

## 铣床液压系统设计【最大行程 400，切削力 18000N，负载力 2700N】

### 摘 要

本次毕业设计的是铣床的液压设计，铣床是根据工件加工需要，以液压传动为基础，配以少量专用部件组成的一种机床。在生产中液压专用铣床有着较大实用性，可以以液压传动的大小产生不同性质的铣床。此次设计主要是将自己所学的知识结合辅助材料运用到设计中，巩固和深化已学知识，掌握液压系统设计计算的一般步骤和方法，正确合理的确定执行机构，选用标准液压元件，能熟练的运用液压基本回路，组成满足基本性能要求的液压系统。在设计过程中最主要的是图纸的绘制，这不仅可以清楚的将所设计的内容完整的显示出来，还能看出所学知识是否已完全掌握了。

整个设计过程主要分成六个部分：参数的选择、方案的制定、执行元件的设计、图的编制、铣床液压系统的设计以及最后有关的验算。主体部分基本在执行元件和液压系统的设计两部分中完成的。

关键词 专用铣床，液压传动，回路，油缸

## Abstract

The graduation design is semi-automatic hydraulic special milling machine, hydraulic design special milling machine is based on needs of work, based on hydraulic transmission, match with a few special parts of a machine tool. During production has great practical hydraulic special milling machine, can with hydraulic drive size produces different nature of the milling machine. This design is mainly with my own knowledge will be applied to design of auxiliary materials, strengthening and deepening prior knowledge of hydraulic system design calculation, the general procedure and method to determine the correct method of actuator, choose standard hydraulic components, can skilled using hydraulic basic circuit, composition satisfy basic performance requirements of the hydraulic system. In the design process of the main is drawing, which not only can clearly drawn designed by the completeness of the contents will show out, still can see whether the knowledge already complete mastery.

The whole design process mainly divided into six parts: parameter selection, plan formulation, the figure card planning, special milling machine design, hydraulic system design and final relevant calculating. Theme part includes graph preparation and hydraulic system design

**Key Words** Special milling machine, Hydraulic transmission, Loop, Cylinder

## 目 录

第一章 绪论.....	5
1.1 选题背景.....	5
1.2 国内外专用铣床的发展和研究状况.....	5
1.2.1 国外研究现状.....	5
1.2.2 国内研究现状.....	6
1.3 国内外数控机床技术发展的趋势.....	7
第二章 工况分析.....	9
2.1 设计要求.....	9
2.2 工况分析.....	9
2.2.1 运动分析.....	9
2.2.2 负载分析.....	10
第三章 执行元件液压缸的设计.....	12
3.1 液压缸主要尺寸的确定.....	12
3.1.1 液压缸的工作压力的确定.....	12
3.1.2 液压缸内径 $D$ 和活塞杆直径 $d$ 的确定.....	12
3.1.3 液压缸工况图的绘制.....	16
3.1.4 液压缸壁厚和外径的计算.....	18
3.1.5 液压缸工作行程的确定.....	19
3.1.6 缸盖厚度的确定.....	20
3.1.7 最小导向长度的确定.....	20
3.1.8 缸体长度的确定.....	21
3.1.9 固定螺栓得直径 $d_s$ .....	21
3.1.10 液压缸强度校核.....	21
3.2 液压缸的结构设计.....	23
3.2.1 缸体与缸盖的连接形式.....	23
3.2.2 活塞杆与活塞的连接结构.....	24
3.2.3 活塞杆导向部分的结构.....	25
3.2.4 密封装置.....	25
3.2.5 缓冲装置.....	27

3.2.6 排气装置.....28

3.2.7 液压缸的安装结构.....	28
第四章 液压系统方案拟定.....	29
4.1 调速回路方案选型与分析.....	29
4.1.1 方案一：节流调速.....	29
4.1.2 方案二：容积调速.....	29
4.1.3 方案三：容积节流调速.....	30
4.2 快进回路方案选型与分析.....	31
4.2.1 方案一：液压缸差动连接快速调速.....	32
4.2.2 方案二：采用蓄能器的快速调速.....	32
4.2.3 方案三：双泵供油快速调速.....	33
4.3 夹紧回路的选择.....	33
第五章 液压系统设计计算和元件选型.....	35
5.1 液压泵的选择.....	35
5.1.1 泵工作压力的确定.....	35
5.1.2 泵的流量确定.....	35
5.1.3 选择液压泵的规格.....	35
5.1.4 确定液压泵的驱动功率.....	36
5.2 液压阀的选型.....	37
5.3 液压辅助元件的选择.....	38
5.3.1 液压管道尺寸的确定.....	38
5.3.2 液压油箱容积的确定.....	38
第六章 液压系统的验算.....	39
6.1 压力损失的验算.....	39
6.2 发热温升的验算.....	41
结 论.....	43
致 谢.....	44
参考文献.....	45

## 第一章 绪论

### 1.1 选题背景

铣床是一种主要用于金属切削的机床。于 1818 年由美国数位机械工程师共同发明的。铣床是用于切削平面，或者用特殊的形状的铣刀铣出成型表面、螺旋槽或齿轮的齿形等。铣床分为卧式铣床、立式铣床、龙门铣床、仿形铣床、和万能铣床等。由于铣床具有较高的工作效率以及加工出来的零件精度高等特点，现在已成为各行业中不可缺少的设备，特别是数控铣床。这种铣床更是用于国防、航空、汽车、拖拉机、造船、机床和工具制造部分发展品种、推进技术高招的重要设备。铣床拥有量已占机床量得 1/10 以上。

而液压系统优点多应用也很广泛，一般用于液压传动。在一般工程机械、加工机械、压力机械、机床等，行走机械中的工程机械、建筑机械、农业机械、汽车等，发电厂涡轮调速装置、测量浮标、升降旋转舞台等，军事工业用的火炮操纵装置、船舶减摇装置、飞行器仿真、飞机起落架的收放装置和方向舵控制装置等。土木水利工程用的防洪闸门及堤坝装置、河床升降装置、桥梁操纵机构等。

随着现代加工行业在我国的迅速发展，数控铣床在制造业中应用越来越广泛，所以数控铣床的研制和推广是加速机械工业技术革命的有效途径之一，成为了推动生产发站内信的重要设备。液压技术作为实现现代传动与控制的关键基础技术之一，已成为各行各业重要的技术基础。而液压元件及其控制已发展成为综合的液压工程技术。利用液压技术可在较宽范围内进行无级调速，具有良好的换向及转接功能，易于实现工作循环等优点，完成工件及刀具的夹紧，控制进给速度和驱动主轴作业。易管现代数控机床、加工中心等先进制造设备中采用机电伺服系统，但采用液压传动与控制仍然是现代金属切削机床自动化的重要途径。

据 1995 年全国第三次工业普查统计，我国液压、气动和密封件工业乡及乡以上年销售收入在 100 万元以上的国营、村办、私营、合作经营、个体、“三资”等企业共有 1300 余家，其中液压约 700 家，气动和密封件各约 300 余家。按 1996 年国际同行业统计，我国液压行业总产值 23.48 亿元，占世界第 6 位；气动行业总产值 4.19 亿元，占世界第 10 位。

### 1.2 国内外专用铣床的发展和研究状况

#### 1.2.1 国外研究现状

在美国、日本和德国等发达国家，它们将机床改造作为新的经济增长行业，生意盎然，正处在黄金时代。由于机床以及技术的不断进步，机床改造是个“永恒”的课题。在美国、日本、德国，用数控技术改造机床和生产线具有广阔的市场，已形成了机床和生产线数控改造的新的行业。在美国，机床改造业称为机床再生 (Remanufacturing) 业。从事再生业的著名公司有: Bertsche 工程公司、ayton 机床公司、Devlieg-Bullavd(得宝)服务集团、US 设备公司等。美国得宝公司已在中国开办公司。在日本机床改造业称为机床改装(Retrofitting)业。从事改装业的著名公司有: 大隈工程集团、岗三机械公司、千代田工机公司、野崎工程公司、滨田工程公司、山本工程公司等。而现在国外现状偏向于:

1) 高速高精与多轴加工成为数控机床的主流，纳米控制已经成为高速高精加工的潮流。

2) 多任务和多轴加工数控机床越来越多地应用到能源、航空航天等行业。

3) 机床与机器人的集成应用日趋普及，且结构形式多样化，应用范围扩大化，运动速度高速化，多传感器融合技术实用化，控制功能智能化，多机器人协同普及化。

4) 智能化加工与监测功能不断扩充，车间的加工监测与管理可实时获取机床本身的状态信息，分析相关数据，预测机床的状态，提前进行相关的维护，避免事故的发生，减少机床的故障率，提高机床的利用率。

5) 最新的机床误差检测与补偿技术能够在较短的时间内完成对机床的补偿测量，与传统的激光干涉仪相比，对机床误差的补偿精度能够提高 3~4 倍，同时效率得到大幅度提升。

6) 最新的 CAD/CAM 技术为多轴多任务数

控机床的加工提供了强有力的支持，可以大幅度提高加工效率。

7) 刀具技术发展迅速，众多刀具的设计涵盖了整个加工过程，并且新型刀具能够满足平稳加工以及抗振性能的要求。

### 1.2.2 国内研究现状

我国是机床生产大国，又是使用大国。数控机床是机械工业发展的关键产品，我国的数控机床在机床产品中的比例总体水平低。但是我国是发展中国家，许多企业财力薄弱，不可能花费大量的资金添置许多全新的数控机床，同时大量的通用机床不可能全部淘汰。因此，把普通机床改造为数控机床则不失为是一条提高数控化率的有效途径，机床改造花费少，改造针对性强，时间短，改造后的机床大多能克服原机床的缺点和存在的问题，生产效率高。所以现在的国内现在偏向于:

1) 低技术水平的产品竞争激烈，互相靠压价促销;

- 2) 高技术水平、全功能产品主要靠进口;
- 3) 配套的高质量功能部件、数控系统附件主要靠进口;
- 4) 应用技术水平较低, 联网技术没有完全推广使用;
- 5) 自行开发能力较差, 相对有较高技术水平的产品主要靠引进图纸、合资生产或进口装。

### 1.3 国内外数控机床技术发展的趋势

根据铣床行业 18 家骨干企业上报的经济信处统计资料显示, 2008 年铣床行业的经济运行情况基本良好, 主要经济指标仍保持增长的态势, 但相比 2002 年以来机床行业的持续高速增长, 增速明显减缓。2008 年 1-4 季度完成工业总产值(现价)74.37 亿元, 比上年增长 15.2%; 产品销售产值 71.48 亿元, 比上年增长 17.1%; 利税总额 10.7 亿元, 比上年增长 7.3%。

**生产情况分析:** 受金融危机的影响, 自 2008 年 8 月份, 之后多数企业的产量出现了下滑, 库存量增加, 后续合同减少。企业的经营面临着巨大的挑战。

**出口情况分析:** 由于金融危机对北美、欧洲以及南美等国的货币汇率波动的影响较大, 汇率的不稳定, 造成市场需求出现萎缩, 国外客户购买能力下降, 使机床出口量持续下滑。

**当前市场需求分析:** 伴随着国际经济危机的不断加深及全球经济增长的放缓, 机床行业受宏观经济形势的影响, 呈现出增长逐步减缓的趋势。自去年下半年以后, 机床市场需求出现了严重滑坡。从用户行业上看, 汽车行业是机床行业的主要下游行业之一, 国内汽车行业受国际、国内整体经济的影响较大, 美国汽车三大巨头正面临着前所未有的震荡, 其结果有可能使国际汽车行业重新洗牌, 给国内汽车行业带来新的机遇与挑战, 期待今年下半年能够恢复并带动机床市场的需求; 航空航天业是国家重点支持的下游行业, 保持着较快的发展速度, 对机床产品需求仍较高; 电力设备工业有望维持正常增长, 继续拉动中高档重型数控机床的需求; 而船舶、模具、一般机械制造业, 则受宏观经济影响很大, 下行趋势已经形成, 对机床的需求有所下降。从市场需求看, 普通机床和经济型数控机床产品市场需求急剧下滑, 传统普通产品生产企业库存量大幅增加。而中、高档数控机床, 成套设备和大型重型数控机床需求相对集中, 这说明行业产品结构发生了非常大的变化, 单台产品平均价格走高, 市场需求继续向高端倾斜, 重型机床领域竞争将更加激烈。

总的来说铣床行业呈现如下发展趋势:

- 1) 高速度与超精度化

速度和精度是数控机床的两个重要指标，它直接关系到加工效率和产品的质量。

2) 高可靠性 随着数控机床网络化应用的发展，数控机床的高可靠性已经成为数控系统制造商和数控机床制造商追求的目标。

3) 多功能化 在零件加工过程中有大量的无用时间消耗在工件搬运、上下料、安装调整、换刀和主轴的升、降速上，为了尽可能降低这些无用时间，人们希望将不同的加工功能整合在同一台机床上，因此数控机床实现了一机多能，以最大限度地提高设备利用率。

4) 多轴化 随着 5 轴联动数控系统和编程软件的普及，5 轴联动控制的加工中心和数控铣床已经成为当前的一个开发热点。

5) 网络化 数控机床的网络化，主要指机床通过所配装的数控系统与外部的其它控制系统或上位计算机进行网络连接和网络控制。

6) 柔性化、智能化 数控机床向柔性自动化系统发展的趋势是：从点(数控单机、加工中心和数控复合加工机床)、线(FMC、FMS、FTL、FML)向面(工段车间独立制造岛、FA)、体(CIMS、分布式网络集成制造系统)的方向发展，另一方面向注重应用性和经济性方向发展。

7) 绿色化 21 世纪的金切机床必须把环保和节能放在重要位置，即要实现切削加工工艺的绿色化。目前这一绿色加工工艺主要集中在不使用切削液上。

8) 体系开放化 向未来技术开放：由于软硬件接口都遵循公认的标准协议，只需少量的重新设计和调整，新一代的通用软硬件资源就可能被现有系统所采纳、吸收和兼容，这就意味着系统的开发费用将大大降低而系统性能与可靠性将不断改善并处于长生命周期。

9) 极端化（大型化和微型化）国防、航空、航天事业的发展和能源等基础产业装备的大型化需要大型且性能良好的数控机床的支撑。

## 第二章 工况分析

### 2.1 设计要求

设计一台铣床液压系统，要求实现“工件夹紧→工作台快进→工作台工进→工作台快退→工件松开”的自动工作循环，其中工作台的工进分两步进行，两次工进负载和速度不同。具体参数要求如下：

- 1) 运动部件的重力为 25000N；
- 2) 速度：快进、快退速度均为 5m/min，工进速度为 0.1~1.2 m/min；
- 3) 最大行程为 400mm，其中工进行程为 180mm；
- 4) 最大切削力（工作负载）为 18000N，一工进负载力为 27000N；
- 5) 启动换向时间  $\Delta t=0.05s$ ；
- 6) 采用矩形导轨，静摩擦因数  $f_s=0.2$ ，动摩擦因数  $f_a=0.1$ ；
- 7) 夹紧缸的行程为 20mm，夹紧力为 30000N，夹紧时间为 1s；
- 8) 液压缸在各个工作阶段的负载值其中  $\eta_m = 0.9$ ，也就是效率为 90%。

### 2.2 工况分析

#### 2.2.1 运动分析

根据设计要求，该铣床的工作循环为：“工件夹紧→工作台快进→工作台工进→工作台快退→工件松开”的自动工作循环，其中工作台的工进分两步进行，两次工进负载和速度不同，且个工部速度如下：

快进、快退速度为：5m/min

绘制运动部件的速度循环图如图 2-1 所示。

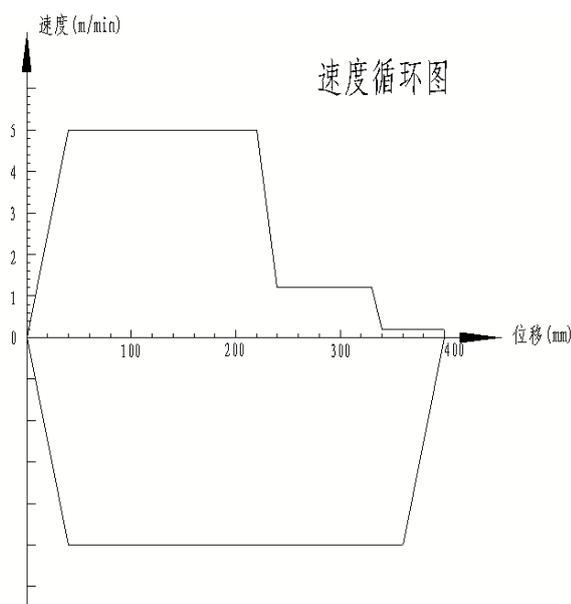


图 2-1 速度循环图

### 2.2.2 负载分析

液压缸所受外载荷  $F$  包括三种类型，分别为工作负载、摩擦阻力负载、惯性负载即：

$$F = F_w + F_f + F_a$$

#### 1) 工作负载 $F_w$

对于金属切削机床来说，即为沿活塞运动方向的切削力，在本设计中：

一工进工作负载  $F_{w1}=27000\text{N}$ ，二工进工作负载  $F_{w2}=18000\text{N}$ 。

#### 2) 导轨摩擦阻力负载 $F_f$

启动时为静摩擦力，启动后为动摩擦力，对于平行导轨  $F_f$  可以由下式求的：

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

$G$ ——运动部件重力；

$F_{Rn}$ ——垂直于导轨的工作负载，此设计中为零；

$f$ ——导轨摩擦系数，取静摩擦系数为 0.2，动摩擦系数为 0.1。求得

$$F_{fs} = 0.2 \times 25000\text{N} = 5000\text{N}$$

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

上式中  $F_{fs}$  为静摩擦力， $F_{fa}$  为动摩擦力。

#### 3) 运动部件速度变化时的惯性负载 $F_a$

$$F_a = \frac{G}{g} \frac{\Delta v}{\Delta t}$$

式中  $g$ ——重力加速度；

$\Delta t$ ——加速或减速时间，本设计中  $\Delta t = 0.05s$ ；

$\Delta v$ —— $\Delta t$  时间内的速度变化量。

故：

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

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

表 2-1 工作循环各阶段的外负载

序	工作循环	外负载 F(N)	
1	启动、加速	$F = F_{fs} + F_a$	9230
2	快进	$F = F_{fa}$	2500
3	一工进	$F = F_{w1} + F_{fa}$	29500
4	二工进	$F = F_{w2} + F_{fa}$	20500
5	快退启动加速	$F = F_{fs} + F_a$	9230
6	快退	$F = F_{fa}$	2500

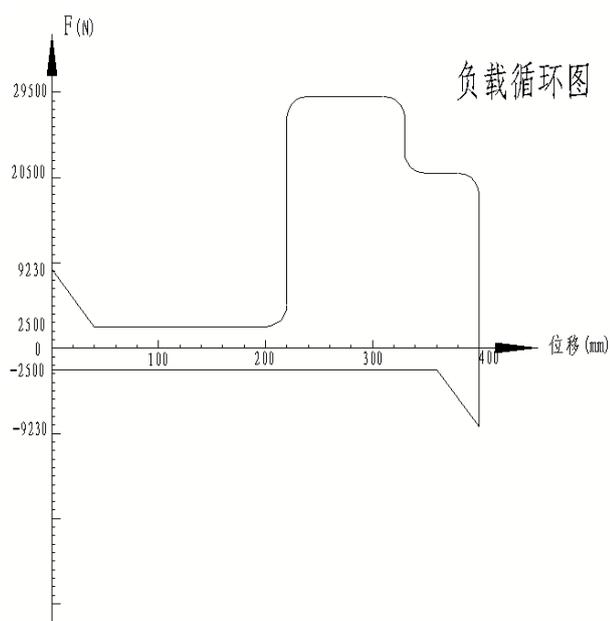


图 2-2 负载循环图

### 第三章 执行元件液压缸的设计

液压缸是液压系统中的执行元件，它的职能是将液压能转换成机械能。液压缸的输入量是液体的流量和压力，输出量是直线速度和力。液压缸的活塞能完成往复直线运动，输出有限的直线位移。如图 3-1 所示，液压缸由缸体 1、活塞 2、活塞杆 3、端盖 4、活塞杆密封件 5 组成。

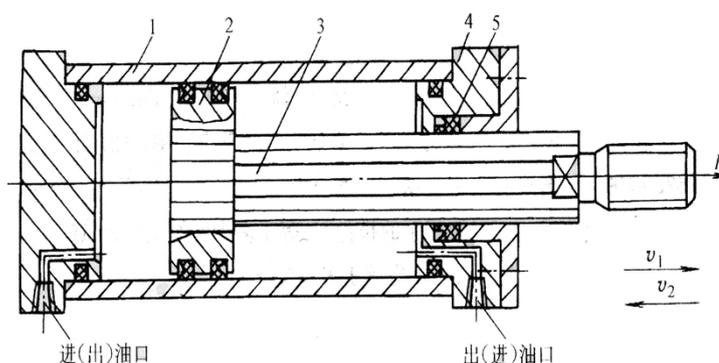


图 3-1 液压缸组成

液压缸按作用方式分为单作用液压缸、双作用液压缸和复合式缸。单作用液压缸：一个方向的运动依靠液压作用力实现，另一个方向依靠弹簧力、重力等实现。双作用液压缸：两个方向的运动都依靠液压作用力来实现。复合式缸：活塞缸与柱塞缸的组合、活塞缸与柱塞缸的组合、活塞缸与机械结构的组合等。

#### 3.1 液压缸主要尺寸的确定

##### 3.1.1 液压缸的工作压力的确定

液压缸工作压力  $p$  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，可以用类比法来确定。现参阅表 3-1 来取液压缸的工作压力为 3MPa。

表 3-1 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 机械等
	磨床	组合 机床	龙门 刨床	拉床		
工作压力	0.8~2.0	3~5	2~8	8~10	10~16	20~32

##### 3.1.2 液压缸内径 $D$ 和活塞杆直径 $d$ 的确定

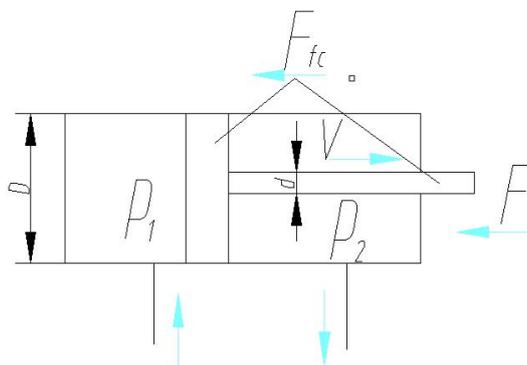


图 3-2 单活塞液压缸计算示意图

由图 3-2 可知

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

$$D^2 = \frac{4(F + F_{fc})}{\pi p_1} + (D^2 - d^2) \frac{p_2}{p_1} \quad (4-1)$$

式中  $p_1$ ——液压缸的工作压力，初算时可取系统工作压力  $p_p$ 。

$p_2$ ——液压缸回油腔背压力，可以根据表 3-2 估计。

$d/D$ ——活塞杆直径与液压缸内径之比，可以按表 3-3 选取。

$F$ ——工作循环中最大的外负载。

$F_{fc}$ ——液压缸密封处的摩擦力，它的精确值不易求得，常用液压缸的机械

效率  $\eta_{cm}$  进行估算。

$$F + F_{fc} = \frac{F}{\eta_{cm}} \quad (3-2)$$

式中  $\eta_{cm}$ ——液压缸的机械效率，一般  $\eta_{cm} = 0.9 \sim 0.97$ ，根据已知本次为 0.9。

将  $\eta_{cm}$  代入式 (4-1)，可以求得 D 为

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

活塞杆直径可以由  $d/D$  值算出，由计算所得的 D 与 d 的值分别按表 3-4 和表 3-5 圆整到相近的标准直径，以便采用标准的密封元件。

表 3-2 执行元件背压的估计值

系统类型		背压 $p_1$ (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	比中低压系高 50%~100%
高压系统 16~32MPa	如锻压机等	出算可忽略

表 3-3 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工作压力 $d/D$	
机床类别	$d/D$	工作压力 $p/(MPa)$	$d/D$
磨床、研磨机床	0.2~0.3	$\leq 2$	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

表 3-4 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 3-5 活塞杆直径系列 (GB2348--80) (mm)

4	5	6	8	10	12	14	16	18
2	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工作面积  $A_{\min}$ ，即

$$A > A_{\min}$$

$$A_{\min} = \frac{q_{\min}}{v_{\min}} \quad (3-4)$$

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。

如果液压缸节流腔的有效工作面积  $A$  不大于计算所得的最小有效工作面积  $A_{\min}$ ，则说明液压缸不能保证最小稳定速度，此时必须增大液压缸的内径，以满足速度稳定的要求。

现计算液压缸内径  $D$  和活塞杆直径  $d$ 。由负载图知最大负载  $F$  为 29500N，按表 3-2 可以取得  $p_2$  为 0.5Mp,  $\eta_{cm}$  为 0.90 考虑到快进、快退速度相等，所以取  $d/D = 0.7$ 。将上述数据代入式 (4-3) 可以得到

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 29500}{3.14 \times 30 \times 10^5 \times 0.9 \times \left\{ 1 - \frac{5}{30} [1 - (0.7)^2] \right\}}} = 12.3 \times 10^{-2} m$$

根据表 3-4，将液压缸内径圆整为标准系列直径  $D=125\text{mm}$ ，活塞杆直径  $d$ ，按  $d/D = 0.7$  以及表 2-5 活塞杆系列取  $d = 90\text{mm}$ 。

按工作要求夹紧力由两个夹紧缸提供，考虑到夹紧缸的稳定，夹紧缸的工作压力应该低于进给工作缸的工作压力，现取夹紧缸的工作压力为零， $\eta_{cm}$  为 0.9，则按照式 (3-3) 可得

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 15000}{3.14 \times 25 \times 10^5 \times 0.9}} m = 9.2 \times 10^{-2} m$$

按照表 3-4 以及表 3-5 液压缸和活塞杆的尺系列，取夹紧缸的  $D$  和  $d$  分别为 100mm 和 70mm。

按最低工进速度验算液压缸的最小稳定速度，由式 (3-4) 可得

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

式中  $q_{\min}$  是由产品样品查得 GE 系列调速阀 AQF3-E10B 的最小稳定流量为 0.05L/min。调速阀安装在进油路上，故液压缸节流腔有效工作面积应该选取液压缸无杆腔的实际面积，即

$$A = \frac{\pi}{4} \times (12.5\text{cm})^2 = 122.7\text{cm}^2$$

可见上述不等式满足，液压缸能够达到所需低速。

### 3.1.3 液压缸工况图的绘制

油缸各工况的压力、流量、功率的计算如下：

(1) 计算各工作阶段液压缸所需的流量

$$q_{\text{快进}} = \frac{\pi}{4} \times d^2 \times v_{\text{快速}} = \frac{\pi}{4} \times 0.09^2 \times 5\text{m}^3/\text{min} = 31.81 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min} = 31.81\text{L}/\text{min}$$

$$q_{\text{工进一}} = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times v_{\text{工进}} = \frac{\pi}{4} \times 0.125^2 \times 1.2\text{m}^3/\text{min} = 14.73 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min} = 14.73\text{L}/\text{min}$$

$$q_{\text{工进二}} = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times v_{\text{工进}} = \frac{\pi}{4} \times 0.125^2 \times 0.1\text{m}^3/\text{min} = 1.23 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min} = 1.23\text{L}/\text{min}$$

$$q_{\text{快退}} = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \times v_{\text{快速}} = \frac{\pi}{4} \times (0.125^2 - 0.09^2) \times 5\text{m}^3/\text{min} = 29.53\text{L}/\text{min}$$

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

(2) 计算各工作阶段液压缸压力

由参考文献一，初选液压缸的设计压力  $P_1=3\text{MPa}$ 。

为了满足工作台进退速度相等，并减小液压泵的流量，今将液压缸的无杆腔作为主工作腔，并在快进时差动连接，则液压缸无杆腔的有效面积  $A_1$  与  $A_2$  应满足

$A_1=2A_2$ （即液压缸内径  $D$  和活塞杆直径  $d$  间应满足： $D=\sqrt{2}d$ ，前述设计

$D=125\text{mm}, d=90\text{mm}$  满足此要求）

为防止工进结束时发生前冲，液压缸需保持一定回油背压。由参考文献一，暂取背压为  $0.8\text{MPa}$ ，并且液压缸机械效率  $\eta_m=0.9$ ，则可计算出液压缸无杆腔的有效面积：

$$A_1 = \frac{F}{\eta_{cm} (P_1 - \frac{P_2}{2})} = \frac{9550}{0.9 \times (3 - \frac{0.8}{2}) \times 10^6} = 40 \times 10^{-4} (\text{m}^2)$$

则液压缸的实际有效面积为

$$A_1 = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi \times 12.5^2}{4} = 122.7(\text{cm}^2)$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} (12.5^2 - 9^2) = 59.1(\text{cm}^2)$$

$$A = A_1 - A_2 = 63.6(\text{cm}^2)$$

差动连接快进时，液压缸有杆腔压力 P2 必须大于无杆腔压力 P1；其差值估取  $\Delta P = P_2 - P_1 = 0.5\text{MPa}$ ，并注意到启动瞬间液压缸尚未移动，此时  $\Delta P = 0$ ；另外，取快退时的回油压力损失为 0.5MPa。

根据上述条件经计算得到液压缸工作循环中各阶段的压力、流量和功率汇总如表 3-6，并可绘出其油缸的工况图（图 3-2）。

表 3-6 液压缸工作循环中各阶段的压力、流量和功率

工作阶段		计算公式	负载 F (N)	回油腔 压力 P2(MPa)	工作腔 压力 P1(MPa)	输入流量 q(L/min)	输入功率 N(W)
快进	启动	$p_1 = \frac{F/\eta_{cm} + A_2 \Delta p}{A}$ $q = AV_i; N = p_1 q$	5000	-	0.87	-	-
	加速		9230	0.5	1.61	-	-
	恒速		2500	0.5	0.44	31.81	231.6
工进一		$p_1 = \frac{F/\eta_{cm} + P_2 A_2}{A_1}$ $q = A_1 V_2; N = p_1 q$	29500	0.8	2.67	14.73	656.1
工进二		$p_1 = \frac{F/\eta_{cm} + P_2 A_2}{A_1}$ $q = A_1 V_2; N = p_1 q$	20500	0.8	1.86	1.23	38.1
快退	启动	$p_1 = \frac{F/\eta_{cm} + p_2 A_1}{A_2}$ $q = A_1 V_1; N = p_1 q$	5000	-	0.94	-	-
	加速		9230	0.5	1.74	-	-
	恒速		2500	0.5	0.47	29.53	231.4

注：1.  $\Delta p$  为液压缸差动连接时，回油口到进油口之间的压力损失，取  $\Delta p = 0.5\text{MPa}$ ；

2. 快退时液压缸有杆腔进油，压力为  $p_1$ ，无杆腔回油，压力为  $p_2$ 。

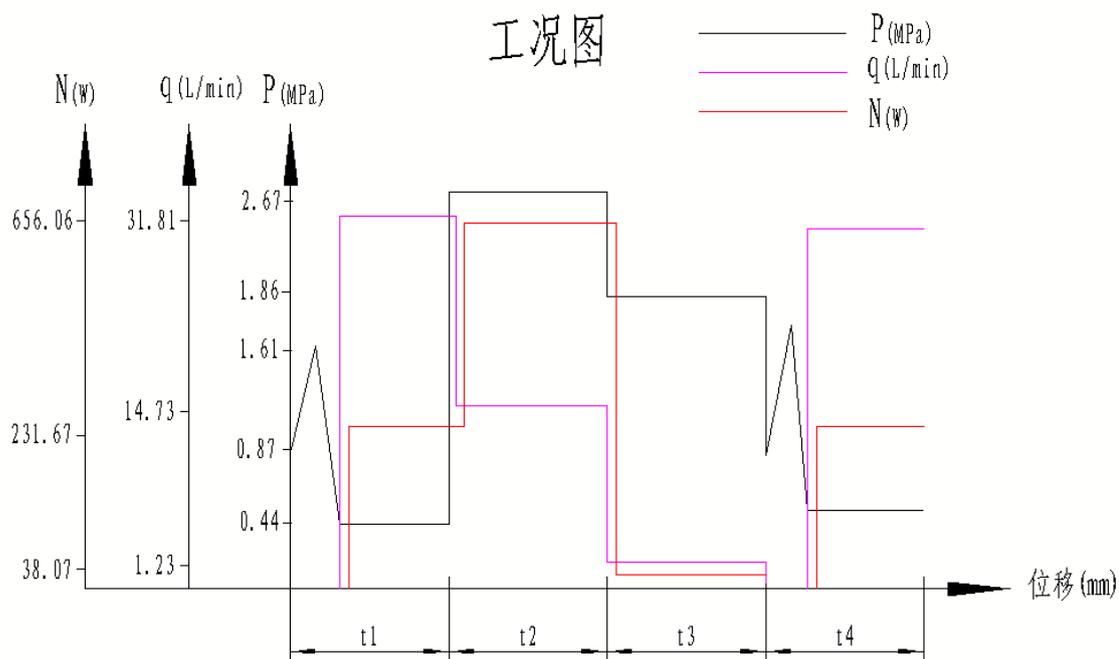


图 3-2 液压缸的工况图

### 3.1.4 液压缸壁厚和外径的计算

液压缸的壁厚由液压缸的强度条件来计算。

液压缸的壁厚一般指液压缸中最薄处的厚度。从材料力学可以知道，承受内压力的圆筒，其内应力分别规律因为壁厚的不同而各异。一般计算时可以分为薄壁圆筒和厚壁圆筒。

液压缸的内径  $D$  与其壁厚  $\delta$  的比值  $D/\delta \geq 10$  的圆筒称为薄壁圆筒。起重运输机械和工程机械的液压缸，一般采用无缝钢管，大多属于薄壁圆筒结构，其壁厚按薄壁圆筒壁厚公式计算

$$\delta \geq \frac{p_y D}{2[\sigma]}$$

式中  $\delta$ ——液压缸壁厚 (m)。

$D$ ——液压缸内径 (m)。

$p_y$ ——试验压力，一般取最大工作压力的 (1.25~1.5) 倍 (MPa)。额定压

力  $p_n \leq 16 \text{ MPa}$ , 取  $p_y = 1.5 p_n = 1.5 \times 3 = 4.5 \text{ MPa}$ 。

$[\sigma]$ ——缸筒材料的许用应力。  $[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n}$ ，其中  $\sigma_b$  为材料抗拉刚度， $n$

为安全系数，一般取  $n=5$ 。 $\sigma_b$  的值为：锻钢： $\sigma_b = 110\sim 120$  MPa；铸钢： $\sigma_b = 100\sim 110$  MPa；无缝钢管： $\sigma_b = 110\sim 110$  MPa；高强度铸铁： $\sigma_b = 60$ MPa；灰铸铁： $\sigma_b = 25$ MPa。

在中低压液压系统中，按上式计算所得液压缸的壁厚往往很小，使得液压缸的刚度往往不够，如在切削加工过程中的变形、安装变形等引起液压缸工作过程卡死或者漏油。因此一般不作计算，按经验选取，必要时按上式公式进行校核。

对于  $D/\delta < 10$  时，应该按材料力学中的厚壁圆筒公式进行壁厚的计算。

对于脆性材料以及塑性材料

$$\delta \geq \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{[\sigma] + 0.4p_y}{[\sigma] - 1.3p_y}} - 1 \right)$$

式中的符号意思与前面相同。

液压缸壁厚算出后，即可以求出缸体的外径  $D_1$  为

$$D_1 \geq D + 2\delta$$

式中  $D_1$  值应该按无缝钢管标准，或者按有关标准圆整为标准值。

在设计中，取试验压力为最大工作压力的 1.5 倍，即  $p_y = 1.5 \times 3 \text{MPa} = 4.5 \text{MPa}$ 。

而缸筒材料许用应力取为  $\sigma_b = 100$  MPa。

应用公式  $\delta \geq \frac{p_y D}{2[\sigma]}$  得， $\delta \geq \frac{4.5 \times 125}{2 \times 100 / 5} = 14.06 \text{mm}$

下面确定缸体的外径，缸体的外径  $D_1 \geq D + 2\delta = 125 + 2 \times 14.06 \text{mm} = 153.12 \text{mm}$ 。

在液压传动设计手册中查得选取标准值  $D_1 = 155 \text{mm}$ 。在根据内径  $D$  和外径  $D_1$  重新计

算壁厚， $\delta = \frac{D_1 - D}{2} = \frac{155 - 125}{2} \text{mm} = 15 \text{mm}$ 。

### 3.1.5 液压缸工作行程的确定

液压缸工作行程长度，可以根据执行元件机构实际工作的最大行程来确定，并且参照表 3-6 中的系列尺寸来选取标准值。

表 3-6 液压缸活塞行程参数系列 (mm)

I	25	50	80	100	125	160	200	250
---	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----

	320	400	500	630	800	1000	1250	1600
	2000	2500	3200	4000				
II	40	63	90	110	140	180	220	280
	360	450	550	700	900	1100	1400	1800
	2200	2800	3900					
III	240	260	300	340	380	420	480	530
	600	650	750	850	950	1050	1200	1300
	1500	1700	1900	2100	2400	2600	3000	3800

注：液压缸活塞行程参数依 I、II、III 次序优先选用。

由已知条件知道最大工作行程为 400mm, 参考上表, 取液压缸工作行程为 400mm。

### 3.1.6 缸盖厚度的确定

一般液压缸多为平底缸盖, 其有效的厚度  $t$  按强度要求可以用下面两式进行近似计算。

$$\text{无孔时: } t \geq 0.433 D_2 \sqrt{\frac{p_y}{[\sigma]}}$$

$$\text{有孔时: } t \geq 0.433 D \sqrt{\frac{p_y D_2}{[\sigma](D_2 - d_0)}}$$

式中  $t$ ——缸盖有效厚度 (m)。

$D_2$ ——缸盖止口内径 (m)。

$d_0$ ——缸盖孔的直径 (m)。

### 3.1.7 最小导向长度的确定

当活塞杆全部外伸时, 从活塞支撑面中点到缸盖滑动支撑面的距离  $H$  称为最小导向长度 (图 3-2)。如果导向长度过小, 将使液压缸的初始挠度 (间隙引起的挠度) 增大, 从而影响液压缸的稳定性, 因此设计时必须保证有一定得最小导向长度。

对于一般的液压缸, 最小导向长度  $H$  应满足以下要求

$$H \geq \frac{L}{20} + \frac{D}{2}$$

式中  $L$ ——液压缸的最大行程。

$D$ ——液压缸的内径。

活塞的宽度  $B$  一般取得  $B = (0.6 \sim 1.0) D$ ; 缸盖滑动支撑面的长度  $l_1$

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：

<https://d.book118.com/056230243121011023>