

# 外注式单体液压支柱参数化建模与仿真

宋志安<sup>1</sup>, 宋 嘉<sup>1</sup>, 王万法<sup>2</sup>

(1. 山东科技大学 机械电子工程学院, 山东 青岛 266590; 2. 万通液压机械有限公司, 山东 五莲 262313)

**摘 要:**根据单体液压支柱在普采面支护的应用实践,建立了单体液压支柱恒阻阶段的 Simulink 仿真模型和支撑阶段的 SimHydraulics 参数化仿真模型,完成了计算机仿真。用提取压力仿真曲线坐标值的方法,求取了密闭系统的性能参数,安全阀开启压力和回柱特性仿真曲线符合工程实际。其工程指导意义是:单体液压支柱设计要提高安全阀的开启流量,改善乳化液的通流作用,回柱时要轻转卸载手把。所提出的参数化通用建模方法,可以方便地对各种类型的液压缸或液压支架立柱进行数学建模或参数化仿真建模,得到的仿真结果能够为系统的设计、稳定性判定和参数设定等提供理论依据。

**关键词:**单体液压支柱; SimHydraulics; 三用阀; 参数化建模

中图分类号: TH137.9

文献标志码: A

文章编号: 1672-3767(2012)06-0093-08

## The Single Hydraulic Prop Parametric Modeling and Simulation

SONG Zhi'an<sup>1</sup>, SONG Jia<sup>1</sup>, WANG Wanfa<sup>2</sup>

(1. College of Mechanical and Electronic Engineering, Shandong University of Science and Technology, Qingdao, Shandong 266590, China; 2. Wantong Hydraulic Machinery Co. Ltd, Wulian, Shandong 262313, China)

**Abstract:** According to the application practice of the single hydraulic prop in coal face supporting, the single hydraulic prop constant resistance stage simulation model of Simulink and the support SimHydraulics parameterized simulation model were established, and the computer simulation was completed in the paper. The closed system dynamic performance parameters were obtained by the method of removing pressure simulation curve coordinate value. The opening pressure of safety valve and the simulation curve of prop drawing characteristic accord with the practice of engineering. The engineering guidance significance is that the single hydraulic prop should be designed to improve the safety valve open flow and the emulsion flow effect, and the unloading handle should be turned lightly when drawing. Various types of hydraulic cylinders or hydraulic support columns can be conducted conveniently according to the mathematical model or the parametric modeling and simulation by using the proposed parametric modeling method. The simulation results can provide theoretical basis for the system design, the stability analysis and the parameter setting.

**Key words:** the hydraulic prop; SimHydraulics; three-use valve; parameterized modeling

DW 型外注式单体液压支柱是按《MT112.1—2006 矿用单体液压支柱》<sup>[1]</sup>标准设计制造的产品,所使用工作液为 1%~2% M10 或 MDT 乳化油的乳化液,可与金属铰接顶梁配套使用,也可单独作点柱用,广泛应用于煤矿普采和高档普采工作面支护,或供综合机械化采煤工作面作端头支护及其他临时性支护。

DW 型外注式单体液压支柱所需的工作液由巷道中的乳化液泵站经高压胶管、注液枪等组成的管路系统供给,单体液压支柱的等效模型如图 1 所示:三用阀可简化为注液单向阀 1、安全阀 2 和卸荷阀 3;单体液压支柱 4 由缸筒、活柱和复位弹簧 5 等组成<sup>[2]</sup>;外载荷  $F_L$  来自煤矿井下顶板压力,即矿压。单体液压支柱达

收稿日期: 2012-10-08

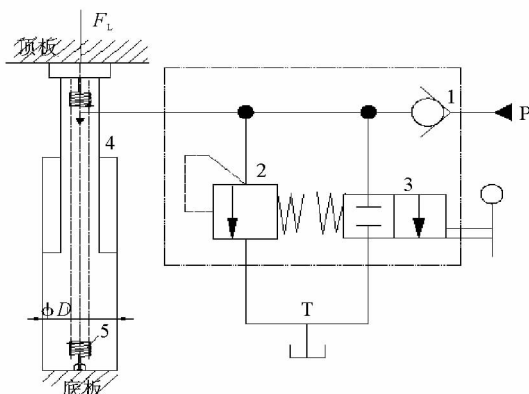
作者简介: 宋志安(1959—),男,山东青州人,副教授,博士,主要从事液压传动与控制方面的教学与科研工作。

E-mail: songzhan@sdust.edu.cn; 15269200978@139.com

到初撑力后对顶板起到支撑作用,使得注液单向阀和活塞腔间密封了一定体积的液体,该体积与缸径和行程有关,由安全阀 2 实现过载保护。

文献[3]介绍了一种采用复杂数学模型建立的 Simulink 仿真模型,没有考虑密闭容积内液体的变化情况,直接给出了仿真曲线;文献[4]对单体液压支柱的缸体进行了有限元分析;文献[5-9]分别介绍了不同领域液压系统 SimHydraulics 模型的建立和仿真分析。尚未见有关单体液压支柱参数化建模仿真的文献报道。

本研究模拟单体液压支柱顶板来压时的支撑状态和完成支护任务后的卸荷移柱,对外注式单体液压支柱进行了数学建模和参数化建模;将单体液压支柱、注液单向阀、复位弹簧、安全阀和卸荷阀等实体模型与压力流量传感器、理想力源等相配套,在稳定油源下进行了参数化建模与仿真。仿真结果符合工程实际,实现了单体液压支柱支护性能的可视化,有一定的工程应用价值。



1. 注液单向阀;2. 安全阀;3. 卸荷阀;4. 单体液压支柱;5. 复位弹簧

图 1 单体液压支柱的等效模型图

Fig. 1 The equivalent model of the single hydraulic prop

## 1 支护过程分析

### 1.1 初撑阶段

升柱时将管路系统中的注液枪插入三用阀注液阀体,挂好锁紧套,转动注液枪手柄,高压乳化液经注液单向阀,充满单体液压支柱的活塞腔,推动活塞带动活柱升高。当单体液压支柱活塞杆端的顶盖接触金属铰接顶梁,并使顶梁紧贴工作面顶板时,活柱不再升高。单体液压支柱腔内压力在很短时间内与乳化液泵站的泵压相同,这时单体液压支柱活塞腔内的压力逐渐增加,当增加到乳化液泵站工作压力时,乳化液泵站自动卸载,单体液压支柱的注液单向阀关闭,操作者松开注液枪手把,切断乳化液泵来的高压乳化液。此时,称为初撑阶段,单体液压支柱对顶板的支撑力为初撑力

$$F_c = \frac{\pi}{4} D^2 p_B \quad (1)$$

其中: $F_c$ —初撑力,N; $D$ —单体液压支柱的缸径,m; $p_B$ —泵站的工作压强,N/m<sup>2</sup>。

由式(1)可知,单体液压支柱的初撑力与单体液压支柱的缸径和乳化液泵站压力有关。为了防止直接顶过早离层和减缓顶板下沉速度,必须合理设计单体液压支柱的初撑力值。

### 1.2 恒阻阶段

达到初撑力的单体液压支柱支设后,便处于承载状态。随着支护时间的延长,工作面顶板作用在单体液压支柱上的载荷增加,当单体液压支柱所承受的载荷超过安全阀开启压力时,内腔高压液体作用在安全阀垫上的力超过安全阀弹簧预先调定的给予六角导向套的压紧力,安全阀弹簧受到压缩,安全阀垫和六角导向套一起运动,安全阀被打开,内腔液体外溢,活柱下缩,使顶板压力重新得到平衡。

当单体液压支柱所承受的载荷低于额定工作阻力时,内腔液体作用在安全阀垫上的力减少,在安全阀弹簧作用下,安全阀垫和六角导向套复位,关闭安全阀,高压液体停止外溢,单体液压支柱载荷不再降低,保证支柱对顶板的支撑力基本恒定。这样,在安全阀开启压力的限制下,压力曲线随时间呈波浪形变化,此阶段为恒阻阶段。

旋动三用阀的调压螺钉给予安全阀弹簧不同的预紧力,便可使单体液压支柱获得不同的工作阻力  $F_a$ <sup>[10]</sup>。单体液压支柱的工作阻力为

$$F_a = \frac{\pi}{4} D^2 p_a \quad (2)$$

其中： $F_a$ —工作阻力，N； $p_a$ —安全阀的开启压强， $N/m^2$ 。

由式(2)得安全阀开启压强

$$p_a = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_a}{D^2} \quad (3)$$

根据《煤矿安全质量标准化标准及考核评级办法》要求，初撑力与工作阻力的关系满足

$$F_c = (0.65 \sim 0.85) F_a \quad (4)$$

由式(2)和式(4)求得乳化液泵站的开启压强

$$p_b = \frac{4(0.65 \sim 0.85) F_a}{\pi D^2} \quad (5)$$

根据式(1)、式(3)和式(5)，可以求得单体液压支柱的安全开启压强和乳化液泵站压强。

乳化液泵站选择无锡煤机厂生产的五柱塞乳化液泵：额定压强 31.5 MPa，公称流量 315 L/min，曲轴转速 650 r/min，电机功率 200 kW。

### 1.3 回柱阶段

回收单体液压支柱时，将卸载手把插入三用阀卸载孔中，转动卸载手把，打开卸荷阀，单体液压支柱内腔工作液喷入采空区，活柱在自重和复位弹簧作用下回缩，完成单体液压支柱回收。

## 2 模型的建立

### 2.1 数学建模

#### 2.1.1 力平衡方程

在恒阻阶段，工作面煤层顶板运动产生的外载荷  $F_L$  作用于单体液压支柱，拉簧承受拉力，活塞运动的摩擦力是一个阻尼力，活塞在腔内压力的作用下与外载  $F_L$  平衡，忽略运动件重力等常值载荷，单体液压支柱恒阻阶段的力平衡方程为

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + B \frac{dy}{dt} + ky + F_L = Ap \quad (6)$$

其中： $m$ —活柱运动件质量，kg； $p$ —活塞腔内压强， $N/m^2$ ； $A$ —活塞面积， $A = \pi D^2 / 4$ ， $m^2$ ； $D$ —活塞直径，m； $F_L$ —外载荷，N； $B$ —阻尼系数； $y$ —活塞位移量，m； $k$ —拉簧刚度。

#### 2.1.2 活塞腔内流量变化

密封腔内液体的体积为  $V = AL$ ， $L$  是单体液压支柱达到初撑力时活塞腔内乳化液液柱高度或外伸行程。在恒阻阶段，当外载变化时，活塞运动、密封腔内液体压缩或膨胀和外泄漏，都会导致密封腔内液体流量的变化，其变化规律为

$$\Delta q = A \frac{dy}{dt} + \frac{V}{\beta_e} \frac{dp}{dt} + C_e p \quad (7)$$

其中： $\beta_e$ —乳化液体积弹性模量； $C_e$ —外泄漏系数； $V$ —密封腔体积。

#### 2.1.3 安全阀开启

恒阻阶段，外载对密封腔内乳化液的作用引起密封腔内乳化液波动，压力作用在安全阀阀芯上。当压力超过安全阀开启压力时，安全阀开启，其流量方程为

$$\Delta q = A \frac{dx}{dt} + \frac{V}{\beta_e} \frac{dp}{dt} + C_e p \quad (8)$$

其中： $x$ —安全阀开口量，m； $A$ —安全阀阀口承压面积。

#### 2.1.4 安全阀力平衡方程

恒阻阶段，密封腔内受外载影响的压力乳化液作用在单体液压支柱安全阀上，当达到或超过安全阀开启压力时，力平衡方程为

$$m_2 \frac{d^2 x}{dt^2} + B_1 \frac{dx}{dt} + k_1 x + F_w + F_d = A_1 p \quad (9)$$

其中： $m_2$ —阀芯组件运动部分的质量，kg； $B_1$ —粘性阻尼系数； $K_1$ —安全阀弹簧刚度； $x$ —安全阀开口量； $F_w$ —稳态液动力，相当于液压力， $F_w = k_w x$ ； $F_d$ —瞬态力，相当于阻尼力， $F_d = B_d \frac{dx}{dt}$ 。

对上式进行整理得：

$$m_2 \frac{d^2 x}{dt^2} + (B_1 + B_d) \frac{dx}{dt} + (k_w + k_1) x = A_1 p. \quad (9)$$

以  $F_L$  为输入量， $p$  为输出量，对式(6)–(9)进行 Laplace 变换，消去中间变量，得到如图 2 所示的 Simulink 仿真模型，在给各式相关变量赋值后，运行仿真模型。

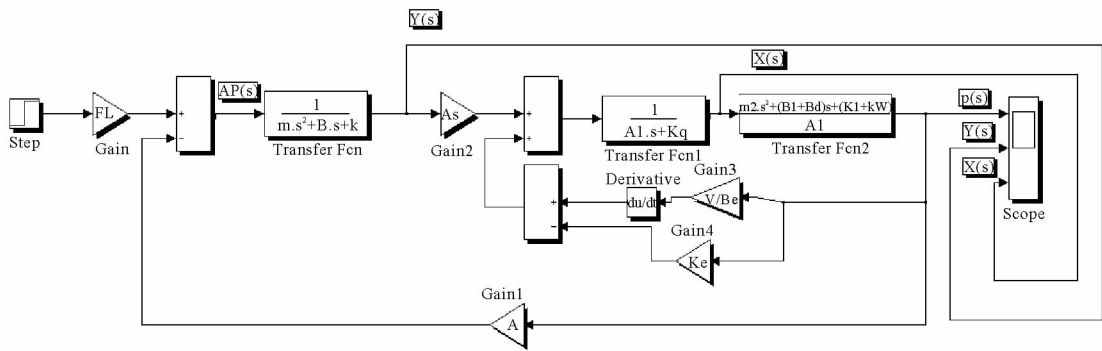


图 2 Simulink 仿真模型图

Fig. 2 The Simulink model

## 2.2 SimHydraulics 参数化建模

根据图 1 使用的元件，对单体液压支柱进行 SimHydraulics 参数化建模，参数化仿真模型如图 3 所示。

### ● 输入信号

1) 顶板下沉对单体液压支柱的输入。为了反映顶板下沉力的工况，输入信号采用 Signal builder 设置 time values [0 8 8 10], Y values [0 1 0 0], 再设置增益 gain1 值  $F_a = p_a A$ 。

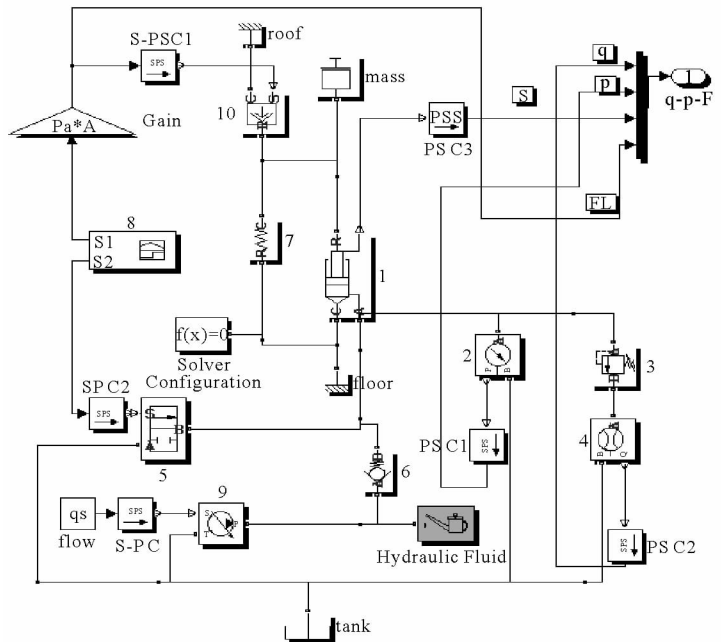
2) 泄荷阀开启的输入：泄荷阀设定仿真开始时间为 0，终止时间为 8 时，泄荷阀处于关闭状态；仿真时间大于 8 时，转动泄荷手柄，泄荷阀阀芯受轴向力作用，泄荷阀开启后回柱。

● 液压油源 单体液压支柱的使用过程中，注液支撑后单体液压支柱就脱离液压油源，因此选择液压油源 (Hydraulic flow rate source)，其输入为乳化液泵站的流量  $q_s$ 。

● 单体液压支柱 图 3 中用液压缸表示单体液压支柱，其活塞面积设置 (piston area) 为  $A$ ，活塞行程 (piston strok) 为  $L$ 。

### ● 三用阀建模

1) 注液单向阀 在 SimHydraulics 模块库选择单向阀 (check valve)，其开启压强设置为 0.12 MPa，流量系数设置为 0.7，临界



1. 单体液压支柱；2. 压力传感器；3. 安全阀；4. 流量传感器；5. 卸荷阀；6. 注液单向阀；7. 复位弹簧；8. 信号发生器；9. 变量泵；10. 理想力源

图 3 参数化仿真模型图

Fig. 3 The parametric model

雷诺数设置为 12;

2)安全阀 在 SimHydraulics 模块库选择安全阀 (pressure relief valve),其开启压强设置为变量  $p_a$ ;

3)泄荷阀 在 SimHydraulics 模块库选择手动两位两通阀 (2-way directional valve),其弹簧位是关闭位,当卸载手柄转动使之产生 1 N 轴向力,使之产生一定的开口量,最大开口量设为 5 mm,Model parameterization 选择 By maximum area and opening。

以上三阀的职能组合在一起,称为三用阀。

●压强传感器 单体液压支柱活塞腔内压强通过压强传感器反映出来,  $p = y_{out}(:,2)/10^6$  (MPa)。

●流量传感器 为了测量安全阀的溢流流量,在 SimHydraulics 模块库选择流量传感器 (hydraulic flow rate sensor),设置在安全阀的下游,单体液压支柱活塞腔内压强超过  $p_a$  后,安全阀开启,接在下游的流量传感器将有流量通过,其值为  $q = y_{out}(:,1) \times 6 \times 10^4$  (L/min)。

●流体性质 (hydraulic fluid) 单体液压支柱使用的工作介质是含水 98% 以上的乳化液,在 parameter 中找不到该流体,故用水 (water) 代替。

### 3 仿真分析

#### 3.1 支护阶段

##### 3.1.1 初始化赋值程序

在 SimHydraulics 参数化仿真模型中使用变量,如  $D, F_a, L, A, q_s, p_B, k$  和  $F_c$  等,编制 MATLAB 初始化赋值程序 dtinitial. m。

运行程序 dtinitial. m 后,相当于对每个变量进行了赋值,根据实际应用情况对程序进行适当改动,便可以适应各种缸径和行程的单体液压支柱。

##### 3.1.2 运行

首先以缸径  $D=0.10$  m,安全阀开启压强  $p_a=38.2$  MPa,行程  $L=1$  m,运行初始化赋值程 dtinitial. m,对 DW/100 型单体液压支柱模型进行赋值。设置不同的  $D, p_a, L$  等参数,运行模型后得到不同的仿真曲线。设置仿真开始时间 0,终止时间 4 s,运行图 3 所示的参数化仿真模型,仿真结果如图 4 所示。

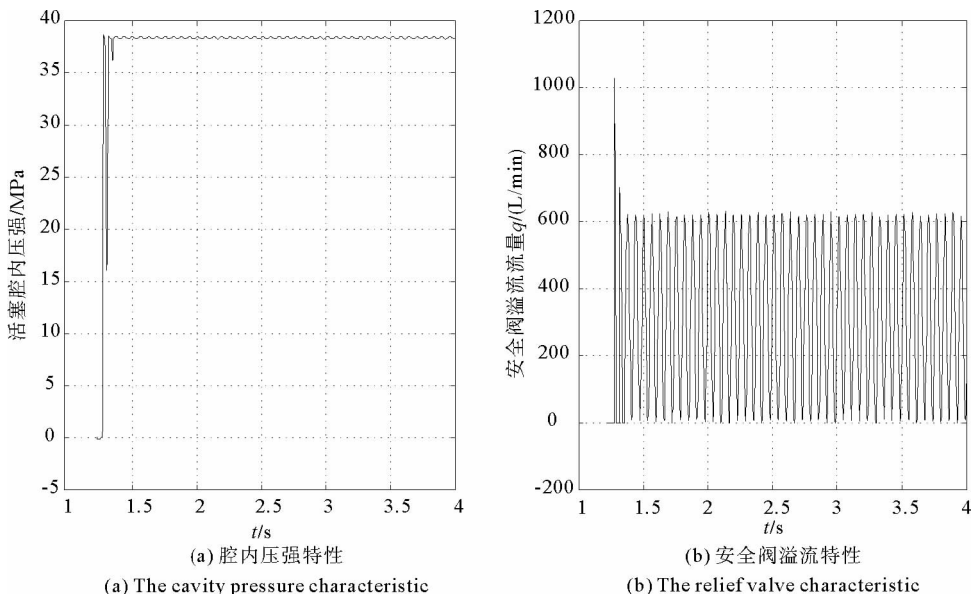


图 4 支护特性曲线图

Fig. 4 The support characteristic curve

### 3.1.3 仿真分析

#### 1) 单体液压支柱活塞腔压力变化

由图 4 所示, 单体液压支柱腔内压力的变化规律为: 完成初撑力的单体液压支柱支设以后, 单体液压支柱便处于承载状态, 随着支护时间的延长, 工作面顶板作用在支柱上的载荷  $F_L$  增加, 由式(9)知: 当单体液压支柱所承受的载荷超过安全阀开启压强  $p_a = 38.2 \text{ MPa}$  时, 单体液压支柱腔内高压液体作用在安全阀垫上的力超过安全阀弹簧预先调定的给予六角导向套的压紧力时, 压缩安全阀弹簧、安全阀垫和六角导向套一起运动, 安全阀垫离开阀座, 安全阀被打开, 内腔液体外溢, 活柱下缩, 使顶板压力重新得到平衡<sup>[11]</sup>。

当单体液压支柱所承受的载荷低于额定工作阻力  $F_a$  时<sup>[12]</sup>, 内腔液体作用在安全阀垫上的力减少, 在安全阀弹簧作用下, 安全阀垫和六角导向套复位, 关闭安全阀, 高压液体停止外溢, 单体液压支柱载荷不再降低, 保证支柱对顶板的支撑力基本恒定。这样, 在安全阀开启压力的限制下, 当仿真时间  $t > 1.25 \text{ s}$  时, 压力曲线随时间呈波浪形变化, 使单体液压支柱进入恒阻阶段。图 4(a) 密闭系统的阶跃响应曲线是收敛的, 所以系统是稳定的。外载  $F_L$  变化时, 单体液压支柱活塞腔内压力保持恒定; 同时, 安全阀开启压力  $p_a$  就是密闭系统的稳态值。下面根据图 4(a) 求系统的性能指标。

#### ● 密闭系统的超调量为

$$M_p = \frac{\max p(t) - p(\infty)}{p(\infty)} = \max y_{\text{out}}(:, 2) - p_a / p_a = (38.6385 - 38.2) / 38.2 = 1.15\% < 5\%, \quad (10)$$

超调量满足稳定性要求。

#### ● 超调量与阻尼系数的关系为

$$M_p = \exp(-\xi\pi / \sqrt{1-\xi^2}), \quad (11)$$

求得阻尼系数为

$$\xi = \sqrt{\frac{\ln M_p}{\ln M_p + \pi \times \pi}} = 0.5581. \quad (12)$$

工程要求的阻尼系数值为 0.4~0.8, 满足要求。

● 根据密闭系统稳定的定义求出峰值时间, 在 MATLAB 中输入  $[t_p, \max(p)] = \text{ginput}(1)$ , 在图形中提取第一次达到峰值的点, 求得  $t_p = 1.272 \text{ s}$ 。

#### ● 求系统有阻尼频率

$$\omega_d = \pi / t_p = 3.14 / 1.272 = 2.4698. \quad (13)$$

#### ● 系统的固有频率

$$\omega_n = \frac{\omega_d}{\sqrt{1-\xi^2}} \approx 2.98. \quad (14)$$

#### ● 系统的调整时间满足

$$\frac{p(t_s) - p(\infty)}{p(\infty)} \leq 0.02, \quad (15)$$

求得

$$t_s \leq \frac{3}{\xi\omega_n} \approx 1.85(\text{s}). \quad (16)$$

即: 当  $t_s < 1.85 \text{ s}$  时,  $p$  在瞬态阶段变化; 当  $t_s > 1.85 \text{ s}$  时, 压强  $p$  进入稳态阶段, 这个阶段就是恒阻阶段。

系统压力响应曲线符合普采工作面实测结果的变化规律。

#### 2) 溢流流量变化

图 4(b) 是安全阀开启溢流特性曲线。流量传感器设置在安全阀下游, 当单体液压支柱活塞腔压力小于安全阀开启压力时, 安全阀关闭, 流量传感器中没有流量通过; 初次来压时, 外载对单体液压支柱的冲击很大, 从图中可以看出, 这时的溢流流量为  $\max(y_{\text{out}}(:, 1)) \times 6 \times 10^4 = 1027.7 (\text{L}/\text{min})$ , 如果安全阀不能及时把这部分乳化液排出, 就会对单体液压支柱缸体造成损坏, 影响支护性能。安全阀开启溢流后, 单体液压支柱活塞腔内压力降低, 单体液压支柱回缩让压, 避免矿压冲击, 这是安全阀对单体液压支柱的过载保护作用。在设计单体液压支柱时, 要充分考虑初次来压的冲击, 设计大于  $1000 \text{ L}/\text{min}$  的大流量安全阀, 保证对单体液

压支柱的过载保护作用。

### 3.2 回柱阶段

#### 3.2.1 现场回柱分析

单体液压支柱使用的工作液体为水包油乳化液,其体积弹性模量取  $\beta_e = 2 \times 10^9$  Pa。由图 1 可以看出:回收单体液压支柱时,将卸载手把插入三用阀右阀筒的卸载孔中,转动卸载手把,迫使阀套、连接螺杆、注油阀体等整体向左轴向移动,压缩卸荷阀弹簧,卸荷阀垫离开右阀筒的密封面,卸荷阀被打开。由式(7)可知:单体液压支柱活塞腔被压缩的液体压力突然降低,导致活塞腔内乳化液容积迅速膨胀,假定忽略泄漏  $C_c p$  和下沉量  $y$ ,密封活塞腔内的液体要在 0.1 s 内压强由 38.2 MPa 降至 0,排出的液体流量为  $\Delta q = \frac{V}{\beta_e} \frac{\Delta p}{\Delta t} =$

90(L/min),假定卸荷阀与单体液压支柱之间的通径  $d = 0.02$  m,可求得流速为  $v = \frac{4\Delta q}{\pi d^2} = 286.48$  (m/min),

所释放的能量为  $\Delta E = 5.73$  (kJ)。

在极短时间内爆发性的能量释放,必然引起系统的剧烈冲击、振动,这就是在工作现场所能听到的沉闷响声,尤其是在卸载降柱时,正赶上强烈顶板来压,引起阀体、筒崩裂事件的概率极大。因此,泄荷手把插入注液枪的泄荷孔时,要轻轻转动手把,待有液体喷出后,再转动到位,以减缓泄荷阀的换向时间,缓慢释放被压缩乳化液的能量。

由单体液压支柱活塞腔乳化液压缩后所形成的潜在液压系统故障,应引起单体液压支柱使用和设计人员的足够重视。

#### 3.2.2 回柱仿真分析

设置回柱阶段仿真开始时间:0,终止时间:10 s,运行图 3 所示的仿真模型,回柱特性曲线如图 5 所示。

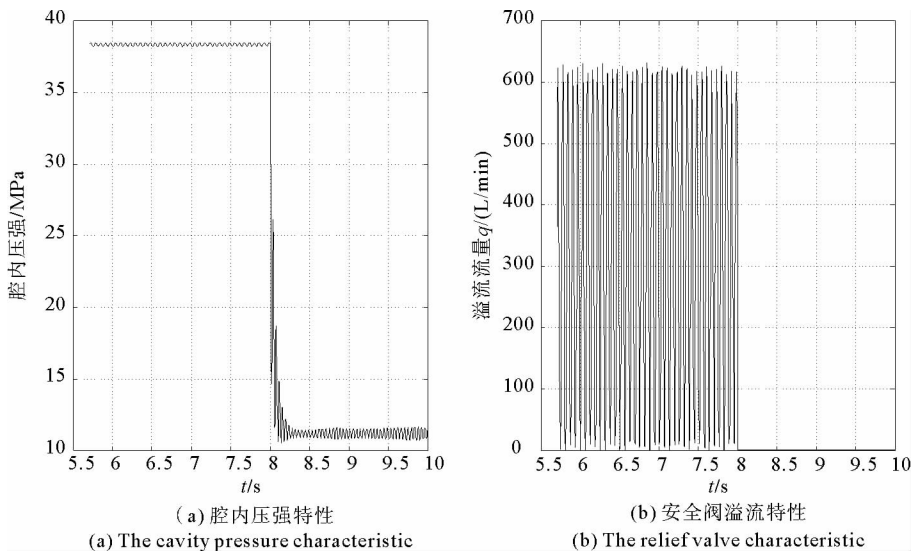


图 5 回柱特性曲线图

Fig. 5 The remove prop characteristic curve

如图 5(a)所示,模拟单体液压支柱回收,在  $t = 8$  s 时,将卸载手把插入三用阀右阀筒的卸载孔中,转动卸载手把,迫使阀套、连接螺杆、注油阀体等整体向左轴向移动,压缩卸荷阀弹簧,卸荷阀垫离开右阀筒的密封面,卸荷阀被打开,单体液压支柱内腔工作液,经左阀筒喷入采空区,活柱在自重和复位弹簧作用下回缩,单体液压支柱活塞腔内压力也下降,模拟完成单体液压支柱回收。

由于液体从旁路流出,安全阀关闭,安全阀溢流流量为零,如图 5(b)所示: $t > 10$  s 时,卸载手把转回原位,阀套等零件在卸荷阀弹簧作用下恢复原位,使卸荷阀垫和左阀筒密封面仍然形成密封,液体便停止外喷,

模拟单体液压支柱停止回缩。

#### 4 结束语

根据单体液压支柱在普采面支护的应用实践,阐述了单体液压支柱的支理论,建立了单体液压支柱承载工况下 Simulink 仿真模型和 SimHydraulics 参数化仿真模型,完成了计算机仿真。

仿真结果表明,安全阀压力曲线为随时间波浪形变化的动态响应曲线,根据该曲线求取了超调量等性能指标;从安全阀溢流特性曲线可以看出,初次来压对支柱的冲击大,设计时要考虑提高安全阀的开启流量,提高单体液压支柱活塞腔内乳化液的通流作用;总结出了泄荷时要轻转泄荷手把,提高泄荷阀换向时间的理论依据。

应用本研究对单体液压支柱参数化建模的通用方法,可以方便地对各种类型的液压缸或液压支架立柱进行数学建模或参数化建模与仿真,得到的仿真结果对系统的设计、稳定性判定、参数设定等都有一定的参考价值。

#### 参考文献:

- [1] 中华人民共和国国家发展和改革委员会. MT 112. 1—2006, 矿用单体液压支柱第 1 部分: 通用要求[S]. 北京: 中国煤炭工业出版社, 2006.
- [2] 邢福康. 煤矿支护手册[M]. 北京: 煤炭工业出版社, 2009: 947-970.
- [3] 张富擎, 刘刚华, 李炳文, 等. DWX 型单体液压支柱 Simulink 仿真[J]. 煤炭科学技术, 2004, 32(6): 59-60.  
ZHANG Fuzhao, LIU Ganghua, LI Bingwen, et al. Simulation of DWX hydraulic single prop with Simulink[J]. Coal Science and Technology, 2004, 32(6): 59-60.
- [4] 周建强, 王欢. 基于 CAE 技术的单体液压支柱油缸部件分析[J]. 煤矿机械, 2012, 33(6): 122-124.  
ZHOU Jianqiang, WANG Huan. Based on CAE technology of individual hydraulic oil cylinder parts optimization analysis on pillar[J]. Coal Mine Machinery, 2012, 33(6): 122-124.
- [5] 洪刚, 吴百海, 田列余. 基于 MATLAB/SimHydraulics 的型材冷弯回路仿真分析[J]. 液压气动与密封, 2011(4): 30-33.  
HONG Gang, WU Baihai, TIAN Lieyu. Research on the incipient trajectory of the improved gas launching device[J]. Hydraulic Pneumatic & Sealing, 2011(4): 30-33.
- [6] 孟亚东, 李长春, 刘晓东, 等. 基于 SimHydraulics 的电液伺服系统实物仿真[J]. 系统仿真学报, 2009, 21(6): 1596-1598.  
MENG Yadong, LI Changchun, LIU Xiaodong, et al. Physical network simulation of electro-hydraulic servo system based on SimHydraulics[J]. Journal of System Simulation, 2009, 21(6): 1596-1598.
- [7] 胡东, 赵湘文, 蔡旭. 基于 SimHydraulics 的兆瓦级风机液压型变桨系统仿真[J]. 机床与液压, 2009, 37(10): 205-208.  
HU Dong, ZHAO Xiangwen, CAI Xu. Simulations of hydraulics pitch-regulated mechanism of a megawatt wind turbine[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2009, 37(10): 205-208.
- [8] 刘勋, 刘玉, 李新有, 等. 基于 SimHydraulics 软件的电液伺服系统仿真分析[J]. 机床与液压, 2009, 37(10): 236-270.  
LIU Xun, LIU Yu, LI Xinyou, et al. The simulation analysis of the electro-hydraulic servo control system based on SimHydraulics[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2009, 37(10): 236-270.
- [9] 宋志安, 朱绪力, 谷青松. MATLAB/Simulink 与液压控制系统仿真[M]. 2 版. 北京: 国防工业出版社, 2011: 101-120.
- [10] 于雷, 闫少宏, 刘全明. 特厚煤层综放开采支架工作阻力的确定[J]. 煤炭学报, 2012, 37(5): 737-742.  
YU Lei, YAN Shaohong, LIU Quanming. Determination of support working resistance of top coal caving in extra thick coal seam [J]. Journal of China Coal Society, 2012, 37(5): 737-742.
- [11] 方新秋, 钱鸣高. 支架架型对综放顶板稳定性的影响[J]. 辽宁工程技术大学学报, 2004, 23(5): 581-584.  
FANG Xinqiu, QIAN Minggao. Influence of support construction on roof stability in fully-mechanized top-coal caving face [J]. Journal of Liaoning Technical University, 2004, 23(5): 581-584.
- [12] 韩伟. 液压支架控制系统大流量阀与移架速度量化研究[D]. 北京: 煤炭科学研究总院, 2006: 90-130.