

基于立柱优化设计的液压支架轻量化研究

赵方进 杨正月 张兵兵

(中煤盘江重工有限公司 贵州 贵阳 550009)

摘要: 本文以 ZY8400/23.5/52 掩护式液压支架的主要承载构件 360 型双伸缩立柱为基础, 分析立柱的受力情况, 通过优化设计, 提出通过液压支架立柱的减重, 实现液压支架的轻量化, 提高煤矿开采时液压支架的可操作性能, 降低液压支架的维护劳动强度和安全风险。同时, 节约钢原材料的使用, 降低生产制造成本。

关键词: 液压支架; 立柱; 轻量化; 强度

1 液压支架轻量化的意义

液压支架是煤矿开采的主要设备之一, 主要采用钢材制造而成。目前, 我国各煤矿机械制造厂研制的综采液压支架共同特征是质量重、生产成本低、加工难度大, 对钢材等原材料都有不同程度的浪费。在矿井下, 液压支架的成套化使用也无形中加大了煤炭生产企业的一次性投入成本。

受限于液压支架质量重, 液压支架在井筒中的运输作业难度大, 且在采面上的操作和维护劳动强度大, 安全风险高。特别是在大倾角、急倾斜、三软煤层等特殊复杂地质条件下, 劳动强度和安全风险进一步增大, 对实现矿井安全、高产、高效造成阻碍。

因此, 实现液压支架的轻量化在节能减耗, 降低制造、使用的劳动强度 and 安全生产风险方面具有重要意义。

2 液压支架轻量化的实现方法

液压支架的轻量化实现主要从外形结构、箱梁结构和液压系统三个方面着手。液压支架的外形结构受综采三机配套、采高范围等限制, 其轻量化程度一般不高。液压支架箱梁结构的优化设计是实现轻量化的最主要形式, 但是, 在保证结构强度前提条件下, 一般以高强度结构钢代替低强度结构钢材为主。然而高强度钢板成本高且制造工艺复杂, 虽然实现了轻量化要求, 但制造成本随之增高, 也增加了煤矿企业的一次性投入^[1]。

液压系统作为液压支架的核心组成, 一般情况下, 液压系统质量仅占整个支架质量的 15%~20%, 实现轻量化往往会被忽略; 另外, 立柱、千斤顶也是液

压支架的关键部件, 多数研发工程师使用现有技术或实践经验, 应用成熟的技术成果实现最终轻量化设计。

3 液压支架立柱的轻量化

在液压支架的执行元件中, 立柱的重量最大, 要实现执行元件的轻量化, 主要针对立柱的轻量化进行研究。

3.1 双伸缩立柱结构

ZY8400/23.5/52 型掩护式液压支架的 $\phi 360\text{mm}$ 型双伸缩立柱结构图如图 1 所示。本文以此双伸缩立柱为例, 研究其结构强度, 优化设计, 最终实现轻量化。

双伸缩立柱由外缸体、中缸体、活柱、螺纹导向套等零部件组成。中缸体是外缸的活柱, 两者形成双伸缩立柱的一级缸; 中缸体也作为活柱的缸体, 两者形成双伸缩立柱的二级缸。

3.2 双伸缩立柱的强度设计

根据液压支架的工作状况, 分析 $\phi 360\text{mm}$ 双伸缩立柱的受力状态, 构建双伸缩立柱的力学计算模型。立柱力学计算模型如图 2 所示。根据此计算模型, 可以计算立柱的强度。

立柱力学计算模型中各参数值见表 1。

3.2.1 双伸缩立柱计算基本参数确定

双伸缩立柱的额定工作阻力 $F=4200\text{kN}$, 安全阀开启压力 $p=41.27\text{MPa}$, 立柱质量为 1700kg 。活柱、中缸和外缸的材料为 27SiMn, 弹性模量 $E=2.06 \times 10^5\text{MPa}$, 材料的屈服强度 $\sigma_s=835\text{MPa}$, 抗拉强度 $\sigma_b=980\text{MPa}$, 双伸缩立柱各段截面的惯性矩公式如下:

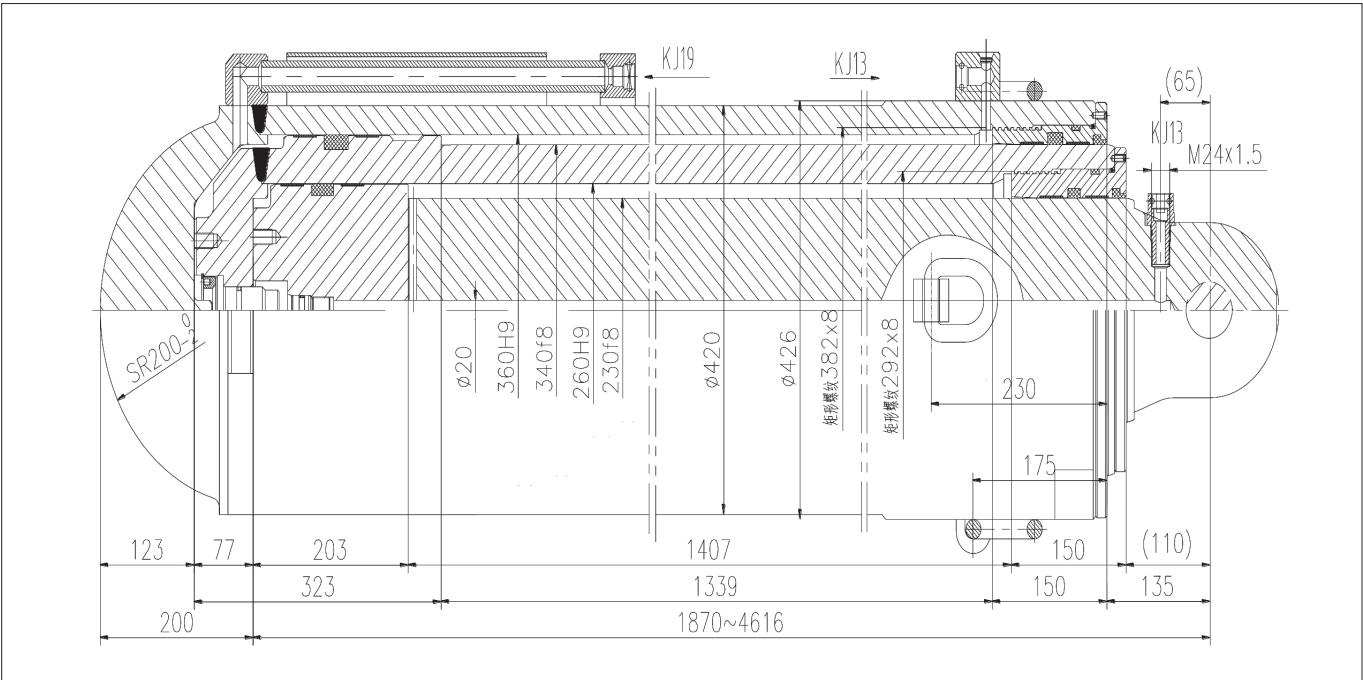


图 1 普通立柱结构图

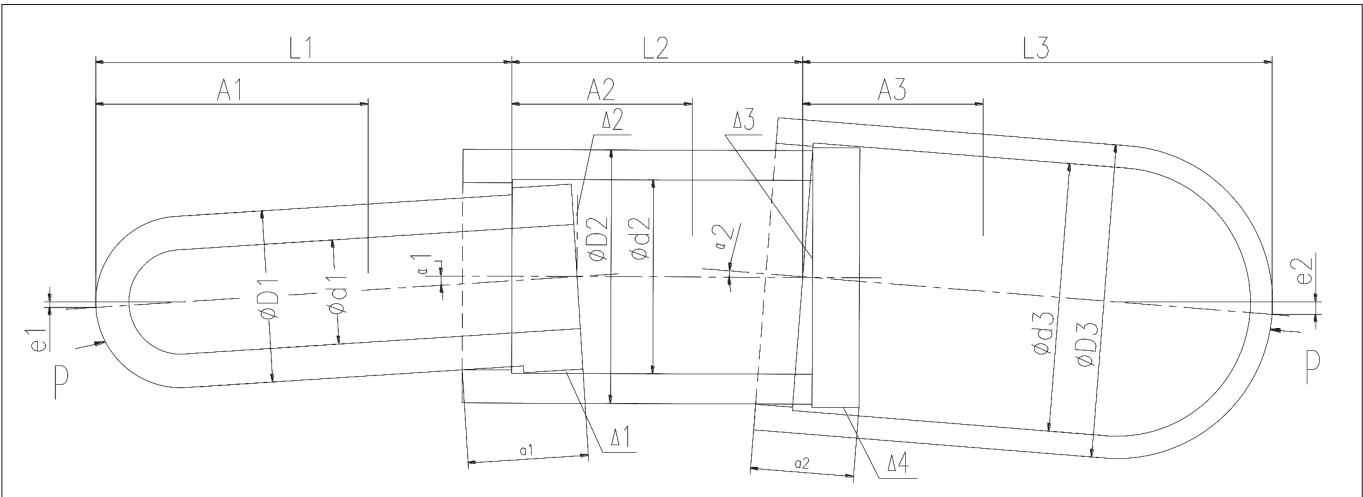


图 2 立柱加载力学计算模型

$$J_i = \frac{\pi(D_i^2 - d_i^2)}{64}$$

计算各段的抗弯截面模量公式如下：

$$W_i = 2 \frac{J_i}{D_i}$$

根据以上计算公式，可计算各段的惯性矩和抗弯截面模量见表 2。

3.2.2 双伸缩立柱中缸的强度计算

由图 1 可以看出，双伸缩立柱会受到弯曲应力作用^[2]。此外由于液体压力的影响，双伸缩立柱还受到径向应力和轴向应力的作用，特别是双伸缩立柱的

中缸受三维应力状态，中缸体的缸壁是受力最为复杂的部件，其缸壁的弯曲应力计算公式为：

$$\sigma_1 = \pm \frac{y_2 M_2}{J_2}$$

式中： y_2 —立柱中缸挠度；计算时按立柱的最严酷工作条件，取 1.5 倍的工作载荷，即 $P=45\text{MPa}$ 。

按以上公式，可计算出中缸的弯曲应力约为 $\pm 97.4\text{MPa}$ 。

根据梅拉公式，高压液体对中缸产生的径向力为：

$$\sigma_2 = \frac{d_2^2 p_s}{D_2^2 - d_2^2} \left(1 + \frac{D_2^2}{4y_2^2} \right) \approx 379.18\text{MPa}$$

表 1 立柱力学计算模型参数表

序号	参数符号	参数意义	参数值 /mm	序号	参数符号	参数意义	参数值 /mm
1	L_1	活柱计算长度	1314	13	e_1	轴向力对活柱的偏心距	根据 P 计算
2	L_2	中缸计算长度	1715	14	e_2	轴向力对大缸的偏心距	根据 P 计算
3	L_3	外缸计算长度	1985	15	Δ_1	活柱与导向套间隙	0.5 ~ 1
4	D_1	活柱外径	230	16	Δ_2	活柱活塞与中缸筒间隙	0.8 ~ 1.2
5	d_1	活柱内径	20	17	Δ_3	中缸与导向套间隙	0.5 ~ 1.2
6	D_2	中缸外径	340	18	Δ_4	中缸活塞与大缸筒间隙	0.9 ~ 1.4
7	d_2	中缸内径	260	19	α_1	活柱相对中缸的偏转角	计算值
8	D_3	外缸外径	420	20	α_2	中缸相对大缸的偏转角	计算值
9	d_3	外缸内径	360	21	O_1	活柱与中缸重合长度	315
10	α_1	活柱与中缸重合段	400	22	O_2	中缸与大缸重合长度	340
11	α_2	中缸与外缸重合段	324	23	P	轴向力	根据工况施加
12	L	立柱伸出总长	4288				

表 2 双伸缩立柱各段惯性矩、抗弯截面模量值

惯性矩		抗弯截面模量	
段位	计算值 / m^4	段位	计算值 / m^3
J_1	1.377×10^{-4}	W_1	1.197×10^{-3}
J_2	4.328×10^{-4}	W_2	2.546×10^{-3}
J_3	7.049×10^{-4}	W_3	3.356×10^{-3}

高压液体对缸产生的轴向力为：

$$\sigma_3 = \frac{d_2^2 p_s}{D_2^2 - d_2^2} \left(1 - \frac{D_2^2}{4y_2^2} \right) \approx 58.07 \text{MPa}$$

式中： p_s —二级缸体内油压应力（MPa）。

根据第四理论强度公式：

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_1)^2]} \leq [\sigma_s]$$
$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_1)^2]} \leq [\sigma_s]$$

经计算， $\sigma_{\max} \approx 361.53 \text{MPa} \leq [\sigma_s]$ ，其安全系数为：

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\max}} = \frac{835}{361.5} = 2.31$$

同理，外缸的强度也可按上述方式计算得出，其安全系数也不低于 2。立柱中缸和外缸的壁厚选择合适。根据液压支架在井下的工作情况，液压支架通常情况下不在最高位置使用，通常双伸缩立柱的中缸伸出使用，活柱可不完全伸出，但为保证立柱的使用寿命，立柱的外缸、中缸壁厚不宜减小。因此，双伸缩立柱的外缸、中缸实现轻量化可能性较小^[3]。

3.2.3 双伸缩立柱活柱强度计算

经过中缸、外缸的强度计算，实现轻量化的可能性较小，那么，活柱是否能实现轻量化，就必须对

活柱的强度进行计算。

活柱的受力状态为单向应力状态，由正压力和弯曲应力组合而成，即：

$$\sigma_H = \left(\frac{P_s}{S_1} \right) + \frac{P_s y_{1\max}}{W_1}$$

式中： p_s —立柱所受的最大压力，按 $1.5F$ 计算值为 6300kN；

S_1 —活柱的横截面积（ mm^2 ），经计算：

$$S_1 = \frac{\pi(D_1^2 - d_1^2)}{4} \approx 41233.4(\text{mm}^2);$$

$y_{1\max}$ —活柱最大挠度。

经计算得 $\sigma_H = 201.39 \text{MPa}$ ；此时，活柱的安全系数：

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma_H} = \frac{835}{201.39} \approx 4.15$$

与双伸缩立柱的中缸、外缸相比，活柱的安全系数最大。结合活柱的强度计算公式可以看出，在保持立柱受力大小、挠度和抗弯截面模量不变的情况下，减小活柱的截面积，获得与双伸缩立柱的中缸、外缸安全系数相当的活柱^[4-5]。显然，活柱的外径 D_1 是不能减小的，可增大活柱的内劲 d_1 来减小活柱的截面积。

为减少计算工作量，可将活柱的安全系数 n 定为 2.5，此时， $\sigma_H = 334 \text{MPa}$ 。根据活柱强度计算公式，计算出活柱的内劲 d_1 为 157.46mm。圆整后取活柱加工的原材料无缝钢管规格为 245mm（外径）× 50mm（壁厚）。加工后，双伸缩立柱的活柱外径

$D_1=230\text{mm}$, 活柱内劲 $d_1=150\text{mm}$, 活柱的活塞及活柱头采用焊接方式与活柱管焊接成整体形式。最终, 优化设计后的双伸缩立柱如图 3 所示。

(3) 本文获得的成功经验, 为其他综采液压支架立柱的轻量化实施提供借鉴。

(4) 轻量化的实现, 为综采液压支架在复杂地

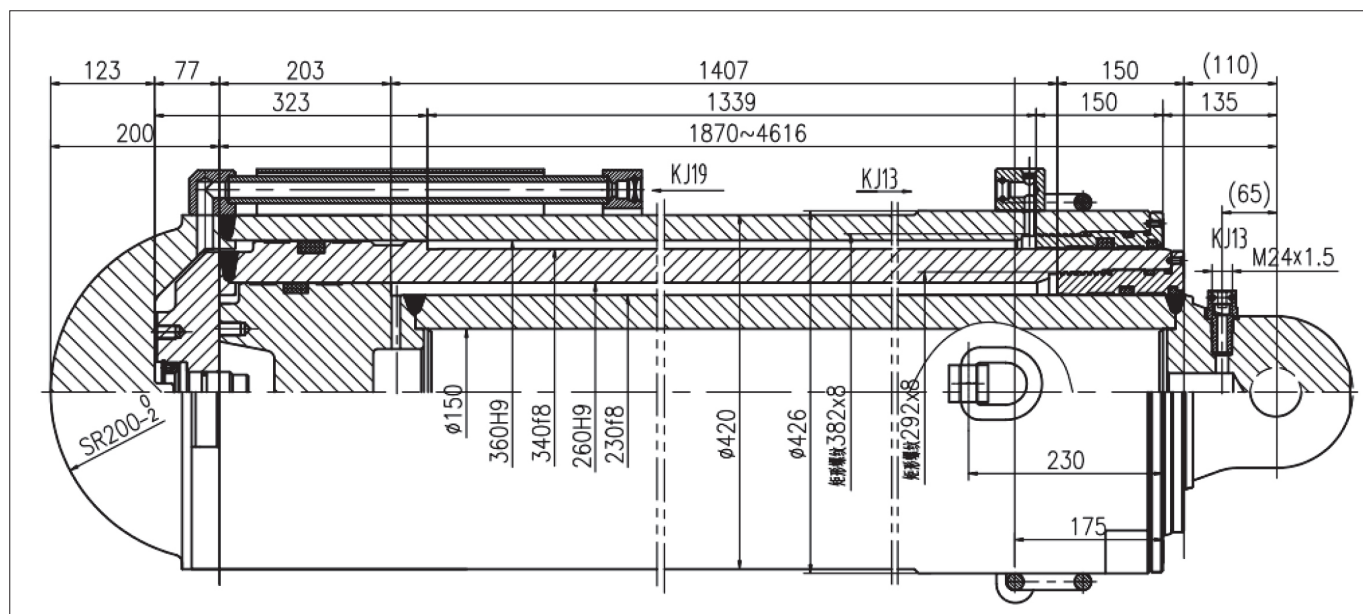


图 3 优化后的双伸缩立柱结构图

3.2.4 双伸缩立柱的稳定性分析

根据材料力学理论, 结合图 1, 立柱在理论状态下承受轴向载荷, 由挠曲变形产生的挠度曲线近似于正弦曲线。此时变形所产生的屈服与活立柱杆件做功的增量相等。对于不同截面的双伸缩立柱的活塞杆、中缸, 通过对杆件稳定条件求出双伸缩立柱杆件稳定的临界载荷。

通过计算得到双伸缩立柱的稳定性安全系数为 2.73, 在双伸缩立柱规定的稳定性安全系数 n_k 在 1.8 ~ 3 范围内, 满足使用要求。

4 结语

(1) 本文通过液压支架立柱的强度计算, 优化了 ZY8400/23.5/52 掩护式液压支架 $\phi 360$ 型双伸缩立柱上活柱的内部结构。经过初步计算, 仅活塞杆中部段, 优化后的活柱比优化前的活柱每根减重达 201.68kg。通过优化活柱的活塞和柱头结构, 使每架 ZY8400/23.5/52 掩护式液压支架可减重 450kg。

(2) 通过立柱的减重, 每台 ZY8400/23.5/52 掩护式液压支架的制造成本降低 2475 元, 节约钢材使用 450kg, 按发文时支架的单价 1.65 万元 / 吨计算, 采矿企业每台价格降低 7425 元。

质条件中的大倾角、急倾斜综采条件下的防倒、防滑减轻了负担, 也为综采液压支架的维护, 尤其是立柱的更换, 降低了劳动强度和安全风险。

参考文献:

- [1] 濮良贵, 纪明刚. 机械设计 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [2] 王国法. 液压支架技术 [M]. 北京: 煤炭工业出版社, 1999.
- [3] 中华人民共和国能源部. 液压支架立柱技术条件: MT/T 313-1992[S]. 北京: 中国标准出版社, 1992.
- [4] 向虎. 液压支架双伸缩立柱强度计算方法 [J]. 煤矿机械, 2010, 31(01): 1-3.
- [5] 郭猛. ZZ8800/25/50 型液压支架立柱强度计算 [J]. 煤矿机械, 2013, 34(02): 3-5.

作者简介: 赵方进 (1986.03-), 男, 汉族, 贵州毕节人, 本科, 工程师, 研究方向: 煤矿综采的液压支架和刮板输送机的研发; 杨正月 (1987.06-), 男, 汉族, 贵州贵阳人, 本科, 工程师, 研究方向: 煤矿综采的液压支架的研发; 张兵兵 (1986.11-), 女, 汉族, 河南洛阳人, 本科, 工程师, 研究方向: 综采液压支架立柱、千斤顶的设计与研究。