

毕业设计（论文）

YA-32 100T 液压机液压系统及其本体设计

THE HYDRAULIC SYSTEM AND THE
ONTOLOGY DESIGN OF HYDRAULIC
YA-32 100T

摘要

通过对分析液压机的国内外生产及研究现状，确定了本课题的主要设计内容。在确定了液压机初步设计方案后，采用了传统设计方法对 100T 液压机机身结构进行设计计算及强度校核，并采用 AutoCAD 设计软件对上横梁、底座、拉伸滑块、压边滑块、拉伸缸、压边缸、顶出缸、立柱及总装图进行了工程绘图，且用 ug 模拟液压机整体结构，在参考了某公司生产的三梁四柱式液压机液压系统以及查阅了有关关于液压系统设计的书籍后，设计了液压系统的工作说明书，并对其进行了可行性分析，最后对整个设计进行系统分析，得出整个设计切实可行。

关键词：液压机；机身结构

Abstract

Through to analysed the type hydraulic press domestic and foreign research present situation, I had determined this topic main design content. After I had determined the hydraulic press preliminary design plan, used the traditional theory method to carry out design, the computation, the intensity examination to the body of 100T hydraulic press fuselage structure, used AutoCAD design software to the main traverse, under the crossbeam, moves Liang, the master cylinder, goes against the cylinder, the column, the final assembly drawing had carried on the project cartography, meanwhile had carried the mapping to the master cylinder. After referred to three Liang four columns hydraulic Type hydraulic press of wall hydraulic system which some company produces as well as has consulted massively and the hydraulic system design books, had produced the system of numeral control working instructions, and had carried on the feasibility analysis finally carried on the system analysis to the entire design, obtained the entire design practical and feasible.

keywords : Hydraulic press | Body structure

目 录

1 绪论.....	1
2 液压机的主要技术参数.....	
2.1 YA32—100T 四柱万能液压机主要参数	3
2.2 YA32—100T 四柱万能液压机系统工况图	4
3 液压基本回路以及控制阀.....	
3.1 YA32—100T 四柱万能液压机液压系统图	6
3.2 YA32—100T 四柱万能液压机工作循环图	9
4 液压缸.....	
4.1 主缸.....	10
4.2 主缸活塞杆.....	18
4.3 主缸的总效率.....	20
4.4 顶出.....	20
4.5 顶出缸活塞杆.....	25
4.6 顶出缸的总效率.....	26
4.7 各油缸工作流量.....	27
4.8 液压缸损坏情况及原因分析.....	29
5 液压工作介质.....	
6 液压辅助件及液压泵站.....	
6.1 管件.....	32
6.2 密封件.....	33
6.3 油箱.....	35
6.4 过滤器.....	38
6.5 立柱导杆.....	38
6.6 泵站的组成及工作过程.....	40
7 梁的设计.....	41
7.1 横梁的结构设计.....	41
7.2 上梁.....	46
7.3 下梁.....	49
8 液压系统的安装.....	
总 结.....	
致 谢.....	
参考文献.....	
附录.....	53

1 绪论

1.1 液压机的发展

随着全球金融危机对实体经济影响加深，全球经济在经历连续 4 年 5% 左右的高速增长之后 2010 年急速掉头下滑。主要发达国家正迅速步入衰退，可以预计衰退程度将深于前几次经济危机。目前这场全球金融危机正迅速向我国蔓延，预计对我国经济的冲击将超过 10 年前的亚洲金融危机。

我国经济在连续 5 年以超过 10% 的速度增长之后，2008 年增速将下滑到 9.0%，逐季来看，我国经济增长自 2009 年二季度之后已连续 5 个季度下滑，2010 年第三季度同比增长率下滑到 9%，第四季度下滑到 6.8%，大幅度下落 2.2 个百分点。这种下滑态势将持续到 2011 年上半年。

针对目前世界范围内经济严峻形式和我国经济运行面临新的不确定性因素，如何根据急剧变化的外部经济环境调整企业发展规划和经营方针，成为摆在我国四柱液压机企业面前亟待解决的问题。本报告从全球视野的高度，把握经济发展的周期，剖析了国家宏观政策走向和经济发展趋势，对四柱液压机产业发展的具体问题进行了深度探讨和分析，帮助业内企业、相关投资公司及政府部门准确把握行业发展趋势，洞悉行业竞争格局，规避经营和投资风险，是制定正确竞争和投资战略决策的重要决策依据之一，具有重要的参考价值。

由于液压机的液压系统和整机结构方面，已经比较成熟，国内外液压机的发展主要体现在控制系统方面。微电子技术的飞速发展，为改进液压机的性能、提高稳定性、加工效率等方面提供了可能。相比来讲，国内机型虽种类齐全，但技术含量相对较低，缺乏技术含量高的高档机型，这与机电液一体化，中小批量柔性生产的发展趋势不相适应。

在国内外液压机产品中，按照控制系统，液压机可分为三种类型：一种是以继电器为主控元件的传统型液压机；一种是采用可编程控制器控制的液压机；第三种是应用高级微处理器（或工业控制计算机）的高性能液压机。三种类型功能各有异，应用范围也不尽相同。但总的发展趋势是高速化、智能化。

继电器控制方式是延续了几十年的传统控制方式，其电路结构简单，技术要求不高，成本较低，相应控制功能简单，适应性不强。其适用于单机工作、加工产品精度要求不高的大批量生产（如餐具、厨具产品等），其也可组成简单的生产线，但由于电路的限制，稳定性、柔性差。现在，国内许多液压机厂家是以这种机型为主，使用对象多为小型加工厂，或加工精度要求不高的民用产品。国外众多厂家只是保留了对这种机型的生产能力，而主要面向以下两种技术含量高的机型组织生产。

1.2 液压机的工作原理

液压机通常指液压泵和液压马达，液压泵和液压马达都是液压系统中的能量转换装置，不同的是液压泵把驱动电动机的机械能转换成油液的压力能，是液压系统中的动力装置，而液压马达是把油液的压力能转换成机械能，是液压系统中的执行装置。

液压系统中常用的液压泵和液压马达都是容积式的，其工作原理都是利用密封容积的变化进行吸油和压油的。从工作原理上来说，大部分液压泵和液压马达是互逆的，即输入压力油，液压泵就变成液压马达，就可输出转速和转矩，但在结构上，液压泵和液压马达还是有些差异的。

是利用液体来传递压力的设备。液体在密闭的容器中传递压力时是遵循帕斯卡定律。液压机的液压传动系统由动力机构、控制机构、执行机构、辅助机构和工作介质组成。为了满足执行机构运动速度的要求，选用一个油泵或多个油泵。低压（油压小于 2.5MP）用齿轮泵；中压（油压小于 6.3MP）用叶片泵；高压用柱塞泵。

四柱液压机的工作原理是油泵把液压油输送到集成插装阀块，通过各个单向阀和溢流阀把液压油分配到油缸的上腔或者下腔，在高压油的作用下，使油缸进行运动。液压机是利用液体来传递压力的设备。液体在密闭的容器中传递压力时是遵循帕斯卡定律。四柱液压机的液压传动系统由动力机构、控制机构、执行机构、辅助机构和工作介质组成。动力机构通常采用油泵作为动力机构，一般为容积式油泵。为了满足执行机构运动速度的要求，选用一个油泵或多个油泵。低压（油压小于 2.5MP）用齿轮泵；中压（油压小于 6.3MP）用叶片泵；高压（油压小于 32.0MP）用柱塞泵。各种可塑性材料的压力加工和成形，如不锈钢板钢板的挤压、弯曲、拉伸及金属零件的冷压成形，同时亦可用于粉末制品、砂轮、胶木、树脂热固性制品的压制。

1.3 四柱液压机的特点和用途及分类

四柱液压机特点：机器具有独立的动力机构和电气系统，采用按钮集中控制，可实现调整、手动及半自动三种工作方式；机器的工作压力、压制速度，空载快下行和减速的行程和范围，均可根据工艺需要进行调整，并能完成顶出工艺，可带顶出工艺、拉伸工艺三种工艺方式，每种工艺又为定压，定程两种工艺动作供选择，定压成型工艺在压制后具有顶出延时及自动回程。

四柱液压机具有广泛的通用性。适用于各种塑性材料的加工和成形，如挤压、弯曲、折边、拉伸等；同时也可用于各种塑料、粉末制品的压制成形。此外还可以用于制品的校正、压装和整形等。

液压机作为一种通用的无削成型加工设备，其工作原理是利用液体的压力传递能量以完成各种压力加工的。其工作特点一是动力传动为“柔性”传动，不象机械加工设备一样动力传动系统复杂，这种驱动原理避免了机器过载的情况；二是液压机的拉伸过程中只有单一的直线驱动力，没有“成角的”驱动力，这使加工系统有较长的生命期和高的工件成品率。液压机有单动、双动、三动三种基本的动作方式。在单动方式中，压头（或滑板）作为移动部件单向移动完成压制过程。这种工作方式没有压边装置。单动压力机主要用于薄型工件成型中，适用于卷材和带型材料。

双动型压力机有两个移动部件：滑板（或冲头）和模板。其液压机工作过程是，冲头（或滑板）自上而下拉伸冲料，模板充作固定压板。在压制成型后，模板能实现打料顶出功能。可根据材料和工件的特征参数来调整模板的压力。三动型压力机中，深拉伸滑块和压边滑块自上而下移动，由模板实现打料动作。但是，模板也可以充作压边块来实现专门的成型操作。这种压力机也可以做双动机用。由于内滑板和压边块相关连，因此，成型压力和压边力合成整个系统的总负载。按照机架结构形式液压机可分为梁柱式、组合框架型、整体框架式、单臂式等。按照功能用途液压机可分为手动液压机、锻造液压机、冲压液压机、一般用途液压机、校正、压装液压机、层压液压机、挤压液压机、压制液压机、打包压块液压机、专用液压机等十组类型。

2 液压机的主要技术参数

2.1 YA32—100T 四柱万能液压机主要参数

表 2-1 主要技术参数

产品名称	四柱万能液压机	滑块快进速度 (mm/s)	100
型号	YA32-1000KN	工进速度 (mm/s)	10
公称压力 (T)	100	快上行速度 (mm/s)	80
滑块行程 (mm)	800	顶出力 (T)	20
滑块下平面至工作台最大距离 (mm)	1260	顶出速度 (mm/s)	80
工作台尺寸 (前后'左右) (mm)	900' 1250	回程速度 (mm/s)	120
液体最大工作压力 (MPa)	16	顶出活塞最大行程 (mm)	500
外型尺寸长'宽'高 (mm)	1780' 1420' 4391	回程力 (T)	6
最大拉伸深度 (mm)	500	电机功率 KW	31.5

2.2 YA32—100T 四柱万能液压机系统工况图

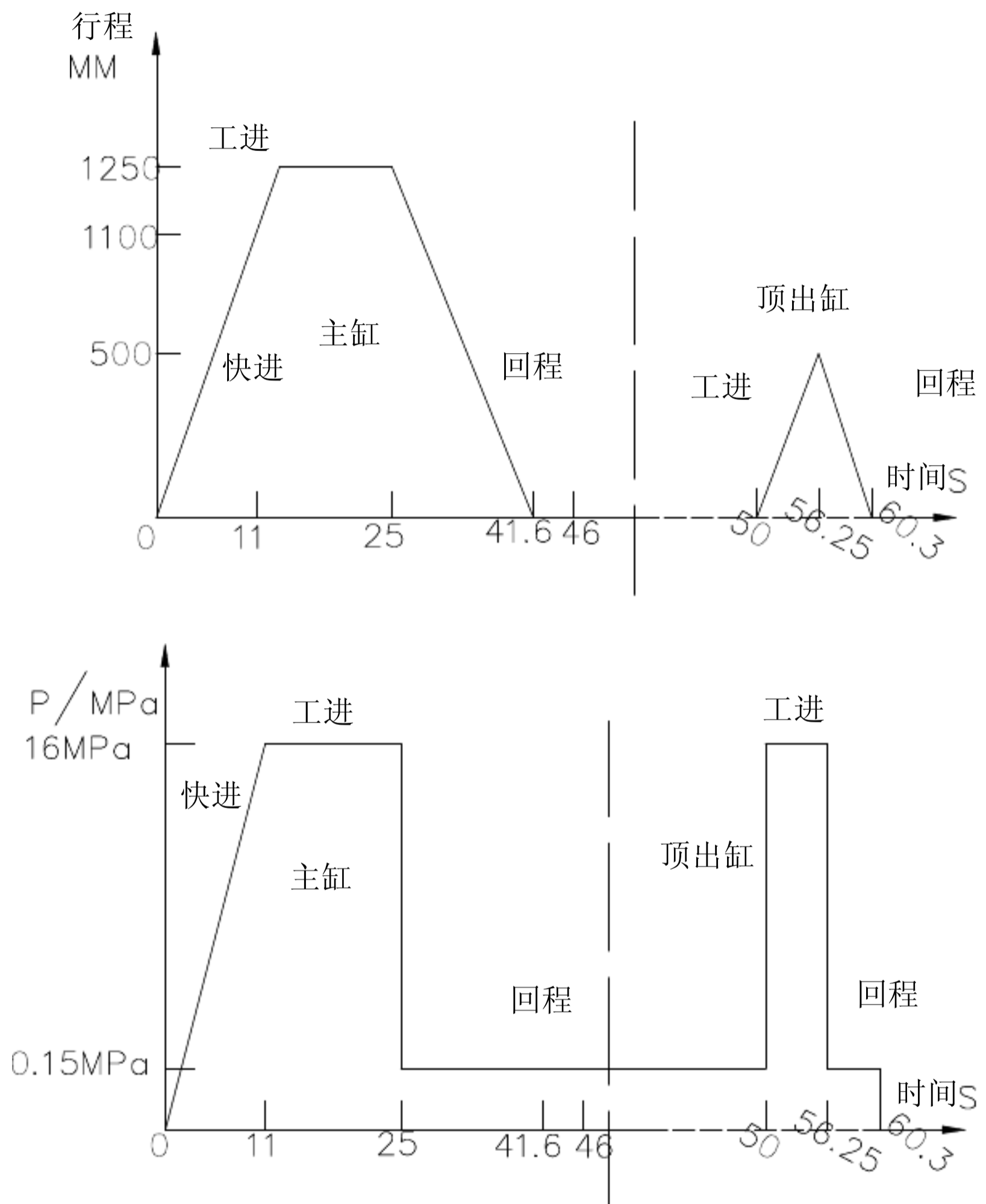


图 2-1 液压系统工作行程与压力图

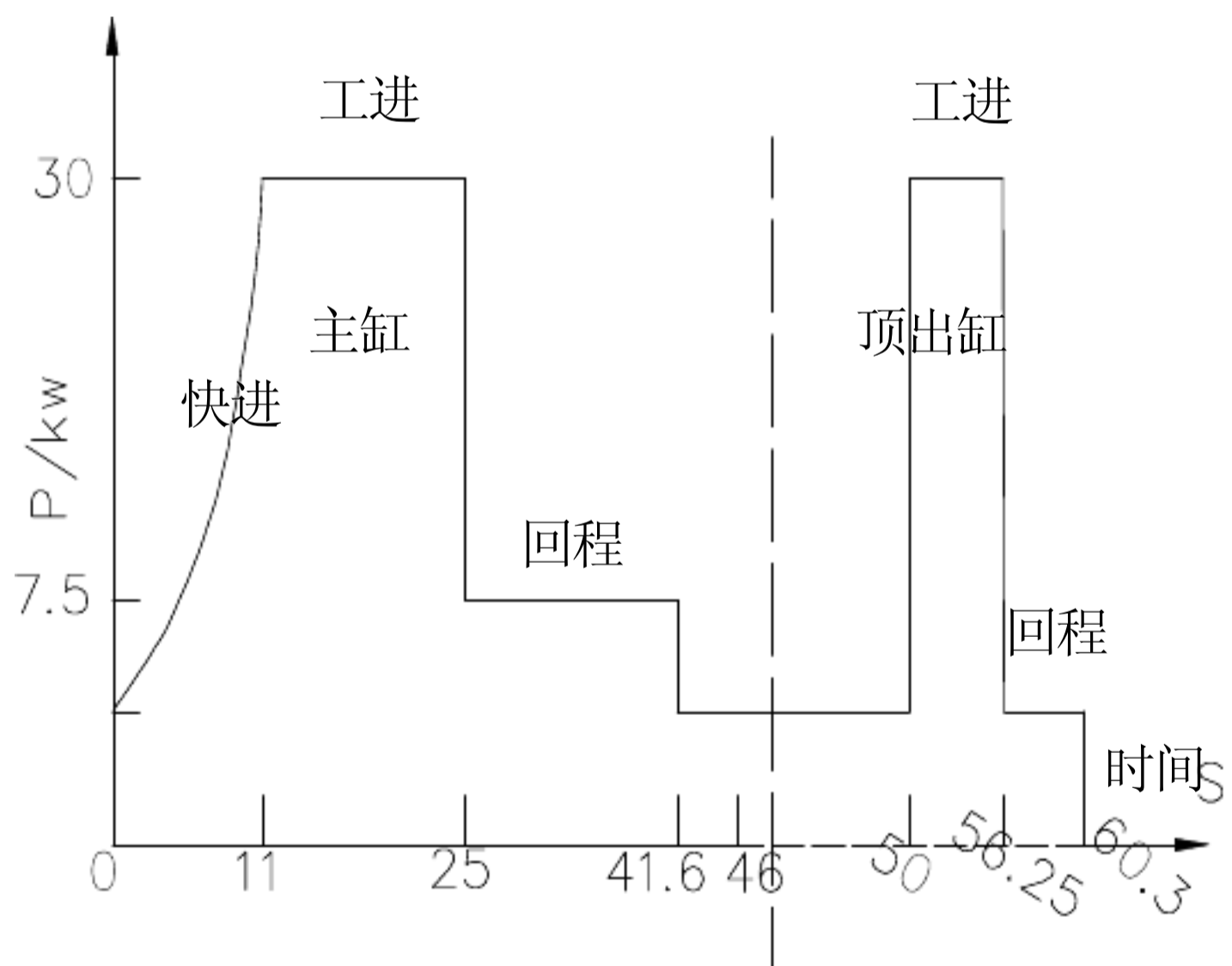
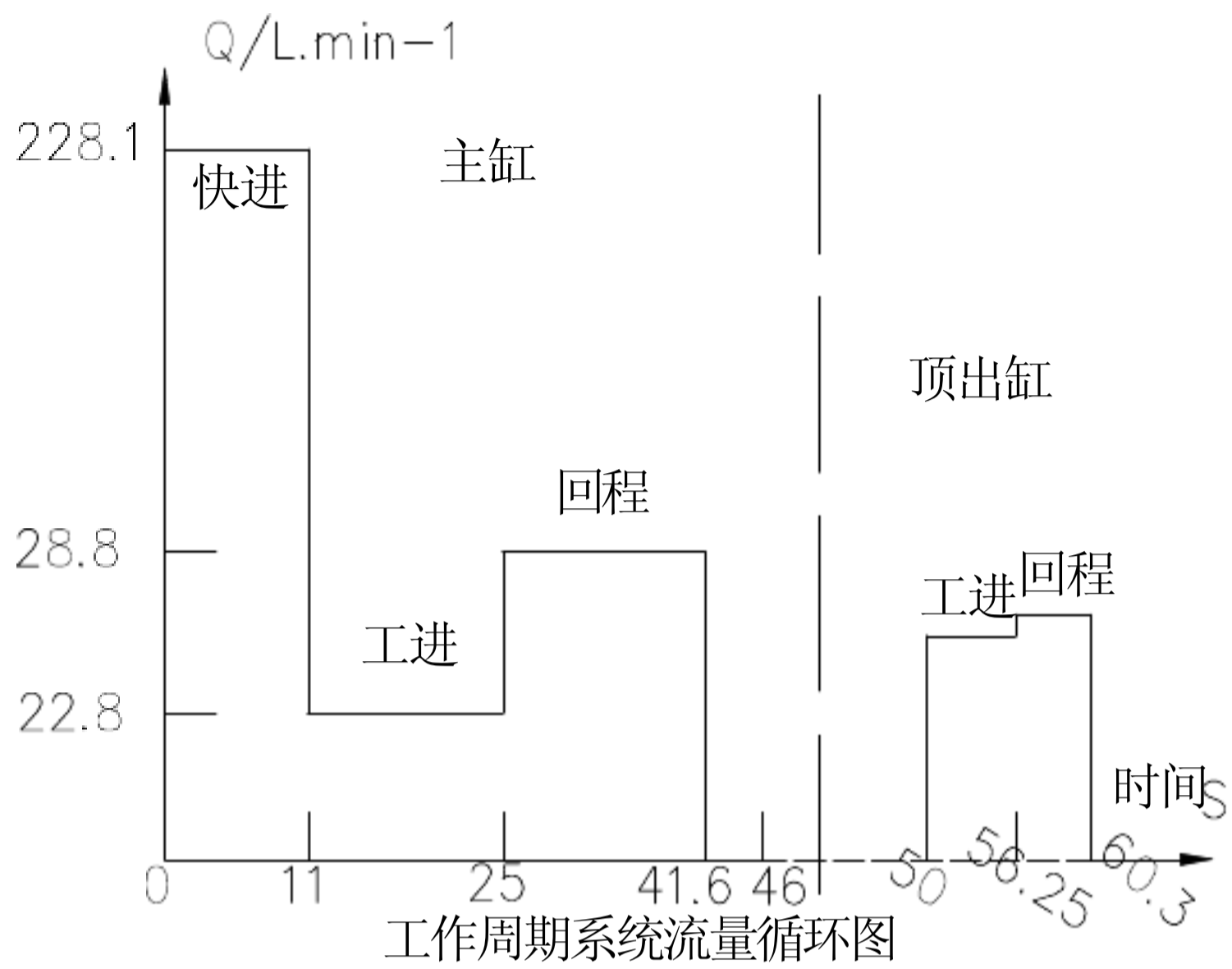


图 2-2 工作周期系统功率循环图

3 液压基本回路以及控制阀

3.1 YA32—100T 四柱万能液压机液压系统图

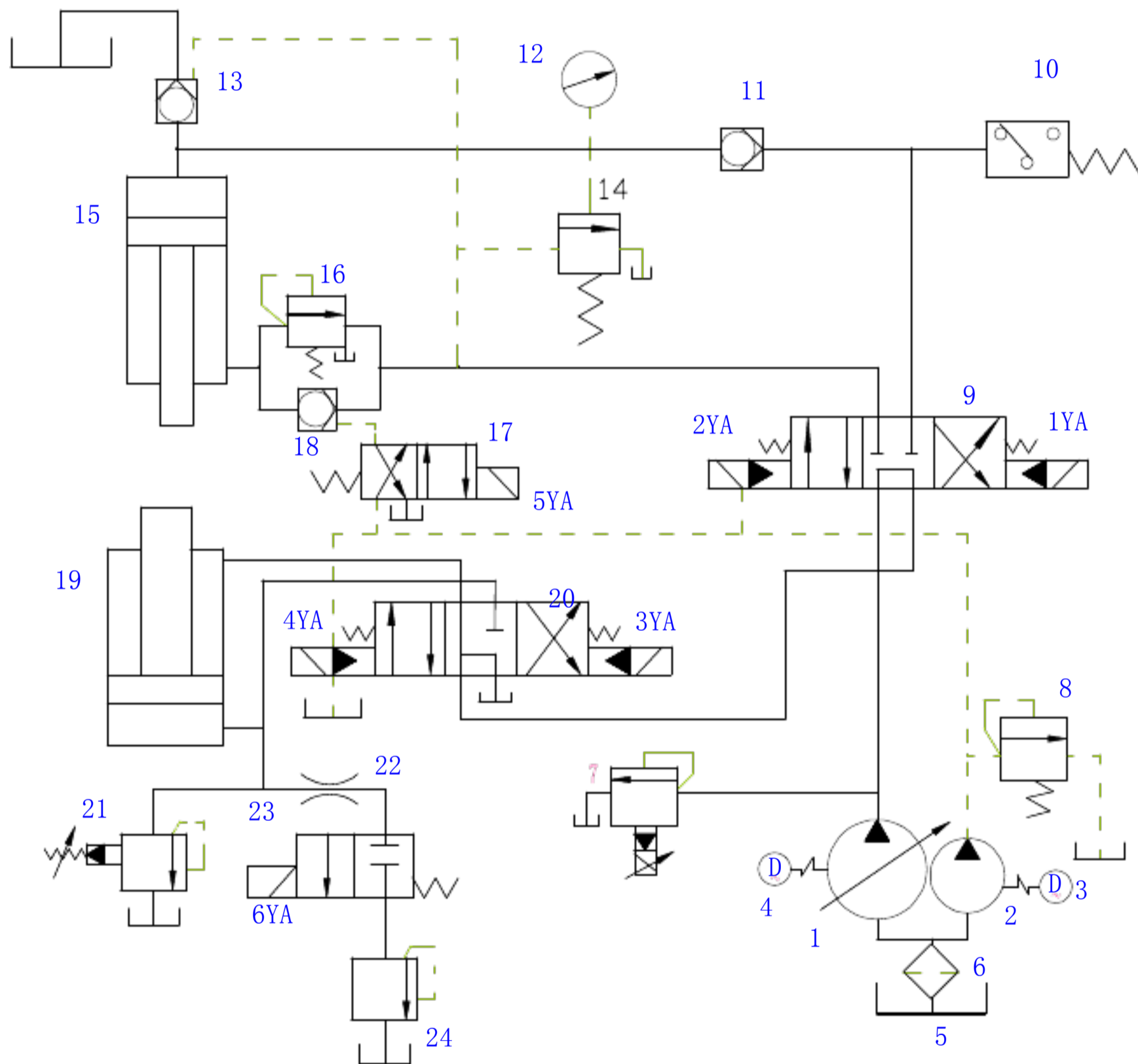


图 3-1 系统原理图

1——斜盘式变量柱塞泵，2——齿轮泵，3——小电机，4——大电机，6——滤油器，7——电控比例溢流阀，8、22、24——溢流阀，9、18、23——换向阀，10——压力继电器，11——单向阀，12——压力表，13、18——液控单向阀，14——外控顺序阀，16——顺序阀，15——上液压缸，19——下液压缸，21——节流器，

工作过程

A: 启动: 电磁铁全断电, 主泵卸荷。主泵 (恒功率输出) → 电液换向阀 9 的 M 型中位 → 电液换向阀 20 的 K 型中位 → T

B: 快进: 液压缸 15 活塞快速下行: 1YA, 5YA 通电, 电磁铁换向阀 17 接通液控单向阀 18 的控制油路, 打开液控单向阀 18,

进油路: 主泵 1 → 电液换向阀 9 → 单向阀 11 → 上液压缸 15

回油路: 液压缸 15 下腔 → 液控单向阀 18 → 电液换向阀 9 → 电液换向阀 20 的 K 型中位 → T 液压缸 15 活塞依靠重力快速下行: 大气压油 → 吸入阀 13 → 液压缸 15 上腔的负压空腔

C: 工进:

液压缸 15 接触工件慢速下行: (增压下行) 液压缸活塞碰行程开关 2XK, 5YA 断电, 切断经液控单向阀 18 快速回油通路, 上腔压力升高, 切断 (大气压油 → 吸入阀 13 → 上液压缸无杆腔) 吸油路。

回油路: 液压缸 15 下腔 → 顺序阀 16 → 电液换向阀 9 → 电液换向阀 20 的 K 型中位 → T

D: 保压: 液压缸 15 上腔压力升高达到预调压力, 压力继电器 10 发出信息, 1YA 断电, 液压缸 15 进口油路切断, 单向阀 11 和吸入阀 13 的高密封性能确保液压缸 15 活塞对工件保压。主泵 (恒功率输出) 主泵 → 电液换向阀 9 的 M 型中位 → 电液换向阀 20 的 K 型位 → T 实现主泵卸荷。

E: 保压结束, 泄压, 液压缸 15 回程: 时间继电器发出信息, 2YA 通电 (1YA 断电), 液压缸 15 上腔压力很高, 外控顺序阀 14, 使主泵 1 → 电液换向阀 9 → 吸入阀的控制油路由于大部分油液经外控顺序阀 14 流回油箱, 压力不足以立即打开吸入阀 13 通油箱的通道, 只能打开吸入阀的卸荷阀 13 (或叫卸荷阀 13 的卸荷口), 实现液压缸 15 上腔 (只有极少部分油液经卸荷阀口回油箱) 先卸荷, 后通油箱的顺序动作, 此时: 主泵 1 大部分油液 → 电液换向阀 9 → 外控顺序阀 → T

F: 液压缸 15 活塞快速上行: 液压缸 15 上腔卸压达到吸入阀 13 开启的压力值时, 外控顺序阀 14 关闭, 切断主泵 1 大部分油液 → 电液换向阀 9 → 外控顺序阀 14 → T 的卸荷油路实现:

进油路: 主泵 1 → 电液换向阀 9 → 液控单向阀 20 → 液压缸 15 下腔回油路: 液压缸 15 上腔 → 吸入阀 13 → T

G: 顶出工件: 液压缸 15 活塞快速上行到位, PLC 发出信号, 2YA 断电, 电液换向阀 9 关闭, 3YA 通电电液换向阀 20 右位工作

进油路:主泵 1→电液换向阀 9 的 M 型中位→电液换向阀 20→液压缸 19 无杆腔

回油路: 液压缸 19 有杆腔→电液换向阀 20→T

H: 顶出活塞退回: 3YA 断电, 4YA 通电, 电液换向阀 20 左位工作

进油路: 主泵 1→电液换向阀 9 的 M 型中位→电液换向阀 20→液压缸 19 上腔

回油路: 液压缸 19 下腔→电液换向阀 20→T

K: 压边浮动拉伸:

薄板拉伸时, 要求顶出液压缸 19 下腔要保持一定的压力, 以便液压缸 19 活塞能随液压缸 15 活塞驱动的动模一起下行对薄板进行拉伸, 3YA 通电, 电液换向阀 20 右边工作, 6YA 通电, 电磁换向阀 23 工作, 溢流阀 24 调节液压缸 19 下腔油垫工作压力。

3.2 YA32 —100T 四柱万能液压机工作循环图

表 3-1 控制阀动作顺序表

动作元件 工步	1YA	2 YA	3 YA	4 YA	5 YA	6 YA	7 YA	PJ
原位								
上缸快进	+				+			
上缸工进	+				+			
保压			+					+
上缸快退		+						
下缸工进			+					
下缸快退				+				
压边浮动拉伸								

(注: PJ——压力继电器。)

4 液压缸

4.1 主缸

(1) 总体受力分析

液压缸的一般形式是一端开口—在柱塞上时，反作用力作用于缸底。承反力来平衡。端封闭的厚壁高压容器。

液压缸受力情况可以分成三部分，即缸底、法兰和中间厚壁圆筒。理论分析相应力测定均表明，只有在和法兰支承表面及缸底内表面距离各为 $1.5r_z$ 的缸筒中才可以按弯曲力矩的影响，不能用一般的厚壁圆筒公式来计算。

(2) 中段圆筒

用法兰支承的缸的圆筒中段有轴向拉应力外尚有由内压力引起的径向压应力 $6f$ (内壁最大，向外逐渐减小，到外壁时为零) 和切向拉应力 $6r$ (内壁向外逐渐减小)

(3) 液压缸的材料、许用应力及液体工作压力的关系

为了使液压机结构紧凑，应使液压缸外径尽可能减小。一般来说，当总压力不变时，提高液体工作压力，液压缸的外径将减小，但是如果液压缸的材料不变，则当液体压力增加别某一数值后，缸的外径反而会增大。

4.1.1 材料

表 4-1 液压缸型号

型号	$s_b \geq / \text{MPa}$	$s_s \geq / \text{MPa}$	$d_s \geq / \%$
35CrMo	1000	850	12

4.1.2 缸筒内径:

已知液压缸的理论作用力 (推力 $F_1 = 100\text{KN}$; 拉力 $F_2 = 10\text{KN}$)

假设最大压力 $P = 25\text{MPa}$

(1) 则: 无活塞杆的缸筒内径 D 为:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{pP}} \cdot 10^3 \text{ m} \quad \text{式 (4.1)}$$

$$= \sqrt{\frac{4 \cdot 100 \cdot 10^4}{p \cdot 25}} \cdot 10^3 \text{ m} \approx 0.22 \text{ m}$$

(2) 活塞杆径 $d_{\text{主}}$ 为:

$$d_{\text{主}} = \sqrt{D^2 - \frac{4R_{\text{回}}}{pP}} \quad \text{式 (4.2)}$$

$$= \sqrt{D^2 - \frac{4 \cdot 100 \cdot 10^3}{p \cdot 25 \cdot 10^6}} = 0.208 \text{ m}$$

取标准值 $d_{\text{主}} = 0.2 \text{ m}$

(3) 主液压缸有效面积:

$$A_1 = \frac{pD^2}{4} \quad \text{式 (4.3)}$$

$$= \frac{p}{4} \cdot 0.22^2 = 0.038 \text{ m}^2 = 380 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = \frac{p}{4} (D^2 - d^2) \quad \text{式 (4.4)}$$

$$= \frac{p}{4} (0.22^2 - 0.20^2) = 0.00659 \text{ cm}^2 = 66 \text{ cm}^2$$

$$A_3 = \frac{p}{4} d^2 \quad \text{式 (4.5)}$$

$$= \frac{p}{4} 0.20^2 = 0.0314 \text{ m}^2 = 314 \text{ cm}^2$$

(4) 主液压缸实际压制力和回程力:

$$R_{\text{压制}} = PA_1 \quad \text{式 (4.6)}$$

$$= 25 \cdot 10^6 \cdot 0.0380 = 950 \text{ KN}$$

$$R_{\text{主回}} = 100 \text{ KN}$$

(5) 主液压缸的工作力:

① 主液压缸的平衡压力:

$$P_{\text{平衡}} = \frac{G}{A_2} \quad \text{式 (4.7)}$$

$$= \frac{1.0 \cdot 9800}{0.00659} = 1.41 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

② 主液压缸工进压力:

$$P_{工} = \frac{R_{压制}}{A_1} + \frac{P_{平衡} A_2}{A_1} \quad \text{式 (4.8)}$$

$$= \frac{950' 10^3 + 141000' 0.00659}{0.038} = 25.26 \text{MPa}$$

③主液压缸回程压力:

$$P_{回} = \frac{R_{回程}}{A_2} \quad \text{式 (4.9)}$$

$$= \frac{100' 10^3}{0.00659} = 14.4 \text{MPa}$$

顶出液压缸

(1) 顶出液压缸内径:

$$D_{顶} = \sqrt{\frac{4R_{顶}}{pP}} \quad \text{式 (4.10)}$$

$$= \sqrt{\frac{4' 200' 10^3}{3.14' 25' 10^6}} = 0.1009 \text{m}$$

根据 GB/T2348-1993, 取标准值 $D_{顶} = 100 \text{mm}$

(2) 顶出液压缸活塞杆径 $d_{顶}$

$$d_{顶} = \sqrt{D_{顶}^2 - \frac{4R_{顶回}}{pP}} \quad \text{式 (4.11)}$$

$$= \sqrt{0.10^2 - \frac{4' 60' 10^3}{3.14' 25' 10^6}} = 0.083 \text{m}$$

根据 GB/T2348-1993, 取标准值 $d_{顶} = 80 \text{mm}$

(3) 顶出液压缸有效面积:

$$A_{顶1} = \frac{p}{4} D_{顶}^2 \quad \text{式 (4.12)}$$

$$= \frac{3.14}{4} \cdot 0.10^2$$

$$= 0.00785 \text{ m}^2 = 79 \text{ cm}^2$$

$$A_{顶2} = \frac{p}{4} (D_{顶}^2 - d_{顶}^2) \quad \text{式 (4.13)}$$

$$= \frac{3.14}{4} \cdot (0.10^2 - 0.08^2)$$

$$= 0.0028 \text{ m}^2 = 28 \text{ cm}^2$$

$$A_{\text{顶3}} = \frac{p}{4} d^2 \quad \text{式 (4.14)}$$

$$= \frac{3.14}{4} \cdot 0.08^2 = 0.0050 \text{ m}^2$$

$$= 50 \text{ cm}^2$$

(4) 顶出液压缸实际顶出力和回程力:

$$R_{\text{顶出}} = P_1 A_1 \quad \text{式 (4.15)}$$

$$= 25 \cdot 10^6 \cdot 0.00785$$

$$= 21.4 \text{ MPa}$$

$$R_{\text{顶回}} = 60 \text{ KN}$$

(5) 顶出液压缸的工作压力和回程工作压力:

$$P_1 = 25 \cdot 10^6 \cdot 0.00785 = 196.3 \text{ KN}$$

$$R_{\text{顶回}} = 60 \text{ KN}$$

$$P_{\text{顶出}} = 25 \text{ MPa}$$

$$P_{\text{顶回}} = \frac{R_{\text{顶回}}}{A_{\text{顶2}}} \quad \text{式 (4.16)}$$

$$= \frac{60000}{0.0028} = 21.4 \text{ MPa}$$

液压缸运动中的供油量:

(1) 主液压缸的进出油量:

① 主液压缸快进的进出油量:

$$q_{\text{快进}} = A_1 V_1 \quad \text{式 (4.17)}$$

$$= 0.0380 \text{ m}^2 \cdot 0.1 \text{ m/s} \cdot 60 \text{ s}$$

$$= 3.8 \cdot 1 \cdot 60$$

$$= 228 \text{ L/min}$$

$$q_{\text{快回}} = A_2 V_1 \quad \text{式 (4.18)}$$

$$= 0.0659 \text{ m}^2 \cdot 0.1 \text{ m/s} \cdot 60 \text{ s}$$

$$=6.59' 1' 60$$

$$=36\text{L}/\text{min}$$

②主液压缸工作行程的进出油量:

$$q_{\text{工进}} = A_1 V_2 \quad \text{式 (4.19)}$$

$$=0.038\text{m}^2 \cdot 0.01\text{m}/\text{s} \cdot 60\text{s}$$

$$=3.8' 0.1' 60$$

$$=22.8\text{L}/\text{min}$$

$$q_{\text{工回}} = A_2 V_2 \quad \text{式 (4.20)}$$

$$=0.00659\text{m}^2 \cdot 0.01\text{m}/\text{s} \cdot 60\text{s}$$

$$=6.59' 0.1' 60$$

$$=3.6\text{L}/\text{min}$$

③主液压缸回程进出油量:

$$q_{\text{回进}} = A_2 V_3 \quad \text{式 (4.21)}$$

$$=0.00659\text{m}^2 \cdot 0.08\text{m}/\text{s} \cdot 60\text{s}$$

$$=6.59' 0.08' 60$$

$$=28.8\text{L}/\text{min}$$

$$q_{\text{回出}} = A_1 V_3 \quad \text{式 (4.22)}$$

$$=0.0380\text{m}^2 \cdot 0.08\text{m}/\text{s} \cdot 60\text{s}$$

$$=3.80' 0.08' 60$$

$$=182.4\text{L}/\text{min}$$

(2) 顶出液压缸的进出油量:

$$q_{\text{顶进}} = A_1 V_4 \quad \text{式 (4.23)}$$

$$=0.00785\text{m}^2 \cdot 0.08\text{m}/\text{s} \cdot 60\text{s} = 0.785' 0.8' 60 = 37.68\text{L}/\text{min}$$

$$q_{\text{顶回}} = A_2 V_4 \quad \text{式 (4.24)}$$

$$=0.0028\text{m}^2 \cdot 0.08\text{m}/\text{s} \cdot 60\text{s}$$

$$=0.28' 0.8' 60 = 13.44\text{L}/\text{min}$$

(3) 顶出液压缸快退行程的进出油量:

$$q_{\text{退进}} = A_2 V_5 \quad \text{式 (4.25)}$$

$$=0.0028\text{m}^2 \cdot 0.12\text{m}/\text{s} \cdot 60\text{s}$$

$$=0.28' 1.2' 60$$

$$=20.16\text{L}/\text{min}$$

$$q_{\text{退回}} = A_1 V_5 \quad \text{式 (4.26)}$$

$$=0.00785\text{m}^2 \cdot 0.12\text{m}/\text{s} \cdot 60\text{s}$$

$$=0.785' 1.2' 60=56.52\text{L}/\text{min}$$

确定快进供油方式, 液压泵的规格, 驱动电机功率:

(1) 液压系统快进:

$$q_{\text{快进}} = A_1 V_1 \quad \text{式 (4.27)}$$

$$=0.0380\text{m}^2 \cdot 0.1\text{m}/\text{s} \cdot 60\text{s}$$

$$=3.8' 1' 60=228\text{L}/\text{min}$$

(2) 选定液压系统最高工作压力 $P=25\text{MPa}$, 主液压缸工作行程, 主液压缸的无杆腔进油量为:

$$q_{\text{工进}} = A_1 V_2 \quad \text{式 (4.28)}$$

$$=0.038\text{m}^2 \cdot 0.01\text{m}/\text{s} \cdot 60\text{s}$$

$$=3.8' 0.1' 60=22.8\text{L}/\text{min}$$

主液压缸的有杆腔进油量为:

$$q_{\text{回进}} = A_2 V_3 \quad \text{式 (4.29)}$$

$$=0.00659\text{m}^2 \cdot 0.08\text{m}/\text{s} \cdot 60\text{s}$$

$$=6.59' 0.08' 60$$

$$=28.8\text{L}/\text{min}$$

顶出液压缸顶出行程的无杆腔进油量为:

$$q_{\text{顶进}} = A_1 V_4 \quad \text{式 (4.30)}$$

$$=0.00785\text{m}^2 \cdot 0.08\text{m}/\text{s} \cdot 60\text{s}$$

$$=0.785' 0.8' 60$$

$$=37.68\text{L}/\text{min}$$

设选主液压缸工作行程和顶出液压缸顶出行程工作压力最高 ($P=25\text{MPa}$) 工件顶出后不需要高压. 主液压缸工作行程 (即压制) 流量为 $22.80\text{L}/\text{min}$, 主液压缸工作回程流量为 $3.6\text{L}/\text{min}$, 选用 160BGY14-1B 型电液比例斜盘式轴向变量柱塞泵. 虽然在 $P<7\text{MPa}$ 是

液压泵的驱动功率及电动机的选择:

主液压缸的压制与顶出液压缸的顶出工作压力均为 25 MPa;主液压缸回程工作压力为6.64 MPa顶出液压缸退回行程工作压力17.1 MPa, 液压系统允许短期过载, 因此, 快进、快退取 $P=6.64\text{MPa}$, $Q=$

4.1.4 缸筒壁厚: d

根据 GB/T2348-1993 取 $D=500\text{ mm}$

$$\text{公式: } d = d_0 + C_1 + C_2 \quad \text{式 (4.31)}$$

关于 s_0 的值, 分别计算:

当 $d/D \leq 0.08$ 时, 为薄壁缸筒

$$s_0 > \frac{P D}{2s_p} = \frac{16 \cdot 0.22}{2 \cdot 83.3} = 0.0211\text{m} \quad \text{式 (4.32)}$$

$$s_0 > \frac{P D}{2s_p - 3P_{\max}} = \frac{16 \cdot 0.22}{2 \cdot 83.3 - 3 \cdot 16} = 0.0245\text{m} \quad \text{取 } d = 0.045\text{ m}$$

s_p --- 缸筒材料的许用应力, $s_p = \frac{s_b}{n}$

当 $d/D > 0.2$ 时, 材料使用不够经济, 应改用高屈服强度的材料.

4.1.5 缸筒壁厚校核:

额定工作压力 P_n , 应该低于一个极限值, 以保证其安全

表 4-2 缸筒所受载荷

材料	静载荷	交变载荷		冲击载荷
		不对称	对称	
钢	3	5	8	12

$$P_n \leq 0.35 \cdot \frac{s_p (D_1^2 + D_2^2)}{D_1^2} \text{ Mpa} \quad \text{式 (4.33)}$$

$$= 0.35 \cdot \frac{850 \cdot (0.59^2 - 0.5^2)}{0.59^2}$$

$$= 83.84 \text{ MPa}$$

D_1 = 外径; D = 内径

同时额定工作压力也应该完全塑性变形的发生:

$$P_n \approx (0.35 \sim 0.42) P_{rl} = 49.2 \sim 59 \text{MPa} \quad \text{式 (4.34)}$$

P_{rl} - 缸筒完全塑性的变形压力 s_s - 材料屈服强度 MPa

$$P_{rl} \approx 2.3 s_s \lg \frac{D}{D_1} = 2.3 \times 850 \times \lg 1.18 = 2.3 \times 850 \times 0.0719 = 140.56 \text{MPa} \quad \text{式 (4.35)}$$

4.1.6 缸筒的爆裂压力 P_r

$$P_r = 2.3 s_s \lg \frac{D}{D_1} = 2.3 \times 1000 \times 0.0719 = 165.37 \text{MPa} \quad \text{式 (4.36)}$$

4.1.7 缸筒底部厚度 :

缸筒底部为平面时:

$$d_1^3 = 0.433 \times D^2 \sqrt{\frac{p}{s_p}} = 0.433 \times D^2 \sqrt{\frac{16}{83.3}} = 0.193 \times D^2 = 0.23815 \times 160^2 = 30.4527 \text{mm} \quad \text{式 (4.37)}$$

取 $d_1 = 32 \text{mm}$

4.1.8 缸筒端部法兰厚度:h

$$h = \sqrt{\frac{4Fb}{p(r_a - r_l)s_p}} \times 10^{-3} \quad \text{式 (4.38)}$$

$$= \sqrt{\frac{4 \cdot 100 \cdot 10^4 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{p \cdot (0.615 - 0.016) \cdot 83.3}} = 0.0448\text{m}$$

取 $h=0.05\text{m}$ r_a - 法兰外圆半径 r_1 - 螺孔直径螺栓; M16-2

4.1.9 缸筒法兰连接螺栓:

(1) 螺栓处的拉应力 s

$$s = \frac{kF}{\frac{p}{4} d_1^2 z} \cdot 10^{-6} \text{ Mpa} \quad \text{式 (4.39)}$$

$$= \frac{4 \cdot 100 \cdot 10^4}{\frac{p}{4} \cdot 13.4^2 \cdot 12} \cdot 10^{-6}$$

$$= 0.7445\text{MPa}$$

z -螺栓数, 12 根; k -拧紧螺纹的系数变载荷, 取 $k=4$; d_1 -螺纹底径

(2) 螺纹处的剪应力: t

$$t = \frac{K_1 k F d_0}{0.2 d_1^3 z} \cdot 10^{-6} \gg 0.475\text{Mpa} \quad \text{式 (4.40)}$$

$$s_p = \frac{s_0}{n_0} = \frac{1000}{12} = 83.3 \text{ MPa}$$

s_s - 屈服极限; n_0 - 安全系数; 12

(3) 合成应力 s_n

$$s_n = \sqrt{s^2 + 3t^2} \gg 1.3s = 1.3 \cdot 0.7445 \quad \text{式 (4.41)}$$

$$= 0.9679\text{MPa} \leq s_p, \text{ 符合设计要求。}$$

4.2 主缸活塞杆

4.2.1 材料

表 4-3 活塞杆选材

型号	$s_b \geq / \text{MPa}$	$s_s \geq / \text{MPa}$	$d_s \geq / \%$
35CrMo	1000	850	12

4.2.2 直径 d

$$d = \sqrt{\frac{4F_1}{p s_p}} \cdot 10^{-3} \quad \text{式 (4.42)}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 100 \cdot 10^4}{p \cdot 200}} \cdot 10^{-3} = 0.0797 \text{m}$$

F_1 - 液压缸的推力; KN $s_p = \frac{s}{n}$; s_p - 材料的许用应力 MPa

s_s - 材料屈服强度; 取 $s_s = 800 \text{MPa}$; $s_p = \frac{s_s}{n} = \frac{800}{4} = 200 \text{ MP}$

液压缸活塞杆往复运动时的速度比 j

$$j = \frac{v_2}{v_1} = \frac{A_1}{A_2} = \frac{\frac{p}{4} D^2}{\frac{p}{4} (D^2 - d^2)} = \frac{D^2}{D^2 - d^2} \quad \text{式 (4.43)}$$

n - 安全系数; 4 D - 油缸内径; d - 活塞杆外径;

v_1 - 回程速度; v_2 - 工进速度

已知 $v_2 = 100 \text{ mm/s}$; $v_1 = 80 \text{ mm/s}$

$$\text{所以 } j = \frac{100}{80} = 1.25$$

根据活塞杆直径系列 GB/T2348-1993 之规定取 $d=0.18 \text{m}$

4.2.3 强度校核:

当只受轴向力推或拉力, 可以近似地用直杆承受拉压载荷的简单强度计算公式进行计算:

$$\begin{aligned} s &= \frac{F \cdot 10^{-6}}{\frac{p}{4} d^2} \leq s_p \quad \text{式 (4.44)} \\ &= \frac{1.00 \cdot 4}{p \cdot 0.0484} = 82.86 \text{ MPa} \leq s_p \end{aligned}$$

危险截面的合成应力:

$$s_n \gg 1.8 \cdot \frac{10 \cdot 10^4}{0.18^2} = 5.5 \text{ MPa} \leq s_p \text{ MPa}$$

4.3 主缸的总效率

4.3.1. 机械效率 h_m :

由活塞及活塞杆密封处的摩擦阻力所造成的摩擦损失，在额定压力下通常可取：

$$h_m = 0.9 \sim 0.95, \text{ 这里取: } h_m = 0.93$$

4.3.2. 容积效率 h_v :

由各密封件的泄露所造成，当活塞密封为弹性材料时；取 $h_v = 0.98$

4.3.3 反作用力效率 h_d : 由排出口背压差所产生的反向作用力。

$$\begin{aligned} h_d &= \frac{P_1 A_1 - P_2 A_2}{P_1 A_1} && \text{式 (4.45)} \\ &= \frac{25' \cdot 0.22_2 - 0.4' \cdot (0.22_2 - 0.20_2)}{25' \cdot 0.22_2} \\ &= 0.987 \text{ MPa} \end{aligned}$$

P_1 ---当活塞杆伸出是为进油压力, 当活塞杆缩回是为排油压力

P_2 ---当活塞杆伸出时为排油压力, 当活塞杆缩回时为进油压力

$$\begin{aligned} h_d &= \frac{P_2 A_2 - P_1 A_1}{P_2 A_2} && \text{式 (4.46)} \\ &= \frac{25' \cdot (0.22_2 - 0.20_2) - 0.4' \cdot 0.20_2}{25' \cdot (0.22_2 - 0.20_2)} \\ &= 0.981 \text{ MPa} \end{aligned}$$

主缸的总效率 h_t :

$$\begin{aligned} h_t &= h_m h_v h_d && \text{式 (4.47)} \\ &= 0.93' \cdot 0.98' \cdot 0.98 \\ &= 0.893 \end{aligned}$$

说明：该系统背压 0.4 MPa

4.4 顶出

4.4.1 材料

表 4-4

型号	$s_b \geq / \text{MPa}$	$s_s \geq / \text{MPa}$	$d_s \geq / \%$
35CrMo	1000	850	12

4.4.2 缸筒内径

已知液压缸的理论作用力 (推力 $F_1 = 20\text{KN}$, 拉力 $F_2 = 6\text{KN}$)

已知最大压力 $P = 16\text{MPa}$; 则: 无活塞杆的缸筒内径 D 为:

$$\begin{aligned}
 D &= \sqrt{\frac{4F_1}{pP}} \cdot 10^3 \text{ m} && \text{式 (4.48)} \\
 &= \sqrt{\frac{4 \cdot 20 \cdot 10^4}{16 \cdot 16}} \cdot 10^3 \text{ m} \\
 &\approx 0.126 \text{ m}
 \end{aligned}$$

D —缸筒内径, m

有活塞杆的一侧内径 D 为:

$$\begin{aligned}
 D &= \sqrt{\frac{4F_2}{pP \cdot 10^6} + d^2} && \text{式 (4.49)} \\
 &= \sqrt{\frac{4 \cdot 21 \cdot 10^4}{16 \cdot 16 \cdot 10^6} + 4.84 \cdot 10^{-2}} \\
 &= 0.142 \text{ m}
 \end{aligned}$$

考虑泄露, 机械效率, 摩擦力, 控制阀的压力降特性等

取 $D = 0.22\text{m}$

根据 GB/T2348-1993

取 $D = 140\text{mm}$

根据 GB/T2348-1993

取 $d = 125\text{mm}$

d —活塞杆直径, m; j —速比; $j = 1.46$

因为直径 D 变大, 当 $P = 16 \text{ MPa}$ 时, 此时所产生压力为:

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{PpD^2}{4} \cdot 10^{-6} \text{ N} && \text{式 (4.50)} \\
 &= \frac{16p \cdot 0.14^2}{4} \cdot 10^6 \\
 &= 24.62\text{KN}
 \end{aligned}$$

4.4.3 液压缸的理论作用力 F

$$F = \frac{F_0}{j h_t} t = \frac{24.62}{0.6 \cdot 0.9} \gg 45.59 \text{KN} \quad \text{式 (4.51)}$$

取 $j = 0.6$; $h_t = 0.90$

4.4.4 缸筒壁厚 d

根据 GB/T2348-1993 取 $D = 140 \text{mm}$

公式: $d = d_0 + C_1 + C_2$

关于 s_0 的值, 分别计算; 当 $d/D \leq 0.08$ 时, 为薄壁缸筒

$$s_0 > \frac{P_{\max} D}{2s_p} = \frac{16 \cdot 0.14}{2 \cdot 83.3} = 0.0134 \text{m} \quad \text{式 (4.52)}$$

$$s_p = \frac{s_b}{n} = \frac{1000}{12} = 83.3 \text{ mP}$$

s_p - 缸筒材料的许用应力

当 $d/D \leq 0.08 \sim 0.3$ 时, 液压缸的安全系数: $n = 12$

$$s_0 > \frac{P_{\max} D}{2s_p - 3P_{\max}} = \frac{16 \cdot 0.14}{2 \cdot 83.3 - 3 \cdot 16} = 0.0156 \text{ m}$$

取 $d = 0.025 \text{ m}$

当 $d/D > 0.2$ 时, 材料使用不够经济, 应改用高屈服强度的材料.

表 4-5 顶出缸所受载荷

材料	静载荷	交变载荷		冲击载荷
		不对称	对称	
钢	3	5	8	12

4.4.5 缸筒壁厚校核

额定工作压力 P_n , 应该低于一个极限值, 以保证其安全.

$$P_n \leq 0.35 \frac{s (D_2^2 - D_1^2)}{D_1^2} \text{ Mpa} \quad \text{式 (4.53)}$$

$$= 0.35 \frac{850 (0.27^2 - 0.14^2)}{0.27^2}$$

$$= 100 \text{ MPa}$$

D_1 = 外径 D_2 = 内径

同时额定工作压力也应该完全塑性变形的发生:

$$P_n \leq (0.35 \sim 0.42) P_{rl} \quad \text{式 (4.54)}$$

$$= 60.76 \sim 72.9 \text{ MPa}$$

$$P_{rl} \leq 2.3 s_s \lg \frac{D}{d} \quad \text{式 (4.55)}$$

$$= 2.3 \cdot 850 \cdot \lg 1.2273$$

$$= 2.3 \cdot 850 \cdot 0.0888$$

$$= 173.6 \text{ MPa}$$

P_{rl} - 缸筒完全塑性的变形压力, s_s - 材料屈服强度 MPa

4.4.6 缸筒的爆裂压力 P_r

$$P_r = 2.3 s_s \lg \frac{D}{d} \quad \text{式 (4.56)}$$

$$= 204.24 \text{ MPa}$$

4.4.7 缸筒底部厚度

缸筒底部为平面时:

$$d_1^3 \geq 0.433 \frac{D^2 \sqrt{p}}{s_p} \quad \text{式 (4.57)}$$

$$\geq 0.433 \frac{D^2 \sqrt{16}}{83.3}$$

$$\geq 0.193 \frac{D^2}{2}$$

$$\geq 0.1903 \cdot 270 = 51.38 \text{ mm} \quad \text{取 } d_1 = 52 \text{ mm}$$

4.4.8 缸筒端部法兰厚度:h

$$h = \sqrt{\frac{4Fb}{p(r_a - r_1)s_p}} \cdot 10^{-3} \quad \text{式 (4.58)}$$

$$= \sqrt{\frac{4 \cdot 1000 \cdot 10^4 \cdot 19.4 \cdot 10^{-3}}{p(12.8-17) \cdot 83.3}}$$

$$= 12.72 \text{ mm}$$

取 $h=15\text{mm}$

r_a - 法兰外圆半径; r_1 - 螺孔直径; 螺栓 M16-2

4.4.9 缸筒法兰连接螺栓:

(1) 螺栓处的拉应力s

$$s = \frac{kF}{\frac{p}{4}d_1^2z} \cdot 10^{-6} \text{ Mpa} \quad \text{式 (4.59)}$$

$$= \frac{4 \cdot 63 \cdot 10^4}{\frac{p}{4} \cdot 17^2 \cdot 8} \cdot 10^{-6}$$

$$= 1.4 \cdot 10^{-3} \text{ MPa}$$

z -螺栓数 8 根; k -拧紧螺纹的系数变载荷 取 $k=4$; d_1 -螺纹底径, m

(2) 螺纹处的剪应力:t

$$t = \frac{K_1 k F d_0}{0.2 d_1^3 z} \cdot 10^{-6} \gg 0.475 \text{ Mpa} \quad \text{式 (4.60)}$$

$$s_p = \frac{s}{n_0} = \frac{1000}{12} = 83.3 \text{ MPa}$$

s_s - 屈服极限

n_0 - 安全系数; 12

(3) 合成应力: s_n

$$s_n = \sqrt{s^2 + 3t^2} \gg 1.3s = 1.5 \cdot 1.4 \cdot 10^{-3} \quad \text{式 (4.61)}$$

$$= 1.82 \cdot 10^{-3} \text{ MPa} \quad \text{£ } s_p$$

4.5 顶出缸活塞杆

4.5.1 材料

表 4-6 顶出缸材料

型号	$s_b \geq / \text{MPa}$	$s_s \geq / \text{MPa}$	$d_s \geq / \%$
35CrMo	1000	850	12

4.5.2 直径 d

$$d = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi s_p}} \cdot 10^{-3} \quad \text{式 (4.62)}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 63 \cdot 10^4}{\pi \cdot 200}} \cdot 10^{-3} = 0.143 \text{m}$$

$$s_p = \frac{s_s}{n} \quad \text{式 (4.63)}$$

$$s_p = \frac{s_s}{n} = \frac{800}{4} = 200 \text{ MPa}$$

F_1 - 液压缸的推力; t ; s_p - 材料的许用应力; MPa

s_s - 材料屈服强度 MPa 取 $s_s = 800 \text{ MPa}$ n - 安全系数;

液压缸活塞杆往复运动时的速度比 j

$$j = \frac{v_2}{v_1} = \frac{A_1}{A_2} = \frac{\frac{\pi}{4} D^2}{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)} = \frac{D^2}{D^2 - d^2} \quad \text{式 (4.64)}$$

已知 $v_2 = 100 \text{ mm/s}$; $v_1 = 80 \text{ mm/s}$

所以 $j = \frac{100}{80} = 1.25$

D - 油缸内径; d - 活塞杆外径; v_1 - 回程速度; v_2 - 工进速度

根据活塞杆直径系列 GB/T2348-1993 之规定
取 $d = 0.22 \text{m}$

则 $j = 1.24$;

4.5.3 强度校核:

当只受轴向力推或拉力,可以近似地用直杆承受拉压载荷的简单强度计算公式进行计算:

$$\sigma = \frac{F' \cdot 10^{-6}}{\frac{\pi}{4} d^2} \leq \sigma_p \quad \text{式 (4.65)}$$

$$= \frac{0.63' \cdot 4}{\pi \cdot 0.125^2} = 82.86 \text{ MPa} \leq \sigma_p$$

危险截面的合成应力:

$$\sigma_n \gg 1.8' \frac{30' \cdot 10^4}{0.2^2} = 2.7 \text{ MPa} \leq \sigma_p \text{ MPa}$$

4.6 顶出缸的总效率

4.6.1 机械效率 h_m

由活塞及活塞杆密封处的摩擦阻力所造成的摩擦损失,

在额定压力下,通常可取: $h_m = 0.9 \sim 0.95$

这里取: $h_m = 0.93$

4.6.2 容积效率 h_v

由各密封件的泄露所造成,当活塞密封为弹性材料时:

取: $h_v = 0.98$

4.6.3 反作用力效率 h_d :由排出口背压差所产生的反向作用力。

活塞杆伸出时:

$$h_d = \frac{P_1 A_1 - P_2 A_2}{P_1 A_1} \quad \text{式 (4.66)}$$

$$= \frac{16' \cdot 0.11^2 - 0.4' \cdot (0.11^2 - 0.0625^2)}{16' \cdot 0.11^2}$$

$$=0.983\text{MP}$$

活塞杆缩回时:

$$h_d = \frac{P_2 A_2 - P_1 A_1}{P_2 A_2} \quad \text{式 (4.67)}$$

$$= \frac{16 \cdot (0.11^2 - 0.0625^2) - 0.4 \cdot 0.11^2}{16 \cdot (0.11^2 - 0.0625^2)}$$

$$=0.963 \text{ MPa}$$

P_1 -当活塞杆伸出是为进油压力, 当活塞杆缩回是为排油压力

P_2 -当活塞杆伸出时为排油压力, 当活塞杆缩回时为进油压力

主缸的总效率 h_t :

$$h_t = h_m h_v h_d \quad \text{式 (4.68)}$$

$$=0.93 \cdot 0.98 \cdot 0.97$$

$$=0.884$$

说明: 该系统背压0.4 MPa

4.7 各油缸工作量

4.7.1 主缸快速下行 :

$$V=100\text{mm}/\text{s}$$

$$q_{\text{进}} = VA_1 \quad \text{式 (4.69)}$$

$$=0.1\text{m}/\text{s} \cdot p_c \frac{\pi 0.22^2}{4} \cdot 60 \cdot 10^3$$

$$=228.1 \text{ L}/\text{min}$$

$$q_{\text{出}} = VA_2 \quad \text{式 (4.70)}$$

$$=0.1 \cdot p_c \frac{\pi 0.22^2}{4} - \frac{\pi 0.20^2}{4} \cdot 60 \cdot 10^3$$

$$=39.6 \text{ L}/\text{min}$$

V -速度; $q_{\text{进}}$ -工作量; A -有效面积; $q_{\text{出}}$ -回油流量;(下式同)

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/798107040062007004>