

景德镇陶瓷学院

科技艺术学院

本科生毕业设计（论文）

中文题目：等静压成型机的设计

英文题目：DESIGN OF ISOSTATIC PRESSING
MACHINE

院 系：科技艺术学院工程系

专 业：机械设计制造及其自动化

姓 名：余培聪

学 号：201030454136

指导教师：吕冬青

完成时间：2014-05-20

第一章

前言

日用瓷等静压成形工艺是当今世界上的一种新工艺。与其它成形方法相比，它具有生产效率高，胚体强度大，器形均一等优点。

等静压成形的特点，等静压成形理论依据就是帕斯卡在陶瓷制品成型方法上的科学应用，它是将掺入一定比例添加剂的化浆原料，以喷雾干燥制备成含水率 1.5%~2.5%，有一定颗粒级的干粉，经真空吸粉，气动填料输入等静压成形机的特制模具中，再通过油压施以 320bar 各向基本均等的零压力，压制成致密，结实的瓷胚制品。这种成形方法适合生产扁平制品，它具有如下优点：

1. 由于胚体受压均匀，半成品不需干燥，因而变形大大减少，解决了我国日用陶瓷生产长期得不到解决的变形问题，产品质量大大提高可生产高档日用瓷。
2. 通过特制的模具，可形成各种浮雕花纹的异形产品，使产品的装饰效果大大丰富起来，因而适应市场需要，大大提高产品买价。
3. 粉料输入，填料入模，等静压成形，脱模，胚体输送，各种修胚，直到叠胚上架，均由微机控制，通过液压，气动，机械手自动完成各道工序，生产效率提高，劳动强度低。操作简单，通过技术的人克服质量，影响思想和情感因素，半成品的缺陷大大减少。
4. 因不需要胚体干燥，减少了工序，因而减少了占地面积并节约能源。
5. 只要准备了充分的模具，生产品种更换迅速，灵活，简便，更换一套模具只需 15~20 分钟。

静态压力形成的理论基础是 Pascal 科学应用于陶瓷成型方法。我们知道，密封压力的液体在相同的大小根据在各个方向的原始值的传输，使陶瓷粉末的压力处处相等的高压液体压力传递函数包装室，运用这个理论七十年代后期，第一台等静压机出现在西德由于它完全摒弃了传统的可塑法泥料成型的模式，不用石膏模具，半成品不须干燥而直接入窑烧成，从而大大简化了工序，提高了机械和自

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

动化程度，产品质量明显提高。目前在盘类生产中已显示出又快又好的优越性，国外陶瓷界称赞这种形式方法为餐具的革命。

等静压成形工艺带动了整个成型工艺的变革彻底改变传统陶瓷生产的面貌在原料的制备上，使用了有机与无机添加剂，改变了原料性能，采用喷雾干燥工艺，把各种半成品干燥工艺都省略了。由于粉料含水在 3% 以下完全避免了半成品的干燥过程中对产品可能造成的缺陷。在装饰方法上，采用釉中彩集釉上彩装饰与釉下彩装饰之长，弃其短，既无铅镉溶出问题，又能做到花面颜色饱满鲜艳，烧成工艺上，实现了从一次烧成到二次烧成的变革。

近年来，等静压成型技术发展迅速，技术日趋成熟，设备改进，有水平布料发展到垂直布料，由单机头发展到多机头，由只能压制浅制品发展到较深制品，现已开发出第三代产品，除德国外，英，日，法等国的部分成型机也采用了等静压技术。世界上生产成等静压成形机二百余台，这仅是德国内奇和道尔斯特公司向外国售出的。

中国在九十年代初，有湖南醴陵国光瓷厂，江西景德镇陶瓷厂，为景德镇瓷人，景德镇红星陶瓷厂，重庆兆丰陶瓷有限公司，福建，德化二厂，河北唐山海格雷瓷厂和唐山嘉塘有限公司等日用陶瓷生产厂家从德国内奇公司和多尔斯特公司引进了二十多台（套）等静压成型机（等静压成型生产线）投入使用后取得了令人瞩目的经济效益。这同时标志着等静压成型技术在我国陶瓷工业应用方兴未艾。我国目前科技工业水平，已具备了消化翻版等静压技术与设备的能力。

设计人:余培聪

2014-05

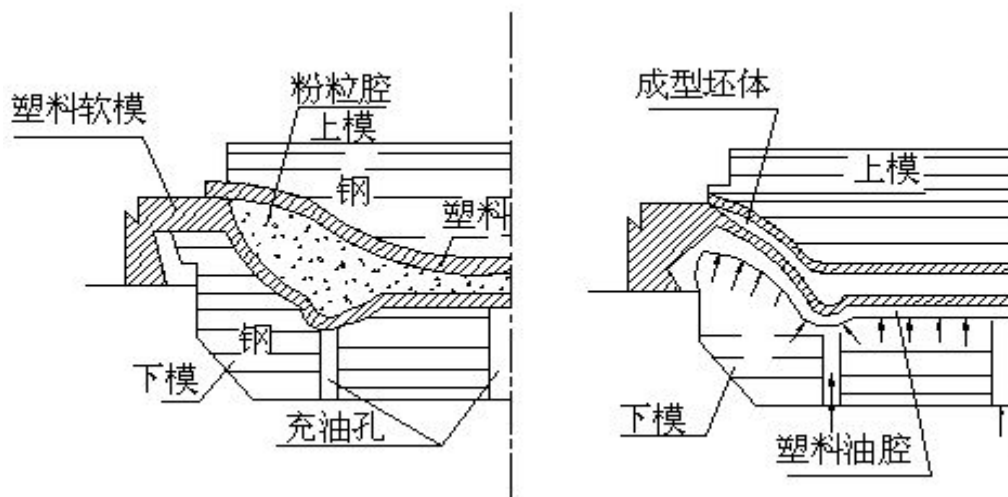
第二章 总体方案论证

等静压成型的主要生产厂家是德国内奇和多尔斯特公司，我们的总体方案是以景德镇为民瓷厂（四三六九）引进的德国内奇公司:900，10 型设备为样机进行设计论证的。

瓷盘等静压成型机工作条件苛刻:工作频率高（周期为（7.2S-9s）连续工作，（每天按 16 小时计）液压系统工作压力高（30MPa）因此，高的可靠性，好的维修性是设计中的二项原则，同时在确保产品质量及性能的前提下努力降低成本。

第一节 等静压成型的工作原理

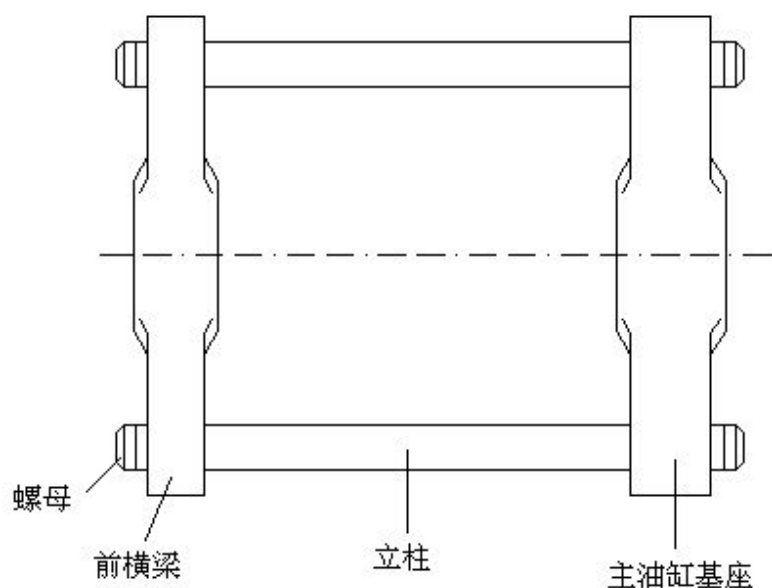
等静压成型机的原理是帕斯卡定律在陶瓷制品成形方法上的科学应用，成形方法为:上模是盘的凹面，在凸出的钢模表面浇和一层塑料的底盘，在下模的凹面间装上一个底盘形状的凹形塑料软模，固定和密封于下模的外圈上，这样上下模合起来其间就留下了一个较制品为厚的空腔，施以大的合模压力。粉粒填充空腔后，关闭填料口。然后在下模的油口中进油，施以高压，将软模顶起，使整个软模与下钢模间形成压迫软模的油腔油压，作用在软模上的压力各向均等。而软模则挤压粉粒，粉粒有足够的流动性，最终压制成一个胚体各部受压均匀致密结实的制品。



第二节 主机机架方案论证

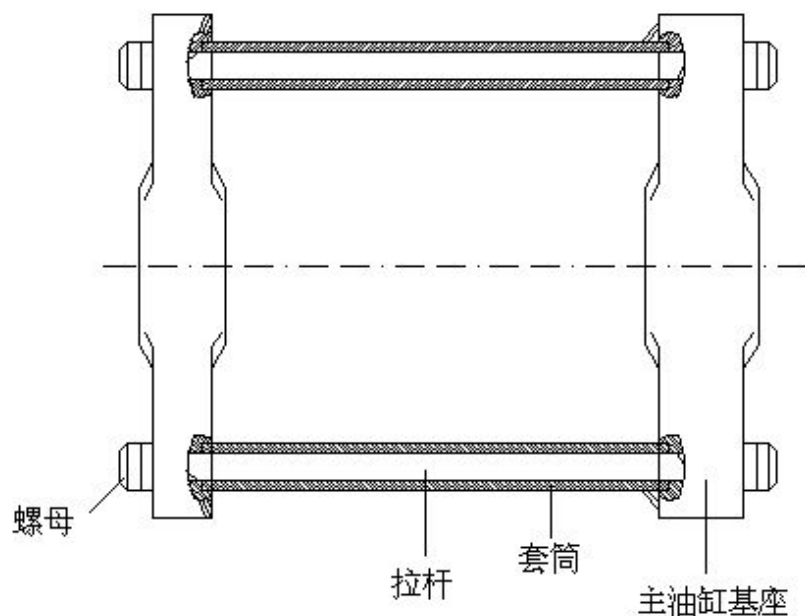
主机机架的结构有如下几种方案:

方案一:



这种方案采用两根杆将前梁和后梁通过螺母及前后的梁上的螺栓孔来实现定位及承受合模时的巨大合模力用螺母和两根拉杆将前,后梁连成一个整体合模时的巨大合模力靠螺母和拉杆来承担。前梁的右移和后梁的左移则是靠前后梁上的螺纹孔用螺栓将其连于机座。此结构较简单。

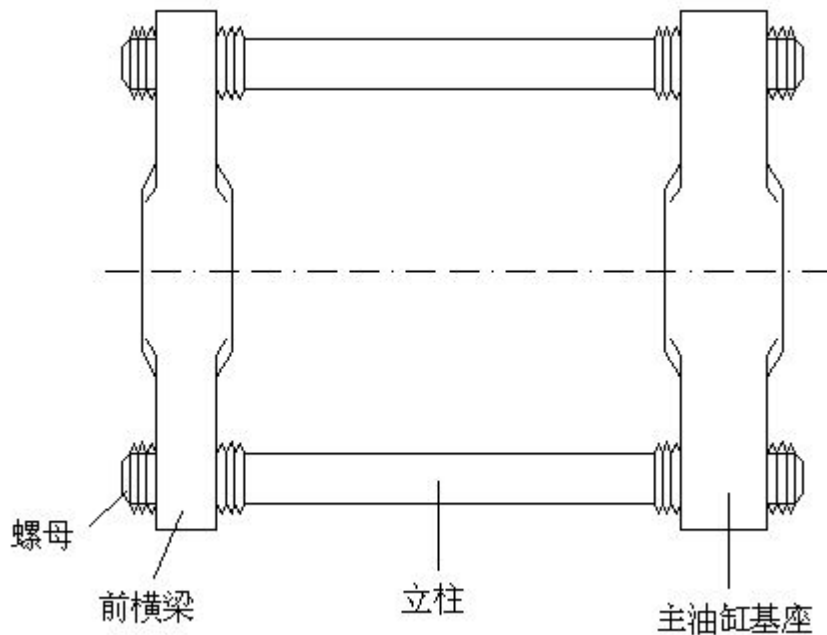
方案 2:



方案 2 采用了套筒定位,拉杆承受合模的机架组合形式,套筒确定了前梁和后梁

的水平位置，螺母和套筒的组合使用使拉杆有了一定的预紧力。

方案 3:



方案 3 是在方案 1 的基础上在前梁的右侧和后梁的左侧各分别通过拉杆轴和紧固装置（螺母）使拉杆有一定的预紧力并保证了前后梁的距离一定。

综上所述

方案 1 所采用的主机机架结构简单，但机架稳定性较差，拉杆没有预紧力同时单靠前后梁的螺孔与机座相连很难保证前后梁的距离。而且由于拉杆没有预紧力。因预紧力此合模时，在强大的合模力作用下拉杆会伸长。引起机架上前后梁的水平运动，导致机座受损。此结构不适宜。

方案 2: 依靠套筒来确定前后梁的水平位置，结构简单。安装方便，通过拧紧螺母的方法使拉杆产生一定预紧力，但由于套筒要求刚度 high，在大的合模力作用下易与方案 1 产生一样的弊病。

方案 3 在方案 1 的基础上加了固定装置，使拉杆承受了预紧力结构时满足主机机架的各项性能要求。四三六九瓷厂 900.10

等静压机一般采用了这种结构，由于单模等静压机对前后梁间长度不难安装，可旋转螺母来实现，其结构简单，故我本次设计选用这种方案。

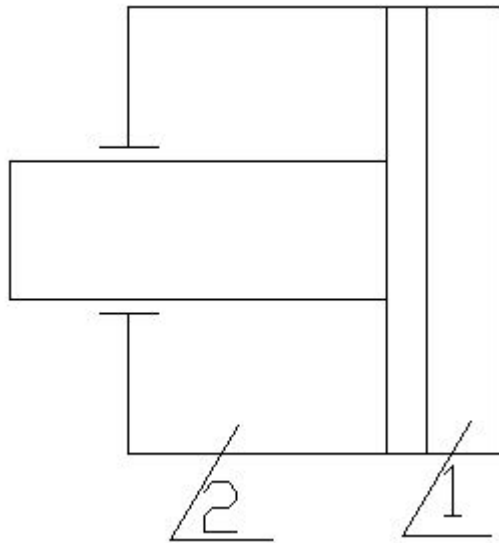
综上所述 1, 2, 3 的结构都较为简单但方案 1 安装后的稳定性较差，方案 2 要求基本满足但易出现 1 的弊病，方案 3 兼具方案 1, 2 长处比较方便，稳定性

好。故方案 3 是理想方案。

第三节 主油缸的方案论证

主油缸是等静压成型机的一个重要组成部分。主要工作部件:合模,开模都必须由它完成,是动力的发源地。同时油缸的设计也是本次设计重要内容,主油缸的结构主要有如下几种:

如图 1 单活塞双作用油缸:



活塞能双向运动产生推力拉力

$$U1 = \frac{4Q}{\pi D^2} \cdot \eta_{cv}$$

$$F1 = \frac{\pi D^2}{4} \cdot P \eta_{cm}$$

$$V2 = \frac{4Q}{\pi (D^2 - d^2)} \cdot \eta_{cv}$$

$$F2 = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} \cdot P \eta_{cm}$$

其中 d——活塞杆直径

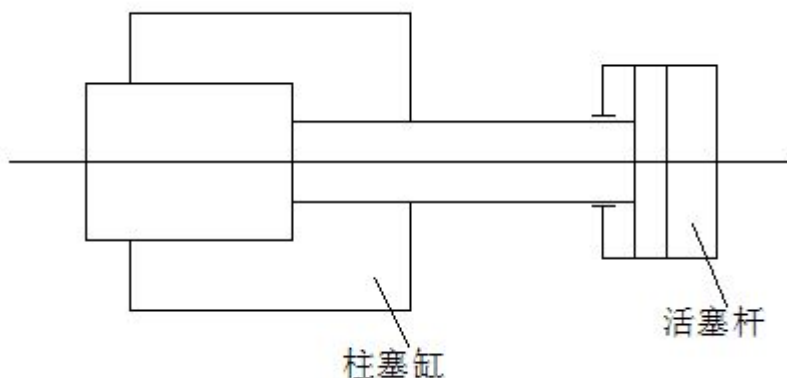
D——活塞缸内径

脚标 1 用于正向运动 2 用于反向运动

这种油缸的结构简单,尺寸较小,主油缸固定,活塞杆带动阴模作往返运动,阳模与活塞杆连接活塞的直径与阴模相配,活塞的直径会比较大,由于等静压成

型机需要实现快速开模，采用此油缸时，活塞运动中需油量大。液压吸合要求所以要求较高的精度和较高的密封装置。当缸体较长时，提高了加工难度。

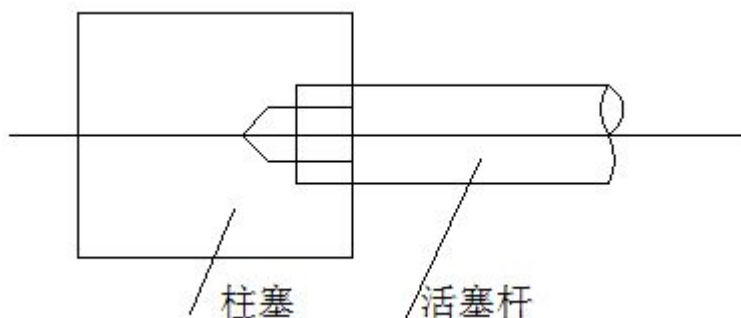
第二种方案是采用 900.10 型用的油缸 900.10 样的油缸是采用带有一辅助油缸（活塞杆）的柱塞缸其结构如图 2



活塞缸的作用是使行程迅速，可以实现快速开，合模。根据公式 $V=Q/A$ 可以知道，活塞缸面积缩小时，很小的流量就可以实现开，合模，即降低了对系统的要求，提高了生产效率。而且活塞缸中用低压油，在合模时，柱塞中输以高压油以保证模具的合拢。在两油缸之间装有安全夹，保证在紧急情况下，例如更换模具，维修时，柱塞不致推向前而引起事故。

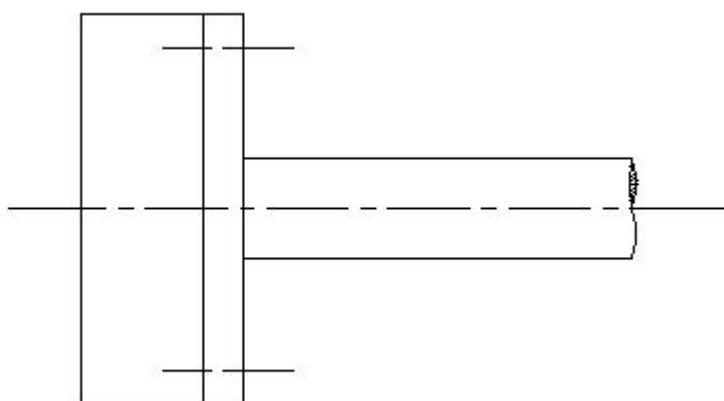
与单活塞双作用油缸相比较这种形式的油缸即能实现快速开，合模。需要的流量又小，并且运行平稳性好。而且造价较低，当然，它在结构上是复杂了，但从减小流量和安全的角度及提高效率方面出发。我们选用辅助油缸的柱塞缸。

柱塞与推杆的连接方式：主油缸的柱塞与活塞之间的连接方式有多种。第一种方案，在柱塞中心处加之一螺纹孔活塞杆上加工螺纹，与柱塞螺纹连接，示意图如下：



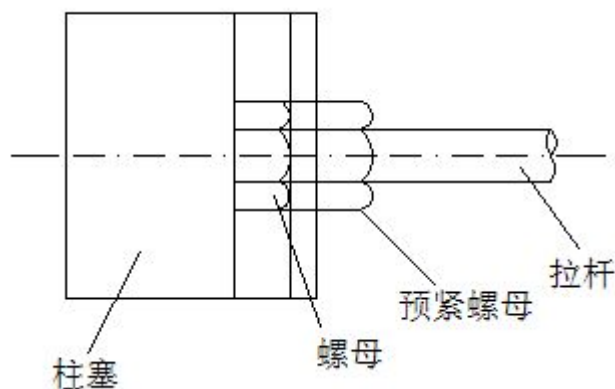
此种连接方式结构简单，对活塞杆的要求精度高。而且要在活塞杆的长度范围内保证各种零件的同轴度，保证柱塞与活塞的同轴度，从成形的压制动作来看，这些精度的提高对产品的质量没有直接的影响。因而这种方案虽然结构简单，但提高了精度，不是理想的方案。

第二种方案，是将推杆头部造成与柱塞面积，相等的方法。用螺钉将推杆与柱塞连接，示意如下：



采用这种方式连接方式与用螺纹联接相似：推杆的活动间隙几乎为零，柱塞与推杆以及在推杆长度范围内的零件的同轴度难以保证，与螺纹联结相比，采用法兰型联接的有利之处就是加工方便。如果在安装技术及其他力量较强时，上面两种方案也可作为联接方式。

第三种方案是在柱塞终端的适应位置加工一道槽，使其中加工好放置一特制螺母，在端面上加工一通孔与槽相通联接时使推杆穿过通孔与螺母拧紧示意图如下：

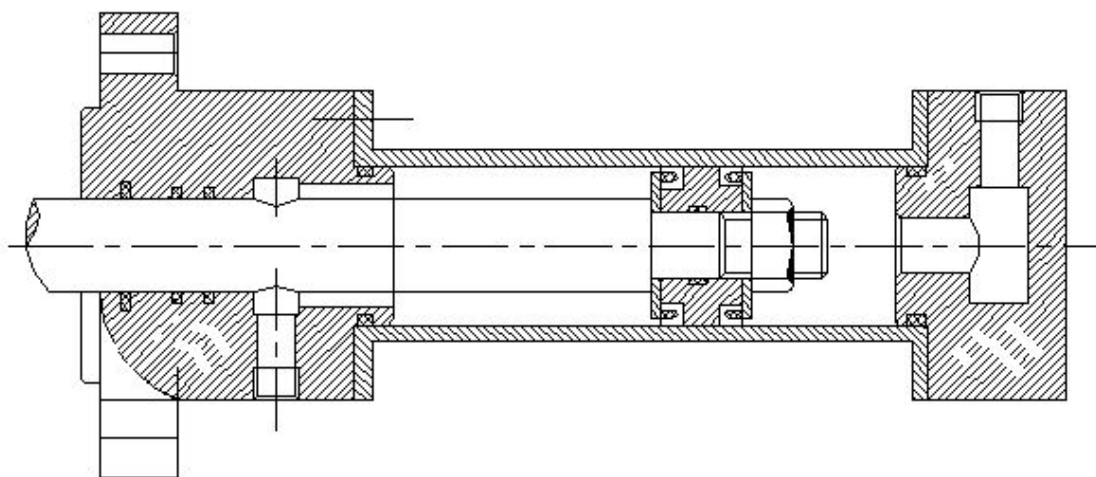


与前两种方案相比较,这种联接的柱塞形状相对复杂,加工难度相对高一些,即要开槽又要钻孔,安装也有一定难度,但最大的优点是拉杆没有固定在柱塞上,活动间隙比较大,拉杆可在一定范围内主动从而调整柱塞与拉杆的同轴度。所以,虽然此种结构较复杂,从降低加工精度和解决柱塞与拉杆的同轴度出发,此种联结为一种切实可行的方法。参照 900.10 型样机,最后选择柱塞与拉杆的联接采用最后这种联接方式。

第四节 辅助缸的设计

（一）执行原件的形状

由于辅助油缸需带动柱塞快速的往复运动而且其行程较短《160mm 液压传动》<东南大学:章宏甲,上海工业大学,黄谊主编,机械工业出版社>的表 11-1 选择辅助油缸为活塞缸。



（二）选择执行元件的工作压力

选择执行元件的只要根据负载来决定,由于辅助油缸的作用只超快速行程的作用,其工作载荷主要是运动时各处的摩擦,参照以前同学的设计,粗略计算后确定摩擦小于 500N,据《液压传动》表 11-2 选活塞缸的工作压力 $p=0.5\text{Mpa}$ 其工作压力

$$F=P \times \frac{\pi}{4} (80^2 - 48^2) \times 10^{-4}$$

$$=0.5 \times 10^6 \times \frac{\pi}{4} \times (80^2 - 48^2) \times 10^{-4} \gg 500\text{N}$$

（三）执行元件的速度及所需的流量等静压成型机的周期为 8 秒快速开模

时间大概为 0.8 秒粗略计算

$$V = \frac{0.16}{0.8} = 0.2 \text{ m/s}$$

$$Q = VA = 0.2 \times \frac{\pi}{4} \times 80^2 \times 10^{-4} = 0.1 \text{ m}^3/\text{s}$$

第五节 液压站

液压系统的运作可见液压系统动能和动作分析：

在低压环路中，液压油被过滤及冷却。阀 12.21 转换后旁路上的蓄能器 29 被充满，达到 3.5-4bar 后，油液被再次冷却，维持液压系统的高压循环为 320bar 压力，打开相应应断流阀，液压表上的压力可以读出来。

工作原理：

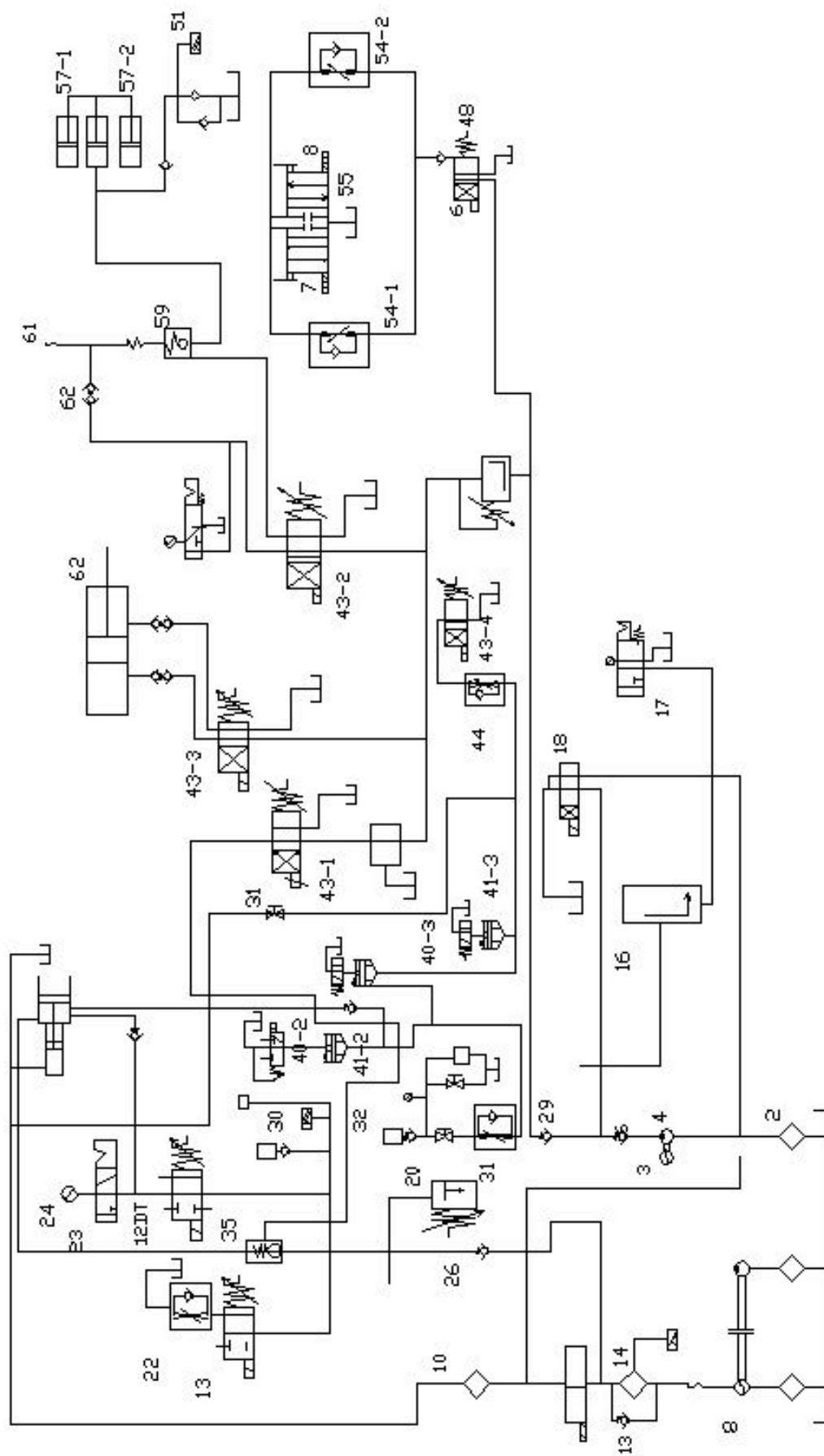
活塞运动到行程结束，夹紧，发送一个信号到开关，柱塞缸为高电压的夹紧压力，一个精确的粉末填充空间，两者之间形成，填料滑开气动送料装置的包装空间粉饼，填料结束后，关闭填料阀，多余的粉料被吸入调整的圆桶中，向软模油缸腔充入高压油，进行等静压施压。等静压结束后，软模油腔回油，主油缸压力降低。最后开模压好的胚体在短时间内仍在阳模上，胚件时效膨胀后会自行与阳模产生松动，而自由地落到出盘装置。

液压系统分析：

900.10 型等静压成型机的液压系统如下页所示该液压系统采用双泵供油。为实现快速开模，采用一个小活塞与一个大柱塞缸连接的主油缸形式。

陶瓷等静压成形机的工作能力 400-500 件/小时，压制周期为 7.2s-9s 在压制周期内要完成合模，开模，建立合模压力，打开填料滑板填料，关闭填料滑板，建立等静压力，卸压等动作。因此要求合模，开模时间短，既要求推动柱塞缸柱塞的流量大。合模，开模采用不同的储能器作辅助动力源。用油泵和储能器组合起来作动力源可以减少传动功率。使整个液压系统尺寸小，重量轻，提高系统效率。

系统中主要换向阀为插装锥阀，插装锥阀为液控的二位二通阀，结构简单，通过能力大，阻力小，动作灵敏，工作稳定。液压回路采用二通插装阀和先导控制阀的逻辑组合来控制台来执行元件，这样液压系统集成化程度高，密封性能好，振动小，提高了液压系统的工作性能。



液压系统可分为三部分：

1， 动力部分

动力部分主要有两台油泵油冷却器等，其作用是向系统提供 320bar 压力和温度符合要求的压力油。

2.控制部分

控制部分包括各种阀件，储能器以及其他液压元件等。翻译句子（此句无相似）：控制部分是在限位开关，与压力开关和延时装置根据静压成型工艺的要求，控制动作序列的形成机制，以实现同步运动周期。

3.工作部分

工作部分是压机执行动作的机构。包括主油缸，填料油缸，软模油腔。

1.线隙式滤油器 2.网式滤油器 3.柱塞泵 4.电机 5.软管 6.单向阀 7.齿轮泵 8.电机 9.软管 10.冷凝器 11.风机 12.电磁换向器 13.单向阀 14.滤油器 15.压力开关 16.叠加式顺序阀 17.截止阀 18.电磁换向阀 19.单向阀 20.溢流阀 21.电磁换向阀 22.单向节流阀 23.断流阀 24.压力表 25.液控单向阀 26.单向阀 27.电磁换向阀 28.压力断路器 29.储能器 30.压力断路器 31.开关 32.储能器 33.压力断路器 34.溢流器 35.单向阀 36.小油缸 37.大油缸 38.行程开关 39.单向阀 40.电磁换向阀 41.插装阀 42.减压阀 43.电磁换向阀 44.单向节流阀 45.叠加式溢流阀 46.顺序阀 47.单向阀 48.电磁换向阀 49.断流阀 50.压力断路器 51.压力开关 52.过滤器 53.单向阀 54.单向节流阀 55.电磁换向阀 56.单向阀 57.汽缸 58.油缸 59.液控单向阀 60.快速接头 61.软模 62.油缸 63.邮箱

系统动作如下：

1， 1DT 得电，泵 3 通向单向阀<6><19>向储能器<32>充油，13DT 得电泵<7>通过单向泵<13><26>向储能器<29>供油，电磁铁 11DT 得电液控单向阀<25>打开泵<7>输出的油进入大油缸准备启动。

2.启动

11DT 继续得电，液控单向阀<25>须继续打开。11DT 得电泵<7>泵出的油停止风冷，储能器<29>与泵<7>同时向大油缸供油，实现快速合模动作。10DT 得电，打开液控单向阀<59>软模油腔回油。

3.合模

当行程开关触动到 38-3 时，2DT 得电，，泵<3>通过单向阀<6><19>插装阀 41-1 单向阀<39>向大油缸供油进行保压，当行程开关触动 38-2 时 4DT 得电插装阀 41-3 断开，泵<3>供出的油经过单向阀<6><9>，插装阀 41-2 进入小油缸，起缓冲作用，11DT 失电，关闭液控单向阀<25>，14DT 失电大流量泵泵出的油冷却后回邮箱。

4.打开填料阀，维持合模保压状态。9DT 得电，油液经电磁换向阀 43-3 进入填料油腔，打开填料滑板。

5.填料液压系统保持原状态由气动完成填料，填料结束后 10DT 失电，软模油腔停止回油。

6.关闭填料阀 9DT 得电，关闭填料阀。

7.等静压 6DT 得电泵<3>通过单向阀<6><19>换向阀<48>单向阀<47>向软模油腔充油，进行等静压。

8.第一次减压 6DT 得电，软模油腔中的油经过电磁换向阀<55>流回油箱

9.第二次减压 6DT 失电，8DT 失电，7DT 得电，软模油腔中的油经过单向阀节流阀 54-1 电磁换向阀<55>流回油箱。

10.关闭卸压 7DT，8DT 均失电，软模油腔回油结束。4DT 得电，高压油进入小油缸，准备开模开作。

11.开模 11DT 得电，打开液控单向阀<25>，13DT 失电，大油缸经液控单向阀<25>电磁换向阀<21>单向，<22>流回油箱。

此动作完成后，又开始下一个循环的准备阶段。

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

动作名称	电磁铁													
	1DT	2DT	3DT	4DT	5DT	6DT	7DT	8DT	9DT	10DT	11DT	12DT	13DT	14DT
1.准备阶段	+	-									+		+	
2.启动	+	-		+						+	+		+	+
3.合模	+	38-3	+	38-3						+		+	+	
4.打开填料 阀	+	+	+	+					+	+		+	+	
5.填料	+	+	+	+					+	+		+	+	
6.关闭填料 阀	+	+	+	+						+		+	+	
7.等静压	+	+	+	+		+				+		+	+	
8.第一次减压	+	+	+	+	+			+				+	+	
9.第二次减压	+	+	+	+	+		+					+	+	
10.关闭卸 压	+	-		+	+						+		+	
11.开模	+	-		+	+						+		+	

应用机械的方式实现开模合模

实现模具的开合，除前面的液压方式外还应用机械的方式与液压相比它有
以下优缺点：

- 1.由于不需要液压油可在高温与低温状态下工作。
- 2.在制造精度上要求不高，造价低廉。
- 3.出现故障时能比较容易找出原因。

机械方面的缺点有：

- 1.工作不平稳，重量重惯性大，反应慢不易于实现快速启动，制动频繁的
换向。
- 2.用机械来实现直线传动比液压传动复杂得多。
- 3.不易于实现过载保护。
- 4.机械方式不能实现自润滑，使用寿命短。

参考以上几点，我们选择液压传动来实现合模，虽然会提高加工精度，但具有着机械传动不可比拟的优点。

第三章 主要零部件的设计参数确定

第一节 主油缸设计与计算

1. 设计步骤

- a. 根据机构运动和结构的要求选择缸的类型。
- b. 要求根据气缸的输出力的工作机制。
- c. 根据系统工作压力和往返速比，确定缸的主要尺寸，如缸径、活塞杆直径，并按标准尺寸系列选择适当的尺寸。
- d. 根据进度表机构的运动和速度的要求，确定气缸的长度和流量，从而确定油缸口尺寸。
- e. 根据工作压力及材料，进行缸的结构设计，确定缸的壁厚尺寸、活塞杆的尺寸、螺钉尺寸及端盖结构。
- f. 选择适当的密封结构。
- g. 根据缓冲要求设计缸的缓冲机构。

2. 结构设计

根据主油缸的总体方案论证选用主油缸的柱塞缸

1. 缸筒

- a. 液压缸的输出力即合模力 $F=2.8\text{MN}$
- b. 选择液压缸的工作压力 $P=320\text{bar}$
- c. 根据液压缸推动和 P 的气缸内径压力是根据公式确定，然后从相似的大小来确定的 gb2348-80 标准。

计算项目	计算依据 e	计算结果
柱塞缸的内径 Φ AL	<p>由无活塞杆测得《液压与气压传动》</p> $\Phi_{AL} = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi P_i}}$ <p> F_1—液压缸推力 MN P_i—选定工作压力 Mpa $F_1=2.8\text{MN}$ $P_1=32\text{Mpa}$ </p> $\Phi_{AL} = \sqrt{\frac{28 \times 4}{\pi \times 32}} = 0.3337$	AL=340mm

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

液压缸长度 L 缸筒的壁厚计算 (δ)	根据相似大小的 gb2348-80 标准选择，圆度 柱塞的行程是根据机构的运动要求液压缸的长度 L 的最大工作行程长度决定的，筒体长度不超过直径（直径的 A1）的 20 倍，等静压过程柱塞的顺利运行，运行更平稳。主油缸的行程不长，但柱塞缸的长度取长。 缸体的 D、 $\delta \geq 3.2$ 时 $\delta = \frac{P_{\max} D}{(2.3[\sigma] - P)q} + C$ 式中：P _{max} —油缸内工作压力 MPa D—内径（内径.mm） $[\sigma]$ —缸体材料许用应力 $[\sigma] = \sigma_b / n$ σ_b —油缸体材料抗拉强度 MPa n—安全系数一般取 5 油缸安全系数			S=160mm L=800mm	
	材料		交变载荷		

A：缸筒材料	名称	静载荷	不对称	对称	冲击载荷	选 ZG35 $\sigma_b=500\text{MPa}$
	钢、锻铁	3	5	8	12	
	铸铁	4	6	10	15	
	表 缸筒材料一般要求由足够强度和冲击韧性，根据液压缸参数可选碳素钢 30.35，铸钢 ZG35 ZG45 由于油缸安全系数一般 $n=5$,但等静压机平稳工作条件下强度要有余量参考表交变载荷数 $n=6$ $[\sigma]=\sigma_b/n$ $[\sigma]=500/6=83.33\text{MPa}$					

由于柱塞与模具相连，承受合模力要求具有较高的强度和良好的切削性，根据《机械设计手册》选择柱塞的强度为 HT250。

〈一〉 柱塞必须满足一下要求：

1.到达开模位置时柱塞与缸体保持一足距离以免连接在柱塞上的模座与端面相碰

2.到达终点时避免柱塞与缸底相碰。

参照 900.10 型 4369 瓷厂确定柱塞长 680mm 柱塞与缸体内壁的配合取 H8 柱

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

塞做为空心内径 $\Phi=180\text{mm}$ 。

柱塞强度校核	$\sigma = F/A$ F —柱塞所受最大拉力或压力 A —空心柱塞的截面积 $A = \pi/4(0.34^2 - 0.18^2) = 0.0653 \text{ m}^2$ $\sigma = F/A = 2.8 \times 106/0.0653 = 42.9\text{MPa}$ 对于 HT250 $\sigma_b = 250\text{MPa}$ 所以 $\sigma_b > \sigma$ 柱塞的强度满足 ψ —强度系数（当为无缝钢管时 $\psi=1$ ） C —计入壁厚公差及腐蚀的附加厚度	$\sigma = 42.9\text{MPa}$ 圆整
缸筒的外径 D	一般壁厚圆整到标准厚度值 $\delta \geq \frac{32 \times 0.34}{(2.3 \times 83.33 - 32) //} + C$ $= 0.0681 + C \quad \text{m}$	$\delta = 80\text{mm}$
柱塞缸油口直径 d0	$D = \Phi A1 + 2 \delta = 340 + 160$ 液压缸油口直径取决于柱塞最高运动速度 V 和油口最高液流速度 V_0 而定 $d_0 = 0.13 \Phi A L \sqrt{\frac{V}{V_0}}$ 从 90,10 资料中知 $V = 0.165\text{m/s}$ $V_0 = 0.0375\text{m/s}$ $d_0 = 0.13 \times 340 \sqrt{\frac{0.165}{0.0375}} = 92.7$	$D = 500\text{mm}$ 取 $d_0 = 95\text{mm}$ 取 $d_0 = 95\text{mm}$

< 二 > 柱塞缸的密封

液压缸中的密封，对于这次设计而言主要包括柱塞与缸体及缸盖处密封

泄露与污染是液压技术中不可忽略的两个重要问题，泄露会给液压系统带来压力调不高，系统效率低及污染环境等诸多问题，因此，在液压系统设计和使用中，必须研究和采用密封与污染控制技术，以减少和防止因泄露和污染给系统带来种种不良影响，提高有液压系统及设备性能和寿命。

密封是防止外界灰尘、空气，水分等浸入液体内部，在液压系统中每个环节都离不开密封，密封是保证液压系统正常工作的关键之一。

根据与密封部位相联系的工作零件的状态可将密封分为静密封和动密封两大类。静密封又可分为非金属密封，金属密封，半金属密封，液态密封，非接触

式密封等；动密封可分为往复运动密封和旋转运动密封两大类。

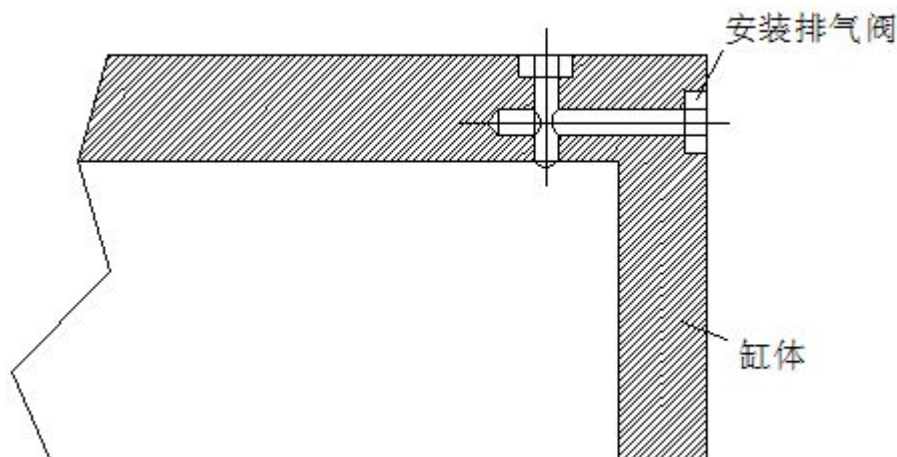
由于等静压成形采用的液压 320bar 根据成形压力和它的使用环境，在柱塞缸上采用 O 型密封和两道活塞环密封。在柱塞伸出缸体处采用 J 型 O 型密封组合密封防尘，在推杆密封盖处设有两道 O 型密封圈和两道活塞环，在密封盖上还设有挡尘刮油圈。

辅助油缸由于它的作用只是使柱塞快速运动，其工作油压不高根据《液压气动系统设计手册》选择活塞形式采用 Y 型，其余密封见油缸部装图。

〈三〉柱塞缸的排气装置

液压缸的最高部位常常会聚集空气，这是因为工作油液中混有空气或液压缸长期停止使用，空气浸入所致。空气的聚集使液压缸运动不平稳，压力增大时还产生绝热压缩时造成局部高温。因此液压缸必须设置排气装置。

排气装置一般安排在液压缸端的最高位置上，通常有两种形式：一种是液压缸的最高部位开排气孔，用卡管通向远处的排气塞放气；另一种是液压缸的最高处装排气塞，因为柱塞缸的缸体壁厚较大，柱塞缸上还安装有起重设备，在最高处安装排气塞不合适。所以这次设计中采用第一种形式。其示意图如下：



〈四〉柱塞缸的润滑

由于柱塞缸的缸体较长（800）mm 行程较短（160）mm 靠自润滑不能满足要求，必须开设油槽。外加润滑油进行润滑，油润滑有许多种，可分为手工润滑，油池润滑，滴油润滑，飞溅润滑，油池油垫润滑，油环链润滑，强制润滑，油雾润滑，油气润滑等。其中强制润滑又包括集中润滑

由于手工润滑的方式简便，不会使柱塞缸复杂化，所以在本次设计中选用手工润滑。为了使柱塞与缸体之间得到充分的润滑，须在缸体上开设油槽，开槽的方法有两种：一是在油缸上开设轴向沟槽，二是在缸体上开设径向沟槽，由于缸体与缸塞之间有许多道密封槽，开轴向油槽会与密封装置产生干涉影响各自功效的发挥，所以应采用第二种开槽方式。

在缸体安装旋转式油杯使油杯内的润滑油流向径向沟槽。随着柱塞的轴向运动向周围扩散，最终使油缸与柱塞得到润滑。

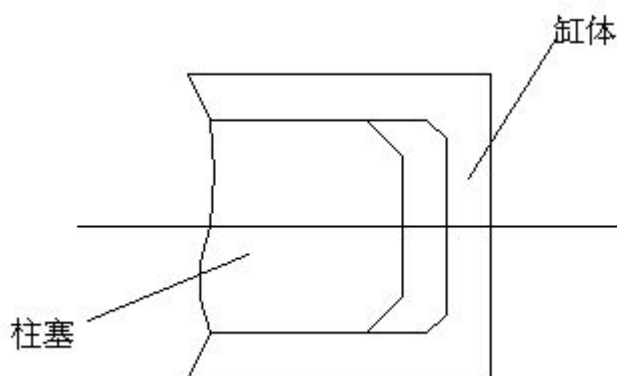
〈五〉柱塞缸的缓冲设计

液压缸垫的工作原理是用活塞之间的活塞或气缸在行程终端和油液缸头密封部方向迫使它从小的孔或槽，产生很大的阻力，制动器的工作逐渐减慢运动速

度，避免了活塞和气缸盖之间的碰撞。

缓冲装置采用液压缸中最常用的是节气门调节和节流型两种，其中孔板节流缓冲节流阀调试装置，工作原理上就相当于一个单孔口式的缓冲装置，由《压力传动》（章宏甲，黄谊主编，机械工业出版社）图 5-13。各种缓冲装置的缓冲压力曲线知理想缓冲装置应在整个工作过程中维持缓冲压力恒定不变，梯形凸台式和多孔式两者的性能最接近理想曲线。因此，缓冲效果好，但设计和制造特殊针对每个具体工作进行了两个缓冲装置，增加处理难度和柱塞，柱塞结构复杂。为我们选择锥形凸台式的缓冲装置起作用时会产生一定的冲击力，但只须缸体强度足够，可作为一种可行的缓冲装置。

附柱塞缸的缓冲装置示意图：



缓冲计算 工作机构 惯性力的 机械能 E2	<p>缓冲的理论是用缓冲压力所造成的液压能 E1 来吸收工作机构惯性力的机械能 E2</p> $E2 = E_d + E_m \pm E_g - E_f$ <p>E_d—作用于活塞的液压能 E_f—由于惯性力产生的活塞的动能 E_g—液压缸安装非水平位置时由于中立产生的正方向或反方向能量 $E_g = 0$ (水平方向) $E_d = P_p A_p L_c$ $E_m = \frac{1}{2} m v_0^2$ $E_f = F_f L_c$ $E2 = P_p A_p L_c + \frac{1}{2} m v_0^2 + F_f L_c$ $P_p = 32 \times 10^6 \text{ Pa}$ $A_p = \frac{\pi}{4} \times 0.34^2$ $L_c = 0.06 \text{ m}$ 粗略 $m = 500 \text{ Kg}$ $V = 0.165 / 0.8 = 0.21 \text{ m/s}$ $F_f = 200 \text{ N}$</p>	
--------------------------------	---	--

平均缓冲力	$E2=32 \times 106 \times \frac{\pi}{4} \times 0.34 \times 0.06 + 1/2 \times 500 \times 0.21^2 - 200 \times 0.06$ $P=E2/AcLc$ <p>Ac—缓冲腔的有效工作面积</p> $Ac=\frac{\pi}{4} (0.34^2 - 0.1^2)$	E2=1.743 × 103
最大缓冲力	$Pa=1.743 \times 105 / PcLc$ $=1.743 \times 105 / [\frac{\pi}{4} (0.34^2 - 0.1^2)]$ $=35043910.44Pa$ $Pcmax=Pc + Pc + MV^2 / AcLc$ $=Pc + 500 \times 0.21 / AcLc$ $=35048343.71Pa$ <p>柱塞缸按工作压力</p> $Pn=32 \times 106 \quad \text{设计}$ $Pcmax < 1.25Pn$ <p>因此柱塞缸的缓冲强度满足要求</p>	

第二节等静压成型机框架的设计计算

设计步骤：

- 对成型机结构的基本假设
- 力学模型的建立
- 受力分析
- 强度的设计计算 刚度的设计计算

（一）结构设计

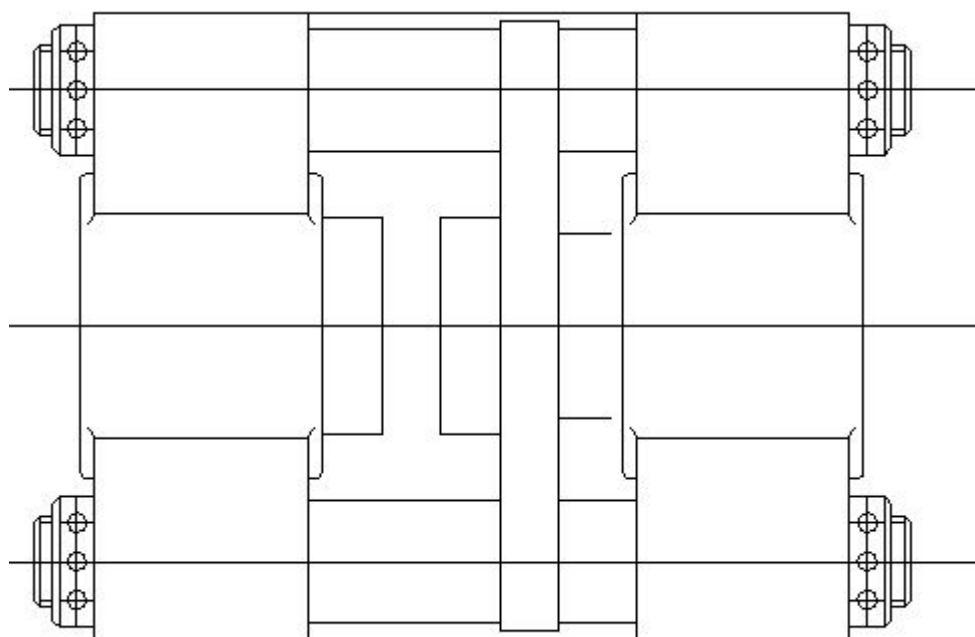
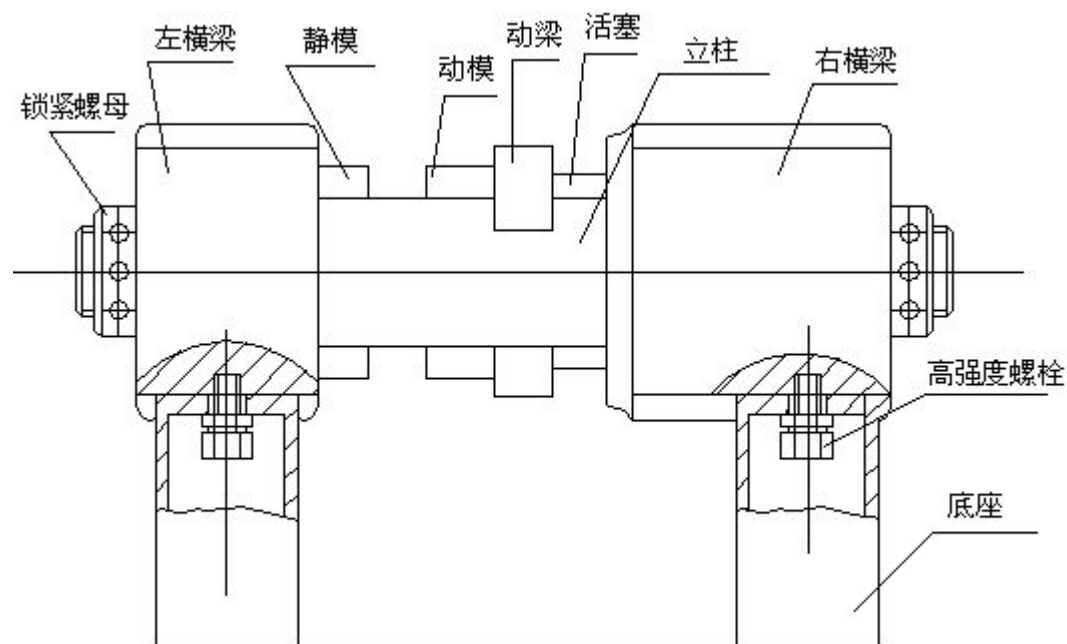
1.基本假设：

a.如图 1 所示，在日用陶瓷制品的等静压成型中，假设施加于 陶瓷制品的成型压力又通过成型模具(动模、静模)活动横 梁(动梁)，活塞和油缸等作用在左右横梁的中断面上，并可 简化为一对大小相等，方向相反，作用在一条直线上的纵向力 P，如图 2 所示。

b.假设等静压成型机正常工作时，与成型模具(动模)联接的 动梁导向元件与立柱的滑动配合间隙大于框架受力变形后产 生的横向变形 f.如图 3 所示，否则动梁运动受阻，日用陶瓷 制品就成不了型。

c.假设等静压成型机正常工作时，因其框架的受力和结构的对 称性动梁导向元件与立柱接触面所产生的作用力和摩擦力与 日用陶瓷制品的成型压力相比极小，并可忽略不计。

d.假设等静压成型机机框架的左右横梁与立柱的交界处(捌角) 的刚度为无穷大，框架受力变形后，其捌角仍保持不变如图 3 所示。



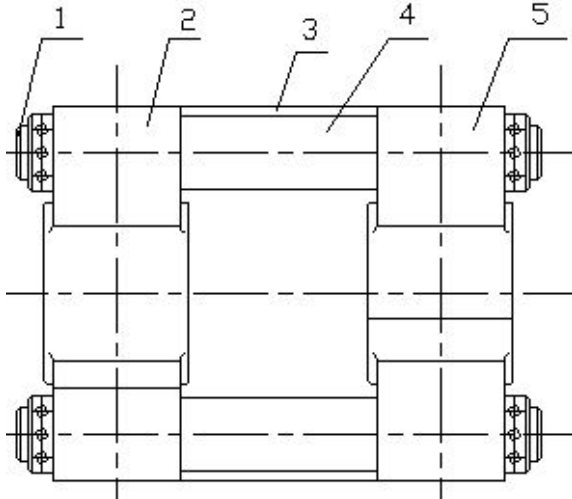


图 2 框架受力示意图

锁紧螺母 2.左横梁 3.底座

4.立柱 5.右横梁

h.左右横梁对称中心距离

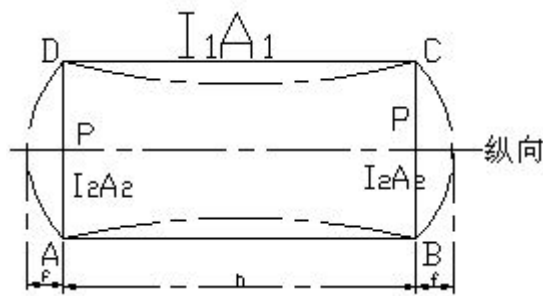


图 3 框架受力变形图

实线——受力前；虚线——受力后；

$I_1 A_1$ ——立柱截面惯性矩及截面积；

$I_2 A_2$ ——横梁等效截面惯性矩及截面积

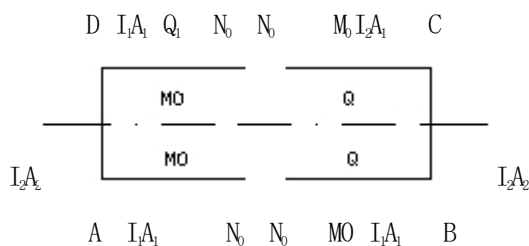


图 5 横向对称面按作用力与反作用力原理分布的内力示意图

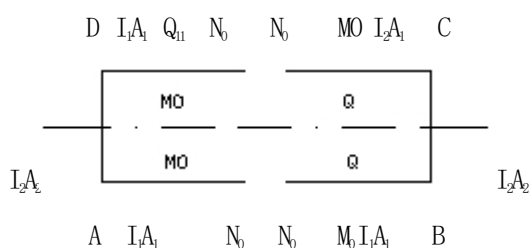


图 4 横向对称面左右截面按内力对称分布原则

受力分析

如图 3 所示由于“矩形”构件的受力和几何状的对称性，由材料力学和理论力学的相关可知，“矩形”构件受力后所产生的内力和变形也是对称的。如以纵向对称将“矩形”构件剖成左右两部分，那么左右剖面上所示产生的内力—轴力 N_0 ，剪力 Q 和弯矩 M_0 都应分别对应相等，如图 4 所示。

同时根据牛顿第三定律——作用力与反作用力大小相等，方向相反的原理，得“矩形”构件左右剖面上的轴力 N_0 ，剪力 Q 和弯矩的分布（如图 5 所示）。显然这与图 4 矛盾，既违背了“矩形”构件受力变形后所产生的内力对横向和纵向对称的要求。为了使图 4 与图 5 完全一样，所以必须有剪力 $Q_0=0$ 。同时根据构件的受力平衡原理，得 $N_0=P/2$ 这样就只剩下弯矩 M_0 ，不能由受力平衡原理求出，因此这是一个起静定系统。

以弯矩 M_0 作为多余约束力，并记为 X_1 （即

来求解起静定系统。由于“矩形”构件受力和几何形状对横向和纵向对称性，我们首先以四分之一“矩形”构件进行分析，并根据资料得如图 6a 所示的基本静定系。若以 Δ_1 表示基本静定系在 $P/2$ 的单独作用下（如图 6b 所示）G 截面在 X_1 方向所产生的角位移，同理以 δ_1 表示基本静定系在 X_1 方向单位力矩的单独作用下（如图 6c 所示），G 截面在 $P/2$ 及 X_1 的共同作用下，G 截面在 X_1 方向所产生的角位移依材料力学，将在 X_1 方向

的内力示意图

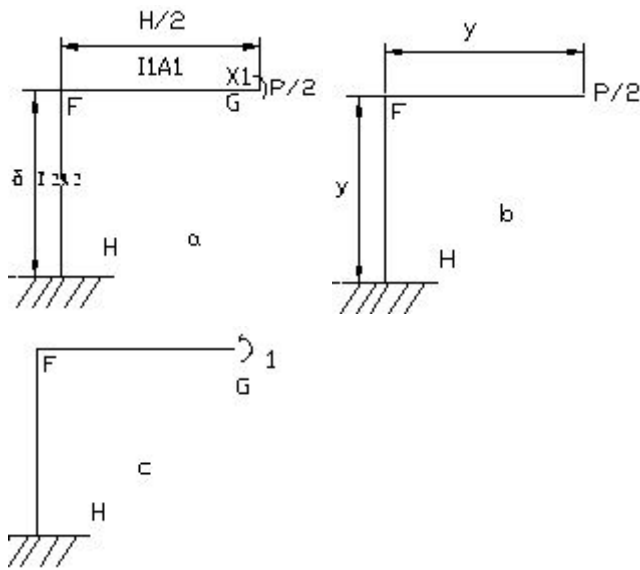


图6 多余约束反力求解示意图

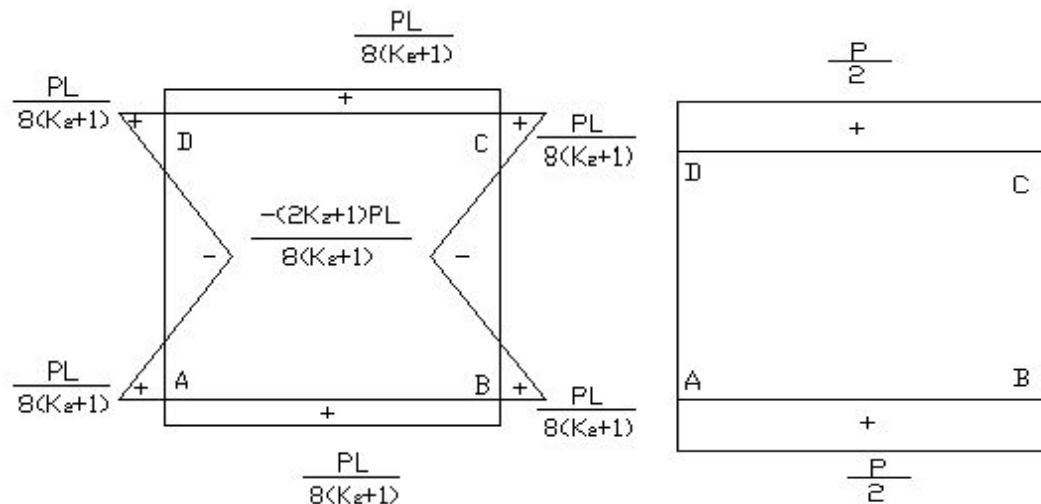
产生 $(\delta_1 X_1 + \Delta_1)$ 的角位移，同时由于“矩形”构件受力后产生变形的对称性，G 截面在 X_1 方向不允许有角位移，否则此“矩形”构件将受到破坏而折断，显然这与等静压成型机正常工作相矛盾，所以 G 截面在 X_1 方向所产生的角位移只能为零。因此的“矩形”构件的变形协调方程为 $\delta_1 X_1 + \Delta_1 = 0$ 。

同时为了简化卧式等静压成型机框架的计算，并考虑到左右横梁和立柱通常是由优质碳素钢、结构钢、铸钢或合金结构等制造，其弹性模量基本相近，并标记为 E 。为了描述方便，并假设使“矩形”构件产生向内凸入变形弯矩为正，下面分别计算各段的弯矩：

(1) 基本静定系在 $P/2$ 的单独作用下（如图 6 b 所示）所产生的弯矩：

$$GF \text{ 段: } M_1(y) = -Py/2 \\ 0 \leq y \leq 1/2$$

(二) 强度的计算

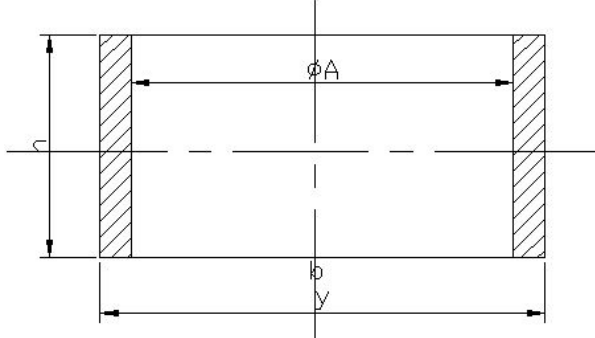
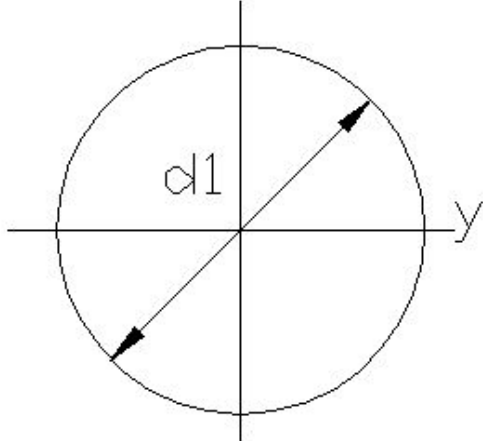


由于卧式等静压成型机框的受力及几何形状的对称性，即“矩形”构件具有受力及几何形状的对称性特点。应此我们可以从四分之一“矩形”构件的受力分析及变形计算着手，然后按对称性原理求出整个“矩形”构件的受力及变形，即为所求卧式等静压成型机框架的受力及变形。如图 6a 分别计算如下。

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

<p>弯矩方程</p> <p>基本静定系数 在 X1 方向单位 力的单独作用如 下（如图 6C 所 示）</p> <p>所产生的弯矩</p> <p>根据材料力学的 摩尔积分系数 Δ 1 及 δ（如图 6 所示）得：</p> <p>将系数 δ 1， Δ 1 值代入变形方程 Δ 1 + δ 1X1=0 得：</p> <p>框架拐角处的弯 矩 M</p>	$\text{DF 段: } M(y)=X_1=\frac{PL}{8(K_2+1)}$ $\text{FH 段: } M(Y)=X_1-\frac{P}{2}y$ $=\frac{PL}{8(K_2+1)}-\frac{P}{2}y$ $\text{其中: } K_2=\frac{I_2h}{I_1L}$ $\text{GF 段: } M(y)=1$ $\text{FH 段: } M_2(y)=1$ $\Delta 1=1/EI_1 \int GFM_1(Y) \cdot M_2(Y)dy + 1/EI_2 \int FHM_1(Y) \cdot M_2(Y)dy$ $\Delta 1=1/EI_2 \int 0^{1/2} (P/2 \times Y)dY = -PL^2/16EI_2$ $\delta = 1/EI_1 \int GFM_2^2(Y)dy + 1/EI_2 \int FHM_2^2(Y)dy = 1/EI_1 \int 0^{h/2} dy + 1/EI_2 \int 0^{1/2} dy$ $= \frac{1}{2}EI_1 + \frac{1}{2}EI_2$ $(h/2EI_1 + 1/2EI_2)X_1 + (-PL^2/16EI_2) = 0$ $X_1 = \frac{PL}{\delta \left(\frac{I_2h}{I_1L} + 1 \right)}$ <p>如今 $K_2=I_2h/I_1L$ 则 $X_1=PL/8(K_2+1)$</p> <p>$MA=MB=MC=MD=PL/8(K_2+1)$ (1)显然 当 $Y=1/2$ 时，框架获得最大弯矩为： $M_{\max}=[-PL/8(K_2+1)] \times (2K_2+1)$ (2) 其中 $K_2=I_2h/I_1L$ 根据设计的前左梁截面</p>	$0 \leq y \leq h/2$ $0 \leq y \leq 1/2$ $0 \leq y \leq h/2$ $0 \leq y \leq 1/2$ $\Delta 1 = -PL/16EI^2$ $\delta = 1/2EI_1 + 2EI_2$ $X_1 = PL/8(K_2+1)$
---	--	--

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

I2 前横梁等效截面惯性矩		
立柱的设计	$IZ = bh^3/12 - \Phi Ah^3/12$ $b = 500\text{mm}$ $\Phi a = 340\text{mm}$ $H = 400\text{mm}$ $IZ = 500 \times 10^{-3} \times 0.4^3 / 12 - 0.34 \times 0.4^3 / 12 = 0.16 \times 10^{-3} / 12 = 8.53 \times 10^{-4}$	$IZ = 8.53 \times 10^{-4} \text{M4}$
立柱的直径	<p>立柱的材料选 45 钢调质处理硬度 241—285HB $\sigma_b = 595\text{MPa}$, $\sigma_s = 353\text{MPa}$ 其受合模力 $F = 2.8\text{MN}$ $[\sigma] = \sigma_s / [S_s]$ 立柱通过螺母控制预紧力 $[S_s] = 1.2-1.5$ 为安全 $[S_s] = 3$ 来设计直径</p> 	
立柱的截面惯性矩 I1	$d \geq \sqrt{\frac{1.3F \times 4}{\pi[\sigma] \times 2}}$ $= \sqrt{\frac{1.3 \times 2.8 \times 2}{110 \times \pi}} = 0.145$ $I1 = (\pi/64)D^4 = \pi/64 \times 0.184^4 = 5.2 \times 10^{-5}$	$d1 = 1800\text{mm}$
刚度校核	<p>对前左横梁最大弯矩处 $W2 = IZ/Y_{\max} = 8.53 \times 10^{-4} \times 2/h = 8.53 \times 10^{-4} / 0.2 = 4.265 \times 10^{-3}$</p>	

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

<p>前横梁最大弯矩 Mmax</p>	<p>$\sigma_{\max}=M_{\max}/W_2$</p> <p>$M_{\max}=-(2K^2+1)PL/8(K^2+1)$ (1)</p> <p>P—等静压合模力 L—两立柱的中心距 $K^2=I_2h/I_1L=8.53 \times 10^{-5}/5.2 \times 10^{-5} \times 1220/760=2.633$ 把 $h=1220\text{mm}$ $L=760\text{mm}$ 代入 (1) $M_{\max}=4.58 \times 10^5$</p>	<p>$I_1=5.2 \times 10^{-5}\text{m}^2$</p> <p>$W_2=4.265 \times 10^{-3}$</p>
<p>前横梁最大许用正应力</p>	<p>$\Sigma_{\max}=M_{\max}/W=4.58 \times 10^5/4.265 \times 10^{-3}=1.07 \times 10^8\text{Pa}$ 前横梁与后横梁选材一样铸钢 ZG35, GB5676 —85</p>	<p>$K^2=2.633$</p>
<p>立柱最大拉应力 σ_{\max}</p>	<p>$\sigma_s=270\text{MPa}$ $\sigma_b=500\text{MPa}$ $[\sigma_c]=450\text{MPa}$ $\sigma_{\max} \leq [\sigma_c]$ 最大抗压压力小于许用抗压力满足 $M_{\max}=-PL(2K^2+1)/8(K^2+1)$ $M_{\max}^2=PL/8(K^2+1)=2.8 \times 10^6 \times 0.76/8[(2.633+1)]=7.32 \times 10^{-4}\text{Pa}$</p>	<p>$M_{\max}=4.58 \times 10^5$</p> <p>$\sigma_{\max}=107\text{Mpa}$</p>
<p>立柱受合模力 F=2.8/2MN 的强度校核;螺纹工作载荷剩余预紧力 F1</p>	<p>$W_z=I_z/y_{\max}=5.2 \times 10^{-5}/0.09=5.78 \times 10^{-4}$ $\sigma_{\max}=M_{\max}/W_z=7.32 \times 10^4/5.78 \times 10^{-4}=1.266 \times 10^8$ 立柱通过螺母控制预紧力 $[S_s]=1.2-1.5$ 求 $[\sigma_s]=1.5$ 最大许用拉压力 $[\sigma]=\sigma_s/S_s$ 45 号调质钢 $\sigma=353\text{MPa}$ $[\sigma]=353/1.5=235.3\text{MPa}$ $\sigma_{\max} < [\sigma]$</p>	<p>$M_{\max}=7.32 \times 10^{-4}\text{Pa}$</p> <p>$W_z=5.78 \times 10^{-4}$ $\Sigma_{\max}=126.6$</p>
<p>螺纹最大拉应力 F0 相对刚度系数 预紧力 F2</p>	<p>满足弯矩正应力校核 两根立柱承受最大拉力 $F_{\max}=2.8 \times 10^6\text{N}$ $F=F_{\max}/2=1.4 \times 10^6\text{N}$ $F_1=1.5F=1.5 \times 1.4 \times 10^6\text{N}$</p>	<p>$F=1.4 \times 10^6\text{N}$ $F_1=2.1 \times 10^6\text{N}$</p>
<p>螺栓拉力变化幅 F3 确定许用应力幅 螺纹直径查手册</p>	<p>$F_0=F+F_1=(1.4+2.1) \times 10^6\text{N}$ $C_1/(C_1+C_2)=0.3$ 不用垫片 $F_2=F_0-(C_1/C_1+C_2) \times F=3.5 \times 10^6-0.3 \times 1.4 \times 10^6\text{N}=3.08 \times 10^6\text{N}$ $F_3=F_0-F_2/2=0.21 \times 10^6\text{N}$</p>	
<p>螺纹危险截面积</p>		<p>$F_2=3.08 \times 10^6\text{N}$</p>

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

Ac	D=160mm D 小径=111.405mm D 中径=139mm 螺距 P=28 H=0.866×28=24.248 $A_c = \pi/4(D_{\text{小径}} - H/6)^2 = \pi/4 (111.4 - H/6)^2$ =9047.8 $\sigma_a = 2.1 \times 105/9047.8 = 23.21\text{Mpa}$	F3=0.21×106N
螺纹应力幅 σ_a 立柱螺纹经淬火 并回火处理		
螺纹疲劳极限 σ_{-1}	立柱 45 钢螺纹 9.8 级 $\sigma_{bmin}/100=9$	
极限应力幅 σ_{alim}	$\sigma_{bmin}=900\text{MPa}$ $10(\sigma_{smin}/\sigma_{bmin})=8$ $\sigma_s=0.8 \times 900=720\text{MPa}$ $\sigma_{-1}=0.32 \times \sigma_b=0.32 \times 900\text{MPa}$ $\sigma_{amin} = \varepsilon K_m K_u / K \sigma = (0.4 \times 1 \times 1.6/4.8) \times 288$	$\sigma_a=23.21\text{Mpa}$ $\sigma_b=900\text{Mpa}$ $\sigma_s=720\text{Mpa}$
许用应力幅 σ_a 校核螺纹（立柱） 变载荷强度应满足	$[\sigma_a] = \sigma_{amin}/1.2 = \sigma_{amin}/[Sa]$ $\sigma_a < [\sigma_a]$	$[\sigma_a]=32\text{MPa}$

第四章 技术经济可行性分析报告

此次设计的等静压成形机方案始终贯彻设计任务要求的总的指导思想 and 设计原则，力求达到高质、优产、低消耗的水平。通过对德国内奇公司样机的参考、吸收；运用标准件，易损件、外购件以及铸件厂等静压成形机的国产化，机械的设计能力为 450 件/h，工作压力为 320bar，合模力为 2.8MN，产盘类直径 305mm。

设计等静压成形机的可行性，首先要能够胜利对机器提出的功能要求，同时又要满足使用方便可靠、经济合理、外形美观等各项要求，等静压成型机的设计是可行的，能够赢得了其功能要求的计算机的第一，而且满足使用方便可靠，经济合理，美观的要求，我希望做具有体积小，重量轻，能耗低，效率高。易于使用的等静压成型机采用 PLC 控制，自动化程度高，机器应该能够在一个给定的工作期可靠性高的工作（定期维修和更换易损件），从机架到主油缸的设计围绕安装技术要求，加工技术要求从经济方面费用花在零件生产使之尽力减少。从噪声方面对机器的要求考虑到深入机器的磨损、碰撞，使之降低。

设计技术方面在主机架的设计中通过对多种方案的取舍，选择了螺母来调解两立柱间的前后梁距离，又保持两立柱产生颈紧力，通过运用材料力学的知识使前梁和立柱取材为 45 钢调质满足了弯距校准，使立柱和前梁的质量减轻，直径变小，通过对立柱的螺纹校准发现立柱不能满足强度要求和发生在螺纹上，为减少材料的价值提高。仍选 45 号钢，但立柱的螺纹处，应用淬火处理，使立柱材料不必太昂贵，在主油缸的设计过程主要与液压油路为中心考虑主油缸的技术可行性，在主油路中设计主油缸的油压与压入软膜成形的等静压同为 320bar 减化了液压系统，在主油缸的方案论证的取舍考虑到各种因素，决定柱塞缸起合模力的主油缸作用，为了提高生产效率，要求快速开合模，柱塞缸满足不了快速开模，因为考虑到增加一辅助油缸起快速开模既拉回主油缸的作用，通过一定低压力小流量的辅助油缸使生产循环周期缩短了，提高了生产效率，同时使主油缸（柱塞缸）的油不必需一个大流量的进出系统来实现开合模，只需大流量慢速进低压油，随后进小流量的高压油，使液压系统的不必要求有大流量的高压油，减少了液压系统的负荷。在主油缸的设计中，主油缸与液压系统各发其长。

在主油缸的设计中，考虑到机器的缓冲失整机的碰撞（柱塞与缸壁）辅助油缸与缸盖没有发生，通过开油口去润滑机器的柱塞与缸壁之间使噪声大大减少。

在主油缸与辅助油缸之间要求联锁装置（安全夹）防止了因换模由于储能器释能而产生合模，这样满足了安全操作指标。

在柱塞与拉杆的联接中选取了多种方案使机器的设计即考虑了安装方便与否，能保证其同轴度与否，其后许多机上的外型零件设计都从经济要求降低加工精度，又从整机性能考虑可行性配合方案去满足，第一：主机整体性能，第二：最大限度降低成本。

在提高经济价值方面，使原有的零件数目减少不多，主要围绕国家化的标准件在主油缸立柱前梁的选材经过设计手册油缸等重要部件力求即满足整机性能又尽量避免选高价值材料，在零件方便避免使用外购件去避免高成本。

在主油缸的设计中为了工作环境问题，使油缸的密封选择多道密封结构，

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

即满足了高压力下无油泄漏使工作环境大大改善，保证了油缸的工作性能。

一台机器的技术设计要满足使用方面因素，经济方面因素，外观 造型因素，及噪声环境污染因素技术经济评价，设计进行接近尾声了，考虑的因素远远不足，希望老师和同学将更好的建议。

第五章 标准件、易损件和外购件明细表

名称及规格	材料	数量	代号
O 型橡胶密封圈 340×8.067	耐油通用胶料	3	GB3452.1-92
O 型橡胶密封圈 48×3.55	耐油通用胶料	4	GB3452.1-92
O 型橡胶密封圈 84×577	耐油通用胶料	2	GB3452.1-92
O 型橡胶密封圈	耐油通用胶料	2	GB3452.1-92
O 型橡胶密封圈 34×3.55	耐油通用胶料	2	GB3452.1-92
挡圈	聚四氟乙烯	2	GB1235-76
挡圈	聚四氟乙烯	2	GB1235-76
内六角圆柱头螺 栓 M24×75		4	GB70-85
螺钉 M10×20	35	8	GB68×85
螺栓 M24×80	45	16	GB5782-86
螺栓 M24×45	45	24	GB5782-86
吊环 M30	50	8	GB825-88
销 A24×40	35	4	GB119-86
螺栓 M30×50	45	16	GB5782-86
螺栓 M12×1.5× 50	45	4	GB5782-86
螺母 M12×1.5	45	4	GB6170-86
弹簧垫片 12	65Mn	4	GB93-87
Y 型密封圈		2	GB10708.1-89
毡圈 40	毛毡	2	JB/ZQ4606-86
螺栓 M12×20	35	2	GB5782-86
销 A20×120	35	2	GB119-86
圆螺栓			GB810-80
J 型密封圈 340		1	

第六章 参考文献

- 1、《现代陶瓷工业技术装备》 陈帆主编中国建材工业出版社
- 2、《中国陶瓷》1997年第6期(第33卷总第157期)
- 3、《中国陶瓷》1994年第6期(总第139期)
- 4、《机械零件设计手册》(第三版)上、下册冶金工业出版社
东北大学《机械零件设计手册》编写组编
- 5、液压与气压传动 华中理工大学许福玲陈尧明主编机械工业出版社
- 6、《机械设计》第四版邱宣怀 主编 高等教育出版社
- 7、《液压、气动系统设计手册》张利平主编机械工业出版社
- 8、《互换性与技术测量》(第三版)廖念钊古莹翟莫雨松等主编 中国计量出版社
- 9、《机械设计课程设备》 吴宗泽(清华)罗圣国(北科大)主编 高等教育出版社
- 10、《陶瓷工业机械设备》上下册林云万主编武汉工业大学出版社
- 11、《机械工程材料》何世禹主编 哈尔滨工业大学出版社
- 12、《机械设计手册》第5卷 徐灏主编 机械工业出版社
- 13、《油缸》村冈虎雄著 机械工业出版社
- 14、《中国陶瓷工业》 林云万主编
- 15、《材料力学》 刘鸿文主编 高等教育出版社
- 16、《金属工艺学》(第三版)上下册邓文英主编高等教育出版社
- 17、《陶瓷样板工程》《陶瓷》导刊编辑部林云万吴大选主编
- 18、《非标准设备设计手册》岑军健等主编 国防工业出版社

第七章 针孔的分析与降低针孔措施

目前,国内日用瓷等静压成型,因生产技术,管理水平等影响,产品釉面针孔缺陷明显。为此,我们以景德镇瓷厂为对象,对其产品结构观察,对其坯,釉料进行定点烧成试验,了解它们结构变化,找出釉面针孔产生的主要原因和减少釉面针孔的有效措施。

厂家样品釉层中残余晶粒较多,主要原因之一是釉料颗粒偏粗。其中部分硬料(石英)的颗粒未完全熔融而残留在釉中,这样易产生釉面缺陷。

釉面针孔形成的主要原因有两个方面:一是素烧坯体不够致密,使得以后的釉烧过程中坯体孔隙收缩或坯体成行用有机添加剂中残余杂质分解排出气体所致。二是烧成控制不当,还原气氛过浓,还原期过长致使釉面碳素沉积或燃料中水分,高硫影响。

对工厂的素坯,虽然经历了低温素烧,但素坯的面很不平整。据前苏联西符契柯娃研究,釉面针孔与素坯的吸水率适中时,釉面针孔数才最少。并且釉料开始玻化时素坯吸水率约为8%,该制品的釉面质量为优。

国外同类产品的素坯吸水率一般控制在16%~19%,我们厂家等静压成型素坯吸水率波动于22~24.5%,其釉面开始玻化时素坯的吸水率测为13%~16%。其釉面开始玻化时的素坯达到烧结温度时仍有较多的气体要在釉熔融后继续排出,大大提高熔融釉层气泡的含量,一旦这些气泡迁移,聚集成较大的气泡,就易形成釉面针孔。

素坯在1100℃内,粉料颗粒仍大致为变形椭球状,接触界线清晰。其根本原因在于压制成型时大量的假颗粒易塑性变形为主,未完全压碎,破裂,进而形成许多压扁或伸长的椭球状颗粒,构成桥连结构,产生大的不规则的气孔,导致素坯的致密度降低,孔隙度提高。随着熔烧温度的提高,素坯粉料颗粒间接触界线变宽、扩大、最终形成含玻璃相的烧结。

降低釉面针孔的措施:

- 1.厂家的素坯,必须设计合理的釉料配方,配制出始熔温度高,高温黏度和表面张力适宜的釉。另外,对釉料加工采取硬,软质料二次加工方法,以提高釉料的细度及球磨效率。

- 2.增加釉层的厚度。试验证明,对于等静压成型坯体,产品釉层厚度达到0.25—0.3mm时,釉面平滑,滋润亮泽。

- 3.坯料应采用效果显著,质量优良的有机添加剂,并严格控制其用量,以生产级配合合理的造粉粉料,使等静压成型过程达到最大的颗粒堆积,充填与坯体的预密实。最终使素坯在釉烧过程中产生最少的收缩和残余气孔率,以从根本上减少釉烧时坯体孔隙收缩,添加剂中杂质分解等原因逸入釉层的气体,减少釉中气泡的数量,达到降低釉面针孔的目的。

第八章 设计小结

三个月的毕业设计即将结束了，在这次设计中，始终坚持总体设计指导思想和设计原理。主机架的强度可靠，结构紧凑，先进合理，选用的材料外购件、标准件以国产化为原则，同时考虑加工装配、维修、保养的方便，力求达到高质、优产、低消耗的水平，为此本机的设计主要参考等静压成型机的主要生产厂家——德国内奇公司样机进行设计。

这次设计同以前的任何一次设计都有很大不同，设计之初，我看着这么复杂的一台机器要三个月进行吸收、消化，使之国产化设计真有些畏难之感，在吕冬青老师的耐心讲解分析下，对样机的原理产生了初步的了解，通过多次对样机的实地观察，工作流程的进步分析对样机产生了总体认识，在老师鼓励帮助下根据任务书和总体设计原则，建立了等静压成型机的总体设计方案，在这过程中很珍贵的得到了老师的详实耐心的讲解，叫我受益浅，对老师的师德深表敬意。

这次设计不仅是按照设计手册去设计去计算主要的零部件用课本上的原理引发思路。我们必须掌握一整套的设计方法，按照设计步骤 去进行整体设计，在设计中参照四三六九陶瓷厂的 900.10 型等静压机，由于无生产实践经验，很多设计或多或少存在一些问题，希望老师及同学们给予更好的意见。

这次设计任务主要是等静压机整体设计，机架的设计计算校核，主油缸的总体设计计算校核，由于主油缸的设计计算与油路液压系统密切相关，对主机油路进行分析设计，对油缸的结构、功能以及设计 步骤和方法基本掌握，通过《中国陶瓷工业》的横梁设计和材料力学 的知识使我对机架进行设计校核奠定了基础，对整个等静压生产线有了比较清晰地认识和了解。

由于对液压传动及机械方面理论知识不足，实践经验不足，许多设计是消化吸收国外等静压成型机，制造经验、创新较少，但总的来说，在这次设计中我学到了很多以前设计中学不到、接触不到的知识，让我的专业知识更加扎实、全面。基本达到了设计的目的。

在吕冬青老师的全力帮助下及全力讲解下，我完成了这次设计，在此表示衷心的感谢和敬意。

设计人：余培聪

2014/05/20