

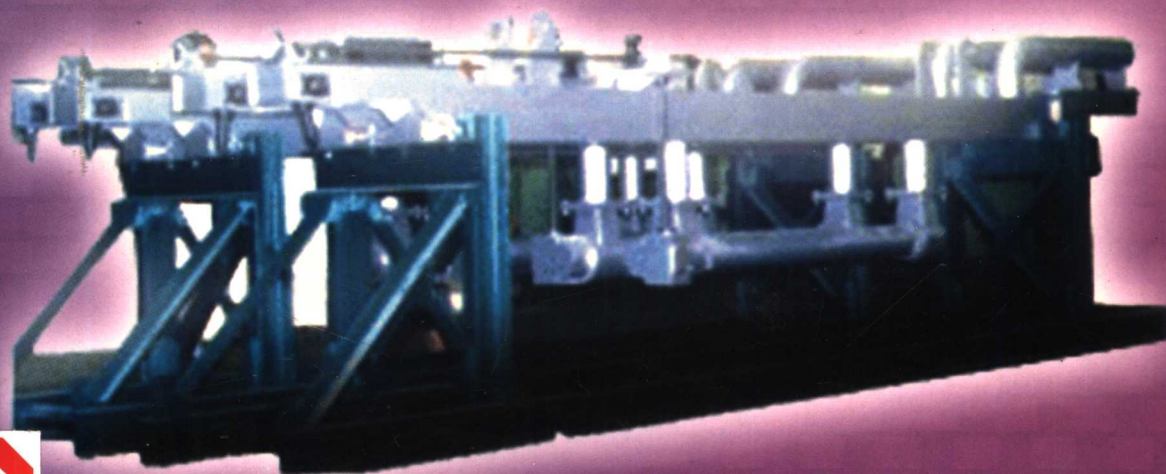


21世纪高等教育系列教材

液 压 传 动

YEYACHUANDONG

黄安贻 董起顺 主编



西南交通大学出版社

[Http://press.swjtu.edu.cn](http://press.swjtu.edu.cn)

21 世纪高等教育系列教材

液 压 传 动

主 编 黄安贻 董起顺

副主编 容一鸣 席光辉

西南交通大学出版社

· 成都 ·

内 容 简 介

本书是高等院校机械工程类专业“液压传动”课程教材。

全书共分 10 章。在绪论一章中,详细阐述了液压传动的基本原理和系统中的能量转换与传递,介绍了系统组成和液压传动的特点、液压传动介质的特性与选用原则等;第 1 章介绍了液压流体力学基础,包括静止流体力学、流动流体力学基础、液压系统中的压力损失、孔口和缝隙流量特性等;第 2~5 章分别介绍了液压泵和液压马达、液压缸、液压控制阀、液压辅助装置;第 6 章介绍了各种液压基本回路;第 7~8 章分别介绍了液压系统的分析与设计;第 9 章介绍了液压伺服控制系统。

本书主要特点是:以液压流体力学为基础,以液压系统为主线,以液压元件和基本回路为基本框架,以液压系统设计为基本目的,全面组织了课程教学的基本内容,重点突出;各章均附复习思考题,便于学生学习和思考。

图书在版编目(CIP)数据

液压传动/黄安贻,董起顺主编. —成都:西南交通大学出版社,2005.5

ISBN 7-81104-012-3

I. 液… II. ①黄…②董… III. 液压传动—高等学校—教材 IV. TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2004)第 132381 号

21 世纪高等教育系列教材

液 压 传 动

黄安贻 董起顺 主 编

*

责任编辑 张华敏

责任校对 李 梅

封面设计 广电高教编辑中心

西南交通大学出版社出版发行

(成都二环路北一段 111 号 邮政编码:610031 发行部电话:028-87600564)

<http://press.swjtu.edu.cn>

E-mail: cbsxx@swjtu.edu.cn

安徽省蚌埠方达印刷厂印刷

*

开本:787mm×1092mm 1/16 印张:16.5

字数:443 千字 印数:1—2 000 册

2005 年 5 月第 1 版 2005 年 5 月第 1 次印刷

ISBN 7-81104-012-3/TH·004

定价:25.00 元

版权所有 盗版必究 举报电话:028-87600562

编写说明

本书是高等院校机械工程类专业“液压传动”课程教材,适合于40~60学时的课堂教学。各校使用时可根据专业和学时具体情况进行适当删减或补充。

作为一门学科基础课程教材,本书对“液压流体力学”、“液压传动”和“液压伺服控制”三门课程的基本内容进行了有机整合,可以使学生在有限的学时内学习并掌握液压流体力学基础、液压元件、液压基本回路、液压传动系统和液压伺服控制等内容,为学习后续课程打下基础,也为学生毕业后从事相关工作奠定基础。

本书编者多年从事“液压传动”课程教学和研究工作。在本书编写过程中,编者总结了同类教材的编写经验,吸收了最新教学和科研成果,采纳了最新国家标准的规定,融入了编者长期教学心得和体会,因此本书不失为一部不可多得的更新换代教材。

本书由武汉理工大学黄安贻、容一鸣、席光辉、郑钧宜、文湘隆和长春理工大学董起顺共同编写,由黄安贻、董起顺统稿并主编,容一鸣、席光辉担任副主编。

经审定,本书可以作为高等院校机械工程类专业“液压传动”课程教材,也可作为相关专业教师教学参考书,并可供广大工程技术人员和科技工作者参考使用。

由于编者水平和时间有限,书中错误和疏漏之处在所难免。敬请有关专家、学者和广大读者不吝批评指正,以便不断修订完善。

编者

2005年3月

目 录

绪 论	(1)
0.1 液压传动的基本原理	(1)
0.2 液压传动系统的组成与职能符号	(3)
0.3 液压传动的特点	(4)
0.4 液压传动的应用	(5)
0.5 液压油的特性与选用	(6)
复习思考题	(12)
第1章 液压流体力学基础	(14)
1.1 概 述	(14)
1.2 液体静力学基础	(14)
1.3 流动流体力学基础	(19)
1.4 液体在管路中流动时的压力损失	(31)
1.5 孔口与缝隙流量-压力特性	(36)
1.6 液压冲击和气穴现象	(41)
复习思考题	(45)
第2章 液压泵和液压马达	(49)
2.1 液压泵与液压马达概述	(49)
2.2 齿轮泵与齿轮马达	(55)
2.3 叶片泵和叶片马达	(62)
2.4 轴向柱塞泵和轴向柱塞马达	(73)
2.5 径向柱塞泵和径向柱塞马达	(78)
2.6 螺杆泵和螺杆马达	(81)
2.7 液压泵及液压马达的性能和选用	(83)
复习思考题	(88)
第3章 液压缸	(89)
3.1 液压缸的基本类型和静特性	(89)
3.2 典型液压缸的结构分析	(96)
3.3 液压缸的结构设计	(100)
复习思考题	(101)
第4章 液压控制阀	(102)
4.1 液压阀概述	(102)
4.2 方向控制阀	(103)
4.3 压力控制阀	(116)
4.4 流量控制阀	(128)

4.5 其他控制阀	(137)
复习思考题	(145)
第5章 液压辅助装置	(147)
5.1 蓄能器	(147)
5.2 滤油器	(150)
5.3 热交换器	(152)
5.4 液压油箱	(155)
5.5 液压管道和管接头	(157)
复习思考题	(159)
第6章 液压基本回路	(160)
6.1 概 述	(160)
6.2 压力控制回路	(160)
6.3 速度控制回路	(164)
6.4 方向控制回路	(178)
6.5 多缸工作控制回路	(180)
6.6 其他回路	(186)
复习思考题	(191)
第7章 典型液压系统的分析	(195)
7.1 一般液压系统分析的方法和步骤	(195)
7.2 组合机床液压动力滑台液压系统的分析	(195)
7.3 M1432 A型万能外圆磨床液压系统的分析	(198)
7.4 压力机液压系统的分析	(201)
7.5 日立 EX400 单斗全液压挖掘机液压系统的分析	(204)
复习思考题	(208)
第8章 液压系统的设计与计算	(210)
8.1 液压系统的方案设计	(210)
8.2 液压系统的参数设计	(213)
8.3 液压元件的正确选择	(215)
8.4 液压装置的结构设计	(219)
8.5 液压传动系统设计举例	(227)
8.6 其他设计	(231)
8.7 液压系统的现代设计方法简介	(231)
复习思考题	(238)
第9章 液压伺服控制系统	(241)
9.1 液压伺服系统的基本概念	(241)
9.2 液压伺服系统的控制元件	(243)
9.3 电液伺服阀	(247)
9.4 液压伺服系统应用实例	(251)
复习思考题	(254)
参考文献	(255)

绪 论

一部完整的机器就是一个复杂的系统,由动力子系统、传动子系统、控制子系统和工作机构等组成。传动部分是一个中间环节,其作用是把动力(电动机、内燃机等)的输出功率)传送给工作机构。传动有多种类型,如机械传动、电力传动、液体传动、气压传动以及它们的组合传动等。

液体传动(hydraulic transmission)是用液体作为工作介质进行能量转换与传递的一种传动方式。按照其工作原理的不同,液体传动又可分为液压传动和液力传动两种形式。液压传动(hydrostatic transmission)主要是利用液体的压力能来传递能量;而液力传动则主要是利用液体的动能来传递能量。

本书主要介绍以液体为工作介质的液压传动和控制。液压传动与控制是以液体为介质,利用各种液压元件组成具有不同控制功能的基本回路,再由若干基本回路组成系统来进行能量转换、传递和控制的一门技术学科。

0.1 液压传动的基本原理

液压千斤顶(hydraulic jacks)是一种简单而完整的液压传动装置,其原理简图如图 0-1 所示。

图中,要举升重物 (weight) 12 时,截止阀 (stop valve) 8 应关闭。当手柄 (heaver) 1 带动液压缸 I 的活塞 (piston) 上移时,液压缸 I 的容积 V_1 增大,形成部分真空,由于此时排油单向阀 (check valve) 3 关闭,油箱 (tank) 5 中的液压油在大气压力作用下,经油管 6、吸油单向阀 4 进入液压缸 I 内;当手柄 1 带动活塞下压时,液压缸 I 的容积 V_1 减小,其中液压油受到挤压而使吸油单向阀 4 关闭,同时推开排油单向阀 3,液压油流经油管 9、10 进入液压缸 II,迫使活塞克服重物 12 的重力 G 而上升做功;当需要液压缸 II 的活塞停止运动时,可使手柄 1 停止运动,液压缸 II 中的液压力使排油单向阀 3 关闭,液压缸 II 的活塞就自锁不动;当需要液压缸 II 的活塞放下时,可打开截止阀 8,液压油在重力作用下经截止阀 8 排回油箱 5。

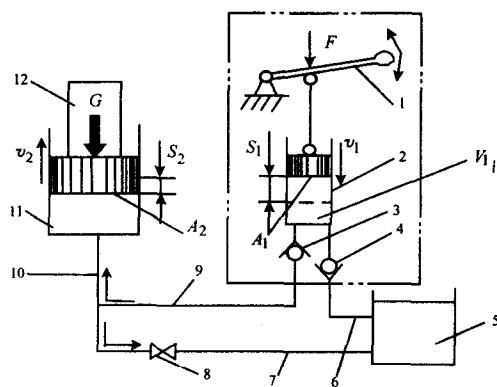


图 0-1 液压千斤顶原理图

- 1—手柄;2—液压缸 I;3—排油单向阀;4—吸油单向阀;
5—油箱;6、7、9、10—油管;8—截止阀;
11—液压缸 II;12—重物

我们再看一个稍微复杂的例子。图 0-2 所示为一个用半结构式图形绘出的驱动机床工作台的液压传动系统原理图。这个系统可克服各种阻力使工作机构做直线往复运动,并且工作机构的运动速度可以调节。在图中,液压泵 (pump) 5 由电动机驱动旋转,从油箱 3 中吸油,油液经过滤器 (filter) 2 进入液压泵;换向阀 2 有三个工作位置,在图示位置,所有油口 P、O、A、B 均封闭,当油液

从液压泵输出进入油管(pipe)后,通过节流阀(throttle valve)7、换向阀(directional control valve)2不能进入液压缸1,因而活塞停留在某个固定位置,此时,液压泵输出的液压油只能在一定压力下通过溢流阀(relief valve)6流回油箱;当换向阀2的手柄被推到右侧工作位置时,液压泵5输出的液压油将流经节流阀7、换向阀2的P口、B口进入液压缸1的右腔,推动活塞(和工作台)向左移动,这时,液压缸左腔的油液经换向阀2的A口、O口和回油管排回油箱;如果将换向阀2的手柄推到左侧工作位置,则液压泵输出的油液将经过节流阀7和换向阀2的P口、A口进入液压缸的左腔,推动活塞(和工作台)向右移动,并使液压缸右腔的油液经换向阀2和回油管排回油箱。

活塞(和工作台)的移动速度是由节流阀来调节的。当节流阀口开大时,进入液压缸的油液增多,活塞(和工作台)移动速度增大,当节流阀口关小时,进入液压缸的油液减少,活塞(和工作台)的移动速度减小。

为了克服移动工作台所受到的各种阻力,液压缸必须产生一个足够大的推力,这个推力是由液压缸中的油液压力产生的。要克服的阻力越大,液压缸中的油压力越高;反之压力就越低。液压泵输出的多余油液经溢流阀6和回油管排回油箱(只有在压力油管中的油液对溢流阀6中钢球的作用力等于或略大于溢流阀中弹簧的预紧力时,油液才能顶开溢流阀中的钢球流回油箱)。所以,在图0-2所示的液压系统中,液压泵出口处的油液压力是由溢流阀决定的,它和液压缸中的压力不一样大。

通过上述例子可以看到:

①液压传动是以有压力的油液作为传递动力的介质,液压泵把电动机(或其他动力)供给的机械能转换成油液的液压能,油液输入液压缸后,又通过液压缸把油液的液压能转变成驱动工作部件运动的机械能。在图0-1中,液压缸2、单向阀3和单向阀4构成阀式配流的液压泵,它将通过手柄输入的机械能转变为液体的液压能;液压缸11将液体的液压能转变为机械能对外做功。液压系统中的能量转换与传递过程可以简单地表示在图0-3中。

②在液压泵中,无论是电动机的旋转运动还是其他直线运动的机械能,都依靠密封容积的变化转化为液体的压力能,即液压泵输出具有一定压力与流量的液压油。在液压缸中,也是依靠密封容积的变化把输入的液压能转换为活塞直线往复运动的机械能。这种依靠密封容积变化来实现能量转换与传递的传动方式,称为液压传动。

③工作部件运动时所能克服的阻力大小与液压油的压力及活塞的有效工作面积有关,工作部件运动的速度取决于在单位时间内通过节流阀流入液压缸中油液的多少。

④液压传动系统中,控制液压执行元件(液压缸或液压马达)的运动(速度、方向和驱动负载能力)是通过控制与调节液压油的压力、流量及液流方向来实现的,即液流是处在液压控制的状态下

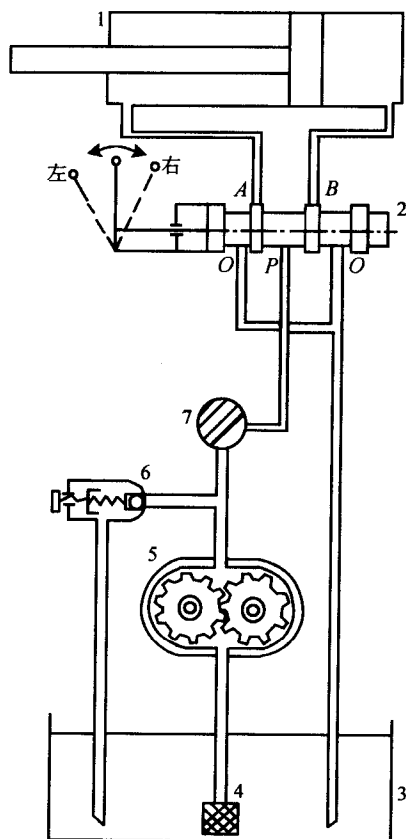


图 0-2 半结构式液压传动系统原理图

1—油缸;2—换向阀;3—油箱;4—滤油器;
5—液压泵;6—溢流阀;7—节流阀

进行工作的,因此说液压传动与液压控制是不可分割的。但我们通常所说的液压控制系统是指具有液压动力反馈机构的反馈控制系统。

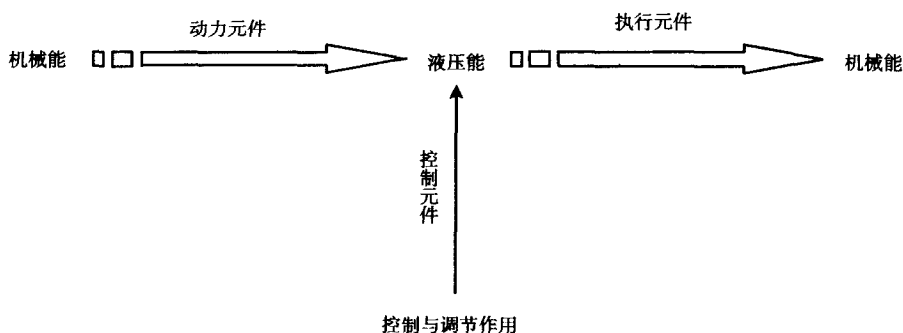


图 0-3 液压系统中的能量转换与传递过程

0.2 液压传动系统的组成与职能符号

从上节的两例分析中可以看到,一个完整的液压传动系统由以下五部分组成。

0.2.1 动力元件(source of power)

动力元件即液压泵(pump)。动力元件是指能将原动机的机械能转换成液压能的装置。它是液压系统的动力源,对液压传动系统来说,它是液压泵,其作用是提供压力油。

0.2.2 控制元件(control elements)

控制元件包括诸如溢流阀(压力控制阀)、换向阀(方向控制阀)、节流阀(流量控制阀)等各种阀类(valves)元件,其作用是用来控制工作介质的流动压力、方向和流量,以保证执行元件和工作机构按要求工作。

0.2.3 执行元件(actuators)

执行元件指液压缸或液压马达(hydraulic motor),是将压力能转换为机械能的装置,其作用是在工作介质的作用下输出力和速度(或转矩和转速),以驱动工作机构对外做功。

0.2.4 辅助元件(auxiliary elements)

除以上装置外的其他元件都称为辅助装置,如油箱、过滤器、蓄能器、冷却器、压力表、管接头以及各种信号转换器等。它们是一些对完成主运动起辅助作用的元件,从原理上看可有可无,但在系统中则是必不可少的,对保证系统可靠、持久、稳定正常地工作有着十分重要的作用。

0.2.5 工作介质(transmission medium)

工作介质指传动液压的介质,即液压油(oil)。液压油在液压系统中除了作为工作介质外,还有润滑、冷却等作用。

无论是前述四类液压元件还是工作介质,都是保证系统正常工作必不可少的组成部分。

液压传动系统在工作过程中的能量转换和传递过程以及液压元件在其中所起的作用如图 0-3 所示。

图 0-2 所示的液压系统中,泵、阀等元件的图形基本上表示了它们的结构原理,称为半结构式原理图。半结构式原理图直观性强,容易理解,发生故障时按此类图来检查和判断故障原因比较方便,但这种图形复杂,不便绘制。为了简化液压系统原理图的绘制,我国国家标准 GB/T 786.1—1993 规定了液压传动图形符号。这些符号只表示元件的职能,反映元件在油路的连接通路,并不表示元件的具体结构和参数,是职能符号。绘制液压系统原理图时应尽量采用国家标准中规定的职能符号,这样的原理图称为职能符号式原理图。当无法用职能符号表示,或必须特别说明系统中某一重要元件的结构及动作原理时,也允许局部用结构式原理图表示。国家标准还规定:液压系统原理图中各元件的符号均以静止状态(或零工位)表示,工作油路(包括主压油路和主回油路)以标准实线(粗实线)表示,泄漏油路以细实线表示,控制油路以虚线表示。

应当注意,职能符号只表示元件的职能,不表示元件的具体结构和参数;职能符号式原理图只反映各元件在油路连接上的相互关系,不反映其相互间的空间位置关系;职能符号式原理图只反映初始位置时的静态工作状态,而不反映其过渡过程(或动态过程)。

0.3 液压传动的特点

正如前述,各种工作机械中,机械传动、电气传动、液体传动及气压传动等是基本的传动形式,还有综合几种基本传动方式的联合传动形式。液压传动与机械传动、电气传动、气压传动相比,主要具有以下优点:

①能够方便地实现无级调速,调速范围大。在液压传动中,执行元件可以在工作时进行无级调速,调速方便且调速范围大,可达 $100:1 \sim 200:1$ 。

②运动传递平稳、均匀。液压传动中的工作介质为液体,它是无间隙传动且具有吸振的能力,使液压传动工作平稳、均匀。不像机械传动装置,由于加工和装配误差,总会存在传动间隙,从而会引起振动、冲击和噪声。

③功率-重量比大,即传递单位功率的重量轻,体积小,结构紧凑,反应速度快。在传递同等功率的情况下,液压泵或液压马达的重量约为电机的 $1/6$,外形尺寸为电机的 15% 左右。液压马达的运动惯量不超过同等功率电机的 10% ,起动中等功率的一般电机需要 $1 \sim 2$ s,而起动同样功率的液压马达时间不超过 0.1 s。反应灵敏,易于平稳地实现频繁的起动、停止、换向或变速。

④易于获得很大的力或力矩。液压传动系统的工作压力可达 40 MPa,甚至更高,液压缸或液压马达的有效承压面积亦可取得较大值,因此可获得很大的力或力矩。

⑤自动润滑,元件和系统使用寿命长。液压油具有润滑作用,液压元件相对运动的表面之间有液压油因而能自行润滑,所以使用寿命较长。

⑥易于实现自动化和过载保护,工作可靠。液压传动本身的调节、控制比较简单,操纵方便、省力。此外,液压元件的控制通常与电气、气动等方式配合,很容易实现自动控制及远距离控制。在液压系统中,液压油的压力很容易由压力控制元件来控制。只要设法控制液压油的压力在规定的限度范围内,就能达到防止过载及避免事故发生的目的。

⑦液压元件实现了通用化、标准化、系列化,便于设计、制造和使用。

液压传动也有其固有的缺点,主要有以下几个方面:

①液压传动不能实现严格的定比传动,这是由于液压油的可压缩性和泄漏造成的,因此,液压传动系统不宜用在需要定比传动的场合。

②工作性能易受温度变化的影响,这是因为液压油的特性易受到温度变化的影响,因此,液压传动系统不宜在很高或很低的温度条件下工作,一般也不宜在温度变化太大的环境下工作。

③由于液体流动的阻力损失和泄漏较大,所以效率较低,从原理上分析可知,节流调速系统的效率不高于38.5%。如果对泄漏的处理不当,泄漏不仅污染环境和场地,还可能引起火灾和爆炸事故。泄漏也会使液压系统在食品、医药等行业的应用受到限制。

④为了减少液压系统泄漏,液压元件在制造精度上一般要求较高,因此,液压传动系统造价高,而且液压元件对油液的污染比较敏感。

⑤液压系统中的各种元件和工作液体都在封闭的油路内工作,故障原因一般较难查找,因此,使用和维护要求有较高的技术水平。

总的说来,液压传动的优点是最为突出的,它的一些缺点有的现已大为改善,如泄漏问题等;有的将随着科学技术的发展而进一步得到克服,相信液压传动技术将会在越来越广阔的领域得到应用。

0.4 液压传动的应用

液压传动的优点较多,有些优点是其他传动形式无法比拟的。随着科学技术的发展,液压系统的缺点正在逐步被克服,因此,液压传动有着广阔的发展前途,其应用也将越来越广泛。液压系统在各个行业中的应用,出发点不尽相同。在机床中,采用液压传动的主要原因是为了在工作过程中便于无级调速,实现自动化和实现换向频繁的往复运动。液压传动在机床上的应用主要有以下几个方面。

0.4.1 进给运动装置(feeding arrangements)

液压传动在机床上的进给运动中应用最为广泛。例如,车床、六角车床、自动车床的刀架及转塔刀架的进给,组合机床的动力头、动力滑台的进给等,要求有较大的调速范围,且在工作中能无级调速;磨床、刨床工作台往复运动,用液压控制,周期地实现定量进给运动,进给量可进行无级调节。这些部件有的要求快速移动,有的要求慢速移动,有的则快速、慢速都有要求;有的持续进给,有的间歇进给;有的要求在负载变化的情况下能保持速度恒定,有的要求具有良好的换向性能,等等。这些要求,采用液压传动都是比较合适的。

0.4.2 主体运动装置(main drive)

龙门刨床的工作台、牛头刨床或插床的滑枕,都广泛采用液压传动实现所需的高速往复运动,可以减少换向冲击,降低能量消耗,缩短换向时间。龙门刨床的工作台的往复运动速度可达60 000~90 000 mm/min,而牛头刨床或插床的滑枕的运动速度可达30 000~50 000 mm/min。液压传动也可用于自动车床、数控机床等的主轴旋转运动。

0.4.3 仿形装置(profiling mechanism)

车床、铣床、刨床上的仿形加工可以采用液压伺服系统来实现。液压仿形精度可达 0.01~0.02 mm,灵敏性好,靠模接触力小,使用寿命长。

0.4.4 辅助装置(auxiliary arrangements)

工件与刀具的装卸、输送、转位、变速操纵,垂直移动的部件平衡等,都可采用液压传动来实现,可以简化机床结构,提高机床自动化程度。

0.4.5 数控机床(NC machine tool)

在数控机床的拖动系统中,如电液脉冲马达及电液伺服阀等的电液伺服装置也应用得比较广泛。

0.4.6 液压支承(hydraulic bearing)

重型机床、高速机床、高精度机床上采用液压轴承、液压导轨及液压丝杆,可以使其工作平稳,运动精度高。液压轴承和液压导轨都有静压与动压之分,也可以将动压、静压结合起来,形成液体动静压轴承和动静压导轨。

液压传动的应用领域早已超出了机床行业,几乎在所有的工业分支都能找到液压传动应用的实例,比如汽车,在其驱动系统、制动系统、转向系统中都有液压传动的成功应用。随着液压技术本身的发展,液压传动的应用将不断得到扩大和完善。

0.5 液压油的特性与选用

0.5.1 液压油的一般特性

1. 流动性(flowability)

我们知道,任何液体都不能保持其自身确定的几何形状,只要受到微小的切应力都会产生连续不断的变形,即表现出流动性。

从分子物理学的观点来看,液体是由一个个不断做不规则运动的分子组成的,分子间存在着间隙(该间隙比固体分子间的间隙大,比气体分子间的间隙小),因此是不连续的。但是,从工程技术的观点看,液体分子间的间隙是极其微小的,完全可以把液体看作是由无限多个微小质点组成的连续介质,把液体的状态参数(如密度、速度、压力等)看作是空间坐标的连续函数。

2. 密度与重度(density & specific weight)

液体中某点的微小质量 Δm (微小重量 ΔG) 与其微小体积 ΔV 之比在 ΔV 趋近于 0 时的极限值,称为液体在该点处的密度 ρ (重度 γ),即

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V} = \frac{dm}{dV} \quad (0.1)$$

$$\gamma = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta G}{\Delta V} = \frac{dG}{dV} \quad (0.2)$$

对于均质液体,有 $\rho = \frac{m}{V}$ 和 $\gamma = \frac{G}{V}$ 。

由于 $G = mg$, g 为重力加速度,所以

$$\gamma = \rho g \quad (0.3)$$

ρ 和 γ 都随液体的温度和压力的变化而变化,但变化量很小,因此可以看成常数。对一般液压油,有 $\rho \approx 900 \text{ kg/m}^3$, $\gamma \approx 8.8 \times 10^3 \text{ N/m}^3$ 。

3. 可压缩性与热膨胀性 (compressibility & expansibility)

液体受到压力作用后其体积会减小的性质称为可压缩性。液体的可压缩性的大小可以用体积压缩系数 (coefficient of volume compression) K 来表征,其定义为:受压液体在发生单位压力变化时的体积相对变化量,即

$$K = -\frac{1}{\Delta p} \cdot \frac{\Delta V}{V} = -\frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dp} \quad (0.4)$$

式中, $\Delta V/V$ 表示液体体积的相对变化量。由于 ΔV 与 Δp 的变化方向总是相反,为使 K 为正 (与习惯一致),故在前面冠以负号。

体积压缩系数 K 的倒数称为体积弹性模量 (bulk modulus of elasticity),用符号 B 表示,即

$$B = \frac{1}{K} = -V \frac{dp}{dV} \quad (0.5)$$

液体的体积压缩系数和弹性模量都随压力和温度的变化而变化。一般地,温度升高,弹性模量减小,而压力升高,弹性模量增大。但这样的变化关系不是线性关系。

液体的体积压缩系数和弹性模量随压力变化还与压缩过程 (等温压缩、绝热压缩) 有关,但差别很小,工程上可不加以区别。

纯液体的压缩系数很小,即弹性模量很大。压力为 $(0.1 \sim 50) \times 10^6 \text{ Pa}$ 时,纯水的平均体积弹性模量约为 $2.1 \times 10^3 \text{ MPa}$,纯液压油的平均体积弹性模量的值则在 $(1.4 \sim 2) \times 10^3 \text{ MPa}$ 范围内。如果液体内含含有非溶解的气体,则其体积弹性模量就会有很大的降低。在一定压力下,油液中混有 1% 的气体时,其体积弹性模量降低为纯油的 50% 左右,如果混有 10% 的气体,则其体积弹性模量仅为纯油的 10% 左右。由于油液在使用中很难避免混入气体,因此工程上常将油液的弹性模量取为 700 MPa 。

一般情况下, B 值反映了综合体积弹性模量,即综合考虑了密闭容器如容腔、管道等的受压变形引起的容积变化及油液本身的可压缩性、混入气体的可压缩性。但为简便起见,就将 B 叫做液体的体积弹性模量。

液体的可压缩性在液压机械中会产生“液压弹簧效应”。如图 0-4 所示,当对活塞一端施加的外力变化一个 ΔF 时,由于液体是可压缩的,活塞便会沿受力方向产生一个位移量 Δl ,使容器中的液体受到压缩。外力消除后,被压缩的液体就会膨胀,活塞就会向反方向移动 Δl ,回复到原来位置。这一现象与机械弹簧受力变形的情况类似,称之为“液压弹簧效应”。液压弹簧的刚性系数按如下方法计算:

由式 (0.5) 得

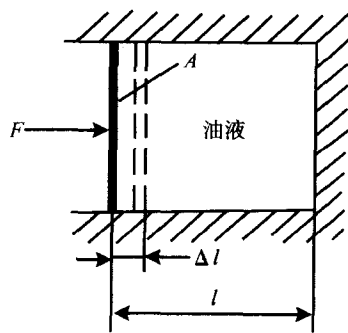


图 0-4 液压弹簧效应

$$\Delta p = -\frac{B\Delta V}{V} = -\frac{BA\Delta l}{V}$$

式中, A 为活塞截面积, 因此

$$\Delta F = \Delta p \cdot A = -\frac{BA^2}{V}\Delta l$$

根据弹簧刚度的定义, 有

$$K_h = \frac{\Delta F}{\Delta l} = -\frac{BA^2}{V}$$

式中, K_h 是液压弹簧刚度系数。

一般在进行液压系统静态分析和计算时, 可以不考虑液体的可压缩性; 但在进行动态分析和计算时, 如液压系统的动态性能计算和液压冲击最大压力峰值的计算等, 必须重视液压油的可压缩性这一因素的影响。“液压弹簧效应”还是造成液压传动装置产生低速爬行的一个重要原因。

液体在压力不变的条件下, 温度升高, 其体积会增大, 液体的这种性质叫作热膨胀性。液体的热膨胀性的大小可以用体积膨胀系数 (coefficient of volume expansion) β_t 来表征, 其定义为: 液体在压力不变的条件下单位温度变化时的体积相对变化量, 即

$$\beta_t = \frac{1}{\Delta T} \cdot \frac{\Delta V}{V} \quad (0.6)$$

式中, ΔT 为液体的温度变化量。

从实际工程的观点来看, 可以认为 β_t 是一个只取决于液体本身而与压力和温度无关的常数。一般液压油的 β_t 值约为 $6.4 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1}$ 。

4. 粘性 (viscosity)

液体分子在外力作用下运动时受到三种力的作用: 一是内聚力, 即分子间的相互吸引力; 二是附着力, 即液体分子与固体分子间的吸引力; 三是内摩擦力, 即由于内聚力的存在, 液体分子相对运动时分子间的摩擦力。

液体分子在外力作用下运动时, 液体分子间的内聚力为阻碍分子间的相对运动而产生一种内摩擦力, 这种性质称为粘性。液体的粘性反映了液体抵抗剪切流动的能力。液体只在流动时才呈现粘性, 静止的液体是不呈现粘性的。

液体粘性的大小用粘度来衡量。

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流动速度大小不等。如图 0-5 所示, 设两平行平板间充满液体, 下平板不动, 上平板以速度 u_0 向右平移。由于液体的粘性作用, 紧贴下平板液体层的速度为零, 紧贴上平板液体层的速度为 u_0 , 而中间各液层的速度则视它距下平板距离的大小按线性规律或曲线规律变化。从受力情况来看, 相邻的两液层间, 上层液体对下层液体具有拖动作用, 而下层液体对上层液体具有阻碍作用。实验表明, 液体流动时相邻液层间的内摩擦力 F_f 与液层接触面积 A 和液层间的速度梯度 du/dy 成正比, 即

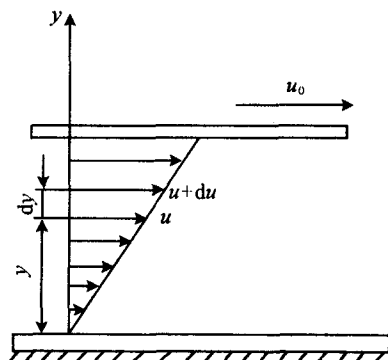


图 0-5 液体粘性示意图

$$F_f = \mu A \frac{du}{dy} \quad (0.7)$$

式中, μ 为比例常数, 称为粘性系数或动力粘度(dynamic viscosity)。

若液体的动力粘度 μ 只与液体种类有关而与速度梯度无关, 则这样的液体称为牛顿液体。一般石油基液压油都是牛顿液体。

液体的粘度常用三种方法表示, 即动力粘度 μ (dynamic viscosity)、运动粘度 ν (kinematical viscosity) 和相对粘度 (又称条件粘度, conditional viscosity)。

(1) 动力粘度 μ

动力粘度又称绝对粘度, 由式(0.7)可得

$$\mu = \frac{F_f}{A \frac{du}{dy}} \quad (0.8)$$

可见, 液体动力粘度的物理意义是: 液体在单位速度梯度下流动或有流动趋势时, 相接触的液体层间单位面积上所产生的内摩擦力。

液体动力粘度的法定计量单位为 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ($1 \text{ Pa} \cdot \text{s} = 1 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$)。

(2) 运动粘度 ν

液体的运动粘度 ν 是在同一温度下的动力粘度 μ 与该液体的密度的比值, 即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (0.9)$$

从量纲分析来看, ν 只具有长度和时间量纲, 即只有运动学量纲, 实际上, 运动粘度没有明确的物理意义。它的法定计量单位是 m^2/s , 常用 mm^2/s 。

粘度是划分液压油牌号的依据。我国国家标准 GB/T3141—1994 规定, 液压油的牌号是该液压油在 40°C 时运动粘度的中间值。例如, 32 号液压油是指这种油在 40°C 时运动粘度的中间值为 $32 \text{ mm}^2/\text{s}$, 其运动粘度范围为 $28.8 \sim 35.2 \text{ mm}^2/\text{s}$ 。

(3) 相对粘度

相对粘度又称为条件粘度。动力粘度和运动粘度是理论分析和计算时经常使用到的粘度, 但它们都难以直接测量。因此, 在工程上常常使用相对粘度, 它是采用特定的粘度计在规定的条件下测量出来的粘度。用相对粘度计测量出液体的相对粘度后, 再根据相应的关系式换算出运动粘度或动力粘度, 以便于使用。我国与欧洲一样, 采用恩氏度($^\circ\text{E}$)。

用恩氏粘度计测定液压油恩氏粘度的过程是: 把 200 mL 、温度为 $t(^\circ\text{C})$ 的被测液体装入恩氏粘度计的容器内, 测出液体在自重作用下经容器底部直径为 2.8 mm 的小孔流尽所需的时间 $t_1(\text{s})$, 并将它和同体积的蒸馏水在 20°C 时流过同一小孔所需的时间 $t_2(\text{s})$ (通常 $t_2 = 51 \text{ s}$) 相比, 其比值即是被测液体在温度 $t(^\circ\text{C})$ 下的恩氏粘度, 即 $^\circ\text{E}_t = t_1/t_2$ 。一般将 20°C 、 40°C 及 100°C 作为测定液体恩氏粘度的标准温度, 由此而得到的恩氏粘度分别用 $^\circ\text{E}_{20}$ 、 $^\circ\text{E}_{40}$ 和 $^\circ\text{E}_{100}$ 来标记。

恩氏粘度与运动粘度之间的换算关系式为

$$\nu = 7.31^\circ\text{E} - \frac{6.31}{^\circ\text{E}} \quad (\text{m}^2/\text{s}) \quad (0.10)$$

尽管国际标准化组织 ISO 规定统一采用运动粘度, 但相对粘度在一些国家或地区仍在被采用 (见表 0-1)。

液体的粘度是随着液体的压力和温度的变化而变化的。一般而言, 液压油的粘度随着压力的增大而增大, 但增加幅度很小, 所以在一般液压传动系统所使用的压力范围内可以忽略不计。

表 0-1 一些国家或地区采用的粘度单位及近似换算公式

粘度名称	符号	单位	采用的国家 或地区	测定范围		使用温度范围/℃		与运动粘度的 换算公式
				常用	最大	常用	最大	
动力粘度 (绝对粘度)	μ	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	中国					$\nu = \frac{\mu}{\rho}$ (式中 ρ 为密度)
运动粘度	ν	mm^2/s	国际通用	1.2~15 000	25 000	20~100	100~250	
恩氏度	$^{\circ}\text{E}$	$^{\circ}\text{E}$	欧洲	6.0~300	1.5~3 000	20~100	0~150	$\nu = 8.0^{\circ}\text{E} - 8.64/^{\circ}\text{E}$ ($1.35 <^{\circ}\text{E} < 3.2$) $\nu = 7.6^{\circ}\text{E} - 4.0/^{\circ}\text{E}$ ($^{\circ}\text{E} > 3.2$)
通用赛氏秒	SUS (SSU)	s	美国、英国	6.0~350	1.5~500	37.8~98.9	0~100	$\nu = 0.226\text{SUS} - 195/\text{SUS}$ ($\text{SUS} < 100$) $\nu = 0.220\text{SUS} - 135/\text{SUS}$ ($\text{SUS} > 100$)
重油赛氏秒	SFS	s	美国、英国	50~1 200	50~5 000	37.8~98.9	25~100	$\nu = 2.24\text{SFS} - 184/\text{SFS}$ ($\text{SFS} < 40$) $\nu = 2.16\text{SFS} - 60/\text{SFS}$ ($\text{SFS} > 40$)
商用雷氏秒	$R_1\text{S}$	s	英、美等国	9.4~1 400	1.5~6 000	25~120	25~120	$\nu = 0.26R_1\text{S} - 179/R_1\text{S}$ ($R_1\text{S} < 100$) $\nu = 0.247R_1\text{S} - 50/R_1\text{S}$ ($R_1\text{S} > 100$)
军用雷氏秒	$R_2\text{S}$	s	英、美等国	120~500	50~2 800	0~100	0~100	$\nu = 2.46R_2\text{S} - 100/R_2\text{S}$ ($R_2\text{S} < 90$) $\nu = 2.45R_2\text{S}$ ($R_2\text{S} > 90$)
巴氏度 (巴尔别度)	$^{\circ}\text{B}$	$^{\circ}\text{B}$	法国					$\nu = 4.850/^{\circ}\text{B}$

然而,液压油的粘度受温度的影响很大,对温度变化非常敏感。温度升高,油液粘度显著下降,这是因为温度升高使液体分子间的距离增大而内聚力减小所致。液压油的粘度随着温度变化而变化的特性称为液压油的粘温特性。粘温特性好的液压油的粘度随温度的变化小。粘温特性常用粘度指数(VI: Viscosity Index)表示,VI越大,则油液的粘温特性曲线的斜率就越小,即表明油液粘度随着温度变化而变化的程度就越小。因此,粘度指数大的液压油的粘温特性好。几种常见液压传动介质的粘温特性如图 0-6 所示。

石油基液压油的粘度指数可在 GB/T2541—1988 中查到。石油基液压油的粘度指数一般为 70~110;油包水乳化液的粘度指数为

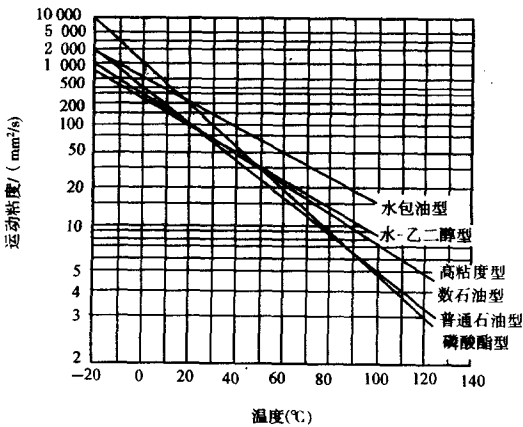


图 0-6 几种液压油的粘温特性

130~170;水-乙二醇的粘度指数为 140~170;高水基液压油的粘度指数很高;而磷酸酯的粘度指数变化范围很大,为 0~180。

当两种不同粘度的油液混合时,混合而成的调和油的粘度可按下列经验公式估算:

$$^{\circ}E = \frac{a^{\circ}E_1 + b^{\circ}E_2 - c(^{\circ}E_1 - ^{\circ}E_2)}{100} \quad (0.11)$$

式中, $^{\circ}E$ 为调和油的恩氏粘度; $^{\circ}E_1$ 、 $^{\circ}E_2$ 分别为两种油液的恩氏粘度,且满足 $^{\circ}E_1 > ^{\circ}E_2$; a 、 b 分别为两种油液的体积百分比,且 $a + b = 100$; c 为经验系数,按表 0-2 取值和插值。

表 0-2 调和油的经验配比系数

$a(\%)$	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$b(\%)$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
c	6.7	13.1	17.9	22.1	25.5	27.9	28.2	25	17

除了上述的特性以外,液压油的特性还有:

闪点与燃点 将规定容量的油液加热到它蒸发的油气与空气混合后,在与规定的火焰接触时能发出闪光的油样最低温度就叫做该油液的闪点。若将油液继续加热并进行点火试验,如果该油样开始着火并能连续燃烧 5 s 以上,这时的油样温度就叫做该油液的燃点。

一般液压油只测定闪点,根据闪点可知油液中产生低沸点可燃成分的程度。闪点高,表明油液所产生的低沸点可燃成分少,在高温下的安全性好。闪点低,就不宜在高温下工作。

倾点与凝点 倾点是油液在规定的试验条件下,冷却到能够流动的最低温度。凝点是油液在规定的试验条件下,冷却到失去流动性的最高温度。倾点一般比凝点高 $2^{\circ}\text{C} \sim 3^{\circ}\text{C}$ 。

倾点对在低温条件下工作的液压油十分重要。一般而言,当油液温度降低到倾点以上 10°C 时,油液的低温流动性就不好了,液压泵的起动将会发生困难。因此,对低温环境下工作的液压设备,要采用低温流动性好的液压油,其倾点应比环境最低温度还要高 10°C 以上。

中和值(又称酸值)与腐蚀性 油液如果精制得不好,仍然会含有少量活性的含硫化合物和水溶性低分子有机酸;此外,油液受氧化后会产生氧化物。这些物质对金属都有腐蚀性。因此液压油必须通过腐蚀性试验。中和值是中和 1g 液压油中全部酸性物质所需氢氧化钾的毫克数,以 mgKOH/g 表示。

中和值是控制液压油使用性能的重要指标之一。中和值大的油液容易造成液压元件和系统的腐蚀,而且还会促进油液变质,增加磨损。但目前有的油液中加有相对分子质量较大的酸性添加剂,如抗磨剂二烷基二硫代磷酸锌(ZDDP),防锈剂十二烷基丁二酸等,虽然能使油液的中和值增加,但是它们不能溶于水,基本上没有腐蚀作用,这在使用中应注意加以区分。

介电性 介电性是指油液的电气绝缘性能。介电性高的液压油能容许电气元件浸泡在其中而不引起电解腐蚀或短路。

空气分离压与饱和蒸汽压 油液中所含空气的体积百分数叫做含气量。空气在油液中有两种存在形式:溶解和混合。前者以分子状态均匀地分布于油中,溶解量与油液的绝对压力成正比,石油基的液压油在一个大气压下含有 $5\% \sim 10\%$ 的溶解空气;后者以细小泡沫状态悬浮于液压油中,混入量与油液性质及油与空气接触、搅拌的情况有关。溶解的空气对油液的体积模量不发生影响,混入的空气则对油液的体积模量发生影响。当压力加大时,一部分混入的空气将溶解入油中。当一定温度下的油液压力低于某个值时,油中溶解得过饱和的空气将突然迅速从油中分离出来,产生大量气泡,这个压力称为该油液在该温度下的空气分离压。此外,当一定温