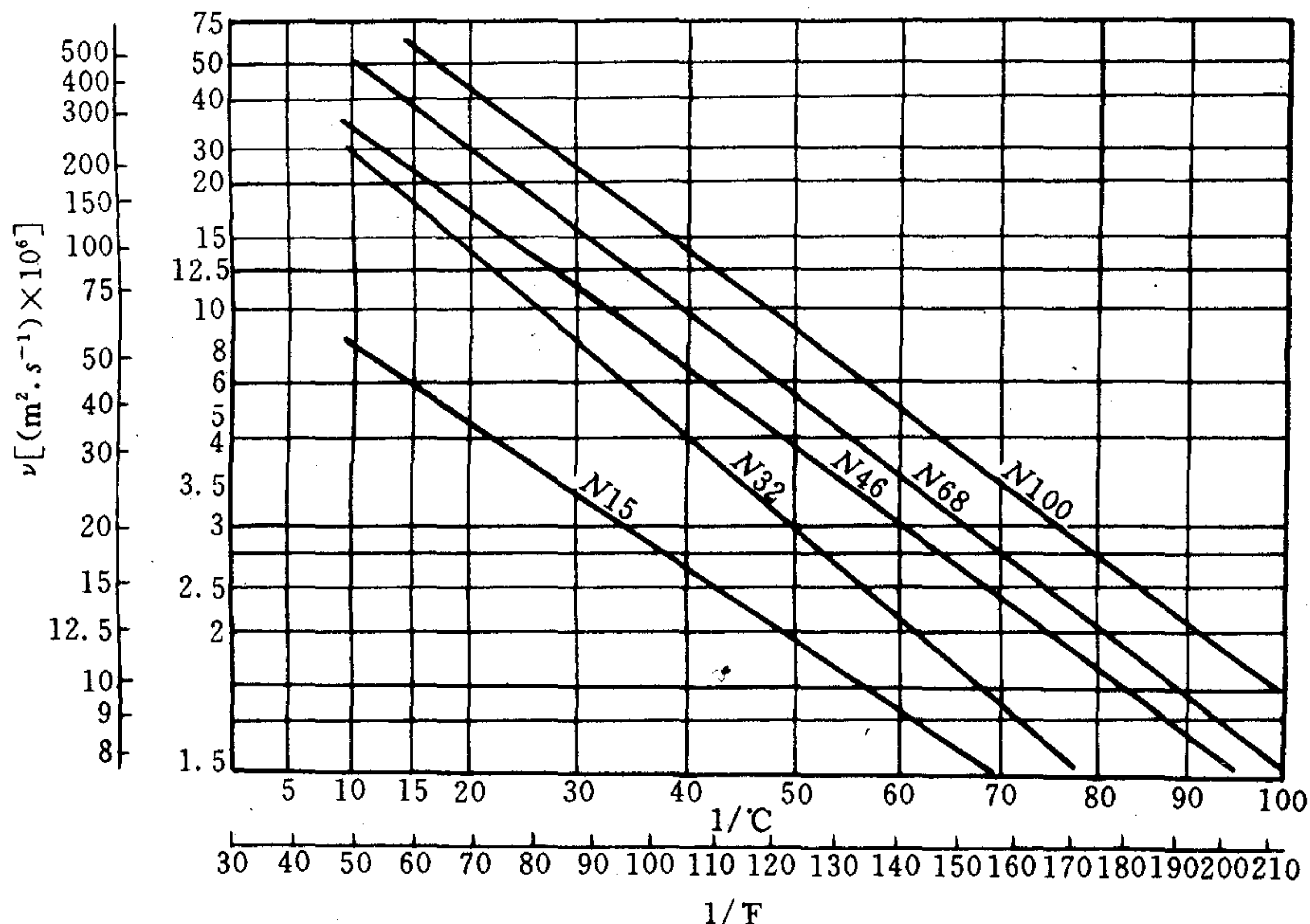


图 2-2 几种国产油的粘温图

液体的粘度对温度变化极为敏感，温度升高，粘度显著下降，而液体的粘度变化又直接影响液压系统的工作性能，因此希望粘度随温度的变化越小越好。液体的粘度随温度而变化的性质称为粘温特性。不同牌号的液压油有不同的粘温特性，粘温特性较好的液压油，粘度随温度的变化较小。液压油的粘度与温度的关系可以用图 2-2 所示的粘温图来查找。

液压油的粘温特性也可用粘度指数 VI 来表示。粘度指数是用被测油液粘度随温度变化的程度同标准油液粘度随温度变化程度相比较的相对值。VI 值越大，表示油液粘度随温度的变化率越小，即粘温特性越好。一般液压油要求 VI 值在 90 以上，精制的液压油及加有添加剂的液压油，其 VI 值可大于 100。

二、液压用油

液压用油的品种很多，主要有三大类型：石油型、合成型和乳化型。

石油型液压油有机械油、汽轮机油、普通液压油和专用液压油。机械油是一种工业用润滑油，价虽较低，但抗氧化稳定性较差，使用时易生成粘稠胶质，阻塞元件小孔及缝隙，影响液压系统工作性能。常用于一般机床、机械的润滑，在液压传动中用于要求不高的场合。目前增加抗氧化、抗泡剂后，机械油的性能已有所改善。汽轮机油是经精炼并加有某些添加剂调合而成的，是一种抗氧化、抗乳化性好，相当纯净的液压油，常用于要求较高的液压系统。

普通液压油又称精密机床液压油，一般是以汽轮机油为基础油再加以多种添加剂制成的，其抗氧化、抗磨、抗泡、粘温特性均好，广泛适用于要求较高的中低压液压系统。

上述三种液压油的低温性能不够好，因此主要用于室内的液压设备。对于高压或中高压系统，可根据其工作条件和特殊要求选用抗磨液压油、低温液压油、高粘度指数液压油或其它专用液压油。

石油型液压油有很多优点，但主要缺点是具有可燃性。在一些高温、易燃、易爆的工作场合，为了安全，应该在系统中使用抗燃性液压油，如磷酸脂液、水-乙二醇液等合成型和油包水、水包油等乳化液。普通液压油的主要质量指标，如表 2-1 所示。

表 2-1 普通液压油的主要质量指标

代 号	YA-N32	YA-N46	YA-N68	YA-N32G	YA-N68G
密度(kg/m ³)	850~900				
运动粘度(cSt)40℃	28.8~35.2	41.4~50.6	61.2~74.8	28.8~35.2	61.2~74.8
粘度指数不小于	90				
闪点(开口)(℃)不低于	170				
凝点(℃)不高于	-10				
水分	无				
机械杂质	无				
水溶性酸或碱	无				

三、液压油的选用

液压油既是液压传动与控制的工作介质，又是各种液压元件的润滑剂，它对系统的工作

性能影响是很大的，因此必须充分引起重视。

液压传动中广泛采用石油型液压油，特殊情况下才采用抗燃合成型液压油。选择液压油时，主要是对粘度等级的选择，同时兼顾其它方面。粘度对液压系统的稳定性、可靠性、效率、温升以及磨损等都有显著的影响。粘度选择的总原则是：在高压、高温、低速情况下，应选用粘度较高的液压油，因为在这种情况下泄漏对系统的影响较大，粘度高可适当减少这些影响；在低压、低温、高速情况下，则应选用粘度较低的液压油。一般可从以下几方面考虑：

- (1) 液压传动中所采用液压油的运动粘度一般为 $\nu_{40} = 20 \sim 150 \text{cSt}$ 。
- (2) 在一般环境温度 ($t < 38^\circ\text{C}$) 的情况下，油液粘度可根据不同压力级别来选择。例如工作压力低于 7MPa 时，宜选用 40°C 运动粘度为 $30 \sim 50 \text{cSt}$ 的液压油；工作压力为 $7 \sim 20\text{MPa}$ 时，宜选用 40°C 运动粘度为 $40 \sim 70 \text{cSt}$ 的液压油。
- (3) 冬季应当选用粘度较低的液压油；夏季则应选粘度较高的液压油。
- (4) 周围环境温度很高 (超过 40°C 以上时)，应适当提高油液粘度。
- (5) 对高速液压马达和快速液压缸的液压系统，应选用粘度较低的液压油。
- (6) 对液压伺服系统，宜用低粘度液压油，通常 $\nu_{40} \leq 20 \text{cSt}$ 。
- (7) 对于一些精度高、有特殊要求的液压系统，应采用专用液压油；对于一般液压系统，可采用机械油、汽轮机油等。
- (8) 经济性好，如液压油的价格、使用期限以及对液压元件寿命的影响等。

在液压系统的所有元件中，以液压泵对液压油的性能最为敏感，因为泵内零件的运动速度最高，承受压力最大，承压时间长，温升高。因此，可参照液压泵的类型及其要求来选择液压油的粘度，详见液压泵的产品样本。

第二节 静止液体的力学性质

静止液体是指液体内部各个质点之间没有相对运动 (位移) 而处于平衡状态时的液体，因此静止液体不呈现粘性。至于液体整体，则完全可以如同刚体似地作各种运动。

一、液体静压力及其特性

作用在液体上的力，有质量力和表面力。质量力是作用于液体的所有质点上，并与受作用的液体质量成正比的力，如重力、惯性力等；表面力是作用于液体的表面上，并与液体表面积成正比的力，表面力又可分解为垂直作用于表面的法向作用力和平行于表面的切向作用力。表面力可以是其它物体作用于液体上的力，也可以是液体内部一部分液体作用于另一部分液体上的力。对于液体整体来说，前一种情况下的表面力是一个外力，如大气压力，外加力等，后一种情况下的表面力是一个内力。

静压力是指液体处于静止状态时，液体单位面积上所承受的法向作用力，称为压力，而在物理学中称为压强。设液体在面积 A 上所受的力为 F_n ，则液力的压力 p 为

$$p = \frac{F_n}{A} \quad (\text{Pa}) \quad (2-10)$$

在液压传动中常用到液体在某一点处的压力。液体处于静止状态时，作用在任一点上的法向作用力 ΔF_n ，围绕该点取一微小面积 ΔA ，当微小面积无限缩小而趋近于该点时， $\Delta F_n / \Delta A$