

摘 要

提升机是工程机械中常用的设备，专用液压提升机是根据用户的需求进行研制开发的。汽车修理厂用它来将汽车从一楼提升到二楼进行维修。研制专用液压提升机的核心任务是液压控制系统的研究，总体方案是采用双柱塞式液压缸提升重物，需要解决的问题是双缸的同步问题。

首先进行液压系统的设计，确定基本回路的方案，选择控制方式，进行压力、流量的计算，选择电机、泵以及各种阀。其次对液压泵、液压缸、液压控制元件进行了静态特性分析，分析了它们所受的力、压力、流量之间的关系。最后进行了实验，在试验过程中发现：在上升过程中运行比较平稳，但在下降过程中液压系统产生了严重的振荡。对出现的问题首先分析了产生振动的原因，引起振动的主要原因是由于液流的变化，使液控单向阀、电磁换向阀等阀产生振动，造成整个装置激烈的振动。同时对产生振动的各种阀进行了动态特性分析，建立了振动元件的数学模型，求出了传递函数、特征方程，导出了各种阀的圆频率、阻尼系数及阻尼振动频率，最终求出产生振动的各种阀的稳定条件。最后采取了两个措施：一是在换向阀控制液控单向阀支路的 B_1 油口处增加一个阻尼，控制液控单向阀的开启速度，防止产生液流振荡。二是在两个液控单向阀的出口 A 、 B 两处各安装一个单向节流阀，由于节流阀的节制与调速作用，使从液压缸回油的流量不能产生突变，这时流入同步阀的流量就比较稳定了，同步阀起到了同步控制的作用，振动问题得到了彻底的解决，取得了理想的效果。

关键词：机械设计；液压控制系统；液压提升机；液压缸；同步阀

The Research of Control System of Special-purpose Hydraulic Elevator

Abstract

Elevator is a common equipment of engineering machine. Special-purpose hydraulic elevator is researched and developed according to the demand of users. It is used for garage to lift automobile from first floor to second floor. The core task of developing special-purpose hydraulic elevator is the research of hydraulic control system. The general scheme is lifting heavy by the means of dual-plunger type hydraulic cylinder. The problem to be solved is the synchronization of dual-cylinder.

Firstly, design hydraulic system, confirm the scheme of basic loop, choose control type, calculate pressure and flow, and choose dynamo, pump and all kinds of valves. Secondly, the static character of hydraulic pump, hydraulic cylinder and hydraulic control component is analyzed. And the relation of strength, pressure and flow is analyzed too. Finally, experiment. We found: hydraulic system is stabile at the uplifted process, but it is seriously vibrated at the descending process. The reason of vibration is analyzed at first. The main reason is the changing of liquid flow, thus make hydraulic control one-way valve and electromagnetism reversal valve vibrated. And the whole equipment seriously vibrated. Meanwhile, the dynamic character of the vibrated valves is analyzed. Build math model of vibrating component, work out transfer function and characteristic equation, derive cyclic frequency, damping coefficient and damping vibrating frequency. At last work out the stable condition of vibrating valves. Two measures are adopted: one is adding an attenuator at B1 oil port of the branch of reversal valve controlling hydraulic control one-way valve. Control opening speed of hydraulic control one-way valves. Avoid liquid flow vibration. Another is fixing a one-way throttle valve at exit A, B of the two hydraulic control one-way valves. Due to the continence and speed governing of throttle valve, oil return flow from hydraulic cylinder cannot break. Thus the flow flowing in synchronization valve is stable. Synchronization valve works. The problem of vibration is solved drastically and perfect effect is received.

Key Words: Mechanical Design; The System of Hydraulic Control; Hydraulic Elevator;
Hydraulic Cylinder; Synchronization Valve

独创性说明

作者郑重声明：本硕士学位论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及取得研究成果。尽我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得大连理工大学或者其他单位的学位或证书所使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的贡献均已在论文中做了明确的说明并表示了谢意。

作者签名： 田继宏 日期： 2005年12月10日

大连理工大学学位论文版权使用授权书

本学位论文作者及指导教师完全了解“大连理工大学硕士、博士学位论文版权使用规定”，同意大连理工大学保留并向国家有关部门或机构送交学位论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权大连理工大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，也可采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编学位论文。

作者签名： 田继宏

导师签名： 罗晓芳

2005 年 12 月 15 日

1 绪论

1.1 液压控制概述

液压传动与机械传动相比是一门比较新兴的技术，它被各国普遍重视并得到广泛应用。自从 1795 年英国制成了第一台水压机起，液压技术进入了工程领域，第二次世界大战期间，由于军事工业迫切需要反应快、精度高的自动控制系统，因而出现了液压伺服控制系统。我国液压工业发展历程，大致可分为三个阶段，即：20 世纪 50 年代初到 60 年代初为起步阶段；60—70 年代为专业化生产体系成长阶段；80—90 年代为快速发展阶段。经过 40 多年的努力，我国液压行业已形成了一个门类比较齐全，有一定生产能力和技术水平的工业体系，液压技术的发展历史虽然较短，但发展速度却非常之快。随着液压元件的迅速发展，性能也更趋完善，液压技术的应用就更为大家所重视。液压传动具有许多独特的优越性，目前已被广泛应用到机械制造、交通运输、矿山、冶金、石油化工、航空、航海、军事、农机等工业部门；也被应用到宇宙航行、海洋开发、预测地震等方面。它们已经和机械、电气等综合地应用于各种机械设备中，成为机器中不可缺少的一部分。我国液压工业虽取得了很大的进步，但与主机发展需求，以及和世界先进水平相比，还存在不少差距，主要反映在产品品种、性能和可靠性等方面。

液压传动控制是工业中经常用到的一种控制方式，现代传动技术主要采用液压完成能量传递、改变运动形态、实现对能量的分配和控制、保证传动精度和效率等功能，它是机电产品向高速化、自动化、高效率、高精度、高可靠性、轻量化、多样化方向发展的不可缺少的关键技术之一。因为液压传动控制方式的灵活性和便捷性，液压控制在工业上受到广泛的重视。液压传动是研究以有压流体为能源介质，来实现各种机械和自动控制的学科。根据不同的控制目标，液压传动利用各种元件能够设计出所需要的各种不同的控制回路，比如压力控制回路、速度控制回路、多缸工作控制回路等。再由若干回路有机组合成为完成一定控制功能的传动系统来完成能量的传递、转换和控制。液压传

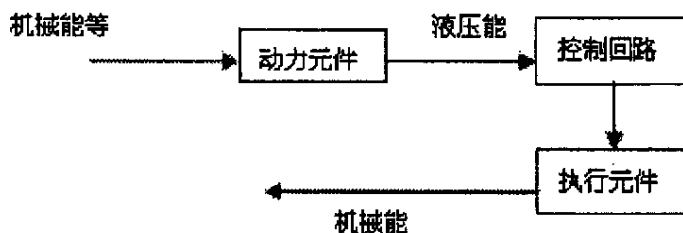


图 1.1 液压传动能量传递过程

Fig 1.1 The transmission procedure of energy in hydraulic transmission

动能量传递过程如图 1.1 所示。

液压传动的主要优点有^[1]：

- (1) 液压传动可以在很大的调速范围内较方便地实现无级调速；
- (2) 运动平稳、可靠、反应快，能高速启动、制动和频繁换向；
- (3) 与机械传动和电气传动相比，在输出功率相同的情况下，液压传动装置的体积小、重量轻、惯性小，而且能传递大的力和转矩；
- (4) 控制和调节比较简单，操作方便，易于实现自动化。当和电气控制配合使用时，易于实现各种复杂的自动工作循环；
- (5) 易于实现过载保护。因采用液体作为工作介质，使相对运动的表面间能够自行润滑，减少了零件的磨损，提高了元件的使用寿命；
- (6) 液压元件实现了系列化、标准化和通用化，故易于设计、制造和推广使用，元件的布置灵活。

液压传动的主要缺点有：

- (1) 液压传动存在不可避免的泄漏，同时液体不是绝对不可压缩的，在高压下油管等也会产生弹性变形，故不能保证严格的传动比；
- (2) 由于在能量转换和传递过程中存在着压力损失和泄漏，因而效率低；
- (3) 温度的变化可使液体的粘度受到影响，故不宜在高温和低温条件下工作，同时要求有较好的过滤设施；
- (4) 当液体受污染后会使得液压系统发生故障，出现故障时不易直观地查找原因。

总的来说，液压传动优点是主要的。其某些缺点将会随着科学技术的发展、设计制造水平的提高而逐步得到解决，液压传动将会得到更广泛地应用。

液压传动从发展趋势来看，特别是近十余年来，以液压与气动为代表的流体传动技术，借助微电子技术大力发展电液传动与控制产品，使其产生新的活力。液压技术在与电机传动和电气传动技术竞争中，坚持机电液气一体化发展方向，并不断跟踪和移植信息技术、计算机技术、摩擦磨损技术、润滑技术、自动控制技术以及新材料新工艺等成果，充分发挥液压技术功率密度大的优点，克服漏油和噪声等缺点，作为现代传动与控制的重要组成部分，不断地扩大其应用领域，保持强大的竞争力。正向着高压化、高速化、集成化、大流量、大功率、高效率、长寿命、低噪声方向发展。液压元件、液压传动系统的计算机辅助设计和制造以及计算机在电液自动控制系统的应用等也有广阔的发展前景。目前用液压传动做提升设备非常广泛，例如液压提升机、液压电梯等。

1.2 市场需求分析

随着人们生活水平的提高，汽车将走向千家万户，汽车维修行业的发展空间将越来越大。目前，国内的维修状况通常是一些小的汽车维修点工人躺在汽车底盘下修车，这使得工人师傅在狭窄的工作空间进行工作，十分不便，加上底盘下光线不好，严重影响修车质量，工作效率很低，工人劳动强度大。还有的汽车维修点常常是修建一个固定的维修沟，工人在沟内弯曲身体，工作时间太长，严重影响身体健康。为了解决维修带来的不便，人们设计了一些小型的机械提升机和液压提升机，如图 1.2 所示。提升机将汽

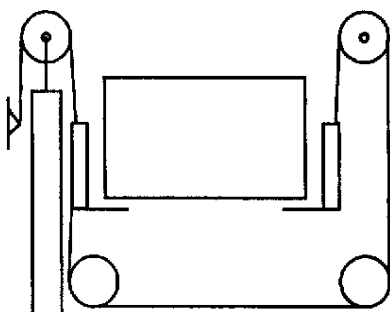


图 1.2 小型液压提升机结构简图

Fig 1.2 Small hydraulic elevator structure schematic drawing

车提升到恰当的高度，工人进行维修，解决了维修的困难，但这些只能适应于一些中小型的修理厂。对于一些大型的修理厂，还需要把汽车运到二楼进行维修或喷漆等，汽车从一楼到二楼可以采用慢坡上去，但占据面积大，尤其对于后改建的维修厂，受空间的限制，无法修建慢坡，这就需要有一种专用的提升设备将汽车由一楼提升到二楼。本论文所研制的专用液压提升机就是根据汽车修理厂所提供的参数进行设计的。

1.3 论文选题的意义和主要工作任务

根据市场调研分析，目前国内及国外的小型液压提升机采用的提升方式是单缸提升，如图 1.2 所示。液压系统控制回路大多是如图 1.3 所示的回路，液压控制系统比较简单，上升、下降比较平稳，适用于小型的汽车维修厂。但对于专用液压提升机这样的设备，由于提升重量大，提升高度高，用这种小型液压提升机的控制回路是不行的，因为它需要采用双液压缸提升的方式，一般的控制回路是很难实现的，而且保证在提升、下降过程中运行平稳，因此有必要研究专用液压提升机的控制系统。在研制专用液压提升机过程中首要解决的问题是控制系统的设计。在提升、下降过程中，能否保证液流稳

定运行及双缸的同步问题是研制专用液压提升机的核心任务。现有的资料表明保证双缸的同步有几种方法，专用液压提升机采用的方法是用分流集流阀控制双柱塞式液压缸的同步。这种方法虽然比较简单，但在运行过程中却产生了严重的振荡。对于出现的这个问题，目前书中、手册以及一些资料上都没有进行深入的分析，也没有很好的解决方法，

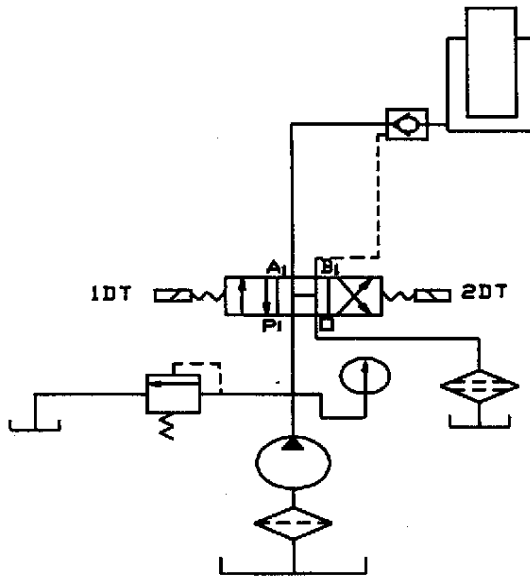


图 1.3 液压系统原理图

Fig. 1.3 Hydraulic system schematic diagram

因此本论文对专用液压提升机的控制问题进行了深入的研究，这对以后设计液压提升机具有指导作用，也为从事该领域研究的人们提供一个理论依据。

本论文的主要工作任务是进行市场需求分析；分析专用液压提升机的组成、工作原理及工作过程；进行液压传动系统的设计；分析液压传动系统基本元件的静态特性；进行试验及过程分析，包括实验过程中问题的产生、振动的原因分析、引起振动的元件的动态特性分析以及问题的解决方法。最后得出本论文的结论及今后的努力方向。

1.4 专用液压提升机的主要功能与技术指标

专用液压提升机的主要功能是用轿厢把汽车从一楼升到二楼，提升位置自动控制，一楼、二楼都可以进行操作，操作时先响铃，设备不用时必须放到地面，位置自动控制。

主要技术参数：

提升高度：3.8 米

提升速度：0.062 米/秒

下降速度：0.04 米/秒

提升重量：3 吨

2 专用液压提升机的组成及工作原理

2.1 专用液压提升机的组成

2.1.1 总体结构的设计

由于要提升的汽车很重，要求在提升过程中运动平稳，如果采用传统的机械式结构会使传动系统复杂，造价高，上升不够平稳，因此选用液压传动来完成。采用双缸提升重物，其结构简图如图 2.1 所示。

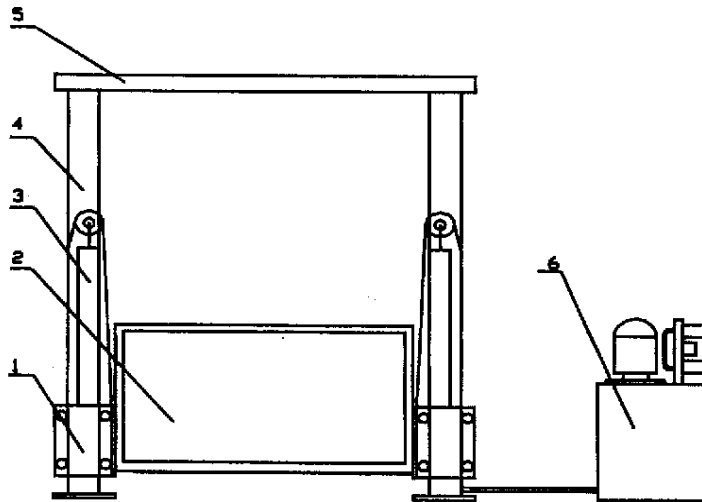


图 2.1 专用液压提升机结构简图

Fig. 2.1 Special-purpose hydraulic elevator structure schematic drawing

1) 滑车 2) 轿厢 3) 液压缸 4) 立柱 5) 横梁 6) 液压控制箱

2.1.2 总体的组成

(1) 动力部分^[1-4]

由电机、液压泵组成，液压泵将机械能转化成液压动力能。

(2) 液压控制部分

本部分是整机的关键部分，在设计中除了保证正常的提升机功能外，主要解决的是双缸的同步问题，关于控制部分的内容在第三章中专门叙述。

(3) 执行部分

主要是通过液压缸来完成。液压缸放在立柱内，液压缸柱塞杆上方有绳轮，绳轮上的钢丝绳一端和立柱固定，另一端与滑车相连，当液压柱塞杆上升时，即带动滑车上移，通过钢丝绳的传动，液压杆上升一个高度时，滑车与轿厢上升二个高度。滑车与轿厢连结为一体，滑车上移时使轿厢上升，放在轿厢内的汽车随同轿厢一同达到二楼的位置，完成上升过程。下降时靠整个装置的自重使油液返回油箱从而实现下降，下降速度由节流阀控制。上升、下降位置由限位行程开关控制。

(4) 辅助装置

主要由一些油路管道、压力表油箱等构成。

2.2 液压系统的工作原理及工作过程分析

2.2.1 液压系统的工作原理

所研制的液压提升机由液压泵供油，油液通过主换向阀到分流集流阀再通过单向阀到液压缸，完成上升。下降时靠整个装置的自重，主回路压力油经主换向阀，将液控单向阀打开使油缸油液排回到油箱完成下降过程。上升时将主溢流阀接在主回路中，当压力超过其调压时，将开启溢流阀，溢流阀起溢流保护作用。下降时，副溢流阀经换向阀与主溢流阀相通，当压力超过其调压时，他们将开启，配合节流阀组成调速回路，控制下降速度。

2.2.2 工作过程分析

(1) 空载运行

在提升前先打开总开关，然后启动电机，电动机带动油泵运转泵油，经主换向阀 2 回油至换向阀 6 回到油箱，空载运行。

(2) 上升过程

在提升之前先响铃，然后按下提升按钮，主换向阀的电磁铁 1DT (+)，主换向阀 2 换向到左位，油泵压力油上行到分流集流阀 3 再经两路单向阀分别到两柱塞式液压缸，使油缸的柱塞上升带动绳轮钢绳上升，钢绳带动轿厢一同上升使轿厢从一楼位置升到二楼位置，当液压杆上升一个高度时，滑车轿厢上升二个高度，上升位置由限位行程开关控制。

(3) 下降过程

需要下降时，按下下降按钮，主换向阀的电磁铁 2DT (+)，3DT (+)，4DT (+) 靠整个装置的自重，主回路压力油经主换向阀右位将液控单向阀打开，油缸油液得以排出，

经主阀 2、换向阀 6、节流阀 7 流回油箱，这时轿厢下降。下降速度由节流阀控制，下降位置由行程开关控制。

(4) 停用

当停用时，必须把轿箱落到地面，先按电机停止按钮使电机停止运行，再关闭总开关。在经常使用时，不必关闭电机，直接使用上升、下降按钮即可。

3 液压传动系统的设计

3.1 液压传动系统的型式及构成

专用液压提升机液压传动系统的型式采用的是开式系统。液压泵从油箱吸油，通过换向阀给液压缸以驱动工作机构，液压缸的回油再经换向阀回油箱，在泵的出口处装上溢流阀，这种系统的结构较为简单，由于系统本身具有油箱，因此可以发挥油箱散热、沉淀杂质的作用。

液压传动系统主要由液压泵、液压缸、各种控制阀、油箱、滤油器、管路、控制仪表等构成。

3.2 初步拟定液压系统原理图

拟定液压系统原理图是整个设计工作中最关键的步骤。

3.2.1 确定执行元件的类型

执行元件的类型可以根据主机工作部件所要求的运动形式来确定。专用液压提升机采用双液压缸做执行元件来提升重物，由于提升高度比较高，要求柱塞缸也比较长，因此要合理确定导向长度。在提升过程中要保持双液压缸同步，液压缸选用的是柱塞式液压缸。

3.2.2 液压基本回路方案的确定

由于液压提升机采用双液压缸做执行元件，如果两个液压缸不能准确同步，就会严重影响液压提升机正常工作，甚至损坏液压元件，所以双液压缸同步问题是设计中首要解决的问题。

(1) 同步误差产生的原因分析^[5]

①两个液压缸在运行的过程中所承担的负载往往不完全相同，负载小的元件进油量多，速度快；负载大的元件进油量少，速度慢。

②液压缸的运动副常靠密封件或间隙密封，虽然对这些密封的规格和性能可以提出要求 and 规定，但要做到完全满足要求却不可能，因此在运动时，有的摩擦力大，有的摩擦力小，摩擦力小的运动速度快，摩擦力大的运动速度慢。

③两个液压缸由于制造精度不同，泄漏或长时间运转使其工作特性发生变化等原因，也会造成不能同步。

④液压缸的进出口是用管路和各元件连接的，当油管长度、弯头等不同时，其沿程阻力也不相等，也会出现不同步现象。

(2) 保证双液压缸同步的方法

①机械的方法

这种方法的优点是系统简单，因而应用比较广泛，但是如果只用简单的方法把两液压缸固定在一起，则很难达到比较高的同步精度，因而需要采取其它措施。图 3.1 (a) 是一个液压升降台，利用齿条作为导向装置，依靠齿轮与齿条的啮合进行误差修正，只要齿条与齿轮的制造精度得到保证，升降台的两个工作缸就可达到比较高的同步精度。图 3.1 (b) 是两台液压马达分别带动一个齿轮，两齿轮与同一滚轮啮合，使两个马达实现较高的同步精度。

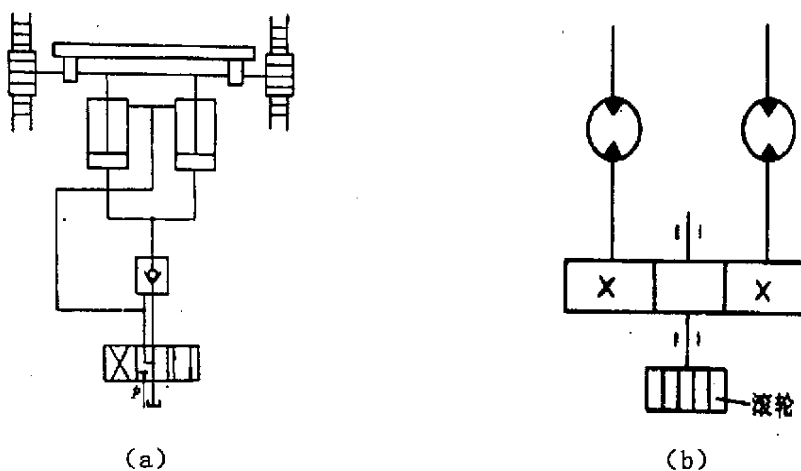


图 3.1 消除同步误差的方法(1)

Fig. 3.1 The method of canceling synchronism error (1)

②两台性能相同的液压泵或马达并联并同时向工作缸供油的方法

这种方法同步精度的高低主要取决于泵或马达的容积效率，容积效率高，同步精度也高。但是由于种种原因或长期运转，泵或马达的工作特性会发生变化，同步精度就会受到影响，要对其进行修正，可采取下述措施。

a. 选用变量机构简单的变量泵或变量马达。当出现同步误差时，可通过调节排量进行修正。

b. 给两个同轴运转定量马达分别并联一个节流阀，通过对节流阀的调节，修正同步误差，如图 3.2 (a) 所示。

c. 给两个同轴运转定量泵分别并联一个溢流阀，当一个液压缸已到终点，另一个尚需供油时，多余的油经溢流阀回油箱。如图 3.2 (b) 所示。

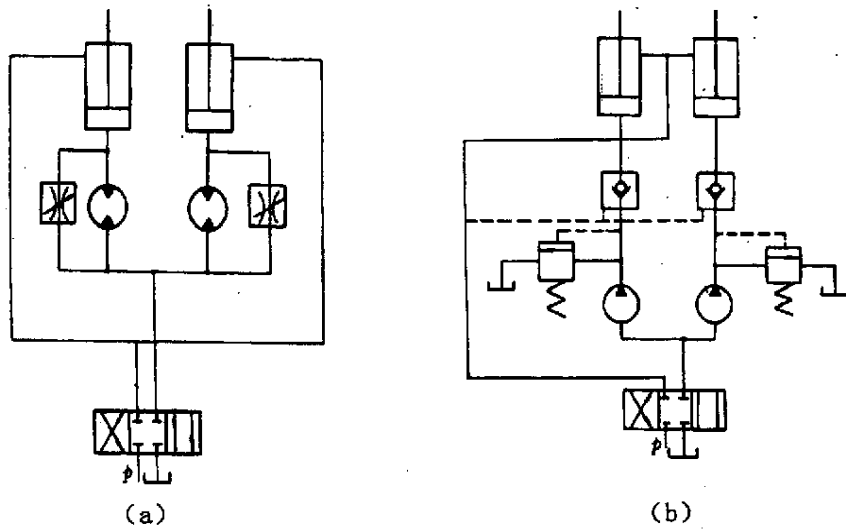


图 3.2 消除同步误差的方法 (2)

Fig. 3.2 The method of canceling synchronism error (2)

③两个相同作用面积的双活塞杆缸串联的方法

这种同步方式的特点是油路简单，如果两缸的尺寸和形状完全相同，不需采取其它措施就可实现比较准确的同步。但由于制造精度、泄漏及油中混入空气等原因，液压缸工作时必然会出现误差。为了修正这种误差，在回路中增设一个 Y 型三位四通换向阀及液控单向阀，如图 3.3 所示。

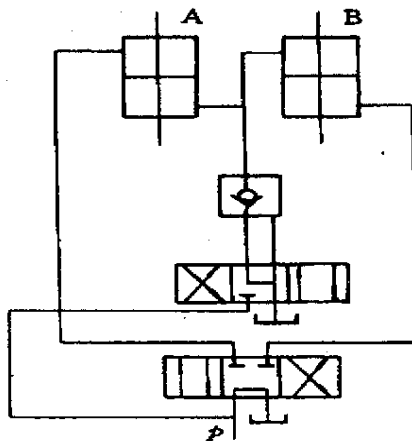


图 3.3 消除同步误差的方法 (3)

Fig. 3.3 The method of canceling synchronism error (3)

这时会出现两种情况，一种是 A 缸已到终点，B 缸还未到达。此时操纵 Y 型换向阀，使其处于左位，液控单向阀被打开，使 B 缸继续运动，消除同步误差。另一种情况是 B 缸已到终点，A 缸还未到达。这时，使 Y 型换向阀处于右位，打开液控单向阀，向 A 缸下腔供油，使其继续运动消除同步误差。

④采用同步器的方法

同步器就是把两个参数完全相同的双活塞杆缸的缸体及活塞杆连成一体，如图 3.4 (a) 所示。此时缸被分成 A、B、C、D 四个腔，A、B 腔分别与两工作缸的活塞腔相联，C、D 腔与换向阀相联。当换向阀处于左位时，液压油经换向阀进入同步器 C 和 D 腔，推动活塞向左运动，A、B 腔的油被排出，分别进入两工作缸的活塞腔，活塞向上同步运动。当换向阀处于右位时，液压油进入工作缸活塞杆腔，活塞向下同步运动，活塞腔的油流入同步器 A 及 B 腔，推动活塞向右运动。

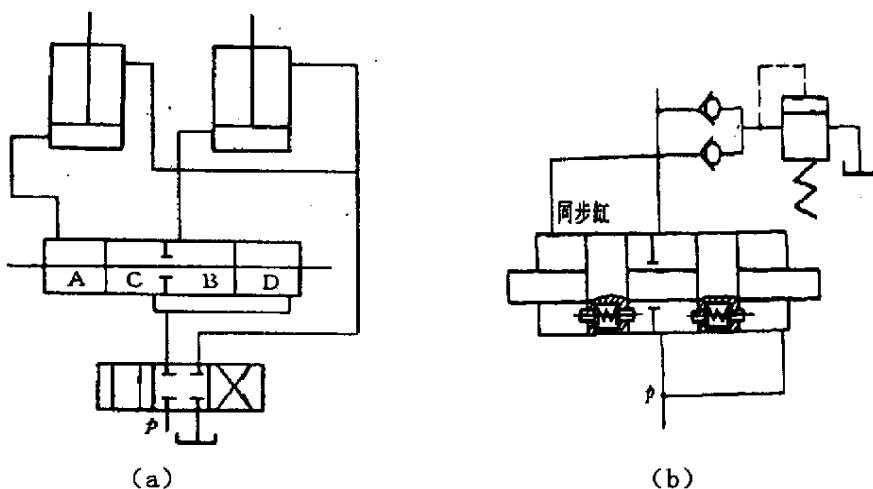


图 3.4 消除同步误差的方法 (4)

Fig. 3.4 The method of canceling synchronism error (4)

同步器的同步精度很高，但对制造精度和密封性能要求很严，如果制造精度有误差或产生泄漏，同步器的进、排油量就会不一样。为修正这种误差，可在两个活塞的两侧，各装一个带有顶杆的特殊单向阀，如图 3.4 (b) 所示。活塞运动到终点时，缸盖顶开单向阀，使两室相通互相补油。另外为了修正两工作缸在运动中出现的误差，在工作缸与同步器之间的油路上，装一个安全阀。当一缸到达终点，另一缸仍需供油时，到达终点缸的多余油打开安全阀回油箱，该安全阀还对元件起保护作用。

使用同步器的同步回路，同步误差率可在 1% 以内。但用它控制面积大、行程长的液压缸，同步器的体积则比较大，制造成本高。

⑤采用分流阀的方法

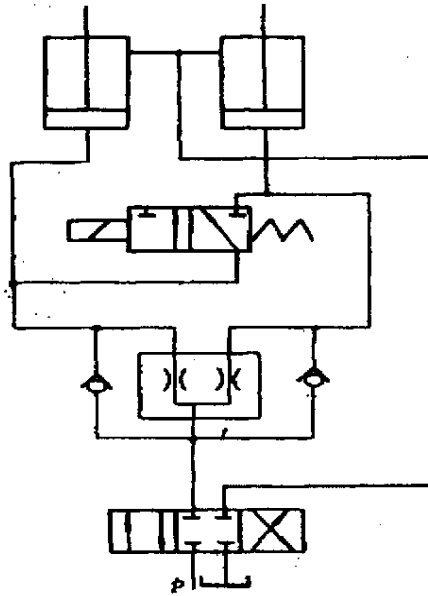


图 3.5 消除同步误差的方法 (5)

Fig. 3.5 The method of canceling synchronism error (5)

用分流阀控制两缸或马达同步是一种很简便的方法。但在使用时，油的过滤精度必须很高，一般不允许含有 10Pm 以上的杂质与灰尘。分流阀在工作中失灵，常是因为杂质与灰尘堵塞了节流小孔，如果这个问题能很好解决，同步误差可控制在 5% 以内，其回路原理如图 3.5 所示。

⑥采用伺服机构的方法

这种回路的特点是可以自动检查误差，并能自动消除误差，而且同步精度高，多用于大型，安全及同步精度要求高的设备中，常用的伺服机构有伺服阀、伺服变量泵等。

图 3.6 是用电液伺服阀消除同步误差的例子。当指令信号输入使电液伺服阀力矩马达动作时，两工作缸应同步运动。当出现同步误差时，发送器和接收器将误差信号反馈给比较器，并与指令信号进行比较，再输入电液伺服阀，使阀芯有一个适当位移，修正进入工作缸的流量，及时消除同步误差。

上述几种同步回路的同步精度一般是比较高的。如果对同步精度要求不高，则还可使用节流阀、调整阀等实现同步及误差修正。

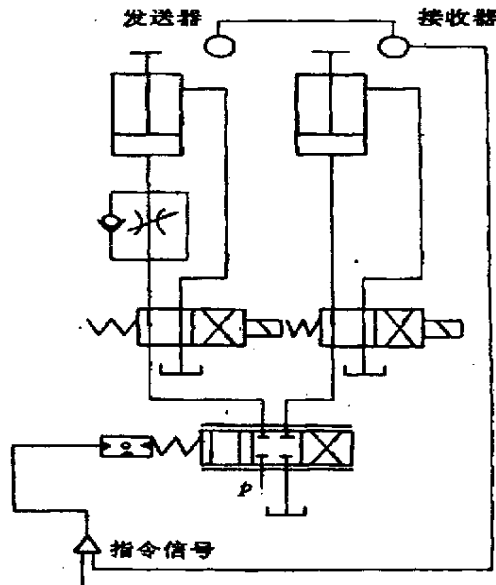


图 3.6 消除同步误差的方法 (6)

Fig. 3.6 The method of canceling synchronism error (6)

经综合考虑最终采用分流集流阀的方法，分流集流阀控制两缸同步比较简便，这样就解决了双液压缸的同步问题。

其次解决速度控制问题，上升过程用定量泵控制上升速度，下降过程用节流阀控制下降速度。

3.2.3 选择控制方式

方向控制元件选择单向阀、电磁换向阀，主换向阀选择三位四通换向阀。压力控制元件选择溢流阀。流量控制元件选择节流阀。

3.2.4 合成液压系统原理图

合成液压系统原理图如图 3.7 所示。

3.3 液压传动系统工作压力和流量的确定

3.3.1 明确设计依据，进行工况分析

(1) 明确设计依据^[6-8]

液压传动系统是主机的配套部分，设计液压传动系统时，首先要明确主机对液压传动系统提出的要求。

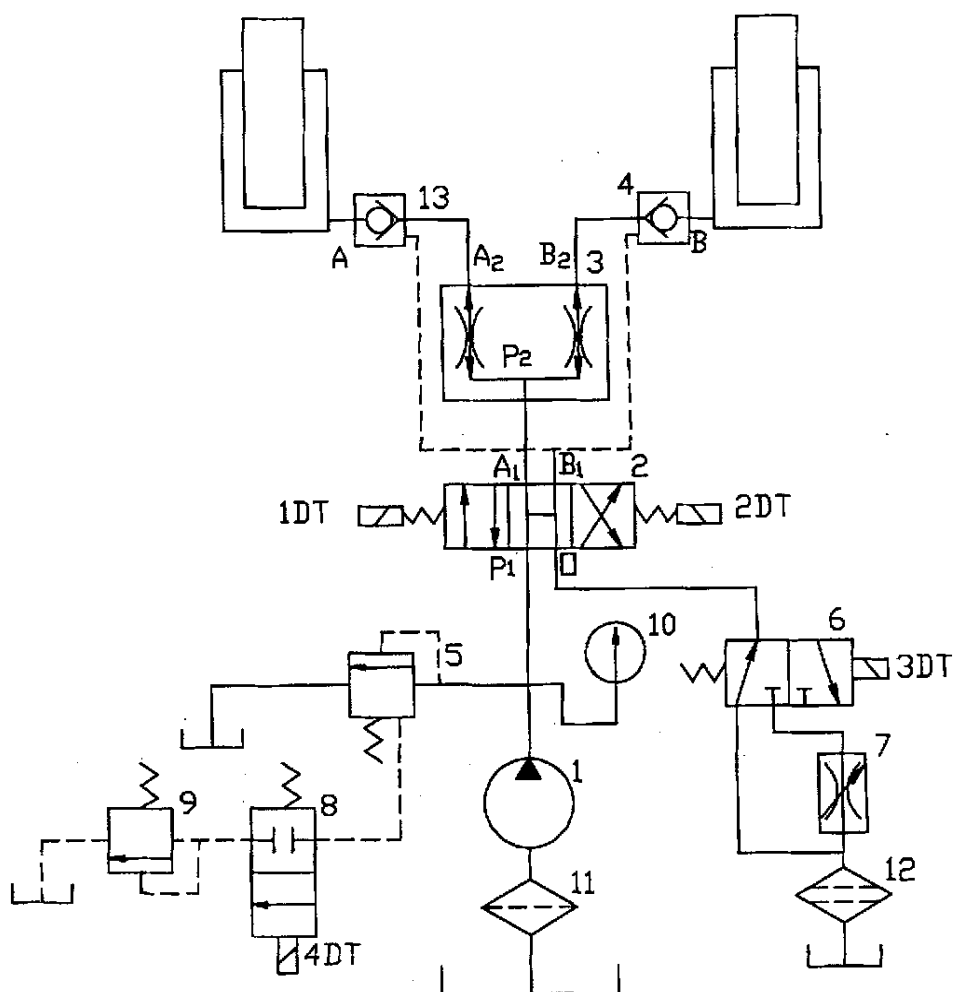


图 3.7 液压系统原理图

Fig. 3.7 Hydraulic system schematic diagram

①主机的动作要求

由于提升的重物质量大，因此采用双缸结构，要求双缸同步提升。

②主机的性能要求

要求提升重物时运动平稳，提升速度为 0.062 米/秒，下降速度 0.04 米/秒，提升高度为 3.8 米。

③液压传动系统的工作环境

液压传动系统在室外作业。

(2) 工况分析

工况分析就是分析主机内采用液压传动的执行元件在工作过程中的速度和负载的变化规律。

① 速度分析

在上升过程中，轿厢速度由 0 米/秒加速到 0.062 米/秒，然后保持匀速，要停止时速度由 0.062 米/秒减速到 0 米/秒完成上升过程。在下降过程中，速度由 0 米/秒加速到 0.04 米/秒，然后保持匀速，要停止时速度由 0.04 米/秒减速到 0 米/秒完成下降过程。

② 负载分析

液压缸的负载分析：

液压缸克服的外负载 $F = F_w + F_f + F_a$ 。

式中 F_w —工作负载，即提升的重物重量， F_w 为 7 吨。

F_f —摩擦阻力负载， $F_f = \sum N_i f_i = 0.02 \times 7 = 0.14$ 吨。

F_a —惯性负载， $F_a = ma = \frac{m v}{g \Delta t} = \frac{7 \times 0.062}{9.8 \times 3} = 0.015$ 吨。

所以 $F = F_w + F_f + F_a = 7 + 0.14 + 0.015 = 7.155$ 吨。

3.3.2 液压系统工作压力 p 的确定

确定液压系统工作压力时，需要考虑下列因素：

- (1) 价格 液压元件的价格与采用的压力高低有关；
- (2) 重量 对于功率相同的液压系统，一般情况是工作压力高，系统的重量小；
- (3) 液压元件的供应情况；
- (4) 所允许占用的空间尺寸；
- (5) 性能 一般情况下，压力增高，液压元件的容积效率会降低，但总效率须视元件的效率曲线而定；
- (6) 可靠性及安全性。

系统工作压力选得越低，执行元件的容量越大，即尺寸大、重量重、系统所需的流量也大、但对液压元件的制造精度与密封要求较低；压力选得越高，则与上相反。因此，系统工作压力的选择取决于尺寸限制、成本、使用可靠性等多方面因素。

选择系统的工作压力可参考同类液压系统来确定。小型—重型起重机的工作压力通常为 10—32MPa。初选液压系统工作压力为 $100\text{kg}/\text{cm}^2$ ，即 10 MPa。

3.3.3 确定液压缸的流量及主要结构参数

液压缸的设计通常要求满足下列最基本的技术要求：

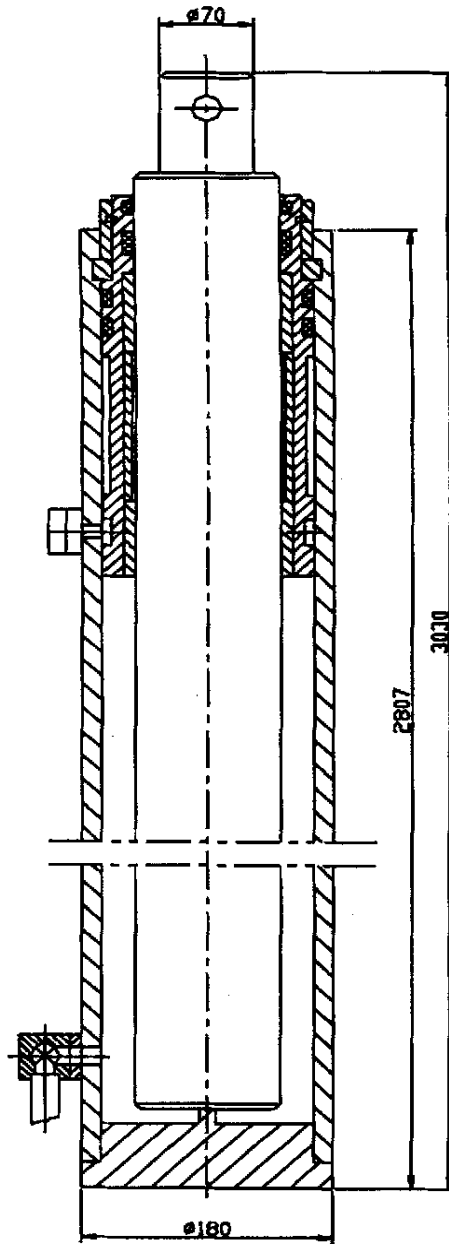


图 3.8 液压缸的装配图

Fig. 3.8 Assembly chart of hydraulic cylinder

- (1) 承受最大的负载力，即输出力 F ；
- (2) 输出最大速度或动作时间 t ；

(3) 最大工作行程 L。

专用液压提升机由于提升高度为 3.8 米，因此选用柱塞式液压缸，靠油压力实现一个方向的运动，回程靠自重完成，柱塞和缸体内壁不接触，缸体内孔只需粗加工，甚至不加工，故工艺性好，适宜于做长行程液压缸。

液压缸的有效工作面积 $A = \pi d^2 / 4$ ， d 为柱塞的直径。

由于 $p = F/A$ ，式中 p 一系统的工作压力，初选值为 100 kg/cm^2

F 一液压缸的外负载， $F = 7.155$ 吨

由此可求出 $d = 9.55 \text{ cm}$ ，取 $d = 10 \text{ cm}$ ，修正 p 值， $p = 91.15 \text{ kg/cm}^2$ 。

由于液压缸的运动速度与液压缸的结构及进入液压缸的油液流量有关，因此单液压缸上升时需要的流量 $Q_1 = v A$ 式中 v 一 液压缸提升重物时的上升速度为 0.031 米/秒；

A 一 液压缸的有效工作面积。

所以 $Q_1 = v A = 0.031 \times 10 \times 60 \times 3.14 \times (10 \times 0.1)^2 / 4 = 14.6 \text{ (L/min)}$

双缸作用时，需要的流量 $Q = 14.6 \times 2 = 29.2 \text{ (L/min)}$

3.4 液压元件的计算和选择

3.4.1 执行元件的计算

前面已求出液压缸柱塞的直径，此处需要确定液压缸的其余结构尺寸，并进行必要的校核（略），液压缸的结构如图 3.8 所示。

3.4.2 液压泵的选择

(1) 液压泵的工作原理^[9]

① 液压泵是靠一个或数个密封油腔容积的周期变化来进行工作的，所以称为容积式泵。泵的流量取决于密封容积的变化大小和变化频率。

② 为了保证密封容积变小时只与排油管相连，而在密封容积变大时又只与吸油管相连，特设置了两个单向阀。

③ 容积式泵排油的压力决定于排油管道中油液所受到的负载。吸油时密封容积增大，形成一定的真空度，油液在泵内外压力差的作用下进入密封容积，其机理可用伯努力方程说明。所以油液表面的大气压力是保证容积式泵正常工作的必要外部条件。

(2) 计算液压泵的主要参数

液压泵的主要性能参数是流量和压力。

① 计算液压泵的工作压力 P 。

液压泵的工作压力是指泵出口处的实际压力，它取决于外负载。外负载主要指管路的阻力、相对运动件间的摩擦阻力等。液压泵的工作压力等于执行元件工作压力和执行元件进管路压力损失之和，即：

$$P_b = P + \sum \Delta P_1$$

式中 P — 执行元件的工作压力；即 $P=91.15 \text{ kg/cm}^2$

$\sum \Delta P_1$ — 执行元件进管路中的总压力损失；即：

简单系统： $\sum \Delta P_1=0.2—0.5 \text{ MPa}$

复杂系统： $\sum \Delta P_1=0.5—1.5 \text{ MPa}$

取 $\sum \Delta P_1$ 为 0.5 MPa ，所以 $P_b = P + \sum \Delta P_1 = 91.15 + 0.5 = 91.65 \text{ MPa}$

② 计算液压泵的流量 Q_b

液压泵的流量是指泵在单位时间内排出液流的体积。它等于执行元件的最大需求量与各种泄漏量之和，可用下式计算：

$$Q_b = K(\sum Q)_{\max}$$

式中 $(\sum Q)_{\max}$ — 同时工作的执行元件所需流量之和的最大值，即 $(\sum Q)_{\max} = 29.2 \text{ L/min}$ 。

K — 系统的泄漏系数，一般取 $K=1.1—1.3$ ，取 $K=1.1$

所以 $Q_b = K(\sum Q)_{\max} = 1.1 \times 29.2 = 32.12 \text{ (L/min)}$

(3) 选择液压泵的规格^[10]

选择液压泵时，首先满足液压控制系统所提出的要求，例如工作压力、流量等，然后还对泵的性能，成本等方面进行综合考虑。选择泵的型式时，要使泵具有一定的压力储备，上面计算的液压泵工作压力 P_b 是系统处于稳态时泵的工作压力。而系统在工作中会出现瞬时超载或动态超调等，使得动态压力峰值远高于 P_b ，故在选泵时，其额定压力应比计算值 P_b 高 25%—60%。泵的额定流量与计算值相当即可。液压泵转速的选择，必须根据主机的要求和泵允许的使用转速、寿命、可靠性等进行综合考虑。泵的使用转速不能超过泵最高转速，提高转速会使泵吸油不足，降低寿命，甚至会使泵先期破坏。

根据上述要求，专用液压提升机选用的是叶片泵。叶片泵具有结构紧凑、体积小、流量均匀、噪音小，使用寿命较长，容积效率较高等优点。叶片泵由转子、定子、叶片、配流盘以及泵体等组成。对定量泵，当发动机转速一定时，流量 Q 也一定，而压力是根据工作循环中需要克服的最大阻力确定的，因此液压系统工作时，液压泵是随工作压力变化而改变的，在一个工作循环中液压泵达到满功率的情况是很少的。专用液压提升机选用泵的型号为 YB1—E25F—F1，排量为 25 ml/r ，转速为 1440 rpm ，工作压力为 160 kg/cm^2 ，马达 $N=12 \text{ KW}$ 。流量 $Q = 25 \times 1440 \times 0.9 / 1000 = 32.4 \text{ (L/min)}$ ，满足要求，额定压力高出计算值 P_b 约 66%，满足使用要求。

3.4.3 电动机的选择

选择电动机主要依据是电动机的功率。至于电动机的额定转速，与液压泵额定转速相当即可。确定电动机功率，应考虑实际工况的差异。在整个工作循环中，液压泵功率变化较小，可根据最大功率来选择电机，电动机功率 N 可由下式计算：

$$N = (P_b \cdot Q_b)_{\max} / \eta_b$$

式中 $(P_b \cdot Q_b)_{\max}$ —液压泵输出压力和输出流量乘积的最大值，即液压泵的最大输出功率。

η_b —液压泵的总效率，叶片泵取 0.7—0.8，选取 $\eta_b = 0.8$ 。

$$\text{因此 } P_E = \frac{(P_b \cdot Q_b)_{\max}}{\eta_b} = \frac{9.615 \times 10^6 \times 32.12 \times 10^{-3}}{60 \times 0.8} = 6434(W)$$

选取电机型号为 Y132M-4，功率为 7.5KW，转速为 1440rpm，满足要求。

3.4.4 液压控制阀的选择

选择液压控制阀的主要依据是该阀在系统中的最大工作压力和流经该阀的最大流量。同时还应结合使用要求，确定阀的操纵方式，安装方式等。

换向阀用来改变液压系统中液流的方向或控制液流的通与断。对换向阀的基本要求是：

(1) 工作可靠——准确而迅速地换向和复位。

(2) 压力损失小——压力损失产生在阀内节流口和通道中。要求结构设计合理，以使结构紧凑而压力损失尽量小。

(3) 内外密封性好——影响内部漏油的因素是阀芯与阀孔的配合间隙、工作压力和油液温度等。内部漏油要小于允许值，外部不允许漏油。

换向阀按其结构可分为滑阀型与转阀型两大类。转阀型换向阀由于阀芯上的液压径向力不易平衡使操纵力矩较大，且密封性较差，故只适用于低压小流量的系统中。滑阀型换向阀应用最为广泛，其优点是由于其阀芯上的液压径向力易于平衡。因此，操纵省力；对污物不太敏感；易于实现多种机能；工作可靠；工艺性好。所以专用液压提升机选用的是滑阀型换向阀。

滑阀型换向阀由阀体、圆柱形阀芯和操纵机构组成，如图 3.9 所示。它利用圆柱形阀芯在阀体孔内的滑动并停留在不同的位置上来改变液流的通路，而阀芯的滑动是由各种不同的操纵机构来实现的。圆柱形阀芯为台肩形，一般有 2—5 个台肩。台肩直径与阀体上阀体孔内的滑动并停留在不同的位置上来改变液流的通路，而阀芯的滑动是由各

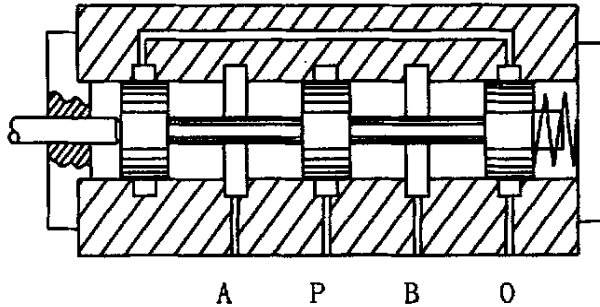


图 3.9 滑阀型换向阀原理图

Fig. 3.9 Schematic diagram of slide valve type reversal valve

种不同的操纵机构来实现的。圆柱形阀芯为台肩形，一般有 2—5 个台肩。台肩直径与阀体上的阀孔精密配合，既可使阀芯在阀孔内滑动，又可对油液起密封作用。阀孔内开有 3—5 个沉割槽，换向阀通向外部的通油口一般与沉割槽连通。这样，当阀芯在阀孔内停留在不同的位置上，即可改变液流的通路。图 3.3 所示位置为阀芯处于中位，进油口 P 不与工作油口 A、B 及回油口 O 相通，当操纵机构的顶杆向右移动将阀芯推至右端位置，则 P 口与 A 口相通，B 口与 O 口相通，当顶杆向左移动，阀芯在弹簧作用下移至左端位置，则 P 口与 B 口相通，A 口与 O 口相通。这样就实现了油路换向。

电磁换向阀利用电磁铁作为操纵机构来操纵阀芯的运动。由于是用电操纵，因此有利于实现自动化和远距离控制。专用液压提升机就是把控制箱放在二楼，而液压机放在了室外，适于选用电磁换控制。

在选择时，除了满足上述基本要求外，还注意了以下几个问题：

- (1) 尽量选择标准定型产品；
- (2) 控制阀的额定压力应大于该阀在系统中的最大工作压力；
- (3) 控制阀的额定流量一般应大于或等于通过该阀的最大流量；
- (4) 流量阀应按系统中流量调节范围来选取，其最小稳定流量应满足主机最低速度要求。

根据上述要求选出的液压控制元件见表 3.1^[11,12]

3.4.5 液压辅助元件的选择

液压辅助元件包括滤油器、油箱、管路、管接头和仪表等，其中管路和管接头的通径最好与其相连接的液压元件的通径一致，以简化设计和安装。

液压辅助元件中比较重要的是油箱，油箱设计时注意的问题是：

表 3.1 专用液压提升机所用的液压元件

Tab. 3.1 Hydraulic component of special-purpose hydraulic elevator

元件名称	型号	数量
叶片泵	V20—1M7M—1A	1
电磁换向阀	34DH—B10H	1
分流集流阀	FJL—B10H—S	1
溢流阀	YF—B10H	1
溢流阀	YF—B8H	1
电磁阀	24DO—B10H	2
节流阀	LF—B10C	1
液控单向阀	DFY—B10H1	2
网式滤油器	WU—160×180	1
纸质滤油器	ZU—A100×20S	1
压力表	Y—60 16 M P a	1

(1) 油箱应能储存足够的油液，以满足液压传动系统正常工作的需要；

(2) 油箱应有足够的表面面积，以利于散发工作中产生的热量，保证油液在允许的温度范围内工作；

(3) 油箱应能保证外部的污物不易侵入，保证液压油泵正常吸油，保证回流油液有分离气体与沉淀杂物的过程；

(4) 油箱应能提供使油液进、出较方便且合理的位置，并便于注油与放油。

油箱容积的确定主要根据散热的需要来确定，同时还必须保证在液压设备工作的整个过程中，无论流量如何波动，油箱中的油面都能保持一定的高度，使渗入油液的空气和污物有足够的时间分离出来。一般的开式液压系统，其油箱的有效容积为液压泵每分钟流量的 3 倍以上。通常可按液压泵流量 Q_b 用下式估算油箱的有效容积。

$$V = \xi Q_b$$

式中 ξ —经验系数，中压系统 $\xi = 5—7$ ，取 $\xi = 7$ ；

Q_b —液压泵额定流量 (L/min) 。

所以油箱的有效容积 $V = \xi Q_b = 7 \times 32.12 = 224.8$ (L)

3.5 液压传动系统的计算

3.5.1 管路系统压力损失计算

(1) 提升机上升过程^[1,4]

流量 $Q=14.6(L/\min)=243.3\text{cm}^3/s$ ，油管直径 $d=10\text{mm}$ ，管长 $L=3\text{m}$ ，粘度 $\mu=0.2\text{cm}^2/s$ ，密度 $\rho=900\text{Kg}/\text{m}^3$ ，换向阀一个， $\Delta P_{v1}=0.175\text{MPa}$ ，单向阀二个， $\Delta P_{v2}=0.125\text{MPa}$ ，分流集流阀一个， $\Delta P_{v3}=0.2\text{MPa}$ ，直角弯头六个， $\xi=1.12$ 。

由此可算得油管内流速：

$$v = \frac{Q_1}{\frac{\pi}{4}d^2} = \frac{243.3}{\frac{3.14}{4} \times 1^2} = 310\text{cm}/s = 3.1\text{m}/s$$

雷诺数 $R_e = \frac{vd}{\mu} = \frac{310 \times 1.0}{0.2} = 1550 < 2300$ 属层流

沿程阻力系数 $\lambda = \frac{75}{R_e} = \frac{75}{1550} = 0.0484$

沿程压力损失：

$$\Sigma \Delta P_{L1} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho v^2}{2} = 0.0484 \times \frac{3}{0.01} \times \frac{900 \times 3.1^2}{2} \times 10^{-6} = 0.063\text{MPa}$$

局部压力损失：

$$\begin{aligned} \Sigma \Delta P_{r1} &= \Delta P_{v1} \left(\frac{Q_1}{Q_{e1}}\right)^2 + 2\Delta P_{v2} \left(\frac{Q_2}{Q_{e2}}\right)^2 + \Delta P_{v3} \left(\frac{Q_3}{Q_{e3}}\right)^2 + 6\zeta \frac{\rho v^2}{2} \\ &= 0.175 \times \left(\frac{29.2}{30}\right)^2 + 2 \times 0.125 \times \left(\frac{14.6}{25}\right)^2 + 0.2 \times \left(\frac{29.2}{40}\right)^2 + 6 \times 1.12 \times \frac{900 \times 3.1^2}{2} \times 10^{-6} \\ &= 0.387\text{MPa} \end{aligned}$$

上升时总的压力损失： $\Sigma \Delta P_1 = 2\Sigma \Delta P_{L1} + \Sigma \Delta P_{r1} = 2 \times 0.063 + 0.387 = 0.513\text{MPa}$

此值虽比取值 0.5Mpa 略高一点，但仍在允许范围内，不影响总的设计结果。

(2) 提升机下降过程

缸的速度 $v = 0.02\text{m}/s$ ， $Q_1 = vA = 0.02 \times 10 \times 60 \times \frac{3.14}{4} \times 1^2 = 9.42\text{L}/\text{min} = 157\text{cm}^3/s$ ，

其他参数与上升过程相同，双缸流量 $Q = 2 \times 9.42 = 18.84\text{L}/\text{min} = 314\text{cm}^3/s$ ，油在油管内的流速为：

$$v = \frac{Q_1}{\frac{\pi}{4}d^2} = \frac{157}{\frac{3.14}{4} \times 1^2} = 200\text{cm}/s = 2\text{m}/s$$

$R_e = \frac{vd}{\mu} = \frac{200 \times 1}{20 \times 10^{-2}} = 1000 < 2300$ 属层流

沿程阻力系数： $\lambda = \frac{75}{R_e} = \frac{75}{1000} = 0.075$

沿程压力损失:

$$\Sigma \Delta P_{L2} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho v^2}{2} = 0.075 \times \frac{3}{0.01} \times \frac{900 \times 2^2}{2} \times 10^{-6} = 0.0405 \text{MPa}$$

局部压力损失:

$$\begin{aligned} \Sigma \Delta P_{r2} &= \Delta P_{e1} \left(\frac{Q_1}{Q_{e1}} \right)^2 + 2\Delta P_{e2} \left(\frac{Q_2}{Q_{e2}} \right)^2 + \Delta P_{e3} \left(\frac{Q_3}{Q_{e3}} \right)^2 + 6\zeta \frac{\rho v^2}{2} \\ &= 0.175 \times \left(\frac{18.84}{30} \right)^2 + 2 \times 0.125 \times \left(\frac{9.42}{25} \right)^2 + 0.2 \times \left(\frac{18.84}{40} \right)^2 + 6 \times 1.12 \times \frac{900 \times 2^2}{2} \times 10^{-6} \\ &= 0.16 \text{MPa} \end{aligned}$$

下降时总的压力损失: $\Sigma \Delta P_2 = 2\Sigma \Delta P_{L2} + \Sigma \Delta P_{r2} = 2 \times 0.0405 + 0.16 = 0.24 \text{MPa}$ 符合要求。

3.5.2 系统发热及温升计算

(1) 发热量估算

从整个循环来看,提升机发热量最大应是载物上升及空载下降完成一个循环。

$$\text{上升时间: } \Delta T_1 = \frac{3.8}{0.062} = 61.3 \text{s}$$

$$\text{下降时间: } \Delta T_2 = \frac{3.8}{0.04} = 95 \text{s}$$

$$\text{循环周期 } T = \Delta T_1 + \Delta T_2 = 61.3 + 95 = 156.3 \text{s}$$

$$\text{载物上升时 } P_{o1} = Fv = 7000 \times 0.062 \times 9.8 = 4253 \text{W}$$

$$\text{空载下降时 } P_{o2} = Fv = 4000 \times 9.8 \times 0.04 = 1568 \text{W}$$

载物上升时流量 $Q_{b1} = KQ = 1.1 \times 29.2 = 32.12 \text{L/min}$, 压力 $P_b = 9.615 \text{MPa}$, 功率

$$P_{E1} = \frac{P_b Q_b}{\eta_b} = 6434 \text{W}$$

空载下降时流量 $Q_{b2} = KQ = 1.1 \times 18.84 = 20.72 \text{L/min}$,

$$\text{压力 } P_{b2} = P + \Delta P = 5.21 + 0.24 = 5.45 \text{MPa}$$

$$\text{功率 } P_{E2} = \frac{20.72 \times 5.45 \times 10^6 \times 10^{-3}}{0.8 \times 60} = 2352.6 \text{W}$$

系统单位时间发热量:

$$H = \frac{1}{T} \sum_{i=1}^n (P_{Ei} - P_{oi}) \cdot \Delta t_i = \frac{1}{156.3} [(6434 - 4253) \times 61.3 + (2352.6 - 1568) \times 95] = 1332 \text{W}$$

(2) 系统热平衡温度计算

设油箱边长比在 1: 1: 1—1: 2: 3 范围，油箱散热面积为

$$A = 0.065\sqrt[3]{V^2} = 0.065\sqrt[3]{224.8^2} = 2.4\text{m}^2$$

油箱放在自然通风良好处：G 取 $16 \times 10^{-3} \text{KW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

设室内环境温度为 25°C ，系统热平衡温度：

$$t_2 = t_1 + \frac{H}{C_t \cdot A} = 25 + \frac{1.332}{16 \times 10^{-3} \times 2.4} = 59.7 < [t] = 60 \quad \text{油箱容积合适。}$$

如果在夏天高温时，可在油箱旁增设一个冷却装置。

4 液压传动系统基本元件的静态特性分析

根据机器对液压执行元件的动作和性能要求，将有关液压元件进行适当地组合与联接，即构成所需的液压传动系统。通常，完成同样的动作和性能要求，可有很多液压系统来满足。然而，设计时应以最经济的手段来获取最满意的效果为原则。因此，对于一台采用液压传动的机械，液压系统设计的优劣，直接关系到其工作性能、使用寿命和经济效果。分析构成系统的液压元件的静态特性是正确选用元件和合理设计系统的前提。

专用液压提升机由动力元件——泵，控制元件——各种阀，执行元件——液压缸，以及将上述联系起来的管路等组成。

4.1 液压泵的静态特性分析

液压泵是向整个液压系统输送油液并提供系统为克服外载荷所需压力油源的元件。对于理想的泵在稳态时流量 Q_p 为^[13]

$$Q_p = C_p \omega_p = 2\pi C_p n_p \quad (4.1)$$

式中 C_p ——泵的排量，毫升/弧度；
 ω_p ——泵的角速度，弧度/秒；
 n_p ——泵的转速，转/秒。

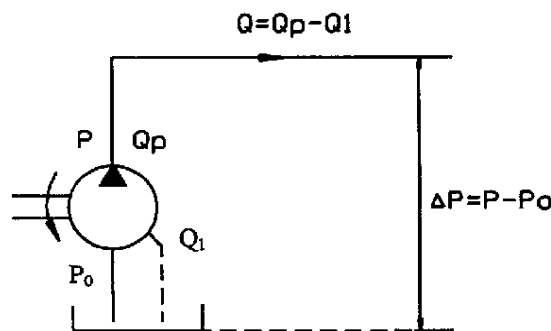


图 4.1 容积式泵的稳态工作情况

Fig. 4.1 Steady state work status of volumetric pump

由于实际上任何一个泵均不可能做得绝对地完善，因此，在压力油作用下，沿相互运动零件间的间隙常有油液漏损。所以泵的实际流量将低于按式（4.1）计算得出的。因相互运动零件间的间隙很小，故可认为其间渗漏的油液为层流运动。因此，漏损流量即可按下式计算

$$Q_1 = \frac{K\Delta P}{\mu} = \lambda_p \Delta P \quad (4.2)$$

式中 Q_1 ——漏损流量；

ΔP ——漏损油道两端的压差(一般均假定其等于油泵的排油压力)；

μ ——油液的动力粘度；

K ——与泵有关的常数。

在一定温度下 $\frac{K}{\mu} = \lambda_p$ 为常数，称为泵的漏损系数。

由于泵内的机械损失，所以泵内油液所获得的功率小于施于泵的轴功率，假若泵内油液的进出口压差为 ΔP ，泵轴所需转矩为 T_p ，角速度为 ω_p ，则油液(包括漏损流量 Q_1)通过泵后所获得的功率即为 $C_p \omega_p \Delta P$ 。而施加于泵的轴功率为 $T_p \omega_p$ 。于是泵的机械效率(也称转矩效率) η_{mp} 为

$$\eta_{mp} = \frac{C_p \Delta P}{T_p} \quad (4.3)$$

泵的实际流量(即不包括漏损流量 Q_1)所获得的功率与施于泵轴功率之比，称为泵的总效率 η_{op} 。且有

$$\eta_{op} = \frac{(Q_p - Q_1)\Delta P}{T_p \omega_p} \quad (4.4)$$

泵的实际流量与理论流量之比，称为泵的容积效率 η_{vp} 。即

$$\eta_{vp} = \frac{Q_p - Q_1}{Q_p} \quad (4.5)$$

将式(4.3)与式(4.5)相乘，得

$$\eta_{mp} \eta_{vp} = \frac{C_p (Q_p - Q_1) \Delta P}{T_p Q_p}$$

但因 $Q_p = C_p \omega_p$ ，所以

$$\eta_{mp} \eta_{vp} = \frac{(Q_p - Q_1) \Delta P}{T_p \omega_p} = \eta_{op}$$

即泵的总效率等于其机械效率与容积效率的乘积。

4.2 液压控制元件的静态特性分析

液压传动是由具有一定的压力和流量的液体来传递能量，使被传动的机器做功，以完成一定的工作任务。为了获得不同的动作，需要控制液体的流动方向称方向控制阀；为了获得一定的输出力，需要控制液体的压力称压力控制阀；为了获得一定的运动速度，需要控制液体的流量称流量控制阀。这些阀通称为液压控制阀。

4.2.1 液压控制阀的工作原理

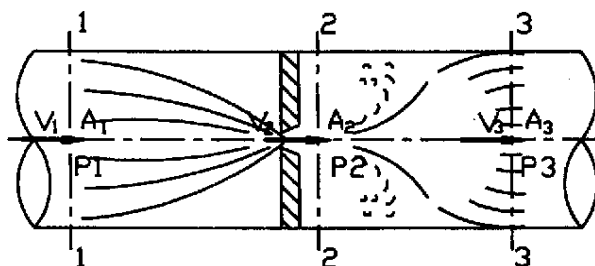


图 4.2 轴线水平的锐边薄壁孔口通流情况

Fig. 4.2 The status of passing flow at sharp edge of thin wall hole port when axis is horizontal

各种控制阀虽然它们的作用不同，但它们都遵循薄壁小孔节流原理：当孔长 l 与孔径 d 之比 $l/d \leq 0.5$ 时称为薄壁小孔，通过薄壁小孔口的流动多为紊流。如图所示，为液流通过管道的一个薄壁小孔；小孔直径为 d ，在断面 1—1 处，其压力 P_1 沿直径均匀分布，液流面积为 A_1 ，平均流速为 v_1 ，液流通过孔口后将在断面 2—2 处发生收缩，液流面积达到最小为 A_2 ，相应的压力为 P_2 ，平均流速为 v_2 ，液面通过断面 2—2 后呈射流状，至断面 3—3 液流面积突然扩大到 A_3 ，这时压力为 P_3 ，平均流速为 v_3 。若孔口面积为 A_0 ，油液密度为 ρ ，断面收缩系数为 $C_1 = A_2/A_0$ ，通过薄壁小孔的液流，取过流截面 1—1 及收缩截面 2—2，根据稳定流动的能量方程有：

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + \frac{\Delta P_f}{\rho}$$

ΔP_f 表示在断面 1—1, 2—2 间由于磨擦及扰动等造成的压力损失，由液流的连续性方

程有 $A_1 v_1 = A_2 v_2$ ，即 $v_1 = \frac{A_2}{A_1} v_2$ 代入上式整理得

$$v_2 = \sqrt{\left[\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2 - \Delta P_f) \right] / \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]}$$

因此通过孔口的流量为

$$Q = A_2 v_2 = A_2 \sqrt{\left[\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2 - \Delta P_f) \right] / \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]}$$

若令 $A_2 = C_1 A_0$ ，其中 $C_1 \approx 0.62$ 称为收缩系数。同时将 $(P_1 - P_2 - \Delta P_f)$ 换 $(P_1 - P_2) \left(1 - \frac{\Delta P_f}{P_1 - P_2} \right)$ ，则 $Q = c_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)}$ (4.6)

式中 $c_d = c_1 \sqrt{\frac{1 - \frac{\Delta P_f}{P_1 - P_2}}{1 - c_1^2 \left(\frac{A_0}{A_1} \right)^2}}$ 称为孔口的流量系数，其值随雷诺数而变。但因一般 $A_0 \ll A_1$

及 $\Delta P_f \ll (P_1 - P_2)$ 故有 $c_d \approx c_1$ 。所以对于每个具体孔口的流量系数 c_d 都可利用收缩系数 $C_1 \approx 0.62$ 为基数乘以修正系数而得到。

对于液压控制阀易于测得的是阀的进、出口即图 4.2 中断面 1—1、断面 3—3 处的压力，所以须导出阀的流量与 P_1 、 P_3 的关系，才便于在计算中采用。因液流断面突然扩大而损失的能量为 $\frac{(v_2 - v_3)^2}{2}$ 。于是根据 1—1、3—3 两断面间的稳态能量方程得

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{P_3}{\rho} + \frac{v_3^2}{2} + \frac{\Delta P_f}{\rho} + \frac{(v_2 - v_3)^2}{2}$$

假定 $v_1 = v_3$ ，同时由连续流动条件有 $A_2 v_2 = A_3 v_3$ ，所以

$$\frac{1}{2} v_2^2 \left(1 - \frac{A_2}{A_3} \right)^2 = \frac{P_1 - P_3 - \Delta P_f}{\rho}$$

$$\text{即 } v_2 = \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_3) \left(1 - \frac{\Delta P_f}{P_1 - P_3} \right) / \left[1 - c_1^2 \left(\frac{A_0}{A_3} \right)^2 \right]}$$

$$\text{于是得 } Q = \frac{c_1 \sqrt{1 - \frac{\Delta P_f}{P_1 - P_3}}}{1 - c_1^2 \left(\frac{A_0}{A_3} \right)^2} \cdot A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_3)}$$

因油液为连续流动，故有 $A_1 v_1 = A_3 v_3$ 。但已假定 $v_1 = v_3$ ，所以 $A_1 = A_3$ 。因此

$$Q = \frac{c_1 \sqrt{1 - \frac{\Delta P_f}{P_1 - P_3}}}{1 - c_1 \left(\frac{A_0}{A_1}\right)} \cdot A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_3)} = c_d' A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_3)} \quad (4.7)$$

式中 $c_d = \frac{c_1 \sqrt{1 - \frac{\Delta P_f}{P_1 - P_3}}}{1 - c_1 \left(\frac{A_0}{A_1}\right)}$ 是以阀的窗口压降 $P_1 - P_3$ ，代替孔口压降 $P_1 - P_2$ 时的流量系数。

阀窗口附近的气穴作用对于系数 c_d 没有影响，而对 c_d' 却存在着影响。所以当窗口附近有气穴现象发生时，则尚须对 c_d' 值进行适当地修正。在阀的窗口附近无气穴现象时 c_d' 的平均值为 0.75。

虽然各种控制阀的原理相同，但每个的控制参数却不同。流量控制阀通过改变节流面积 A_0 来控制流量 Q ，压力控制阀通过改变节流面积 A_0 或流量 Q 来控制压力差 ΔP 或出口压力 P_1 或出口压力 P_2 。

4.2.2 方向控制阀的静态特性分析

方向控制阀是用来控制液流的通、断和改变液流的方向或通路，专用液压提升机用的方向控制阀主要有单向阀和三位四通换向阀。

(1) 单向阀的静态特性分析

单向阀的功用是使液流只能沿一个方向流动而不能倒流。要求它在流通方向上阻力很小，而在反方向上密封性很好，而且要动作灵敏不振动。

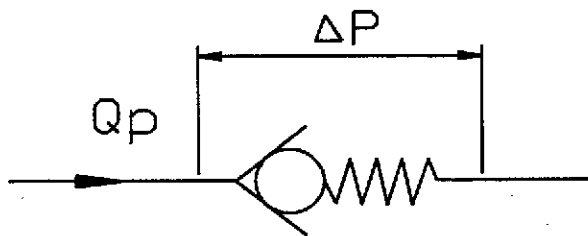


图 4.3 单向阀的工作原理

Fig. 4.3 Work principle of one-way valve

单向阀的构造原理与直动型溢流阀相似，所不同的是单向阀在液压回路中为串联联接，而溢流阀则是并联联接。如图 4.3， ΔP 为单向阀两端的压差。 ΔP_1 为单向阀开启时两端的压差， ΔP_N 为单向阀窗口全开时阀两端的压差。若适当地选择弹簧刚度及开启压力 ΔP_1 ，则流入及流出单向阀的油液压力差值，将只略大于 ΔP 。通过单向阀的流量 Q_N 与直动型溢流阀的计算方法相同。即

$$Q_N = K'(\Delta P - \Delta P_1)\sqrt{\Delta P}$$

单向阀全开时的流量 Q_{NN} 为

$$Q_{NN} = K'(\Delta P_N - \Delta P_1)\sqrt{\Delta P}$$

专用液压提升机选用的单向阀为液控单向阀。液控单向阀与普通单向阀相比，增加了控制油路与控制活塞，如图 4.4 所示。当控制油路 K 不起作用时，像普通单向阀一样工作，液流可以沿流通方向由 B 口到 A 口流动而不能倒流，当控制油路 K 来油时，将控制活塞 5 向右推，通过顶杆 4 推开阀芯 3，使由 A 口到 B 口成为通路，液流反方向也能通过。

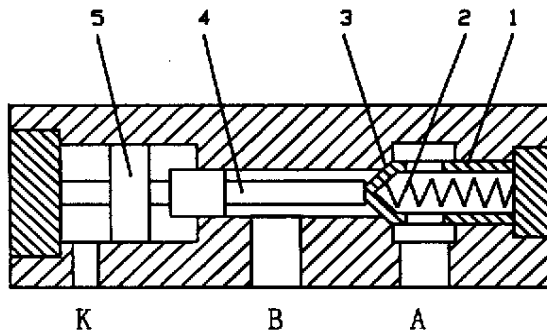


图 4.4 液控单向阀

Fig. 4.4 Hydraulic control one-way valve

(2) 换向阀的静态特性分析^[14]

换向阀的静态特性分析主要是研究作用在滑阀阀芯上的力。由于专用液压提升机选用的是电磁换向阀，主阀为三位四通换向阀，滑阀工作时，液体作用于阀芯上有各种力。这些力有时可能很大，成为损害阀本身工作或液压系统工作的主要原因。因此，在滑阀设计时必须知道这些力的来由、大小和特性。表面上看，移动阀芯所需的力只要能克服摩擦力、惯性力及弹簧力即可。但实践表明，处于压力油作用下的阀芯，移动它所需的力在某些情况下与无压力油作用情况相比可能要大几百倍。这不但要求有较大的阀芯操

纵力，而且可能出现阀芯卡死现象。因此不但要研究滑阀阀芯上的液体作用力，还要设法消除或减轻这些作用力。

研究表明，液体作用于阀芯上的力主要有三种；侧压摩擦力、稳态液动力、暂态液动力。

①侧压摩擦力

阀芯与阀孔配合中，由于液体从高压到低压通过间隙时在其中造成压力分布不对称，将会形成侧压摩擦力。由流体力学理论得知，压力分布随间隙变化规律而变。在间隙变化对轴线对称的情况下，间隙内的压力分布是对称的，因而作用于阀芯的侧压力为零。在间隙变化对轴线不对称时，间隙内的压力分布也不对称(平行缝隙除外)，而压力分布不对称就会在阀芯上出现侧压力。因此，阀芯与阀孔不同心(包括非平行缝隙)或阀芯歪斜或由于加工精度不够使间隙不对称都会引起侧压力。如果侧压力作用使阀芯进一步偏心，间隙更加不对称，则严重时引起阀芯与阀孔间隙内的油膜被挤坏，形成半干摩擦，造成阀芯摩擦力大大增加，即出现所谓液压卡紧。为了减小侧压摩擦力，可在阀芯台肩上开卸荷槽(或称均压槽)，以改变缝隙中的压力分布。

②稳态液动力

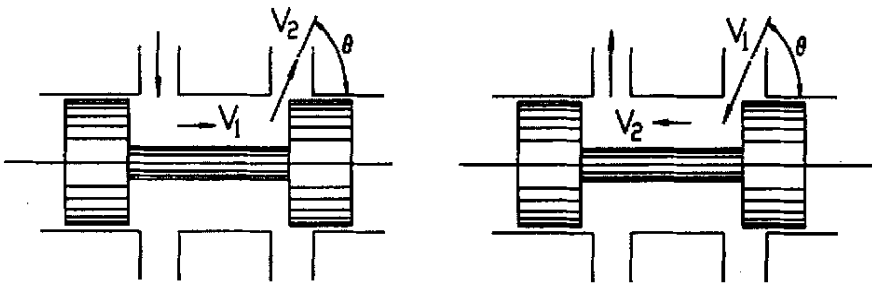


图 4.5 阀口不变时液流流过滑阀的情况

Fig. 4.5 Status of liquid flows slide valve when valve port doesn't change

稳态液动力是当滑阀开口一定(稳定流动)时，由于流经阀腔和阀口的液流截面积及方向的改变而引起液流速度的改变，导致液流动量的变化而产生的液动力。由图 4.5 可见，液流流出或流进阀口，其方向均与轴线成 θ 角，因此稳态液动力可分解为轴向分力与侧向分力。由于滑阀开口在圆周上是对称地布置的，因此侧向分力互相抵消，只有轴向稳态液动力对阀芯起作用。

稳态液动力可根据动量定理来计算，对图 4.5(a)而言，有

$$P_{yx} = -P_x = -\rho Q(v_2 \cos \theta - v_1) \approx -\rho Q v_2 \cos \theta$$

P_{yu} 与 v_2 的方向相反。对图 4.5(b) 而言，有

$$P_{yu} = -P_u = -\rho Q(v_2 - v_1 \cos\theta) \approx \rho Q v_1 \cos\theta$$

P_{yu} 与 v_1 的方向相同。可见对液流流出和流进阀口而言，作用在阀芯上的稳态液动力方向都是使阀口关小。因此，可以用同一个式子表示，即

$$P_{yu} = \rho Q v \cos\theta \quad (4.8)$$

式中 P_u ——作用于液体上的轴向外力；
 P_{yu} ——液体作用于阀芯上的轴向稳态液动力；
 ρQ ——单位时间内流过阀口液体的质量；
 v ——阀口液流速度；
 θ ——阀口液流速度方向与轴线的夹角。

引用以下表示阀口流速与流量的公式：

$$v = \varphi \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (4.9)$$

$$Q = CWx \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (4.10)$$

式中 φ ——速度系数；
 C ——流量系数；
 x ——滑阀窗口开度；
 W ——滑阀窗口宽度；
 ΔP ——滑阀窗口前后压力差。

将式 (4.9)、(4.10) 代入式 (4.8)，得轴向稳态液动力计算公式为

$$P_{yu} = 2\varphi CWx \Delta P \cos\theta \quad (4.11)$$

影响角度 θ 大小的因素有：阀芯阀孔之间的径向间隙，阀口工作边的圆角半径，滑阀窗口开度大小，阀口两边对轴线是否垂直等。若取 $\varphi = 0.98$ ， $C = 0.62$ ， $\cos\theta = \cos 69^\circ = 0.36$ ，则

$$P_{yu} = 0.43Wx \Delta P$$

稳态液动力正比于阀芯位移 x ，故称弹性力，对阀芯起液压弹簧的作用。

③ 暂态液动力

暂态液动力是当滑阀开口变化(非稳定流动)时,由于流经阀口的液流速度改变,导致阀腔环形通道中液流动量变化而产生的液动力。暂态液动力可通过对阀腔中液流应用动量定理来计算(见图 4.6)。

$$P_z = m \frac{dv_x}{dt} = \rho f L \frac{dv_x}{dt} = \rho L \frac{dQ}{dt}$$

式中 P_z ——作用于阀腔中液体上的轴向外力;

m ——阀腔中液体质量;

f ——阀腔环形截面积;

L ——滑阀进出油口之间沿轴向的距离;

Q ——阀腔中液体流量。

P_z 的反作用力就是液流作用于阀芯的暂态液动力,它的方向恒与阀腔中液体加速度方向相反。因此暂态液动力可表示为

$$P_{yz} = -\rho L \frac{dQ}{dt} \quad (4.12)$$

式中负号表示 P_{yz} 与 $\frac{dQ}{dt}$ 方向相反。将式(4.10)代入式(4.12)得

$$P_{yz} = LCW \sqrt{2\rho\Delta P} \frac{dx}{dt} = K_L \frac{dx}{dt} \quad (4.13)$$

$$K_L = LCW \sqrt{2\rho\Delta P}$$

P_{yz} 与 $\frac{dx}{dt}$ 成比例,可见暂态液动力是一种阻尼力。 K_L 称为阻尼系数,而 L 称为阻尼长度。

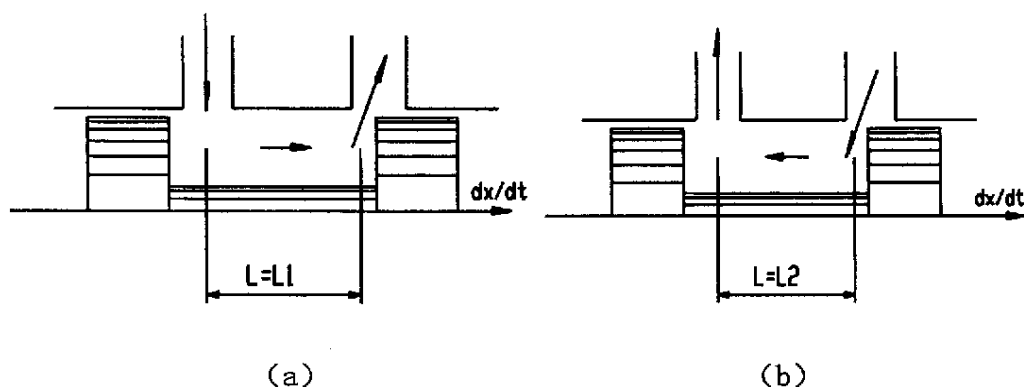


图 4.6 阀口变化时液流流过滑阀的情况

Fig. 4.6 Status of liquid flows slide valve when valve port change

式(4.13)中取消了右边的负号，这是因为暂态液动力方向不但与滑阀移动的方向(即 $\frac{dx}{dt}$ 的正负)有关，而且与液流流经滑阀的方向有关。图4.6(a)为液流流出阀口，若阀口开大($\frac{dx}{dt}$ 为正)，则阀腔液流向右加速，产生的暂态液动力使阀口关小，这对于阀芯运动来说相当于正阻尼作用。图4.6(b)为液流流进阀口，若阀口开大($\frac{dx}{dt}$ 为正)，则阀腔液流向左加速，产生的暂态液动力使阀口更开大，这对于阀芯运动来说相当于负阻尼作用。图4.6(a)液流流出阀口情况的 $L=L_1$ 为正阻尼长度，图4.6(b)液流流进阀口情况的 $L=L_2$ 为负阻尼长度。在同一个阀上，如果结构上能保证成对的阀口中正阻尼长度 L_1 大于负阻尼长度 L_2 ，则阀芯运动时暂态液动力起正阻尼作用，不致造成阀的不稳定。

4.2.3 压力控制阀的静态特性分析

专用液压提升机主要的压力控制阀是先导式溢流阀，溢流阀是利用溢流作用来调节油路压力的，当油路压力升高到某一规定值，溢流阀便打开，将压力油溢出一部分，使压力保持在规定值^[15,16]。

(1) 先导式溢流阀的组成及工作原理

这种阀由主阀与先导阀两部分组成，2为主阀阀芯，7为导阀阀芯，右边的进油口与压力油路相通，下部的出油口与回油路相通。在油路压力未达到溢流阀调定的压力时，

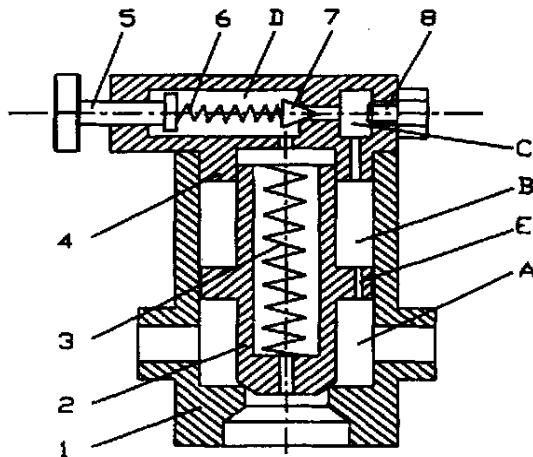


图 4.7 先导式溢流阀的原理图

Fig. 4.7 The schematic diagram of leader overflow valve

导阀、主阀在各自的弹簧 6 与 3 作用下处于关闭状态, A 腔、B 腔、C 腔压力相等。当油路压力升高到接近调定的压力时, 导阀被推开, 便有少量油液通过节流孔 E、导阀阀口、主阀阀芯 2 的中心孔从出油口流出。这样, 由于节流孔 E 中有油液通过, 便在主阀芯活塞的下腔 A 和上腔 B 之间形成压力差, 给主阀阀芯造成一个向上的力。但此力还不足以克服主阀弹簧 3 的预压缩力, 因此主阀还不能打开。当油路压力继续升高, 导阀开口量加大, 通过节流孔 E 的流量加大, A 腔与 B 腔的压力差加大, 便可克服主阀弹簧的力和阀芯摩擦力(忽略阀芯重力), 使主阀打开。压力油便通过主阀阀口从出油口溢流, 使油路压力不再升高而保持此时的数值, 这就是调定的压力值。这样, 溢流阀就起到控制油路压力的作用。当油路压力下降, 与上述过程相反, 主阀与导阀就将依次关闭, 溢流阀停止溢流。由这一工作过程可见, 导阀起着感受压力变化的作用, 主阀起着溢流的作用。通过调压手轮 5 改变导阀弹簧 6 的作用力, 也就改变了整个溢流阀控制的压力。

(2) 溢流阀的静态特性分析

溢流阀的功用为限制系统的最大压力。当系统压力超过调定的压力值时, 溢流阀为系统提供一个通向油箱的通路, 以保持系统的压力不超过调定值。而溢流阀所限定的系统最大压力, 不应随通过溢流阀(流向油箱)的流量变化而改变。因此, 理想的溢流阀, 其动作仅与系统的压力有关。

由图 4.8 可知, 当 $P < P_R$ 时, $Q_R = 0$ 。于是

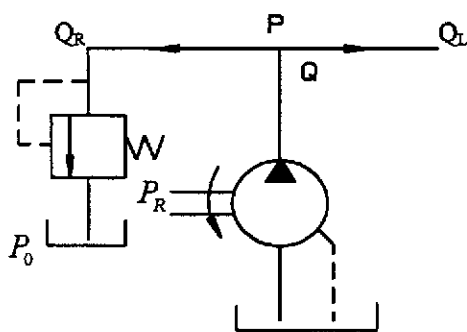


图 4.8 溢流阀在系统中的限压作用

Fig. 4.8 The limit pressure role of overflow valve in system

$$Q_L = Q。$$

当 $P \geq P_R$, $Q_R = Q - Q_L$ 即

$$Q_L = Q - Q_R$$

式中 P —— 泵的出口压力;

- P_R ——溢流阀弹簧的预压力，即调定压力；
- Q ——泵的流量；
- Q_L ——荷载流量；
- Q_R ——通过溢流阀的流量。

油液经过溢流阀窗口时为孔口通流，故其流量可按式(4.7)计算。即

$$Q_R = c_d' A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P - P_0)} = K A_0 \sqrt{\Delta P} \quad (4.14)$$

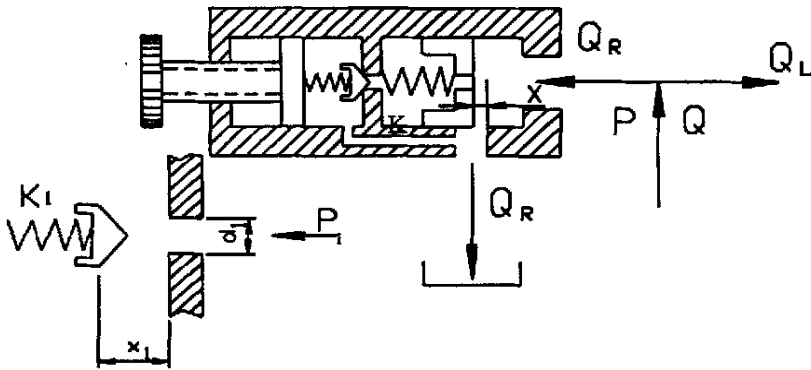


图 4.9 先导型溢流阀的工作原理

Fig. 4.9 The work principle of leader overflow valve

式中 $K = c_d' \sqrt{\frac{2}{\rho}}$

- A_0 ——溢流阀窗口通流面积；
- ΔP ——溢流阀进、出口压差；
- c_d' ——阀窗口的流量系数；
- ρ ——油液密度。

由于溢流阀一般均向油箱卸荷，而油箱压力 P_0 通常可视为零，故有 $\Delta P = P$ 。

至于先导型溢流阀，如图 4.9 则在稳态时流经先导阀窗口的流量 Q_{R1} 为

$$Q_{R1} = K \pi d_1 x_1 \sin \frac{\beta}{2} \sqrt{P_1}$$

而当先导阀前腔压力 $P_1 = P_R$ 时先导阀芯即开启，所以先导阀芯位移为

$$x_1 = \frac{\pi d_1^2}{4k_1} P_R$$

于是 $Q_{R1} = K \frac{\pi^2 d_1^3}{4k_1} \sin \frac{\beta}{2} P_R \sqrt{P_R}$

式中 $K = c'_d \sqrt{\frac{2}{\rho}}$; d_1 先导阀阀座直径; β 表先导阀锥角, k_1 表先导阀阀芯弹簧刚度。

对于某一具体的溢流阀, d_1 、 k_1 、 β 均为常数, 同时当调定后其开启压力 P_R 也为常数, 所以

$$Q_{R1} = K_1' \text{ (常数)}$$

流经主阀窗口的流量 Q_{R2} 为

$$Q_{R2} = K \pi d_2 x_2 \sqrt{P} = K \frac{\pi^2 d_2^2}{4k_2} (P - P_R) \sqrt{P} = K_2' (P - P_R) \sqrt{P}$$

式中 $K_2' = \frac{K \pi^2 d_2^2}{4k_2}$; d_2 表主阀芯直径; k_2 表主阀芯弹簧刚度。故得先导型溢流阀的

总流量 Q_R 为

$$Q_R = Q_{R1} + Q_{R2} = K_1' + K_2' (P - P_R) \sqrt{P}, \quad P_R \leq P \leq P_N',$$

及 $Q_R = K_1' + K_2' (P_N' - P_R) \sqrt{P}, \quad P > P_N'$

式中 P_N' 表先导型溢流阀的全流压力, 即调定压力。据此可得先导型溢流阀的静态特性如图 4.10 中所示。

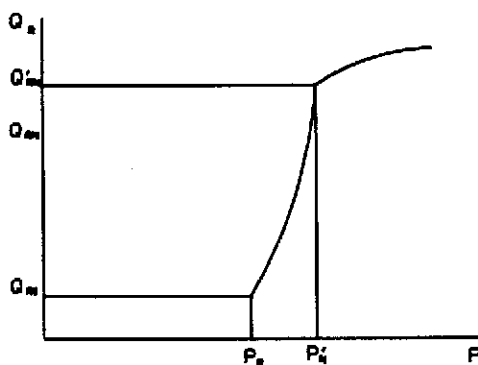


图 4.10 先导型溢流阀的静态特性

Fig. 4.10 The static character of leader overflow valve

由于其开启压力由先导阀弹簧调定，所以主阀芯弹簧刚度 k_2 可以很小，仅需推动阀芯复位即可。因而 K_2' 远大于直动型溢流阀中的 K' ，故在相同的开启压力下先导型溢流阀的全流压力常较直动型者低，因此其静态调压偏差也较小。

溢流阀的静态特性主要是指它的启闭特性，其次，它的压力调节范围与卸荷压力等也是要满足的性能指标。

①启闭特性

溢流阀开启和关闭过程中压力随流量而变化的关系称为启闭特性。溢流阀在开启过程中，随着流量的加大，阀口必须开大，这就要求进口压力克服较大的弹簧力。因此，进口压力不断升高。即溢流阀控制的压力随流量加大而升高。同样，在关闭过程中，随着流量的减小，阀口关小，控制的压力也不断降低。因此，溢流阀控制的压力实际上并不是一个恒定值，而是随流量变化，如图 4.11(a) 所示。图中 P_1 为调定压力， P_{1a} 为开启压力， P_{1b} 为闭合压力。图中的曲线称为溢流阀的启闭特性曲线。对应于一定的调定压力，溢流阀的开启压力和闭合压力均较低。开启压力、闭合压力与调定压力之差称为调压差值。

从曲线可见，闭合过程的调压差值稍大于开启过程的调压差值。这是因为开启与闭合过程中流量相同时，阀口开度相同，使弹簧力也相同，而开启过程与闭合过程中阀芯上力的平衡关系不相同。

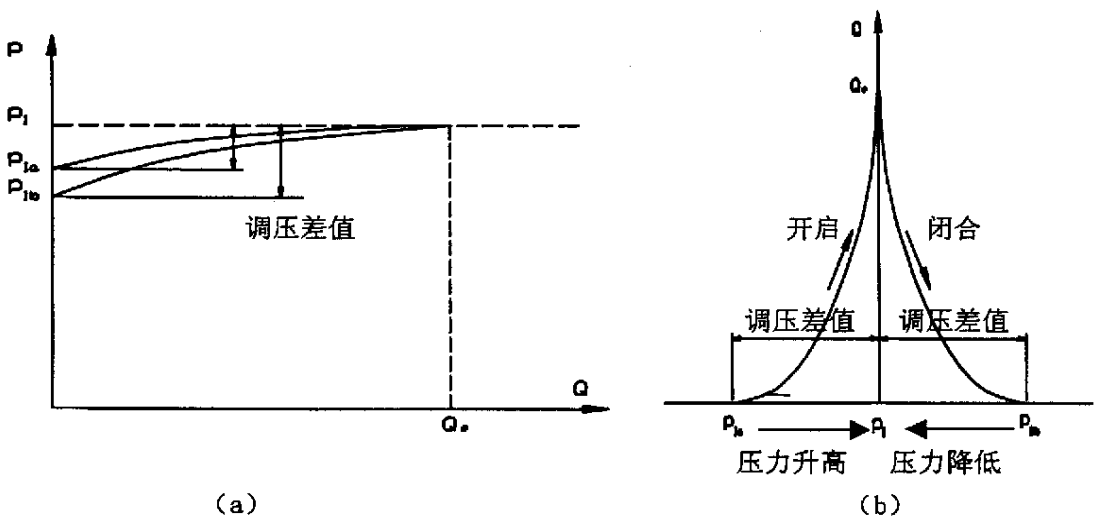


图 4.11 溢流阀的启闭特性

Fig. 4.11 Start and stop character of overflow valve

开启过程： 弹簧力+阀芯摩擦力=液压力

闭合过程： 弹簧力=阀芯摩擦力+液压力

故相同流量时，闭合过程的液压力稍小于开启过程的液压力，闭合过程的调压差值稍大于开启过程的调压差值。

启闭特性曲线如图 4.11 (b) 所示。希望调压差值尽量小，使压力随流量的变化尽量小，使溢流阀在不同溢流量下能尽量保持恒定的系统压力，即启闭特性曲线要陡。这就要求弹簧刚度小。但另一方面还希望溢流阀能控制的压力高，使调压范围大。这就要求弹簧刚度大。

先导式溢流阀利用导阀调节压力，利用主阀通过大流量。导阀弹簧(称调压弹簧)刚度大，使调压范围大，而且灵敏度高，主阀弹簧(称平衡弹簧)刚度小，使主阀可以通过大流量而启闭特性曲线可以很陡。因此，先导式溢流阀性能好，适用于高压大流量的情况。先导式溢流阀的启闭特性见图 4.12。图中 P_{1a} 、 P_{1b} 为主阀的开启与闭合压力， P_{2a} 、 P_{2b} 为导阀开启与闭合压力， Q_1 为主阀流量， Q_2 为导阀流量， $Q_2 = f(P_2)$ 曲线段为导阀工作段， $(Q_1 + Q_2) = f(P_1)$ 曲线段为导阀与主阀同时工作段。

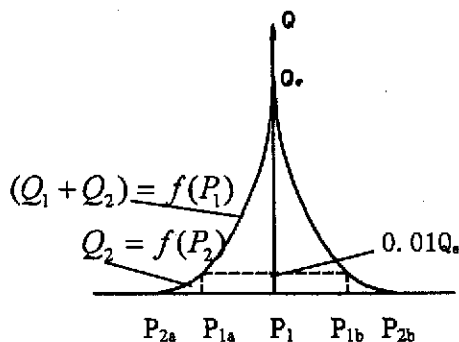


图 4.12 先导式溢流阀的启闭特性

Fig. 4.12 Start and stop character of leader overflow valve

启闭特性主要与弹簧刚度、主阀芯活塞直径、活塞上下边面积差、阻尼孔参数有关，此外还与阀芯摩擦力及液动力有关。实际上随着调定压力的变化，调压差值也变化。调成最高调定压力(额定压力)时，调压差值最大。

开启压力和闭合压力是衡量启闭特性的指标。由于开启压力和闭合压力不容易测得很准，因此二级式溢流阀一般取额定流量 Q_n 的 1% 对应的压力为开启压力和闭合压力。 P_{1a}/P_1 称为开启压力比， P_{1b}/P_1 称为闭合压力比。两个压力比越大，两个压力比越接近，说明启闭特性越好。一般要求开启压力比 $P_{1a}/P_1 \geq 95\%$ ，闭合压力比 $P_{1b}/P_1 \geq 90\%$ 。

② 压力调节范围

溢流阀的压力调节范围表示它可以使用的压力范围。不但要求压力调节范围大，而且要求调节压力时压力均匀地变化。压力调节范围决定于调压弹簧刚度。但弹簧刚度太大则调压灵敏度太高，这会给中低压范围的压力调节带来困难。因此往往用几根不同刚度的弹簧来分段调节压力。

③ 卸荷压力

溢流阀可作卸荷阀使用。要求卸荷时压力损失尽量小。卸荷压力就是溢流阀以额定流量卸荷时的压力损失。它反映卸荷状态下液压泵的功率损失程度。卸荷压力的大小主要决定于主阀弹簧、主阀活塞和主阀阀口的结构参数。主阀弹簧是软弹簧，有的阀当主阀上的节流孔压力降为 0.08—0.1MPa 时，作用在阀芯上的液压力足以将弹簧压至最大压缩量，阀口完全打开，使卸荷压力为 0.1—0.2MPa。

4.2.4 流量控制阀的静态特性

专用液压提升机的主要流量控制阀是节流阀。节流阀的功用是在系统中产生一定的阻力，以获得所要求的流量，从而使执行元件达到所需的运动速度。根据节流口的构造及流动情况，油液通过节流阀时可能为层流，也可能为紊流。按节流窗口面积可调与否，节流阀可分为固定式节流阀及可调式节流阀两种。专用液压提升机选用的是固定式节流阀。固定式节流阀的窗口面积固定不变。若为层流时则流量与压差的关系可按式

$$\Delta P = \frac{128\mu l Q}{\pi d^4} \text{ 计算。即}$$

$$\Delta P = KQ$$

$$\text{式中 } K = \frac{128\mu l}{\pi d^4}, \text{ 其中 } l \text{——节流孔长；}$$

d——节流孔径；

ΔP ——节流前后的压差；

Q——通过节流阀的流量。

若流经窗口的油流为紊流时，则其流量按(4.7)式计算。即

$$Q = c_d' A_0 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$$

式中 A_0 ——节流窗口面积；

Δp ——节流前后压差；

若令 $c = c_d' \sqrt{2/\rho}$ ，则

$$Q = cA_0 \sqrt{\Delta P}$$

即

$$\Delta P = \frac{Q^2}{c^2 A_0^2} = KQ^2$$

$$\text{式中 } K = \frac{1}{c^2 A_0^2} = \frac{\rho}{2A_0^2 (c_d')^2}。$$

5 试验及过程分析

5.1 实验过程中问题的产生

试验是专用液压提升机试制的最后阶段，能否达到预期的效果是令人担心的问题。首先按着设计要求进行调试安装，在试车过程中出现了问题：在上升过程中，运行比较平稳，说明此设计方案对两个柱塞缸上升过程中的同步控制是有效的。但在下降过程中，却不能平稳工作，液压系统产生了严重的振荡，钢制油管振动，橡胶软管上下跳动，整个装置也激烈的振动，根本无法正常工作。

5.2 过程分析

5.2.1 振动的原因分析

从设计的角度，选用分流集流阀实现双缸同步回路是一种典型的同步回路，这在教科书和手册中都可以见到。这种回路结构简单，使用方便，偏载下仍能保证速度同步，故应用较普遍，选用这种控制没有问题。而这种回路从表面上看，两个液控单向阀是使油缸能够可靠地停住，这种安排是正常的。同步阀设置在单向阀与换向阀之间也是正常的，也看不出有什么问题。但这种回路在实际使用中却发生了严重的问题。

造成整个装置激烈地振动主要是液压系统的振动，而液压系统的振动主要来自于液压冲击^[17,18]。

(1) 液压冲击

在液压系统管道内流动的液体由于快速换向或突然关闭各种阀，将使瞬时压力值增至极大，产生液压冲击。液压冲击会使系统瞬时压力比正常工作压力大好几倍，产生巨大的振动。

引起压力冲击的主要原因：管道内瞬间流速的改变、液压元件灵敏度不高、动作滞后以及溢流阀不能及时打开，在压力升高时不能及时减小流量。另外，控制阀关闭后，高速运动部件在惯性力的作用下仍继续运动，需要经过一段时间才能完全停止。在这种情况下，也会引起系统压力瞬时急剧上升，产生液压冲击。

(2) 液压系统的振动

液压系统的振动可能来自机械系统、油泵、阀类元件和管道内液流的振荡等。它出现的形式有强迫振动与自激振动两类。强迫振动一般由油泵的流量脉动所引起。产生强迫振动的元件有油泵、压力控制阀等。自激振动是由液压传动系统中的压力、流量、作用力和质量等参数相互作用而产生的。流动液体的涡流或流体剪切引起的压力振动，

使阀体壁振动。由于阀的动作造成压力差很大的两个油路连接时产生液压冲击，使管道振动。另外，先导式溢流阀的导阀在工作过程中，经常处于不稳定的高频振动状态，由此而产生的振动。振动可能是单个元件，也可能是两个或两个以上的元件的共振。

经过采取一些措施进行处理以及深入的分析研究，认识到其问题在于：液控单向阀与换向阀、同步阀一同控制柱塞式液压缸的下行，液控单向阀的开启动作由电磁换向阀直接控制，电磁换向阀的换向速度是很快的，它的快速换向导致液控单向阀的开启速度太急，又由于较大自重产生的柱塞缸回油的流量突然经单向阀作用在同步阀的身上。而同步阀是靠其内部阀芯的自动调整来控制两油路的流量的，它的反馈调解是靠压力来实现的。瞬间的流量突变使之无法进入到稳态，它反而成了一个振荡源，流量压力、压力流量的反复转换，阀芯的开口量的振荡式变动，使其振荡无法平息，从而在柱塞缸与其之间形成一个振荡腔，由于油液本身的弹性，再加上油液不可避免地混有气体，使此容腔内油液的弹性较大，故而在此容腔内产生激烈的振动。在将原理图中阀 7——节流阀的开口量调小时使下降速度降低后，亦不能消除此振荡现象。由此可以推断出，引起振动的主要原因是由于液流的变化，使单向阀、换向阀等阀产生振动，造成整个装置激烈的振动，不能够停息，无法进行正常的工作。

5.2.2 引起振动的元件的动态特性分析

(1) 单向阀^[14]

单向阀的阀芯有一定的质量，它与弹簧一起组成一个“质量—弹簧”振动系统，液压系统工作时很容易出现振动。下面分析阀芯振动的原因和防止振动的方法。

图 5.1 表示单向阀的“质量—弹簧”振动系统。对于锥阀，可将其开口截面积近似表示为

$$A = \pi x \sin \alpha$$

按薄壁小孔节流原理表达式 $Q = cA \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}$ 有

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \frac{Q^2}{c^2 A^2} = \frac{\rho}{2} \frac{Q^2}{c^2 (\pi x \sin \alpha)^2} = \frac{\rho A_1}{x^2} \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial \Delta P}{\partial x} = \frac{-2 \rho A_1}{x^3} \quad (5.2)$$

式中 $A_1 = \frac{Q^2}{2(c\pi d \sin \alpha)^2}$ (当 Q 一定时 A_1 为常数); x ——阀的开度。

在忽略液动力和摩擦力情况下，在开度为 x_0 的工作点上写出阀芯运动微分方程的增量式为

$$m \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} - F \frac{\partial \Delta P}{\partial x} \Big|_{x=x_0} \Delta x + K \Delta x = 0$$

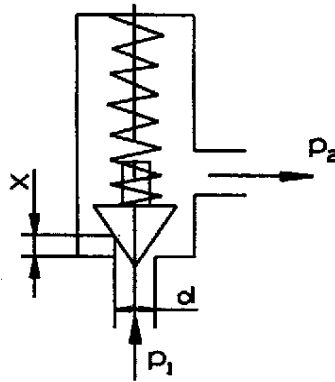


图 5.1 单向阀的“质量—弹簧”振动系统

Fig. 5.1 “Mass-spring” vibration system of one-way valve

在忽略液动力和摩擦力情况下，在开度为 x_0 的工作点上写出阀芯运动微分方程的增量式为

$$m \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} - F \frac{\partial \Delta P}{\partial x} \Big|_{x=x_0} \Delta x + K \Delta x = 0 \quad (5.3)$$

式中 m —— 阀芯质量与 1/3 弹簧质量之和；

F —— 阀芯承受压力差的有效面积。

式(5.3)左边第一项为惯性力，第二项为液压力，第三项为弹簧力。以式(5.2)代入式(5.3)得

$$m \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + \left(\frac{2 \rho A_1 F}{x_0^3} + K \right) \Delta x = 0$$

上式是无阻尼振荡的运动微分方程，其振荡圆频率。可表示为

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{m} \left(\frac{2 \rho A_1 F}{x_0^3} + K \right)}$$

将式(5.1)代入上式，得

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{m} \left(\frac{2\Delta PF}{x_0} + K \right)} \quad (5.4)$$

要防止出现激烈的振动，就要使这个频率与泵或其它振动源的频率错开，以免引起共振。

单向阀的另一种可能出现的振动是自振，即由阀本身特性带来的自激振动。可作如下定性分析。

液体通过单向阀时受到局部阻力，产生节流损失为

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \xi(x) Q^2 \quad (5.5)$$

式中 $\xi(x)$ ——阻力系数；

P_1 、 P_2 ——阀芯节流前后压力。

阻力系数 $\xi(x)$ 是阀芯开度 x 的函数。从式(5.5)可见，如果进口压力 P_1 为常数， Q 不变，则 P_2 完全决定于 $\xi(x)$ 值。

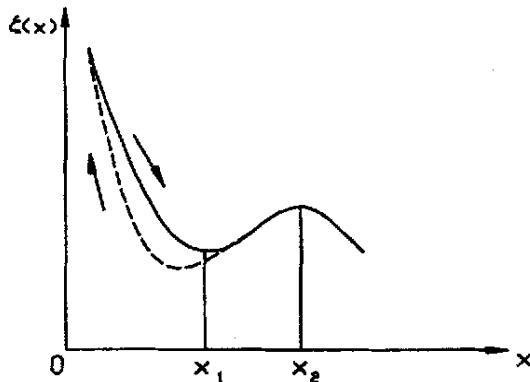


图 5.2 阀的阻力系数

Fig. 5.2 Resistance coefficient of valve

研究表明， $\xi(x)$ 为非单值函数(如图 5.2)。图中实线为阀芯沿打开方向运动时 $\xi(x)$ 值，虚线为阀芯沿关闭方向运动时 $\xi(x)$ 值。并且当 x 处于 $x_1 \sim x_2$ 范围内， $\xi(x)$ 具有上升特性。即当 x 增大， $\xi(x)$ 也增大。这样，在 $x_1 \sim x_2$ 范围内工作时，阀芯就会产生自激振动。

要避免这种自振，应使阻力系数 $\xi(x)$ 在工作范围内具有单值下降的特性，即 $\xi(x)$ 随 x 加大而单调下降，必须避免 x 进入 $x_1 \sim x_2$ 范围内工作。

(2) 稳态液流

若流入或流出阀腔的液流流量不变，则此时形成的液流即为稳态液流。如图 5.3，设液流由阀腔经控制窗口向外流出，则在控制窗口处将因节流作用而引起加速，产生一个射流力 F_j 。若进油窗口的开口远较控制窗口大，则进油窗口处液流的速度变化即可忽略不计。假定液流为理想的二元流，且油液无压缩性(理想的)。若规定由阀腔向外的速度为正。于是根据系统的动量定理有

$$F_j = \frac{d(mu_j)}{dt}$$

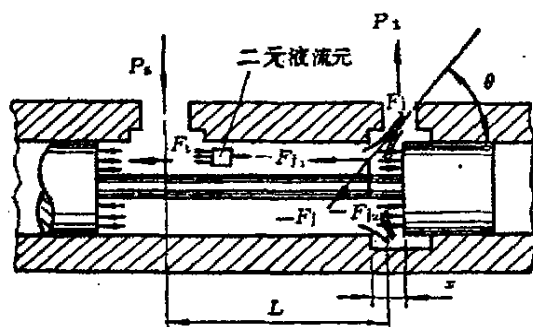


图 5.3 滑阀阀芯的稳态液流

Fig. 5.3 The steady-state liquid flow force of valve stem of slide valve

式中 m 表流经阀腔的液流质量； u_j 表液流流过控制窗口时的速度，即射流速度； t 表时间。若油液密度为 ρ ，流经阀腔的液流容积为 V ，则有 $m = \rho V$ ，同时在稳态时 $u_j =$ 常数，于是可得

$$F_j = \frac{d(\rho V u_j)}{dt} = \rho u_j \frac{dV}{dt} = \rho u_j Q \quad (5.6)$$

式中 $Q = \frac{dV}{dt}$ 表流经阀腔的流量。

F_j 对阀腔内的油液产生一个与其大小相等方向相反的反作用力 $-F_j$ 。此即为作用于阀芯上的液流力。若将 $-F_j$ 沿阀芯轴向及垂直于阀芯轴向分解，得

$$\begin{aligned} F_{j1} &= -F_j \cos \theta = -\rho u_j \cos \theta \\ F_{j2} &= -F_j \sin \theta = -\rho u_j \sin \theta \end{aligned} \quad (5.7)$$

式中 θ 表射流角。对于环周形控制窗口， F_{j2} 相互抵消。而对于非环周形控制窗口，则 F_{j2} 将使阀芯压紧阀套，从而增加阀芯移动时的摩擦阻力。 F_{j1} 则使阀芯趋向关闭。

若液流流经控制窗口流入阀腔，则以 $-u_j$ 及 $\pi - \theta$ 代入 (5.7) 式，于是

$$F_{j1} = -\rho u_j Q \cos \theta$$

$$F_{j2} = \rho u_j Q \sin \theta$$

对于环周形控制窗口， F_{j2} 仍然相互抵消，而在非环周形窗口中则其将使阀芯向另一册压紧阀套。 F_{j1} 的作用也是使阀芯趋向关闭。可见稳态液流力的效果与阀芯复位弹簧的作用相似。

若阀芯位移为 x ，则窗口面积即为 Wx 。于是射流速度为

$$u_j = \frac{Q}{c_1 Wx} \quad (5.8)$$

式中 $c_1 = 0.62$ 表示收缩系数。如果阀的进油压力为 P_s ，液流流经控制窗口后收缩喉部的压力为 P_1' ，则由 (4.6) 式有 $Q = c_d Wx \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1')}$ 。将此式及 (5.8) 式一并代入

(5.6) 式，得

$$F_{j1} = -\rho \frac{Q^2}{c_1 Wx} \cos \theta = -\rho \frac{\left[c_d Wx \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1')} \right]^2}{c_1 Wx} \cos \theta = -2 \left(\frac{c_d^2}{c_1} \right) Wx (P_s - P_1') \cos \theta$$

一般可取 $c_d \approx c_1$ ，则

$$F_{j1} = -2c_d Wx (P_s - P_1') \cos \theta \quad (5.9)$$

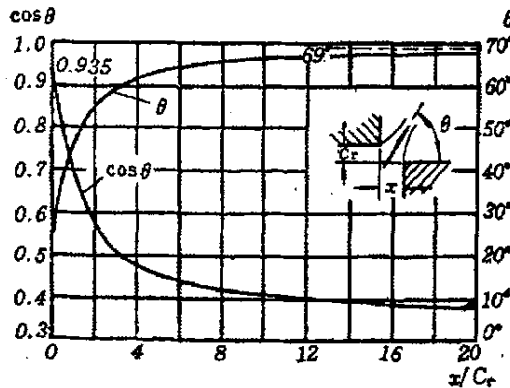


图 5.4 阀芯位移对阀芯径向间隙之比与射流角的关系

Fig. 5.4 The relation of jet-angle and the proportionality of valve stem bit shift and radial clearance

当控制窗口为矩形， $W \gg x$ ，则流动即可视为二元流。又若流动无旋转，无粘附及油液不可压缩，阀芯与阀套的径向间隙为 c_r ，于是根据冯·密瑟斯(Von Mises)的推导，可得射流角 θ 与 x/c_r 的关系如图 5.4。可见当径向间隙 $c_r = 0$ 时， $\theta = 69^\circ$ 。如果取 $c_d = 0.6$ 那么

$$F_{j1} = -0.43Wx(P_s - P_1') \quad (5.10)$$

因液流通过控制窗口时收缩喉部的压力 P_1' 不易求得，所以用 (5.10) 式计算 F_{j1} 有困难。若改用阀的出口压力 P_1 ，计算则较方便。根据 (4.7) 式有

$$Q = c_d' Wx \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_1)}$$

因此

$$u_j = \frac{Q}{c_1 Wx} = \frac{c_d'}{c_1} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_1)}$$

于是

$$F_{j1} = -\frac{2(c_d')^2}{c_1} Wx(P_s - P_1) \cos \theta,$$

若取 $c_d' = 0.7$ ， $c_1 = 0.62$ ，则 $c_r = 0$ 时，有

$$F_{j1} = -0.57Wx\Delta P \quad (5.11)$$

式中 $\Delta P = P_s - P_1$ 表阀的进、出口压差。稳态时 $\Delta P = P_s - P_1 = \text{常数}$ ，若假定控制窗口梯度 W 也不变，则

$$F_{j1} = -K_f x \quad (5.12)$$

式中 $K_f = 0.57W\Delta P$ 。

(5.12) 式说明，当不考虑阀芯与阀套的径向间隙时，稳态液流沿阀芯轴向的分力 F_{j1} 与阀芯位移 x 成正比，而与阀芯位移方向相反。

当阀芯与阀套之间存在径向间隙 c_r 时，则窗口开口度即由 x 变为 $\sqrt{x^2 + c_r^2}$ ，这时

$$F_{j1} = -2c_d' W(P_s - P_1) \sqrt{x^2 + c_r^2} \cos \theta$$

$$\text{或 } F_{j1} = -\frac{2(c_d')^2}{c_1} W\Delta P \sqrt{x^2 + c_r^2} \cos \theta$$

由图 5.4 知 θ 值将随 x/c_r 而变化。其变化范围为 21° — 69° 。显然，阀芯位移 x 越小，则径向间隙 c_r 对射流角 θ 的影响就越大。

(3) 瞬态液流

当阀芯在极短的时间内突然改变控制窗口的面积时，将使阀腔内的液流产生加速或减速。于是沿阀芯轴线又形成一个液流 F_t ，如图 5.5。因 F_t 伴随瞬时加速度而存在，故称瞬时液流。若阀腔内液流的断面积为 A ，进油窗口与控制窗口间的距离为 L ，阀腔内液流速度为 v ，则由牛顿第二定律有

$$F_t = -\rho AL \frac{dv}{dt},$$

负号表示 F_t 与 v 方向相反。因 $Q = vA$ ，故 $\frac{dv}{dt} = \frac{dQ}{Adt}$ ，

于是

$$F_t = -\rho L \frac{dQ}{dt} = -\rho L \frac{d(c'_d W x \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}})}{dt} = -Lc'_d W \sqrt{2\rho\Delta P} \frac{dx}{dt} - \frac{Lc'_d W x}{\sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}} \frac{d\Delta P}{dt}$$

通常在阀的额定流量范围内阀口压降 $\Delta P = P_1 - P_3$ 基本上保持不变，故可将 ΔP 视为常数。因此

$$F_t = -Lc'_d W \sqrt{2\rho\Delta P} \frac{dx}{dt} = -K_t \frac{dx}{dt}$$

式中 $K_t = Lc'_d W \sqrt{2\rho\Delta P}$ 。

至于瞬态液流力的方向，则随液流流出或流入控制窗口而异。如图 5.5 (a)，液流由控制窗口流出时，则根据达朗贝尔原理，阀腔内长度为 L 的油液质量因加速而产生的惯性力将与液流加速的方向相反。这时瞬态液流力有使阀芯关闭的趋势，对阀芯起稳定作用。同理，当液流流入控制窗口时，如图 5.5 (b)，则惯性力将与上述方向相反，这时瞬态液流力将使阀芯趋于开启，因而对阀芯不起稳定的作用。

综上所述，阀芯上沿轴向的总液流为

$$F = F_{st} \pm F_t = -K_f x \pm K_t \frac{dx}{dt}$$

可见稳态液流类似于弹簧力， K_f 相当于其弹簧刚度。瞬态液流力则类似于阻尼力， K_t 相当于阻尼系数。

(4) 阀芯的稳定性

对于图 5.5 的二通阀, 如果施加给阀芯的驱动力为 F_d , 阀芯与阀套间的粘阻系数为 f , 复位弹簧的常数为 k , 若阀芯位移 $x = 0$ 时弹簧的压缩量为零, 则有

$$F_d + (F_{j1} \pm F_t) = m \frac{d^2x}{dt^2} + f \frac{dx}{dt} + kx$$

即
$$F_d = m \frac{d^2x}{dt^2} + (f \pm K_t) \frac{dx}{dt} + (k + K_f)x \quad (5.13)$$

式中 m 表示阀芯质量。于是可得阀芯位移对驱动力的传递函数为

$$\frac{\Delta x}{\Delta F_d} = \frac{1}{ms^2 + (f \pm K_t)s + (k + K_f)} \quad (5.14)$$

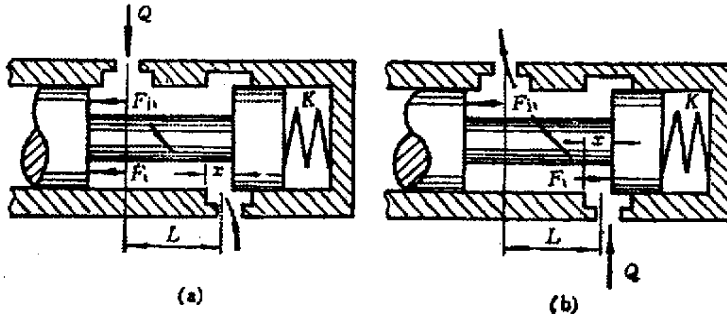


图 5.5 滑阀阀芯的瞬态液流

(a) 流入控制窗口 (b) 流出控制窗口

Fig. 5.5 The transient liquid flow force of valve stem of slide valve

(a) Flow-in control hatch (b) Flow-out control hatch

因 k 、 m 恒为正值, 而 $K_t = 0.57W\Delta P$, $K_f = Lc'_dW\sqrt{2\rho\Delta f}$ 也只能为正, 所以 $m > 0$, $f + K_t > 0$, $k + K_f > 0$, 故知对于图 5.5 (a) 所示的情况, 阀芯将是稳定的。而对于图 5.5 (b) 的情况则必须 $f - K_t > 0$ 才能保持阀芯稳定。由上式知阀芯的自振频率 ω_n 、阻尼系数 ξ 及阻尼振动频率 ω_d 为

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k + K_f}{m}}, \quad \xi = \frac{f \pm K_t}{2\sqrt{m(k + K_f)}}, \quad \omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2},$$

据此也可推得必须 $f - K_t > 0$, 即 $\xi > 0$ 时, 才能保证在图 5.5 中的两种情况下阀芯都是稳定的。由式 (5.14) 知瞬态液流阻尼作用的正负, 可以用带正负号的阀腔液流长度, 即所谓衰减长度表示。对于图 5.5 (a) 因其瞬态液流起正阻尼作用, 故衰减长度

L 为正, 而图 5.5 (b) 中瞬态液流产生负阻尼作用, 所以衰减长度为负。因此, 为使阀芯稳定, 宜采用正的阀腔衰减长度。

根据以上分析, 可进而推得图 5.6 所示四通阀的总稳态液流为 $-2K_f x$, 总瞬态液流为 $(-K_{t1} + K_{t2}) \frac{dx}{dt}$ 。若当 $x = 0$ 时复位弹簧无压缩量, 则阀芯位移对驱动力 (阀芯扰动力) 的传递函数为

$$\frac{\Delta x}{\Delta F_d} = \frac{1}{ms^2 + (f + K_{t1} - K_{t2})s + (k + 2K_f)} \quad (5.15)$$

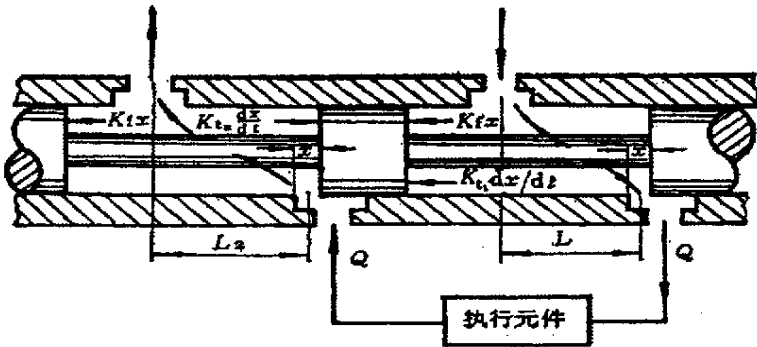


图 5.6 四通滑阀阀芯的总液流力

Fig. 5.6 The total liquid flow force of valve stem of four-way slide valve

这时阀芯的自振频率、阻尼系数及阻尼振动频率为

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k + 2K_f}{m}}, \quad \xi = \frac{f + K_{t1} - K_{t2}}{2\sqrt{m(k + 2K_f)}}, \quad \omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}.$$

特征方程为

$$ms^2 + (f + K_{t1} - K_{t2})s + (k + 2K_f) = 0 \quad (5.16)$$

可见当 $f + K_{t1} - K_{t2} > 0$ 时阀芯即稳定。若忽略阀芯的粘滞阻尼作用, 即 $f = 0$, 则阀芯的稳定条件为

$$K_{t1} - K_{t2} > 0,$$

即

$$K_{t1} > K_{t2},$$

但因 $K_{t1} = L_1 c_d' W \sqrt{2\rho\Delta P}$, $K_{t2} = L_2 c_d' W \sqrt{2\rho\Delta P}$, 于是阀芯稳定条件即可表示为

$$L_1 > L_2$$

因此，对于四通阀，欲使阀芯稳定，即须阀腔的正衰减长度大于负衰减长度。

(5) 溢流阀的振动

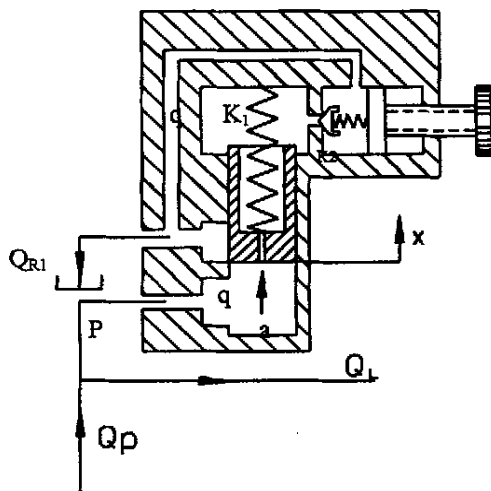


图 5.7 先导型溢流阀控制压力

Fig. 5.7 The control pressure of leader overflow valve

如果采用先导型溢流阀，如图 5.7 由于先导阀芯的质量及粘滞阻力通常都很小故可忽略不计。于是当溢流阀开启后流经主阀窗口的流量为

$$Q_{R1} = K\pi dx\sqrt{P} \quad (5.17)$$

而根据连续流动有

$$Q_P = Q_L + Q_{R1} + q + A\frac{dx}{dt} + \frac{V}{B}\frac{dP}{dt},$$

由主阀芯运动平衡条件有

$$(P - P_R)A = m\frac{d^2x}{dt^2} + f\frac{dx}{dt} + k_1x,$$

式中 $q = \alpha(P - P_R)$ 表流经先导阀窗口（即流经主阀芯节流孔）的流量。这里 P_R 为先导阀开启压力，若节流孔面积为 a_r ，孔长为 l ，油液动力粘度为 μ ，则 $\alpha = \frac{a_r^2}{8\pi\mu l}$ ； A 表示

主阀芯面积； V 表示主阀腔 α 的容积； m 表示主阀芯质量； f 表示主阀芯粘滞阻力系数； k_1 表示主阀芯弹簧刚度；其余符号同前。假定供油流量 Q_P ，及开启压力 P_R 均不变，将以上诸式线性化并引入拉氏变换，则

$$\Delta Q_{R1} = K_Q\Delta x + K_P\Delta P \quad (5.18)$$

$$\Delta Q_{R1} = -\Delta Q_L - As\Delta x - (\alpha + \frac{V}{B}s) \quad (5.19)$$

$$\Delta P = \frac{ms^2 + fs + k_1}{A} \quad (5.20)$$

式中 $K_Q = \frac{\partial Q_{R1}}{\partial x} = \frac{Q_{R1}}{x}$; $K_P = \frac{\partial Q_{R1}}{\partial P} = \frac{Q_{R1}}{2P}$ 。

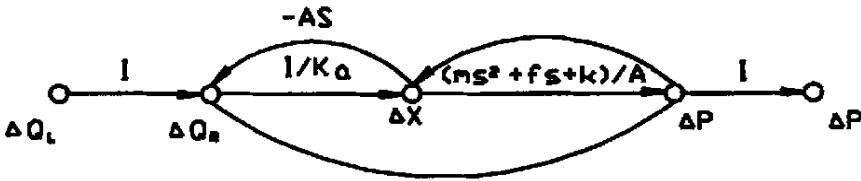


图 5.8 先导型溢流阀的信号流图

Fig. 5.8 The signal-flow graph of leader overflow valve

由(5.18)、(5.19)及(5.20)式可得系统的信号流图如图 5.8。从而得传递函数为

$$\frac{\Delta P}{-\Delta Q_L} = \frac{\frac{B}{V}(s^2 + \frac{f}{m}s + \frac{k_1}{m})}{s^3 + B_2s^2 + B_1s + B_0} = \frac{K_R(s^2 + A_1s + A_0)}{s^3 + B_2s^2 + B_1s + B_0} \quad (5.21)$$

式中 $K_R = \frac{B}{V}$; $A_1 = \frac{f}{m}$; $A_0 = \frac{k_1}{m}$; $B_2 = \frac{K_P B}{V} + \frac{f}{m} + \frac{\alpha B}{V}$; $B_1 = \frac{K_P B f}{Vm} + \frac{A^2 B}{Vm} + \frac{k_1}{m} + \frac{\alpha B}{Vm}$;
 $B_0 = \frac{K_P B k_1 + K_0 A B + \alpha B K_1}{Vm}$ 。

根据(5.21)式中各量所代表的物理意义,可知系统特征方程的各个系数都为正值,因此若 $B_1 B_2 - B_0 > 0$ 则系统即为稳定的。

若不考虑主阀腔容积 V 的影响,则(5.21)式即变为

$$\frac{\Delta P}{-\Delta Q_L} = \frac{\frac{1}{d + K_P}(s^2 + \frac{f}{m}s + \frac{k_1}{m})}{s^2 + \left[\frac{A^2}{(\alpha + K_P)m} + \frac{f}{m} \right] s + \frac{K_Q A}{(\alpha + K_P)m} + \frac{K_1}{m}}$$

5.3 问题的解决方法

经过上述对产生振动的原因进行分析,找出了产生振动的影响因素。同时对产生振动的元件进行了动态特性分析,建立了振动元件的数学模型,求出了传递函数、特征方

程，导出了各种阀的圆频率、阻尼系数及阻尼振动频率，最终求出产生振动的各种阀的稳定条件。根据各种阀在回路中所起的作用，在实际调试中最后采取了两个措施^[24,36]。

(1) 在换向阀控制液控单向阀支路的B1油口处加上一个阻尼，使液控单向阀的开启速度受到节制，这个阻尼环节的加工安装都很简单方便。设计计算过程此处从略。

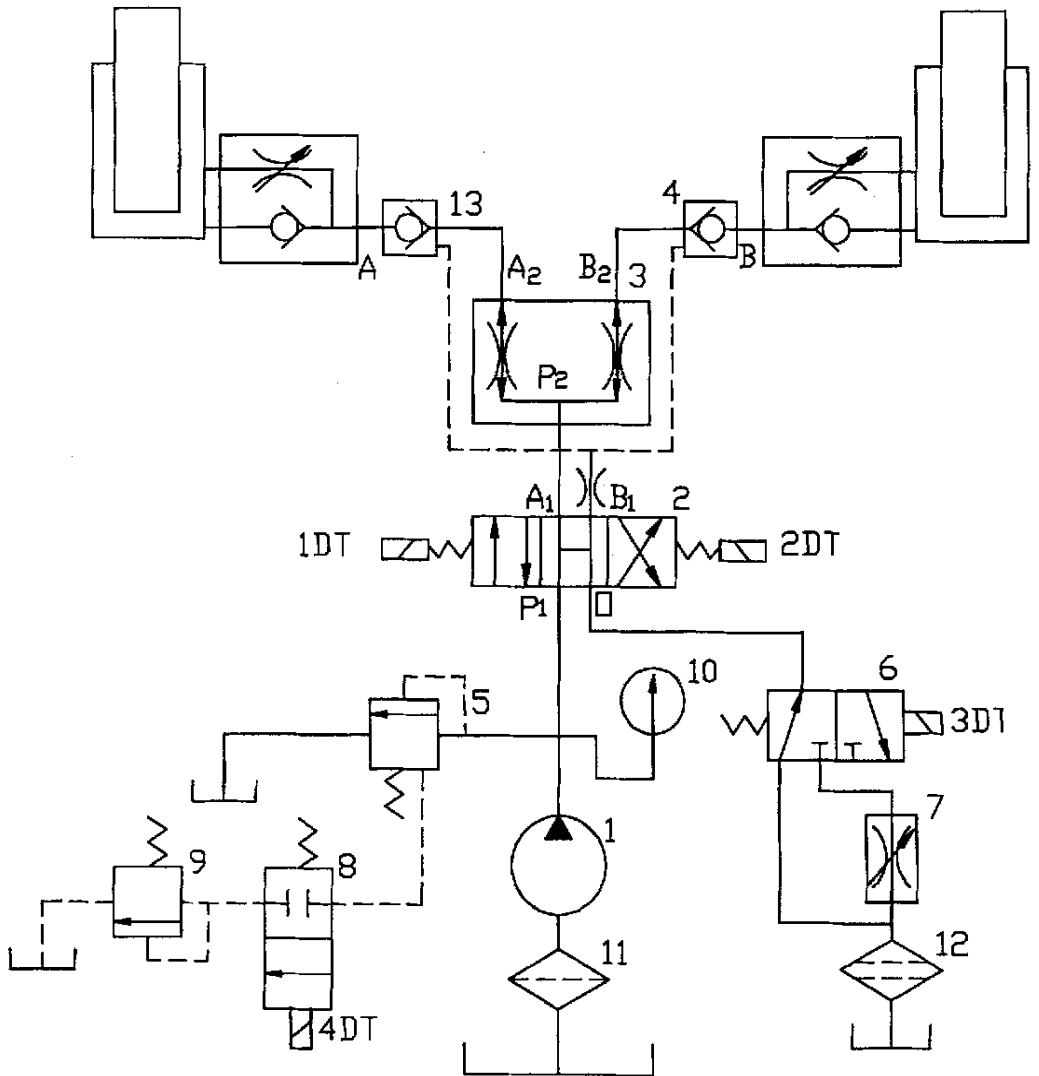


图 5.9 液压系统原理图

Fig. 5.9 Hydraulic system schematic diagram

(2) 在两个液控单向阀的出口 A、B 两处各安装一个单向节流阀，上升时油液经过单向阀，此时的节流阀不起作用，下降时此处的单向阀关闭，回油流量被迫经过节流阀，由于节流阀的节制与调速作用，使从液压缸回油的流量不能突变，这时再加入到同步阀上的流量就是较稳定的了，同步阀的阀芯也能很好地起同步控制作用，其本身也能进入到稳定的工作状态。

经过上述的改进专用液压提升机控制系统恢复了正常工作，能够在上升和下降过程中，运动平稳，安全地运送汽车上下楼，振动问题得到了彻底的解决，取得了理想的效果，所研制的专用液压提升机也被用户验收合格，至今仍然运转正常。修改后的液压系统原理图为图 5.9 所示。

结论与设想

提升机是工程机械中常用的设备，采用液压控制是最好的选择，液压控制尤其应用在本文所提到的大型的专用提升设备中优点更为突出。研制专用液压提升机的核心任务是液压控制系统的研究。

专用液压提升机根据用户所提供的参数进行设计的。由于提升的高度比较大，为了减少制造难度，采用柱塞式液压缸提升重物。为了解决双缸同步问题，采用分流集流阀实现双缸同步控制，同步阀设置在两个液控单向阀与换向阀之间。在整个研制中，通过了设计、制造、安装、调试阶段。在调试过程中通过发现问题、分析问题、解决问题，最后得出如下结论：

(1) 把分流集流阀(简称同步阀)应用到柱塞式液压缸的控制中存在问题，现有的资料对此没有进行深入的分析，也没有很好的解决方法。

(2) 由于柱塞式液压缸的回程不是靠油泵的动力油而是靠自重产生下行速度，在油缸与同步阀之间的容腔内产生了不能平息的压力振荡，造成整个装置激烈的振动，不能够停息，无法进行正常的工作。

(3) 在换向阀控制液控单向阀支路的 B1 油口处增加一个阻尼，控制液控单向阀的开启速度，防止产生液流振荡。

(4) 在两个液控单向阀的出口 A、B 两处各安装一个单向节流阀，由于节流阀的节制与调速作用，使从液压缸回油的流量不能突变，这时流入同步阀的流量就比较稳定的了，同步阀实现同步控制作用。

伴随着老工业基地的开发，工程机械将有美好的前景，提升机的应用将越来越广泛，将给社会带来较大的效益。但是，专用液压提升机的设计还有待于完善，在今后的工作中还需要分析研究液压控制系统，最好实现自动控制。希望母校的师生为该项目献计献策，使液压提升机达到结构紧凑、美观、性能可靠、造价低而且自动化程度高，成为客户需要的理想产品。

参 考 文 献

- [1]朱新才. 液压传动与控制. 重庆: 重庆大学出版社, 1996.
- [2]吉林工业大学. 工程机械液压与液力传动(下). 北京: 机械工业出版社, 1986.
- [3]聂崇嘉. 液压传动与液力传动. 四川: 西南交通大学出版社, 1992.
- [4]骆简文. 液压传动与控制. 重庆: 重庆大学出版社, 1996.
- [5]张汉生. 液压同步系统误差的消除及修正. 液压与气动, 1993, 5: 16-19.
- [6]唐银启. 工程机械液压与液力技术. 北京: 人民交通出版社, 2003.
- [7]李幕洁. 液压传动与气压传动. 北京: 机械工业出版社, 1988.
- [8]薛祖德. 液压传动. 北京: 中央广播电视大学出版社, 1995.
- [9]曾贤启. 液压传动技术. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1990.
- [10]严金坤. 液压元件. 上海: 上海交通大学出版社, 1989.
- [11]机械工业部. 液压元件产品样本. 北京: 机械工业出版社, 1985.
- [12]雷天觉. 液压工程手册. 北京: 机械工业出版社, 1991.
- [13]杨文华. 液控原理. 北京: 学术书刊出版社, 1990.
- [14]李玉琳. 液压元件与系统设计. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1991.
- [15]匡襄. 液力传动. 重庆: 机械工业出版社, 1987.
- [16]严金坤. 液压动力控制. 上海: 上海交通大学出版社, 1986.
- [17]谭尹耕. 液压实验设备与测试技术. 北京: 北京理工大学出版社, 1997.
- [18]王懋瑶. 液压系统故障判断与排除方法. 天津: 天津科学技术出版社, 1985.
- [19]王春行. 液压伺服控制系统. 重庆: 机械工业出版社, 1988.
- [20]官忠范. 液压传动系统. 北京: 机械工业出版社, 1988.
- [21]上海第二工业大学. 液压传动与控制. 上海: 上海科学技术出版社, 1990.
- [22]李连升, 刘绍球. 液压伺服理论与实践. 北京: 国防工业出版社, 1990.
- [23]刘振声. 液力传动装置结构与设计. 北京: 中国铁道出版社, 1987.
- [24]John. L: Servo drive for numerically Controlled machines, The opening door to productivity and profit, 1971:371-408
- [25]胡修池, 郑兰霞. 浅谈液压系统的绿色设计. 工程机械与维修, 2004, 11: 131-132.
- [26]彭佑多等. 提高液压提升机速度特性的几种伺服控制方案比较. 液压与气动, 2001, 12:
- [27]彭佑多等. 液压提升机发展中须解决的若干技术问题. 煤炭科学技术, 2001, 7:
- [28]Hydraulic Pneumatic Power and Controls. 《Hydraulic Handbook》. 1974.
- [29]何存兴等. 液压元件. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [30]徐绳武. 柱塞式液压泵. 北京: 机械工业出版社, 1985.
- [31]盛敬超. 液压流体力学. 北京: 机械工业出版社, 1980.
- [32](日)村岗虎雄. 油缸. 北京: 机械工业出版社, 1973.
- [33]李洪人. 液压控制系统. 北京: 国防工业出版社, 1981.

- [34]陈愈等. 液压阀. 北京:中国铁道出版社, 1983.
- [35]宋鸿尧等. 液压阀设计与计算. 北京:机械工业出版社, 1982.
- [36]徐建方. 零件压装液压机液压系统的新设计. 液压与气动, 2001, 6: 8—9.
- [37]苗香之等. 节流调速回路效率特性探讨. 液压与气动, 1984, 4;
- [38]吉林工业大学等. 工程机械液压与液力传动. 北京:机械工业出版社, 1983.
- [39]上海煤矿机械研究所编. 液压传动设计手册. 上海: 上海人民出版社, 1976.
- [40]谢玉英编译. 油压回路设计手册. 新兴图书公司出版, 1979.
- [41]刘后桂. 密封技术. 长沙:湖南科学技术出版社, 1981.
- [42]夏廷栋. 液压传动的密封与密封装置. 北京:中国农业机械出版社, 1982.
- [43]马永辉等. 工程机械液压系统设计计算. 北京:机械工业出版社, 1985.
- [44]葛耀峥. 液压传动控制仿真系统. 液压与气动, 2001, 6: 27—29.
- [45]康芳茂, 韦芳. 全液压货车转向架翻转机的液压系统设计. 液压与气动, 2001, 1: 17—19.
- [46]Owen, J. P. : Recent Advances in HWBF Technology ASLE Detroif Meeting. April, 1985.
- [47]Kramer, U. W. Kuhlung Von Hydraulischen Anlagen, O+P, Jan. 1984, s. 15-25.
- [48]WU Zong Zhen: How Valves Oprate on HWBF, Machine Design. february7, 1985.
- [49]G. J. Klir Introduction to the Methodology of switching circuits, D. Van Nostrand Co. 1972
- [50]Pruvost. J. C. Les Servomecanises. electrohydrauliques. Technique et documentation, 1978.
- [51] Fluid Power Reference ISSUE. Machine Design. Voi 56. No. 22. 168-169
- [52]Yeaple, F. : Fluid Power Design Hand Book. Marcel Dekker Inc, 1984.
- [53]Hehn, A. H. : Fluid Power Troubleshooting. Marcel Dekker Inc, 1984.

致 谢

在攻读硕士学位期间，得到了大连理工大学机械工程学院老师的帮助，特别是我的导师罗晓芳老师的精心指导与热情帮助。本论文是在罗老师的大力支持下完成的，导师的严谨治学态度及刻苦钻研、实事求是的科研作风深深的感染了我。在此论文完成之际，对罗老师及大连理工大学机械工程学院的其他老师表示衷心的感谢。

最后，深深的感谢我的同学及郝云鹏老师对我的支持和鼓励。

田继宏

2005年11月30日