

# 三自由度双并联液压支架的设计与稳定性分析

王成军<sup>1,2)</sup>✉, 李 龙<sup>2)</sup>, 胡 松<sup>2)</sup>, 孟祥瑞<sup>1)</sup>, 刘 琮<sup>2)</sup>

1) 安徽理工大学矿业工程博士后流动站, 淮南 232001 2) 安徽理工大学机械工程学院, 淮南 232001

✉ 通信作者, E-mail: cumt1279@163.com

**摘 要** 针对现有四连杆型液压支架的立柱及顶梁均不能承受侧向力,侧向力通过掩护梁传递给连杆易造成倒架和支架机构损坏的原理性缺陷,提出一种基于3-RPC型并联机构的双并联液压支架的设计方案。文中对液压支架的工作空间进行分析,给出顶梁的运动轨迹公式;分析液压支架在偏载和大倾角工况下的受力情况,得出支架具有三向受力的特点,并给出准确的力学关系式;运用ADAMS软件对液压支架进行稳定性模拟仿真,验证了该并联液压支架的设计符合煤矿井下支护的要求,在技术上是可行的。

**关键词** 液压机械; 支架; 三自由度; 侧向力; 机械设计; 稳定性分析

**分类号** TD421

## Design and stability analysis on three-DOF double parallel hydraulic support

WANG Cheng-jun<sup>1,2)</sup>✉, LI Long<sup>2)</sup>, HU Song<sup>2)</sup>, MENG Xiang-rui<sup>1)</sup>, LIU Qiong<sup>2)</sup>

1) Mining Engineering Post-Doctoral Mobile Station, Anhui University of Science and Technology, Huainan 232001, China

2) College of Mechanical Engineering, Anhui University of Science and Technology, Huainan 232001, China

✉ Corresponding author, E-mail: cumt1279@163.com

**ABSTRACT** Since the column and the top beam of the present four-bar hydraulic support fail to bear the lateral force, the lateral force is transferred to the rod via the shield beam, which often leads to the falling down of the support or damage of the support mechanism. With regard of such a theoretical shortcoming, this article introduces a new type of double parallel hydraulic support based on the 3-RPC parallel mechanism. The working space of the hydraulic support is analyzed and the trajectory formula of the top beam is presented. Through the force analysis of the hydraulic support under the condition of partial load and large dip angle, the hydraulic support can bear the forces from three directions and an accurate mechanical relational expression is given. ADAMS is applied to do the stability simulation of the hydraulic support. The results show that the design of such a hydraulic support meets the supporting requirements of coal mines and it is feasible in technology.

**KEY WORDS** hydraulic machinery; supports; three-degree-of-freedom; lateral forces; machine design; stability analysis

液压支架是煤矿开采工作面主要设备,一次性投资占综采成套装备总资金的60%以上,其适应性和可靠性是决定综采工作面安全高效生产的关键因素之一<sup>[1]</sup>。但是,由于煤层倾角及地质构造的原因,顶板对液压支架的压力必然存在侧向分力,特别是在大倾角综采工作面上,工作载荷减小,失稳外载荷增大,侧向力复杂。现有四连杆型液压支架的立柱与

底座和顶梁之间采用铰链连接,构成自由度为-1的超静定机构,使得立柱及顶梁不能承受侧向力。侧向力通过顶梁和掩护梁传递给连杆,并在底座上产生很大的转矩,是造成支架滑倒及架间挤咬和损坏的根本原因<sup>[2-3]</sup>。我国煤矿地质结构复杂,在实际应用中由于煤层倾角的存在和变化以及围岩的不平整性对液压支架产生较大的侧向附加载荷,导致掩护梁

收稿日期: 2015-08-12

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51274008); 安徽省博士后基金资助项目 A 类(2015B045)

损坏、倒架、下滑等重大安全事故时有发生<sup>[4-5]</sup>。

基于并联机构的并联液压支架有望解决现有四连杆液压支架原理性缺陷带来的一系列问题<sup>[6]</sup>。前期关于并联液压支架的设计与研究大都是基于 6-SPS 机构的六自由度并联液压支架<sup>[7]</sup>, 而实际使用的液压支架并不需要六个自由度。过度的自由度不仅使得液压支架的结构复杂、加工难度提高, 制造精度难以提高, 还增加液压支架的制造成本, 且给控制、操作和维护均带来困难和不便<sup>[8]</sup>。

## 1 设计方案与原理概述

### 1.1 方案设计

本设计中的并联液压支架由底座、主体支撑机构、后掩护装置和顶梁四大部分组成。取消传统的四连杆机构, 主体支撑机构由对称布置的前、后并联支撑机构实现, 总体结构如图 1 所示。基于并顶板联机构拓扑结构学理论<sup>[9]</sup>, 优选了一种三平移双并联机构 3-RPC (R 表示转动副, P 表示移动副, C 表示圆柱副) 作为并联液压支架的主体支撑机构, 以单开链 (SOC)  $\{-R \perp P \perp C-\}$  为支链 ( $\perp$  表示运动副轴线垂直), 实现 X、Y 方向的少量平移和 Z 向的长距离平移<sup>[10]</sup>。为了增加结构强度和支撑稳定性, 支撑机构采用双并联结构, 前并联支撑机构与后并联支撑机构的结构完全相同, 均为 3-RPC 结构, 由作为定平台的固定底板、支撑链和作为动平台的顶连板组成, 如图 2 所示。支撑链中的 P 副, 即支架的立柱采用两级伸缩液压缸, 其下端与铰接耳座通过转动副 R 相连接, 其上端与双阻尼连接座通过圆柱副 C 相连接。顶连板结构如图 3 所示, 三个双阻尼连接座呈三角形布置, 每个双阻尼连接座上有两个阻尼器对称布置在中位销轴的两侧。圆柱副 C 的平移运动分为两个阶段, 即自由平移和克服阻尼器的阻力运动, 其作用是保证在顶板来压时, 液压支架具有一定的退让性。



1—后并联支撑机构; 2—后掩护装置; 3—顶梁; 4—伸缩梁; 5—前并联支撑机构; 6—底座

图 1 三平移并联液压支架的样机

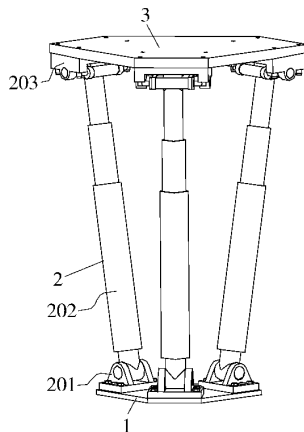
Fig. 1 Prototype of the three-translational parallel hydraulic support

### 1.2 机构原理

根据并联机构拓扑结构理论, 前、后并联支撑机构的每条支链均以 SOC $\{-R \perp P \perp C-\}$  为支链, 其方位特征集 (POC 集) 为

$$M_{bi} = \begin{bmatrix} t^3 \\ r^1(\parallel R_{i1}) \end{bmatrix}, i=1, 2, 3. \quad (1)$$

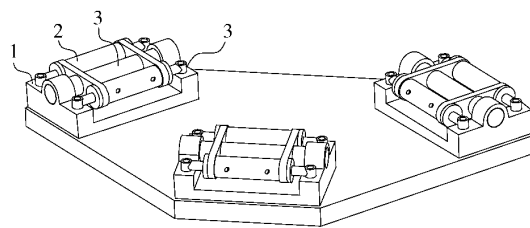
式中  $M_{bi}$  为并联机构的第  $i$  条 SOC 支路末端构件的 POC 集,  $b$  表示该支链为并联机构的支链,  $t^3$  为该支路存在三个有限移动,  $R_{i1}$  表示转动副,  $r^1(\parallel R_{i1})$  为该支路存在一个与  $R_{i1}$  转动轴线相平行的有限转动。



1—固定底板; 2—支撑链; 3—顶连板; 201—铰接耳座; 202—立柱; 203—双阻尼连接座

图 2 并联支撑机构的结构简图

Fig. 2 Structure of the parallel support mechanism



1—多位固定板; 2—阻尼器; 3—中位销轴

图 3 顶连板的结构简图

Fig. 3 Structure of the top plate

该支链自由度  $f_i = 4$ 。设第 1 个独立回路的独立方程数为  $\zeta_1$ , 考虑  $R_{11}$  与  $R_{21}$  不平行, 则

$$\zeta_1 = \dim. \{M_{b1} \cup M_{b2}\}. \quad (2)$$

式中  $\zeta_1$  为第 1 条支路  $M_{b1}$  和第 2 条支路  $M_{b2}$  构成的第 1 个独立回路的独立位移方程数。带入参数得到

$$\zeta_1 = \dim. \left\{ \begin{bmatrix} t^3 \\ r^1(\parallel R_{11}) \end{bmatrix} \cup \begin{bmatrix} t^3 \\ r^1(\parallel R_{21}) \end{bmatrix} \right\} = \dim. \left\{ \begin{bmatrix} t^3 \\ r^2 \end{bmatrix} \right\} = 5.$$

$$\zeta_2 = \dim. \{M_{b1} \cap M_{b2} \cup M_{b3}\}. \quad (3)$$

$\zeta_3$  为前两条支路  $M_{b1}$  和  $M_{b2}$  组成的子并联机构的等效 SOC 和第 3 条支路  $M_{b3}$  构成第 2 个独立回路的独立位移方程数。带入参数得到

$$\zeta_3 = \dim. \left\{ \left[ r^1( \parallel R_{11}) \right] \cap \left[ r^1( \parallel R_{21}) \right] \cup \left[ r^1( \parallel R_{21}) \right] \right\} =$$

$$\dim. \left\{ \left[ r^1( \parallel R_{11}) \right] \cap \left[ r^1( \parallel R_{21}) \right] \right\} = 4. \quad (4)$$

其中

$$\left\{ \left[ r^1( \parallel R_{11}) \right] \cap \left[ r^1( \parallel R_{21}) \right] \right\} = 3.$$

则并联液压支架的前、后并联支撑机构(3-RPC)的自由度

$$F = \sum_{i=1}^n f_i - \sum_{j=1}^p \zeta_j = 4 \times 3 - (5 + 4) = 3. \quad (5)$$

式(5)中  $f_i$  为第  $i$  个运动副自由度  $n$  为构件数  $p$  为独立回路数 且  $n=3$   $p=2$  对称布置后的主体支撑机构的自由度也为3. 在前、后并联支撑机构中由两级伸缩液压缸  $P$  作为驱动副 称为液压支架的驱动缸 可使顶梁具有沿  $X$ 、 $Y$  方向的少量平移和沿  $Z$  向的长距离升降实现三平移并联液压支架的让压卸载功能.

## 2 工作空间分析

建立并联机构的3-RPC初始位置时的结构简图,如图4所示. 前述中已经分析该机构为三平移机构,其动平台各点运动情况相同,且每条支链运动轨迹均相同,故选取其中一条支链运用D-H矩阵对该机构进行工作分析,建立如图4所示的定坐标系  $O-XYZ$ ,动坐标系  $O_1-X_1Y_1Z_1$ 、 $O_2-X_2Y_2Z_2$ 、 $O_3-X_3Y_3Z_3$  和  $O_4-X_4Y_4Z_4$ . 其中坐标原点  $O$  在静平台三角形中心点  $Z$  轴垂直于静平台  $X$  轴与  $BC$  边平行;  $O_1$  在转动副  $R$  的中心点  $Z_1$  垂直于静平台  $X_1$  轴与  $AC$  边共线;  $O_2$  在圆柱副  $C$  的中心点  $Z_2$  垂直于动平台  $X_2$  轴与  $ac$  边共线;  $O_3-X_3Y_3Z_3$  坐标系为  $O_2-X_2Y_2Z_2$  沿  $X_2$  偏移  $d_1$  距离;  $O_4$  在动平台三角形中心点  $Z_4$  轴垂直于动平台  $X_4$  轴与  $bc$  边平行.

在图4的并联支撑机构中,  $\triangle ABC$  和  $\triangle abc$  为等边

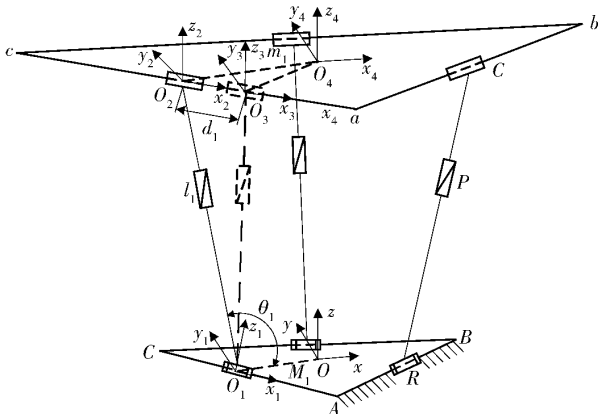


图4 3-RPC 机构简图

Fig. 4 3-RPC mechanism

三角形;  $M_1$  和  $m_1$  分别为  $\triangle ABC$  和  $\triangle abc$  内接圆半径, mm;  $\theta_1$  为连杆  $O_1O_2$  与静平台的夹角  $(^\circ)$ ;  $d_1$  为圆柱副  $C$  中心轴线的位移, mm;  $l_1$  为连杆  $O_1O_2$  长度, mm, 它反映了移动副  $P$  中驱动杆的位移变化.

设坐标系  $O_4-X_4Y_4Z_4$  原点坐标为  $(0 \ 0 \ 0)$ , 则  $O_4-X_4Y_4Z_4$ 、 $O_3-X_3Y_3Z_3$ 、 $O_2-X_2Y_2Z_2$ 、 $O_1-X_1Y_1Z_1$  和  $O-XYZ$  各坐标系之间的齐次变换矩阵式为

$$IO_{O_4O_1} = \begin{bmatrix} \cos 60^\circ & -\sin 60^\circ & 0 & d_1 \\ \sin 60^\circ & \cos 60^\circ & 0 & m_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$$IO_{O_4O_2} = \begin{bmatrix} \cos 0^\circ & -\sin 0^\circ & 0 & -d_1 \\ \sin 0^\circ & \cos 0^\circ & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$$IO_{O_4O_3} = \begin{bmatrix} \cos 0^\circ & -\sin 0^\circ & 0 & 0 \\ \sin 0^\circ & \cos 0^\circ & 0 & -l_1 \cos \theta_1 \\ 0 & 0 & 1 & l_1 \sin \theta_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$$IO_{OO_1} = \begin{bmatrix} \cos 0^\circ & -\sin 0^\circ & 0 & 0 \\ \sin 0^\circ & \cos 0^\circ & 0 & -M_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$$IO_{OO_4} = IO_{OO_1} IO_{O_1O_2} IO_{O_2O_3} IO_{O_3O_4} =$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \frac{\sqrt{3}}{2}(-l_1 \cos \theta_1 + m_1) \\ 0 & 1 & 0 & \frac{1}{2}(-l_1 \cos \theta_1 + m_1) - M_1 \\ 0 & 0 & 1 & l_1 \sin \theta_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (6)$$

得到  $O_4-X_4Y_4Z_4$  向  $O-XYZ$  的 D-H 变换矩阵(5). 将动坐标系  $O_4-X_4Y_4Z_4$  原点坐标  $(0 \ 0 \ 0)$  带入变换式(6), 得到静坐标变换式(7):

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{Bmatrix} = IO_{OO_4} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\sqrt{3}}{2}(-l_1 \cos \theta_1 + m_1) \\ \frac{1}{2}(-l_1 \cos \theta_1 + m_1) - M_1 \\ l_1 \sin \theta_1 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (7)$$

$$\text{即} \quad \begin{cases} x = \frac{\sqrt{3}}{2}(-l_1 \cos \theta_1 + m_1), \\ y = \frac{1}{2}(-l_1 \cos \theta_1 + m_1) - M_1, \\ z = l_1 \cos \theta_1. \end{cases} \quad (8)$$

式(8)为3-RPC 并联机构动平台中心点运动轨迹表达式. 由于并联液压支架为双3-PRC 并联机构, 两个并

联机构拓扑结构完全相同, 则该并联液压支架顶梁的运动轨迹为

$$\begin{cases} X = \frac{1}{2}(x + x'), \\ Y = \frac{1}{2}(y + y'), \\ Z = \frac{1}{2}(z + z'). \end{cases} \quad (9)$$

式(9)中  $x'$ 、 $y'$  和  $z'$  为另一个 3-PRC 的运动轨迹参数.

进一步分析可得出  $x = x'$ 、 $y = y'$ 、 $z = z'$ ; 且当  $x = -x'$ 、 $y = -y'$  时, 此双 3-PRC 并联液压支架顶梁存在一个垂直方向的伴随转动.

### 3 液压支架的受力分析

液压支架在两种情况下容易发生倒架: 一是支架处于降架、移架等非支撑状态时由于煤层倾角、底板结构等原因导致倒架、下滑等事故; 二是支架在完全支撑时由于煤层倾角和顶板侧向压力的存在以及围岩的不平整性对液压支架产生较大的侧向载荷, 导致掩护梁损坏、倒架、下滑等重大安全事故. 前者已有成熟的解决方案, 而后者只能依赖支架的结构改进以承受侧向载荷. 3-RPC 型双并联液压支架的结构正是基于完全支撑状态下液压支架侧向载荷支护需求的技术解决方案.

3-RPC 型双并联液压支架并联机构的受力简图如图 5 所示. 图中  $P_1$ 、 $P_2$  和  $q_3$  为各支柱的工作载荷,  $\theta_1$ 、 $\theta_2$  和  $\theta_3$  为各支柱与静平台的夹角,  $\phi_1$ 、 $\phi_2$  和  $\phi_3$  为各支柱工作阻力在动平台投影与动坐标系  $O_4-X_4Y_4Z_4$  的夹角.

由几何关系可以得出该并联机构在完全支撑时受力关系式为

$$\begin{cases} F_x = P_1 \cos \theta_1 \cos \phi_1 + P_2 \cos \theta_2 \cos \phi_2 + P_3 \cos \theta_3 \cos \phi_3, \\ F_y = P_1 \cos \theta_1 \sin \phi_1 + P_2 \cos \theta_2 \sin \phi_2 + P_3 \cos \theta_3 \sin \phi_3, \\ F_z = P_1 \sin \theta_1 + P_2 \sin \theta_2 + P_3 \sin \theta_3. \end{cases} \quad (10)$$

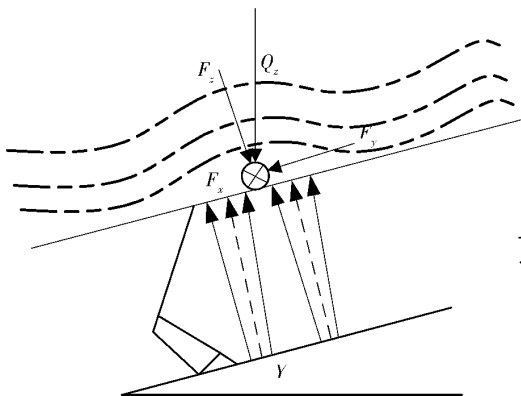


图 6 倾角为  $\gamma$  工作面受力示意图

Fig. 6 Force diagram on the working face at the angle of  $\gamma$

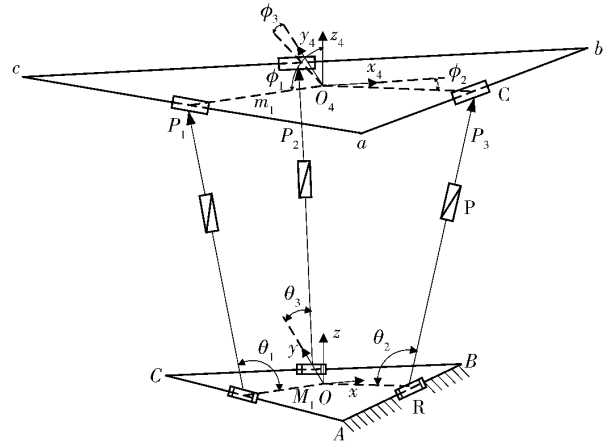


图 5 3-RPC 力学简图

Fig. 5 3-RPC mechanics diagram

由式(9)可得出该双 3-RPC 三自由度并联液压支架的受力关系式为

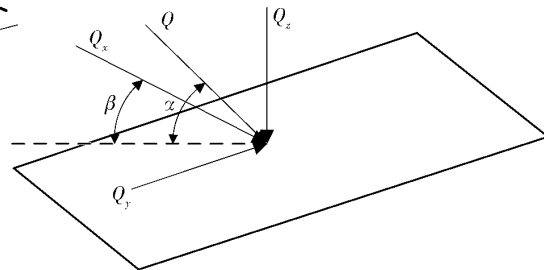
$$\begin{cases} F_x = 2(P_1 \cos \theta_1 \cos \phi_1 + P_2 \cos \theta_2 \cos \phi_2 + P_3 \cos \theta_3 \cos \phi_3), \\ F_y = 2(P_1 \cos \theta_1 \sin \phi_1 + P_2 \cos \theta_2 \sin \phi_2 + P_3 \cos \theta_3 \sin \phi_3), \\ F_z = 2(P_1 \sin \theta_1 + P_2 \sin \theta_2 + P_3 \sin \theta_3). \end{cases} \quad (11)$$

根据采煤工作面地质构造特点, 工作面往往存在一定倾角, 其力学模型如图 6 所示. 图中  $\alpha$  和  $\beta$  分别为围岩压力  $Q$  在水平面投影夹角以及投影力与  $X$  方向夹角.  $Q_x$ 、 $Q_y$  和  $Q_z$  为围岩压力  $Q$  的三向分力, 则有

$$\begin{cases} Q_x = Q \cos \alpha \cos \beta, \\ Q_y = Q \cos \alpha \sin \beta, \\ Q_z = Q \sin \alpha. \end{cases} \quad (12)$$

进一步地, 由式(11)和式(12)可得该并联液压支架在大倾角工作面的受力关系式为

$$\begin{cases} F'_x = F_x - Q_x, \\ F'_y = \frac{F_y}{\cos \gamma} - Q_z \sin \gamma, \\ F'_z = \frac{F_z}{\cos \gamma} - Q_y \sin \gamma. \end{cases} \quad (13)$$



由式(13)可以看出,该并联液压支架具有三向受力的特点,式(13)给出了准确的力学关系式,摆脱了现有的液压支架在受力分析时, $X$ 、 $Y$ 向分力大小往往仅用与 $Z$ 向分力的比例关系来代替<sup>[11]</sup>,且三个方向均能受力,与现有液压支架相比,具有更高的大倾角适应性。

## 4 并联液压支架的稳定性仿真

### 4.1 仿真模型的建立

论文根据中厚煤层液压支架的主要性能参数和围岩特性,运用 Pro/E 软件设计了并联液压支架的三维“虚拟样机”,导入 ADAMS 软件中得到了并联液压支架的 ADAMS 实体模型,如图 7 所示。依据液压支架的实际工况及运动情况对各构件进行设置,并定义各个构件之间的约束关系。

并联液压支架虚拟样机的结构参数:固定底板和顶连板各移动副初始角  $\theta_1$ 、 $\theta_2$  和  $\theta_3$  为  $120^\circ$ ,  $\phi_1$ 、 $\phi_2$  和  $\phi_3$  也为  $120^\circ$ 。内接圆半径分别为  $M_1 = 500 \text{ mm}$ 、 $m_1 = 800 \text{ mm}$ ;取两 3-RPC 并联机构中心距为  $750 \text{ mm}$ ,驱动缸的长度范围  $l_{\min} = 2000 \text{ mm} < l_i < 3000 \text{ mm} = l_{\max}$  ( $i = 1, 2, 3, 4, 5, 6$ )。

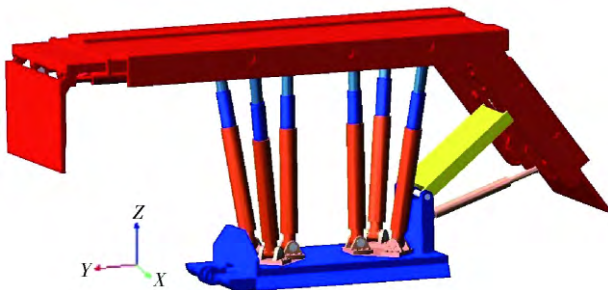


图7 并联液压支架虚拟样机

Fig. 7 Virtual prototype of the parallel hydraulic support

### 4.2 稳定性仿真

液压支架顶板压力达到支架支柱额定载荷时称为完全支撑,超过支架支柱额定载荷的围岩来压称为超压<sup>[2]</sup>。液压支架稳定性,即液压支架通过主动调整受力状态最大程度地适应并影响围岩运动,实现支架自身稳定及围岩支撑稳定的性能。即液压支架在完全支撑时,当围岩来压处在超压状态时,安全阀门开启,液压支架通过让压卸载实现对围岩的恒阻力支撑<sup>[11]</sup>。

文中主要分析让压过程中,此并联液压支架的运动状态,因此为了简化模型,默认各部分为刚性构件并在 ADAMS 中选用带阻尼的弹簧模拟各立柱的退让速率及退让量。取液压支架工作载荷为  $6400 \text{ kN}$ ,初撑力为  $5400 \text{ kN}$ ,立柱的工作载荷为  $1600 \text{ kN}$ ,初撑力为  $1400 \text{ kN}$ ,立柱的退让速率为  $1.5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ ,退让量为  $35$

$\text{mm}$ <sup>[12-13]</sup>。用工作载荷模拟超压载荷,则弹簧的工作阻尼  $C = 667 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{mm}^{-1}$ ,弹簧刚度  $K = 30 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$ ,预紧力为  $1400 \text{ kN}$ 。

根据围岩来压特点,为了使仿真更具代表性,结合式(13),同时考虑到此并联液压支架整体于  $Y$  面对称,分别选取顶梁的中心处、侧沿中部、前端中部和后端中部,分别施加如表 1 所示的载荷。其中  $y$  向作用力参照  $z$  向作用力按  $0.4$  比例取值,  $x$  向作用力略小于  $y$  向作用力。设置仿真参数时间  $t = 60 \text{ s}$ ,步长  $6000$  步,顶梁高度  $Z_0 = 2900 \text{ mm}$ ,进行模拟仿真,获得并联液压支架的顶梁在  $X$ 、 $Y$  和  $Z$  三个方向上的超压位移—时间曲线,如图 8 所示。

表1 顶梁工况和不同位置时作用载荷

Table 1 Conditions of the top beam and loads at different positions

工况	载荷位置	$F_x / \text{kN}$	$F_y / \text{kN}$	$F_z / \text{kN}$
1	中心处	0	0	6400
2	侧沿中部	0	0	6400
3	前端中部	0	0	6400
4	中心处	2000	-2500	6400
5	前端中部	2000	0	0
	后端中部	-2000	0	0

从图 8 中工况 1、工况 2 和工况 3 可以看出顶梁的中心处、侧沿、顶端在受到相同大小的垂直方向力作用时,由于 ADAMS 默认各构件为刚体,其  $X$ 、 $Y$  和  $Z$  方向运动规律基本相同,即  $Z$  向退让明显,且平缓无明显波动, $X$ 、 $Y$  向存在  $-0.25 \sim +0.25 \text{ mm}$  左右极微小偏移,推测是由于建模误差引起,符合实际制造、安装时存在误差的工况。该特点符合前述并联液压支架的自由度分析结果,可适应于围岩来压超压作用于顶梁不同位置时,顶梁能以相同的运动轨迹平稳退让,保证了并联液压支架的受力稳定,减少支架倒架及应力变形的危险。

从图 8 中工况 4 可以看出顶梁在受到三个方向来压时, $X$ 、 $Y$  和  $Z$  向均具有退让性,退让平稳,且  $Z$  向退让量明显大于  $X$ 、 $Y$  向退让量,该特点使得三平移并联液压支架对顶梁瞬时三个方向来压,都有让压卸载功能,让压后可保持恒阻力工作以承受三个方向的载荷,可有效适应于顶梁的不平整性和煤层倾角的变化产生的侧向附加载荷,满足大倾角等煤矿井下复杂支护的要求。

从图 8 中工况 5 可以看出顶梁在受水平方向的转矩时, $X$ 、 $Y$  向均具有退让性,退让平稳, $Z$  向存在极微小偏移,验证了该并联液压支架具有垂直方向的伴随转动,与前述分析结论一致。该特点可以使此并联液压支架更好地适应煤层倾角产生的侧向载荷,进一步

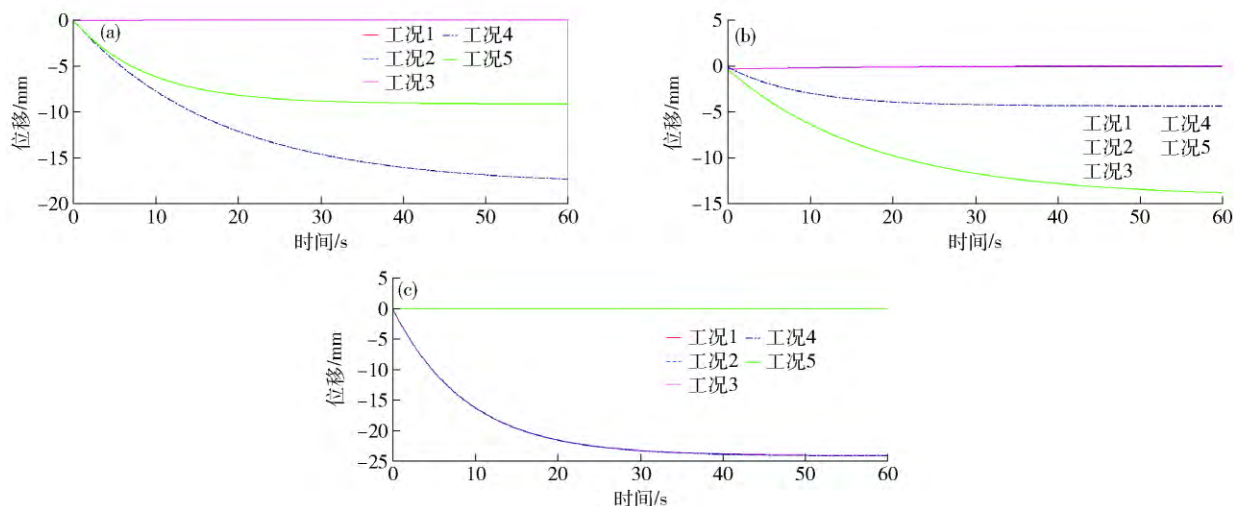


图8 并联液压支架超压运动图: (a) X向不同工况位移; (b) Y向不同工况位移; (c) Z向不同工况位移

Fig.8 Overpressure movement of the parallel hydraulic support: (a) X-displacement under different working conditions; (b) Y-displacement under different working conditions; (c) Z-displacement under different working conditions

地提高该并联液压支架对井下复杂地质条件的适应性。

## 5 结论

(1) 通过分析发现传统四连杆型液压支架的设计存在原理性缺陷,易造成倒架和支架机构损坏。本文基于并联机构拓扑结构理论设计了一种可三向受力的新型双并联液压支架。

(2) 对并联液压支架的自由度进行了计算与分析;建立了并联液压支架的理论模型,分析了顶梁的工作空间和受力情况,给出顶梁的运动轨迹公式,得到支架具有三向受力的特点和准确的力学关系式。

(3) 通过 ADAMS 对并联液压支架的稳定性进行模拟仿真,验证了其在承受围岩侧向力时具有让压卸载和防倒架的优点,仿真结果与理论分析结果一致,为后期试验样机的研制提供了科学依据,同时也为并联机构在液压支架上的应用提供参考。

## 参 考 文 献

- [1] Wang G F. Study and practices on technical system of hydraulic powered supports. *J China Coal Soc*, 2010, 35(11): 1903  
(王国法. 液压支架技术体系研究与实践. 煤炭学报, 2010, 35(11): 1903)
- [2] Zhang Z Y. Dynamic analysis on stability of hydraulic powered support in deep inclined fully mechanized wall and prevention slips measures. *J China Coal Soc*, 2007, 32(7): 705  
(章之燕. 大倾角综放液压支架稳定性动态分析和防倒防滑措施. 煤炭学报, 2007, 32(7): 705)
- [3] Ren R, Li B W, Zhu X K, et al. Mechanism analysis of hyper-static hydraulic support based on screw theory. *Coal Mine Mach*, 2013, 34(7): 110  
(任锐, 李炳文, 朱学凯, 等. 基于螺旋理论超静定液压支架自由度分析. 煤矿机械, 2013, 34(7): 110)
- [4] He F L, Qian M G, Liu X F, et al. Tilt characteristics and control conditions of high powered support. *J China Univ Min Technol*, 1997, 26(4): 22  
(何富连, 钱鸣高, 刘学锋, 等. 大采高液压支架倾倒特征与控制条件. 中国矿业大学学报, 1997, 26(4): 22)
- [5] Zhao J Y, Li B W, Miao Y J, et al. Computer-aided rapid variant design system for hydraulic support. *J China Univ Min Technol*, 1998, 8(2): 153
- [6] Wu Z H. *Research on Characteristics for 3-RPR Three Degree of Freedom Parallel Mechanisms* [Dissertation]. Shanxi: North University of China, 2013  
(武振华. 3-RPR 三自由度并联机构的性能研究[学位论文]. 山西: 中北大学, 2013)
- [7] Wei J. *The Research of New Hydraulic Support Based on the Parallel Structure* [Dissertation]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2005  
(卫进. 基于并联机构新型液压支架的研究[学位论文]. 太原: 太原理工大学, 2005)
- [8] Do H M, Park C, Kim B, et al. Development of simulation model for 6 DOF parallel robot // 2013 10th International Conference on Ubiquitous Robots and Ambient Intelligence. Beijing, 2013: 333
- [9] Yang T L, Liu A X, Luo Y F, et al. *Robot Mechanism Topology Mechanism Design*. Beijing: Science press, 2012  
(杨廷力, 刘安心, 罗玉峰, 等. 机器人机构拓扑结构设计. 北京: 科学出版社, 2012)
- [10] Wang C J, Li L, Meng X G, et al. *Three Degrees of Freedom Parallel Hydraulic Support*: China Patent, 201410160318.6. 2014-07-02  
(王成军, 李龙, 孟祥瑞, 等. 三自由度并联液压支架: 中国专利, 201410160318.6. 2014-07-02)



- [11] Wu F F, Liu C Y, Li J W. Combination hydraulic support stability of working face in large inclined and “three-soft” thick seam. *J Min Saf Eng*, 2014, 31(5): 721  
(吴锋锋, 刘长友, 李建伟. “三软”大倾角厚煤层工作面组合液压支架稳定性分析. 采矿与安全工程学报, 2014, 31(5): 721)
- [12] Wang G F, Fu J G. 3D model of powered support and method for calculation of stresses on the support. *J China Coal Soc*, 1992, 12(4): 66  
(王国法, 傅京昱. 液压支架空间力学模型及受力计算方法的研究. 煤炭学报, 1992, 12(4): 66)
- [13] Shu F X, Yan H F, Zhang X F. Simulate research about hydraulic system of legs in hydraulic roof support test bed. *Coal Mine Mach*, 2009, 30(12): 29  
(舒凤翔, 闫海峰, 张幸福. 液压支架立柱试验台液压系统的设计及仿真. 煤矿机械, 2009, 30(12): 29)