

1450t 全自动铝型材挤压机设计

任务书

1. 设计的主要任务及目标

(1) 主要任务：

a: 各个零件的设计 b: 设计说明书 c: 绘制各个零件图、液压系统图及电路掌握图 d: 电子资料一份

(2) 主要目标：

通过对全自动铝型材挤压机的设计，以现在的市场实际需求动身，立足于企业目前的生产实际状况，研制全自动铝型材挤压机机械机构、液压系统以及电路掌握实现全自动操作，更加有效的促使构造部件的整体化和合理化，提高构造的强度和耐用性，进而更有利于实现轻量化，节能化，以及减排高效化的最终目标。

2. 设计的根本要求和内容

(1) 根本要求：

机械构造：立论正确，文理通顺，简洁完整，技术用语准确，数据计算处理正确；设计合理，工艺可行；图表完备，绘图符合国家标准。

液压系统：合理计算工作压力，适中选取动力局部、执行局部以及关心局部；绘制符合技术需求液压系统图。

电控系统：进展科学、合理的拟定电路设计图，选取适宜的电路元件。

(2) 内容：

a: 通过查阅相关的资料，确定铝型材挤压机机构总体布局及机构方案。
b: 综合设计方案，并计算设计出合理的零件设计，选取适宜的局部元件，完成铝型材挤压机设计的总装配图。

3. 主要参考文献

[1] 《大型铝合金型材挤压技术与工模具优化设计》刘静安，谢建主编；冶金工业

出版社 2023，6

[2] 《机械制图》左晓明王熊雯主编；高等教育出版社 2023，4

[3] 《机械设计手册》第四版成大先主编；化学工业出版社 2023，1

[4] 《电气掌握与 PLC 应用技术》崔继仁主编；中国电力出版社 2023，2

[5] 《铝型材挤压机使用说明书》佛山市业精机械制造

4. 进度安排

	设计各阶段名称	起 止 日 期
1	进展调查争论、查阅资料、生疏课题内容、完成开题报告	2023.12.17—2023.03.10
2	进展机械构造设计及计算、液压系统设计及计算、电路掌握系统设计及计算	2023.03.11—2023.04.23
3	完成中期辩论	2023.04.24
4	进展机械构造图、液压系统构造图、电路掌握系统图的 CAD 输出	2023.04.25—2023.05.25
5	进展对整个的毕业设计的自我检查，以及预备辩论所用资料	2023.05.26—2023.06.10

1450t 全自动铝型材挤压机设计

摘要：1450t 全自动铝型材挤压机是实现铝型材挤压加工的最主要设备。铝型材挤压加工是利用金属塑性压力成形的一种重要方法。其重要的特点是将金属锭坯一次加工成管、棒、型材完成在瞬息之间，几乎没有任何其他方法可以与之匹敌。

关键词：全自动，铝型材，挤压机，金属，坯锭，型材

1450t automatic aluminum extrusion machine design

Abstract:Automatic aluminum extrusion machine is 1450 t aluminum extrusion processing of the main equipment. Aluminum extrusion processing is the use of metal plastic pressure forming is a kind of important method. Its important characteristic is the metal ingot billet once completed processed into tubes, rods, profiles between instant, almost no other method can match.

Keyword:full-automatic,Aluminium,Profile,Extrudingmachine,Metal,Billet,Proximate matter

名目

1	
1.1	
1.1.1	
1.1.2	
2	
2.1	
2.1.1	
2.1.2	
2.1.3	
2.1.4	
2.1.5	
2.1.6	
2.2 剪切机构的设计	10
2.2.1 剪切机构的工作环境以及受力条件	10
2.2.2 剪切机构的构造组成及特点	10
2.2.3 剪切力及刀片尺寸的计算	11
2.2.4 调整剪刀与模具之间的间隙	12
2.3 移模滑块机构	12
2.3.1 滑模移块机构的组成	12
2.3.2 移模滑块机构中的特征以及选用的模座	13
2.4 推棒机构	14
2.4.1 推棒机构中挤压杆的工作环境以及受力状况	14
2.4.2 推棒机构中挤压杆的构造及特点	14
2.4.3 推棒机构的计算	15
2.4.4 挤压垫片工作原理、构造形式以及优缺点	16
2.5 供锭机构	18
2.5.1 供锭机构的工作环境以及受力状况	18
2.5.2 供锭机构的构造以及特征	19
2.6 本章小结	20
3 1450t 全自动铝型材挤压机的液压系统的设计	21
3.1 机械机构液压缸的设计	21
3.1.1 主缸的主要零部件设计	21
3.1.2 副缸的主要零部件设计	23
3.1.3 盛锭筒油缸的主要零部件设计	26
3.1.4 剪刀油缸的主要零部件设计	29
3.1.5 方刀压余敲击油缸的主要零部件设计	32

- 3.1.6 滑模油缸的主要零部件设计35
- 3.1.7 托料油缸的主要零部件设计38
- 3.1.8 防尘圈压盖的设计40
- 3.1.9 对液压缸设计的总结41
- 3.2
 - 3.2.1
 - 3.2.2
 - 3.2.3
 - 3.2.4 系统性能验算44
 - 3.2.5 关心元件的选择44
- 4
 - 4.1
 - 4.1.1
 - 4.1.2
 - 4.1.3
 - 4.2
 - 4.2.1
 - 4.2.2
 - 4.2.3
- 5
 - 5.1
 - 5.1.1
 - 5.1.2
 - 5.1.3
 - 5.1.4
 - 5.2
 - 5.2.1

前言

机械制造及其自动化是一门争论机械制造理论、制造技术、自动化制造系统和先进制造模式的学科。该学科融合了各相关学科的最进展，使制造技术、制造系统和制造模式呈现出全的面貌。机械制造及其自动化目标很明确，就是将机械设备与自动化通过计算机的方式结合起来，形成一系列先进的制造技术。

作为机械制造及其自动化专业的一名学生，在马上毕业步入社会之际，需将自己所学到的理论学问与实际生产相比照，需明白生产的过程和原理，步骤和目的。而毕业设计是大学本科教育培育目标实现的重要阶段，是毕业前的综合学习阶段，是深化、扩宽、综合教和学的重要过程，是对大学期间所学专业学问的全面总结。做好毕业设计可以为以后的工作打下坚实的根底，因此具有很重要的意义。

随着机械制造及其自动化技术的进展，应用也越来越广泛，依据机械自动化在各行各业的应用和进展，显现出了机械自动化产品的优点和效益。就以铝型材挤压机为根底的半自动化、自动化已在我国批量生产，而且大量的引进和推广相关应用。

在本次毕业设计中题目是 **1450t** 全自动铝型材挤压机设计，通过《铝型材挤压机使用说明书》对本次毕业设计做了系统的生疏与了解。铝型材挤压机主要局部是机械局部、液压局部及电气局部，它们在整个挤压机中起着至关重要的作用，准确说是缺一不可，在设计铝型材挤压机时，不仅得保证能到达挤压力的状况同时，也要降低机器或设备的制造本钱，大幅度地减轻其重量节约资源，提高挤压生产效率至为重要。

在做全自动铝型材挤压机的主要部件的设计与选材等多方面，阐述了它的设计全过程。尤其在机构设计中，应用了大量的科技加工理论及计算公式，对它们进展了准确的计算、校核。特别实在液压缸局部，通过对缸体、活塞、前后法兰的计算、校核以及选取、通过各种科学的计算使设计出来的全自动铝型材挤压机更加能够满足各种实际需求。

1 1450t 全自动铝型材挤压机的工作原理

1.1 概述

1.1.1 主要技术参数与特点

全自动铝型材挤压机的主要特点：

- （1）构造承受四柱卧式，全面液压驱动，自动化电气掌握。油箱上置，液压电气系统整体安装，排列整齐，安装，修理便利。
- （2）承受两工位横向换模机构，自动升锭机构，安全快捷。
- （3）空行程承受快速充液及回油装置，节约资源，工作效率高。
- （4）挤压速度有比例调试油泵作分段设定调速，可适用于不同挤压工艺要求。

1.1.2 工作原理与根本构造

全自动铝型材挤压机的工作原理：通过铝铸棒坯料由加热炉加热到所需的挤压温度后放入盛锭筒内，然后由工作缸活塞带动挤压杆进展快速推动直至挤压杆杆头部进入模筒，此时预调好的主令开关发出信号，使工作缸由快速转为慢速“工进”，进展挤压加工。

在挤压前，盛锭筒及模具先进展预热。在挤压过程中，盛锭筒由电加热圈预热，温度由控温仪依据所需的挤压要求自动调整，使其保持恒定。每次挤压工进完毕后由剪切装置将残料局部与模具剪断分别。该系列挤压机承受行程自动循环，由液压与电气协作实现，并辅以手动调整，以应付意外状况的急停、暂停等功能，所以具备较好的安全性能。

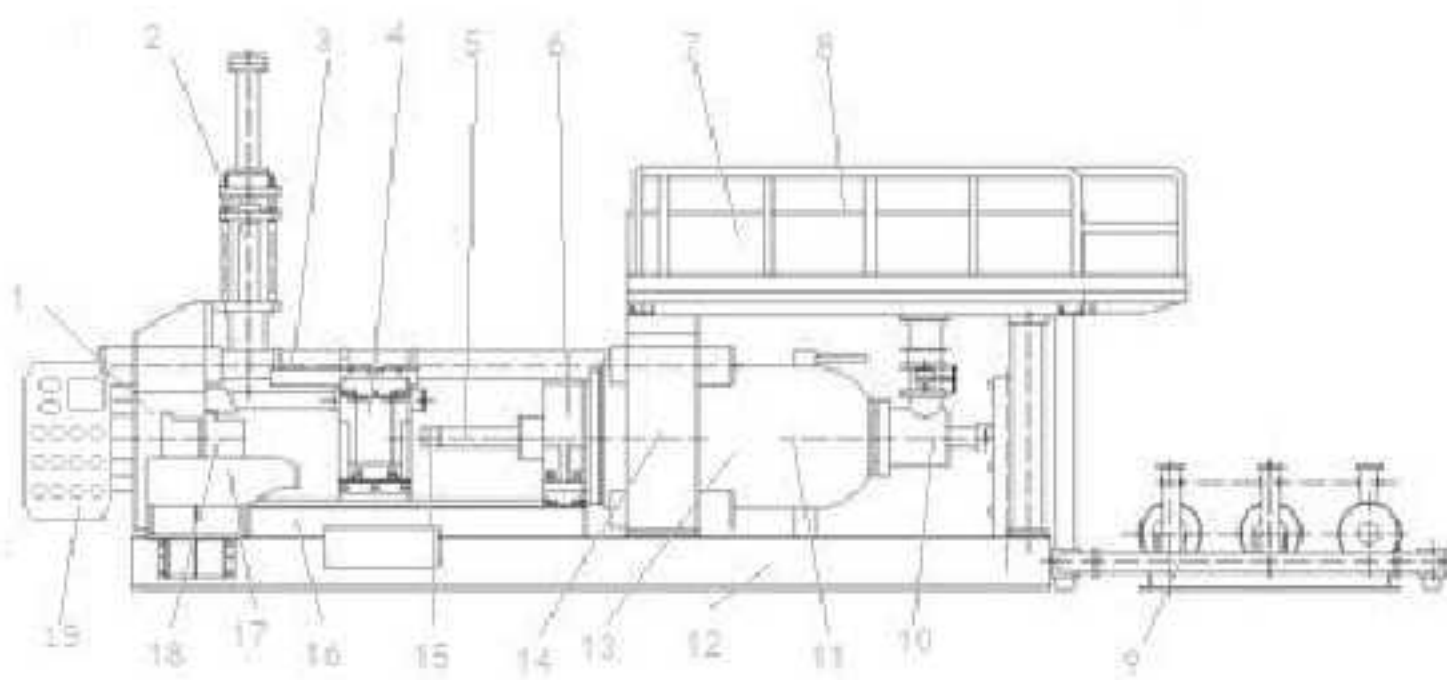


图 1.1 全自动铝型材挤压机的构造组成

1、横梁 2、剪切机构 3、上导轨 4、活动横梁、盛锭筒 5、挤压杆 6、活塞托架 7、油箱 8、液压系统 9、电机、油泵 10、充液阀 11、快速边缸 12、机座 13、主油缸 14、主柱塞 15、俱锭器〔机械手〕 16、下导轨 17、换模油缸 18、滑模机构 19、掌握台

该挤压机由四条优质构造钢涨主柱 6 将横梁 1 与主油缸 13 等连接结实，中间装有柱塞 14、活塞托架 6、挤压杆 5、盛锭筒 4、滑模机构 18、自动升锭机构俱锭器 15 和剪切机构 2 等大构件组成。这些构件置于槽钢与钢板焊接而成的机座 12 上，油箱 7 安装于主缸 13 上部。主油缸材料承受 Z G 3 5 铸钢件，快速缸 11 固定于主缸 13 两侧，用于快速带动主柱塞 14 的进退，主缸内装有适当长度的导向衬套，以托住柱塞 14，柱塞为冷硬铸件材料，外表硬度达 H R C 6 5 — 7 0 。

活塞托架 6 与柱塞 14 及快速边缸 11 的活塞杆用螺栓固定，底部用导板在机座导轨 16 上移动，以此来支撑主柱塞 14 的重量外，还可以保持工作中心轴线的全都。Z G 3 5 铸钢件盛锭筒 4，内置盛筒，电热圈和保温材料，底部也用导板在机座导轨 16 上滑移并保持工件中心轴线的全都。滑模机构 18 为双孔两位式机构，一边用于安装模具，另一边为清料机。移模滑块由移模缸 17 驱动，移模时兼有剪料功能。剪切机构 2 固定于前横梁 1 内侧、滑模机构 18 上方，用于剪切挤压完毕后的余料，剪切动力液压缸置于顶部，能很好地远离热源，延长密封圈的寿命。

剪切片与模具平面的间隙格外重要，应掌握在 0 . 5 mm 以内。

供锭器 15〔升锭机构〕承受液压上举构造，能快速而正确地将坯锭上举至工作中心，当挤压杆 5 将挤压垫块快速推至挤压筒口时，它能快速下降，转入挤压工进动

作。

升锭机构料斗的中心调整格外重要，调整方法为：升锭液压缸将料斗上举至极限位置（即液压缸行程终端），观看料斗内角面是否与盛锭筒内孔圆线相切，如位置不对，先松开活塞杆头部调整套锁紧螺帽，按调整方向转动调整套以转变联接长度，把料斗升降至内角尺面与之相切为止，锁紧调整套两端螺帽。

活动横梁 4 内的盛锭筒需要更换时，先把机器各运动部件复位至原始状态，撤除盛锭筒靠模具端锁紧对开式档圈，取联接专用圈（装拆盛锭筒专用件），用螺栓把其固定于挤压杆压圈上，启动机器，进展快进动作，使联接圈前面靠盛锭筒端面。用螺栓把盛锭筒与联接圈固定住，启动已退动作，由联接圈带动盛锭筒脱离活动横梁。

2 1450t 全自动铝型材挤压机的机构系统的设计

2.1 盛锭筒的设计

2.1.1 盛锭筒的工作环境

盛锭筒是重要的挤压工具。在挤压的过程中依靠盛锭筒盛容高温的坯料，从开头到挤压终了，盛锭筒需要承受可到达 600℃ 的高温、高压、以及高摩擦的作用工作条件。

2.1.2 盛锭筒的受力条件

在盛锭筒内壁要受到格外简单的摩擦拉应力的作用；盛锭筒各层之间受到格外简单的拉、压应力的作用；端面受到反复循环的冲击力的作用；整个盛锭筒受到不均匀的温度应力的作用等。由于大型盛锭筒工作条件恶劣，受力状态格外简单，一般要求高级合金钢来制造。

2.1.3 盛锭筒的构造要素及特点

目前，绝大多数盛锭筒是由两层以上的衬套一过盈协作热装而成的多层组合式构造，即先按设计好的过盈量分别加工处理好各层衬套，将其次层套加热到肯定的温度使之膨胀，然后将内衬套“红装”装入其次层衬套中，冷却后其次层套对第一层套产生了足够大的预紧压应力，把第一层套紧紧箍住，使之成为一个“整体”。同样，将第三层套加热到肯定温度，把第一、二层套所组成的“整体”装入其中，又组成了第一、二、三层套的整体依次类推，就形成了多层组合式挤压筒。

盛锭筒的主要特点：承受多层组合式构造挤压筒，可以改善挤压筒的受力条件，使筒壁中的应力分布均匀，降低工作时的应力峰值，增加承载力量，提高使用寿命。同时，在磨损或变形后只需要更换内衬套，可削减材料消耗，节约加工工作量和降低本钱。最终由于每层套的厚度和重量削减，便于材料的熔炼、锻造、机加工和热处理，而且使用材料的选择具有更大的敏捷性和合理性。

2.1.4 盛锭筒的加热方式

为了使金属流淌性均匀和挤压筒免受过于剧烈的热冲击，盛锭筒在工作之前应进展预加热，在工作时应保温。预加热与保温的温度应根本接近被挤压金属的温度，对于挤压铝合金是一般为 $400\sim 480^{\circ}\text{C}$ 。一般加热方式有：〔1〕在挤压开头之前，把加热好的胚料放入挤压筒内，或用煤气或特制的加热器从筒内加热；〔2〕在挤压筒加热炉内加热；〔3〕用电阻元件从挤压筒外部加热；〔4〕用预先设置在挤压筒体内的加热元件进展电阻加热或感应加热；而我所设计用到的加热方式是〔1〕〔2〕，而对挤压筒进展保温加热的方式是工频感应加热。

工频感应加热：马上加热元件系统经包覆绝缘层后插入沿挤压筒圆周分布的轴向孔中，然后将它们串联起来通电，靠磁场感应产生的涡流加热挤压筒，如图 2.1.4，加热元件安放在挤压筒内受负荷最小的部位，如图 2.1.4 对圆挤压筒一般放置在中衬套中，这样可使整个挤压筒的温度在断面上分布均匀。

图2.1 装在盛锭筒衬套中的电磁感应加热器

2.1.5 盛锭筒的构造尺寸设计

盛锭筒的内径选择

$$F=P_{\text{比}} \cdot S_{\text{筒}}=\frac{\pi}{4} \cdot P_{\text{比}} D_{\text{筒}}^2 \quad (\text{式 } 2.1)$$

$$\text{则: } D_{\text{筒}}=\sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot P_{\text{比}}}} \quad (\text{式 } 2.2)$$

式中：F——挤压机的挤压力，N；

S_筒-----挤压筒断面积，mm²；

P_比-----比亚，即作用在挤压筒断面上的单位压力，MPa；

盛锭筒长度的 L_t 确定

$$L_t=(L_{\text{max}}+L_b)+L_m+t_p \quad (\text{式 } 2.3)$$

式中：L_{max}——坯料的长度，对型棒材〔实心胚料〕为〔3~4〕D_t；对管材〔实心坯料〕来说取〔2~3〕D_t；对铝镁合金最大可取〔4~6〕D_t〔但生产管材时不能大于 3D_t〕；

L_b——坯料穿孔时金属向后倒流所增加的长度；

L_m——模子进入挤压筒的深度；

t_p——挤压垫片的厚度，一般取〔0.4~0.6〕D_t，小挤压机取上限，大挤压机取下限；

盛锭筒衬套厚度确实定

为了确定盛锭筒各层衬套壁厚的尺寸，一般是先凭阅历确定某一数值，然后通过强度校核进展修正。依据被挤压合金的性能和挤压筒的比亚大小，盛锭筒材料的不同等因素，盛锭筒外径应等于其内径的 3~5 倍，而每一层的厚度则依据内部受压的多层空心圆筒，当各层衬套直径比值〔外径 / 内径〕相等时的强度最大的原则来确定。假设去盛锭筒的外径和内径的比值为 4 时，则 2 层的盛锭筒为 D₂ / D₁=D₁ / D_t=2，对 3 层盛锭筒为 D₃ / D₂=D₂ / D₁=D₁ / D_t=1.587。但在生产实际中，考察到外层套中有加热孔以及键槽等而引起的强度降低，各层直径比应保持为 D₁ / D_t<D₂ / D₁<D₃ / D₂ 的关系。依据表 2.1 所列的阅历范围来选择。

表 2.1 盛锭筒各层之间合理直径比值

盛锭筒机构	盛锭筒筒图	各层套间的直径比
两层		$\frac{D_2}{D_t}=2.5\sim 4$ $\frac{D_1}{D_t}=0.2\frac{D_2}{D_t}+1$
三层		$\frac{D_3}{D_t}=4\sim 5$ $\frac{D_1}{D_t}=0.07\frac{D_3}{D_t}+1.15$ $\frac{D_2}{D_1}=0.1\frac{D_3}{D_t}+1.2$
四层		$\frac{D_1}{D_t}=1.38$ $\frac{D_2}{D_1}=1.34$ $\frac{D_3}{D_2}=1.34\sim 1.38$ $\frac{D_4}{D_3}=1.74\sim 1.36$

2.1.6 盛锭筒的强度校核

依据挤压生产本钱，在很大程度上取决于盛锭筒的耐用性，而盛锭筒内衬的寿命尤其重要，依据挤压方式、被挤压的合金品种以及机械和热应力的状态，盛锭筒可以承受单层、双层、三层、以致多层，尺寸有很大的差异。为了得到盛锭筒构件的最正确尺寸，选用适宜的钢材，设计盛锭筒必需进展计算，此次设计的盛锭筒为双层构造：

首先对数据进展说明：

d ----内衬的内径 158mm，相应的半径为 r
 d_1 ----内衬的内径 158mm，相应的半径为 r_1
 d^1 ----内衬的内径 158mm，相应的半径为 r^1
 d^2 ----内衬的内径 158mm，相应的半径为 r^2
 d_2 ----内衬的内径 158mm，相应的半径为 r_2

K -----内外与外径之比，且令

$$K = \frac{d}{d_1} = \frac{r}{r_1} = 1.8; K_2 = \frac{d}{d_2} = \frac{r}{r_2} = 2.2; \quad (式 2.4)$$

F ----挤压力 13；

A_T -----挤压筒相对于内径的截面积；

P -----挤压筒内的单位压力；

P_s -----挤压筒各层之间的装配应力；

σ_{tt} -----切向总应力；

σ_{rt} -----径向总应力；

E -----弹性模量，在工作时近似值取 $1.83 \times 10^5 MPa$ ；

ω ----与挤压材料有关的系数，一般为 0.6~0.8；

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{rt}^2 + \sigma_{rt} \sigma_{tt} + \sigma_{tt}^2} ; \quad (式 2.5)$$

计算步骤如下：

$$K_1 = \frac{d}{d_1} = \frac{r}{r_1} = 1.8; K_2 = \frac{d}{d_2} = \frac{r}{r_2} = 2.2; K = K_1 \times K_2 = 4 \quad (式 2.6)$$

许用过盈协作系数取 $\varepsilon = 0.002$ ，则装配应力为：

$$p_s = \frac{E\varepsilon}{2} \frac{(K_2 - 1)(K_2 + 1)}{K^2 - 1} = \frac{314.8 MPa}{2} \frac{1}{4 - 1} = \quad (式 2.7)$$

$$p_{rt}=\omega\frac{F}{A_T}=\omega P=107.5MPa$$

(式 2.8)

通过上述计算的出盛锭筒的稳定性好，安全起见，对其进展校核，可以满足生产要求。

依据计算得出这台挤压筒为两层，结果看下表

表 2.2 盛锭筒计算结果

挤 压 机 / MN	筒 内 孔 尺 寸 Dt / mm	各层尺寸 / mm		各层直径比		比 亚 / MPA	筒长 / mm
		D1	D2	D1 / Dt	D2 / D1		
13	158	284	632	1.800	2.225	650	700

2.2 剪切机构的设计

剪切机构是负责铝型材挤压机的方头杆压余剪切的重要组成局部，主要是剪切完成一个挤压行程的余料处理，最终要到达 28Mpa 的剪切力已完成所需要剪切过程的一个工作条件。

2.2.1 剪切机构的工作环境以及受力条件

在剪切机构中，其主剪组件是垂直剪刀安装在前梁内侧。剪刀导向局部为矩形，压余敲打器安在主剪组件上，是用于将压余从剪刀中敲打出来的作用。在整个剪切机构中必需到达准确的剪切作用，以便到达最少的资源铺张。由于剪切机构中的剪刀杆工作条件恶劣，剪刀片所面临的是否能更好的剪切，所以剪刀杆要求的材料是 45#，而剪刀片的要求是热处理硬度 HRC49-51。

2.2.2 剪切机构的构造组成及特点

剪切机构是由剪切支架及其上设置的上下铜板固定座、刀杆、刀杆前后滑块、前后导向铜板及压余敲击机构所组成。其特征在于，所述刀杆上部加工有槽，压余敲击机构安装于槽内，刀杆的下部由上下铜板固定座、前后导向铜板及刀杆前后滑块固定在剪切支架上。其剪刀片的特征：剪刀的尖端为平面,厚度为 1mm，剪刀的切入角为

59°，其剪刀的反面为圆弧面，圆弧半径等于被剪压余的半径。

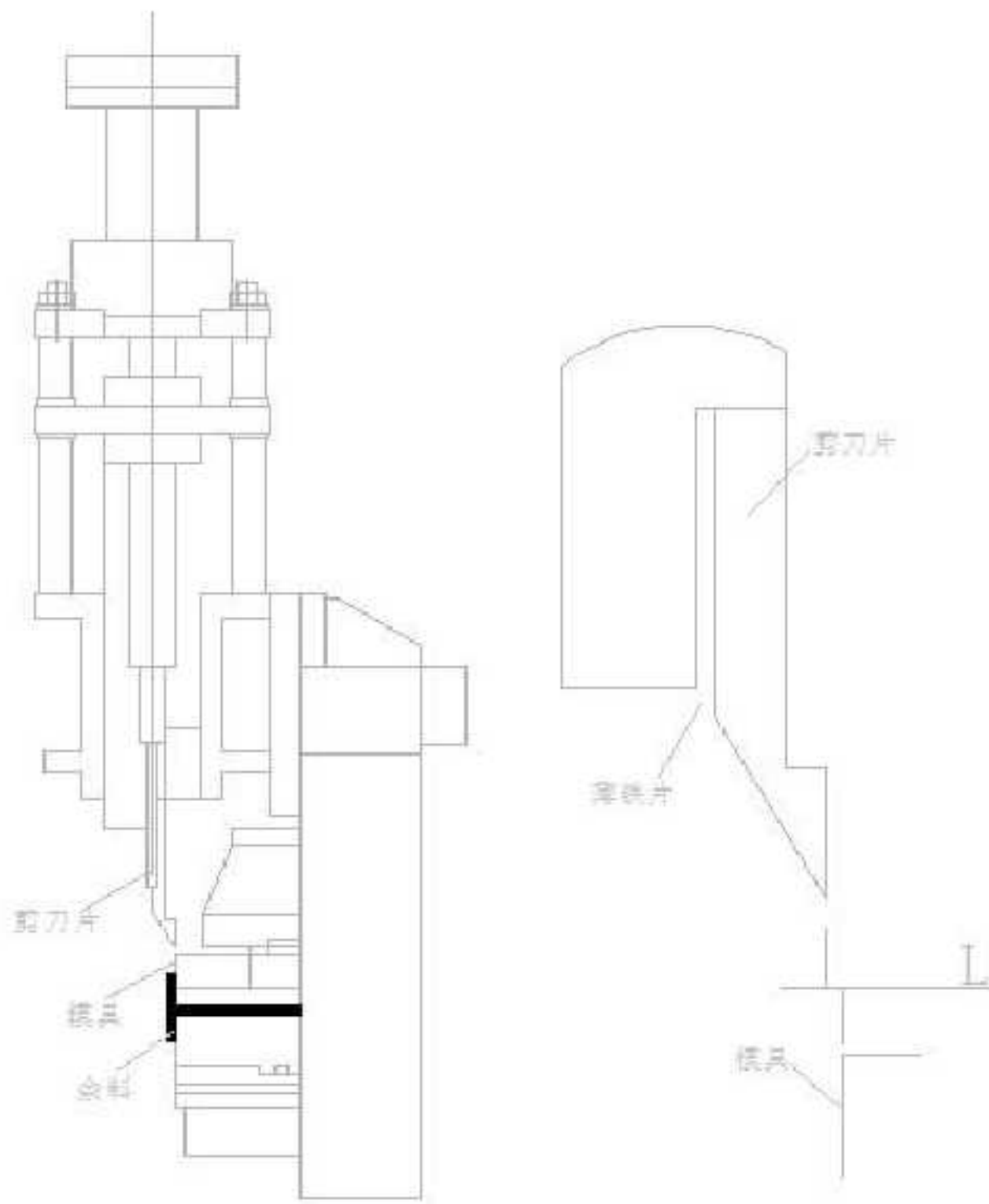


图 2.2 剪切机构

2.2.3 剪切力及刀片尺寸的计算

作用在工具上的力由能量局部组成，一是垂直的正压力，二是作用在工具侧向压力。

(1) 最大剪切力的试验公式

$$P_{m} = t - l - k \quad (式 2.9)$$

式中：Pm-----最大剪切力/N

t-----材料厚度/mm

1-----剪切轮廓线长或宽/mm

Kb----材料的剪切变形抗力/N mm²

则：剪切机构所要到达 12MPa

(2) 刀片尺寸

刀刃长度 $L=(3\sim 4)B_{\max}=4\times 130=520\text{mm}$

宽度 $b=h/2.5=35\text{mm}$

刀片横断面 $h=1\cdot h=87.5\text{mm}$

2.2.4 调整剪刀与模具之间的间隙

允许误差： $L=2\text{mm}$ 〔冷态〕 $0.4\text{mm} < L < 0.8\text{mm}$ 〔热态〕

处理剪刀与模具之间的间隙方法：先安装一个冷模，移动滑模到进限位，剪刀下降，用塞尺量度出剪刀片与模具之间的间隙〔L〕，假设 $L < 2\text{mm}$ ，则拆下剪刀片磨薄相应的厚度，假设 $L > 2\text{mm}$ ，则在剪刀片与剪刀杆之间塞相应厚度的薄铁片。

2.3 移模滑块机构

移模滑块机构主要是负责铝型材挤压机的自动换模装置的重要组成局部，主要是完成移模，换模的过程，最终到达准确通过滑模座承载上模具准确到位。

2.3.1 滑模移块机构的组成

滑模机构是由换模油缸、换模固定板、滑模座组成。其利用换模油缸的作用下，通过滑模座来替换模具，完成铝型材的挤压过程。滑模座置于换模固定板上，换模固定板下面设置有换模油缸。当需要更换模具时，替换的滑模座先放置在换模固定板上的前凹槽内，在换模油缸的推动下，滑模座可滑动到与滑模座下滑块对接的位置，并在换模油缸油缸活塞的推动下，可移动到前一模具所在的位置，以便承受该替换的模具，生产另一种产品。



图 2.3 移模滑块机构简图

2.3.2 移模滑块机构中的特征以及选用的模座

在移模滑块机构中含有导轨，模架，与模架相连的换模油缸；导轨设置在模架的上、下，在模架的两端设有两个放模孔，在放模孔中间设有清料孔，从而组成三孔双位式构造，移模滑块机构在上下导轨间移动，两只放模孔可以交替使用；所述导轨与模架等长，上、下导轨局部错位设置。本有用型通过增加移模滑块机构的放模孔，可以实现双模具的交替使用，使模具有较多的冷却时间，从而提高了模具的使用寿命，也节约了需要停机更换模具的时间，实现生产连续化模座用来组装模具，它应满足：更换模具简易便利、保持精度、占用时间少等要求。卧式挤压机模座构造按其运动方向可分为：纵动式、横动式、转动式、联合式四种。而我们所承受“横动式模座”横动式模座

横动式模座常称滑动模架，是利用液压缸使之在挤压机中心线两侧与之垂直方向作左右移动。依据模具位多少分一位、二位、三位和四位滑动模座。一般二位和三位应用最多。二位模座是分别将两套模具放在 U 形槽中，当一套模具位于挤压中心线上使用时，另一组模具位于挤压机体一侧，以便对模具进展检查、修理或备用。两位模座也有设计成一边放模具，另一边来作推出闷车铸锭、挤压残料、挤压垫或清理垫之用。三位模座是在上述两位模座根底上增加一个模座。横动式模座构造结实、牢靠，适合各种制品切断方式。模座中可以安装两套模子交替使用、检查、修理，可大大缩短关心时间，对保证制品品质和防止模具过热都是有利的，因而获得广泛使用。它的缺点是模具更换、检修、润滑等操作在挤压机两侧进展，给操作带来肯定的不便。横动模座另一个缺点是不行能直接在模子的后面使制品和残料分别。转动式模座则可以抑制上述缺点。

2.4 推棒机构

推棒机构是由挤压杆和挤压垫片所组成，而挤压杆是通过挤压机主缸内产生的压力传递给挤压筒内的锭坯，使锭坯产生塑性变形从挤压模孔中流出，形成挤压制品用的挤压工具。

挤压杆分空心与实心两种。空心挤压杆用于管棒材挤压机。实心挤压杆用于棒型材挤压机。本设计拟承受实心挤压杆。

2.4.1 推棒机构中挤压杆的工作环境以及受力状况

挤压杆是用于传递柱塞压力的，它在挤压时承受很大的压力。假设设计不当，易产生弯曲变形。此外挤压杆在工作时还有可能产生端部压溃，龟裂和斜碴碎裂。而且挤压杆在高温下工作，其端头有可能发生塑性变形而被墩粗，因此，实心挤压杆的端头直径应做得小些。所以挤压杆的材料是铬镍钼和铬镍钨合金。装配式的挤压杆杆身为铬镍钨钒合金，根部为铬镍钼合金。

2.4.2 推棒机构中挤压杆的构造及特点

挤压杆的构造如下图。挤压杆一般是圆柱形整体构造，可分端头、杆身及根部。在大吨位挤压机上，挤压杆做成变断面的，以增加纵向抗弯强度。此时挤压筒应具有变断面的内孔。挤压杆的外径依据挤压筒的内径确定。卧式挤压机挤压杆的外径一般比筒内径小 4~10mm。挤压杆的长度等于挤压杆支承器的长度加挤压筒的长度再加5~10mm。挤压杆加工时，杆身和根部的不同心度不大于0.1mm，两端面对轴线的摆动量不大于 0.1mm。杆身外圆和内孔的外表粗糙度为 1.25~2.5 μm 。

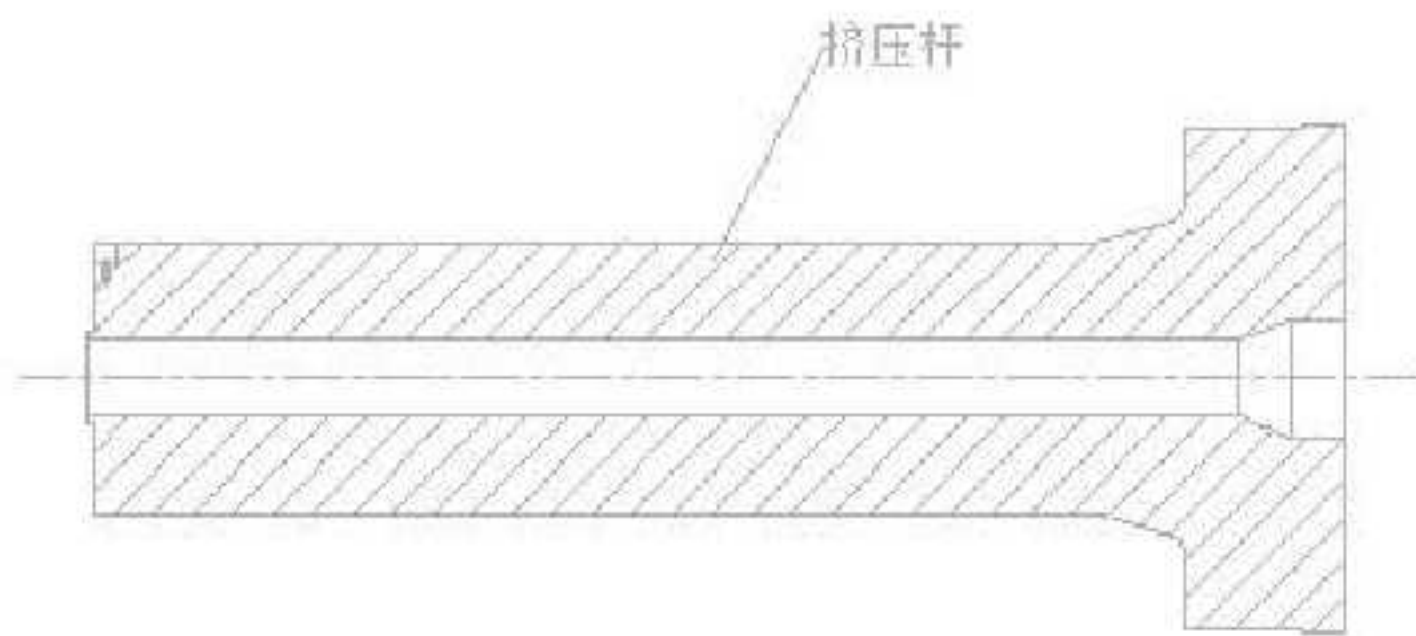


图 2.4 推棒机构中的挤压杆

2.4.3 推棒机构的计算

挤压杆的计算及校核

依据挤压杆的外径是由挤压筒的内径所确定的，在卧式挤压机挤压杆的外径一般比筒内小 4~10mm。

则：挤压杆的外径在 148~154mm 之间，本设计拟承受挤压杆的外径为 152mm。挤压杆长度：708mm。

挤压杆在工作时受到很大的纵向弯曲应力和压应力。因此，挤压时要对挤压杆进展稳定性和强度校核。当挤压杆开头失稳时，所许可的最大临界载荷按下式计算：

$$P_e = \frac{\pi^2 EJ}{(\mu l_e)^2} \quad (\text{式 2.10})$$

式中： P_e ——为许可最大临界压力，kN；

E ——

为材料的弹性模量，对铬钨钒合金取 0.22MPa；

J ——为断面惯性矩， mm^4 ，圆形挤压杆的 $J = \pi D^4/64$ 为长度系数，挤压杆一端固定一端自由状态时，取 $\mu = 1.5$ ；

而随着挤压杆两端支持方式的不同， μ 在 0.5~2.0 范围内；

l_e ——为挤压杆有效工作长度，mm；

则：计算结果最大临界压力为 $P_e = 23637.96\text{KN}$

依据阅历，挤压杆长度是其直径的 7~10 倍为安全挤压杆的强度校核按下式计算：

$$\sigma_r = \frac{P_{\max}}{\varphi F_g} \leq [\sigma_r]$$

〔式 2.11〕

式中： σ_r ——为挤压杆的压应力，MPa；

$P_{\max}$ ——为挤压杆承受的最大挤压力，可取挤压机的最大挤压力，kN；

F_g ——为挤压杆的横截面积，mm²；

φ ——为折减系数；

$[\sigma_r]$ ——为材料的允许压应力，MPa；

则：依据计算结果得出，挤压杆的强度满足要求，不会再生产过程中发生弯曲变形。

2.4.4 挤压垫片工作原理、构造形式以及优缺点

挤压垫片是一种在挤压筒内将挤压杆与锭坯隔开并传递挤压力用的挤压工具。其作用是削减挤压杆端面的磨损，隔离锭坯对挤压杆的热影响，保护挤压杆。原理是垫片外径在挤压力作用下被涨开，刚好与挤压筒内径保持一抱负间隙，挤压完了时，由于挤压力的消退，垫片外径收缩，垫片外径与挤压筒内径保持较大间隙，可以顺当地从挤压筒内退出。为了使挤压垫片与金属筒洁分别，在挤压前可往固定垫上涂抹或喷上盐水。另外，挤压垫片在使用前进入挤压筒内随筒加热至300℃。其优点可以简化工艺，削减关心时间，提高生产率，缺点是由于组合零件多，与挤压杆是螺纹连接很简洁折断。

挤压垫片是用来放置高温的锭坯直接与挤压杆接触，消退其端面磨损的变形的工具。它的构造简图如下：

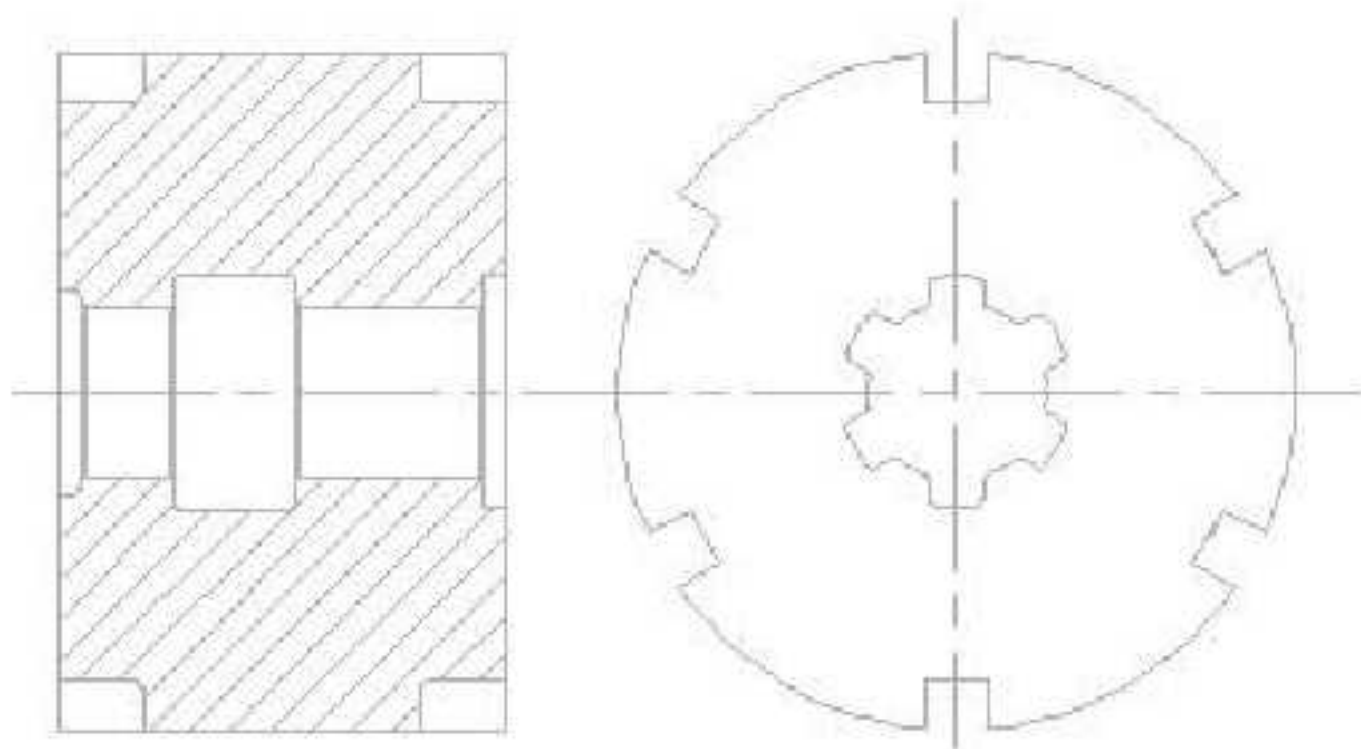


图 2.5 推棒机构中的挤压垫片

依据挤压杆垫片的厚度可等于其直径的 0.2~0.7 倍，因此在本设计中可取挤压杆垫片的厚度在30.4~106.4mm 之间，拟承受厚度为100, mm，挤压垫片直径为152mm。

挤压垫片的强度校核

挤压垫在工作时因长时间与高温的锭坯接触；在挤压铝合金时其接触外表被加热到 500℃，所承受的压力高达 1280Mpa。因此应对挤压垫片的抗压强度进展校核。

$$\sigma_{\text{压}} = \frac{P_{\text{max}}}{\sigma_{\text{垫}}} \leq [\sigma_{\text{压}}] \quad (\text{式 } 2.12)$$

式中： P_{max} ——最大挤压力，N；

$F_{\text{垫}}$ ——垫片工作局部的断面积，mm²；

$\sigma_{\text{压}}$ ——垫片上的压缩应力，MPa；

$[\sigma_{\text{压}}]$ ——材料的许用抗压强度， $[\sigma_{\text{压}}] \approx (0.9 \sim 0.95) \sigma_{0.2}$ ，MPa；

$\sigma_{0.2}$ ——材料的屈服强度，MPa。

最大挤压力，按挤压机额定力量计算；相当于挤压筒内孔的截面面积；[]材料的许用抗压应力，取材料在工作的温度下或的 0.9 倍。

材料 3Cr2W8V 在 500℃时，=1280Mpa，因此 < 0.9=1280x0.9=1152Mpa，所以挤压垫片合格。

2.5 供锭机构

供锭机构是挤压过程中一个重要环节，是挤压机上的一种供给坯料的机构，在挤压机上是不行或缺的。一般的供锭方式有直线运动供锭和回转运动供锭两种形式。带锭托的滑板利用液压缸上的齿条，通过齿轮和滑板上的齿条可将铸锭直接送到挤压机中心线上。为了尽可能削减关心时间，可以并列安装两个送锭机构联合使用。当铸锭被挤压轴推入挤压筒的内一局部时，通过自动掌握系统可以使一个靠近挤压轴的送锭机构返回。这样挤压轴可不停顿前进。对于前装料短行程挤压机，为了确保准确定位，必需使用配有准确导向和位置测量系统的托料器，以保证装料位置确实定可重复性。在把铸锭送入挤压筒的过程中，托料器的托盘必需随着挤压筒和模具间隔的缩短而缩短。承受了收缩式托料盘。

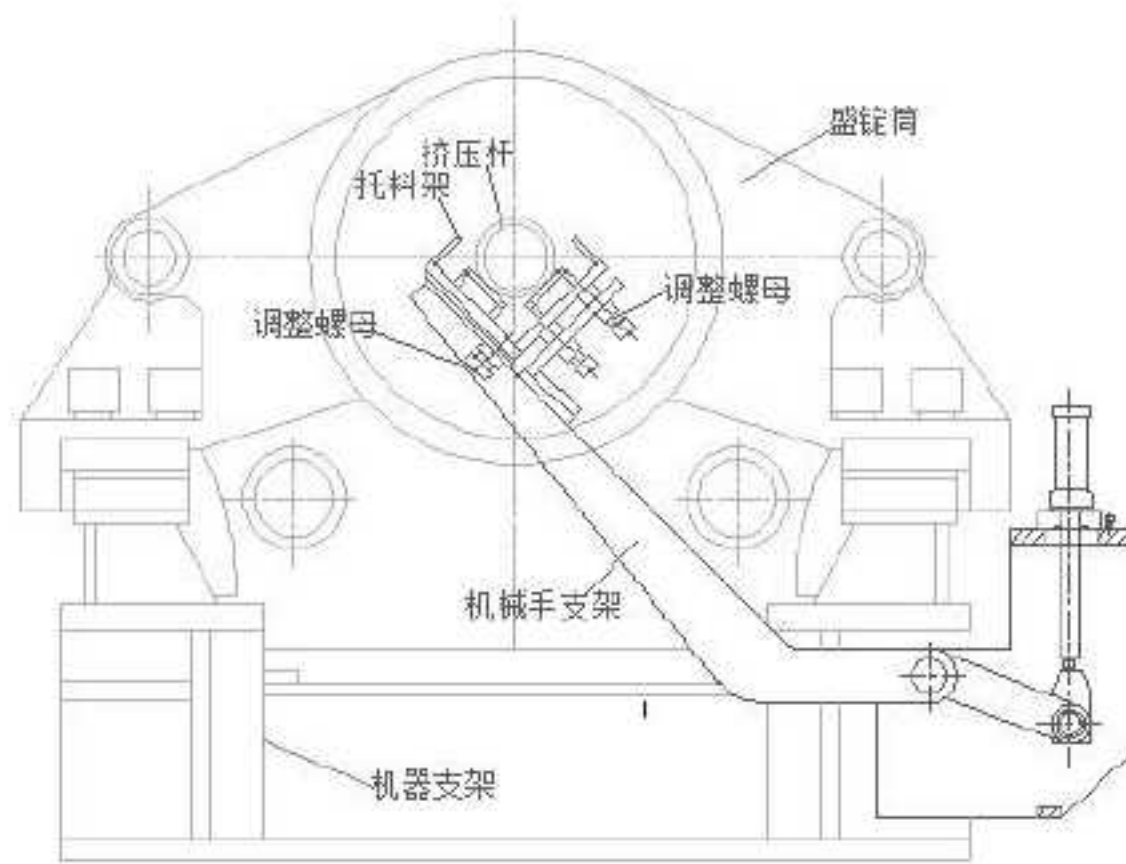


图 2.6 供锭机构

2.5.1 供锭机构的工作环境以及受力状况

上料系统与传统供锭器有显著区分：其一，供锭机械手相对于挤压筒所处 的位置不同；其二，固定垫挤压技术得以成功应用；其三，将坯锭送入挤压筒的过程与挤压机的性能和坯锭的工艺特性亲热相关。因此，此项供锭技术的争论须将供锭机械手、挤压杆顶料和坯锭作为一个系统进展争论。对上料系统的要求是：能

适应不同长度、不同加热温度的坯料，运送速度快；应具有高性能的液压和电气掌握系统；挤压中心定位准确，顶料力可控。不允许将坯锭墩粗；操作牢靠、可监视、不允许、将坯锭跌落和甩出供锭器，并应防止和将供锭机械手撑坏。

对于前装料短行程挤压机，为了确保准确定位，必需使用配有准确导向和位置测试系统的托料器，一确保装料位置确实定可重复性。

2.5.2 供锭机构的构造以及特征

夹钳式自适应供锭机械手的主臂和掌形钳头的宽度仅为最大锭长的 $1/3$ 具有拇指和食指功能。食指和置于掌心内的固定辊子一起构成的“v”形辊槽，具有自定心功能。拇指压在坯锭上后，便形成一个静定的夹持中心，同时可防止在主臂快速进入挤压中心时将坯锭甩出手掌，而且能保持坯锭始终处于水平状态，防止偏重失稳。主臂滑块全程处于一个矩形导滑座内，可保证坯锭被水平送入挤压中心的精度，并可防止机械手的倾覆。供锭机械手的拇指和食指均带有随动辊子，目的是在挤压杆顶料过程中减小坯锭与机械手之间的摩擦阻力。在坯锭与模具端部及挤压杆之间建立起足以支承坯锭重量的摩擦力之前，拇指和食指均处于收拢夹紧状态，坯锭可以在适度的压力夹持下移动，从而也减小了对掌形钳头和主臂滑块的侧向力。坯锭经由过渡辊道14被推入机械手掌形钳头的“v”形辊槽中，拇指自动收拢，和食指一起结实压紧坯锭。压紧力由压力传感器检测和给出指令，过渡辊道自动下降，机械手主臂油缸驱动掌形钳头将坯锭水平送入挤压机中心。坯锭被送入的准确位置由行程检测装置检测和发出指令，挤压杆在侧缸的驱动下快速接近坯锭，并以适当的速度和适当的压力顶住坯锭的端部，将其顶在模具端面上。

前上料掌握系统能自动测量和释放由于挤压杆顶料力或坯锭温度变化等缘由导致坯锭微量墩粗而对机械手产生的反作用力，以防止撑坏机械手。当侧缸的压力传感器检测到由比例阀调定的顶料力后，机械手的食指和拇指自动翻开，主臂收缩退出挤压机，回到初始状态。然后，挤压筒快速套料闭合到挤压模并锁紧，挤压杆开头充填挤压。

其特征就在于：它还包括机械臂送料机构以及与该机构对应的将其上的铝棒推动盛锭筒内的推棒装置，主油缸柱塞前端连接有柱塞加长套，推棒装置安装在柱塞加长套

内部。在生产过程中，必需调整托料架使托料架与挤压杆到达同心可以避开挤压杆与托料架以及铝棒与盛锭筒的碰撞。

2.6 本章小结

本章主要是对 1450t 全自动铝型材挤压机机械机构局部的设计，主要有盛锭筒的设计、剪切机构的设计、移模滑块机构的设计、推棒机构的设计、供锭机构的设计。这些机构是在整个机构中起着至关重要的作用，准确的是缺一不可。

机械机构部件	主要参数
盛锭筒	挤压机：13MN 材料：高级合金钢 盛锭筒规格： 640X700mm 筒内孔尺：158mm 盛锭筒衬套厚度：共两层（D1=284mm； D2=632mm） 筒长：700mm
剪切机构	剪刀杆材料：45# 剪刀片热处理要求：HRC49-51 刀片尺寸：L=520mm； B=35mm
移模滑块机构	材料：45# 规格：565X315X447mm
推棒机构	挤压杆材料：铬镍钼和铬镍钨合金 挤压杆长度：708mm 挤压杆外径：152mm 挤压垫片厚度：100mm 挤压垫片直径：152mm
供锭机构	供锭机构：承受夹钳式自适应供锭机械手

3 1450t 全自动铝型材挤压机的液压系统的设计

3.1 机械机构液压缸的设计

液压缸是将液压能转变为机械能的、做直线往复运动〔或摇摆运动〕的液压执行元件。液压缸的输入量是流体的流量和压力，输出的是直线运动速度和力。液压缸的活塞能完成直线往复运动，输出的直线位移是有限的。液压缸是将液压能转换为往复直线运动的机械能的能量转换装置。液压缸根本上由缸筒和缸盖、活塞和活塞杆、密封装置、缓冲装置与排气装置组成。

在挤压机中，主副缸起着至关重要的作用，是用主缸的力来实现一个挤压过程，而副缸作用的起着协作的作用，可以这么说：主缸就是挤压机的心脏。其最终目标是要通过其输出的力、速度、行程等诸项要求，来完成整个挤压过程。

3.1.1 主缸的主要零部件设计

（1）柱塞缸直径的计算

由柱塞式液压缸柱塞外伸时的推力公式：

$$F_1 = P \times A_1 \times 10^6 \tag{式 3.1}$$

得：

$$A_1 = \frac{F}{P} \times 10^{-6} \tag{式 3.2}$$

式中：

F_1 —液压缸的推力，这里为液压缸载荷(N)

P—工作压力〔Mpa〕

A_1 —柱塞杆的作用面积〔 m^2 〕

$$A_1 = \frac{\pi}{4} d^2 \tag{式 3.3}$$

式中：

d—柱塞杆的直径〔m〕

得 $d=0.750m=750mm$ ，
所以柱塞杆的直径 $d=750mm$

(2) 液压缸的行程
依据设计要求，行程取 $905mm$

(3) 柱塞缸内径确实定
查表可得 $D1=760mm$

(4) 柱塞缸外径确实定
查表可得 $D2=1038mm$

(5) 缸筒壁厚
计算的壁厚 $\delta=139mm$
缸的材料选 45 钢

(6) 缸底壁厚
平行缸底，取缸底无油状况，

$$h = \frac{P}{0.433D} \sqrt{\frac{P}{[\sigma]}}$$

(式 3.4)

式中：
h—缸底厚度 (mm)
D—液压缸内径 (mm)
 P_y —试验压力 (MPa)，工作压力 $P \leq 16MPa$ 时， $P_y = 1.5P$ ；工作压力 $P \geq 16MPa$ 时， $P_y = 1.25P$ ；
—缸底材料的许用应力 (Mpa)

对于：45 钢 $[\sigma] = 120 MPa$
将以上数据代入上式得 $h=175mm$ 。

(7) 缸筒材料的选取及强度给定

表 3.1 局部材料的机械性能如下表：

缸筒常用无缝钢管材料机械	材料	$\sigma_b \geq / MPa$	$\sigma_s \geq / MPa$	$\delta_s \geq / \%$
	20	420	250	25
	30	500	300	18
	35	540	320	17
	45	610	360	14

性能	15MnVn	750	500	26
	27SiMn	1000	850	12
	30CrMo	950	800	12
	35CrMo	1000	850	12

本次设计选取 45 号钢

从表中可以得到：

缸筒材料的屈服强度 $\sigma_s=360\text{MPa}$

缸筒材料的抗拉强度、 $\sigma_b=610\text{MPa}$ ；

现在利用屈服强度来引申出：

缸筒材料的许用应力 $[\sigma]=\sigma_s/n=360/5=72\text{MPa}$ 。

其中 $n=5$ 是选取的安全系数。

（8）缸壁厚度的验算

额定工作压力应低于肯定的极限值，以确保工作安全：为缸筒材料的屈服强度〔Mpa〕， $=360\text{MPa}$ ，所以上述参数选择合理。

（9）柱塞

柱塞式通过柱塞泵的作用下用液压油来推动柱塞运动，拟承受的材料为冷硬铸铁，其冷硬铸铁是利用铁水自身过冷度和模具外表激冷的方法获得的一种铸铁，其辊身表面激冷而生成白口层，硬度高、耐磨性好。

（10）主油缸座

主油缸座的主要作用就是支撑液压缸。它的主要材料是 ZG270-500〔中碳铸钢〕，其特性有肯定的韧性及塑性，强度和硬度较高，切削性良好，焊接性尚可，铸造性能比低碳钢差.

（11）支承导向的设计

伺服液压缸的支承导向装置九十为了防止活塞与缸筒、活塞、活塞杆与端盖之间接触，相互摩擦，产生磨损，从而到达降低摩擦、削减磨损、延长寿命、起到导向和支承侧向力的作用。

3.1.2 副缸的主要零部件设计

1、液压缸缸筒内径的 d

依据条件，可确定液压缸内径 D1 和活塞杆直径 d 确实定：查表得： d=120mm

$$\text{则: } A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.14 \times 120^2}{4} = 11304 \text{ mm}^2 \quad (\text{式 3.5})$$

故必需进展最小稳定速度的验算，要保证液压缸工作面积 A 必需大于保证最小稳定速度的最小有效面积 $A_{\min}$

$$\text{又 } A_{\min} = \frac{q_{\min}}{V_{\min}} = 6667 \text{ mm}^2 \quad (\text{式 3.6})$$

式中: $q_{\min}$ —流量阀的最小稳定流量;

$V_{\min}$ —液压缸的最小速度;

故查表取 $D_1=160\text{mm}$

$$\text{当 } D_1=160\text{mm} \text{ 的时 } A = \frac{\pi D_1^2}{4} = \frac{3.14 \times 160^2}{4} = 20236 \text{ mm}^2, \text{ 保证了 } A > A_{\min}$$

2、液压缸活塞杆直径 d 确实定

由条件可查 (GB/T2348-1993), 取 $d=120\text{mm}$ 。

查表知, 45 钢的屈服强度 $\sigma_s = 355 \text{ MPa}$, 所以符合要求。

3、液压缸壁厚的计算

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缸筒构造中最薄处的厚度。从材料力学可知, 承受内压力的圆筒, 其内应力分布材料规律因壁厚的不同而各异。一般计算时可分为薄壁圆筒和厚壁圆筒。

本设计依据薄壁圆筒设计, 其壁厚按薄壁圆筒公式计算为:

$$\delta \geq \frac{P_y D}{2[\sigma]} \quad (\text{该设计承受无缝钢管}) \quad (\text{式 3.7})$$

$$p_y = (1.25 \sim 1.5) p, \text{ 取 } p_y = 1.5 p$$

$$p_y = 1.5 \times 1.6 = 2.4 \text{ MPa}$$

$$[\sigma] = 100 \sim 110 \text{ MPa} \quad (\text{无缝钢管}), \text{ 取 } [\sigma] = 100 \text{ MPa}$$

$$\delta \geq \frac{2.4 \times 160}{2 \times 100} = 1.92 \text{ mm}$$

由计算的公式所得的液压缸的壁厚厚度很小, 使缸体的刚度不够, 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中卡死或漏油。所以用阅历法选取壁厚： $\delta = 27.5\text{mm}$

4、缸体外径尺寸的计算

$$\text{缸体外径 } D_2 \geq D_1 + 2\delta = 160 + 2 \times 1.92 = 163.84\text{mm}$$

查机械手册表：外径 D_2 取 215mm

5、液压缸工作行程确实定

依据执行机构实际工作的最大长度确定，可知工作行程为 905mm 。

6、缸盖厚度确实定

一般液压缸多为平底缸盖，其有效厚度 按强度要求可用下式进展近似计算：

$$t \geq 0.433 D_1 \sqrt{\frac{P}{\eta [\sigma]}} \geq 0.433 \times 160 \times \sqrt{\frac{3.75 \sim 4}{100}} = 13.42 \sim 14.70\text{mm} \quad (\text{式 3.8})$$

式中： D —缸盖止口内径 (mm)

T —缸盖有效厚度 (mm)

$$T \geq 12.74\text{mm}$$

7、最小导向长度确实定

当活塞杆全部外伸时，从活塞支承面中点到缸盖滑动支承面中点距离为 H ，称为最小导向长度。假设导向长度过小，将使液压缸的初始挠度增大，影响液压缸的稳定性，因此在设计时必需保证有肯定的最小导向长度。

对一般的液压缸，最小导向长度 H 应满足：

$$H \geq \frac{L}{20} + \frac{D_1}{2} = \frac{905}{20} + \frac{160}{2} \text{mm} = 125.25\text{mm} \quad (\text{式 3.9})$$

式中： L —液压缸的最大行程 (mm)

D —液压缸内径 (mm)

取 $H=150\text{mm}$

8、活塞宽度 B 确实定

活塞的宽度 B 一般取 $B = (0.6 \sim 1.0) D_1$

$$\text{即 } B = (0.6 \sim 1.0) \times 160 = (96 \sim 160) \text{mm}$$

取 $B=130\text{mm}$

9、缸体长度确实定

液压缸缸体内部的长度应等于活塞的行程与活塞宽度的和。缸体外部尺寸还要考虑到两端端盖的厚度，一般液压缸缸体的长度不应大于缸体内径 D_1 的 20-30 倍。

即：缸体内部长度 $905+130=1035\text{mm}$

缸体长度 $\leq (20-30) D_1 = (3200-4800) \text{ mm}$

即取缸体长度为 1190mm

10、副缸材料的选用

(1) 缸筒

常用的缸筒材料有 20、35 和 45 号钢的无缝管。由于缸筒要和法兰焊接在一起所以选用 45#无缝钢管。

(2) 活塞及活塞螺母

活塞的材料是选用 QT60-2，活塞螺母选用 45#。

(3) 活塞杆

活塞杆与活塞之间还需要安装密封装置，承受缓存套的螺纹连接，所以选用45#即可。

(4) 前后法兰以及前后端盖

前后法兰以及前后端盖均是与缸筒连接所以都选用 45#。

(5) 外内铜套

外内铜套选用 ZQSn6-6-3

(6) 连接块与防尘圈压盖

连接块与防尘圈压盖，选用 45 号钢。

4.1.1 盛锭筒油缸的主要零部件设计

1、液压缸缸筒内径的 d

依据条件，可确定液压缸内径 D_1 和活塞杆直径 d 确实定：查表

得： $d=95\text{mm}$

$$\text{则： } A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.14 \times 95^2}{4} = 7084.625\text{mm}^2 \quad (\text{式 3.10})$$

故必需进展最小稳定速度的验算，要保证液压缸工作面积 A 必需大于保证最小稳定速度的最小有效面积 $A_{\min}$

$$\text{又 } A_{\min} = \frac{q_{\min}}{V_{\min}} = 6667 \text{ mm}^2 \quad (\text{式 } 3.11)$$

式中： $q_{\min}$ —流量阀的最小稳定流量；

$V_{\min}$ —液压缸的最小速度；

故查表取 $D_1=150\text{mm}$

$$\text{当 } D_1=150\text{mm} \text{ 的时 } A = \frac{\pi D_1^2}{4} = \frac{3.14 \times 150^2}{4} = 17662.5 \text{ mm}^2, \text{ 保证了 } A > A_{\min}$$

2、液压缸活塞杆直径 d 确实定

由条件可查〔GB/T2348-1993〕，取 $d=95\text{mm}$ 。

查表知，45 钢的屈服强度 $\sigma_s = 355 \text{ MPa}$ ，所以符合要求。

3、液压缸壁厚的计算

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缸筒构造中最薄处的厚度。从材料力学可知，承受内压力的圆筒，其内应力分布材料规律因壁厚的不同而各异。一般计算时可分为薄壁圆筒和厚壁圆筒。

本设计依据薄壁圆筒设计，其壁厚按薄壁圆筒公式计算为：

$$\delta \geq \frac{p_y D}{2[\sigma]} \quad (\text{该设计承受无缝钢管}) \quad (\text{式 } 3.12)$$

$$p_y = (1.25 \sim 1.5) p, \text{ 取 } p_y = 1.5 p$$

$$p_y = 1.5 \times 1.6 = 2.4 \text{ MPa}$$

$$[\sigma] = 100 \sim 110 \text{ MPa} \quad (\text{无缝钢管}), \text{ 取 } [\sigma] = 100 \text{ MPa}$$

$$\delta \geq \frac{2.4 \times 150}{2 \times 100} = 1.8 \text{ mm} \quad (\text{式 } 3.13)$$

由计算的公式所得的液压缸的壁厚厚度很小，使缸体的刚度不够，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中卡死或漏油。所以用阅历法选取壁厚： $\delta = 25\text{mm}$

4、缸体外径尺寸的计算

$$\text{缸体外径 } D_2 \geq D_1 + 2\delta = 150 + 2 \times 1.8 = 153.6 \text{ mm}$$

查机械手册表：外径 D2 取 200mm

5、液压缸工作行程确实定

依据执行机构实际工作的最大长度确定,可知工作行程为 305mm。

6、缸盖厚度确实定

一般液压缸多为平底缸盖，其有效厚度 按强度要求可用下式进展近似计算：

$$t \geq 0.433 D_1 \sqrt{\frac{P}{\eta_5 [\sigma]}} \geq 0.433 \times 150 \times \sqrt{\frac{3.75 \sim 4}{100}} = 12.58 \sim 13.78 mm \quad (式 3.14)$$

式中： D—缸盖止口内径 (mm)

T—缸盖有效厚度 (mm)

$$T \geq 11.74 mm$$

7、最小导向长度确实定

当活塞杆全部外伸时，从活塞支承面中点到缸盖滑动支承面中点距离为 H，称为最小导向长度。假设导向长度过小，将使液压缸的初始挠度增大，影响液压缸的稳定性，因此在设计时必需保证有肯定的最小导向长度。

对一般的液压缸，最小导向长度 H 应满足：

$$H \geq \frac{L}{20} + \frac{D}{2} = \frac{350}{20} + \frac{150}{2} mm = 92.5 mm \quad (式 3.15)$$

式中： L—液压缸的最大行程 (mm)

D—液压缸内径 (mm)

取 H=100mm

8、活塞宽度 B 确实定

活塞的宽度 B 一般取 B= (0.6-1.0) D1

$$即 B = (0.6-1.0) \times 150 = (90-150) mm$$

取 B=120mm

9、缸体长度确实定

液压缸缸体内部的长度应等于活塞的行程与活塞宽度的和。缸体外部尺寸还要考虑到两端端盖的厚度，一般液压缸缸体的长度不应大于缸体内径 D1 的 20-30 倍。

$$即：缸体内部长度 \quad 350+120=470 mm$$

$$缸体长度 \leq (20-30) D1 = (3000-4500) mm$$

即取缸体长度为 635mm

10、副缸材料的选用

(1) 缸筒

常用的缸筒材料有 20、35 和 45 号钢的无缝管。由于缸筒要和法兰焊接在一起所以选用 45#无缝钢管。

(2) 活塞及活塞螺母

活塞的材料是选用 QT60-2，活塞螺母选用 45#。

(3) 活塞杆

活塞杆与活塞之间还需要安装密封装置，承受缓存套的螺纹连接，所以选用45#即可。

(4) 前后端盖

前后端盖是与缸筒连接所以都选用 45#。

(5) 外内铜套

外内铜套选用 ZQSn6-6-3

(6) 垫块与防尘圈压盖

垫块与防尘圈压盖选用 45#。

4.1.2 剪刀油缸的主要零部件设计

1、液压缸缸筒内径的 d

依据条件，可确定液压缸内径 D1 和活塞杆直径 d 确实定：查表

得： d=90mm

$$\text{则： } A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.14 \times 90^2}{4} = 6358.5mm^2 \quad \text{〔式 3.16〕}$$

故必需进展最小稳定速度的验算，要保证液压缸工作面积 A 必需大于保证最小稳定速度的最小有效面积 $A_{\min}$

$$\text{又 } A_{\min} = \frac{q_{\min}}{V_{\min}} = 5556mm^2 \quad \text{〔式 3.17〕}$$

式中： $q_{\min}$ 一流量阀的最小稳定流量；

$V_{\min}$ — 液压缸的最小速度；

故查表取 $D_1=140\text{mm}$

当 $D_1=140\text{mm}$ 的时 $A = \frac{\pi D}{4} = \frac{3.14 \times 140}{4} = 109.9\text{mm}^2$ ，保证了 $A > A_{\min}$

2、液压缸活塞杆直径 d 确实定

由条件可查〔GB/T2348-1993〕，取 $d=90\text{mm}$ 。

查表知，45 钢的屈服强度 $\sigma_s = 355\text{MPa}$ ，所以符合要求。

3、液压缸壁厚的计算

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缸筒构造中最薄处的厚度。从材料力学可知，承受内压力的圆筒，其内应力分布材料规律因壁厚的不同而各异。一般计算时可分为薄壁圆筒和厚壁圆筒。

本设计依据薄壁圆筒设计，其壁厚按薄壁圆筒公式计算为：

$$\delta \geq \frac{p_y D}{2[\sigma]} \quad (\text{该设计承受无缝钢管}) \quad (\text{式 3.18})$$

$$p_y = (1.25 \sim 1.5) p, \text{ 取 } p_y = 1.5 p$$

$$p_y = 1.5 \times 1.6 = 2.4\text{MPa}$$

$$[\sigma] = 100 \sim 110\text{MPa} \text{ (无缝钢管)}, \text{ 取 } [\sigma] = 100\text{MPa}$$

$$\delta \geq \frac{2.4 \times 140}{2 \times 100} = 1.68\text{mm}$$

由计算的公式所得的液压缸的壁厚厚度很小，使缸体的刚度不够，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中卡死或漏油。所以用阅历法选取壁厚： $\delta = 25\text{mm}$

4、缸体外径尺寸的计算

$$D_2 \geq D_1 + 2\delta = 140 + 2 \times 1.68 = 143.36\text{mm}$$

查机械手册表：外径 D_2 取 190mm

5、液压缸工作行程确实定

依据执行机构实际工作的最大长度确定，可知工作行程为 520mm 。

6、缸盖厚度确实定

一般液压缸多为平底缸盖，其有效厚度 按强度要求可用下式进展近似计算：

$$t \geq 0.433 D_1 \sqrt{\frac{P}{\eta_5 [\sigma]}} \geq 0.433 \times 140 \times \sqrt{\frac{3.75 \sim 4.12}{100}} = 11.74 \sim 12.86 \text{ mm} \quad (\text{式 3.19})$$

式中： D—缸盖止口内径 (mm)

T—缸盖有效厚度 (mm)

$T \geq 10.74 \text{ mm}$

7、最小导向长度确实定

当活塞杆全部外伸时，从活塞支承面中点到缸盖滑动支承面中点距离为 H，称为最小导向长度。假设导向长度过小，将使液压缸的初始挠度增大，影响液压缸的稳定性，因此在设计时必需保证有肯定的最小导向长度。

对一般的液压缸，最小导向长度 H 应满足：

$$H \geq \frac{L}{20} + \frac{D_1}{2} = \frac{520}{20} + \frac{140}{2} \text{ mm} = 96 \text{ mm} \quad (\text{式 3.20})$$

式中： L—液压缸的最大行程 (mm)

D—液压缸内径 (mm)

取 $H=100 \text{ mm}$

8、活塞宽度 B 确实定

活塞的宽度 B 一般取 $B = (0.6 \sim 1.0) D_1$

即 $B = (0.6 \sim 1.0) \times 140 = (84 \sim 140) \text{ mm}$

取 $B=110 \text{ mm}$

9、缸体长度确实定

液压缸缸体内部的长度应等于活塞的行程与活塞宽度的和。缸体外部尺寸还要考虑到两端端盖的厚度，一般液压缸缸体的长度不应大于缸体内径 D_1 的 20-30 倍。

即：缸体内部长度 $520+110=630 \text{ mm}$

缸体长度 $\leq (20 \sim 30) D_1 = (2800 \sim 4200) \text{ mm}$

即取缸体长度为 760 mm

10、副缸材料的选用

(1) 缸筒

常用的缸筒材料有 20、35 和 45 号钢的无缝管。由于缸筒要和法兰焊接在一起所

以选用 45#无缝钢管。

(2) 活塞及活塞螺母

活塞的材料是选用 QT60-2，活塞螺母选用 45#。

(3) 活塞杆

活塞杆与活塞之间还需要安装密封装置，承受缓存套的螺纹连接，所以选用45#即可。

(4) 前后端盖及前后法兰

前后法兰及前后端盖均是和缸筒连接所以都选用 45#。

(5) 外内铜套

外内铜套选用 ZQSn6-6-3

(6) 防尘圈压盖

防尘圈压盖选用 45#

4.1.3 方刀压余敲击油缸的主要零部件设计

1、液压缸缸筒内径的 d

依据条件，可确定液压缸内径 D1 和活塞杆直径 d 确实定：查表

得： d=30mm

$$\text{则： } A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.14 \times 30^2}{4} = 706.5 \text{ mm}^2 \quad (\text{式 3.21})$$

故必需进展最小稳定速度的验算，要保证液压缸工作面积 A 必需大于保证最小稳定速度的最小有效面积 $A_{\min}$

$$\text{又 } A_{\min} = \frac{q_{\min}}{V_{\min}} = 667 \text{ mm}^2 \quad (\text{式 3.22})$$

式中： $q_{\min}$ 一流量阀的最小稳定流量；

$V_{\min}$ 一液压缸的最小速度；

故查表取 D1=50mm

$$\text{当 D1=50mm 的时 } A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3.14 \times 50^2}{4} = 1962.5 \text{ mm}^2, \text{ 保证了 } A >$$

min

2、液压缸活塞杆直径 d 确实定

由条件可查 (GB/T2348-1993), 取 $d=30\text{mm}$ 。

查表知, 45 钢的屈服强度 $\sigma_s = 355\text{MPa}$, 所以符合要求。

3、液压缸壁厚的计算

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缸筒构造中最薄处的厚度。从材料力学可知, 承受内压力的圆筒, 其内应力分布材料规律因壁厚的不同而各异。一般计算时可分为薄壁圆筒和厚壁圆筒。

本设计依据薄壁圆筒设计, 其壁厚按薄壁圆筒公式计算为:

$$\delta \geq \frac{PyD}{2[\sigma]} \quad (\text{该设计承受无缝钢管}) \quad (\text{式 3.23})$$

$$p_y = (1.25 \sim 1.5)p, \text{ 取 } p_y = 1.5p$$

$$p_y = 1.5 \times 1.6 = 2.4\text{MPa}$$

$$[\sigma] = 100 \sim 110\text{MPa} \quad (\text{无缝钢管}), \text{ 取 } [\sigma] = 100\text{MPa}$$

$$\delta \geq \frac{2.4 \times 50}{2 \times 100} = 0.6\text{mm}$$

由计算的公式所得的液压缸的壁厚厚度很小, 使缸体的刚度不够, 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中卡死或漏油。所以用阅历法选取壁厚: $\delta = 25\text{mm}$

4、缸体外径尺寸的计算

$$D_2 \geq D_1 + 2\delta = 50 + 2 \times 0.6 = 51.2\text{mm}$$

查机械手册表: 外径 D_2 取 64mm

5、液压缸工作行程确实定

依据执行机构实际工作的最大长度确定, 可知工作行程为 100mm 。

6、缸盖厚度确实定

一般液压缸多为平底缸盖, 其有效厚度按强度要求可用下式进展近似计算:

$$t \geq 0.433D_1 \sqrt{\frac{p_{\eta .5}}{[\sigma]}} \geq 0.433 \times 50 \times \sqrt{\frac{3.75 \sim 4}{100}} = 4.192 \sim 4.592\text{mm} \quad (\text{式 3.24})$$

式中: D —缸盖止口内径 (mm)

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/108045126055006036>