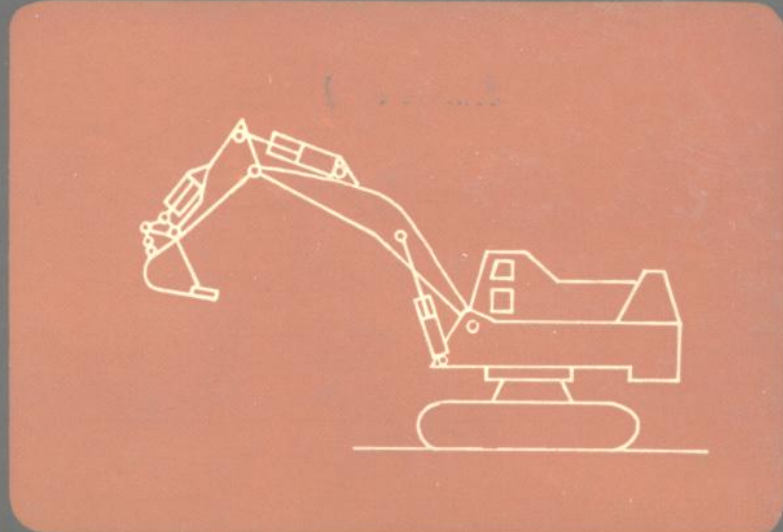
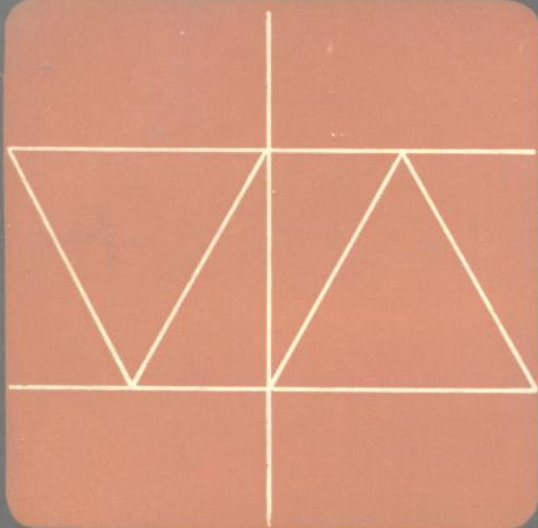


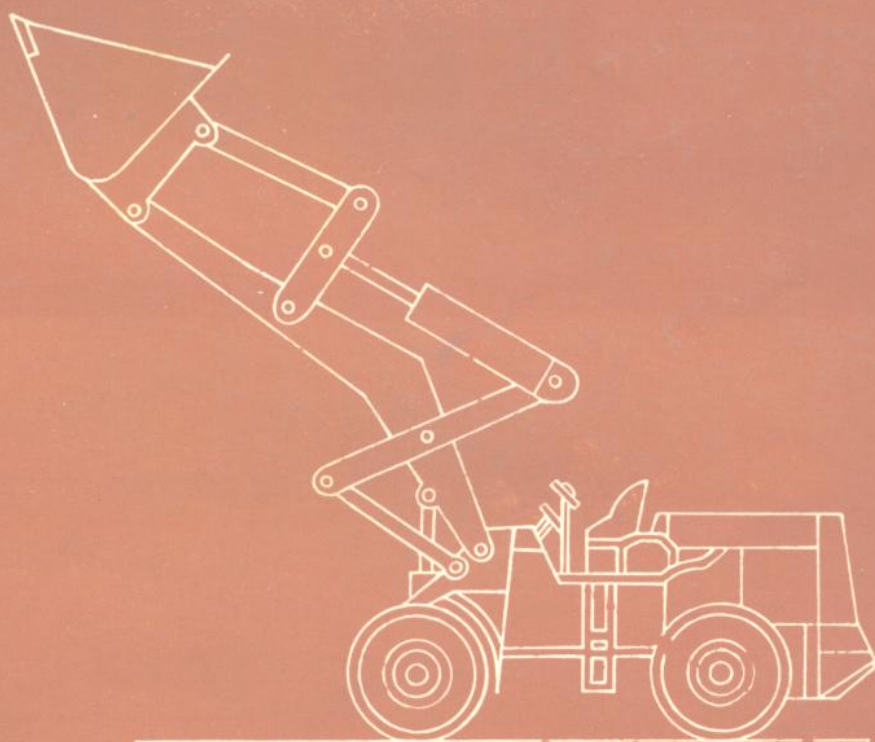
液  
压  
传  
动  
与  
液  
力  
传  
动



# 液压传动与液力传动

聂崇嘉 主编

陈留 主审



西南交通大学出版社

西南交  
社

11137

TH137

N 58

353547

# 液压传动与液力传动

聂 崇 嘉 编著  
陈 留 主审

西南交通大学出版社

登记证号：(川) 018 号

## 内 容 简 介

本书简明而系统地介绍了液压传动与液力传动元件和系统的基本原理，结构类型，性能指标和应用问题。着重于概念，分析方法及本学科与相关基础和应用学科的衔接，旨在为读者建立元件选用，系统分析和设计的基础。

编著者在总结教学和科研经验的基础上，在本书中提出了一些新的分析方法，引进了近年发展起来的新技术内容，并将流体力学，液压传动和液力传动集成为一个较为有机的体系。

本书包括绪论，液压传动(第一篇)，液力传动(第二篇)和流体力学基础(附录)四部分，以液压传动为重点。本书不仅适用于起重运输与工程机械专业，也可以作为其它相近机械专业和非机械专业的教材，并可作为有关工程技术人员的参考书。

## 液 压 传 动 与 液 力 传 动

袁崇嘉 编著

陈 留 主审

\*

西南交通大学出版社出版发行

(四川 成都)

四川省新华书店经销

西南交通大学出版社印刷厂印刷

\*

开本：787×1092 1/16 印张：16

字数：390千字 印数：1—5000册

1991年9月第1版 1991年9月第1次印刷

ISBN 7—81022—245—7/T·071

定价：4.10元

# 前 言

本书根据铁道部起重运输与工程机械专业指导委员会制订的教材编写计划和教学大纲编写，经铁道部教育司高教处批准，作为起重运输与工程机械专业本科的《液压传动与液力传动》课程教材，由西南交通大学出版社出版。

编著者在总结教学和科研经验的基础上，在本书中提出了一些新的分析方法，引进了近年发展起来的新技术内容，并尽可能将流体力学，液压传动和液力传动集成为一个有机的体系。

本书包括绪论，液压传动（第一篇），液力传动（第二篇）和流体力学基础（附录）四部分，以液压传动为重点。本书不仅适用于起重运输与工程机械专业，也可以作为其它相近机械专业和非机械专业的教材，并可作为有关工程技术人员的参考书。

本书由上海铁道学院教授聂崇嘉主编，西南交通大学教授陈留主审。编写分工如下：

绪论、第一、六、九、十、十一、十二章、附录及第八章的部分内容由聂崇嘉编写；第二、三章由聂宝安编写；第四章由陶君梅编写，朱柄元提供了部分初稿；第五、七、八章由袁孝珏编写。

陶曾鲁教授为第十、十一、十二章提供了大量资料并指导了编写工作。

参加审稿工作并提出修改意见的教授和专家有：颜荣庆、曾毓恒、徐成云、朱永林、张蔚河、王成照、叶乃君、郭齐升、伍可好和邵星海。

陶君梅和袁孝珏在协助主编整理和订正书稿过程中，做了大量工作。

限于编者水平，谬误在所难免，恳请有关专家和读者批评指正。

编著者

1991年2月

# 目 录

绪 论	1
<b>第一篇 液 压 传 动</b>	
<b>第一章 液压传动的原理和特征</b>	5
§ 1.1 最简单的液压传动系统模型及稳态工况特征	5
§ 1.2 动态工况特征	8
§ 1.3 液压传动的控制	12
§ 1.4 液压传动中的能量损失和效率	14
§ 1.5 工作介质的物性	19
§ 1.6 液压传动计算中常用单位	23
习 题	24
<b>第二章 液压泵和液压马达</b>	26
§ 2.1 概 述	26
§ 2.2 齿轮泵和齿轮马达	29
§ 2.3 叶片泵和叶片马达	38
§ 2.4 轴向柱塞泵和轴向柱塞马达	42
§ 2.5 低速大力矩径向柱塞马达	51
习 题	54
<b>第三章 液压缸</b>	55
§ 3.1 液压缸的种类、结构和性能	55
§ 3.2 液压缸的设计计算	61
习 题	66
<b>第四章 液压控制阀</b>	68
§ 4.1 概 述	68
§ 4.2 方向控制阀	70
§ 4.3 压力控制阀	82
§ 4.4 流量控制阀	96
§ 4.5 插装阀	105
§ 4.6 电液比例控制阀	107
§ 4.7 手动比例阀	111
习 题	112

<b>第五章 辅助元件</b> .....	115
§ 5.1 蓄能器 .....	115
§ 5.2 滤油器 .....	119
§ 5.3 管道及管接头 .....	121
§ 5.4 油箱 .....	123
习 题.....	125
<b>第六章 液压调速回路</b> .....	126
§ 6.1 概 述 .....	126
§ 6.2 容积调速回路 .....	127
§ 6.3 节流调速回路 .....	140
§ 6.4 其他调速回路 .....	148
习 题.....	150
<b>第七章 工程机械常用液压回路典型实例及液压系统实例</b> .....	151
§ 7.1 重力负载液压回路 .....	151
§ 7.2 回转机构液压回路 .....	153
§ 7.3 支腿机构液压回路 .....	153
§ 7.4 转向机构液压回路 .....	154
§ 7.5 起重机液压系统实例 .....	156
§ 7.6 装载机液压系统实例 .....	160
习 题.....	163
<b>第八章 液压系统设计基础</b> .....	164
§ 8.1 对应用场合工况和其他使用条件的调查研究 .....	164
§ 8.2 液压系统原理图的拟定原则 .....	169
§ 8.3 选择压力、流量以及液动机、泵和原动机; 选择工作液体 .....	172
§ 8.4 控制阀和辅助元件的选择 .....	176

## 第二编 液力传动

<b>第九章 液力传动的基本单元——叶轮</b> .....	178
§ 9.1 叶轮的基本概念 .....	178
§ 9.2 叶轮叶片流道中液流的运动学分析 .....	181
§ 9.3 叶轮叶片流道中液流的动力学分析 .....	184
§ 9.4 叶轮叶片流道中液流的能量分析 .....	185
§ 9.5 相似原理在叶轮上的应用 .....	187

<b>第十章 液力变矩器</b> .....	188
§ 10.1 一种典型液力变矩器的组成.....	188
§ 10.2 液力变矩器的变矩性能.....	188
§ 10.3 变矩器循环圆中的液体能量平衡.....	193
§ 10.4 变矩器与原动机的共同工作原理.....	195
§ 10.5 变矩器的分类.....	198
§ 10.6 变矩器与柴油机共同工作.....	202
§ 10.7 典型变矩器结构.....	206
§ 10.8 液力传动的供液系统.....	207
习 题.....	208
<b>第十一章 液力偶合器</b> .....	210
§ 11.1 典型液力偶合器的工作原理和特性.....	210
§ 11.2 可变充液率的偶合器.....	212
§ 11.3 偶合器与原动机的共同工作.....	214
§ 11.4 偶合器的分类.....	215
§ 11.5 限矩型偶合器的结构与工作原理.....	216
习 题.....	218
<b>第十二章 综合式液力变矩器和双涡轮变矩器</b> .....	219
§ 12.1 综合式液力变矩器工作原理与特性.....	219
§ 12.2 单向离合器的结构和工作原理.....	221
§ 12.3 双导轮综合式变矩器.....	222
§ 12.4 双涡轮变矩器.....	223
<b>附 录 流体力学基础</b> .....	225
§ F.1 流体力学的研究对象和研究方法.....	225
§ F.2 液体所受的力.....	226
§ F.3 液体静力学.....	227
§ F.4 液体运动学.....	230
§ F.5 液体动力学.....	233
§ F.6 相似原理.....	237
§ F.7 液体的摩阻(阻力).....	242
参考文献.....	248

## 绪 论

“传动”机构是机器的一个组成部分，可从图 0.1 中看出它的作用。

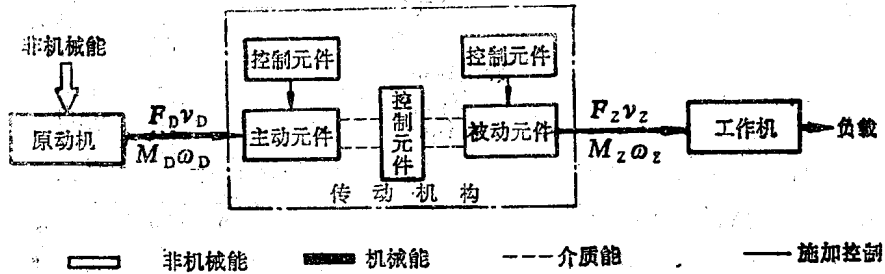


图 0.1 机器的组成

图中的原动机将不同形式的非机械能量（例如化学能、电能、热能、势能等）变换成机械能。

这里定义的机械能就是机械功，它是施加在物体上的力因素和物体运动因素的综合作用，通常较多地用功率形式来描述。

机械功率的两种基本形式是：

直线运动时：机械功率  $N = F(\text{力}) \cdot v(\text{速度})$ ；

旋转运动时：机械功率  $N = M(\text{力矩}) \cdot \omega(\text{角速度})$ 。

这里以角标“D”来标志原动机的机械功率  $N_D$ ，力  $F_D$ 、速度  $v_D$ 、力矩  $M_D$  和角速度  $\omega_D$ ，故有  $N_D = F_D v_D$  或  $N_D = M_D \omega_D$ 。

图中的工作机是机器实现工作目的的环节，它总是接受从原动机传输过来的机械能，克服机器阻力（负载力），来驱动工作对象（负载）运动。工作机对负载施加的驱动力因素为  $F_Z$  或  $M_Z$ ，运动因素是工作机和负载的共同状态为  $v_Z$  或  $\omega_Z$ 。这里“Z”是标志工作机的物理量的角标。

最简单的机器是把原动机和工作机直接连接起来，把  $N_D$  直接转为  $N_Z$ ，这样原动机的力因素和运动因素就和工作机完全一样。但是，在绝大多数机器中不能这样做。由于受到工作原理和经济指标的限制，原动机所输出的机械功率  $N_D$  中所含的力因素  $F_D$  或  $M_D$ 、运动因素  $v_D$  或  $\omega_D$ 、并不能满足工作机的要求，也就是需要有一个“传动”机构，把  $F_D$  或  $M_D$  变换为工作机所需要的  $F_Z$  或  $M_Z$ ，或者把  $v_D$  或  $\omega_D$  变换为工作机所需要的  $v_Z$  或  $\omega_Z$ ，其中包括把原动机的旋转运动，变换成工作机的直线运动，或反之。所以，传动机构有两种基本功能：一是把原动机的机械功率  $N_D$  传输给工作机，形成  $N_Z$ ，这称做输送机械能的“传递功能”；二是变换力因素或运动因素的“变换功能”。

传动机构总有一个主动元件，接受原动机的机械功率  $M_D \omega_D$  或  $F_D v_D$ ，然后把它变换成某种介质的（机械的、流体的或是电的）能量；而另外总有一个被动元件，把这种介质的能



量转换成工作机所需的机械能  $M_z \omega_z$  或  $F_z v_z$ 。有的机器，其原动力和运动性能与工作机需要之间的矛盾，不是只具有主动元件和被动元件的简单传动机构就可以协调的，还需要在传动机构内部对主动和被动元件施加“控制”，即用一种控制元件加以协调，所以传动机构还有“控制功能”。

由于各种传动机构中介质不同，所以就有机械传动、流体传动和电气传动的区别，它们有着各自的优缺点，并在竞争中相互促进和发展。流体是液体和气体的总称，流体传动就相应地有液体传动和气体传动之分。液体传动又分成液压传动和液力传动两种。两种液体传动的共性原理如图 0.2。

有一种元件称为“泵”，它可以作主动元件，其原理是将原动机的机械功率用来提高液体介质的能量。

为了定性分析的方便，忽略泵上的机械摩擦，这样可将原动机力矩和力的角标  $D$  改为  $B$ ，即“泵 (B) 对液体 (y) 作用”的意思，这样就将原动机的作用，转化为泵对液体的作用，即  $M_D = M_{B\gamma}$ ,  $F_D = F_{B\gamma}$ 。将原动机角速度和速度的角标  $D$  改为  $B$ ，即“泵”的运动参数，因此  $\omega_D = \omega_B$ ,  $v_D = v_B$ 。相应地，原动机功率  $N_D = N_{B\gamma}$ 。在定量计算时， $M_D > M_{B\gamma}$ ,  $F_D > F_{B\gamma}$ ,  $N_D > N_{B\gamma}$ 。但运动参数  $\omega_D = \omega_B$ ,  $v_D = v_B$ ，今后一般只出现  $\omega_B$  和  $v_B$  的符号。

在附录 § F.5 中所述及的叶轮，就可以在液力传动中起泵的作用，称为“泵轮”。根据功能转换原理和有外功加入流束段的伯努利方程，泵轮的能量变换情况如下：

$$\begin{aligned} N_{B\gamma} &= M_{B\gamma} \omega_B = \rho g Q_B H_{tB} \\ &= \rho g Q_B \left[ (z_{B2} - z_{B1}) + \frac{p_{B2} - p_{B1}}{\rho g} + \frac{v_{B2}^2 - v_{B1}^2}{2g} \right] \\ &= \rho g Q_B \left[ \left( z_{B2} + \frac{p_{B2}}{\rho g} + \frac{v_{B2}^2}{2g} \right) - \left( z_{B1} + \frac{p_{B1}}{\rho g} + \frac{v_{B1}^2}{2g} \right) \right] \quad (0.1.1) \end{aligned}$$

式中  $\rho g Q_B$ ——通过泵的重量流量。其中  $\rho$  为密度， $g$  为重力加速度， $Q_B$  为泵的体积流量，简称流量；

$H_{tB}$ ——泵对单位重量流量液体所作的功；

$z_{B2}, p_{B2}/(\rho g), v_{B2}^2/(2g)$ ——依次为液体在泵轮出口处过流断面处的单位重量流量的重力势能、压力势能（简称压力能）、速度能。其中  $z_{B2}$  是过流断面重心距参照系基准水平面的高度， $p_{B2}$  和  $v_{B2}$  是过流断面上的压力和平均流速；

$z_{B1}, p_{B1}/(\rho g), v_{B1}^2/(2g)$ ——依次为液体在泵轮进口处过流断面处的与上述出口处相对应的能量。

式 (0.1.1) 第二行等号后的式子，说明外加功率有可能引起每一种有效能的变化，第三行等号后的式子，说明外加功率引起三种有效能总和的变化，实际上是增加，这样实现了图 0.2 所示的液体由低能变成了高能。

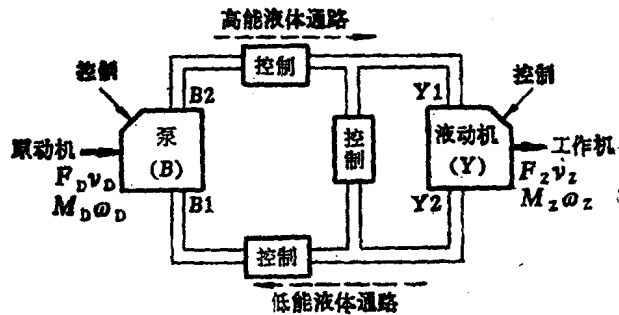


图 0.2 液体传动机构的组成

为了定性地说明泵的作用，上面分析忽略了摩阻头  $h_{r,B}$ ，并以定常情况为例，故惯性头  $h_{i,B} = 0$ 。

对于液压传动中的泵（简称液压泵），其  $B_1$  进口处和  $B_2$  出口处是用固体部件隔开的，不在同一流道上，也就是不形成一个流束段的两端过流断面，所以不能直接用伯努利方程来说明它的能量变化。但是，它在  $B_1$  处将低能液体吸入，在  $B_2$  处将液体以高能状态压出，其吸入和压出的平均流量是相等的，都是  $Q_B$ ，密度也可近似认为相等，故液压泵的能量变化情况也可用式 (0.1.1) 来描述。

图 0.2 上另一种元件称为“液动机”，可作被动元件，它使液体介质的有效能降低，用以变换为工作机的机械功率，克服负载阻力或阻力矩而使机器运动。液动机是工作机的产生驱动功率的能源，而液动机又是被液体驱动的。

为了定性分析的方便，忽略液动机上的机械摩擦，这样可将工作机力矩和力的角标  $Z$  改为  $yY$ ，即“液体 ( $y$ ) 对液动机 ( $Y$ ) 作用”的意思，这样就将工作机驱动负载的作用，转化为液体驱动机的作用，即  $M_Z = M_{yY}$ ， $F_Z = F_{yY}$ 。将工作机角速度和速度的角标  $Z$  改为  $Y$ 。即“液动机”的运动参数，因此  $\omega_Z = \omega_Y$ ， $u_Z = u_Y$ 。相应地，工作机功率  $N_Z = N_{yY}$ 。定量计算中， $M_{yY} > M_Z$ ， $F_{yY} > F_Z$ ， $N_{yY} > N_Z$ ，而  $\omega_Z = \omega_Y$ ， $u_Z = u_Y$ 。

液动机上能量变换情况如下：

$$\begin{aligned} & \rho g Q_Y \left[ (z_{Y1} - z_{Y2}) + \frac{p_{Y1} - p_{Y2}}{\rho g} + \frac{u_{Y1}^2 - u_{Y2}^2}{2g} \right] \\ &= \rho g Q_Y \left[ \left( z_{Y1} + \frac{p_{Y1}}{\rho g} + \frac{u_{Y1}^2}{2g} \right) - \left( z_{Y2} + \frac{p_{Y2}}{\rho g} + \frac{u_{Y2}^2}{2g} \right) \right] \\ &= \rho g Q_Y H_{t,Y} = \left\{ \begin{array}{l} F_{yY} u_Y \\ M_{yY} \omega_Y \end{array} \right\} = N_{yY} \end{aligned} \quad (0.1.2)$$

式中 角标  $Y_1$  和  $Y_2$  分别标明液体在液动机的进口处和出口处的各种物理量，

$Q_Y$ ——通过液动机的流量；

$H_{t,Y}$ ——单位重量流量液体对液动机作的功。

式 (0.1.2) 说明：液体的有效能的总和，由液动机进口处至出口处有所降低，以获得液动机功率  $N_{yY}$ 。

这里，将液动机进口处  $Y_1$  的液体有效能总和减去  $Y_2$  处的总和，意在使  $H_{t,Y}$  和  $M_{yY}$  及  $F_{yY}$  都是正值，更清楚地表明液体对液动机作正功。图 0.2 中可看出液体由高能通过液动机而降为低能，从而获得工作机功率  $N_Z$ 。

两种液体传动的区别在于：

液压传动主要利用压力能的变化来实现液体能与机械能的变换，即有

$$\left. \begin{array}{l} F_{By} u_B \\ M_{By} \omega_B \end{array} \right\} = Q_B (p_{B2} - p_{B1}) \quad \left. \begin{array}{l} F_{yY} u_Y \\ M_{yY} \omega_Y \end{array} \right\} = Q_Y (p_{Y1} - p_{Y2}) \quad (0.1.3)$$

液力传动则既利用压力能变化，又利用速度能变化来变换为机械能，即有

$$\left. \begin{aligned} M_{B,Y} \omega_B &= Q_B (p_{B2} - p_{B1}) + \rho Q_B \frac{v_{B2}^2 - v_{B1}^2}{2} \\ Q_Y (p_{Y1} - p_{Y2}) + \rho Q_Y \frac{v_{Y1}^2 - v_{Y2}^2}{2} &= M_{Y,Y} \omega_Y \end{aligned} \right\} \quad (0.1.4)$$

在简单情况下,  $Q_B = Q_Y = Q$ 。

正因为有以上能量变换原理上的差别, 液压传动中的泵(液压泵), 液动机(分液压马达和液压缸两类)与液力传动中的泵(泵轮), 液动机(涡轮), 在原理上和结构上有着根本的区别, 理解、分析、研究和设计它们的基础理论和应用学科知识也大相径庭, 甚至它们的具体应用的覆盖面也只有很少部分相同。一般说, 液压传动的应用范围要比液力传动广泛得多。

大体上可以对两种液体传动的功能作如下的分析比较:

液力传动比液压传动的能容(传动装置单位重量所传递的机械能)大得多, 所以在传递同样大功率时, 液力传动轻得多, 体积也小得多。目前, 液力传动传递的最大功率至几千千瓦, 而液压传动一般只能达 200~300 kW 左右。

液力传动内部没有摩擦付, 所以寿命比液压传动长。液力传动内部压力不高, 密封条件要求低, 而且对液体介质清洁度和对液体介质粘温特性要求都远低于液压传动, 因此, 在运行、维护和制造成本等方面显示优越性。

但是, 液力传动的最高效率和高效率工作范围内的平均效率不及液压传动, 而且液压传动有很强的变换功能和控制功能, 这是液力传动无法比拟的。正因为如此, 在大多数场合, 液力传动无法取代液压传动, 例如, 在工程车辆上, 有许多作业机构, 它们对传动的要求相差悬殊, 只能采用液压传动, 往往只有行走机构是用液力传动的。

# 第一篇 液压传动

## 第一章 液压传动的原理和特征

### § 1.1 最简单的液压传动系统模型及稳态工况特征

图 1.1 是一种最简单的液压传动系统模型。所谓系统，就是液压元件按各种不同模式组合的整体。

这里先讲这个系统的静稳态工况特征。所谓静稳态，就是系统中固体部件和液体的外力  $F$ 、压力  $p$ 、各处的速度  $v$  都不随时间变化，即流体力学中的定常状态。从理论力学原理来说，这是一种力平衡状态。静稳态是相对于动稳态而言的。在液压传动中，绝大多数情况下遇到的是静稳态，所以本书就简称静稳态为稳态。在遇到动稳态时，则专用“动稳态”一词说明问题。

泵由活塞  $B$  和包围它的缸体组成，内部充满液体。活塞  $B$  接受原动机传来的机械能  $F_{By}$ ，对泵容腔内的液体做功，在泵的容腔不断缩小的特征下，将液体以压力  $p_{B2}$  和流量  $Q_B$  挤出泵外，送入管道，又输送到液动机。这里的液动机是作直线运动的，通常称为“液压缸”。

液压缸由活塞  $Y$  和包围它的缸体组成。液体是以压力  $p_{Y1}$  和流量  $Q_Y$  挤入液压缸的，其结果是挤动活塞  $Y$ ，以驱动力  $F_{yY}$ ，克服负载的阻力  $F_{Yy}$ ，以  $v_Y$  速度运动，机械功率  $F_{yY}v_Y$  就是这样得来的。

这里负载阻力用符号  $F_{Yy}$  表示，即负载阻力作用于液压缸活塞，活塞又作用于液体。角标  $Yy$  表示“液压缸 ( $Y$ ) 作用于液体 ( $y$ )”。

现在来分析一下这个过程的特征：

当稳态工况，泵活塞  $B$  的速度  $v_B$  是不随时间变化的，是常值，即匀速。活塞  $B$  上力平衡的数值运算（不考虑力的方向）为

$$F_{By} = F_{yB} = p_{B2} A_B \quad (1.1.1)$$

式中  $F_{yB}$ ——液体压力  $p_{B2}$  的合力；

$A_B$ ——活塞  $B$  的有效面积（与液体相互作用的表面面积）。

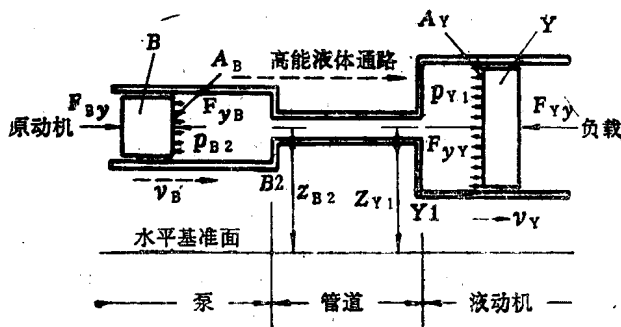


图 1.1 最简单的液压传动系统模型

此时，液压缸的活塞 Y 也以均速  $v_Y$  运动，即

$$p_{Y1} A_Y = F_{Yy} = F_{Yy} \quad (1.1.2)$$

式中  $A_Y$ ——活塞 Y 的有效面积。

在泵的容腔内，各处压力可以看作是均匀的，都是  $p_{B2}$ ；同理，液动机的容腔内各处都以  $p_{Y1}$  压力均匀分布。那么如果  $p_{B2}$  和  $p_{Y1}$  有差别，就是液体在管道中流动引起的。可以在管道进口（即泵出口 B 2）处到管道出口（即液压缸进口 Y 1）处写伯努利方程来计算  $p_{B2}$  和  $p_{Y1}$  的差别，即

$$\frac{p_{B2}}{\rho g} + \frac{v_i^2}{2g} = \frac{p_{Y1}}{\rho g} + \frac{v_i^2}{2g} + h_r \quad (1.1.3)$$

式中  $h_r$ ——液体单位重量流量的摩阻功，即摩阻头；

$v_i$ ——液体在管道中的流速。

由上式可得

$$p_{B2} - p_{Y1} = \rho g h_r$$

在作定性分析时，可近似地认为  $h_r \approx 0$ ，故

$$p_{B2} \approx p_{Y1} = p \quad (1.1.4)$$

将式 (1.1.4) 代入式 (1.1.1) 和式 (1.1.2)，而后相比，消去  $p$  可得：

$$\frac{F_{By}}{F_{Yy}} = \frac{A_B}{A_Y} \quad (1.1.5)$$

在 (1.1.5) 表明：只要  $A_Y \neq A_B$ ，则  $F_{Yy} \neq F_{By}$ ，这就是液压传动的力变换功能。

式 (1.1.4) 所描写的现象，正是流体静力学中的帕斯卡原理，即静止液体边界上的压力  $p$ ，都均等地传递到液体中的任一点。这就出现一种说法：液压传动是在帕斯卡原理基础上实现的，甚至把液压传动称为“静压传动”。事实上，这是一种近似的说法，要以摩阻头  $h_r$  很小为前提。但是这种说法却使人们去追究一个重要问题，即边界上的压力  $p$  是由什么外部因素决定的。

答案是取决于负载阻力  $F_{Yy}$ 。严格的证明，要放在动态分析中讲，这里只从物理现象着手作一些定性解释：对液体来说，由于可压缩性很小，当它受压缩而体积减小很少一点，其压力  $p$  会以相当大的时间变化率  $dp/dt$  升高到相当大的数值，形成一个动态过程（压力随时间变化）。如果  $p_{Y1} A_Y < F_{Yy}$ ，那么液体无法挤动活塞 Y， $v_Y$  为零。从液压缸的容腔看，其容积没有增大，但是液体仍以一定的流量  $Q$  涌入，这就在没有变化的容腔内，不断容纳愈来愈多的液体，使每一液体质点都受到压缩而减小体积，压力  $p_{Y1}$  就要急剧升高，直到  $p_{Y1} A_Y > F_{Yy}$ ，推力大于阻力，活塞 Y 才会由静止而产生移动，开始具有速度  $v_Y$ ，形成流量  $A_Y v_Y = Q_Y$ ，液压缸的容腔开始不断增大。起初  $v_Y$  并不是匀速的，所以  $Q_Y$  也变化，但趋向于与涌入液压缸的流量  $Q$  相等，最终达到  $Q_Y = Q$ ，这时液体不再受进一步的压缩，压力  $p_{Y1}$  就稳定于某一数值，正好是  $p_{Y1} A_Y = F_{Yy}$ ，处于力平衡的稳态工况。即如果压力  $p_{Y1}$  不与  $F_{Yy}$  相适应，动态过程要延续到二者相适应，这就说明了液压传动系统的压力是取决于负载阻力  $F_{Yy}$ ，即人们常说的“压力取决于负载”。这种结论，也有其片面性，因为以后将会看到另一种决定压力的因素——节流。

由此可推理出，原动机的驱动力  $F_B$  也是取决于负载  $F_{Yy}$  的，否则液压传动系统不会有稳态工况。

现在再讨论稳态工况的运动特征:

泵的流量  $Q_B$  应为

$$Q_B = A_B v_B \quad (1.1.6)$$

在附录中分析过, 反映质量守恒的连续性方程在稳态工况具有下列形式:

$$Q_B = Q_Y = Q \quad (1.1.7)$$

应该注意到上式是根据图 1.1 写出的, 因为在泵出口以后, 全部液体都流向液压缸, 没有分流。

在液压缸中, 稳态时有:

$$Q_Y = A_Y v_Y \quad (1.1.8)$$

故  $A_B v_B = A_Y v_Y$

演化为 
$$\frac{v_Y}{v_B} = \frac{A_B}{A_Y} \quad (1.1.9)$$

式 (1.1.9) 表明: 只要  $A_Y \neq A_B$ , 则  $v_Y \neq v_B$ , 这就是液压传动的速度变换功能。

这里还应该讨论的问题是: 在式 (1.1.7) 中, 系统的流量  $Q$  是什么因素决定的。

答案是泵的流量  $Q_B$ 。其原因是当原动机以其性能所决定的速度  $v_B$  推动泵的活塞  $B$ 。这样, 由泵送入系统的流量只能是  $Q = Q_B = A_B v_B$ , 这个流量挤入液压缸后, 迫使  $Q_Y$  也以这个流量来挤动活塞  $Y$ , 产生匀速的  $v_Y$  运动。否则系统的动态不会结束, 其过程的定性分析, 也和力分析一样, 与液体受压缩升高压力自动寻求力平衡的原理有关。因此可认为, 液动机速度  $v_Y$  取决于泵的流量  $Q_B$ 。但这一说法只有在图 1.1 这种类似情况下, 泵流量  $Q_B$  全部进入液动机而没有分流才是正确的, 如果有其他控制元件决定进入液动机的流量, 则是另一种情况, 以后讨论。

从能量角度可作以下分析:

由式 (1.1.5) 和式 (1.1.9), 可得:

$$\frac{F_{Y,Y}}{F_{B,Y}} = \frac{v_B}{v_Y} = \frac{A_Y}{A_B}$$

即  $F_{B,Y} v_B = F_{Y,Y} v_Y \quad (1.1.10)$

式 (1.1.10) 表明, 通过液压传动系统, 可以将原动机的机械能  $F_{B,Y} v_B$  传输给工作机, 使工作机获得对负载的驱动机械能  $F_{Y,Y} v_Y$ , 体现了液压传动的传递功能。

以上分析都忽略了一些作定性分析时显得次要的因素, 以便清楚地说明液压传动具有变换和传递功能的物理本质。但在工程设计和应用中, 要求有精确的定量的性能参数, 这些被忽略的次要因素就变得很重要, 不可忽略。为此, 下面将引出一些体现这些因素的“损失”和“效率”等概念, 将在 § 1.4 节中讨论。

以上看到的是液压传动的最基本现象和功能, 理解和熟记以后有助于正确分析系统。但是, 图 1.1 所示系统, 只能是一种示教模型, 在工程系统上无法应用, 其原因是: 这个系统的泵和液动机都无法持续工作。问题在于泵, 当活塞  $B$  行走至泵右端时, 无法再移动而且泵内已无容腔容纳液体, 因此不能继续向系统提供液体流量, 系统只得终止工作。这里的液动机也有问题, 因为机器虽然不会要求液压缸的直线行程是有限的, 但要求它能重新回到起始 (左端) 位置后, 再重复向右驱动负载, 这种往复次数却不能加以限制, 而这里的液压缸, 无法回到起始位置, 也就无法持续工作。

要使液压传动系统能持续工作, 泵必须具备下述的机能: 第一, 必须使活塞  $B$  左移,

使泵的容腔扩大,从某个地方将低压(低能)液体吸进来,这一过程称为“吸入过程”。实际上,吸入过程是为前面谈到的活塞 $B$ 向右移而向系统提供流量的过程——“压出过程”作准备。第二,泵必须有两个以上的容腔,交替地进行吸入和压出,因为如果象图1.1这样只有一个容腔的泵,即使设法使它具有吸入机能,那么在它吸入时,无法同时实现压出,则此时系统是无流量的,那么这个系统只能作间歇性工作,这不符合工程应用要求。第三,泵同时从低压通路吸入液体而向高压通路压出液体,但必须采取结构密封措施,使高、低压通路不致在泵内沟通,否则整个系统不会存在高压通路,也就无法工作。这三点是液压泵的特征。

从能量角度看,泵吸入液体的压力能 $Q_B P_{B1}$ 很低,而压出的压力能 $Q_B P_{B2}$ 很高,是原动机将自身的机械能 $N_B$ ,通过泵变换为液体的压力能的增量。这一过程表现于图0.2和式(0.1.3)中。

以同样的分析方法来研究液压液动机,也可以得到它的三个特征:第一,液动机接受流量时是工作过程,它这时扩大容腔,称为“压入过程”。它必须具备一个把容腔中液体排出去的准备过程,称为“排出过程”。第二,某些液动机要持续不断工作,也需要同时具备两个以上容腔,交替地进行压入和排出。但是,另一些液动机只有一个工作容腔,所以它只能间歇地工作,而某些工程应用确实需要作这种间歇式的运动。第三,液动机必须具备密封措施,将高压和低压通路不致在其内部沟通。从能量角度看,液动机被压入具有高压力能 $Q_Y P_{Y1}$ 的液体,排出时液体只有低压力能 $Q_Y P_{Y2}$ ,液动机将液体降低的压力能变换为工作机的驱动机械能 $N_{YY}$ ,如图(0.2)和式(0.1.3)所示。

液压泵和液压液动机,都依靠不断改变容腔来工作,所以被称为容积式泵和容积式液动机。

## § 1.2 动态工况特征

动态工况的特征是液压传动系统的力和运动参数,主要是液体压力 $p$ ,流速 $v$ 、流量 $Q$ 等随时间变化。这时,原动机和工作机的力和运动因素也随时间变化。

引起(通常称“激励”)动态工况的原因很多,常见的有负载阻力变化、泵的流量变化、控制元件动作等造成的液体压力、流量、流向的变化。液体中污染物和气泡堵塞阀口、小孔、弯道,也将引起动态工况。

绝大多数液压传动系统属于稳定性系统。也就是说,某种原因激励出一个动态工况过程,持续一段时间,系统将进入稳态工况。所以,经常见到的一类现象是,激励前有一个稳态,这里称之为“前稳态”,激励开始以后的一段时间,出现“瞬态”工况,直至系统进入另一个新稳态,这段时间,叫动态过渡过程时间,其后出现的新稳态,这里称为“后稳态”。

激励也有几种类型,引起系统的稳态性质不同:

一种激励是在某起始时刻开始的极短暂(趋近于零)的时间内发生突然变化,随即恒定下来(不变化),有阶跃和脉冲两种型式。系统参数从激励变化的起始时刻开始出现瞬态工况,随时间变化,经过一段动态过渡过程时间,进入静稳态,参数不再随时间变化。

另一种激励是在某起始时刻开始随时间作周期性变化,不再恒定。系统参数也是从激励变化起始时刻开始出现瞬态工况,在动态过渡过程时间内作不规律的变化,然后跟随激励作周期性变化,也是稳态,但参数是随时间作周期性变化的,称为“动稳态”。其他激励就不讨论了。

动态过程中，液体时而受压缩，压力升高，时而膨胀，压力降低。液压元件受到振动和冲击，造成故障和失效。例如疲劳破坏、联接件松开以及密封件损坏等，还引起很大噪声。液体更快地趋向老化和物质结构的破坏。所以，研究动态工况是很必要的。

这里是以对一个模型（图 1.2）的分析，大体上说明液压传动系统的元件和液体的哪些参数对动态过程趋势和激烈程度产生主要影响。实际上，图 1.2 是图 1.1 系统的一种简化，目的是使分析过程尽可能简单又能突出物理本质。为此，也还得作一些补充的假定：

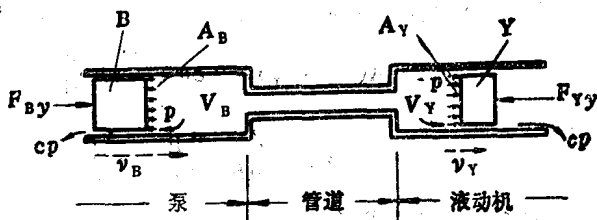


图 1.2 动态过程参数示意图

一、泵和液动机的活塞  $B$  和  $Y$  的有效面积相等，即  $A_B = A_Y = A$ 。同时，它们的质量也相等： $m_B = m_Y = m$ ；

二、液体在系统中流动，其惯性头  $h_i$  和摩阻头  $h_f$  忽略不计，则可认为  $p_{B2} = p_{Y1} = p$ ，也即所有容腔中的压力相等；

三、在分析过程中，泵和液动机的容腔容积  $V_B$  和  $V_Y$  虽然在变化，是由于动态过程时间很短，它们变化不大，近似认为是常量；管道容腔平均地分成两段分别计算在  $V_B$  和  $V_Y$  内，且有系统总容腔  $V_0 = V_B + V_Y$ ；

四、在活塞  $B$  和  $Y$  与缸壁之间缝隙中都有液体泄漏出系统。泄漏作层流流动，故泄漏流量与压力  $p$  成正比，等于  $cp$ ，其中  $c$  为比例常数；

五、必须考虑液体在动态工况中的可压缩性，即液体受压缩或膨胀产生的一种弹性流量（详见附录 § F.4）：

$$\text{弹性流量} = \frac{V_0}{\beta} \frac{dp}{dt} \quad (1.2.1)$$

六、活塞  $B$  和  $Y$  在运动时均受液体摩擦力：

$$B \text{ 上的摩擦力} = B_f v_B$$

$$Y \text{ 上的摩擦力} = B_f v_Y$$

式中  $B_f$  —— 液体摩擦系数。

过程的分析如下，分析时，力、压力及速度都是绝对值，方向加在前面，用正、负号表示。

活塞  $B$  的受力方程为

$$F_{By} - pA - B_f v_B = m \frac{dv_B}{dt} \quad (1.2.2)$$

活塞  $Y$  的受力方程为

$$pA - F_{Yy} - B_f v_Y = m \frac{dv_Y}{dt} \quad (1.2.3)$$

泵的流量连续性方程为

$$Av_B - cp - Q_B = \frac{V_B}{\beta} \frac{dp}{dt} \quad (1.2.4)$$

液动机的流量连续性方程为

$$Q_Y - cp - Av_Y = \frac{V_Y}{\beta} \frac{dp}{dt} \quad (1.2.5)$$



管道中流量连续性方程为

$$Q_B = Q_Y \quad (1.2.6)$$

将式 (1.2.2) 和 (1.2.3) 相减, 则

$$F_{B_y} + F_{Y_y} - 2pA - B_f(v_B - v_Y) = m \frac{d}{dt}(v_B - v_Y) \quad (1.2.7)$$

将式 (1.2.6) 代入 (1.2.5) 并与 (1.2.4) 相加

$$A(v_B - v_Y) - 2cp = \frac{V_0}{\beta} \frac{dp}{dt} \quad (1.2.8)$$

移项

$$v_B - v_Y = \frac{V_0}{A\beta} \frac{dp}{dt} + \frac{2c}{A} p$$

将此结果代入式 (1.2.7) 得

$$\begin{aligned} & \frac{mV_0}{A\beta} \frac{d^2p}{dt^2} + \left( \frac{B_f V_0}{A\beta} + \frac{2cm}{A} \right) \frac{dp}{dt} + \left( -\frac{2cB_f}{A} + 2A \right) p \\ & = F_{B_y} + F_{Y_y}, \end{aligned} \quad (1.2.9)$$

式 (1.2.9) 即为动态过程现象的数学表达式, 通常称为“数学模型”, 它是一个以时间为参变量的二阶线性常微分方程。为了分析工作更符合液压传动的常见应用情况, 同时也更容易求解, 分下列两种情况讨论:

第一种情况 泵的活塞 B 的速度  $v_B$  不变 ( $v_B = \text{常数}$ ), 负载阻力  $F_{Y_y}$  突然变化而产生激励, 系统动态过程如下:

把激励  $F_{Y_y}$  写成  $F_{Y_y}(t)$ 。

而  $\frac{dv_B}{dt} = 0$ , 代入式 (1.2.2), 则

$$F_{B_y} = pA + B_f v_B \approx pA$$

其中假定  $B_f v_B$  很小, 忽略不计, 并将此式代入式 (1.2.9) 则:

$$\frac{mV_0}{A\beta} \frac{d^2p}{dt^2} + \left( \frac{B_f V_0}{A\beta} + \frac{2cm}{A} \right) \frac{dp}{dt} + \left( \frac{2cB_f}{A} + A \right) p = F_{Y_y}(t) \quad (1.2.10)$$

欲解式 (1.2.10) 这样的常微分方程, 必须按照激励的实际情况给出函数  $F_{Y_y}(t)$ 。试验中以机器运行中常遇到负载阻力  $F_{Y_y}$  的“阶跃”变化, 即  $F_{Y_y}$  在极短暂 (趋近于零) 的时间内, 由零突然升高到一个新的数值  $F_{Y_y c}$ , 数学上将此现象描写为阶跃函数:

$$F_{Y_y}(t) = \begin{cases} 0 & \text{当 } t < 0 \\ F_{Y_y c} = \text{常数} & \text{当 } t \geq 0 \end{cases} \quad (1.2.11)$$

将式 (1.2.11) 代入式 (1.2.10) 就可以求得微分方程的解。这个方程的求解过程, 这里就不去推演了。这个解的数学表达式很长, 必须把一些物理参数的组成定义为某些系数, 才能看清楚, 令:

$$\frac{2cB_f}{A} + A = K \quad (\text{称为放大系数})$$

$$\sqrt{\frac{A\beta K}{mV_0}} = \omega_n \quad (\text{称为固有频率})$$

$$\frac{\omega_n}{2K} \left( \frac{B_f V_0}{A\beta} + \frac{2cm}{A} \right) = \zeta \quad (\text{称为阻尼系数})$$