

摘 要

本课题是内燃叉车提高液压缸设计，液压缸设计涉及了系统工作压力选定、液压缸内径和外径拟定、活塞杆直径和活塞直径拟定、液压缸壁厚计算、缸盖厚度拟定、缸体长度拟定、缓冲装置计算以及活塞杆稳定性验算。本设计应用经验设计法和计算机辅助工程技术完毕，先根据经验公式计算，拟定了液压缸安装方案，设计了液压缸活塞及活塞杆尺寸参数，校核匹配连接螺栓、销轴等。最后用绘图软件 CAD 完毕液压缸装配图。

核心词：叉车、提高液压缸、液压缸设计

ABSTRACT

This is the subject of internal combustion forklift lifting hydraulic cylinder design, the hydraulic cylinder design including the working pressure of the system is selected, the hydraulic cylinder inner diameter and outer diameter of the piston rod and the piston diameter, diameter determination, hydraulic cylinder wall thickness calculation to determine the thickness of the cylinder block, cylinder head, length, buffer device is calculated and the piston rod stability checking. Design and application of the experience design method and computer aided engineering technology, according to the empirical formula, determine the hydraulic cylinder installation project, design of hydraulic cylinder piston and piston rod size parameters, check matching bolt, pin. Finally with the drawing software CAD complete hydraulic cylinder assembly drawing.

Key words: forklifts, lifting hydraulic cylinder, hydraulic cylinder design

目 录

1. 引 言	1
1.1 叉车发展史	1
1.2 提高液压缸简介	1
1.3 本设计重要内容	2
2. 液压缸设计	2
2.1 液压缸选材	2
2.2 液压缸重要尺寸拟定	2
2.2.1 缸筒内径 D 计算	2
2.2.2 液压缸活塞杆直径 d 拟定	4
2.3 液压缸构造参数计算	5
2.3.1 液压缸壁厚计算	5
2.3.2 缸盖厚度拟定	6
2.3.3 最小导向长度拟定	6
2.3.4 缸筒长度拟定	7
2.3.5 液压缸进出油口尺寸拟定	7
2.3.6 缓冲装置计算	7
3. 液压缸校核	9
3.1 液压缸各某些连接件强度计算及校核	9
3.1.1 缸筒壁厚验算	9
3.1.2 缸盖与缸体用螺纹连接时, 缸体螺纹处拉应力	10
3.1.3 缸底与缸筒采用焊接连接方式	10
3.1.4 活塞与活塞杆联接计算	11
3.1.5 活塞杆强度和液压缸稳定性计算	12

4. 液压缸构造	14
4.1 缸体与缸盖连接形式	14
4.2 活塞与活塞杆连接构造	15
4.3 活塞杆导向某些构造	16
4.4 密封装置选用	17
4.4.1 间隙密封	17
4.4.2 活塞环密封	17
4.4.3 密封圈密封	17
4.5 液压缸缓冲装置选用	19
4.5.1 环隙式缓冲装置	19
4.6 液压缸排气装置	20
毕业设计总结	21
参考文献	22
致 谢	23

1 引言

1.1 叉车发展史

叉车发展于上世纪代，由工作装置完毕垂直方向作业，由车轮行驶系统完毕水平方向作业，是室内搬运首选工具。

国内机械制造行业起步较晚。国内生产叉车技术更是比国外落后诸多，如何将剩余 15%~20%比例加大将是咱们人们共同努力目的，为此，本文重要进行叉车设计计算，重点在于液压系统设计计算，已经完毕了油箱、动力元件、控制元件、执行元件以及各种液压元器件选型和设计、校核等，将液压系统各某些构成按流程逐渐设计后，以此为根据，设计了液压系统布置图。

车体普通 5mm 以上钢板制成，无大梁车体强度高，可承受重载。此外流线型设计也将叉车护顶架，车身，配重及其各种装饰融为一体。宽视野两节或三节型门架，起升高度在 2~6m。当前门架下降还采用负载势能回收原理，实现门架下降无级调速。

1.2 提高液压缸简介

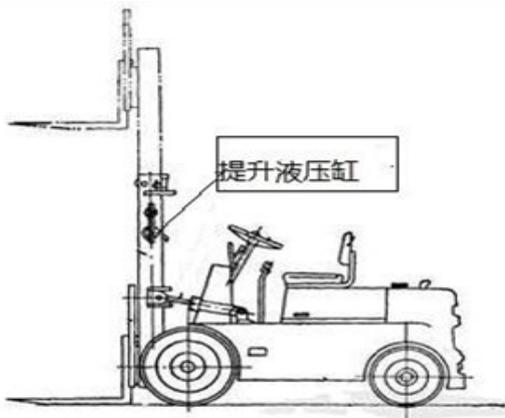


图 1

提高液压缸,它为了迅速而以便叉取货品,门架需要向上提高;搬运货品时,液压缸往上提高,可以叠放货品,或者从高处卸载货品。为了叉取一定重量货品,液压缸需要在一定工作压力下进行设计。

1.3 本设计重要内容

本设计重要内容是对叉车提高液压缸装置设计。液压缸设计涉及了拟定提高液压缸活塞缸直径及其外径、液压缸活塞直径拟定和活塞杆直径拟定、液压缸壁厚和外径计算、缸盖厚度拟定、缸体长度拟定以及活塞杆稳定性验算。

2. 液压缸设计

2.1 液压缸选材

缸体: 45 号钢无缝钢管。45 钢无焊接件,可用调质解决提高强度表面粗糙度要小 ($Ra=0.2\sim 0.4\mu m$) 工艺规定内孔普通用珩磨或滚压加工

活塞: 45 号钢。

活塞杆: 45 号钢圆钢或无缝钢管,普通表面要镀硬铬,表面粗糙度要 $Ra=0.2\sim 0.4\mu m$ 。

缸底: 法兰连接, 35 号、45 号钢锻件。

密封构造: 防漏、防尘、耐磨

2.2 液压缸重要尺寸拟定

2.2.1 缸筒内径 D 计算

依照设计条件,要提高负载为 1000kg,因而提高装置需承受负载力为:

$$F_l = mg^{[2]} \quad (\text{公式 1})$$

$$=1000 \times 10 = 10000 \text{ N}$$

为减小提高装置液压缸行程，通过加一种动滑轮和链条（绳），对装置进行改进，如图 2 所示。

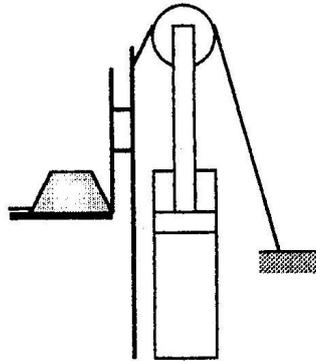


图 2 提高装置示意图

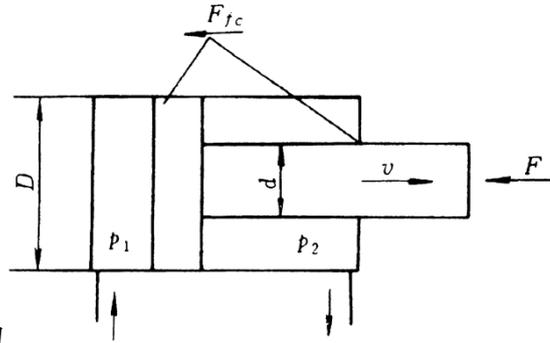
由于链条固定在框架一端，活塞杆行程是叉车杆提高高度一半，但同步，所需力变为本来两倍（由于所需功保持常值，但是位移减半，于是负载变为本来两倍）。即提高液压缸负载力为

$$2 F_l = 0 \text{ N}$$

表 1 各类液压设备惯用工作压力

设备类型	精加工机床	半精加工机床	粗加工或重型机床	农业机械、小型工程机械、工程机械辅助机构	液压机、重型机械、大中型挖掘机、起重运送机械
工作压力 p/Mpa	0.8~2	3~5	5~10	10~16	20~32

选取系统工作压力为 10Mpa，则对于差动连接双作用液压缸，提高液压缸活塞



杆有效作用面积为

$$\text{无杆腔进油时 } D = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi p_1}}^{[8]} = \sqrt{\frac{4 \times 10^4}{\pi \times 10^7}} = \sqrt{\frac{4}{\pi \times 10^3}} = 0.3568 \quad (\text{公式})$$

2)

有杆腔进油时

$$D^2 = \frac{4F_2}{\pi p_1} + d^{2[8]} = \frac{4 \times 10^4}{\pi \times 10^7} + 0.49D^2 \quad (\text{公式 3})$$

$$0.51D^2 = \frac{4}{\pi \times 10^3}$$

$$D = 49\text{mm}$$

按照表 2 选用数据，由于叉车要提高 4m，高度过高，因此液压缸直径应选大一点，选 D=80mm

表 2 液压缸内径尺寸系列 GB2348—80

(mm)

8	10	12	16	20	25	32
40	50	63	80	(90)	100	(110)
125	(140)	160	(180)	200	(220)	250
320	400	500	630			

2.2.2 液压缸活塞杆直径 d 拟定

表 3 设备类型与活塞杆直径

设备类型	磨床、珩磨及研磨机	插、拉、刨床	钻、镗、车、铣床
活塞杆直径 d	(0.2~0.3) D	0.5D	0.7D

因此活塞杆直径为 $d = 0.7D = 80 \times 0.7 = 56\text{mm}$ ，查表 4 取惯用数据，取 $d = 56\text{mm}$ 。

表 4 活塞杆直径系列 GB2348—80 (mm)

4	5	6	8	10	12	14	16	18
20	22	25	28	32	36	40	45	50
56	63	70	80	90	100	110	125	140
160	180	200	220	250	280	320	360	400

GB/T699-1999 原则规定 45 号钢热解决 850C° 正火、 840C° 淬火、 600C° 回火，达到屈服强度 $\sigma \geq 355\text{Mpa}$ 。许用应力依照油缸材质屈服强度计算，普通留 2~3 倍安全系数，取安全系数为 2.5. $[\sigma] = 355/2.5 = 142\text{Mpa}$ 。Py 实验压力，普通取最大工作压力 (1.25~1.5) 倍 (Mpa)。Py=10×1.5=15Mpa。

$$\text{校核 } d \geq \sqrt{\frac{4F_1^{[8]}}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 10^4}{3.14 \times 142 \times 10^6}} = \sqrt{\frac{4}{44588}} \geq 0.0094715\text{m} \geq 10\text{mm} \quad (\text{公式})$$

4)

因此 d=56mm 符合。

2.3 液压缸构造参数计算

2.3.1 液压缸壁厚计算

$$\text{壁厚 } \delta = \frac{P_y(\text{Mpa}) \times D(\text{mm})^{[8]}}{2 \times [\sigma]} = \frac{15 \times 80}{2 \times 142} = 4.2253521 \approx 5\text{mm} \quad (\text{公式})$$

5)

$$\text{校核壁厚 } \delta \geq \frac{P_y D^{[8]}}{2[\sigma]} \quad (\text{该设计采用无缝钢管}) \quad (\text{公式})$$

6)

$$P_y = (1.25 \sim 1.5) P_p^{[2]}, \text{ 取 } P_y = 1.5 P_p, P_y = 10 \times 1.5 = 15\text{Mpa} \quad (\text{公式})$$

7)

$$[\sigma] = 100 \sim 110\text{Mpa} \text{ 取 } [\sigma] = 100\text{Mpa}$$

$$\delta \geq \frac{15 \times 50}{2 \times 100} \geq \frac{75}{20} \\ \geq 3.75\text{mm}$$

由计算公式所得液压缸壁厚厚度很小，使缸体刚度不够，如在切削加工过程中变形，安装变形等引起液压缸工作过程中卡死或漏油。因此用经验法选用壁厚：

$$\delta = 8\text{mm}$$

2.3.2 缸盖厚度拟定

普通液压缸多为平底缸盖，其有效厚度按强度规定可用下式进行近似计算：

$$t \geq 0.433 D \sqrt{\frac{P_\eta}{[\sigma]}}^{[1]} \geq 0.433 \times 80 \times \sqrt{\frac{3.75 \sim 4.5}{142}} \quad (\text{公式 8}) \\ t \geq 5.632 \sim 6.16\text{mm}$$

式中：D—缸盖止口内径(mm)

T—缸盖有效厚度(mm)

$$T \geq 5.632\text{mm}$$

2.3.3 最小导向长度拟定

普通缸筒长度最佳不超过内径 20 倍。

此外，液压缸构造尺寸尚有最小导向长度 H。

当活塞杆所有外伸时，从活塞支承面中点到导向套滑动面中点距离称为最小导向长度 H(如图所示)。如果导向长度过小，将使液压缸初始挠度(间隙引起挠度)增大，影响液压缸稳定性，因而设计时必要保证有一最小导向长度。

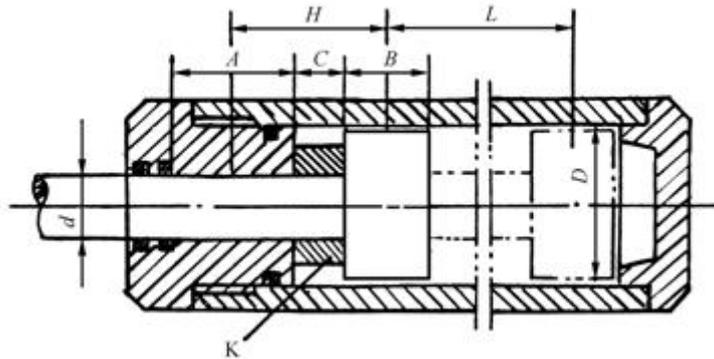


图 3

油缸导向长度, K—隔套, 对于普通液压缸, 其最小导向长度应满足下式:

$$H \geq L/20 + D/2 \quad [9] \quad (\text{公式 9})$$

$$H = 2/20 + 0.05/2 = 0.125\text{m} = 125\text{mm}$$

式中: L 为液压缸最大工作行程 2(m); D 为缸筒内径 50(mm)。

普通导向套滑动面长度 A, 在 $D < 80\text{mm}$ 时取 $A = (0.6-1.0)D$,

在 $D \geq 80\text{mm}$ 时取 $A = (0.6-1.0)d$;

活塞宽度 B 则取 $B = (0.6-1.0)D$

在本题中 $A = (0.6-1.0)d = 33.6\text{mm}$, $B = (0.6-1.0)D = 48\text{mm}$,

在本题中为保证最小导向长度, 过度增大 A 和 B 都是不适当

最佳在导向套与活塞之间装一隔套 K

隔套宽度 C 由所需最小导向长度决定

$$\text{即: } C = H - \frac{A+B^{[10]}}{2} = 125 - \frac{33.6+48}{2} = 125 - 47.5 = 84.2\text{mm} \quad (\text{公式 10})$$

采用隔套不但能保证最小导向长度，还可以改进导向套及活塞通用性。

2.3.4 缸筒长度拟定

液压缸缸体内部长度应等于活塞行程与活塞宽度和。缸体外部尺寸还要考虑到两端端盖厚度，普通液压缸缸体长度不应不不大于缸体内径 D20-30 倍。

$$\text{即: 缸体内部长度}+48=2050\text{mm}$$

$$\text{缸体长度} \leq (20-30) D = (1600-2400) \text{ mm}$$

即取缸体长度为 2050mm

2.3.5 液压缸进出油口尺寸拟定

液压缸进、出油口可布置在端盖或缸筒上，进、出油口处流速不不大于 5m/s，油口连接形式为螺纹连接或法兰连接。

依照液压缸螺纹连接油口尺寸系列（摘自 GB/T2878-93）及 16MPa 小型系列单杆自（GB/T2878-93）及 10MPa 小型系列单杆液压缸油口安装尺寸（ISO8138-1986）拟定。进出油口尺寸为 M16x1.5。连接方式为螺纹连接。

2.3.6 缓冲装置计算

液压缸中缓冲装置工作原理是当活塞接近缸底时缓冲柱塞与孔形成环形间隙，减小了回油流速。缓冲腔内剩余油液从环形缝隙中强行挤出使工作部件受到制动，逐渐减慢运动速度达到避免活塞和缸盖互相撞击目。从而达到缓冲效果。

采用环形缝隙节流缓冲装置 环形缝隙 δ

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{6Av_0\mu s_\varepsilon}{P_{cm}d\pi}}^{[8]}$$

(公式 11)

$$P_{cm} = \frac{1}{2}P_{cm\max} \text{ --- 平均缓冲压力}$$

d —— 缓冲柱直径

s_ε —— 活塞缓冲行程

μ —— 液压油动力粘度

v_0 —— 活塞缓冲开始时速度

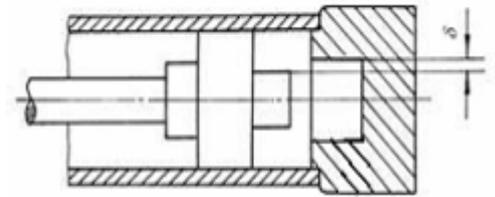
A —— 缓冲腔内有效作用面积

普通 $\delta \geq 0.10 \sim 0.12\text{mm}$; s_ε 不可过长, 以免外形尺寸过大

$P_{cm\max} = 18.1\text{MPa}$; $d = 40\text{mm}$; $v_0 = 8\text{mm/s}$; $V = 32 \times 10^{-6}\text{m}^3/\text{s}$ 。

$s_\varepsilon = 20\text{mm}$; $A = 333.8\text{mm}^2$; $\rho = 900\text{kg}/\text{m}^3$

液压油选取 HL32。 $\nu = \frac{\mu}{\rho}$, 解得: $\delta = 2\text{mm}$ 。



(a)

图 4

3. 液压缸校核

3.1 液压缸各某些连接件强度计算及校核

3.1.1 缸筒壁厚验算

1) 液压缸额定压力 P_n 值应低于一定极限值, 以保证工作安全

$$P_n \leq 0.35 \frac{\sigma_s (D_1^2 - D^2)}{D_1^2}^{[12]}$$

(公式 12)

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/286011151135010104>