

液压系统设计 简明手册

杨培元 朱福元 主编

液压系统设计简明手册

杨培元 朱福元 主编



机械工业出版社

本书是由机械电子工业部教材编辑室与全国机械制造专业教学指导委员会和教材编审委员会联合组织编写的系列机械制造简明手册中的一本。本书着重介绍液压系统的计算和结构设计,通过具体实例叙述了液压系统设计的全过程,对液压缸、油路板、集成块和液压站的设计方法也作了详细说明,并提供实际图样作参考。同时也收集了常用的液压元件和辅助元件的产品和安装尺寸,以便读者在设计时选用。

本书主要用于高等院校、大中专学校、职业大学、电视大学机械制造专业液压传动课程设计和毕业设计。也可供工程技术人员在设计液压系统时使用。

图书在版编目(CIP)数据

液压系统设计简明手册/杨培元,朱福元主编. —北京:
机械工业出版社,1999.12 (2012.7重印)
ISBN 978-7-111-04050-7

I. 液… II. ①杨… ②朱… III. 液压系统-设计-手册
IV. H137-62

中国版本图书馆CIP数据核字(1999)第69269号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)

责任编辑:林松 倪少秋 版式设计:王颖

责任校对:刘志文 责任印制:杨曦

北京中兴印刷有限公司印刷

2012年7月第1版第24次印刷

184mm×260mm·12.5印张·300千字

标准书号:ISBN 978-7-111-04050-7

定价:23.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

网络服务

社服务中心:(010)88361066

门户网:<http://www.cmpbook.com>

销售一部:(010)68326294

教材网:<http://www.cmpedu.com>

销售二部:(010)88379649

封面无防伪标均为盗版

读者购书热线:(010)88379203

前 言

本书是由机械电子工业部教材编辑室与机械制造专业教学指导委员会和教材编审委员会联合组织编写的系列机械制造简明手册中的一本。

本书以实例叙述和分析了液压系统的计算和设计步骤，介绍了液压缸、油路板、集成块和液压站的设计方法，提供了参考图例。还编入了常用液压元件和辅助元件的产品技术规格，供设计时选用。文图配合简明实用。

全书共分六章：第一章液压系统的设计与实例，通过一个实例介绍了设计步骤、内容和方法。第二章液压缸设计，介绍了液压缸的参数计算和结构设计，并提供了液压缸的图例。第三章集成油路设计，介绍了油路板和集成块的设计方法。第四章液压站设计，介绍了液压站的结构及油箱设计。第五章常用液压元件，收集了常用液压泵、液压马达及广州机床研究所 GE 系列的液压阀的产品技术规格。第六章为辅助元件，选编了常用的各类管接头、密封件、滤油器和蓄能器等产品的规格和尺寸。

本书由杨培元、朱福元主编，关肇勋主审，参加编写的人员是王兴渤、汪虹、万贤杞、迟刚锐、杨培元和朱福元。参加本书审稿人员除主审外，还有俞启荣、丁树模、姚如一、左健民、潘莹等。全书最后统稿由朱福元完成。

本书主要用于高等院校、大中专学校、职工大学、业余大学和中等专业学校液压传动课程设计和毕业设计，并可供工程技术人员在设计液压系统时使用。

由于编者水平有限，本书一定存在不少缺点和错误，敬请使用本书的各位专家、读者给予提出指正意见。

编者

目 录

第一章 液压系统的设计与实例

一、液压系统的设计步骤和内容	1	二、组合机床液压系统设计实例	2
1. 液压系统的工况分析	1	1. 工况分析	2
2. 拟定液压系统原理图	1	2. 拟定液压系统原理图	3
3. 液压系统的计算和选择液压元件	1	3. 液压系统的计算和选择液压元件	4
4. 对液压系统进行验算	1	4. 液压系统的验算	7
5. 绘制正式工作图和编制技术文件	2		

第二章 液压缸的设计

一、液压缸主要尺寸的确定	10	4. 活塞及活塞杆处密封圈的选用	17
1. 液压缸工作压力的确定	10	5. 液压缸的缓冲装置	18
2. 液压缸内径 D 和活塞杆直径 d 的确定	10	6. 液压缸的排气装置	19
3. 液压缸壁厚和外径的计算	12	7. 液压缸的安装连接结构	21
4. 液压缸工作行程的确定	12	8. 液压缸主要零件的材料和技术要求	26
5. 缸盖厚度的确定	13	三、液压缸的典型结构	27
6. 最小导向长度的确定	13	1. 组合机床用液压滑台液压缸装配图及 主要零件工件图	27
7. 缸体长度的确定	13	2. 油压机液压缸装配图及主要零件工 作图	27
8. 活塞杆稳定性的验算	14	3. 夹具用夹紧液压缸装配图及主要零件工 作图	27
二、液压缸的结构设计	14		
1. 缸体与缸盖的连接形式	14		
2. 活塞杆与活塞的连接结构	15		
3. 活塞杆导向部分的结构	16		

第三章 集成油路的设计

一、液压油路板的结构与设计	43	2. 液压集成块及其设计	47
1. 液压油路板的结构	43	三、叠加阀装置设计	53
2. 液压油路板的设计	43	1. 液压叠加回路设计	53
二、液压集成块结构与设计	47	2. 绘制液压叠加回路总装图	54
1. 液压集成回路设计	47		

第四章 液压站的设计

一、液压油箱的设计	55	4. 液压油箱的结构设计实例	62
1. 液压油箱有效容积的确定	55	二、液压站的结构设计	65
2. 液压油箱的外形尺寸	55	1. 液压泵的安装方式	65
3. 液压油箱的结构设计	56	2. 电动机与液压泵的联接方式	65

3. 液压站的结构总成实例	67	4. 液压站结构设计的注意事项	72
---------------------	----	-----------------------	----

第五章 常用液压元件

一、液压泵和液压马达	73	二、液压阀 (GE 系列)	88
1. 齿轮泵与齿轮马达	73	1. 压力控制阀	88
2. 叶片泵与叶片马达	78	2. 方向控制阀	95
3. 柱塞泵与柱塞马达	83	3. 流量控制阀	105

第六章 辅助元件

一、管道	111	1. 滤油器的类型及其特性	167
1. 钢管	111	2. 网式滤油器	167
2. 紫铜管	114	3. 线隙式滤油器	168
3. 胶管	114	4. 纸质滤油器	170
二、管接头	115	5. 烧结式滤油器	177
1. 管接头的类型	115	五、蓄能器	180
2. 卡套式管接头	116	1. 皮囊式蓄能器	180
3. 扩口式管接头	130	2. 活塞式蓄能器	182
4. 钢丝编织胶管接头	142	六、空气滤清器	183
三、密封件	147	七、液位计	184
1. O形密封圈	147	附录	185
2. Y形密封圈	151	附录 A 工作介质的种类、性能和应用	
3. V形密封圈	160	(摘自 GB7631.2—87)	185
4. 防尘圈	163	附录 B 常用液压与气动元件图形符号	
四、滤油器	167	(摘自 GB786.1—93)	186

第一章 液压系统的设计与实例

一、液压系统的设计步骤和内容

液压系统的设计是整个机器设计的一部分，它的任务是根据机器的用途、特点和要求，利用液压传动的基本原理，拟定出合理的液压系统图，再经过必要的计算来确定液压系统的参数，然后按照这些参数来选用液压元件的规格和进行系统的结构设计。

液压系统的设计步骤大体如下：

1. 液压系统的工况分析

在开始设计液压系统时，首先要对机器的工作情况进行详细的分析，一般要考虑下面几个问题。

- 1) 确定该机器中那些运动需要液压传动来完成。
- 2) 确定各运动的工作顺序和各执行元件的工作循环。
- 3) 确定液压系统的主要工作性能。例如：执行元件的运动速度、调速范围、最大行程以及对运动平稳性要求等。
- 4) 确定各执行元件所承受的负载及其变化范围。

2. 拟定液压系统原理图

拟定液压系统原理图一般要考虑以下几个问题。

- 1) 采用何种型式的执行机构。
- 2) 确定调速方案和速度换接方法。
- 3) 如何完成执行机构的自动循环和顺序动作。
- 4) 系统的调压、卸荷及执行机构的换向和安全互锁等要求。
- 5) 压力测量点的合理选择。

根据上述要求选择基本回路，然后将各基本回路组合成液压系统。当液压系统中有多个执行部件时，要注意到它们相互间的联系和影响，有时要采用防干扰回路。

在液压系统原理图中，应该附有运动部件的动作循环图和电磁铁动作顺序表。

3. 液压系统的计算和选择液压元件

液压系统计算的目的是确定液压系统的主要参数，以便按照这些参数合理选择液压元件和设计非标准元件。具体计算步骤如下：

- 1) 计算液压缸的主要尺寸以及所需的压力和流量。
- 2) 计算液压泵的工作压力、流量和传动功率。
- 3) 选择液压泵和电动机的类型和规格。
- 4) 选择阀类元件和辅助元件的规格。

4. 对液压系统进行验算

必要时，对液压系统的压力损失和发热温升要进行验算，但是有经过生产实践考验过的

同类型设备可供类比参考，或有可靠的试验结果，那末也可以不再进行验算。

5. 绘制正式工作图和编制技术文件

设计的最后一步是要整理出全部图纸和技术文件。正式工作图一般包括如下内容：液压系统原理图；自行设计的全套工作图（指液压缸和液压油箱等非标准液压元件）；液压泵、液压阀及管路的安装总图。

技术文件一般包括以下内容：基本件、标准件、通用件及外购件汇总表，液压系统安装和调试要求，设计说明书等。

二、组合机床液压系统设计实例

现设计一台铣削专用机床，要求液压系统完成的工作循环是：工件夹紧→工作台快进→工作台工进→工作台快退→工件松开。运动部件的重力为 25000N，快进、快退速度为 5m/min，工进速度为 100~1200mm/min，最大行程为 400mm，其中工进行程为 180mm，最大切削力为 18000N，采用平面导轨，夹紧缸的行程为 20mm，夹紧力为 30000N，夹紧时间为 1s。

按上述设计步骤计算如下

1. 工况分析

首先根据已知条件，绘制运动部件的速度循环图，如图 1-1 所示。然后计算各阶段的外负载并绘制负载图。

液压缸所受外负载 F 包括三种类型，即

$$F = F_w + F_f + F_a \quad (1-1)$$

式中 F_w ——工作负载，对于金属切削机床来说，即为沿活塞运动方向的切削力，在本例中 F_w 为 18000N；

F_a ——运动部件速度变化时的惯性负载；

F_f ——导轨摩擦阻力负载，启动时为静摩擦阻力，启动后为动摩擦阻力，对于平导轨 F_f 可由下式求得

$$F_f = f(G + F_{Rn});$$

G ——运动部件重力；

F_{Rn} ——垂直于导轨的工作负载，事例中为零；

f ——导轨摩擦系数，在本例中取静摩擦系数为 0.2，动摩擦系数为 0.1。则求得

$$F_{fs} = 0.2 \times 25000\text{N} = 5000\text{N} \quad (1-2)$$

$$F_{fa} = 0.1 \times 25000\text{N} = 2500\text{N}$$

上式中 F_{fs} 为静摩擦阻力， F_{fa} 为动摩擦阻力。

$$F_a = \frac{G}{g} \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (1-3)$$

式中 g ——重力加速度；

Δt ——加速或减速时间，一般 $\Delta t = 0.01 \sim 0.5\text{s}$ ；

Δv —— Δt 时间内的速度变化量。

在本例中

$$F_a = \frac{25000}{9.8} \times \frac{5}{0.05 \times 60} \text{N} = 4230 \text{N}$$

根据上述计算结果, 列出各工作阶段所受的外负载 (见表 1-1), 并画出如图 1-2 所示的负载循环图。

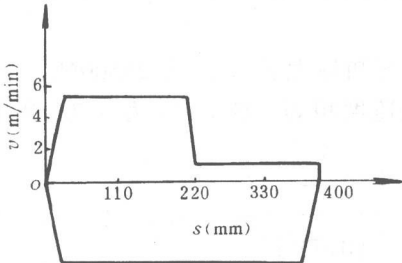


图 1-1 速度循环图

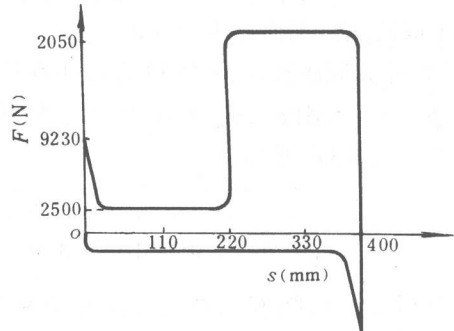


图 1-2 负载循环图

表 1-1 工作循环各阶段的外负载

工作循环	外负载 F (N)		工作循环	外负载 F (N)	
启动、加速	$F = F_{fs} + F_a$	9230	工进	$F = F_{fa} + F_w$	20500
快进	$F = F_{fa}$	2500	快退	$F = F_{fa}$	2500

2. 拟定液压系统原理图

(1) 确定供油方式

考虑到该机床在工作进给时负载较大, 速度较低。而在快进、快退时负载较小, 速度较高。从节省能量、减少发热考虑, 泵源系统宜选用双泵供油或变量泵供油。现采用带压力反馈的限压式变量叶片泵。

(2) 调速方式的选择

在中小型专用机床的液压系统中, 进给速度的控制一般采用节流阀或调速阀。根据铣削类专用机床工作时对低速性能和速度负载特性都有一定要求的特点, 决定采用限压式变量泵和调速阀组成的容积节流调速。这种调速回路具有效率高、发热小和速度刚性好的特点, 并且调速阀装在回油路上, 具有承受负切削力的能力。

(3) 速度换接方式的选择

本系统采用电磁阀的快慢速换接回路, 它的特点是结构简单、调节行程比较方便, 阀的安装也较容易, 但速度换接的平稳性较差。若要提高系统的换接平稳性, 则可改用行程阀切换的速度换接回路。

(4) 夹紧回路的选择

用二位四通电磁阀来控制夹紧、松开换向动作时, 为了避免工作时突然失电而松开, 应采用失电夹紧方式。考虑到夹紧时间可调节和当进油路压力瞬时下降时仍能保持夹紧力, 所以接入节流阀调速和单向阀保压。在该回路中还装有减压阀, 用来调节夹紧力的大小和保持夹紧力的稳定。

最后把所选择的液压回路组合起来,即可组合成图 1-3 所示的液压系统原理图。

3. 液压系统的计算和选择液压元件

(1) 液压缸主要尺寸的确定

1) 工作压力 p 的确定。工作压力 p 可根据负载大小及机器的类型来初步确定,现参阅表 2-1 取液压缸工作压力为 3MPa。

2) 计算液压缸内径 D 和活塞杆直径 d 。由负载图知最大负载 F 为 20500N,按表 2-2 可取 p_2 为 0.5MPa, η_{cm} 为 0.95,考虑到快进、快退速度相等,取 d/D 为 0.7。将上述数据代入式 (2-3) 可得

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 20500}{3.14 \times 30 \times 10^5 \times 0.95 \times \left\{1 - \frac{5}{30} [1 - (0.7)^2]\right\}}} \text{m} = 9.9 \times 10^{-2} \text{m}$$

根据表 2-4,将液压缸内径圆整为标准系列直径 $D = 100\text{mm}$;活塞杆直径 d ,按 $d/D = 0.7$ 及表 2-5 活塞杆直径系列取 $d = 70\text{mm}$ 。

按工作要求夹紧力由两个夹紧缸提供,考虑到夹紧力的稳定,夹紧缸的工作压力应低于进给液压缸的工作压力,现取夹紧缸的工作压力为 2.5MPa,回油背压力为零, η_{cm} 为 0.95,则按式 (2-3) 可得

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 15000}{3.14 \times 25 \times 10^5 \times 0.95}} \text{m} = 8.96 \times 10^{-2} \text{m}$$

按表 2-4 及表 2-5 液压缸和活塞杆的尺系列,取夹紧液压缸的 D 和 d 分别为 100mm 及 70mm。

按最低工进速度验算液压缸的最小稳定速度,由式 (2-4) 可得

$$A > \frac{q_{\min}}{v_{\min}} = \frac{0.05 \times 10^3}{10} \text{cm}^2 = 5 \text{cm}^2$$

式中 q_{\min} 是由产品样本查得 GE 系列调速阀 AQF3-E10B 的最小稳定流量为 0.05L/min。

本例中调速阀是安装在回油路上,故液压缸节流腔有效工作面积应选取液压缸有杆腔的实际面积,即

$$A = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} \times (10^2 - 7^2) \text{cm}^2 = 40 \text{cm}^2$$

可见上述不等式能满足,液压缸能达到所需低速。

3) 计算在各工作阶段液压缸所需的流量

$$q_{\text{快进}} = \frac{\pi}{4} d^2 v_{\text{快进}} = \frac{\pi}{4} \times (7 \times 10^{-2})^2 \times 5 \text{m}^3/\text{min} = 19.2 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{min} = 19.2 \text{L}/\text{min}$$

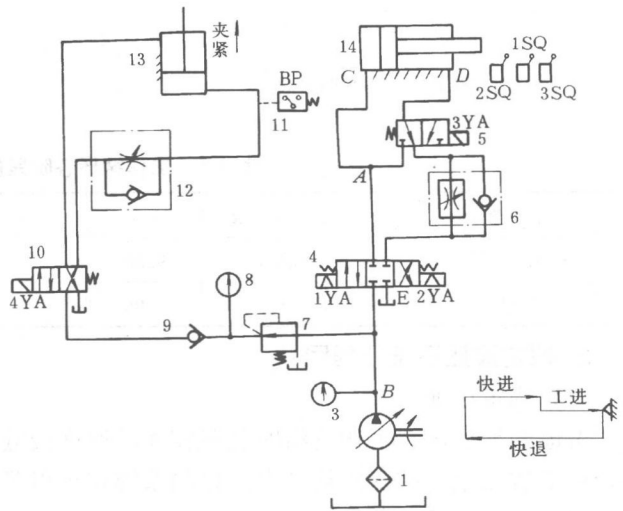


图 1-3 液压系统原理图

$$q_{\text{工进}} = \frac{\pi}{4} D^2 v_{\text{工进}} = \frac{\pi}{4} \times 0.1^2 \times 1.2 \text{m}^3/\text{min} = 9.42 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{min} = 9.42 \text{L}/\text{min}$$

$$q_{\text{快退}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) v_{\text{快退}} = \frac{\pi}{4} \times (0.1^2 - 0.07^2) \times 5 \text{m}^3/\text{min} = 20 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{min} = 20 \text{L}/\text{min}$$

$$q_{\text{夹}} = \frac{\pi}{4} D_{\text{夹}}^2 v_{\text{夹}} = \frac{\pi}{4} \times 0.1^2 \times 20 \times 10^{-3} \times 60 \text{m}^3/\text{min} = 9.42 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{min} = 9.42 \text{L}/\text{min}$$

(2) 确定液压泵的流量、压力 and 选择泵的规格

1) 泵的工作压力的确定。考虑到正常工作中进油管路有一定的压力损失，所以泵的工作压力为

$$p_p = p_1 + \sum \Delta p \quad (1-4)$$

式中 p_p ——液压泵最大工作压力；

p_1 ——执行元件最大工作压力；

$\sum \Delta p$ ——进油管路中的压力损失，初算时简单系统可取 0.2~0.5MPa，复杂系统取 0.5~1.5MPa，本例取 0.5MPa。

$$p_p = p_1 + \sum \Delta p = (3 + 0.5) \text{MPa} = 3.5 \text{MPa}$$

上述计算所得的 p_p 是系统的静态压力，考虑到系统在各种工况的过渡阶段出现的动态压力往往超过静态压力。另外考虑到一定的压力贮备量，并确保泵的使用寿命，因此选泵的额定压力 p_n 应满足 $p_n \geq (1.25 \sim 1.6) p_p$ 。中低压系统取小值，高压系统取大值。在本例中 $p_n = 1.25 p_p = 4.4 \text{MPa}$ 。

2) 泵的流量确定。液压泵的最大流量应为

$$q_p \geq K_L (\sum q)_{\text{max}} \quad (1-5)$$

式中 q_p ——液压泵的最大流量；

$(\sum q)_{\text{max}}$ ——同时动作的各执行元件所需流量之和的最大值。如果这时溢流阀正进行工作，尚须加溢流阀的最小溢流量 2~3L/min；

K_L ——系统泄漏系数，一般取 $K_L = 1.1 \sim 1.3$ ，现取 $K_L = 1.2$ 。

$$q_p = K_L (\sum q)_{\text{max}} = 1.2 \times 20 \text{L}/\text{min} = 24 \text{L}/\text{min}$$

3) 选择液压泵的规格。根据以上算得的 p_p 和 q_p 再查阅有关手册，现选用 YBX-16 限压式变量叶片泵，该泵的基本参数为：每转排量 $q_o = 16 \text{mL}/\text{r}$ ，泵的额定压力 $p_n = 6.3 \text{MPa}$ ，电动机转速 $n_H = 1450 \text{r}/\text{min}$ ，容积效率 $\eta_V = 0.85$ ，总效率 $\eta = 0.7$ 。

4) 与液压泵匹配的电动机的选定。首先分别算出快进与工进两种不同工况时的功率，取两者较大值作为选择电动机规格的依据。由于在慢进时泵输出的流量减小，泵的效率急剧降低，一般当流量在 0.2~1L/min 范围内时，可取 $\eta = 0.03 \sim 0.14$ 。同时还应注意到，为了使所选择的电动机在经过泵的流量特性曲线最大功率点时不致停转，需进行验算，即

$$\frac{p_B q_p}{\eta} \leq 2 P_n \quad (1-6)$$

式中 P_n ——所选电动机额定功率；

p_B ——限压式变量泵的限定压力；

q_p ——压力为 p_B 时，泵的输出流量。

首先计算快进时的功率，快进时的外负载为 2500N，进油路的压力损失定为 0.3MPa，由式 (1-4) 可得

$$p_p = \left[\frac{2500}{\frac{\pi}{4} \times 0.07^2} \times 10^{-6} + 0.3 \right] \text{MPa} = 0.95 \text{MPa}$$

快进时所需电动机功率为

$$P = \frac{p_p q_p}{\eta} = \frac{0.95 \times 20}{60 \times 0.7} \text{kW} = 0.45 \text{kW}$$

工进时所需电动机功率 P 为

$$P = \frac{3.5 \times 9.42}{60 \times 0.7} \text{kW} = 0.79 \text{kW}$$

查阅电动机产品样本，选用 Y90S-4 型电动机，其额定功率为 1.1kW，额定转速为 1400r/min。

根据产品样本可查得 YBX-16 的流量压力特性曲线。再由已知的快进时流量为 24L/min，工进时的流量为 11L/min，压力为 3.5MPa，作出泵的实际工作时的流量压力特性曲线，如图 1-4 所示，查得该曲线拐点处的流量为 24L/min，压力为 2.6MPa，该工作点对应的功率为

$$P = \frac{2.6 \times 24}{60 \times 0.7} \text{kW} = 1.48 \text{kW}$$

所选电动机功率满足式 (1-6)，拐点处能正常工作。

(3) 液压阀的选择

本液压系统可采用力士乐系统或 GE 系列的阀。方案一：控制液压缸部分选用力士乐系列的

阀，其夹紧部分选用叠加阀。方案二：均选用 GE 系列阀。根据所拟定的液压系统图，按通过各元件的最大流量来选择液压元件的规格。选定的液压元件如表 1-2 所示。

表 1-2 液压元件明细表

序号	元件名称	方案一	方案二	通过流量 (L/min)
1	滤油器	XU-B32×100	XU-B32×100	24
2	液压泵	YBX-16	YBX-16	24
3	压力表开关	K-H6	KF3-EA10B	
4	三位四通换向阀	4WE6E50/OAG24	34EF30-E10B	20
5	二位三通换向阀	3WE6A50/OAG24	23EF3B-E10B	20
6	单向调速阀	2FRM5-20/6	AQF3-E10B	20
7	减压阀	J-FC10D-P-1	JF3-10B	9.4
8	压力表开关	4K-F10D-1	与 3 共用	
9	单向阀	A-F10D-D/DP ₁	AF3-EA10B	9.4
10	二位四通换向阀	24DF3B-E10B-B	24EF3-E10B	9.4

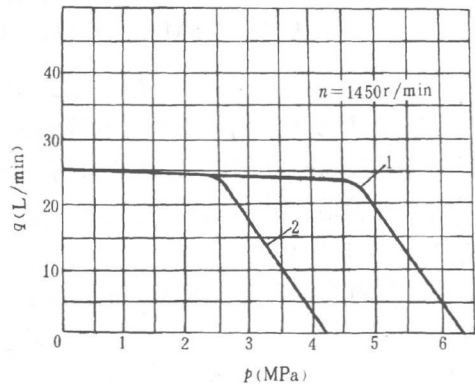


图 1-4 YBX-16 液压泵特性曲线
1—额定流量、压力下的特性曲线 2—实际工作时间的特性曲线

(续)

序号	元件名称	方案一	方案二	通过流量 (L/min)
11	压力继电器	DP ₁ -63B	DP ₁ -63B	9.4
12	单向节流阀	LA-F10D-B-1	ALF-E10B	9.4

(4) 确定管道尺寸

油管内径尺寸一般可参照选用的液压元件接口尺寸而定,也可按管路允许流速进行计算。本系统主油路流量为差动时流量 $q = 40\text{L}/\text{min}$, 压油管的允许流速取 $v = 4\text{m}/\text{s}$, 则内径 d 为

$$d = 4.6 \sqrt{q/v} = 4.6 \sqrt{40/4}\text{mm} = 14.5\text{mm}$$

若系统主油路流量按快退时取 $q = 20\text{L}/\text{min}$, 则可算得油管内径 $d = 10.3\text{mm}$ 。

综合诸因素, 现取油管的内径 d 为 12mm 。吸油管同样可按上式计算 ($q = 24\text{L}/\text{min}$ 、 $v = 1.5\text{m}/\text{s}$), 现参照 YBX-16 变量泵吸油口连接尺寸, 取吸油管内径 d 为 25mm 。

(5) 液压油箱容积的确定

本例为中压液压系统, 液压油箱有效容量按泵的流量的 $5 \sim 7$ 倍来确定 (参照表 4-1), 现选用容量为 160L 的油箱。

4. 液压系统的验算

已知该液压系统中进、回油管的内径均为 12mm , 各段管道的长度分别为: $AB = 0.3\text{m}$, $AC = 1.7\text{m}$, $AD = 1.7\text{m}$, $DE = 2\text{m}$ 。选用 L-HL32 液压油, 考虑到油的最低温度为 15°C , 查得 15°C 时该液压油的运动粘度 $\nu = 150\text{cst} = 1.5\text{cm}^2/\text{s}$, 油的密度 $\rho = 920\text{kg}/\text{m}^3$ 。

(1) 压力损失的验算

1) 工作进给时进油路压力损失。运动部件工作进给时的最大速度为 $1.2\text{m}/\text{min}$, 进给时的最大流量为 $9.42\text{L}/\text{min}$, 则液压油在管内流速 v_1 为

$$v_1 = \frac{q}{\frac{\pi}{4}d^2} = \frac{4 \times 9.42 \times 10^3}{3.14 \times 1.2^2} \text{cm}/\text{min} = 8330\text{cm}/\text{min} = 139\text{cm}/\text{s}$$

管道流动雷诺数 Re_1 为

$$Re_1 = \frac{v_1 d}{\nu} = \frac{139 \times 1.2}{1.5} = 111$$

$Re_1 < 2300$, 可见油液在管道内流态为层流, 其沿程阻力系数 $\lambda_1 = \frac{75}{Re_1} = \frac{75}{111} = 0.68$ 。

进油管道 BC 的沿程压力损失 Δp_{1-1} 为

$$\Delta p_{1-1} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} = 0.68 \times \frac{(1.7 + 0.3)}{1.2 \times 10^{-2}} \times \frac{920 \times 1.39^2}{2} \text{Pa} = 0.1 \times 10^6 \text{Pa}$$

查得换向阀 4WE6E50/AG24 的压力损失 $\Delta p_{1-2} = 0.05 \times 10^6 \text{Pa}$

忽略油液通过管接头、油路板等处的局部压力损失, 则进油路总压力损失 Δp_1 为

$$\Delta p_1 = \Delta p_{1-1} + \Delta p_{1-2} = (0.1 \times 10^6 + 0.05 \times 10^6) \text{Pa} = 0.15 \times 10^6 \text{Pa}$$

2) 工作进给时回油路的压力损失。由于选用单活塞杆液压缸, 且液压缸有杆腔的工作面积为无杆腔的工作面积的二分之一, 则回油管道的流量为进油管道的二分之一, 则

$$v_2 = \frac{v_1}{2} = 69.5\text{cm}/\text{s}$$

$$Re_2 = \frac{v_2 d}{\nu} = \frac{69.5 \times 1.2}{1.5} = 55.5$$

$$\lambda_2 = \frac{75}{Re_2} = 75/55.5 = 1.39$$

回油管道的沿程压力损失 Δp_{2-1} 为:

$$\Delta p_{2-1} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} = 1.39 \times \frac{2}{1.2 \times 10^{-2}} \times \frac{920 \times 0.695^2}{2} \text{Pa} = 0.05 \times 10^6 \text{Pa}$$

查产品样本知换向阀 3WE6A50/AG24 的压力损失 $\Delta p_{2-2} = 0.025 \times 10^6 \text{Pa}$, 换向阀 4WE6E50/AG24 的压力损失 $\Delta p_{2-3} = 0.025 \times 10^6 \text{Pa}$, 调速阀 2FRM5-20/6 的压力损失 $\Delta p_{2-4} = 0.5 \times 10^6 \text{Pa}$ 。

回油路总压力损失 Δp_2 为

$$\Delta p_2 = \Delta p_{2-1} + \Delta p_{2-2} + \Delta p_{2-3} + \Delta p_{2-4} = (0.05 + 0.025 + 0.025 + 0.5) \times 10^6 \text{Pa} = 0.6 \times 10^6 \text{Pa}$$

3) 变量泵出口处的压力 p_p

$$p_p = \frac{F/\eta_{cm} + A_2 \Delta p_2}{A_1} + \Delta P_1 = \left(\frac{21500/0.95 + 40.05 \times 10^{-4} \times 0.6 \times 10^6}{78.54 \times 10^{-4}} + 0.15 \times 10^6 \right) \text{Pa}$$

$$= 3.2 \times 10^6 \text{Pa}$$

4) 快进时的压力损失。快进时液压缸为差动连接, 自汇流点 A 至液压缸进油口 C 之间的管路 AC 中, 流量为液压泵出口流量的两倍即 40L/min, AC 段管路的沿程压力损失 Δp_{1-1} 为

$$v_1 = \frac{q}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{4 \times 40 \times 10^3}{3.14 \times 1.2^2 \times 60} \text{cm/s} = 590 \text{cm/s}$$

$$Re_1 = \frac{v_1 d}{\nu} = \frac{590 \times 1.2}{1.5} = 472$$

$$\lambda_1 = \frac{75}{Re_1} = \frac{75}{472} = 0.159$$

$$\Delta p_{1-1} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} = 0.159 \times \frac{1.7}{1.2 \times 10^{-2}} \times \frac{900 \times 5.9^2}{2} \text{Pa} = 0.36 \times 10^6 \text{Pa}$$

同样可求管道 AB 段及 AD 段的沿程压力损失 Δp_{1-2} 和 Δp_{1-3} 为

$$v_2 = \frac{q}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{4 \times 20 \times 10^3}{3.14 \times 1.2^2 \times 60} \text{cm/s} = 295 \text{cm/s}$$

$$Re_2 = \frac{v_2 d}{\nu} = \frac{295 \times 1.2}{1.5} = 236$$

$$\lambda_2 = \frac{75}{Re_2} = \frac{75}{236} = 0.32$$

$$\Delta p_{1-2} = 0.32 \times \frac{0.3}{1.2 \times 10^{-2}} \times \frac{920 \times 2.95^2}{2} \text{Pa} = 0.032 \times 10^6 \text{Pa}$$

$$\Delta p_{1-3} = 0.32 \times \frac{1.7}{1.2 \times 10^{-2}} \times \frac{920 \times 2.95^2}{2} \text{Pa} = 0.181 \times 10^6 \text{Pa}$$

查产品样本知, 流经各阀的局部压力损失为:

4EW6E50/AG24 的压力损失 $\Delta p_{2-1} = 0.17 \times 10^6 \text{Pa}$

3EW6A50/AG24 的压力损失 $\Delta p_{2.2} = 0.17 \times 10^6 \text{Pa}$

据分析在差动连接中, 泵的出口压力 p_p 为

$$p_p = 2\Delta p_{1.1} + \Delta p_{1.2} + \Delta p_{1.3} + \Delta p_{2.1} + \Delta p_{2.2} + \frac{F}{A_2 \eta_{cm}}$$

$$= \left[(2 \times 0.36 + 0.032 + 0.181 + 0.17 + 0.17) \times 10^6 + \frac{2500}{40.05 \times 10^{-4} \times 0.95} \right] \text{Pa}$$

$$= 1.93 \times 10^6 \text{Pa}$$

快退时压力损失验算从略。上述验算表明, 无需修改原设计。

(2) 系统温升的验算

在整个工作循环中, 工进阶段所占的时间最长, 为了简化计算, 主要考虑工进时的发热量。一般情况下, 工进速度大时发热量较大, 由于限压式变量泵在流量不同时, 效率相差极大, 所以分别计算最大、最小时的发热量, 然后加以比较, 取数值大者进行分析。

当 $v = 10 \text{cm/min}$ 时

$$q = \frac{\pi}{4} D^2 v = \frac{\pi}{4} \times 0.1^2 \times 0.1 \text{m}^3/\text{min} = 0.785 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{min} = 0.785 \text{L}/\text{min}$$

此时泵的效率为 0.1, 泵的出口压力为 3.2MPa, 则有

$$P_{\text{输入}} = \frac{3.2 \times 0.785}{60 \times 0.1} \text{kW} = 0.42 \text{kW}$$

$$P_{\text{输出}} = Fv = 20500 \times \frac{10}{60} \times 10^{-2} \times 10^{-3} \text{kW} = 0.034 \text{kW}$$

此时的功率损失为

$$\Delta P = P_{\text{输入}} - P_{\text{输出}} = (0.42 - 0.034) \text{kW} = 0.386 \text{kW}$$

当 $v = 120 \text{cm/min}$ 时, $q = 9.42 \text{L}/\text{min}$, 总效率 $\eta = 0.7$

$$\text{则 } P_{\text{输入}} = \frac{3.2 \times 9.42}{60 \times 0.7} \text{kW} = 0.718 \text{kW}$$

$$P_{\text{输出}} = Fv = 20500 \times \frac{120}{60} \times 10^{-2} \times 10^{-3} \text{kW} = 0.41 \text{kW}$$

$$\Delta P = P_{\text{输入}} - P_{\text{输出}} = (0.718 - 0.41) \text{kW} = 0.31 \text{kW}$$

可见在工进速度低时, 功率损失为 0.386kW, 发热量最大。

假定系统的散热状况一般, 取 $K = 10 \times 10^{-3} \text{kW}/(\text{cm}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, 油箱的散热面积 A 为

$$A = 0.065 \sqrt[3]{V^2} = 0.065 \sqrt[3]{160^2} \text{m}^2 = 1.92 \text{m}^2$$

系统的温升为

$$\Delta t = \frac{\Delta P}{KA} = \frac{0.386}{10 \times 10^{-3} \times 1.92} ^\circ\text{C} = 20.1 ^\circ\text{C}$$

验算表明系统的温升在许可范围内。

第二章 液压缸的设计

一、液压缸主要尺寸的确定

1. 液压缸工作压力的确定

液压缸工作压力主要根据液压设备的类型来确定, 对不同用途的液压设备, 由于工作条件不同, 通常采用的压力范围也不同。设计时, 可用类比法来确定。表 2-1 列出的数据, 可供选定工作压力时参考。

表 2-1 液压设备常用的工作压力

设备类型	机 床				农业机械或 中型工程机械	液压机、重型机械、 起重运输机械
	磨 床	组合机床	龙门刨床	拉 床		
工作压力 $p/(\text{MPa})$	0.8~2.0	3~5	2~8	8~10	10~16	20~32

2. 液压缸内径 D 和活塞杆直径 d 的确定

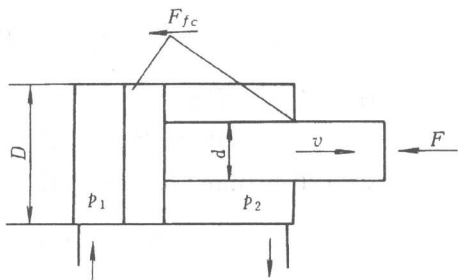
以单活塞杆液压缸为例来说明其计算过程。

由图 2-1 可知

$$\frac{\pi}{4} D^2 p_1 = F + \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p_2 + F_{fc}$$

$$D^2 = \frac{4(F + F_{fc})}{\pi p_1} + (D^2 - d^2) \frac{p_2}{p_1}$$

(2-1) 图 2-1 单活塞杆液压缸计算示意图



式中 p_1 ——液压缸工作压力, 初算时可取系统工作压力 p_p ;

p_2 ——液压缸回油腔背压力, 初算时无法准确计算, 可先根据表 2-2 估计;

d/D ——活塞杆直径与液压缸内径之比, 可按表 2~3 选取;

表 2-2 执行元件背压的估计值

系 统 类 型	背 压 p_2 (MPa)	
中、低压系统 0~8MPa	简单的系统和一般轻载的节流调速系统	0.2~0.5
	回油路带调速阀的调速系统	0.5~0.8
	回油路带背压阀	0.5~1.5
	采用带补液泵的闭式回路	0.8~1.5
中高压系统 >8~16MPa	同上	比中低压系统高 50%~100%
高压系统 >16~32MPa	如锻压机械等	初算时背压可忽略不计

表 2-3 液压缸内径 D 与活塞杆直径 d 的关系

按机床类型选取 d/D		按液压缸工作压力选取 d/D	
机床类别	d/D	工作压力 $p/$ (MPa)	d/D
磨床、珩磨及研磨机床	0.2~0.3	≤ 2	0.2~0.3
插床、拉床、刨床	0.5	$> 2 \sim 5$	0.5~0.58
钻、镗、车、铣床	0.7	$> 5 \sim 7$	0.62~0.70
—	—	> 7	0.7

F ——工作循环中最大的外负载；

F_{fc} ——液压缸密封处摩擦力，它的精确值不易求得，常用液压缸的机械效率 η_{cm} 进行估算。

$$F + F_{fc} = \frac{F}{\eta_{cm}} \quad (2-2)$$

式中 η_{cm} ——液压缸的机械效率，一般 $\eta_{cm} = 0.9 \sim 0.97$ 。

将 η_{cm} 代入式 (2-1)，可求得 D 为

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p_1 \eta_{cm} \left\{ 1 - \frac{p_2}{p_1} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] \right\}}} \quad (2-3)$$

活塞杆直径可由 d/D 值算出，由计算所得的 D 与 d 值分别按表 2-4 与表 2-5 圆整到相近的标准直径，以便采用标准的密封元件。

表 2-4 液压缸内径尺寸系列 (GB2348—80)

(mm)

8	10	12	16	20	25	32
40	50	63	80	(90)	100	(110)
125	(140)	160	(180)	200	(220)	250
320	400	500	630			

注：括号内数值为非优先选用值。

表 2-5 活塞杆直径系列 (GB2348—80)

(mm)

4	5	6	8	10	12	14	16	18
20	22	25	28	32	36	40	45	50
56	63	70	80	90	100	110	125	140
160	180	200	220	250	280	320	360	400

对选定后的液压缸内径 D ，必须进行最小稳定速度的验算。要保证液压缸节流腔的有效工作面积 A ，必须大于保证最小稳定速度的最小有效面积 A_{\min} ，即 $A > A_{\min}$

$$A_{\min} = \frac{q_{\min}}{v_{\min}} \quad (2-4)$$

式中 q_{\min} ——流量阀的最小稳定流量，一般从选定流量阀的产品样本中查得；

v_{\min} ——液压缸的最低速度，由设计要求给定。