

液压技术基本理论

● 丛庄远 刘震北 编



哈尔滨工业大学出版社

内 容 简 介

本书以液压元件为对象，在阐述它们的基本理论的基础上，对现代液压技术中使用的主要类型的液压泵、液压马达、液压缸和液压控制阀的工作原理、结构特点、性能及其功能作了详细介绍，对液压系统中必不可少的液压工作液和辅助装置也作了简要的介绍。以上内容构成了设计、分析和在液压系统中正确地使用液压元件的基础。

本书是高等工业院校液压专业的教材，也可供与液压技术有关的其他专业师生和科技人员参考。

液 压 技 术 基 本 理 论

丛 庄 远 刘 震 北 编

哈尔滨工业大学出版社出版
新华书店首都发行所发行
绥棱县印刷厂印刷

开本787×1092 1/16 印张17.5 字数354 000

1989年7月第1版 1989年7月第1次印刷

印数1—3 000

ISBN 7-5603-0137-1/TH·14 定价3.30元

前 言

本书是根据1986年6月在江西庐山召开的中国船舶工业总公司高等学校“七五”教材规划会议制订的出版计划，以及1987年8月在福建崇安召开的中国船舶工业总公司液压教材小组通过的液压技术基本理论课教学基本要求编写的。

本书为中国船舶工业总公司高等学校流体传动及控制专业的教材，也可供科研、设计单位及工厂等有关工程技术人员参考。

本书按60学时的教学基本要求编写，力求内容简明，并对液压元件的现状和发展作了比较全面的阐述。书中侧重于各种液压元件的工作原理、特性分析、典型结构以及运动分析和受力分析，而有关液压元件设计的一些具体问题将由专门的辅助教材作详尽的介绍。

在每一章的最后附有练习题，供学生在学习中思考和练习，以加深对教材内容的理解。

本书由哈尔滨工业大学丛庄远编写绪论和第一、二、三、四、五、六、八、十四、十五章，由刘震北编写第七、九、十、十一、十二、十三章，由丛庄远进行统稿工作。由上海交通大学吴良宝主审。

在本书的编写过程中，得到哈尔滨工业大学流体传动及控制教研室曾祥荣等同志的大力支持和帮助，并参阅了许多有关著作和论文，在此一并表示谢意。

由于编者水平所限，本书的不妥之处在所难免，敬请读者批评指正。

作 者

1988年8月

出版说明

根据国务院国发[1978]23号文件批转试行的“关于高等学校教材编审出版若干问题的暂行规定”，中国船舶工业总公司承担了全国高等学校船舶类专业教材的编审、出版的组织工作。自1978年以来，完成了两轮教材的编审、出版任务，共出版船舶类专业教材116种，对解决教学急需，稳定教学秩序，提高教学质量起到了积极作用。

为了进一步做好这一工作，中国船舶工业总公司成立了“船舶工程”、“船舶动力”两个教材委员会和“船电自动化”、“惯性导航及仪器”、“水声电子工程”、“液压”四个教材小组。船舶类教材委员会（小组）是有关船舶类专业教材建设的研究、指导、规划和评审方面的业务指导机构，其任务是，作好高校船舶类教材的编审工作，并为提高教材质量而努力。

中国船舶工业总公司在总结前两轮教材编审出版工作的基础上，于1986年制订了《1986年—1990年全国高等学校船舶类专业教材选题规划》。列入规划的教材、教学参考书等共166种。本规划在教材的种类和数量上有了很大增长，以适应多层次多规格办学形式的需要。在教材内容方面力求做到两个相适应：一是与教学改革相适应；二是与现代科学技术发展相适应。为此，教材编审除贯彻“打好基础，精选内容，逐步更新，利于教学”的原则以外，还注意了加强实践性教学环节，拓宽知识面，注重能力的培养，以适应社会主义现代化建设的需要。

这批教材由各有关院校推荐，同行专家评阅，教材委员会（小组）评议，完稿后又经主审人审阅，教材委员会（小组）复审。本规划所属教材分别由国防工业出版社、人民交通出版社以及各有关高等学校的出版社出版。

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，希望使用教材的单位和广大师生积极提出宝贵意见，以便改进工作。

中国船舶工业总公司教材编审室

1988年3月

目 录

| | |
|----|---|
| 绪论 | 1 |
|----|---|

第一篇 液压泵

| | |
|------------------------------|----|
| 第一章 液压泵概论 | 5 |
| 1-1 液压泵的基本类型 | 5 |
| 1-2 液压泵的基本参数 | 15 |
| 1-3 限制液压泵工作压力和转速的因素 | 21 |
| 第二章 轴向柱塞泵 | 26 |
| 2-1 轴向柱塞泵的特点 | 26 |
| 2-2 斜盘式轴向柱塞泵柱塞的运动规律及流量分析 | 27 |
| 2-3 斜盘式轴向柱塞泵的摩擦副之一——柱塞和缸体孔 | 32 |
| 2-4 斜盘式轴向柱塞泵的摩擦副之二——滑靴和斜盘 | 36 |
| 2-5 轴向柱塞泵最关键的摩擦副——配流盘和缸体配流端面 | 41 |
| 2-6 斜轴式轴向柱塞泵 | 55 |
| 2-7 轴向柱塞泵的变量调节机构 | 62 |
| 第三章 齿轮泵 | 74 |
| 3-1 齿轮泵的特点 | 74 |
| 3-2 齿轮泵的流量、流量脉动、困油现象和排量计算 | 75 |
| 3-3 齿轮泵高压化中的问题 | 81 |
| 第四章 叶片泵 | 88 |
| 4-1 叶片泵的特点 | 88 |
| 4-2 双作用叶片泵的排量、流量计算 | 89 |
| 4-3 双作用叶片泵的定子曲线 | 90 |

第二篇 液压执行机构

| | |
|----------------------|-----|
| 第五章 液压马达概论 | 101 |
| 5-1 液压马达的基本概念 | 101 |
| 5-2 液压马达的基本参数和基本性能 | 103 |
| 第六章 高速液压马达的特点 | 107 |
| 6-1 轴向柱塞马达 | 107 |
| 6-2 齿轮马达 | 108 |
| 6-3 叶片马达 | 109 |
| 第七章 低速大扭矩液压马达 | 112 |

| | | |
|------------|-------------|------------|
| 7-1 | 连杆式径向柱塞液压马达 | 112 |
| 7-2 | 内曲线径向柱塞液压马达 | 121 |
| 7-3 | 其它低速大扭矩液压马达 | 134 |
| 第八章 | 液压缸 | 141 |
| 8-1 | 液压缸的基本类型 | 141 |
| 8-2 | 活塞式液压缸的基本结构 | 143 |

第三篇 液压控制阀

| | | |
|-------------|-----------------------|------------|
| 第九章 | 阀内流动基本规律 | 147 |
| 9-1 | 液压控制阀概述 | 147 |
| 9-2 | 阀口水力特性 | 149 |
| 9-3 | 液动力 | 152 |
| 9-4 | 液压卡紧力 | 159 |
| 第十章 | 方向控制阀 | 164 |
| 10-1 | 单向阀 | 163 |
| 10-2 | 换向阀的基本类型及结构分析 | 165 |
| 10-3 | 换向阀性能分析 | 177 |
| 10-4 | 多路换向阀 | 184 |
| 第十一章 | 压力控制阀 | 187 |
| 11-1 | 溢流阀的基本结构及其工作原理 | 193 |
| 11-2 | 溢流阀的特性分析 | 196 |
| 11-3 | 减压阀 | 199 |
| 11-4 | 顺序阀 | 202 |
| 11-5 | 压力继电器 | 206 |
| 第十二章 | 流量控制阀 | 209 |
| 12-1 | 节流阀 | 210 |
| 12-2 | 节流阀的压力和温度补偿 | 215 |
| 12-3 | 调速阀特性分析 | 219 |
| 12-4 | 分流集流阀 | 225 |
| 第十三章 | 液压阀的比例控制及二通插装阀 | 230 |
| 13-1 | 比例控制阀概述 | 230 |
| 13-2 | 电-机械比例转换装置 | 233 |
| 13-3 | 单参数控制电液比例阀 | 235 |
| 13-4 | 多参数控制电液比例阀 | 241 |
| 13-5 | 二通插装阀 | 243 |

第四篇 液压工作液和辅助装置

| | | |
|-------------|--------------|------------|
| 第十四章 | 液压工作液 | 248 |
|-------------|--------------|------------|

| | | |
|-------------|-----------------------|------------|
| 14-1 | 液压油应具有的基本性质..... | 248 |
| 14-2 | 液压工作液的种类和使用选择..... | 250 |
| 第十五章 | 液压辅助装置 | 254 |
| 15-1 | 油箱..... | 254 |
| 15-2 | 管路、管接头和液压阀与管路的连接..... | 256 |
| 15-3 | 滤油器..... | 259 |
| 15-4 | 冷却器..... | 261 |
| 15-5 | 蓄能器..... | 263 |
| 参考文献 | | 268 |

绪 论

一、液压传动的基本原理

液压传动是在50年代发展起来的一门现代技术，它以独特的优点同机械传动、电力传动并列，成为现代工程技术中主要的传动方式之一。所谓传动是指把原动机的功率转变为负载所需要的力或力矩、速度以及运动形式，推动负载工作。在液压传动中，功率传递的基本过程如图1所示。

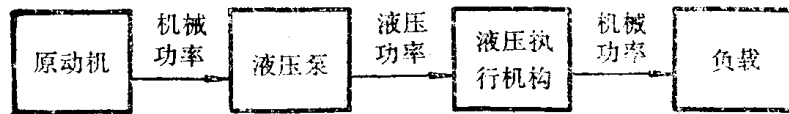


图1 液压传动中的功率传递

尽管液压传动是一门较新的技术，但却以古老的液体静压传递原理为其理论基础。现以图2中的液压起重机构为例分析液压传动的基本工作原理。

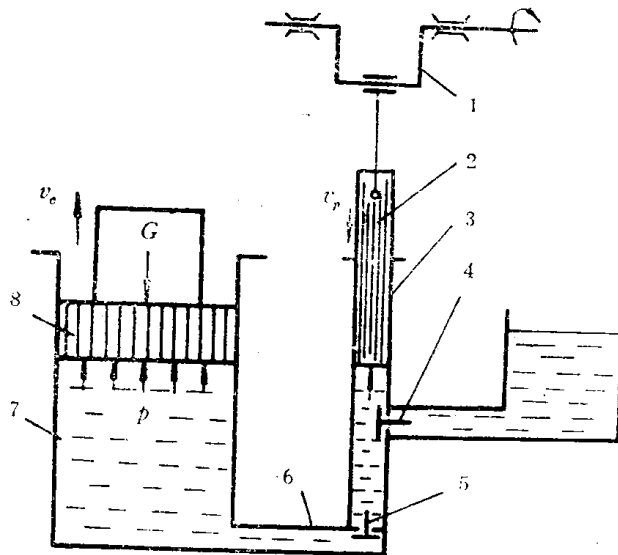


图2 液压传动基本原理

1—曲轴连杆 2—柱塞 3—缸体 4—吸入阀 5—排出阀 6—管路 7—液压缸 8—活塞

原动机经过曲轴连杆1带动柱塞2作往复运动。当柱塞上行时缸体3内的容腔扩大，其中压力降低，液体在外界压力的作用下推开吸入阀4进入缸体3内。当柱塞下行时缸体3内的容腔缩小，液体被挤压而压力升高，当压力升高到足以克服外部阻力时排出阀5被推开，吸入阀门4则为液体的压力所关闭。这时被柱塞推出的高压液体进入通往液压执行机构的管路6中去。这一部分实际上是一个柱塞式的液压泵。在这个液压传动系统中，液压执行机构是一个作直线运动的所谓液压缸(当然，也可以采用作旋转运动

的液压执行机构——液压马达)，高压液体进入液压缸7后，推动面积为 A_c 的活塞8，把重量为 G 的负载举起，完成做功的动作。

在液体推动负载做功的同时，负载的反作用力造成了液体的压力 $p = G/A_c$ 。由此得出一个很重要的结论：液压系统内所建立起来的压力大小并不决定于液压泵，而是由负载的大小所确定的。泵只是按负载的大小提供压力而已。这是作用力和反作用力相等的一般力学原理，并不涉及到液体和泵本身的特性。

液压系统中使用的液压泵的种类繁多，但是基本工作原理都和图2中的柱塞泵一样，依靠泵工作腔的容积变化进行吸液和排液，以挤压的方式使液体升压。按这种方式工作的泵称为容积式泵。

容积式泵的特点表现在其压力-流量特性上。泵的流量是指单位时间内泵排出液体体积的数量，以 Q 表示这种体积流量。

从图2中泵的工作过程可知，容积式泵的流量决定于泵腔体工作容积的大小（这里指柱塞2的断面面积和行程之积）和泵的工作速度（这里指单位时间内柱塞2的往复次数），而和泵的工作压力无本质上的联系。也就是说，容积式泵的工作压力 p 和流量 Q 在理论上互不相干，具有刚性的压力-流量特性（图3）。因此，从理论上讲，容积式泵能在任何高压下以固定不变的流量保证液压执行机构稳定地工作。所以，在液压技术中几乎无例外地采用容积式泵作为液压泵。

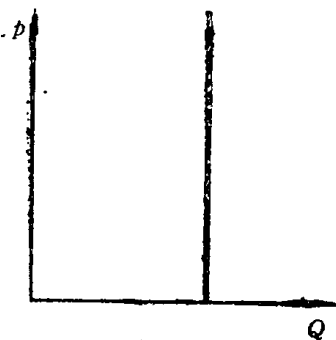


图3 容积式泵的压力-流量特性

在液压传动中，运动的传递符合液体流动的连续性原理。如果忽略液体微小的压缩性，由图2可知

$$A_c v_c = A_p v_p = Q \quad (1)$$

$$v_c = \frac{Q}{A_c} \quad (2)$$

式中 v_c 、 v_p 分别是液压缸活塞8和泵的柱塞2的速度， A_c 、 A_p 则为相应的活塞和柱塞面积。

由式(2)可知，如果连续地改变泵流量 Q 的大小，就可以连续地改变液压缸的速度 v_c ，从而实现无级调速。

在图2的液压系统中，如果忽略管路中的流动阻力，那么就可以认为压力的传递符合帕斯卡原理，即整个液体的连续空间有相同的压力 p ，这时，作用在液压缸活塞8上的工作力为

$$F = p A_c \quad (3)$$

从上式可知，尽管压力 p 出于考虑安全在液压系统中有所限制，不允许任意提高，但只要增大工作面积 A_c ，在理论上就可以得到任意大的工作力 F 。正是基于这种液体静压传递原理，很容易制造出工业上的大型压力设备。由此，用液体静压传递原理对力进行放大比机械杠杆优越得多。

由式(2)和(3)可求出高压液体推动负载所作功的功率为

$$N = F v_c = p A_c v_c = p Q \quad (4)$$

$N = p Q$ 称为液压功率。液压功率是以液体的静压力为推动力、以液体的位移迫使负载移动做功的功率，它不同于以液体的速度动能和气体压缩势能做功的方式。液压功率是液

压传动中基本的功率传递形式。液压功率也是液压传动的基本概念之一。

在液压传动中，绝大多数情况采用石油基矿物油作为工作介质，因为这种工作介质可以作为液压元件的润滑剂，也利用它的粘性减少元件内间隙处的泄漏，提高传动效率。由于粘性的存在，管路上产生的压力损失会造成泵的出口压力和液压执行元件进口压力有所不同，但这并不影响上述我们对液压传动工作原理的分析。实际上压力损失和液压传动中使用的压力相比甚小，并且为了提高液压传动的效率，在管路设计时已经考虑到限制管路中的流速以减少流动阻力。

流动阻力也具有两面性，利用它可以对液压系统的工作进行有效的控制，确切地说，阻力效应是液压控制阀工作原理的基础。液压控制阀也和液压泵、马达、液压缸等液压动力元件一样，是液压系统的重要组成部分。

二、 液压传动在传动工程中的地位

液压传动有以下独特的优点：

(1) 力密度大，即能以很小的设备重量得到非常大的工作力或力矩。随着液压系统中使用的压力等级的提高，这个优点也就更为突出。液体本身不存在抗压强度问题，而且可压缩性极小，因此，液压系统有高压化的可能。在三十几年前，液压技术中使用的压力仅为2~7MPa，而目前已经达到了32~35MPa的高水平。

在电力传动中，由于受材料磁饱和的限制，在每平方厘米上只能产生几十牛顿的电磁力，和液压系统使用的压力相差几十倍之多。因此，常用的电动机转速尽管很高，但力矩并不大。此外，液压马达尺寸小、质量小，所以转动惯量非常小，启动、制动、反向快速性明显优于电动机。

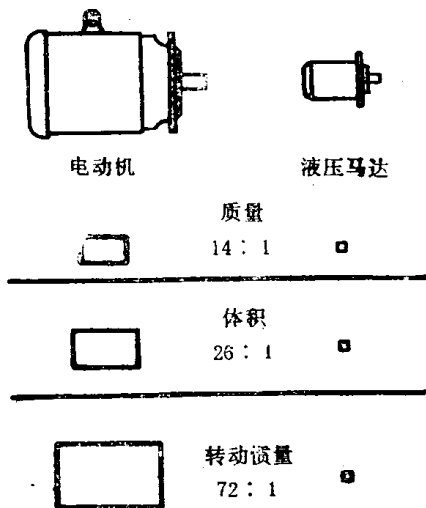


图4 电动机和液压马达的比较

图4为输出相同扭矩的电动机和某典型的液压马达在质量、体积和转动惯量上的悬殊对比。

由于力密度大，高速工作的液压泵和液压马达的功率密度也非常大。

(2) 在现代机械中越来越多地需要实现直线运动。这对机械传动相当困难，对电力传动则更为困难。相反，在液压传动中借助液压缸可以轻而易举地实现直线运动。这是液压传动的重大优点。

(3) 能在宽范围内实现无级调速，而且低速性能好。低速液压马达能在每分钟1~5转的低速下稳定运行。即便是可控硅调速的直流电机也难以达到这样的水平。

(4) 由于通过管路传递动力，所以和电力传动类似，可以把液压马达和液压缸安置在远离原动机的任意的方便位置，不需中间的机械传动环节。如果液压马达和液压缸在工作的同时本身位置也在变动(例如汽车起重机吊臂的起落液压缸，地质钻探机动力头的液压马达等)，只要采用挠性的管道——高压软管就可以了，而这种传动方式是机

械传动难以实现的。

但是，液压传动不可能完全取代电力传动和机械传动，因为它有明显的弱点：

(1) 传动效率低。如果一个液压传动系统的效率达到80%已经相当好了。这里有液压元件本身的效率问题，有时也有液压系统能量利用不尽合理的问题。

(2) 液压系统工作可靠性目前还不能象电力传动和机械传动那样令人满意。其主要原因是液压元件在工作过程中其密封间隙处的相对滑动工作表面，也就是所谓的摩擦副表面要承受很大比压，在工作中容易磨损和破坏。当油液污染时则更加剧了磨损，促使液压元件失效。其次，工作压力的提高影响了液压泵、马达轴承的寿命。

(3) 液压油易泄漏，污染环境。

(4) 设备繁杂。除了液压系统中的动力元件和控制阀外，还要有油箱、过滤器等一套辅助设备，增加了重量和占地面积。对小功率的系统，这些辅助设备更显得累赘。

在液压技术的发展中，将电气控制和液压相结合，大大地提高了自动化程度和控制能力，将反馈控制方法用于液压控制之中，提高了液压系统的控制精度和调节快速性，并形成了液压技术中独立的分支——液压控制系统，但是把它的信号控制回路去掉，其功率传输回路仍然是一般的液压传动系统。

过去，液压技术是在和电气技术的竞争中发展起来的。在近年来它又重新受到电气技术的威胁。由于可控硅技术、电磁材料的进步、电动机小型化的发展等原因，在某些小功率的机械中，例如机床、塑料机械、机器人等原来采用液压系统的地方，有改用电力传动的势头。尽管如此，在大功率，需要大扭矩或大工作力的机械中液压传动仍然是占优势的，被广泛应用在工程机械，起重运输机械、冶金机械、锻压机械，以及航空和航天等部门。

为了提高竞争能力，液压技术也在不断发展。当前开发的主要方向是提高元件和系统的可靠性、节能、降低噪声以及进一步将电控、计算机技术引进液压系统中来。

练 习 题

1. 一辆满载的卡车的质量为 $7.5 \times 10^3 \text{kg}$ ，现拟用最大压力为32MPa的液压油泵向一活塞直径为6cm的液压缸通油，将卡车垂直举起。如果不计摩擦阻力，在举起卡车过程中，油泵的实际压力是多少？

2. 某液压泵的流量 $Q = 1.5 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$ ，负载压力 $p = 32 \text{MPa}$ 。如果不计各种功率损失，原动机输送给泵的功率是多少？

3. 液压传动和电力传动、机械传动比较有那些优点，为什么有这些优点。

第一篇 液 压 泵

第一章 液压泵概论

1-1 液压泵的基本类型

液压泵无例外地采用容积式泵。按其工作容腔形成的方式，目前所使用的液压泵大体上可分成三种类型，即柱塞式泵、回转啮合式泵（齿轮泵、螺杆泵等）和叶片式泵。

一、柱塞式泵

如绪论中图2所示，柱塞式泵的结构特点是以圆柱形柱塞2和缸体3的内孔形成工作容腔，在驱动机构推动下，柱塞在缸体孔中作往复运动，实现吸液、排液过程。柱塞圆柱表面和缸体内孔表面间的配合间隙是保证工作容腔密封性的关键。从制造工艺的角度看，得到小间隙的圆柱和内孔的配合并不算难，并且在设计上可以保证柱塞在缸体孔内有足够的配合长度。所以在柱塞泵中，比较容易得到密封性好、泄漏量小、适合在高压下工作的容腔。

柱塞式泵中其余两个重要部分是配流机构和驱动柱塞的机构。

配流机构的作用是在柱塞行程的起点和终点，即吸液过程和排液过程的交接处准确地将缸体工作容腔交替地和吸入侧或排出侧进行切换。

一种常见的配流方法是所谓阀式配流（图1-1）。当柱塞2在行程终点改变运动方向时，单向阀4和5会随吸入过程泵腔中压力的降低和排出过程泵腔中压力的升高而自动地

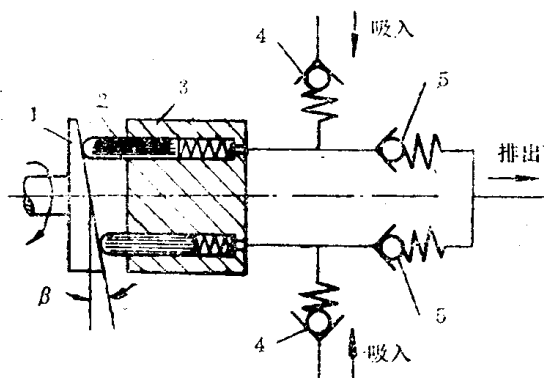


图1-1 阀式配流的柱塞泵

1—斜盘 2—柱塞 3—缸体 4—吸入阀 5—排出阀

开启和关闭，实现配流。这种配流方式的优点是阀门的配流自动进行，压力越高阀门关闭得越紧，泄漏少，而且对液体的润滑性要求低。实际上阀式配流泵在液压传动中并不多用，这是因为：

1) 配流阀的单向性使泵失去了可逆性，不能作液压马达使用。

2) 液压泵是以高速原动机带动的。在高速工作时阀门在关闭中容易产生撞击和动作滞后现象。

3) 为了使结构紧凑、流量均匀，柱塞式液压泵均为多缸结构，这就要求配备为柱

塞数一倍的阀门，使结构复杂。

但是，对提供超高压和输送无润滑性的介质（例如水、乳化液等），阀式配流泵有非常好的适应性。

实际上，在液压技术中广泛使用的是所谓端面配流的轴向柱塞泵（图1-2）。在这种配流方式中，缸体4被带动旋转，利用缸体旋转中柱塞孔位置的变换，使缸体柱塞孔周期地与吸入侧和排出侧切换，实现配流。

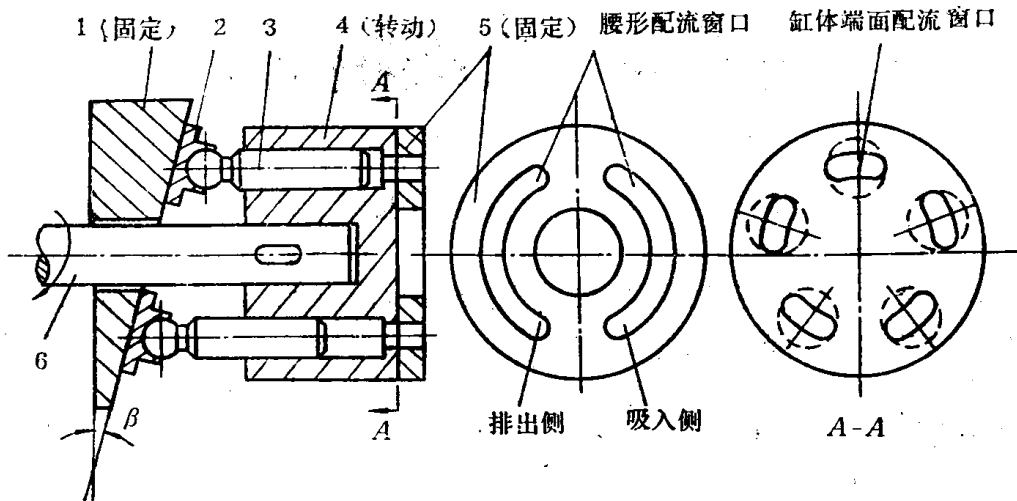


图1-2 端面配流斜盘式轴向柱塞泵

1—斜盘 2—滑靴 3—柱塞 4—缸体 5—配流盘 6—传动轴

如果说阀式配流是自动切换，则端面配流则具有强制性，要求柱塞的运动和吸油路及排油路的切换有准确的配合。为此，在泵缸体的配流端面和泵的吸、排油道之间安放了一个固定不动的配流部件——配流盘5。配流盘上开有两个弧形流道，亦即腰形配流窗口。配流盘的正面和缸体配流端面紧密地贴合并且相对滑动，而在配流盘的背面，两腰形配流窗口分别和泵的吸、排油路相通，在缸体每转一周的过程中，将缸体柱塞孔与吸、排油路分别接通一次，只要将驱动柱塞的机构和配流盘位置正确配合，使柱塞运动的上、下死点位置和两腰形配流窗口之间的隔墙位置（即过渡区）相对应，即能实现正确的配流。

端面配流的结构简单，缸体柱塞孔中的油压把两个配流端面紧密的贴在一起，并且其间存在压力润滑油膜，所以不但密封性好，而且能可靠地在高压和高速下工作。这种配流方式有可逆性，泵也可以作为马达使用。

在驱动柱塞作往复运动的机构中，以斜盘驱动柱塞的斜盘式轴向柱塞泵的结构简单（见图1-2），是目前应用较多的一种泵。当传动轴6带动缸体4旋转时，柱塞3的端部支承2沿斜盘1的表面滑动，斜盘表面和缸体端面成一角度 β ，柱塞在随缸体转动的同时又在缸体孔内相对缸体作轴向运动，借助配流盘完成吸入和排出过程。在这种结构中，斜盘在工作中是固定的，不随缸体转动，因此容易实现改变 β 角来改变柱塞的行程，从而调节泵流量。

在图1-1的结构中，柱塞端部以球面点接触的方式工作，产生较大的接触应力，因而只适用于压力不太高的情况。高压斜盘式轴向柱塞泵在柱塞端部的球铰上加了一个比柱

塞直径略大的平面支撑，这就是所谓滑靴（见图1-2）。斜盘式轴向柱塞泵中的滑靴和斜盘是一对重要的摩擦副。

为了进一步减少滑靴处的接触比压，如图1-3所示，在滑靴2底面开有油室，将泵中的压力油引入其中，使来自柱塞的推力为该油室中的油压推力所平衡。这种方法称为静压平衡。静压平衡是液压技术中非常重要、非常有效的手段，对减少接触比压和磨损起着重要作用，是液压元件设计中使用的基本方法。

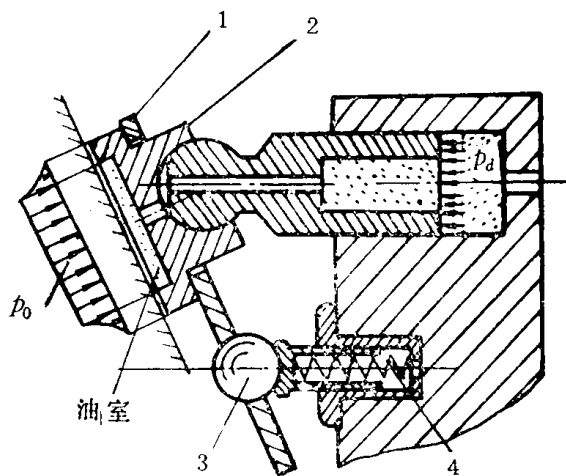


图1-3 滑靴和回程机构

1—回程盘 2—滑靴 3—球铰 4—弹簧

柱塞泵中应用最多的所谓弹簧回程。当然，还有其它回程方式。

除了斜盘式轴向柱塞泵之外，如图1-4所示，以另外一种方式驱动柱塞轴向运动的所谓斜轴式轴向柱塞泵也是一种使用较多的柱塞泵。斜轴式轴向柱塞泵克服了斜盘式轴

在斜盘式轴向柱塞泵中，在排液过程中借助斜盘推动柱塞作轴向运动，而在吸液过程则要靠其它的回程力。图1-3为一常见的回程方式，以缸体为支撑的弹簧4通过球铰3推压回程盘1，回程盘和柱塞滑靴2一同转动，在回程时将滑靴紧紧地压在斜盘表面上滑动。这就是在斜盘式轴向

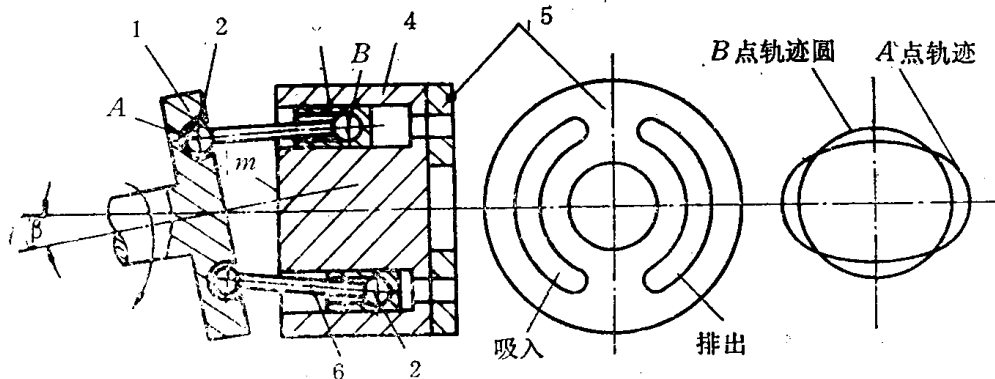


图1-4 斜轴式轴向柱塞泵

1—法兰轴 2—球铰 3—柱塞 4—缸体 5—配流盘 6—连杆

向柱塞泵中柱塞、滑靴和斜盘间没有牢固的机械联结的弱点，把柱塞3通过连杆6的球铰固接在带有法兰盘的传动轴，即法兰轴的法兰盘上。当法兰轴旋转时，带动连杆6、柱塞3以及缸体4一同旋转。法兰轴1的轴线和缸体4的轴线相交一个角度 β ，在转动中，位于法兰盘上的连杆球铰中心A至缸体端面m的距离在每一转中周期地变化一次，柱塞则相应地完成一次往复运动。由于法兰轴线相对缸体轴线是倾斜的，所以称为斜轴式轴向柱塞泵。

在斜轴式轴向柱塞泵中，球铰中心A在法兰盘上的轨迹圆在缸体轴线方向的投影是一个椭圆，而柱塞上的球铰中心B的轨迹在这个方向的投影仍为其分布圆本身（见图1-

4)。因此，不允许将柱塞和法兰盘直接连接，而采用两端都是球铰的、可在空间摆动的连杆6将它们连接起来。

斜轴式轴向柱塞泵的法兰轴除了要通过连杆推动柱塞对液体做功之外，还要带动缸体与之同步转动。目前较普遍采用的传动方式是使连杆在推动柱塞的同时本身还倾斜，与柱塞内壁接触，强制推动缸体转动（见图1-4）。不过，这是一个辅助运动，不消耗很多功率，只是克服作用在缸体上的摩擦阻力矩使缸体转动而已。

斜轴式轴向柱塞泵在调节流量过程中，它的法兰盘不能象斜盘式轴向柱塞泵的斜盘那样偏摆，因为法兰轴是与原动机轴联接在一起的，所以不得不将缸体连同配流盘一起摆动来改变 β 角，变量斜轴式轴向柱塞泵因而又称为摆缸泵。

斜轴式轴向柱塞泵的结构和制造工艺都比斜盘式轴向柱塞泵复杂，价格也高出后者。但是，在一些使用性能上前者具有很多优点。

二、回转啮合式泵

这一类泵的特点是以相啮合的齿形转子齿廓的啮合线及泵的壳体形成工作容腔，并在转动中借助啮合位置的变化来实现工作容腔容积的变化，从而吸入或排出液体。

在理论上，可以完成容积式泵功能的转子及齿形是多种多样的，但从结构、制造工艺等实用价值考虑，得到广泛使用的首先是渐开线齿廓的齿轮泵；摆线齿廓的齿轮泵和螺杆泵也有一定程度的应用。在个别情况还采用一些特殊齿廓的齿轮泵。

1. 齿轮泵

应用最多的是由两个相同的渐开线外啮合齿轮构成的齿轮泵（图1-5）。主动齿轮1

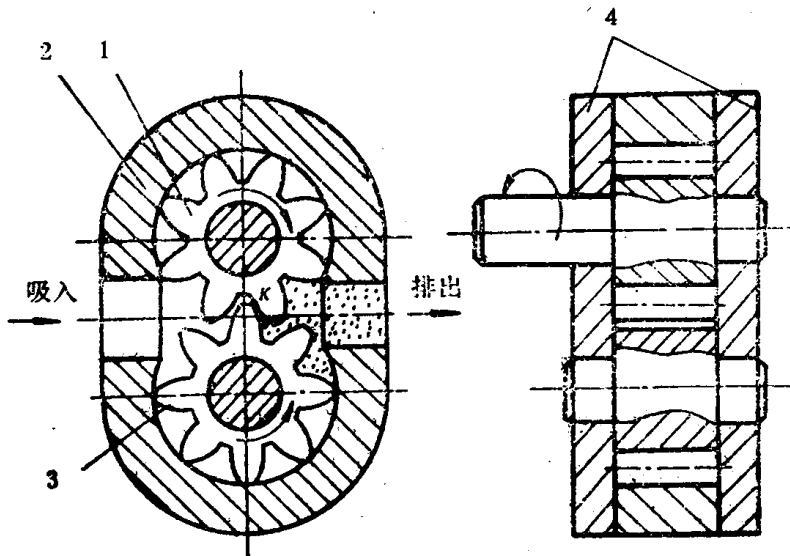


图1-5 外啮合齿轮泵

1—主动齿轮 2—壳体 3—从动齿轮 4—侧板

带动从动齿轮3转动。齿轮外缘被壳体2包围和密封，齿轮侧面和侧板4间的轴向间隙被控制得很小，以减少泄漏。在壳体上，靠近齿轮牙齿进入和退出啮合的地方开有吸入口

和排出口。在齿轮转动过程中,在吸入侧轮齿不断退出啮合,形成的逐渐扩大的齿凹空间被吸入的液体填充,这些由齿凹和侧板、壳体构成的封闭小油腔在转动中被强制送到排出侧。在排出侧轮齿不断进入啮合,齿凹中的液体被挤出去,从排出口进入输出管路中去,啮合点 k 分隔了吸入侧和排出侧,防止了产生压差倒流。

外啮合齿轮泵的结构简单,不需单独的配流机构,多采用渐开线齿轮,其加工工艺简单,价格便宜,使用最广。

齿轮泵还可以做成如图1-6所示的内啮合的形式。图(a)为渐开线齿廓的内啮合齿轮泵。这种泵在流量均匀性、工作平稳性及吸入能力等方面均优于外啮合齿轮泵,不过,内啮合齿轮泵的内齿齿圈加工困难,在结构上也比外啮合齿轮泵复杂,使用得不多,

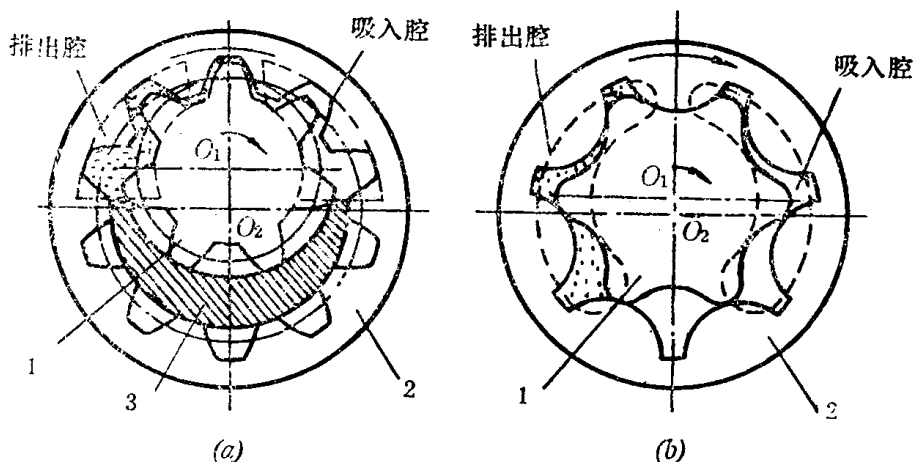


图1-6 内啮合齿轮泵

(a) 渐开线齿轮泵 (b) 摆线齿轮泵

1—内齿轮 2—外齿圈 3—月牙板

使用压力也较低。当主动齿轮1(内齿轮)带动从动的内齿齿轮2(外齿圈)同向转动时,在吸入腔处两齿轮退出啮合,吸入液体,在排出腔处进入啮合,排出液体。为了把排出腔和吸入腔隔离,在两齿轮之间填放月牙板3。如果采用全部轮齿都能进入啮合状态的齿轮,则可以省去月牙板,图(b)的内啮合摆线齿轮泵就是其中的一种。这里,外齿圈2的齿数 Z_2 不能和内齿轮1的齿数 Z_1 相等,否则它们的转动中心 O_1 和 O_2 将重合,传动比 $i=1$,成为一对联轴节,从而失去了泵的容腔变化的功能。所以通常外齿圈比内齿轮多一齿,即 $Z_2 - Z_1 = 1$,角速度 $\omega_1 > \omega_2$,传动比 $i = \omega_1 / \omega_2 = Z_1 + 1 / Z_1$ 。为了便于加工,外齿圈一般采用圆弧齿廓,相对应的内齿轮齿廓应当是所谓短幅外摆线的等距曲线,以保证正确的啮合。

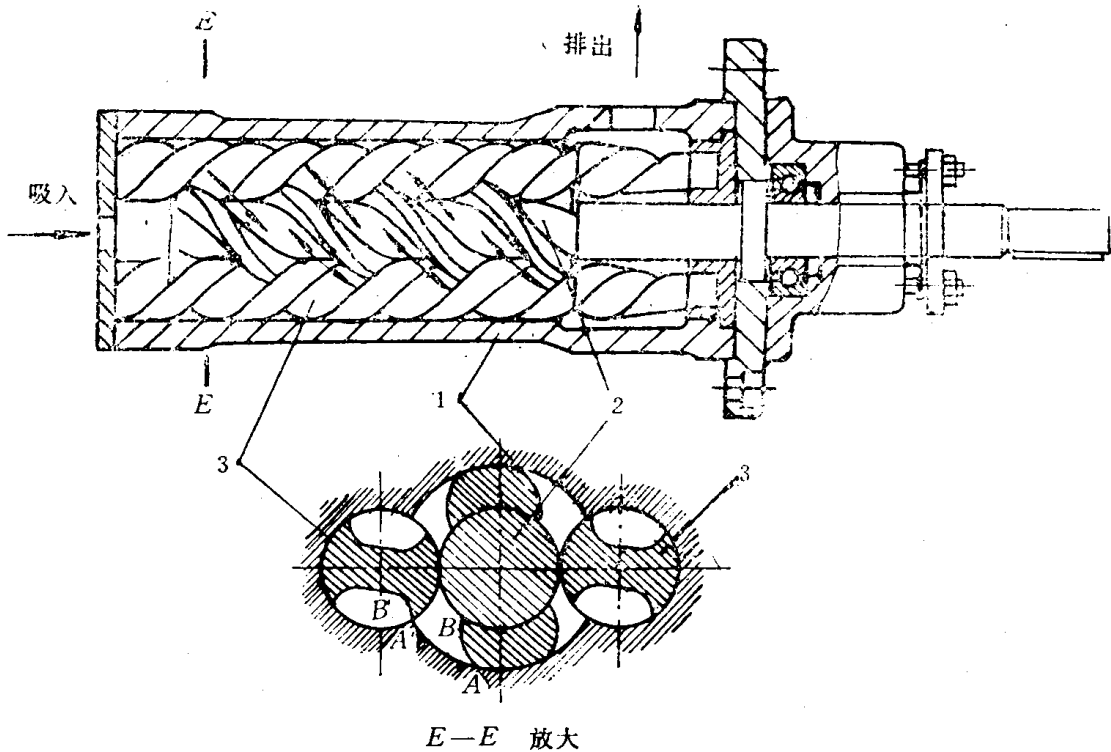
内啮合摆线齿轮泵的明显优点是结构小巧、零件数少、齿形大、工作容腔大,但在液压泵中却无重要地位。由于齿数较少(经常采用4,5,5,6,6,7齿),流量不均匀,脉动大。此外,啮合处间隙泄漏大,多以2.5~7MPa的低压在液压系统中作补油、润滑等辅助泵使用。

值得注意的是,以这种泵为基础演变出的行星摆线马达却有相当大的使用价值,以后将作详细的讨论。

2. 螺杆泵

在回转啮合式泵中，螺杆泵的使用范围远远小于齿轮泵，但它在性能上有独特之处，能满足某些特殊的使用要求。

如图1-7所示，螺杆泵利用在壳体1中的主动螺杆2和从动螺杆3相互啮合形成工作容



E—E 放大

图1-7 三螺杆泵原理图

1—壳体 2—主动螺杆 3—从动螺杆

腔，并在螺杆的旋转中把容腔中的液体沿螺杆轴线方向连续、均匀地从吸入口推送到排出口。

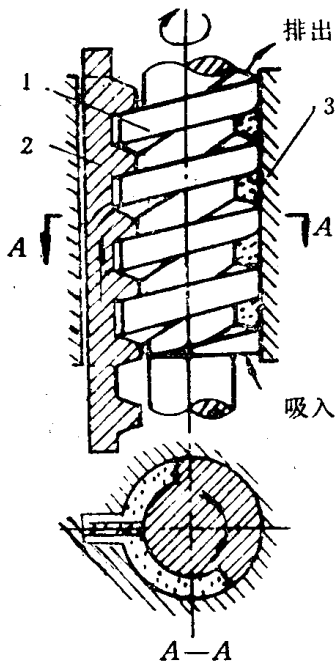


图1-8 螺杆的输液原理

1—螺杆 2—齿条 3—壳体

可以这样理解螺杆泵的工作原理：在机械传动中，如果丝杠上旋有螺母，当转动螺杆而限定螺母不使它转动时，螺母将沿着螺杆轴向平移。采用这种类似方式用螺杆输送液体时，必须将螺旋槽中的液体从吸入口到排出口分成若干个互不相连通的“液体螺母”，并且要保证“液体螺母”不随螺杆转动。图1-8表示了这种工作方式。螺杆1的凹槽中充满液体，其中被齿条2分割成许多“液体螺母”。与螺杆相配合的齿条2不允许这些“液体螺母”转动，它们只能沿螺杆轴线方向移动。在这种情况下，当螺杆1被带动旋转时，“液体螺母”和齿条一起作轴向移动，将液体推到排出口，克服负载，形成压力。在吸入口处，不断形成的“液体螺母”被带走后造成低压，使吸入流道中的液体不断地补充进来。但是，如果以这种方式连续地工作，必须把齿条做成无穷长，这显然是不可能的。在实际的螺杆泵中，上述齿条的作用是被与螺杆相啮合的另一螺杆的工作所代替，应用最多的是图1-7