

中等职业学校教材
汽车运用与维修专业



自动变速器 维修

徐昭 肖润谋 主编 崔选盟 主审



电子工业出版社

PUBLISHING HOUSE OF ELECTRONICS INDUSTRY
www.phei.com.cn

中等职业学校教材

自动变速器维修

(汽车运用与维修专业)

徐 昭 肖润谋 主编
崔选盟 主审

电子工业出版社

Publishing House of Electronics Industry

北京·BEIJING

内 容 提 要

本书主要讲述液力传动与液压控制基础、自动变速器的结构与工作原理、自动变速器检修仪器和设备的使用以及自动变速器的检修等方面的知识。在编写内容上,本着循序渐进的原则,着重突出本学科的科学性和系统性,做到理论联系实际,通俗易懂。

本书可作为中等职业学校汽车运用与维修专业及相近专业教材,同时也可供汽车维修行业的技师、技工钻研新知、提高技能和升级阅读。

未经许可,不得以任何方式复制或抄袭本书之部分或全部内容。
版权所有,侵权必究。

图书在版编目(CIP)数据

自动变速器维修/徐昭,肖润谋主编. —北京:电子工业出版社,2002.9
中等职业学校教材(汽车运用与维修专业)

ISBN 7-5053-7944-5

I. 自… II. 徐… III. 汽车-自动变速装置-车辆修理 IV. U472.41

中国版本图书馆CIP数据核字(2002)第062431号

责任编辑:夏平飞 张玉栋 特约编辑:郭茂威

印 刷:北京牛山世兴印刷厂

出版发行:电子工业出版社 <http://www.phei.com.cn>

北京市海淀区万寿路173信箱 邮编100036

经 销:各地新华书店

开 本:787×1092 1/16 印张:15.25 字数:386千字

版 次:2002年9月第1版 2002年9月第1次印刷

印 数:5000册 定价:19.00元

凡购买电子工业出版社的图书,如有缺损问题,请向购买书店调换。若书店售缺,请与本社发行部联系。
联系电话:(010) 68279077

前 言

为全面贯彻素质教育思想,从社会发展对高素质劳动者和中初级专门人才需要的实际出发,并努力着眼于不同学制、不同专业和不同办学条件的教学需求,特专门组织力量编写一套为教学提供比较和选择的“汽车运用与维修专业主干课程”教材:《汽车材料》、《汽车发动机构造与维修》、《汽车底盘构造与维修》、《汽车电气设备构造与维修》、《汽车使用性能与检测》、《电控发动机维修》、《自动变速器维修》。共计7册。

本书是根据教育部审定的中等职业学校汽车运用与维修专业(三年制)通用的《自动变速器维修课程教学大纲》编写的。在编写过程中,笔者特别注意了对学生分析问题、解决问题的能力以及从事该专业岗位的职业能力的培养,并力求反映中等职业教育的特点。该书不仅可作为各地“一纲多版本”的选用教材,同时也可供汽车维修行业的技师、等级技工钻研新知,提高技能和升级阅读。

本书主要讲述液力传动与液压控制基础、自动变速器的结构与工作原理、自动变速器检修仪器和设备的使用以及自动变速器的检修等方面的知识。在编写内容上,本着循序渐进的原则,着重突出本学科的科学性和系统性,做到理论联系实际,通俗易懂。在内容的取舍上,照顾了广度,控制了深度,符合当前汽车运用与维修行业对中等专业人才知识的要求。

本专门化是汽车运用与维修专业的学生在进入最后学习阶段时,为重点掌握一至二项现代汽车维修技术而设置的一组专修课程,学时数为90~108学时。

大纲要求的“选用模块”部分,在各章节前以“*”标志。

本书共分九章,由徐昭、肖润谋主编并统稿,其中第一章由朱新民编写;第二、三、四、五、六章由徐昭编写;第七、八章由肖润谋编写;第九章由吴映辉编写。参加编写的人员还有吴玲玉、邹贵平、洪本芸、徐衍、成海涛、王玲、郑莉霞、匡晓英、叶波清、晏雪梅、陈国平、刘长明等。

本书由崔选盟主审。

由于编者水平有限,加之时间仓促,书中缺点和错误在所难免,敬请广大读者批评指正。

编 者

目 录

第一章 液力传动与液压控制基础	1	三、液力变矩器特性	40
第一节 静止液体力学	1	第三节 锁止离合器	42
一、液体的压力	1	第四章 齿轮变速机构	44
二、静止液体内压力的传递	2	第一节 行星齿轮机构概述	44
三、液体压力作用于固体壁面上的力	3	一、简单行星齿轮机构的结构	44
第二节 流动液体力学	3	二、简单行星齿轮机构的工作原理及 传动比的计算	44
一、基本概念	3	三、多排行星齿轮变速机构传动比的 计算	47
二、流动液体的质量守恒定律——连续性 方程	4	第二节 行星齿轮机构换挡执行元件	49
三、流动液体的能量守恒定律——伯努利 方程	5	一、液压离合器	49
四、流动液体的动量方程	6	二、液压制动器	53
五、流动液体的压力损失	7	第三节 辛普森行星齿轮机构	56
第三节 常见液压元件的结构与工作原理	9	一、普通辛普森行星齿轮机构	56
一、液压泵和液压马达的工作原理及分类	9	二、改进型辛普森行星齿轮机构	61
二、齿轮泵和齿轮液压马达	10	第四节 其他齿轮变速机构介绍	66
三、叶片泵及叶片液压马达	12	一、拉威挪式行星齿轮机构	66
四、液压缸	14	二、串联式行星齿轮机构	69
五、液压阀	16	三、定轴齿轮式变速机构	71
第四节 液压基本回路	21	第五章 液压控制系统	75
一、调速回路	22	第一节 液压控制系统的基本组成	75
二、方向控制回路	24	第二节 供油系统	76
三、压力控制回路	25	第三节 主油路系统	82
第五节 液力传动	25	第四节 换挡信号系统	84
第二章 自动变速器概述	27	一、速控阀	84
第一节 自动变速器的发展概况	27	二、节气门阀	87
第二节 自动变速器的总体构造	28	第五节 换挡控制机构	90
一、自动变速器的分类	28	一、选挡阀	90
二、自动变速器的基本组成	30	二、换挡阀	91
三、自动变速器的基本原理	32	三、其他相关阀门	94
第三章 液力耦合器与液力变矩器	33	四、换挡图	95
第一节 液力耦合器	33	第六节 缓冲安全系统	97
一、液力耦合器的结构	33	一、缓冲阀	97
二、液力耦合器的工作原理	34	二、蓄能器	97
第二节 液力变矩器	36	三、顺序阀	97
一、液力变矩器的结构	36	四、量孔节流控制阀	98
二、液力变矩器的工作原理	37	第七节 锁止控制系统	99

一、锁止信号阀	99	第九章 自动变速器的检修	173
二、锁止继动阀	100	第一节 自动变速器故障检查的基本	
三、锁止控制装置	100	程序	173
第八节 自动变速器冷却、润滑系统	101	一、故障检查原则与注意事项	173
一、冷却系统	101	二、自动变速器故障检查的基本程序	174
二、润滑系统	101	第二节 自动变速器的常规检查	175
* 第九节 典型自动变速器液压控制系统	102	一、发动机怠速的检查	175
第六章 电子控制系统	107	二、节气门全开检验	176
第一节 ECT 电子控制系统的组成及基本		三、节气门拉索检验	176
功能	107	四、ATF 油面与油质检查	177
一、电子控制系统的组成	107	五、空挡起挡开关检验	178
二、电子控制系统各元件的基本功能	109	六、超速挡开关的检验	178
* 第二节 ECT 电子控制系统组件的		第三节 自动变速器试验	179
结构	111	一、失速试验	179
一、传感器	111	二、时滞试验	179
二、ECU	116	三、液压试验	181
三、执行器	117	四、道路试验	183
* 第三节 换挡控制与锁止控制	119	* 第四节 自动变速器的故障自诊断	185
一、换挡控制	119	一、丰田车系 ECT 的故障自诊断	186
二、锁止控制	122	二、奥迪轿车 096、097 型 ECT 的	
* 第四节 其他控制功能	123	故障自诊断	189
* 第七章 典型自动变速器的结构原理		三、日产轿车 ECT 的故障自诊断	191
.....	125	四、通用公司 ECT 的故障自诊断	192
第一节 丰田 A540E 自动变速驱动桥	125	五、广州雅阁轿车 ECT 的故障自诊断	195
第二节 日产 RE4F04A 自动变速驱动桥	129	* 第五节 电控自动变速器手动换挡试验	198
第三节 大众 096 自动变速驱动桥	133	* 第六节 电控自动变速器元件的检测	198
第四节 奔驰 W4A040 自动变速器	135	一、电子元件的位置	199
第八章 自动变速器检修仪器及设备的		二、液控自动变速器超速挡电控系统	
使用	141	的测试	199
第一节 汽车专用万用表	141	三、电控自动变速器电控系统的测试	202
第二节 V.A.G1552 诊断仪	144	* 第七节 自动变速器电控系统的故障	
第三节 ADC2000 诊断仪	150	分析	207
第四节 OTC 解码器	157	* 第八节 自动变速器的拆装与检修	212
第五节 OB91 欧洲车辆解码器	162	一、就车检修	213
第六节 Mitchell 维修光盘	165	二、车外检修	214
		参考文献	236

第一章 液力传动与液压控制基础

液体传动相对于机械传动来说,是一门新兴的技术。人类使用水力机械及液体传动技术虽然已有很长的历史,但是直到 20 世纪、特别是第二次世界大战之后,液体传动技术才在机械领域中得以应用并取得迅速发展。由于液体传动具有许多突出的优点,因而目前已广泛应用于机械、机床、交通运输、船舶控制、飞机和导弹等许多方面。

液体传动是用液体作为工作介质进行能量传递和控制的一种方式。液体传动按其工作原理不同可分为液压传动与液力传动两种形式。液压传动主要是利用液体的压力能来传递能量和进行控制的一种液体传动,又称静力式液体传动;液力传动则是利用液体的动能来传递能量的一种液体传动,又称为动力式液体传动,两种传动方式在汽车自动变速器中均得到采用。如液力变矩器中的动力传递即为液力传动,而控制离合器的接合与分离的液压回路,其动力传递方式即为液压传动。

第一节 静止液体力学

这里所说的静止液体是指液体内部质点间没有相对运动的液体,至于液体作为一个整体,则可以是静止的,也可以是随同包容它的容器作整体运动的。

一、液体的压力

(一) 液体的压力及其特性

静止液体中单位面积上所受的作用力称为液体静压力,简称压力(在物理学中称为压强),以符号 p 表示。在国际单位制(SI)中,压力的单位为帕斯卡,简称帕,代号为 Pa (N/m^2),在液压传动中通常采用兆帕(MPa)。

静压力有以下重要特性:

- (1) 液体静压力永远垂直于承压表面,其方向与该面的内法线方向一致。
- (2) 静止液体内任意点所受到的各个方向上的静压力都相等。

(二) 液体静压力基本方程

在重力作用下的静止液体中,其受力情况如图 1-1 所示。除了液体重力、液面上的压力外,还有容器壁面作用在液体上的压力。如要求液体内点 m 的压力,可以从液体中取出一个底面通过该点的垂直小液柱。设其高为 h ,由于液体处于平衡状态,故有:

$$p = p_0 + \rho gh$$

由上式可以得出:

(1) 静止液体内任一点处的压力由两部分构成,一部分是液面上的压力 p_0 ,另一部分为 ρg 与该点离液面深度 h 的乘积。当液面上只受大气压力 p_a 作用时,点 m 处的静压力为:

$$p = p_a + \rho gh$$

(2) 静止液体中的压力与液体深度呈直线关系,如图 1-2 所示。

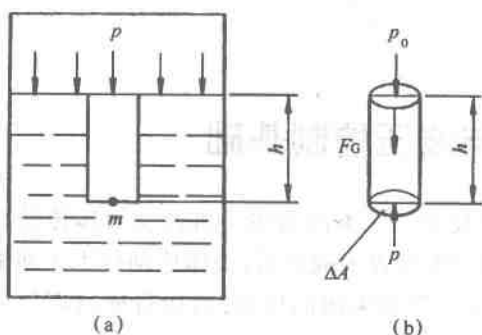


图 1-1 重力作用下的静止液体

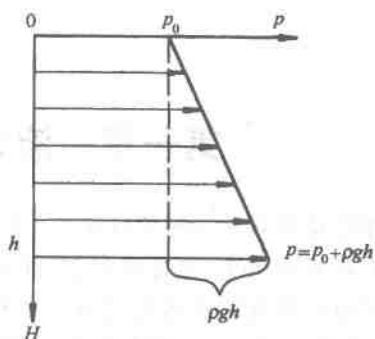


图 1-2 静止液体的压力分布

(3) 离液面深度相同处各点的压力都相等。压力相等的所有点组成的面叫做等压面。在重力作用下静止液体中的等压面是一个水平面。

(三) 压力的表示方法

压力的表示方法有如下几种形式。

1. 绝对压力

以绝对真空为基准进行度量而得到的压力值称为绝对压力。上述公式中的 p 即为液体中点 m 处的绝对压力。

2. 相对压力

以标准大气压为基准(零点)起算的压力称为相对压力。它包括表压力和真空度两种类型。

(1) 表压力 超过大气压力的那部分压力称为表压力。式 $p = p_a + \rho gh$ 中的 ρgh 即为表压力。表压力是以大气压力为基准来进行度量的,压力表因处在大气压力之下,故其所指示的压力一般为相对压力。

(2) 真空度 真空度实际上也是相对压力,绝对压力不足大气压力的那部分数值称为真空度。真空度又称负表压力。

绝对压力、表压力和真空度三者的关系如图 1-3 所示。



图 1-3 绝对压力、表压力与真空度之间的关系

二、静止液体内压力的传递

静止液体内的压力传递是由帕斯卡定律来描述的。

1. 帕斯卡定律

在密闭的容器内,施加于静止液体上的压力将以等值、同时地传到液体内所有各点,这就是帕斯卡定律。在自动变速器的液压回路及其他工程液压传动中,帕斯卡定律得到了广泛的应用。

现以液压千斤顶(连通器)的工作原理来说明帕斯卡定律的应用。如图 1-4 所示为一密闭容器——连通器,在两个相互连通的液压缸中装有油液,在液压缸的上部装有活塞,小活塞

和大活塞的面积分别为 A_1 和 A_2 ，在大活塞上放有重物 G 。如果在小活塞上施加力 F_1 ，则在小液压缸中产生的油液压力为：

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

根据帕斯卡定律，缸内压力处处相等，即这一压力 p 将传到液体中所有各点，因此也传到大液压缸中去。故大活塞所受向上的推力 F_2 为：

$$F_2 = pA_2 \quad (1-2)$$

将式 (1-1) 代入式 (1-2) 得：

$$F_2 = \frac{A_2}{A_1} F_1 \quad (1-3)$$

如果 F_2 足以克服重物 G 所产生的外力，重物就将被顶起。由式 (1-3) 可知，只要 A_2 足够大， A_1 足够小，则比值 A_2/A_1 就会足够大，此时即使 F_1 很小，也会在大活塞上产生较大的推力 F_2 ，克服重物（负载）做功。液压千斤顶就是利用这一原理工作的。

2. 液压系统中压力的形成

在图 1-4 中，若除去重物 G ，则在不计大活塞的重量和其他阻力时，无论怎样推动小活塞也不能在油液中形成压力。

若重物（负载）存在且较重时，将重物 G 顶起所需的力 F_1 也较大（在比值 A_2/A_1 一定时），则油液压力 p 必然存在且也较大。反之若重物 G 较小，则压力 p 也较小。

可见，液压系统中的压力是由外界负载决定的。负载大，压力大；负载小，压力小；外界负载为零，压力为零。这是液压传动中的一个基本概念。

三、液体压力作用于固体壁面上的力

静止液体和固体壁面相接触时，固体壁面上各点在某一方向上所有的静压力的总和，即是液体在该方向上作用于固体壁面上的力。

若固体壁面为平面，且不计重力作用，平面上各点处的静压力相等，作用于固体壁面上的力等于静压力与承压面的乘积，其作用方向垂直于壁面。

当固体壁面为曲面时，液压作用在曲面某一方向的分力等于液体压力和曲面在该方向的垂直面内投影面积的乘积。

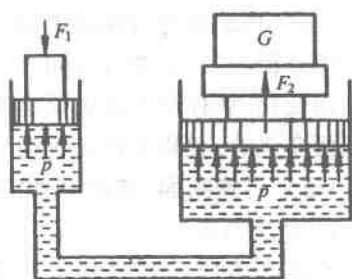


图 1-4 帕斯卡定律应用实例

第二节 流动液体力学

液体的流动状态与液体的温度和粘性等参数有关，为了简化条件便于分析，一般都假定在等温条件下来讨论液体的流动情况。

一、基本概念

(一) 理想液体

既没有粘性又没有压缩性的假想液体称为理想液体。真正的理想液体是不存在的，即实际中的液体，既有粘性又具有一定的可压缩性，引入理想液体只是为了简化设计和计算。

(二) 恒定流动 (稳定流动)

液体流动时,若通过空间某一固定点的所有液体质点在该点处的压力、速度和密度都不随时间而变化,就称该液体做恒定流动(稳定流动)。反之若压力、速度或密度中有一个量是随时间而变化的,就称非恒定流动(不稳定流动)。

(三) 过流断面、流量、平均流速

1. 过流断面

液体流动时,与液体质点的流速方向相垂直的截面称过流断面。

2. 流量 Q

液体流动时,单位时间内流过任一过流断面的液体的体积,称为流量。

根据上述定义,若测得在时间 t 内流过某一截面的液体体积为 V ,则流量为:

$$Q = \frac{V}{t} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

流量的单位是 m^3/s ,但这个单位过大,故常用单位 cm^3/s 和 L/min 。

3. 平均流速 v

流速是指液体质点在单位时间内流过的距离,其单位为 m/s 。

由于液体具有粘性,液体在管路中流动时,在同一截面上各点的速度不可能完全相同,因此都以平均流速 v 来计算。

平均流速为通过某一截面的流量 Q 除以截面面积 A ,即:

$$v = \frac{Q}{A} \quad (\text{m}/\text{s})$$

(四) 液体流动时的压力

静止液体内任意点处的压力在各个方向上都是相等的,可是在流动液体内,由于惯性力和粘性力的影响,任意点处的压力在各个方向上的压力并不相等,但在数值上相差甚微。即理想液体流动时的压力(动压力)与静压力在数值上相差很小,因此在讨论中将两者等同对待。

二、流动液体的质量守恒定律——连续性方程

与自然界的其他物质一样,液体在流动中也遵循质量守恒定律,即其质量不会自行产生和消失。

设液体在一不等断面的管路中流动,如图1-5(a)所示。现把管路过流断面1、2之间的液体取为控制体积加以研究。设过流断面1、2的面积分别为 A_1 、 A_2 ,其液体的平均流速分别为 v_1 、 v_2 ,由于假定液体为理想液体,无压缩性,故密度 ρ 为常数。根据质量守恒定律,在单位或相同的时间内,从过流断面1流进控制体积的液体质量一定等于从过流断面2流出控制体积的液体质量。即:

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

$$v_1 A_1 = v_2 A_2$$

由于过流断面1、2是任意取的,所以对管路中的任何过流断面上式都成立。即:

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = v A = Q = \text{const}(\text{常数}) \quad (1-4)$$

这就是不可压缩液体恒定流动时的连续性方程。其物理意义是,在恒定流动的情况下,当不考虑液体的压缩性时,通过管路各过流断面的流量都相等。

据此,我们可以得出以下两点推论:

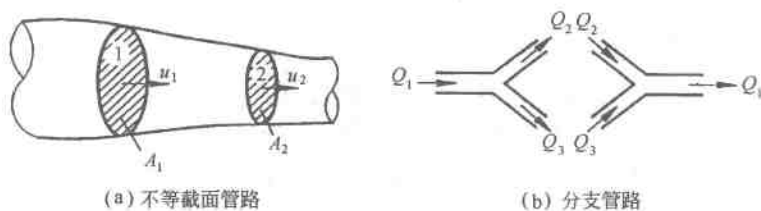


图 1-5 液流的连续性简图

(1) 由式 (1-4) 有 $v_1/v_2 = A_2/A_1$, 即液体的流速与其过流断面面积成反比。这说明流量一定时, 管路细的地方流速大, 管路粗的地方流速小。

(2) 在具有分支的管路中, 有 $Q_1 = Q_2 + Q_3$ 的关系, 如图 1-5 (b) 所示。

三、流动液体的能量守恒定律——伯努利方程

在液压系统中是利用具有压力的流动液体来传递能量的。下面根据能量守恒定律先对理想液体做恒定流动时存在的能量形式进行分析, 然后再推广应用于实际液体。

伯努利方程为能量守恒定律在液体流动过程中的应用。

图 1-6 表示理想液体在管路内作恒定流动。一质量为 m 的液体流经管道任意两个截面 I-I 和 II-II。两断面面积分别为 A_1 、 A_2 , 压力分别为 p_1 、 p_2 , 流速分别为 v_1 、 v_2 , 位置高度分别为 h_1 、 h_2 。若在很短的时间 dt 内液体流过两断面的距离分别为 $dL_1(v_1 dt)$ 和 $dL_2(v_2 dt)$ 。

由于流动的液体不仅有压力能, 而且它还具有流速和一定的高度, 因而它还有动能和势能。则质量为 m 的液体通过截面时的压力能为 $pAdL(p dV)$, 动能为 $\frac{1}{2} mv^2$, 势能为 mgh 。

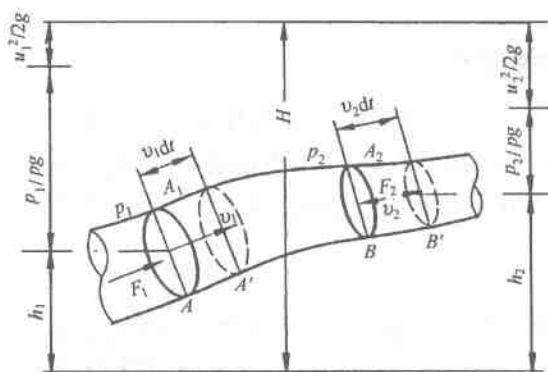


图 1-6 液体能量定理示意图

流动液体也遵循能量守恒定律, 因此质量为 m 的液体在截面 I-I 处所具有的能量与在截面 II-II 处所具有的能量相等, 即

$$p_1 dV_1 + \frac{1}{2} mv_1^2 + mgh_1 = p_2 dV_2 + \frac{1}{2} mv_2^2 + mgh_2 \quad (1-5)$$

式中 dV_1 、 dV_2 ——通过截面 I-I 和 II-II 的质量为 m 的液体的体积。

根据液流的连续性原理可知:

$$dV_1 = dV_2 = dV$$

如果将式 (1-5) 两边同除以 mg , 可得:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 \quad (1-6)$$

即:
$$\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + h = \text{const} \quad (1-7)$$

式 (1-7) 即为伯努利方程。

在式 (1-7) 中, $\frac{p}{\rho g}$ 、 $\frac{v^2}{2g}$ 、 h 分别是单位重量液体的压力能、动能和势能, 三者分别称为液体的比压能、比动能和比势能。

式 (1-7) 是理想液体的伯努利方程, 当把它应用到实际液体上时, 必须对其进行修正。

由于实际液体是具有粘性的, 因此液体在流动时为克服内摩擦阻力必然要损失一部分能量。又由于实际液体在某一过流断面上的各点的速度并不相同, 而式 (1-7) 中的比动能 $v^2/2g$ 是以平均流速来计算的, 因此与实际液体的比动能必定存在一定的误差。考虑到这两方面的影响, 实际液体的伯努利方程为:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + h_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_2 + h_w \quad (1-8)$$

式中 h_w ——单位重量液体从一个过流断面流向另一个过流断面的总的能量损失;

α_1 、 α_2 ——动能修正系数, 为某过流断面上各点都以其真实速度流动时的实际动能与同一过流断面上各质点都以平均速度 v 流动时的平均动能之比。在紊流情况下或层流粗略计算时取 $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$; 层流时取 $\alpha_1 = \alpha_2 = 2$ 。

相对于压力能, 位能与动能常常可忽略不计 (高压时尤其如此), 即在液压传动中一般只考虑压力能。

四、流动液体的动量方程

液体在管路中流动时, 当其动量 (质量 m 与速度 v 的乘积) 发生变化时, 它会对管路的固体壁面或容腔产生作用力 (液动力)。这个力很重要, 有时会直接影响系统或液压元件的使用性能。这里通过动量定律解决这个问题。

1. 动量方程式的建立

现将刚体的动量定律应用于取定的一块做恒定流动的控制体积。刚体的动量定律指出: 当一质点系运动时, 在时间间隔 dt 内其动量的增长等于同一时间间隔内作用于该质点系上的外力的总冲量。

如图 1-7 所示, 在液流管路中取出一段控制体积 12, 经过时间间隔 dt 后, 控制体积 12 移动到 1'2' 位置。设过流断面 1、2 处的平均流速分别为 v_1 、 v_2 , 面积分别为 A_1 、 A_2 。控制体积从 12 流到 1'2' 位置时, 可以看成是一个质点系在运动。若以 $d[mv]$ 表示控制体积在位置 1'2' 处相对于位置 12 处的动量增量, F 表示各外力的合力, 则由动量定律并经推导整理得:

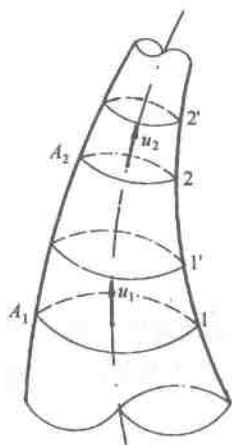


图 1-7 动量方程建立简图

$$F = \rho Q(v_2 - v_1) \quad (1-9)$$

式 (1-9) 即为理想液体做恒定流动时的动量方程式。

2. 动量方程的讨论

(1) 在式 (1-9) 中, F 、 v_1 、 v_2 均为向量, 在具体应用时应将上式向某指定方向投影, 列出在该方向上的动量方程。

(2) 式 (1-9) 中的 F 是液体所受的固体壁面的作用力, 而液体的反作用力作用于固体壁面上的力则为 $-F$, 即与力 F 大小相等, 方向相反。

(3) 动量修正系数 β 。液体的真实动量与用平均流速计算出的动量之比称动量修正系数, 以 β 表示。考虑这一因素后, 液体的动量方程修正为:

$$F = \rho Q(\beta_2 v_2 - \beta_1 v_1)$$

对于圆管中的层流流动, 取 $\beta = 1.33$, 近似值常取 $\beta = 1$; 对圆管中的紊流流动, 取 $\beta = 1$ 。

五、流动液体的压力损失

因实际液体具有粘性, 所以液体在管路中流动时就会因克服内摩擦力而产生能量损失。另外, 液体在流经管接头或过流断面大小发生突变处, 也会产生能量损失。这些能量损失主要表现为压力损失。压力损失最后转变为热, 使油温升高, 泄漏增加, 容积效率下降。因此, 必须尽量减少压力损失。

压力损失的大小与液体的流动状态有关。

(一) 液体的流动状态

1. 层流和紊流

19 世纪末, 雷诺通过实验观察了水在管路内的流动情况, 首先发现液体有两种流动状态, 即层流和紊流。在层流状态, 液体质点互不干扰, 液体的流动呈线性或层状, 且平行于管路轴线。此时液体流速较低, 质点受粘性的制约不能随意运动, 粘性力起主导作用。在紊流状态, 液体质点的运动杂乱无章, 除了沿管路轴线方向的运动外, 还存在着较强的横向运动。此时液体流速较高, 粘性的制约作用减弱, 因而惯性力起主导作用。

液体的流动是层流还是紊流, 需根据雷诺数判别。

2. 雷诺数

实验证明, 液体在管路中的流动状态不仅与液体在管内的平均流速 v 有关 (v 越高, 越易形成紊流), 还和管径 d 、液体的运动粘度 ν 有关; 但是无论 v 、 d 、 ν 如何变化, 只要 v 、 d 、 ν^{-1} 三者乘积相同, 其流态就相同, 反之亦然。称 v 、 d 、 ν^{-1} 三者的乘积——一个无量纲的纯数为雷诺数, 并用 Re 表示。即

$$Re = \frac{vd}{\nu}$$

这就是说, 液流的雷诺数如相同, 其流动状态就相同。

流动的液体由层流转变为紊流或由紊流转变为层流的雷诺数称为临界雷诺数, 以 Re_{cr} 表示。实验表明, 在管路几何形状相似的情况下, 其临界雷诺数基本是一个定值。因此可用液体流动的实际雷诺数 Re 与临界雷诺数相比较来判别流动状态。当 $Re < Re_{cr}$ 时为层流; 反之为紊流。临界雷诺数一般由实验求得, 常见液流管路的临界雷诺数见表 1-1。

表 1-1 常见液流管路的雷诺数

序号	管路形状	Re_{cr}	序号	管路形状	Re_{cr}
1	光滑的金属圆管	2000~2320	5	带环槽的同心环缝隙	700
2	橡胶软管	1600~2000	6	带环槽的偏心环缝隙	400
3	光滑圆心环状缝隙	1100	7	圆柱形滑阀阀口	260
4	光滑偏心环状缝隙	1000	8	锥阀阀口	20~100

由表 1-1 可见,圆管的雷诺数最大,这意味着对于面积相等但形状不同的通流截面,液流和圆管管壁的接触最少,阻力最小,通流能力最大。

(二) 液体在圆管中的流动及能量损失

1. 圆管层流

液体在圆管中的层流是液压回路中最常见的现象。由于实际液体的粘性,当其在管路中流动时,便会产生能量(压力)损失。能量损失包括沿程能量损失和局部能量损失两部分。

(1) 沿程能量损失。沿程能量损失是指液体在等断面直管内流动时,液体沿着其流动方向上所造的能量损失。这部分能量损失是由于液体流动时其内摩擦力和液体与管路壁面间的摩擦力所引起的。经理论推导,液体流经等直径 d 的直管路时在管长 l 段上的沿程能量损失(简称沿程损失) h_1 表达式为:

$$h_1 = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (1-10)$$

与 h_1 相应的沿程压力损失 Δp 为:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} \quad (1-11)$$

式中 λ ——沿程损失系数。 λ 为无量纲,其理论值为 $64/Re$,但实际要大一些。

由式(1-10)和(1-11)可见,沿程损失与管道的长度、直径、液体的密度和流速有关。

(2) 局部能量损失。局部能量损失是液体在流经阀口、弯头、突然变化的过流断面等处时的能量损失(简称局部损失)。液体流经这些局部时,流向与流速发生变化,并产生扰动,形成气穴、漩涡、尾流,或液体的质点相互撞击,从而产生能量损失。

局部压力损失可用下式计算:

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho v^2}{2}$$

式中 ζ ——局部阻力系数,一般由实验测取。

v ——液体的平均流速。

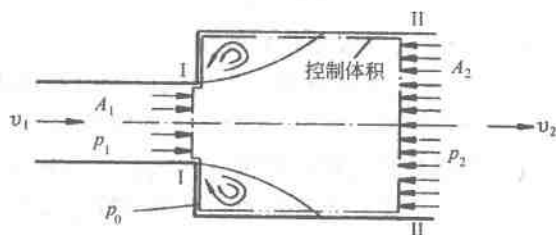


图 1-8 过流断面突然扩大处的局部损失

如图 1-8 所示为过流断面突然扩大处的压力损失,可由下式计算:

$$\Delta p = C_i \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2 \frac{\rho v_1^2}{2}$$

式中 C_i 为入口系数,见表 1-2。 $C_i \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2$ 即为局部阻力系数。

表 1-2 入口系数 C_i

入口形状	完全倒圆	稍有倒圆	倒角
C_i 值	0.04	0.23	0.48~0.56

2. 圆管紊流

紊流是一种很复杂的流动,对其过程的研究迄今尚不充分,对其规律尚未完全弄清。因此紊流时的能量损失目前还只能根据实验得出。

紊流流动时的能量损失比层流要大,其沿程损失或压力损失的计算公式与层流的形式相同。与层流不同的是 λ 不仅与 Re 有关,当 Re 较大时还与管壁的相对粗糙度有关。

第三节 常见液压元件的结构与工作原理

液压系统是为了完成某种工作而由各具特定功能的液压元件组成的整体。任何一个液压系统都是由以下四个部分组成:

动力元件——液压泵。它用来将原动机的机械能转为油液的压力能,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;液压缸带动负荷作往复运动,液压马达带动负荷作回转运动。

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、管类和密封件等。这些元件用以贮存、输送、净化和密封工作液体,并有散热作用。

为了简化液压系统图的绘制,常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构成液压系统原理图。我国于 1976 年制定了液压系统图图形符号的国家标准,即《液压系统图图形符号》(GB 786—76)。

一、液压泵和液压马达的工作原理及分类

液压泵按其工作原理和结构可分为容积式和非容积式两类。为获得较高的工作压力,在液压传动和液压伺服系统中,通常采用容积式泵。

(一) 工作原理

1. 液压泵

液压泵是将驱动电机的机械能转换成液体压力能的能量转换装置,是液压系统中的能源。

容积式泵的工作原理如图 1-9 所示。图中柱塞 2 依靠弹簧 3 紧压在凸轮 1 上,凸轮 1 的旋转驱使柱塞 2 作往复运动。

当柱塞向右运动时,它和缸体 7 所围成的油腔 4(密封工作腔)的容积由小变大,形成部分真空,油箱中的油液便在大气压的作用下,经吸油管顶开单向阀 5 进入油腔 4,实现吸油。

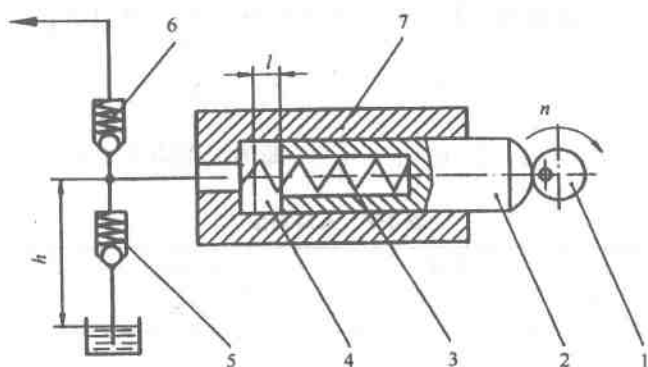


图 1-9 容积式泵

1-凸轮;2-柱塞;3-弹簧;4-油腔;5、6-单向阀;7-缸体

当柱塞向左移动时,油腔4的容积由大变小,其中的油液受压,当油液的压力大于或等于单向阀6的弹簧力时,便顶开单向阀6流入系统中,实现压油。凸轮不断地旋转,泵就不断地吸油和压油。

容积式泵的输油能力(输出流量的大小)是由密封工作腔的数目、容积变化的大小及容积变化的快慢决定的,所以称这种泵为容积式泵。

2. 液压马达

液压马达是将输入液体的压力能转换为机械能而输出能量的转换装置。就液压系统而言,液压马达是一个执行元件。

容积式液压马达的工作原理,从原理上讲是容积式泵的反向使用,即向泵输入压力油,输出的是转速和转矩。对于不同类型的液压马达其具体的工作原理有所不同。

容积式泵与其相应的马达从原理上讲是可逆的,但由于功用不同,它们的实际结构有所差别。有的泵可直接当马达使用,即通入压力油后就可以旋转;但某些泵通入压力油后,根本不能旋转。

(二) 分类

常用液压泵及液压马达类型很多。

按其结构形式不同可分为齿轮式、叶片式、柱塞式三大类。

按输出、输入的流量是否可调可分为定量泵、定量液压马达和变量泵、变量液压马达两大类。

按输出、输入液流的方向是否可调可分为单向泵、单向液压马达和双向泵、双向液压马达。对于双向液压泵和液压马达,其液流可分别从两个方向流入和流出。不同类型的液压泵和液压马达的职能符号如图 1-10 所示。

二、齿轮泵和齿轮液压马达

齿轮泵按结构不同可分为内啮合和外啮合两种,其中外啮合齿轮泵(以下简称齿轮泵)应用较为广泛。

1. 齿轮泵

齿轮泵主要由一对外啮合齿轮和壳体组成。其结构原理如图 1-11 所示。齿轮两侧靠端盖(图中未画出)封闭。齿轮与壳体内壁之间的间隙很小,各齿间槽因而组成了若干密封的

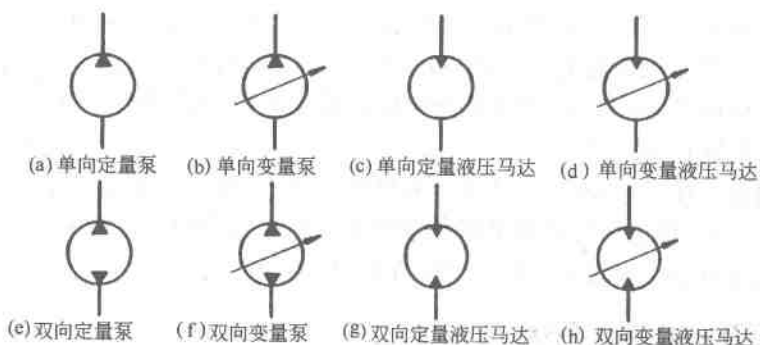


图 1-10 泵和液压马达的职能符号

工作腔,壳体上设有进、出油口。

当齿轮按图示方向旋转时,右侧进油腔的容积由于轮齿向脱离啮合的方向运动而增大,因而腔内形成部分真空。油箱的油液便经进油管被吸入并充满进油腔。齿轮旋转时,将齿间所存的油液带到出油腔内。由于出油腔一侧轮齿进入啮合,腔内容积减小,油压升高,因而油液被挤压出去。液压泵不断地旋转,吸油、压油过程便连续进行。

齿轮泵的吸油区和压油区是由相互啮合的轮齿、端盖及壳体分隔开的。

齿轮泵的主要优点是结构简单紧凑、体积小、重量轻,工艺性好,价格便宜,自吸能力强,对油液污染不敏感,转速范围大,维护方便,工作可靠。其缺点是径向不平衡力大,流量脉动大,噪声大,不能用作变量泵。

2. 齿轮液压马达

齿轮液压马达的结构与液压泵的相同,其工作原理如图 1-12 所示。图中 A 点为两齿轮的啮合点。

设齿轮的齿高为 h ,啮合点到两齿根的距离分别为 a 和 b 。由于 a 和 b 都小于 h ,所以当压力油作用到齿面上时(如图中箭头所示,凡齿面上两边受力平衡部分都未用箭头表示),

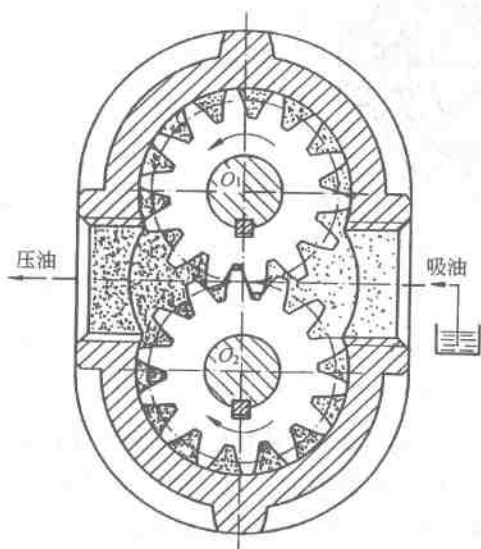


图 1-11 齿轮泵

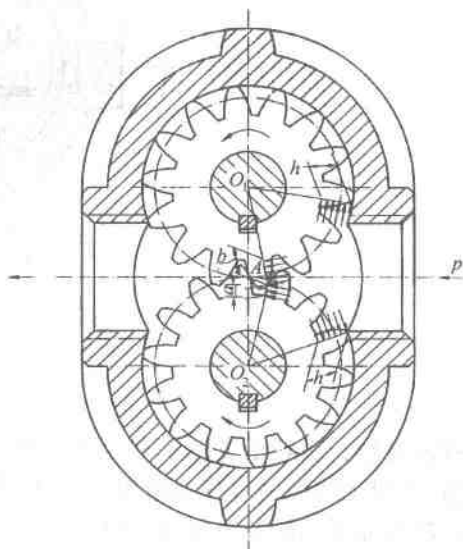


图 1-12 齿轮液压马达