

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

1	绪论.....	2
1.1	国外的研究情况.....	2
1.2	国内的研究情况.....	3
2	总体方案设计.....	5
2.1	压砖机的工作原理.....	5
2.2	方案的比较.....	7
2.2.1	已知条件.....	7
2.2.2	机架的结构形式的比较.....	8
2.2.3	主缸结构形式的比较.....	10
2.2.4	压制油缸结构形式的比较.....	11
2.3	方案的确定与论证.....	12
3	设计计算.....	20
3.1	压制油缸的设计.....	20
3.2	立柱的设计和校核.....	23
3.3	上横梁的设计和校核.....	24
3.4	活动横梁的设计.....	28
3.5	下横梁的设计和校核.....	29
3.6	立柱台肩和立柱螺母的设计和校核.....	31
3.6.1	立柱台肩的计算.....	31
3.6.2	立柱台肩受挤压和受剪力的校核.....	32
3.6.3	立柱锁紧螺母的计算.....	33
3.7	活塞与活塞杆的连接方式.....	35
3.8	缸盖的设计.....	35
3.9	主油缸的密封.....	36
3.10	螺钉与螺栓的选用和设计.....	37
4	设计说明.....	38
4.1	润滑和密封.....	38
4.1.1	活塞与油缸的密封.....	38
4.1.2	活塞杆与缸盖的密封.....	38
4.1.3	油缸与动梁的密封.....	38
4.2	关键零部件的加工和安装.....	39
4.2.1	活塞和活塞杆.....	39
4.2.2	上下横梁.....	39
5	技术经济分析报告.....	41
5.1	经济效益分析.....	41
5.2	社会效益分析.....	42
6	小结.....	43
	致谢.....	44
	参考文献.....	45

1 绪论

中国建筑卫生陶瓷工业的发展一直保持了 20 世纪 90 年代的发展势头,陶瓷工业的整体水平不断提高,陶瓷产品的产量也在快速提升,中国快成为世界陶瓷生产的很大国。跟着陶瓷行业在我国国民经济中地位的提高,陶瓷机械设备整个陶瓷工业生产中所占的地位越来越受到业界人士的瞩目。陶瓷工业装备的提高成就了陶瓷工业的跨越式发展。而陶瓷工业装备中,压砖机是生产陶瓷砖的关键设备,是机、电、液压和计算机控制技术的混合体。在陶瓷生产进行中,压砖机介于粉料传送和窑炉烧制工序之间,对从喷雾干燥塔中出来的粉料进行压制成形状,然后于窑炉中进行烘干烧制等等。来满足国内陶瓷砖的生产需要。随着科技的发展,我国目前已成为年产 40 亿 m^2 的世界陶瓷砖的生产技术大国,已完全实现了压砖机世界化。据不完全统计,2006 年以佛山力泰、科达、海源等公司为主体的国产压砖机占有了很大的国内市场份额,其可操作的性价比完全可与世界压砖机的著名公司萨克米压砖机相比较好。

1.1 国外的研究情况

世界各国生产陶瓷砖除去塑性法、注浆法成型坯体之外,需要是采用颗粒状粉料压力成型工艺的基本上都是经过手工锤打→半机械化的摩擦压力锤→机械式压力机→摩擦—液压机成型→全自动液压机成型的方法。而此,如今各地行业选用的自动液压压砖机其实是实践的总结的应用,是当今最普遍最先进的方法,而不是唯一的方法。世界上对陶瓷墙地砖用品与专用装备研究比较早又长期坚持下来的国家,第一推意大利,其次是德国、美国。1983 年佛山引进投产的生产线配用的是 2 台 R2000 型摩擦—液压压砖机,此机的实质还是摩擦锤,液压机构作为操作的方法。在上世纪的 80 年代到末 90 年代初,才发现以液压机构为主的液压压砖机,级别上属于中小型机。中国在 1995 年之后,出现生产制作 500 毫米×500 毫米至 1000 毫米×1000 毫米大规格砖的趋势,为此,娜塞堤等公司才研发了 5000 吨级的大型压砖机并首先进入中国市场。1999 年,世界最大的 7200 吨压砖机驻入了中国市场。由此可晓,意大利、德国、日本生产制造全自动液压压砖机的历史是 15~20 年的结果。这些国家产品的共同点都是以液压机构为工作原理,引入当金的科技成果,慢慢完善,最终走向机电液一体化的高技术装备。但他们又都保持着企业的特点,如在液压油路的设计、控制显示手段、机架结构、布料系统设计等。国外的压砖机企业紧跟行业终端产品而开发,紧跟社会的新科技不断提高,不轻易放弃自己的特

色等做法应对中国压砖机的研制有重要的借鉴作用。

国外生产压砖机的厂家主要有德国的 LAEIS 公司、DORST 公司、NETZSCH 公司，意大利的 SACMI 公司、SITI 公司、NASSETTI 公司、WELRO 公司，日本的 NIKKEI 公司。然而这公司的压机近 2-3 年再压机结构、液压系统和电控系统的地方都有较大的进步。总的来说，每个公司压机在保持主机结构特点的基础上形成了系列化产品，且看重造型和设计。外观，里面大吨位、精密精度、提高高效率、节能控制、多功能、自动化程度和使压机的动作更加符合粉料压制成型工艺要求的发展趋势。

SACMI 公司在一份报告里指出事件，4200 吨压机的整个机构结构被全部“箍住”，从而得到机架更大的刚度和较小的疲劳应力，具有坚强的可靠性。由于压机的吨位和工作台面的尺寸比较，对机架的整体刚性要求提升，所以每个类型机架总的发展方向是减轻重量，提升机架整体刚度，拉小弹性变形，减掉疲劳应力，提高了可靠性和寿命。LAEIS 公司的压机和 SACMI 公司 2000 系列压机将上横梁与冲液油箱铸成一体，加大了上横梁的高度，大大提高了上横梁的抗弯模量，减少了压制时的弯曲变形。主缸活塞杆与活动横梁的连接方法及活动横梁的方向方式对活动横梁的运动精度有很大因素。现在可以用的连接方式有 2 种，①刚性集合，由螺栓直接拧紧将活塞杆与活动横梁连接在一起。SACMI 公司的压机一般属这种结构。②浮动连接，有凹凸形球面垫将活动横梁浮动绑在一起，由球面垫加压，活动横梁由悬挂在上横梁上的导向杆方向。NASSETTI 公司、WELKO 公司压机是这种结构。

现代液压压机的主缸缸体部分结构有 2 种型式。①缸梁合一结构，油缸和上横梁结合成为一体。LAEIS 公司压机、SACMI 公司压机归于这种结构。而且油缸置于上横梁内，所以这种结构减低了机架的高度。②圆筒式油缸。SITI 公司、NASSETTI 公司、WELRO 公司压机油缸属这方面结构。而且油缸结构简单，容易加工，维修方法，但需装在上横梁的下部，增加了机架的高度。

1.2 国内的研究情况

我国目前的大吨位压砖机已全面实现了国产化。国产全自动液压压砖机的大部分使用推动了中国陶瓷砖生产的快速发展，同时也为陶瓷砖生产厂家带来了巨大的经济利益。

1.1 机架采用坚固、抗疲劳性好，精确的预应力钢丝缠绕机架预应力钢丝缠绕机架应用现代力学非线性有限元进行全面计算，全系列经过结构简明，精确计算机架在组装过程中，完全按照在计算机中模拟加载钢丝缠绕层的预压缩量进行，实施数字精确预加载缠绕技术。这保证了机架获得一个精确而又合适的预加载，保证了主机机架具有极大的刚度和

抗疲劳能力,机架变形小,即使压砖机在快速压制循环的情况下,也确保了压砖机机架具有稳定的稳定性和耐久性。

1.2 国产全自动液压压砖机的外观设计新亮,造型美观流畅机架外形经精用心设计(如科达公司的压砖机)为弧顶蛋形结构,给人以舒服舒畅优美而又牢固结实稳定的视觉。此外,在机架上安装的任何一个零件包括液压阀板的布局、液压管路的趋势及联接、浅槽的布置大部分独具匠心,整机的油漆颜色搭配协调大方,给人以线条流畅舒适的感觉。又如,力泰公司的压砖机做工精细,内在、外表质量优良,深受用户好评。

1.3 研究液压系统,确定动梁运动快速,位置精确,加压准确国产全自动液压压砖机的液压系统,应用阀门少,系统简便可靠,压砖机主缸主要用于插装阀、动态插装阀、高频响伺服比例节流插装阀、

1.4 一起并联同步伺服顶出装置,可以完成精确填料控制该装置纳用一个 MOOG 高频响伺服阀闭环使,驱动一个液压一起控制器,控制了 4 个并联的同步顶出缸动作。同步顶出缸的顶出高度可随意设定,就压制次数而言,压制次数可达到每分钟 11~12 次,生产效率高,产量大。

1.5 电控系统全面升级,程序更加简捷合理,系统更加可靠电控系统具有示教功能操作说明,假设有液压原理图和阀在油路板上的安装位置图,实时看到各液压阀的动态,将其简单化,有利于压砖机故障诊断。软件

程序环节直接用于新型代码编制,简化程序算法,按照 PLC 编译方式纳用更合情的程序编学方法,优化程序长度,减短扫描周期,使控制器敏感程度迅速快更稳定。

1.6 国内生产全自动液压压砖机从机架设计、外形、技术参数、加压技术可稳定性、重复性、调控性这面已在国外全自动压砖机的先进水平。但国产压砖机与国外压砖机相对比,其自重大部分超过国外压砖机的 20%~25%。

现代陶瓷生产随着陶瓷工艺技术的不断进步,国产压砖机已进入成熟发展的阶段。单线产量不断的扩大,可达 15000m² 为了满足陶瓷主要用于外墙砖的生产,适合的主要产品规格为 350mm×450mm(5 片/次),450mm×600mm(6 片/次),500mm×500mm(3 片/次),单机日产量均达到 12000m² 以上;KD2100W 压机左右立柱净间距达到 1750mm,适合的主要产品规格为 350mm×350mm(4 片/次),350mm×450mm(4 片/次),450mm×600mm(3 片/次),单机日产量可达到 10000m² 以上。所以宽体系列要比其他的同等级的压机生产效率要大很多,适合更高的生产需求。

2 总体方案设计

2.1 压砖机的工作原理

压砖机是一种采用液体压力能来输送能量的机器。一般采用由主机、操纵系统和泵站三大部分形成。泵站是采用动力源，提给压砖机各执行机构及控制机构高压工作液体。操纵系统是控制机构，它经过控制工作液体的流向来使每个执行机构按照工艺要求完成应有的操作。主机是压砖机的执行主要机构。在高压液体进入主油缸时候，对活塞产生较大的压力，启动活塞运动，动梁向下工作完成对砖坯的压制，使动梁向上运动完成回程工作。

液压压砖机是采用静态下液体压力等值传递帕斯卡原理工作而成的，它是一种利用液体输送能量的机器。其工作原理如下图-1 所表示。1 类似泵的柱塞，在力的方向 $F_1 = 4p\pi D_1^2$ 的作用下，进过连接管道相同值传至柱塞或活塞 2 上，使砖坯 3 受这样的作用力 $F_2 = 4p\pi D_2^2$ ，由于 $D_2 \gg D_1$ ，则 $F_2 \gg F_1$ 。由此可知，液压压砖机就是利用在小柱塞上的较小的力可以再大柱塞上产生大的作用力。

压机的工作过程分为八个工步：（1）填料；（2）动梁快进；（3）冲压，震荡排气；（4）

保压；(5) 动梁快退；(6) 下冲模顶出坯体；(7) 卸砖，布料，墩料进入下一个循环过程。

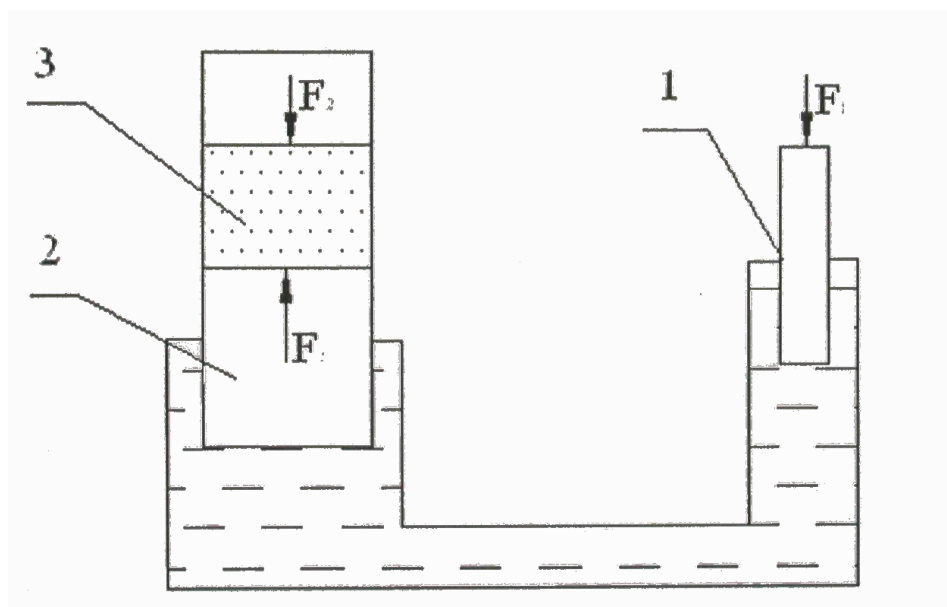


图-1 液压压砖机工作原理

1-小柱塞 2-大柱塞 3-胚体

2. 2 方案的比较

2.2.1 已知条件

■主要技术参数

最大压制力	kN	18000
模芯顶出力	kN	180
动梁最大行程	mm	150
动梁与底座最小间距	mm	450
动梁与底座最大间距	mm	600
左右立柱间净空	mm	1600
动梁工作面宽度	mm	670
最大填料深度	mm	60
空循环次数可达	min ⁻¹	25
周期加压次数	times	2~3
主电机功率	kW	75
主机重量	t	54.8
常温水耗量	m ³ /h	18
系统耗气量	m ³ /h	0.25
系统装油量	L	

YP 系列液压自动压砖机是由佛机械有限公司开发制造，专业用于建筑陶瓷墙地砖干法压制成型生产的机器，是所有机械、液压、电气等高新技术于一体的高科技含量机械机器，才有自动化程度高、性能相对稳定、操作简化简单、维护较方便、结构紧密、制造优好等特点。

自 1998 年第一台 YP 压砖机（YP600）开发始，历尽 20 多年的研发生产实验，YP 系列压砖机主城了压制力从 6000KN-72000KN 的 20 多种型号的系列产品，，能够用于各种类型规格的陶瓷墙地砖生产的需求，被业界喻为“压机超市”。

YP 系列压砖机是中国最早进行批量研发制造、产销量最好、出口数据最多、市场占有率最顶峰的陶瓷压砖机。由于它性能优良、运行稳定，具有良好的口碑，在国内市场占有率有很高的市场份额，成为中国“第一品牌”陶瓷压砖机。YP 系列压砖机开始出口到亚洲、非洲和南美洲等十多个国家和地区，在国际上具有一定的名气。

20 多年的潜心研发和经验积累，YP 系列压砖机技术不断进步，品质不断提高。YP 系列压砖机的“梁柱结构”和“钢丝缠绕”机架均采用恒力泰较好工艺加工研发，抗疲劳性程度好；这方面压砖机液压控制采用逻辑插装阀，电气控制采用可编程控制器（PLC）和嵌入式工业 PC，多种规格型号压砖机运用了比例控制和伺服控制技术。为了保证产品的优良性，

本机型的特点是运行连续稳定，历久考验，品质优好，压制速度的效率高。减掉了高压油压缩空间，降低液压油的压缩损耗，加快了各部件的协同工作速度；具有低压增速和能量回收功能的液压系统，使压砖机高效节能；时间和压力相结合的控制方式，确保排气动作稳定可靠，在中小规格砖坯的工艺适应性方面更显优越。

2.2.2 机架的结构形式的比较

现代大型压砖机机架总的发展方向是，高强度以及高刚度，高几何精密度及承载稳定性，抗疲劳，量轻。当前，除去陶瓷砖压砖机经常用的几种传统的结构形式（梁柱结构，板框结构，缠绕结构）外，其它行业压力机的各种相同的机架，比如多板叠加钢丝缠绕预应力机架，多板叠加 C 字型张紧机架等都是可以去观看、研法、压砖机梁柱框架大部分由上、下梁和立柱形成一个刚性空间框架，可承受压砖机的所有工作载荷。立柱式主要支撑是点和受力件。框架的刚度在很大程度上取决于上、下梁和立柱的刚度及其连接形式，根据其联结形式，一般可分为如下 3 种结构。

1，简单梁柱结构

如图-2：上、下横梁有立柱台肩支撑，立柱与上、下梁分别采用预紧力连接，立柱靠螺母用预紧力将梁锁紧。立柱两端装在梁中部分承受预紧力，而上、下横梁之间的部分是自由状态。装配时，用拉力千斤顶从端部拉伸立柱使之稍微伸长（也可加热，使之伸长），而后用螺母拧紧，来产生相对的预紧力，保证工作时梁与柱台阶处不松动。一般多用于中小吨位压机。主要特点：采用立柱和螺母的紧固连接提供预紧力，上横梁腹腔上部是主油缸，有时主油缸也可位于动梁下部可以节省材料，多用于小吨位。这种框架的优点是：加工和装配方便，加工制造容易，精度易于保证，整机框架高度低，上模板的运动刚度大，而且立柱可作为动梁的导向装置，导向刚度大，承载稳定性好，提高了模具寿命和砖坯质量。坏处是：在巨大的压制力工作下，立柱产生的向内侧的弯曲变形，加快了动梁导套与立柱间滑动面较大磨损。这种结构缺点是工作时，在巨大的压制力作用下，立柱产生向内侧的弯曲变形，加快了动梁导套与立柱间滑动面得磨损。

2，拉杆套筒结构

如图-3：结构与梁柱组合结构相似，这种结构较复杂，加工工艺相对较困难。

梁柱结构的压砖机在结构上有以下特点：

- （1） 采用了成熟可靠的油箱横梁连体结构，增大了上横梁的强度和刚度。
- （2） 采用内置式增压器使主机结构更为紧凑，外形美观；
- （3） 下置式缸内充液阀，较大改善了液压油的工作用处，提升了压砖机的工作次数；
- （4） 崭新稳定的缸动结构，主缸和动梁柔性相交，改变了油缸的复杂受力，此时降低了主机的高度；
- （5） 大吨位压机采用拉杆套筒结构，全长预紧，极小弹性变形，节省能量，且套筒兼做动梁导向，确保压砖机最佳工作精度。

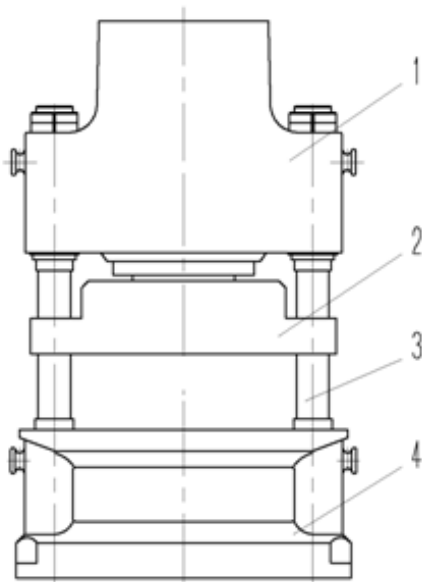


图-2 简式 梁柱组合机架

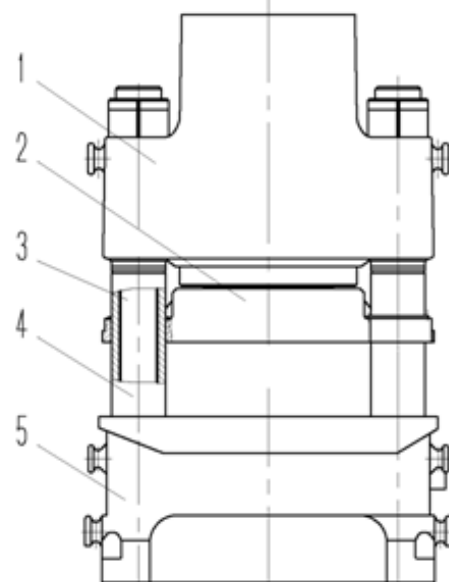


图-3 拉杆-套筒梁柱组合机架

1

3，钢丝缠绕预应力结构

如图-4：钢丝缠绕预应力结构由上下两个半圆及两立柱用预应力绝缘缠绕而成。通过预紧钢丝对梁柱添加足够的预紧力，使梁柱上的拉应力大部分转化为压应力，这样就较大除去了由于拉应力引起的疲劳裂纹扩展的隐患，提升了压砖机机架的疲劳强度和刚度。

大吨位的压机一般采用这种结构，并进行优化设计，这样设计出的结构大大提高了

机架的抗疲劳能力和使用寿命，避免了传统梁柱结构由于应力集中而出现的立柱。

综上所述，由于简单梁柱结构有结构简单，加工方便，制造工艺好，成本低，运动精度高等优点，所以本设计采用简单梁柱结构。

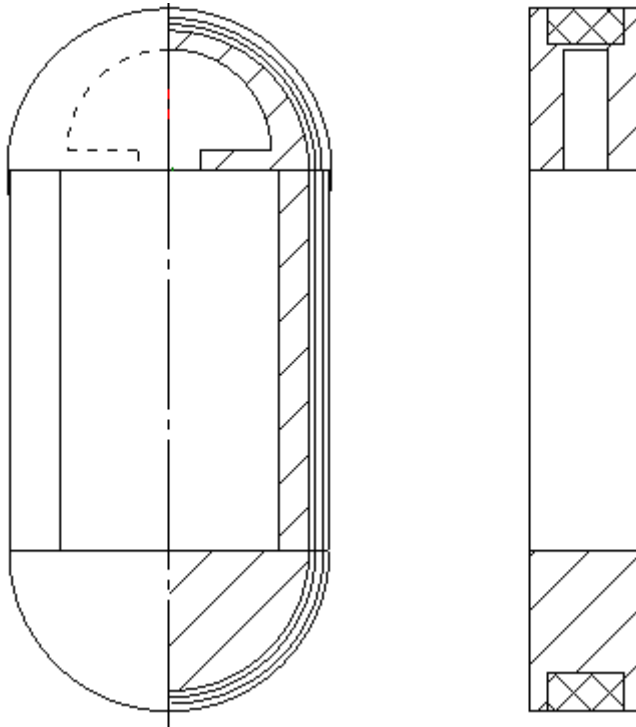
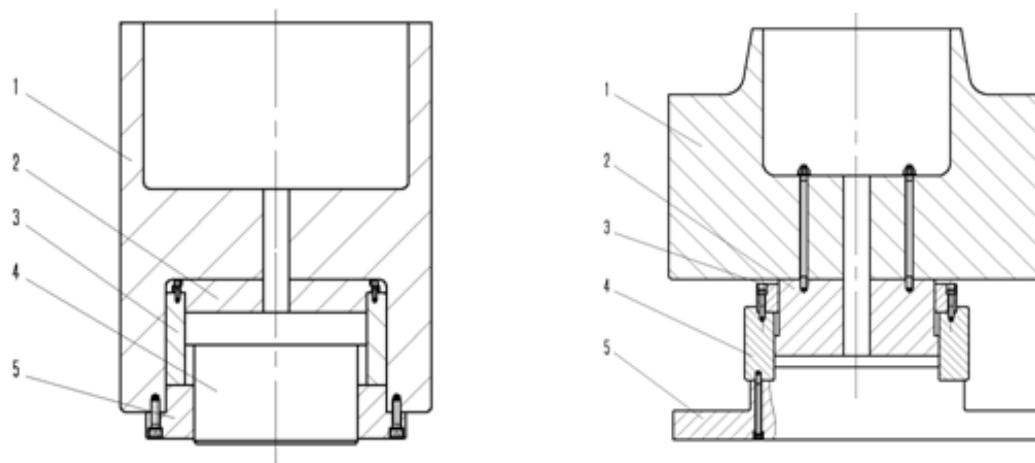


图-4钢丝缠绕机架

2.2.3 主缸结构形式的比较

目前，国产压砖机的主缸结构形式可划分为两大类，3000 t 级以下的中小型梁柱结构压砖机多使用缸梁一体结构，即把油缸设在横梁腹腔内，油缸和横梁成为一体，活塞驱动活动横梁输送压制力；3000 t 级以上结构以及钢丝缠绕结构的压砖机大量采用缸动结构形式，即活塞杆相对上梁固定成一体传递压制力

然而本设计将采用缸梁复合一体式结构，主油缸采用双作用活塞缸，并放置于上横梁内，缸梁合一，结构紧凑，减少了立柱高度，此时主机的内高较大降低，主机框架刚度得到提升，所以使机架在交变载荷作用下的变形减小，提升了机架的疲劳寿命使用，。如下图-5 所示。



2.2.4 压制油缸结构形式的比较

全自动液压压砖机压制油缸的结构有柱塞式和活塞式两种。

1) 柱塞式油缸

柱塞式油缸是一种单作用油缸，只能从一个方向加压，所以要靠另外的油缸实现回程。在液压压砖机中，该回程缸在活动横梁快速下行起差动缸作用，以加速活动横梁的下行速度，故又称其为快速缸。柱塞式油缸一般导向套长度较短，为了加长导向距离，以便承受较大的偏心矩，可在柱塞的两端安装导向套。

另外，柱塞缸的密封寿命较短，原因是柱塞缸一端通高压油腔，另一端直接与大气相通，密封件两端的压力差较大，且有微小的渗漏，都会污染环境和坯体，均影响使用，必须进行更换。

2) 活塞式油缸

活塞式油缸被活塞分为为两个腔，因此在的程度正反两个方向的工作。就为工作行程；当活塞杆腔进油，活塞腔回油时，则可达到回程，故不需要单独设计回程缸。它属于双作用油缸。

根据以上对柱塞式和活塞式油缸的对比，本设计采用活塞式油缸。

$$\text{由公式得 } F = \frac{\pi}{4} D_o^2 p \times 10^3, \text{ 可得 } D_o = \sqrt{\frac{4F}{\pi P}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.8 \times 10^7}{3.14 \times 34 \times 10^6}} = 0.821$$

油缸的内径 $D_o = 0.821$

根据《机械设计手册》油缸的内径标准值，将油缸内径圆整为 0.8400m。

	<p>在预紧力 P_0, 立柱的伸长变形为 λ_1, 套筒的压缩变形为 λ_2。当机架承受工作载荷 P 后, 立柱受力上升为 P_1, 套筒受力下降至 P_2, 亦即立柱的受力变化为 ΔP_1, 套筒的受力变化为 ΔP_2, P_2 为残余预紧力, 设计时应确保 $P_2 > 0$, λ_p 为立柱加载与卸载之间套筒长度的变化量。</p> <p>立柱与套筒的刚度比: $C = \frac{\lambda_2}{\lambda_1}$</p> <p>取 $C = 0.25$, $P_0 = 1.5P$</p> <p>且 $P = \frac{F}{4} = \frac{1.8 \times 10^7}{4} = 4.5 \times 10^6 N$</p> <p>则 $P_1 = P_0 + P \frac{\lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_2} = (1.5 + 0.2)P = 1.7P = 7.65 \times 10^6 N$</p> <p>$P_2 = P_0 + P \frac{\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2} = (1.5 - 0.8)P = 0.7P = 3.15 \times 10^6 N$</p> <p>考虑到主柱的作用不但要支撑上梁与油缸, 承受工作拉力, 还要对活动横梁起导向作用, 故设计时选择材料要兼顾强度要求与耐磨性能的平衡, 一般采用 $35CrMo$。</p> <p>其特性系数及力学性能:</p> <p>屈服极限: $\sigma_s = 835 \text{ Mpa}$ 抗拉强度: $\sigma_b = 980 \text{ MPa}$</p> <p>弹性模量: $E_w = 206 \text{ Gpa}$ 泊松比 $\mu = 0.3$</p> <p>取安全系数 $n_s = 3.75$</p> <p>1 立柱的设计</p> <p>$[\sigma] = 222.67 \text{ MPa}$</p> <p>$\sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma]$</p> <p>立柱直径 $d \geq \sqrt{\frac{F}{\frac{3.14}{4} [\sigma]}} = 202 \text{ mm}$</p> <p>粗取立柱的直径 $d = 210 \text{ mm}$</p> <p>2. 疲劳强度校核</p>	<p>$C = 0.25$</p> <p>$d = 210 \text{ mm}$</p>
--	---	---

	<p>由于压砖机在工作时立柱受交变应力，我们有必要对它进行强度校核。安全系数 $n_s = 3.75$ 。</p> <p>立柱受的最大拉力 $F_{\max} = 1.7F = 7.65 \times 10^6 N$</p> <p>最小拉力 $F_{\min} = 1.5F = 6.75 \times 10^6 N$</p> <p>拉力幅 $\Delta F = 0.9 \times 10^6 N$</p> <p>由《机械设计》机械零件的疲劳强度设计计算</p> $\sigma_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2A} = 254 MPa$ $\sigma_a = \frac{\Delta F}{2A} = 15.8 MPa$ <p>根据《材料力学》式子 $n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_a + \varphi_\sigma \sigma_m}$</p> <p>其中： n_σ ——工作安全系数</p> <p>σ_{-1} ——对称循环的持久极限</p> <p>σ_a ——应力幅； σ_m ——平均应力</p> <p>K_σ ——有效集中应力系数；</p> <p>ε_σ ——尺寸系数； β ——表面质量系数</p> <p>φ_σ ——试件材料常数</p> <p>我们选用 45 钢， $\varphi_\sigma = 0.25$</p> $\sigma_{-1} = 0.23(\sigma_s + \sigma_b) = 0.23(353 + 598) = 218.73$ <p>螺纹连接的尺寸</p> <p>工作安全系数 $n_\sigma = 3.11 \geq [n] = 1.7$</p> <p>所以立柱是安全的。</p> <p>1、套筒的设计</p> <p>在工作过程中套筒始终受压，</p> <p>最大压力为 $F_{\max} = 1.5P = 6.75 \times 10^6 N$</p>	设计是安全的
--	--	--------

	<p>最小压力为 $F_{\min} = 0.7P = 3.15 \times 10^6 N$</p> <p>套筒的材料取和立柱一样的 35CrMo, 安全系数 $S = 3.5$。则 $[\sigma] = 238 \text{ MPa}$</p> <p>套筒的内径取 $d = 220 \text{ mm}$。</p> <p>由 $\sigma = F/A \leq [\sigma]$</p> <p>得 外径 $D \geq 300 \text{ mm}$</p> <p>2、套筒的校核</p> <p>①压杆的稳定行校核</p> <p>取套筒的长度 $L=1300$, $i = \sqrt{\frac{I}{A}}$</p> <p>套筒的柔度 $\lambda = \frac{\mu L}{i} = 0.3$ (μ 为长度因数)</p> $\lambda_1 = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_p}} = 50$ $\lambda_2 = \frac{a - \sigma_s}{b} = 12.5$ <p>即 $\lambda \leq \lambda_2$</p> <p>所以只能用疲劳强度校核</p> <p>②压杆的疲劳强度校核</p> <p>最大压力 $F_{\max} = 1.5P = 6.75 \times 10^6 N$</p> <p>最小压力 $F_{\min} = 0.7P = 3.15 \times 10^6 N$</p> <p>拉力幅 $\Delta F = 3.6 \times 10^6 N$</p> <p>由《机械设计》机械零件的疲劳强度设计计算</p> $\sigma_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2A} = 177 \text{ MPa}$ $\sigma_a = \frac{\Delta F}{2A} = 64.3 \text{ MPa}$ <p>根据《材料力学》式子</p> <p>工作安全系数 $n_\sigma = 3.7 \geq [n] = 1.7$</p> <p>所以套筒是安全的</p>	
--	--	--

如果是采用简式立柱，则：

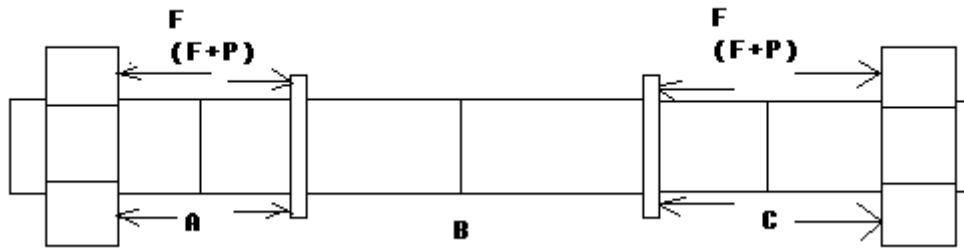


图-8 简式梁柱结构立柱受力图

F-预紧力 P-工作压力

对于立柱的 A、B、C 面的受力，A、B 面受如下图所似的应力，B 面受如下图所似的脉冲应力。
所以需要对 A、B、C 部分的立柱直径分别进行设计。对于 A、B 面：

计算项目	计算内容	计算结果
1. 立柱的计算	P 为公称压力 由变形协调方程 $\Delta\sigma_1 = \Delta\sigma_2$ ，得以下方程	
a) 立柱直径的计算	$\Delta\sigma_1 = \frac{F_0 - F'}{C_1} = \frac{F + F'' - F'}{C_1}$ $\Delta\sigma_2 = \frac{F' - F''}{C_2}; \quad F'' = F' - \frac{C_2}{C_1 + C_2} F$ $F' = F'' + \frac{C_2}{C_1 + C_2} F; \quad F_0 = F' + \frac{C_1}{C_1 + C_2} F$ <p>所以 $F'' = F' - 0.8F$</p> <p>拉力变量幅 $F_a = \frac{F_0 - F'}{2}$，即 $F_a = \frac{C_1}{2(C_1 + C_2)} F$</p> $F_{\max} = F_0 = 1.7F$ $F_{\min} = F' = 1.5F$ <p>根据《材料力学》P₃₅₉ 式(11-16) $n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$</p> <p>其中： n_σ ——工作安全系数； σ_{-1} ——对称循环的持久极限；</p>	$\frac{C_1}{C_1 + C_2} = 0.2$ $F' = 1.5F$ $F'' = 0.7F$ $F_a = 0.1F$ $F_{\max} = 1.6F$ $\sigma_m = 254\text{MPa}$ $\sigma_a = 15.8\text{MPa}$ <p>材料用 35CrMo $\sigma_s = 835\text{MPa}$ $\sigma_b = 980\text{MPa}$ $\sigma_{-1} = 417.45\text{MPa}$ $\sigma_0 = 592.779\text{MPa}$</p>

<p>立柱采用锯齿形螺纹</p> <p>考虑螺纹及其有效应力系数 K_σ</p>	<p>σ_a ——应力幅；σ_m ——平均应力；</p> <p>K_σ ——有效集中应力系数；</p> <p>ε_σ ——尺寸系数；β ——表面质量系数。</p> <p>查《机械设计手册》第二卷 P_{11-106} 表11.6-4</p> <p>立柱受抗压 $\sigma_0 = 1.42\sigma_{-1}$</p> <p>$\sigma_{-1} = 0.23(\sigma_s + \sigma_b) = 0.23(835 + 980)$</p> <p>$\sigma_0 = 1.42 \times 417.45 = 592.779 \text{ MPa}$</p> <p>$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$</p> <p>查《机械设计手册》图11.4-91，图11.4-92得</p> <p>查《机械设计师手册》螺纹 p_{347}，采用锯齿形螺纹</p> <p>查《机械设计手册》上册 P_{11-75}</p> <p>由图11.4-53，可得 $a_\sigma = 5$</p> <p>由图11.4-90，可得 $q = 0.25$</p> <p>$K_\sigma = 1 + q(a_\sigma - 1)$</p> <p>$\sigma_a = \frac{F_a}{A}, \quad \sigma_m = \frac{F_m}{A}$</p> <p>所以 $n_\sigma = \frac{A \times 417.45 \times 10^6}{\frac{2}{0.68 \times 0.92} F_a + 0.41 \times F_m} \geq 3.75$</p> <p>$d \geq \sqrt{\frac{\left(\frac{2}{0.68 \times 0.92} \times 0.1 + 0.41 \times 1.6 \right) \times \frac{1.8}{4} \times 9.8 \times 10^6}{\frac{\pi}{4} \times 417.45 \times 10^6}} \times 3.75$</p> <p>$F' = 1.5F = 1.5 \times \frac{1.8 \times 9.8 \times 10^6}{4} = 6.615 \times 10^6 \text{ N}$</p>	<p>$\psi_\sigma = 0.41$</p> <p>$\varepsilon_\sigma = 0.68$</p> <p>$\beta = 0.92$</p> <p>$K_\sigma = 2$</p> <p>取 $n_\sigma = 3.75$</p> <p>$d \geq 221.92 \text{ mm}$</p> <p>圆整为</p> <p>$d = 250 \text{ mm}$</p> <p>$F' = 6.615 \times 10^6 \text{ N}$</p>
<p>2. 立柱的强度校核</p>	<p>参照《中小型液压机设计计算》p_{53} 得到，在中心载荷作用下，立柱只承受拉伸应力，其应力可按下式计算：</p> <p>$\sigma = \frac{P}{0.785 D_0^2 n} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf} / \text{cm}^2)$</p>	<p>$\sigma = 179.77 \text{ MPa}$</p> <p>$[\sigma] = 222.67 \text{ MPa}$</p>

	<p>$[\sigma] = 222.67 \text{ MPa}$</p> <p>$P$——公称压力（$\text{kgf}$）；</p> <p>$D_0$——立柱最小直径（取螺纹退刀处的直径）（$\text{cm}$）$D_0 = 255 \text{ mm}$；</p> <p>$n$——立柱数量。</p> <p>$[\sigma]$——立柱许用拉伸应力。</p> <p>完全的中心载荷和受力完全均等，仅仅是一种理想的状态。实际结构中，各零件联接处不可避免的会有不均匀现象；立柱断面变化处的应力集中；工作总会由于模具安装不准确，工件变形阻力不对称等各种因素使实际应力分布不均匀，形成局部应力较计算应力为高的现象。因此，许用应力取得较低是必要的，合理的。</p>	<p>$\sigma < [\sigma]$</p> <p>满足要求</p>
--	---	--

对于 B 面承受的是脉冲应力：



图-9 立柱 B 面应力图

计算项目	计算内容	计算结果
1. 立柱B面的计算 a) 立柱直径的计算	<p>P 为公称压力</p> $\sigma_m = \sigma_a = \frac{P/4}{2} = 2.25 \text{ Mpa}$ <p>根据《材料力学》P_{359} 式（11-16）</p> $n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$ <p>其中：n_σ——工作安全系数；</p>	<p>$\sigma_m = 2.25 \text{ Mpa}$</p> <p>$\sigma_a = 2.25 \text{ Mpa}$</p>

	<p>σ_{-1}——对称循环的持久极限；</p> <p>σ_a ——应力幅； σ_m ——平均应力；</p> <p>K_σ ——有效集中应力系数；</p> <p>ε_σ ——尺寸系数； β ——表面质量系数。</p> $\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$ <p>查《机械设计手册》图11.4-91，图11.4-92得</p> <p>查《机械设计师手册》螺纹 p_{347}，采用锯齿形螺纹</p> <p>查《机械设计手册》上册 P_{11-75}</p> <p>由图11.4-53，可得 $a_\sigma = 5$</p> <p>由图11.4-90，可得 $q = 0.25$</p> $K_\sigma = 1 + q(a_\sigma - 1)$ $\sigma_a = \frac{F_a}{A}, \quad \sigma_m = \frac{F_m}{A}$ <p>所以 $n_\sigma = \frac{A \times 417.45 \times 10^6}{\frac{2}{0.68 \times 0.92} F_a + 0.41 \times F_m} \geq 3.75$</p> $d \geq \sqrt{\frac{\left(\frac{1.8}{0.68 \times 0.92} + 0.38 \right) \times \frac{1.8}{8} \times 9.8 \times 10^6}{\frac{3.14}{4} \times 417.45 \times 10^6}} \times 3.75$ <p>=265.35mm</p>	<p>$\sigma_{-1} = 417.45MPa$</p> <p>$\sigma_0 = 592.779MPa$</p> <p>材料用 35CrMo</p> <p>$\sigma_s = 835MPa$</p> <p>$\sigma_b = 980MPa$</p> <p>$\psi_\sigma = 0.38$</p> <p>$\varepsilon_\sigma = 0.68$</p> <p>$\beta = 0.92$</p> <p>$K_\sigma = 1.8$</p> <p>取 $n_\sigma = 3.75$</p> <p>$d \geq 265.35mm$</p> <p>圆整为</p> <p>$d = 280mm$</p>
--	---	---

所以拉杆-套筒式机架本没有节省多少材料，但是拉杆套筒机架的结构复杂，安装加工难度大。而简单梁柱结构，缸梁复合一体式，主油缸采用双作用活塞缸，这使得整体结构简单，加工方便，制造工艺好，成本低，运动精度高，并置主油缸于上横梁内，缸梁合一，结构紧凑，减少了立柱高度，提高机架的刚度。如下图：

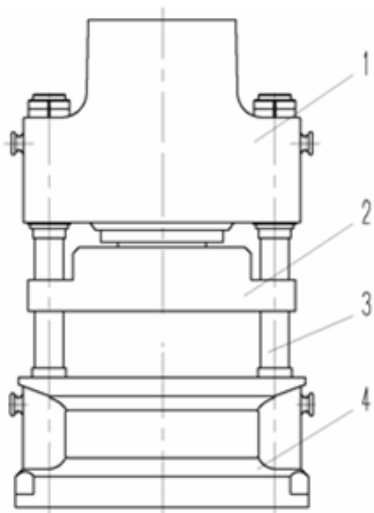


图-10 简单梁柱结构

1-上横梁 2-动梁 3-立柱 4-底座

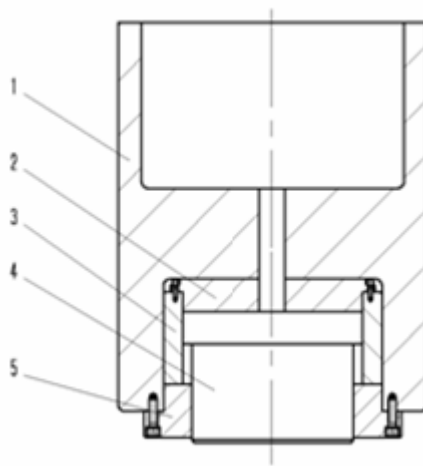


图-11 缸梁复合一体结构

1-上横梁 2-活塞（杆） 3-缸盖 4-缸体 5-动梁

3 设计计算

3.1 压制油缸的设计

计算项目	计算内容	计算结果
b) 材料的选择	<p>确定材料为 35CrMo，其屈服强度为 $\sigma_s = 835MPa$，抗拉强度为 $\sigma_b = 1000MPa$</p> <p>设安全系数 $n=3.5$，可得许用应力</p> $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} = 238.571MPa$ <p>根据中等壁厚缸筒计算，由公式</p>	<p>$n=3.5$</p> <p>$[\sigma] = 238.571MPa$</p>
c) 计算缸筒厚度	<p>$\delta_0 \geq \frac{p_{\max} D_0}{2.3[\sigma] - 3p_{\max}}$ 可得，壁厚 $\delta_0 \geq 0.0639$，取</p> <p>$\delta_0 = 0.065m$，油缸的外径 $D = 0.970m$</p> <p>按照单层厚壁油缸进行校核，压机主油缸结构如图 3.1 所示。该油缸只承受径压力 P 的作用。</p>	<p>$\delta_0 = 0.065m$</p> <p>油缸的外径 $D = 0.970$</p>
c) 壁厚的校核		

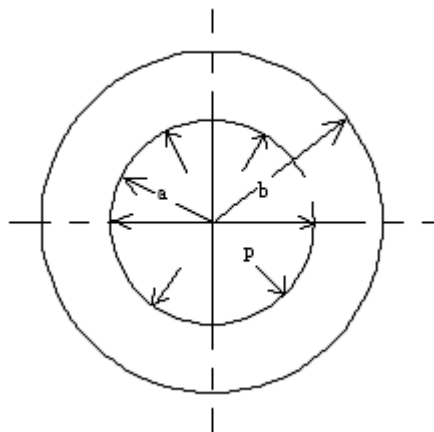


图 3.1 油缸结构受力示意图

则截面内任意半径为 r 处的切向应力 σ_t 和径向应力 σ_r ，按材料力学中的拉美公式计算如下：

$$\sigma_r = -\frac{Pa^2}{b^2 - a^2} \left(\frac{b^2}{r^2} - 1 \right) \quad (3.1a)$$

$$\sigma_t = \frac{Pa^2}{b^2 - a^2} \left(\frac{b^2}{r^2} + 1 \right) \quad (3.1b)$$

式中， P ——为油缸工作压力； a ——为油缸内径； b ——为油缸外径； σ_r ——为径向应力； σ_t ——为切向应力； r ——为油缸截面内任意点的半径。

这时缸壁的应力分布如图 3.2 所示，应力 σ_r 和 σ_t 的绝对值都是在内壁 $r=a$ 处最大，随 r 值的增大而逐渐减小。

油缸在工作油压 P 作用下，内径 a 扩大，变形量为 $U_{r=a}$ ，即油缸任意一点的径向位移可由下式计算：

$$U_{r=a} = \frac{1-\mu}{E} \cdot \frac{a^2 pr}{b^2 - a^2} + \frac{1+\mu}{E} \cdot \frac{a^2 b^2 p}{b^2 - a^2} \cdot \frac{1}{r} \quad (3.2)$$

式中， μ ——为材料的泊桑系数； E ——为材料的弹性模量；其余符号同前。

当 $r=a$ 时,
$$U_{r=a} = \frac{ap}{E} \left(\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} + \mu \right)$$

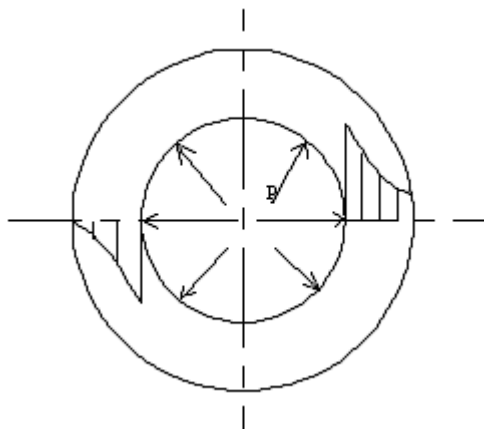


图 3.2 油缸只有内压时的应力分布示意图

由此可见, σ_t 为拉应力, σ_r 为压应力, 对壁内任一点而言, σ_t 、 σ_r 就是该点的主应力, 其剪应力为

$$\tau = \frac{1}{2}(\sigma_t - \sigma_r) = \frac{pa^2b^2}{(b^2 - a^2)r^2} \quad (3.3)$$

式 (3.3) 表明 τ 随 r 的减小而增大, 当 $r=a$ 时, 在油缸的内侧面上 τ 达到最大

$$\tau_{\max} = \frac{pb^2}{b^2 - a^2} \quad (3.4)$$

因为油缸是塑性材料, 根据材料力学第三强度理论有

$$2\tau_{\max} \leq [\sigma]$$

式中 $[\sigma]$ ——为材料的许用应力

把 $a = 0.420$, $b = 0.485$, $p = 34\text{Mpa}$ 代入式 (3.4) 可得

$$2\tau_{\max} = 271.91\text{Mpa}$$

所以 $2\tau_{\max} \geq [\sigma]$, 不满足强度要求。

取 $\delta_0 = 0.080$

	<p>则 $D=1$, $a=0.42$, $b=0.5$</p> <p>$2\tau_{\max} = 230.98Mpa$</p> <p>$2\tau_{\max} \leq [\sigma]$</p> <p>满足要求</p>	
		<p>$a=0.42$,</p> <p>$b=0.5$</p> <p>$2\tau_{\max} = 230.98M$</p> <p>$2\tau_{\max} \leq [\sigma]$</p> <p>满足要求</p>

3. 2 立柱的设计和校核

压砖机在运动的时候，立柱简单的承受拉力，套筒只承受压力我们这里取1.5，以防止导套与上横梁分离。拉杆的设计我们可以参照螺栓的设计方法进行设计。见方案论证

部分。

3. 3 上横梁的设计和校核

上横梁的结构设计

我们才用梁柱式的结构，上横梁要开四个立柱孔。为了结构的美观我们把充液箱放在上横梁做成一体，即上横梁上表面要开一个孔，作为充液箱。活塞杆和上横梁用法兰连接，连接处有一小孔。螺母连接处要要有沉孔，套筒、法兰连接处要有凸台。为了节省材料，内部可以适当的挖空。其结构示意图，如图（3-2）所示。

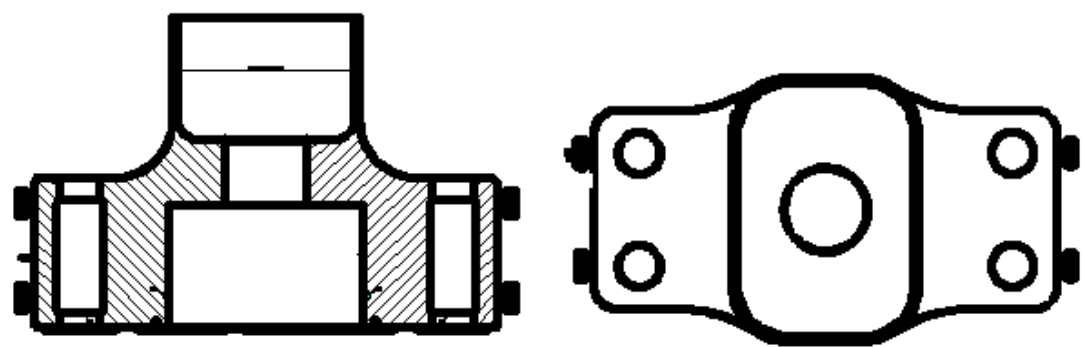


图-12 上横梁

形状尺寸要求

- 1、立柱孔一般比插入端大 1~2mm。
- 2、立柱螺母锁紧的表面（沉孔表面）平面度 ≤ 0.05
- 3、与活塞接触的表面平面度取 0.1，垂直度（相对于直线）0.05

计算项目	计算内容	计算结果
a) 选择材料	上横梁选用材料为 ZG270-500，其材料的屈服极限 $\sigma_s = 270MPa$ ，选取安全系数 $n_s = 4$ ，即得许用应力 $[\sigma] = 67.5MPa$ ，取许用切应力 $[\tau] = 80MPa$ ， $E = 180GPa$ 。	$\sigma_s = 270MPa$ $n_s = 4$ $[\sigma] = 67.5MPa$ $[\tau] = 80MPa$ $E = 180GPa$
1, 上横梁的计算	上横梁安装工作油缸，液压机加压工作时，上横梁承受其反作用力。上横梁强度计算可假设为自由放在两支点上的弯曲梁来考虑，支点间距离即为立柱中心距。对于单缸液压机，最简化的	

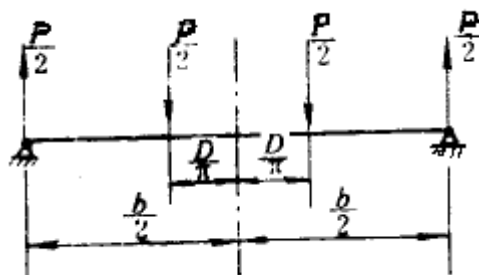
方法可视为受一集中力，则中间截面处弯矩：

$$M_{\max} = \frac{1}{4} P \cdot B \quad (\text{kgf} \cdot \text{cm})$$

式中：P——液压机公称压力 (kgf)

B——立柱中心间距 (cm)

参照《中小型压机的设计和计算》一书



上式仅能对上横梁做粗略估算。在加压工作缸时，由于通过主油缸的台肩将作用力传递给上横梁，因此，可认为力作用在平均半圆即支承台肩的半环形的重心上。平均半环形重心至油缸中心的距离为：

$$S = \frac{2}{3\pi} \cdot \frac{D^2 + dD + d^2}{D + d} \quad (\text{cm})$$

式中：D——油缸台肩外径 (cm)

d——油缸台肩内径 (cm)

由于油缸台肩内外径一般在 (0.87~0.93): 1 故可简化为

$$S = \frac{D}{\pi} \quad (\text{cm})$$

最大弯矩在台肩半环形重心点间：

$$M_{\max} = \frac{P \cdot B}{4} \left(1 - \frac{2S}{B} \right)$$

$$M_{\max} = \frac{P \cdot B}{4} \left(1 - 0.64 \frac{D}{B} \right) \quad (\text{kgf} \cdot \text{cm})$$

可得 $M_{\max} = 3289 (\text{KN} \cdot \text{M})$

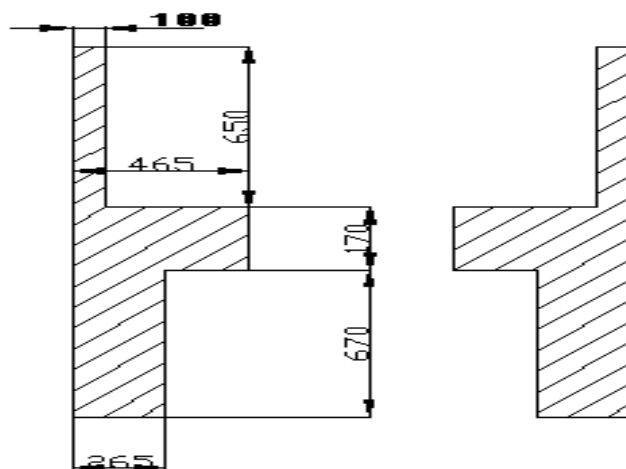
刚架模型一般按静不定梁处理方法求得整个

刚架得内力（轴力、剪力、弯矩）分布，求出最大弯矩 M_{\max} ，按下式计算：

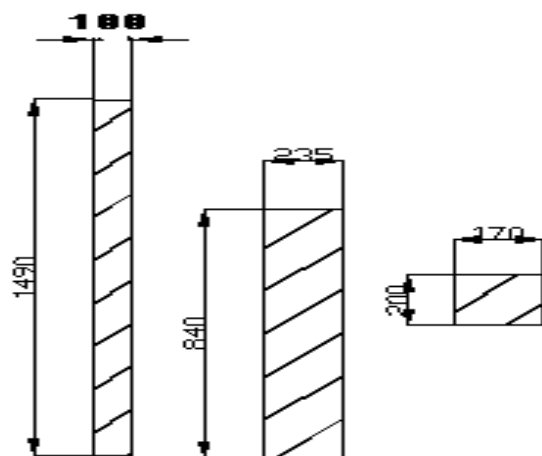
$$\sigma = K \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma]$$

W-抗弯截面系数

其中 $[\sigma]$ 为许用应力，K为应力集中系数或动载荷系数（取 $K=2$ ），上横梁中点横梁截面如右图：



如果把所上图分解为三个矩形：



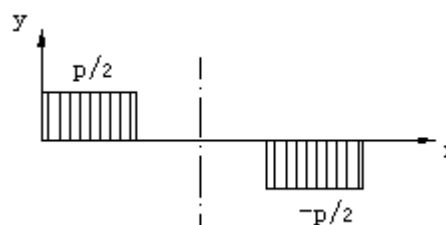
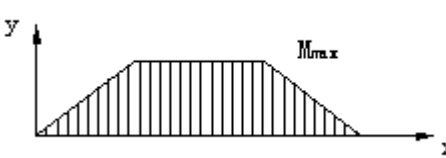
$$I = 2 \times (I_1 + I_2 + I_3)$$

惯性矩

$$= 2 \times \left(\frac{0.1 \times 1.49^3}{12} + \frac{0.235 \times 0.84^3}{12} + \frac{0.17 \times 0.2^3}{12} \right)$$

$$= 0.079$$

$$M_{\max} = 3289 \text{ KN} \cdot \text{M}$$

	<p>抗弯截面系数: $W = \frac{I}{y}$, 取 $y = \frac{1.49}{2} = 0.745$</p> <p>$W \geq \frac{I}{y} = \frac{0.079}{0.745} = 0.1055$</p> <p>$\sigma = K \frac{M_{\max}}{W} = 2 \times \frac{3.289}{0.1055} = 62.4 \text{MPa} \leq [\sigma]$</p>	
<p>b) 上横梁的挠度校核</p> <p>1, 上横梁的弯曲挠度 $f_{\text{弯}}$</p>	 <p>剪力图</p>  <p>弯矩图</p> $f_{\text{弯}} = \frac{k_1 p (B - \frac{2D}{\pi})}{96EJ} \left[2B^2 + 2B \times \frac{2D}{\pi} - \left(\frac{2D}{\pi} \right)^2 \right]$ <p>k_1——简化系数</p> <p>p——公称吨位 (Kgf)</p> <p>B——立柱中心距</p> <p>D——上法兰与上横梁接触面直径</p> <p>E——材料的弹性模量 $E = 180 \text{GPa}$,</p> <p>$E = 1.86 \times 10^6 \text{kgf} / \text{cm}^2$</p> <p>$J$——上横梁主截面的惯性距,</p> $J = \frac{bh^3}{12} = 8.3 \times 10^4 \text{cm}^3$ $f_{\text{弯}} = \frac{0.3 \times 1800 \times \left(1.875 - \frac{2 \times 0.74}{3.14} \right)}{96 \times 1.86 \times 10^6 \times 0.083} \left[2 \times 1.875^2 + 2 \times 1.875 \times \frac{2 \times 0.74}{3.14} - \left(\frac{2 \times 0.74}{3.14} \right)^2 \right]$ <p>根据材料力学可知断面抗剪切力主要由立板承</p>	<p>$k_1 = 0.3$</p> <p>$D = 74 \text{cm}$</p> <p>$E = 180 \text{GPa}$</p> <p>$J = 8.3 \times 10^4 \text{cm}^3$</p> <p>$f_{\text{弯}} = 0.439 \text{mm}$</p> <p>$k_2 = 0.5$</p> <p>$Q = 0.5 \times 10^5 \text{kgf}$</p>

2, 剪切挠度	<p>受，故可按简化截面——矩形来计算。其最大应力 τ_{\max} 在中心横断面，受剪力主板简图如下。由《中小型液压机设计计算》p_{81} 页可得：</p> $\tau_{\max} = \frac{1.5Q}{BH} \leq [\tau] = 80MPa$ <p>式中 Q——截面剪切力 $Q = \frac{P}{2}$</p> <p>B——简化截面宽度（cm） $B = 25cm$</p> <p>H——简化截面宽度（cm） $H = 100cm$</p> <p>可得 $\tau_{\max} = 31.38MPa \leq [\tau] = 80MPa$</p> <p>故安全</p>	<p>$\tau_{\max} = 62.76MPa$</p> <p>$\tau_{\max} \leq [\tau]$</p> <p>故上横梁设计结果安全</p>
---------	--	--

3. 4 活动横梁的设计

由于我们使用我们将做成缸梁一体式，活动横梁上开有四个立柱孔，由于活动横梁在运动中的精度要求比较高。

动梁处于横梁和底座中间，靠四根立柱的导向作上、下垂直运动，是运动频繁的大部件，其两侧立柱孔的装备和与活塞杆的连接好坏直接影响带压机的工作质量。为了使

动梁及时下行，设计的质量较大，动梁上开有连接上模的T型槽。压机工作时，与活塞杆结合面处受压力较大，故取较大的接触面。

动梁的运动方向以立柱作为导向，由于立柱的导向不需要安装套筒，只采用导套即可。导套上用压盖将其固定，导套内有毛线，以储蓄油，润滑立柱与动梁的配合运动面。如图2.4.2。

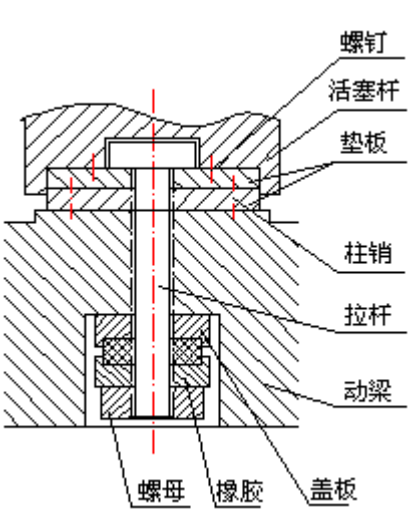


图-13 动梁和活塞杆的连接

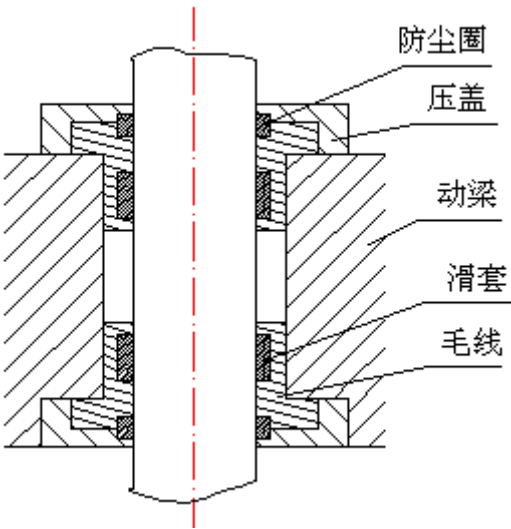


图-14 动梁和立柱的连接

因此对活动横梁计算可从略。

形状与尺寸的精度要求

- 1、活动横梁的下表面的不平度取 0.05.对工作的平行度 0.08
- 2、孔前后左右的中心矩偏差取 ± 0.2 ，孔对角方向上的公差由上面的公式

$$\Delta R = \frac{\Delta X \cdot X}{R} + \frac{\Delta Y \cdot Y}{R}$$

- 3、立柱孔与导套的外圆的配合精度 $\frac{H7}{n6}$

3. 5 下横梁的设计和校核

其工作台面厚度较大，以抵抗压制力造成的直接冲击，台面应设有安装下模的孔以及安装弹性支座，使得压机在压制时达到一轻二重三加压的效果。

计 算	计算内容	计算结果
--------	------	------

		$K = 2$ $b = 1200mm$ $h = 1400mm$
--	--	---

下横梁是主机比较受力大的横梁，支撑着整台机器的重量和冲力，另外还要固定下横梁，安装顶模装置，还要连接布料装置，我们设计宽体压砖机，下工作台面应该比较宽。为了保证下横梁的壁厚，对其适当的挖空。

形状尺寸的精度要求

- 1、工作台面的平面度 0.05
- 2、与锁紧螺母贴紧的平面的平面度 0.16
- 3、立柱孔比立柱大 2mm

3. 6 立柱台肩和立柱螺母的设计和校核

立柱螺母一般有整体式和对开式两种。对于中小型液压机采用整体式较多。大于 500 吨的用对开式较多，材料为 35CrMo。

3. 6. 1 立柱台肩的计算

1, 立柱台肩两端部分的校核	查《机械设计师手册》螺纹 p_{347} ，采用锯齿形螺纹，材料选用 35CrMo。 $d = 250mm$ ，螺距 $p = 20mm$ ，中径 $D_2 = d_2 = 255mm$ ，小径 $d_3 = 250mm$ 、小径 $D_1 = 250mm$ ，大径 $D = d = 250mm$	中径： $D_2 = d_2 = 255mm$ 小径： $d_3 = 250mm$
2, 台肩两端危险截面积	$Ac = \frac{3.14}{4} d_3^2 = 4.9 \times 10^4 mm^2$ 由《机械设计》教材 P_{85} 可得	$Ac = 4.9 \times 10^4 mm^2$ $\sigma_a = 9.2583MPa$
3, 台肩应力幅	$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{C_b}{C_b + C_m} \frac{2F}{\pi d_1^2}$ 立柱的材料为 35CrMo， $\sigma_s = 835MPa$	$\sigma_{-1} = 267.2MPa$
4, 极限应	$\sigma_{-1} = 0.32\sigma_s$	

力 σ_{-1} 5, 极限应 力幅 σ_{alim} 6, 许用应 力幅 $[\sigma_a]$	$\sigma_{alim} = \frac{\varepsilon k_m k_n \sigma_{-1}}{k_\sigma} \quad \varepsilon = 0.45, \quad k_\sigma = 4.2,$ $k_m = 1 \text{ (车制)}, \quad k_n = 1.5, \quad [S]_a = 3$ $[\sigma_a] = \frac{\sigma_{alim}}{[S]_a} = \frac{42.92}{3} = 14.31 MPa$ $\sigma_a < [\sigma_a] \text{ 所以其他截面也满足要求。}$	$\sigma_{alim} = 42.92 MPa$ $[\sigma_a] = 14.31 MPa$ $\sigma_a < [\sigma_a]$ <p>满足安全要求</p>
7, 应力集 中的计算 8, 计算应 力最大 值 σ_{max}	<p>查《机械设计手册》第四卷 26 篇, 由 26-16 表 3-6 得: 从表中可查出应力集中系数 $k = 1.5$</p> <p>再据《材料力学》I 第四版, P_{47} 可得</p> $\sigma_{max} = k \times \sigma = 1.5 \times \frac{F/4}{\frac{\pi}{4} \times d^2} = \frac{1.5 \times 1800 \times 9800}{3.14 \times 0.22^2}$ $\sigma_{max} \leq [\sigma] \text{ 所以满足使用要求。}$	$k = 1.5$ $\sigma_{max} = 174 MPa$ $\sigma_{max} \leq [\sigma] = 222.67 MPa$ <p>满足要求</p>

3. 6. 2 立柱台肩受挤压和受剪力的校核

1, 立柱台 肩受力	<p>上台肩的环面积: $A = 3.14 \times \left[\left(\frac{350}{2} \right)^2 - \left(\frac{250}{2} \right)^2 \right]$</p> <p>取螺栓受力的刚度系数为 $\frac{c_1}{c_1 + c_2} = 0.2$,</p> <p>$\frac{c_2}{c_1 + c_2} = 0.8$ 残余预紧力为:</p> $F'' = F' - \frac{c_2}{c_1 + c_2} F = 1.5F - 0.8F = 0.7F$ <p>所受的总拉力: $F_0 = F' + \frac{c_1}{c_1 + c_2} F = 1.7F$</p>	$F = 4.41 \times 10^6 N$ $F'' = 3.09 \times 10^6 N$ $F_0 = 7.5 \times 10^6 N$
2, 上台肩 所受的最 大压应力 σ_{max}	<p>上台肩所受的最大压应力可按静止时的最大值计算: $\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{A}, \quad F_{max} = F'$</p> <p>可得, $\sigma_{max} = \frac{F'}{A} = \frac{1.5 \times 4.41 \times 10^6}{0.047}$</p> <p>因立柱台肩的材料为 35CrMo, 而上横梁所选用</p>	$\sigma_{max} = 140.1 MPa$ <p>取 $[S]_p = 1.5$</p>

2, 变载荷的许用应力（挤压） $[\sigma]_p$	<p>的是 ZG270-500，两者相互挤压时，只要考虑上横梁的材料能否满足挤压即可。</p> <p>查教材《机械设计》p_{87} 表 5-10 得</p> $[\sigma]_p = \frac{\sigma_s}{[S]_p} = \frac{270}{1.5}, \sigma_{\max} < [\sigma]_p$ <p>所以受挤压安全。</p>	$[\sigma]_p = 180MPa$ $\sigma_{\max} < [\sigma]_p$ 满足安全要求 取 $S_\tau = 4$ $[\tau] = 208.75MPa$
3, 台肩最大剪应力 τ_{\max}	$\tau_{\max} = \frac{\sigma}{A_0} \quad (A_0 \text{ 为剪切面积})$ <p>由《机械设计》教材 p_{87} 表 5-10 得 $[\tau] = \frac{\sigma_s}{S_\tau}$</p> <p>要使其满足要求，必须令 $\tau_{\max} \leq [\tau]$</p> <p>为安全起见取 $\tau_{\max} \leq 200MPa$ 即 $\frac{\sigma_{\max}}{A} \leq 200MPa$</p> <p>$\sigma_{\max}$ 按预紧力 $F' = 3.675 \times 10^6 N$ 代入得</p>	
4, 求台肩高度 h	$\frac{3.675 \times 10^6}{A_0} \leq 200MPa$ <p>由 $\pi \times 240 \times h = A_0$ 得 $h \geq \frac{3.675 \times 10^6}{\pi \times 240 \times 200} \geq 24.38mm$</p>	取 $h = 60mm$ $\tau_{\max} = 165.87MPa$ $\tau_{\max} < [\tau]$ 满足安全要求
5, 校核该剪应力	$\tau_{\max} = \frac{\sigma_{\max}}{A_0} = \frac{3.675 \times 10^6}{\pi \times 240 \times 60 \times 10^{-6}} = 81.28MPa$ <p>$\tau_{\max} < [\tau]$ 满足安全要求</p>	

3. 6. 3 立柱锁紧螺母的计算

1, 确定螺纹参数	<p>前面已经查出了立柱两端的螺纹，其采用的时锯齿形螺纹，$d = 250mm$，螺距 $p = 20mm$，中径 $D_2 = d_2 = 255mm$，小径 $d_3 = 250mm$、小径 $D_1 = 250mm$，大径 $D = d = 250mm$</p>	中径： $D_2 = d_2 = 255mm$ 小径： $d_3 = 250mm$
2, 确定螺纹圈数 m	<p>锯齿形螺纹（3°，30°）螺纹的自锁较多，强度较高。</p> <p>螺母高度：$H = 1 \sim 1.5d_0$</p> <p>螺母外直径取：$D = 1.2d_0 \sim 1.8d_0$</p>	$H = 300mm$

	<p>式中 d_0 为螺纹直径, $d_0 = 250mm$</p> <p>可得到 $H = 300mm$, $D = 320mm$</p> $m = \frac{300}{20} = 15$ <p>为了防止螺母的松动, 采用对顶螺母进行锁紧, 此螺母采用高为 250mm, 外径为 360mm 结构尺寸。</p>	<p>$D = 320mm$</p> <p>$m = 15$</p>
3, 求作用于每一圈螺纹上的力	$F_1 = \frac{F_0}{m} \quad (F_0 \text{ 为总拉力})$ $F_0 = 1.7F \quad (F \text{ 为工作压力})$ <p>查《机械设计手册》表 5-20 得到</p> $F_1 = \frac{4.165 \times 10^6}{15}$ <p>参照《中小型液压机设计计算》一书中的</p>	$F_1 = 2.78 \times 10^5 N$
4, 螺纹牙受剪应力 τ	<p>公式 7-35, 7-36, 7-37 得到 $\tau = \frac{F_1}{\pi D_2 \times a}$</p> <p>$a$ —— 螺牙根部宽度 $[a = Kp (K = 0.81)]$</p> <p>D —— 螺纹内径 (255mm)</p> <p>D_2 —— 螺纹外径 (260mm)</p>	$\tau = 24.00 MPa$
5, 挤压应力 $\sigma_{挤}$	$\tau = \frac{2.78 \times 10^5}{3.14 \times 22 \times 0.81 \times 207 \times 10^{-6}} = 24 MPa$	
6, 螺纹牙所受的弯曲应力 $\sigma_{弯}$	$\sigma_{挤} = \frac{4F_1}{\pi(D^2 - D_2^2)} = \frac{4 \times 2.78 \times 10^5}{\pi(240^2 - 207^2) \times 10^{-6}}$ $\sigma_{弯} = \frac{3F_1 \cdot H_1}{\pi \cdot D_2 \cdot a^2} = \frac{3 \times 2.78 \times 10^5 \times 0.75 \times 22}{3.14 \times 207 \times (0.81 \times 22 \times 10^{-3})^2}$	$\sigma_{挤} = 24.01 MPa$ $\sigma_{弯} = 66.67 MPa$
7, 各应力校核	<p>查《机械设计》教材 p_{87} 可得,</p> <p>剪切时的安全系数 $S_\tau = 3.5 \sim 5$</p> <p>抗挤压时的安全系数 $S_p = 1.5$</p> <p>抗弯曲时的安全系数 $S = 2.5 \sim 4$</p>	<p>取 $S_\tau = 4$</p> <p>$S_p = 1.5$</p> <p>$[\tau]_a = 208.75 MPa$</p> <p>$[\sigma_{挤}]_a = 556.67 MPa$</p>
a) 许用切应力 $[\tau]_a$		

b)许用挤压应力 $[\sigma_{挤}]_a$	$[\tau]_a = \frac{835}{4} = 208.75MPa$ $\tau < [\tau]_a \text{ 满足要求, 安全。}$ $\text{取 } S_p = 1.5, \text{ 得 } [\sigma_{挤}]_a = \frac{835}{1.5} = 556.67MPa$ $\sigma_{挤} < [\sigma_{挤}]_a \text{ 安全。}$	$\sigma_{挤} < [\sigma_{挤}]_a$ $[\sigma_{弯}]_a = 208.75MPa$ $\sigma_{弯} < [\sigma_{弯}]_a$
c)许用弯曲应力 $[\sigma_{弯}]_a$	$\text{取 } S = 4, \text{ 得 } [\sigma_{弯}]_a = \frac{835}{4} = 208.75MPa$ $\sigma_{弯} < [\sigma_{弯}]_a \text{ 所以安全。}$	

3. 7 活塞与活塞杆的连接方式

简单来说，活塞与活塞杆一般用螺纹连接。但是该设计中的活塞杆与活塞的直径相似，所以把它们做成一体。见图-23。

3. 8 缸盖的设计

采用螺钉联接法兰式缸盖。见图-24。

a)结构尺寸设计	<p>缸盖厚度 h 的计算如下：</p> $h = \sqrt{\frac{3F(D_0 - d_{cp})}{\pi d_{cp} [\sigma]}}$ <p>式中，F —— 法兰受力总和 (N)</p> $F = \frac{\pi}{4} d^2 p + \frac{\pi}{4} (d_H^2 - d^2) q$ <p>d —— 密封环内径 (m);</p> <p>d_H —— 密封环外径 (m);</p> <p>p —— 系统工作压力 (Pa);</p> <p>q —— 附加密封力 (Pa);</p> <p>D_0 —— 螺钉孔分布圆直径 (m);</p> <p>d_{cp} —— 密封环平均直径 (m)。</p>	
----------	---	--

b) 联接螺钉的校核	<p>代入数据得, $h \approx 100mm$</p> <p>缸体和缸盖采用螺钉联接时, 螺纹处的拉应力为</p> $\sigma = \frac{KF}{\frac{\pi}{4}d_1^2Z}$ <p>螺纹处的切应力为</p> $\tau = \frac{K_1KFd_0}{0.2d_1^3Z}$ <p>合成应力为</p> $\sigma_n = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \approx 1.3\sigma \leq [\sigma]$ <p>式中, Z ——螺钉数; F ——缸体螺纹处所受的拉力 (N); K ——螺纹拧紧系数, 取 $K=1.35$; K_1 ——螺纹内摩擦系数, 一般取 $K_1=0.12$; d_0 ——螺纹外径(m); d_1 ——螺纹内径 (m); $[\sigma]$ ——螺纹材料的许用应力 (Pa);</p> <p>代入数据计算可得:</p> $\sigma_n \approx 117.03MPa < [\sigma] = 238.571MPa$ <p>满足要求。</p>	
------------	---	--

3. 9 主油缸的密封

主油缸密封的好坏对一台液压压砖机来讲是十分重要的, 它可能直接影响到压机的工作性能。

主油缸的密封包括活塞环与缸套间的动密封, 下法兰同活塞杆间的动密封, 以及上法兰与缸套之间的静密封, 动密封对材料的要求较高。如下图。

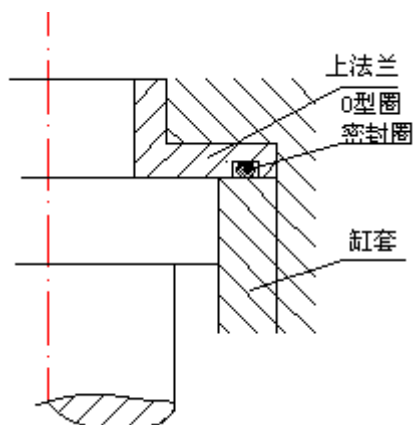


图-15 上法兰与缸套间的静密封

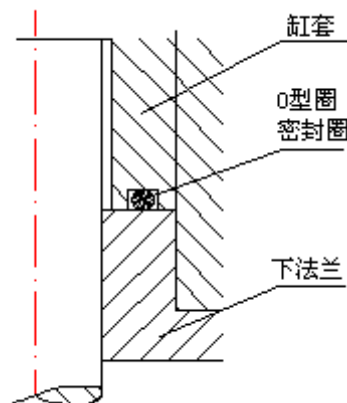


图-16 下法兰和缸套间的静密封

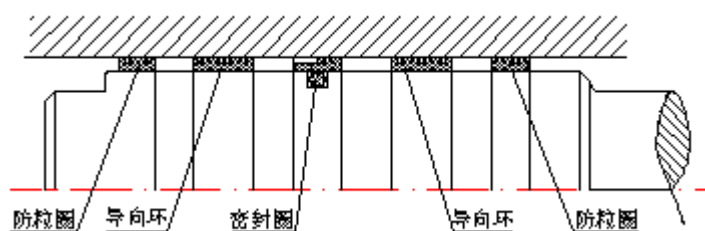


图-17 活塞杆与缸套间的动密封

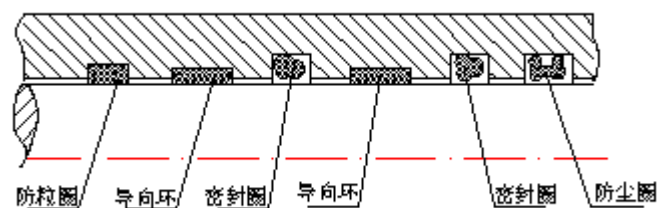


图-18 活塞杆与下法兰间的动密封

考虑到本次设计的压机为 1800 吨的全自动液压压砖机，其活塞与缸体之间的密封不便采用间隙密封，而只能采用如上图中的密封圈进行密封。导向环不但有导向功能，同时还兼有密封可靠，使用寿命长、耐磨等优点，很多部位都采用这种密封装置。O 型密封圈的密封性能好，摩擦系数小，安装空间小，广泛用于固定密封圈和静密封。

3. 10 螺钉与螺栓的选用和设计

缸盖与油缸、动梁和油缸联接可以采用双头螺栓联接或者螺钉联接，因为不常拆卸，所以在这里选用内六角圆柱又由于油缸的材料为 35CrMo，硬度较大，如果螺钉尾部作成尖端容易损伤油缸，所以螺钉尾部作成平端，接触面积大，预紧后不伤零件表面。

4 设计说明

4.1 润滑和密封

该压机的一些部位需要依靠人工及时地进行润滑。

压砖机主油缸的密封包括活塞的密封和活塞杆的密封。密封装置的形式很多。密封件主要为各种型式的橡胶密封圈和金属活塞环。对密封装置的要求是工作可靠，阻力小，寿命长，结构简单，加工容易。主油缸的静密封采用 O 形密封圈，动密封采用宝色霞板公司的斯特封。

4.1.1 活塞与油缸的密封

活塞与油缸的密封属于动密封，这里采用黑色金属密封，其密封示意图如图-19 所示。

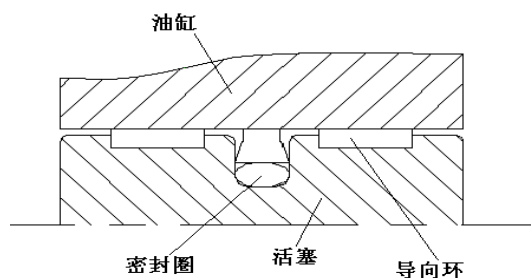


图-19 活塞与油缸的密封示意图

4.1.2 活塞杆与缸盖的密封

活塞杆与缸盖的密封属于动密封，这里采用黑色金属密封，其密封示意图如图-20 所示。

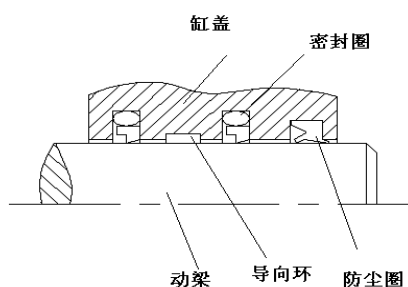


图-20 活塞杆与缸盖的密封示意图

4.1.3 油缸与动梁的密封

油缸与动梁的密封属于静密封，这里采用 O 形密封圈密封。选用其结构示意图如图

-21 所示。

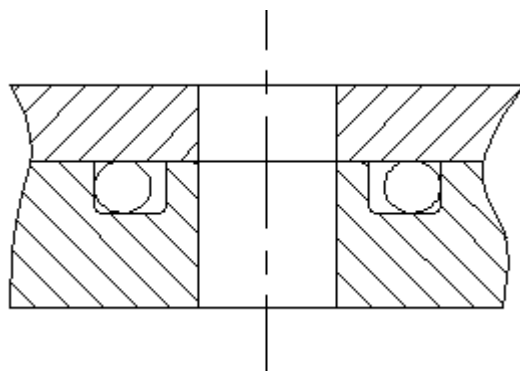


图-21 油缸和动梁的密封示意图

4.2 关键零部件的加工和安装

4.2.1 活塞和活塞杆

一般来说，活塞与活塞杆采用螺纹联接，但是考虑到活塞与活塞杆的尺寸相差不大，所以采用整体式结构，并且做成中空型的，同时使其与油缸的下腔接通，满足进油通道，为了使油缸的上腔通油，在活塞杆上再开一个孔，且在活塞杆上与此孔相接处开出槽，使得油可以顺利的进入上腔。

4.2.2 上下横梁

简化铸造工艺过程，提高生产率，保证铸件质量。

铸件结构必须符合合金铸造性能的要求，否则铸件容易产生浇不足、冷隔、缩孔、缩松、粘砂、烧结、变形、裂纹等，选择合适的截面形状，并在薄弱部分安置加强肋结构。要求铸件壁厚应尽可能均匀，铸件壁厚不均匀易产生缩孔和缩松，引起铸件变形或产生较大的内应力导致铸件产生裂纹。

a) 铸件的结构圆角和圆滑过渡

b) 合理的铸件结构形状

。

遵照上述原则，在上下横梁的设计中，将其中部打成空心，尽量使其壁厚均匀，同时也可以作为油箱，为油缸供油，而且此结构满足铸造的工艺过程。

5 最终装配图三维图

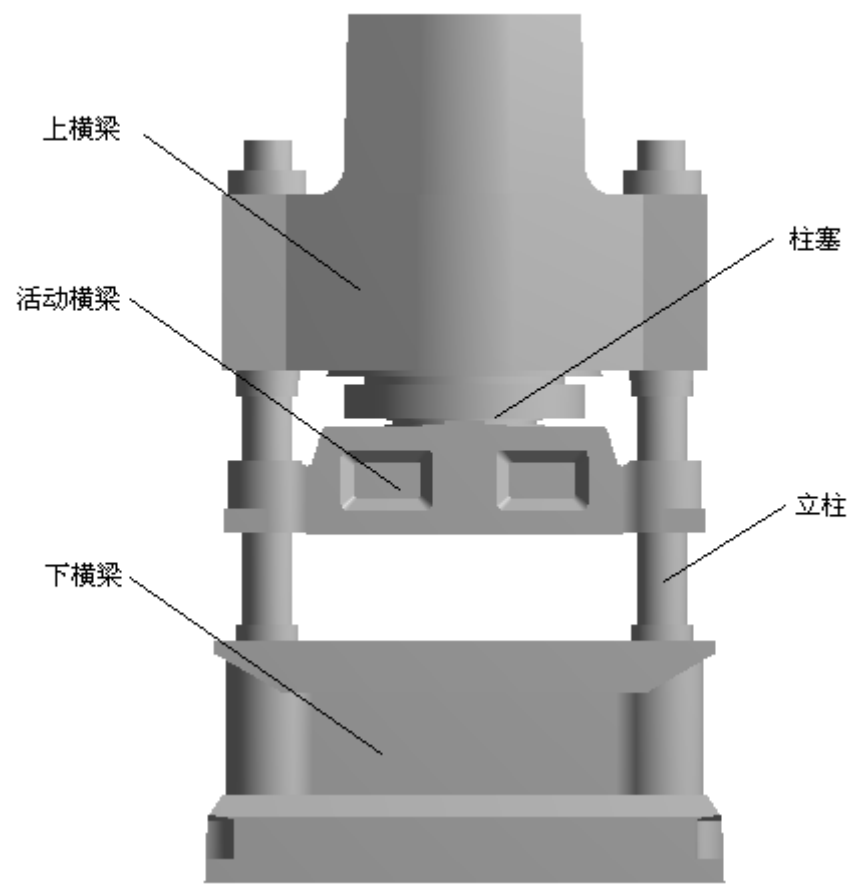


图-22 总装配图

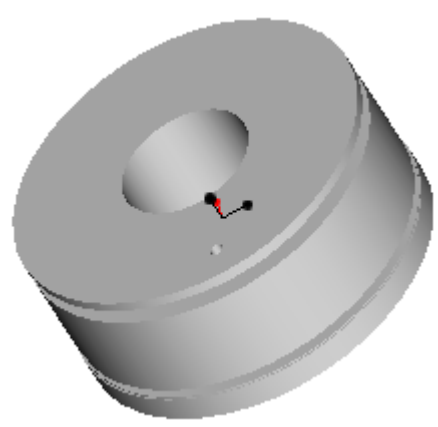


图-23 活塞杆的结构示意图

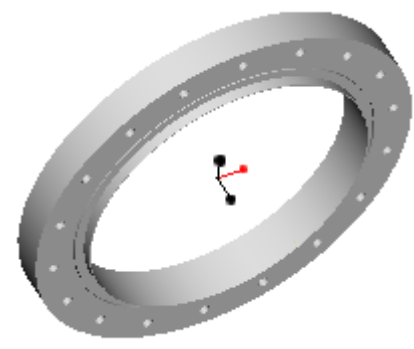


图-24 缸盖的结构示意图

5 技术经济分析报告

本次所设计的 1000 吨压砖机属于建筑陶瓷行业的中小型设备，该产品技术先进、结构新颖、性能良好、价格合理，可以压制 350mm×350mm（4 片/次），350mm×450mm（4 片/次），450mm×600mm（3 片/次）的陶瓷墙地砖，有巨大的市场潜力，对我国建陶行业产品的结构调整、优化升级、增加品种、出口创汇都有重要的意义，而且有很好的社会效益。

5.1 经济效益分析

- a) 假设所设计的压机的销售价为 600 万元/台（含税销售价），该价格是同类进口产品价格的 65%左右，
- b) 经营成本：

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

项目	金额
铸锻钢件、液压密封原件、电气原件	360 万元/台×15 台=5400 万元
动力及工具低值品	52 万元/台×15 台=780 万元
工人工资	120 万元
固定资产折旧	60 万元
管理费用	110 万元 其中：管理人员工资：48 万元 福利费用：20 万元 设备修理费：23 万元
财务费用	54 万元
销售费用	125 万元
可变成本合计	6180 万元
固定成本合计	469 万元
经营成本合计	6649 万元

c) 应交增值税用及附加税：

项目	金额	备注
应交增值税	316.37 万元	
附加税	56.95 万元	以应交增值税的 18% 计算

d) 通过计算分析，可得出以下赢利估算表

项目	金额	备注
销售收入（不含税）	7692.3 万元	销售收入（含税）：9000 万元
生产成本（可变成本）	6180 万元	
经营成本（总成本）	6649 万元	
销售税金（交税额）	373.32 万元	以增值税规定及附加税计算
经营利润	669.98 万元	
所得税金	221.1 万元	按现时政策的 33% 计算
税后利润	448.88 万元	

5.2 社会效益分析

a) 假设所设计的压机的销售价格约为同类进口设备价格的 65% 左右，以年产 15 台计

算，每年可为国家节约外汇 750 万美元左右，为国内用户减少设备投资 2138 万元左右。

b) 该产品达产后，每年可为国家和地方政府增加税金 354.02 万元左右。

6 小结

经过三个月对本设计课题的计算分析，最终完成了该 1000 吨压砖机主机框架的设计。该压机与其它压机的不同在于，其工作台面尺寸较大，主要用于生产墙地砖，缸梁复合一体同时压制砖坯，油缸固定在上横梁上，既降低了整机高度又可以使砖的厚度均匀。

本次设计的“1800 吨全自动液压压砖机”的主机部分，由于是第一次尝试设计这样大型复杂的机械，加上自己实践经验的不足，在设计的过程中感觉到有点力不从心，同时使自己更加深刻的认识到基础知识的重要性，并体会到理论与实际之间的差距确实不小，这让我知道只有充分的实践才能与理论结合起来，才能设计出具有使用性的机械。

由于本人水平有限，在设计过程中存在漏洞以及错误在所难免，恳请老师们批评指正。在设计过程中，我得到了老师和同学们的帮助和指教，使我在一筹莫展时，是他们给我提出好的方法和建议，从而让我的设计顺利的进行。

在本次设计中，我学到了很多平时学不到的东西，让我的专业知识更加扎实，全面。

致谢

在整个设计过程中，指导老师陈涛给予了很大的帮助和耐心的指导，提供了大量的参考资料，而且认真严格地检查设计内容，尤其是她的敬业精神更使我受益非浅。

最后向在百忙之中评阅设计的老师表示最诚挚的谢意！

参考文献

- [1] 艾蒙琛. 套筒拉杆式梁柱结构压砖机拉杆预紧力理论分析. 陶瓷, 2001 (3)
- [2] 许志华. 钢丝缠绕型全自动液压压砖机主机 CAD 及机架的有限元分析: [学位论文], 景德镇: 景德镇陶瓷学院, 2002
- [3] 张柏清等. 全自动液压压砖机. 南昌: 江西科学技术出版社, 2001
- [4] 林清安. Pro/Engineer2000i 零件设计. 北京: 北京大学出版社, 2001
- [5] 夸克工作室. 精通 Pro/Engineer CAD 入门篇. 北京: 中国青年出版社, 2000
- [6] 夸克工作室. 精通 Pro/Engineer CAD 进阶篇. 北京: 中国青年出版社, 2000
- [7] 韦峰山等. 国外大型液压压砖机主机结构的分析比较. 佛山陶瓷, 2000 (4)
- [8] 朱永豪, 冯长印, 安国平. 套筒—拉杆式压砖机机架对角反复张拉时的力学研究. 陶瓷, 2002 (3)
- [9] 张柏清等. 陶瓷工业机械与设备. 北京: 中国轻工业出版社, 1999
- [10] 罗贤海等. 陶瓷全自动液压压砖机有限元分析. 中国陶瓷工业, 1999 (4)
- [11] 冯长印, 钱锦. 国内陶瓷墙地砖自动液压压砖机发展现状及展望. 中国陶瓷工业, 1999 (4)
- [12] 韦峰山等. YP5000 型液压自动压砖机主机结构特点分析. 陶瓷, 2003 (6)
- [13] 冯长印. 国产液压压砖机的发展与技术进步. 佛山陶瓷, 2001 (9)
- [14] <http://wenku.baidu.com/view/340425d276eeaeaad1f330fe.html>