

机电与自动化

大采高采煤机双列四驱动自适应调姿牵引方式研究

刘春生¹, 田 操², 李孝宇¹

(1. 黑龙江科技大学 机械工程学院 黑龙江 哈尔滨 150022; 2. 航天海鹰(哈尔滨)钛业有限公司 黑龙江 哈尔滨 150029)

摘 要: 为了提高大采高采煤机对复杂地质条件的适应性,提出了一种采煤机液压浮动支撑自适应调姿牵引机构,实现大采高采煤机的双列四驱动牵引,基于最小二乘方法,完成了对双列四驱动牵引整机力学模型的分析解算,并探讨了调姿牵引机构的刚度特性,利用 ADAMS 仿真软件分别对传统和调姿牵引机构的啮合特性进行仿真研究。结果表明:与传统单侧双驱动方法采煤机整机力学特性相比,双列四驱动牵引方式受力均匀性明显改善,双导向滑靴侧向力减幅在 42%~92%,调姿牵引机构的负载刚度大于 200 kN/mm,同时得出啮合力随中心距增大呈不均匀递减。因此提出的液压浮动支撑自适应调姿牵引机构能够有效改善整机运动速度和加速度的波动,可为双列四驱动牵引采煤机的研制提供一种新思路。

关键词: 大采高;滚筒式采煤机;双列四驱动;牵引方式;自适应调姿

中图分类号: TD421

文献标志码: A

文章编号: 0253-2336(2016)10-0125-06

Study on adaptive posture adjustment mode of large mining height shearer with double rows and four drives

Liu Chunsheng¹, Tian Cao², Li Xiaoyu¹

(1. School of Mechanical Engineering, Heilongjiang University of Science and Technology, Harbin 150022, China;

2. Aerospace Hiving (Harbin) Titanium Industrial Company Limited, Harbin 150029, China)

Abstract: In order to improve large mining height shearer adaptability to the complex geological conditions, author proposed a shearer hydraulic floating support adaptive attitude adjustment traction mechanism to achieve large mining height Shearer double row four-drive traction, based on least square method, completed the double rows of four driven traction machine mechanical model of analytical solutions for operators, and explores the attitude adjustment mechanism of the stiffness characteristics of traction, the use of simulation software ADAMS respectively tradition and attitude adjustment mechanism engaging traction characteristics simulation research, the results showed that compared with the traditional method of driving shearer double-sided mechanical properties, double rows four drive traction force uniform significantly improved, dual-oriented shoe lateral force reduction from 42% to 92%, load rigidity posture traction mechanism was greater than 200 kN/mm, while derived from the increased engagement force with the center was uneven decline. Therefore, the proposed floating support adaptive hydraulic attitude adjustment mechanism could effectively improve traction machine velocity and acceleration of fluctuation for the double row of four driven traction shearer developed to provide a new idea.

Key words: large-mining height; drum shearer; double rows four drive; traction mode; adaptive attitude-adjusting

0 引 言

复杂地质条件的中厚煤层采区逐步成为我国煤

炭的主要开采对象,大功率、大采高采煤机的应用越来越多^[1]。大采高采煤机一次采全高最高可达 7 m。目前,国内学者和大型煤机企业研发人员正在

收稿日期: 2016-05-10; 责任编辑: 赵 瑞 DOI: 10.13199/j.cnki.est.2016.10.023

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51274091); 黑龙江省科学基金资助项目(QC2015053)

作者简介: 刘春生(1961—),男,山东牟平人,教授。Tel: 18804518580 E-mail: liu_chunsheng@163.com

引用格式: 刘春生,田 操,李孝宇.大采高采煤机双列四驱动自适应调姿牵引方式研究[J].煤炭科学技术,2016,44(10): 125-130,160.

Liu Chunsheng, Tian Cao, Li Xiaoyu. Study on adaptive posture adjustment mode of large mining height shearer with double rows and four drives [J]. Coal Science and Technology, 2016, 44(10): 125-130, 160.

探讨一次性采全高 8.5 m 以上的可行性,继续增大采高会导致采煤机自身结构和组成愈加复杂化,牵引机构作为采煤机主要故障区域,存在的问题也逐渐凸显。但是研究发现当工作面存在一定仰俯角、较大的煤层倾角、偏硬的煤质和底板起伏较大情况时,传统大采高采煤机采用单侧双驱动,整机承受的扭转力矩过大,单牵引机构受力过多,工作稳定性下降,整机姿态控制难度加大,导向滑靴易过载损坏,此时采煤机受力的均衡性显得尤为重要^[2],可见单侧双驱动传统牵引方式很难满足超大采高采煤机煤层复杂等工况下的生产需求。为保证大功率、超大采高采煤机具有高可靠性、稳定性和适应性,众多学者做出了大量的研究。刘春生^[3]建立了滚筒式采煤机整机受力的数学模型,并分析了整机受力特点,指出传统单侧双驱动牵引机构易过载损坏的主要原因;王振乾^[4]分析了行走轮和销齿啮合对啮合中心距和销齿节距变化的适应性,得到了 2 种齿廓类型的行走轮与 3 种销齿啮合的牵引速度、加速度曲线的变化规律;冯岩竹等^[5]分析了采煤机行走轮主要的失效形式;文献[6-7]针对采煤机行走轮导向滑靴磨损严重等问题,提出了行走轮的一种新型结构,将导向滑靴的滑动接触改进为滚动接触,达到有效降低导向滑靴耐磨板更换频率和行走轮断齿故障发生率;王兴文等^[8]分析了采煤机行走部齿轮磨损的原因,并且提出预防措施。上述学者主要针对牵引机构易故障构件的结构、参数、材料及加工工艺进行了改进,对于如何改善采煤机对底板的适应性、提高整机受力均衡性和实现机身姿态调整等方面仍有待进一步探究。为此,提出双列四驱动的液压浮动支撑自适应调姿牵引方式,为采煤机向更大功率、更大牵引力、更大采高和更高可靠性的进一步发展提供一种途径。

1 液压浮动调姿牵引机构

综合考虑采煤机亟待解决的问题^[9],提出了液压浮动支撑自适应调姿牵引机构,在传统采煤机牵引传动箱壳体两侧安装液压缸,具有运动和力转换的柔顺回转摆动功能,随牵引负载变化牵引机构产生相应摆动,实现平衡均载,同时,若在顶梁处安装传感器以实时监测空顶距离,依据空顶距的信息控制液压缸,实现采煤机的实时调姿,保证大采高采煤机在底板起伏较大的复杂工况下,具有较好的通过性和平顺性,平衡各驱动牵引机构负载,消除四点导

向的过约束现象,实现大采高采煤机双列四驱动牵引,采空区侧有 2 个浮动式牵引机构,煤壁侧有 2 个固定式牵引机构,如图 1 所示。

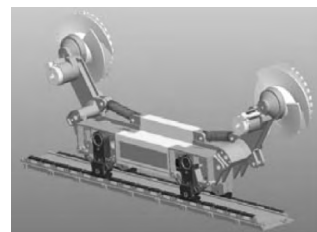
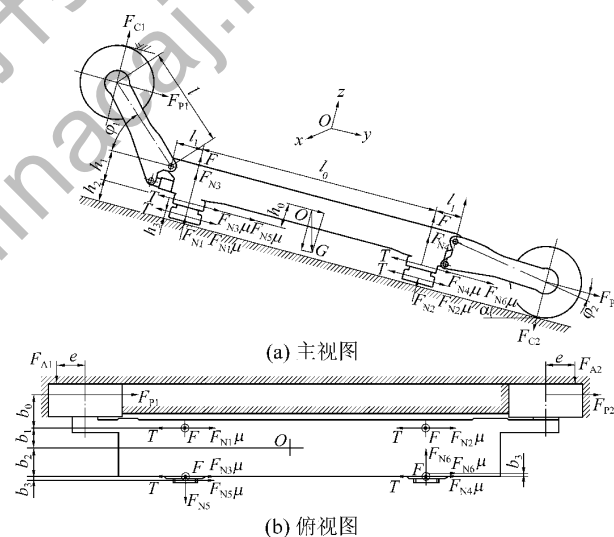


图 1 双列四驱动虚拟样机

Fig. 1 Double row four driving virtual prototype

2 双列四驱动牵引整机力学模型

双列四驱动采煤机结构相对特殊,其行走轮与齿轨的啮合存在相互制约作用,直接决定着整机的受力状态,建立的双列四驱动采煤机整机力学模型如图 2 所示。



T —单牵引机构牵引力; F —单牵引机构垂直分力, $F = T \tan \gamma$;
 μ —导向系统的摩擦因数 $\mu = 0.18$; γ —行走轮与销齿的啮合角;
 G —采煤机的整机重力; φ_1, φ_2 —前、后截割部的几何倾角;
 F_{Ni} —前、后支撑和导向滑靴所受负载 $i = 1, 2, 3, \dots, 6$;
 F_{C1}, F_{C2} —前、后螺旋滚筒截割阻力; F_{P1}, F_{P2} —前、后螺旋滚筒推进阻力; F_{A1}, F_{A2} —前、后螺旋滚筒轴向力;
 α, β —煤层倾角和仰(俯)角; l_i, b_i, h_i —各受力点的位置尺寸;
 e —轴间力作用位置距滚筒轴线的偏距 $e = 0.39D_c$; D_c —滚筒直径

图 2 采煤机整机力学模型

Fig. 2 Force model of whole shearer

模型中取采煤机的重心 O 点为坐标原点建立空间直角坐标系,并依据力平衡和力矩平衡: $\sum F_x =$

$$0, \sum F_y = 0, \sum F_z = 0, \sum M_{ox} = 0, \sum M_{oy} = 0, \sum M_{oz} = 0,$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ \mu(h_0 + h_2 - h_3) - l_0/2 & \mu(h_0 + h_2 - h_3) + l_0/2 & \mu h_0 \mp l_0/2 & \mu h_0 + l_0/2 & \mu h_0 & \mu h_0 \\ b_1 & b_1 & \mp b_2 & -b_2 & -h_0 & h_0 \\ -\mu b_1 & -\mu b_1 & \mu b_2 & \mu b_2 & n_{01} & n_{02} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{N1} \\ F_{N2} \\ F_{N3} \\ F_{N4} \\ F_{N5} \\ F_{N6} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_{01} \\ m_{02} \\ m_{03} \\ m_{04} \\ m_{05} \\ m_{06} \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中: $n_{01} = \mu(b_2 + b_3) + l_0/2$; $n_{02} = \mu(b_2 - b_3) + l_0/2$; $m_{01} = -G \cos \alpha \sin \beta - (F_{A1} + F_{A2})$; $m_{02} = (4T - F_{P1} - F_{P2} - G \sin \alpha) / \mu$; $m_{03} = G \cos \alpha \sin \beta - 4F - F_{C1} + F_{C2}$; $m_{04} = 2T(2h_0 + h_2 - h_3) + F_{C1}(l \cos \varphi_1 + l_1 + l_0/2) + F_{P1}(l \sin \varphi_1 + h_1 - h_0) + F_{C2}(l \cos \varphi_2 + l_1 + l_0/2) - F_{P2}(l \sin \varphi_2 + h_0 - h_1)$; $m_{05} = 2F(b_2 - b_1) + F_{C2}(b_0 + b_1) - F_{C1}(b_0 + b_1) - F_{A1}(l \sin \varphi_1 + h_1 - h_0) + F_{A2}(l \sin \varphi_2 + h_0 - h_1)$; $m_{06} = 2T(b_2 - b_1) + (F_{P1} + F_{P2})(b_0 + b_1) - F_{A1}(l \cos \varphi_1 + l_1 + l_0/2 + e) + F_{A2}(l \cos \varphi_2 + l_1 + l_0/2 + e)$ 。

式(1)为不相容奇异线性方程组,不存在精确解,为获取更接近实际的采煤机整机受力规律,利用广义逆矩阵解算出双列四驱牵引整机力学模型的最小范数最小二乘解^[3,9-12],并对比文献[3]单列双驱动牵引采煤机整机受力计算结果,2种牵引方式的各滑靴所受负载变化曲线如图3所示,实线为传统单列双驱动牵引,虚线为双列四驱牵引,可看出2种牵引方式下滑靴所受负载变化规律基本相同,与单侧双驱动牵引各滑靴受力大小相比后者均衡性差,双列四驱牵引方式,各滑靴支撑力有一定调整,尤其是前、后导向滑靴侧向力的减小十分显著,最大减幅达92%,且侧向力在整个工况变化过程中波动幅度明显减小和平稳,有效平衡了采煤机在工作过程中产生的横向转矩,减小了各牵引机构负担,提高了整机运行平稳性、可靠性和爬坡能力,降低了滑靴因过载等因素引起失效的发生概率。

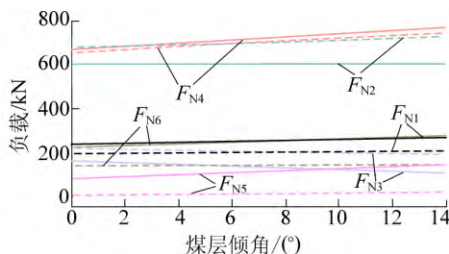


图3 各滑靴所受负载变化曲线

Fig. 3 Each guide foot force variation curves

可得整机力学模型的矩阵方程为

3 调姿牵引机构刚度分析

3.1 调姿机构

调姿机构的力学模型如图4所示。图中点O、M和M'分别为传动箱壳体、左右液压缸与采煤机机身的铰接支点,当4点支撑中的1个滑靴出现悬空或者别劲时,即其中1个支撑点偏离其他3个支撑点形成的平面,该支撑点距离其他3个支撑点形成平面的垂直法向距离使滑靴出现不平衡负载,导致液压缸自动调整实现该支撑点的浮动,达到了各驱动系统负载平衡,通过空间向量计算^[13],综合考虑齿轨和溜槽间的结构尺寸关系,确定调姿牵引机构上下浮动范围为0~30 mm,牵引传动箱摆动角度 θ 为 $0^\circ \sim 10^\circ$ 。

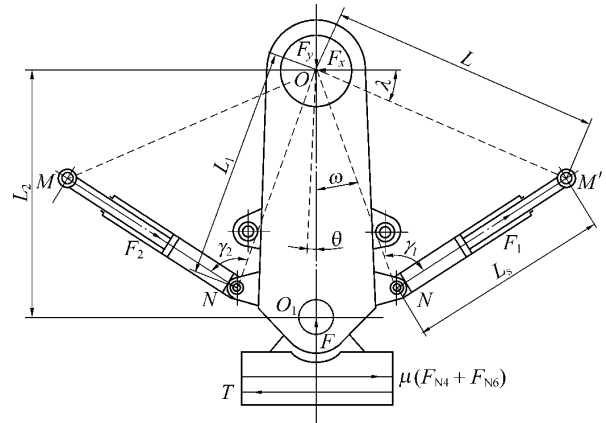


图4 调姿机构力学模型

Fig. 4 Mechanics model of adjustable posture

3.2 机构静力学模型

对调姿机构进行力学特性分析,列出力矩平衡方程: $\sum M_0 = 0$, 即

$$F_1 L_1 \sin \gamma_1 + F_2 L_1 \sin \gamma_2 = [T - (F_{N4} + F_{N6}) \mu] \times L_2 \cos \theta + (F + F_{N4}) L_2 \sin \theta \quad (2)$$

根据参数几何关系最终可以得到调姿牵引机构的力学特性模型为

$$\begin{aligned}
& \frac{LL_1 \cos(\omega + \lambda + \theta \mp \Delta\theta) \left[\frac{\beta_e A_1^2}{V_1} \left| \sqrt{L^2 + L_1^2 - 2LL_1 \sin(\omega + \lambda + \theta \mp \Delta\theta)} - L_{S1} \right| + p_0(A_1 - A_2) \right]}{\sqrt{L^2 + L_1^2 - 2LL_1 \sin(\omega + \lambda + \theta \mp \Delta\theta)}} + \\
& \frac{LL_1 \cos(\omega + \lambda + \theta \pm \Delta\theta) \left[\frac{\beta_e A_2^2}{V_2} \left| L_{S2} - \sqrt{L^2 + L_1^2 - 2LL_1 \sin(\omega + \lambda + \theta \pm \Delta\theta)} \right| + p_0(A_2 - A_1) \right]}{\sqrt{L^2 + L_1^2 - 2LL_1 \sin(\omega + \lambda + \theta \pm \Delta\theta)}} = \\
& L_2 \cos(\theta \pm \Delta\theta) [T - (F_{N4} + F_{N6})\mu] + L_2 \sin(\theta \pm \Delta\theta) (T \tan \varphi + F_{N4})
\end{aligned} \quad (3)$$

式中: β_e 为油液有效体积弹性系数 取 0.7 kN/mm^2 ; p_0 为液压缸处于背压腔的压力 MPa ; $\Delta\theta$ 为因液压缸被压缩牵引传动箱壳体产生的摆角变化量 $(^\circ)$; V_1 、 V_2 为液压缸有杆腔和无杆腔内油液体积 mm^3 ; A_1 、 A_2 为液压缸有杆腔和无杆腔有效作用面积 mm^2 ; L 、 L_1 分别为回转中心 O 至液压缸铰接点 (M 、 M' 、 N 、 N') 的距离 mm ; L_2 为牵引传动箱壳体 OO_1 长度 mm ; L_s 为液压缸长度 mm ; λ 、 ω 为液压缸安装位置角 $(^\circ)$; γ_1 、 γ_2 为回转中心 O 至液压缸铰接点 (N 、 N') 的连线与液压缸的夹角 $(^\circ)$; F_1 、 F_2 分别为液压缸 1 和 2 受到的外负载 kN ; F_x 、 F_y 分别为采煤机在 x 、 y 向上对支撑点 O 的负载力 kN 。

采煤机在双向牵引移动时具有不同的力学特性,即摆角变化量 $\Delta\theta$ 不同,模型中加入“ \pm 、 \mp ”区分,当向上行走时取上行符号计算,当向下行走时取下行符号计算。

3.3 调姿机构刚度

由机构单元力学模型可知,给定规定范围内任意摆角 θ ,即可解算出摆角变化量 $\Delta\theta$ 。当支撑点分别处于最低 ($\theta=10^\circ$) 和最高工作位置 ($\theta=0^\circ$) 时,分析摆角和支撑点高度变化量及调姿机构的刚度特性。经计算调姿机构液压缸负载刚度大于 200 kN/mm ,传动箱壳体摆角变化量 $\Delta\theta$ (曲线 1) 和支撑点高度变化量 $\Delta H'$ 与牵引力的关系曲线 (曲线 2) 如图 5 所示。

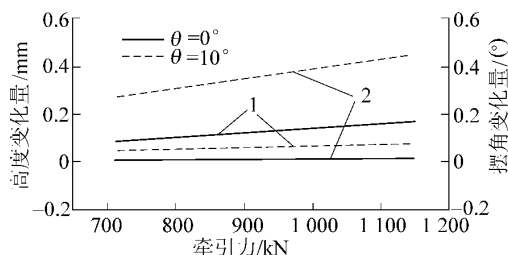


图 5 摆角变化量 $\Delta\theta$ 和高度变化量 $\Delta H'$ 与牵引力 T 的关系曲线

Fig. 5 Relationship of swing angle variation $\Delta\theta$ and height variation $\Delta H'$ curves with traction T

从 $\Delta\theta$ 和 $\Delta H'$ 随牵引载荷的变化规律可知, $\Delta H'$ 负载刚度远大于 200 kN/mm ,则调姿机构的刚度,完全满足实际工作要求。

4 模型建立及仿真结果分析

4.1 模型建立

分析实例的行走轮参数:模数 46.79 mm ,齿数 11,压力角 20° ,齿宽 75 mm ,配套 III 型大节距齿轨。因以往学者^[14-19]对传统单侧双驱动牵引机构进行了较为深入和细致的研究,不再赘述,主要对调姿牵引仿真模型进行结构简化,如图 6 所示。材料碰撞参数选取行走轮与齿轨为 steel,接触碰撞方式为 solid to solid。采用 Hertz 碰撞理论计算行走轮啮合传动时行走轮与齿轨的碰撞力,相关参数值参考文献[20],同时考虑到调姿机构添加后不同于传统单侧双驱动牵引行走,液压缸可等效弹簧阻尼器,对液压缸阻尼系数和刚度系数进行分析估算,因负载较大,取阻尼系数 $0.1 \text{ N} \cdot \text{s/mm}$,液压缸 1 和 2 的刚度系数 K_{HC1} 和 K_{HC2} 可按下式计算:

$$K_{HC1} = \beta_e A_1^2 / V_1, K_{HC2} = \beta_e A_2^2 / V_2 \quad (4)$$

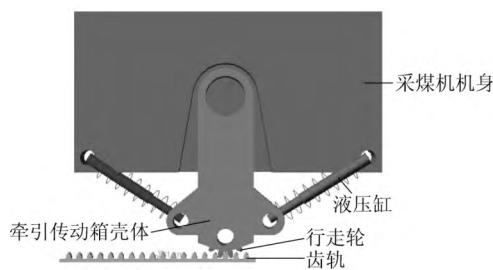


图 6 动力学模型

Fig. 6 Kinetics model

4.2 仿真结果分析

采用 step 阶跃函数给定行走轮角速度 $44.6 (^\circ)/\text{s}$,在采煤过程中的牵引负载具有不确定性,采用能够反映正常工况下牵引负载变化的梯形波信

号,设置仿真时间4 s,积分格式为SI2。

4.2.1 速度和加速度

2种牵引机构啮合时行走速度 v 和加速度 a 的变化曲线如图7所示。行走轮与销齿接触产生碰撞力影响了采煤机行走速度,行走轮与销齿的啮合属于不完全共轲啮合,在整个啮合过程中,行走速度 v 在0.2 m/s上下波动且呈周期性变化,稳定啮合阶段最大值0.226 1 m/s,最小值0.179 5 m/s。对比图7b可知,调姿牵引机构行走轮、销齿啮合平稳阶段速度和加速度整体变化规律与常规牵引机构基本一致,调姿牵引机构稳定啮合过程中速度最大值0.222 1 m/s,最小值0.177 9 m/s,齿面接触碰撞时速度和加速度幅值突变有所削弱,且加速度提前进入稳定状态,左右液压缸起到弹簧阻尼器作用,对运动过程中产生的速度和加速度波动有一定缓冲作用。

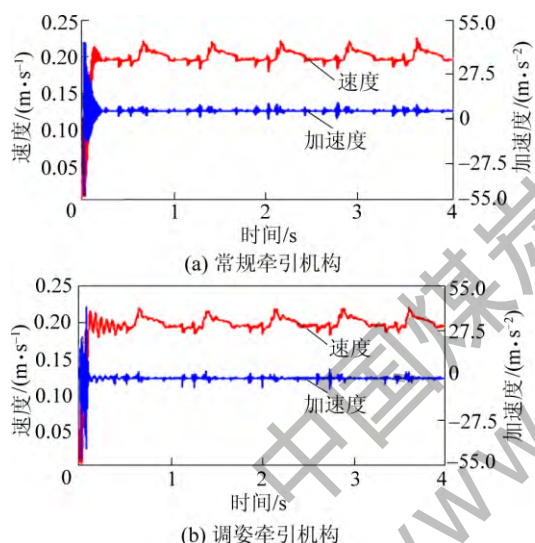


图7 行走轮行走速度和加速度变化曲线

Fig. 7 Walking speed and acceleration curves of walking wheel

4.2.2 啮合力

行走轮与销齿啮合力变化曲线如图8所示,曲线1为啮合力曲线,曲线2为施加的牵引阻力梯形波。从图8a中的曲线1可以看出,传统牵引机构在启动阶段啮合力幅值波动频率较大,啮合力的变化规律趋于牵引阻力曲线2,且在单、双齿啮合交替时间点波动较大,从图8b可以看出,啮合力整体变化规律并没有很大改变,在启动瞬间,力的突变明显减小,左右调姿液压缸起到了弹簧阻尼器的作用,在启动瞬间或冲击载荷时作用显著,减少了啮合力幅值的突变,调姿机构有利于削弱牵引机构啮合的冲击力。

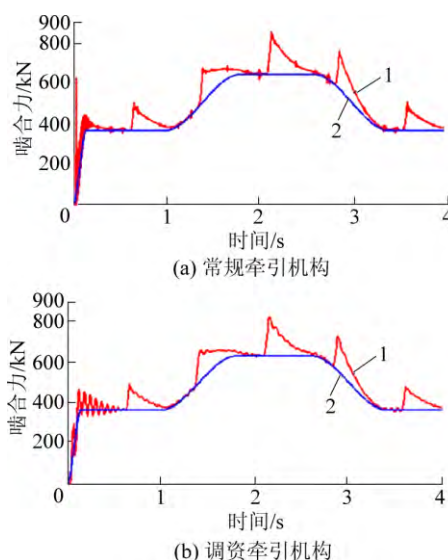


图8 啮合力变化曲线

Fig. 8 Change curves of meshing force

4.2.3 传动箱壳体摆角

通过液压缸伸缩带动牵引传动箱壳体摆动。传动箱壳体摆角波动曲线如图9所示,从图9可知,从牵引机构启动到平稳前进,牵引传动箱壳体始终存在微小摆动,但最大摆角仅为0.299 6°,并不影响牵引系统的正常工作。

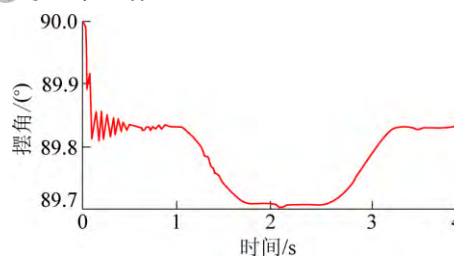


图9 传动箱壳体摆角变化曲线

Fig. 9 Change curve of transmission case swing angle

4.3 中心距变化影响

为探究复杂地质条件下,牵引机构摆动中心点与行走轮和齿轨啮合点距离中心距变化量 Δs 对调姿牵引机构动态特性的影响,在相同仿真条件下,取中心距变化量-8~+8 mm,可得啮合力随中心距变化的曲线,如图10所示。

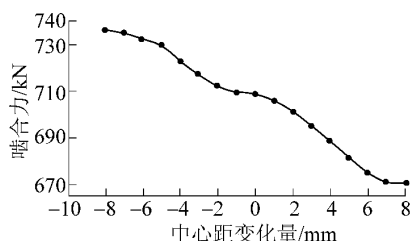


图10 啮合力随中心距变化的曲线

Fig. 10 Curve of mesh force changing with center distance

由图10可知,底板起伏导致中心距变化过程中,啮合力并没有较大突变情况,啮合力呈不均匀递减,且整个曲线相对平滑,满足工作要求。

5 结 论

1) 建立了自适应调姿牵引方式的大采高滚筒式采煤机的虚拟样机模型,采用最小二乘方法解算双列四驱动牵引整机受力数学模型,对比分析传统和调姿牵引方式下整机受力的计算结果,调姿牵引可以有效减小滑靴侧向力,减幅为42%~92%,起到平衡负载的作用。

2) 给出了调姿牵引机构主要参数的计算方法,确定支撑点浮动范围为0~30 mm,牵引传动箱摆角范围为0°~10°,建立调姿牵引机构静力学模型,计算得调姿液压缸负载刚度大于200 kN/mm,结构设计完全满足刚度要求。

3) 建立调姿牵引机构的仿真模型,仿真得到加速度和速度等参数的波动变化规律,表明调姿牵引机构对整机运动速度和加速度的波动起到一定缓冲作用,分析调姿牵引机构中心距变化对啮合力的影响曲线,随着中心距增大啮合力呈不均匀递减,在启动瞬间或冲击载荷时削减啮合力突变效果显著,对于在复杂地质条件下的大功率、超大采高采煤机高效生产,液压浮动调姿牵引机构更具有优势。

参考文献(References):

- [1] 万邵龙.大功率采煤机在大采高工作面中的应用实践[J].内蒙古煤炭经济,2014(6):100-101.
Wan Shaolong. Application of high power coal mining machine in large mining height [J]. Inner Mongolia Coal Economy, 2014(6): 100-101.
- [2] 宋相坤,胡俊,朱信平.复杂地质条件下大功率采煤机行走系统常见故障与对策[J].煤矿机械,2014,35(11):288-290.
Song Xiangkun, Hu Jun, Zhu Xinping. Common faults and counter-measures of large power shearer walking system under complex geological conditions [J]. Coal Mine Machinery, 2014, 35(11): 288-290.
- [3] 刘春生,田操.采煤机整机力学模型的最小二乘解算方法[J].辽宁工程技术大学学报:自然科学版,2015,34(4):505-510.
Liu Chunsheng, Tian Cao. Least square solution method for the mechanical model of coal winning machine [J]. Journal of Liaoning Technical University: Natural Science, 2015, 34(4): 505-510.
- [4] 王振乾.滚筒式采煤机行走机构运动学分析及强度研究[D].北京:煤炭科学研究总院,2007.
- [5] 冯岩竹,杜忠,朱幅.采煤机行走轮失效分析[J].金属热处理,1998(6):49-50.
Fen Yanzhu, Du Zhong, Zhu Guo. Failure analysis of coal winning machine [J]. Heat Treatment of Metals, 1998(6): 49-50.
- [6] 李庆茹,申磊,李玉标.新型采煤机行走轮的研究与探讨[J].煤矿机械,2011,32(12):158-159.
Li Qingru, Shen Lei, Li Yubiao. Research and discussion on the new type coal winning machine walking wheel [J]. Coal Mine Machinery, 2011, 32(12): 158-159.
- [7] 申磊,李庆茹,雷强等.采煤机导向滑靴的结构改进及有限元分析[J].煤矿机械,2013,34(10):165-166.
Shen Lei, Li Qingru, Lei Qiang, et al. Structural improvement and finite element analysis of the guide slide shoe of coal mining machine [J]. Coal Mine Machinery, 2013, 34(10): 165-166.
- [8] 王兴文,张勇涛,李英等.采煤机行走部齿轮磨损的原因分析及预防措施[J].煤矿机械,2013,34(3):195-196.
Wang Xingwen, Zhang Yongtao, Li Ying, et al. Cause analysis and preventive measures of gear wear in the walking part of coal mining machine [J]. Coal Mine Machinery, 2013, 34(3): 195-196.
- [9] 黄中华,张晓建,周玉军.渐开线齿轮啮合碰撞力仿真[J].中南大学学报:自然科学版,2011,42(2):379-383.
Huang Zhonghua, Zhang Xiaojian, Zhou Yujun. Simulation of meshing impact force of involute gear [J]. Journal of Central South University: Natural Science Edition, 2011, 42(2): 379-383.
- [10] Constantin Bacuta, Klajdi Qirko. A saddle point least squares approach to mixed methods [J]. Computers and Mathematics with Applications, 2015, 70: 2920-2932.
- [11] 尹钊,贾尚晖. Moore-Penrose 广义逆矩阵与线性方程组的解[J].数学的实践与认识,2009,39(9):239-244.
Yin Zhao, Jia Shanghui. Solution of Moore-Penrose generalized inverse matrix and linear equations [J]. Practice and Cognition of Mathematics, 2009, 39(9): 239-244.
- [12] Lei Zuo, Qi Guo, Xin Xu, et al. A hierarchical path planning approach based on an and least-squares policy iteration for mobile robots [J]. Neurocomputing, 2015, 107: 257-266.
- [13] 刘春生,田操.采煤机液压调姿牵引机构的力学特性与设计[J].工程设计学报,2015,22(3):243-249.
Liu Chunsheng, Tian Cao. Mechanical characteristics and design of shearer hydraulic adjustable posture traction mechanism [J]. Journal of Engineering Design, 2015, 22(3): 243-249.
- [14] 成凤凤,杨兆建,王淑平,等.采煤机牵引轮与刮板输送机销轴的啮合仿真[J].煤矿机械,2013,34(7):55-57.
Cheng Fengfeng, Yang Zhaojian, Wang Shuping, et al. Meshing simulation on shearer traction wheel and scraper conveyor pin row [J]. Coal Mine Machinery, 2013, 34(7): 55-57.
- [15] 贾天舒.采煤机四行走轮无链牵引机构的研究[D].西安:西安科技大学,2013.

(下转第160页)

- Hao Lewei, Wang Qi, Tang Jun. Research progress of reservoir microscopic pore structure [J]. *Lithologic Reservoirs*, 2013, 25(5): 123-128.
- [16] 陈欢庆, 曹晨, 梁淑贤, 等. 储层孔隙结构研究进展 [J]. *天然气地球科学*, 2013, 24(2): 227-237.
- Chen Huanqing, Cao Chen, Liang Shuxian, *et al.* Research advances on reservoir pores [J]. *Natural Gas Geoscience*, 2013, 24(2): 227-237.
- [17] Loucks R G, Reed R M, Ruppel S C, *et al.* Spectrum of pore types and networks in mudrocks and a descriptive classification for matrix-related mudrock pores [J]. *AAPG Bulletin*, 2012, 96(6): 1071-1098.
- [18] Swanson S M, Mastalerz M D, Engle M A, *et al.* Pore characteristics of Wilcox Group Coal, U. S. Gulf Coast Region: Implications for the occurrence of coalbed gas [J]. *International Journal of Coal Geology*, 2015, 139: 80-94.
- [19] 王月红, 陈庆亚. 煤的微观结构对瓦斯放散特性的影响研究 [J]. *华北科技学院学报*, 2014, 11(7): 1-5.
- Wang Yuehong, Chen Qingya. Research on influence of micro-structure of coal on the gas radiation characteristics [J]. *Journal of North China Institute of Science and Technology*, 2014, 11(7): 1-5.
- [20] 郭雪晶, 何顺利. 基于数字岩心的致密砂岩储层流体赋存空间定量计算 [J]. *中州煤炭*, 2016(3): 98-102.
- Guo Xuejing, He Shunli. Quantitative calculation of fluid occurrence space of tight sandstone cores reservoir based on digital core model [J]. *Zhongzhou Coal*, 2016(3): 98-102.
- [21] Dong T, Harris NB, Ayranci K, *et al.* Porosity characteristics of the Devonian Horn River shale, Canada: Insights from lithofacies classification and shale composition [J]. *International Journal of Coal Geology*, 2015, 141/142: 74-90.
- [22] Ross D J K, Marc Bustin R. The importance of shale composition and pore structure upon gas storage potential of shale gas reservoirs [J]. *Marine and Petroleum Geology*, 2009, 26(6): 916-927.
- [23] 曾维特, 张金川, 丁文龙, 等. 延长组页岩储层纳米级孔隙特征及影响因素: 以鄂尔多斯盆地柳坪 171 井为例 [J]. *煤炭学报*, 2014, 39(6): 1118-1126.
- Zeng Weite, Zhang Jinchuan, Ding Wenlong, *et al.* Characteristics and influence factors of nanopores in Yanchang Shale reservoir: a case study of Liuping-171 Well in Erdos Basin [J]. *Journal of China Coal Society*, 2014, 39(6): 1118-1126.
- [24] 盖少华, 刘慧卿, 张凤彩, 等. 高成熟度页岩储层微观孔隙结构特征 [J]. *中州煤炭*, 2016(5): 106-109.
- Gai Shaohua, Liu Huiqing, Zhang Fengcai, *et al.* Pore structure characteristics of high maturity shale reservoirs [J]. *Zhongzhou Coal*, 2016(5): 106-109.
- [25] 狄可可. 富有机质页岩微观孔隙结构特征扫描电镜研究 [J]. *中州煤炭*, 2015(3): 116-119.
- Di Keke. Scanning electron microscopy analysis on micropore structure characteristics in organic-rich shale [J]. *Zhongzhou Coal*, 2015(3): 116-119.
- [26] Gao Z, Hu Q. Estimating permeability using median pore-throat radius obtained from mercury intrusion porosimetry [J]. *Journal of Geophysics and Engineering*, 2013, 10(2): 25014-25020.
- [27] Giesche H. Mercury porosimetry: a general (practical) overview [J]. *Particle & Particle Systems Characterization*, 2006, 23(1): 9-19.
- Zhao Youjun, Li Yu, Jia Long. Contact analysis and comparison of shearer's traveling mechanism driving wheel [J]. *Coal Mine Mechanical and Electrical*, 2011(4): 76-77.
- [19] 刘春生. 滚筒式采煤机理论设计基础 [M]. 徐州: 中国矿业大学出版社, 2003.
- [20] 刘春生, 田操, 张丹. 采煤机液压调姿牵引机构的仿真研究 [J]. *黑龙江科技大学学报*, 2015, 25(2): 163-169.
- Liu Chunsheng, Tian Cao, Zhang Dan. Simulation research of shearer hydraulic adjustable posture traction mechanism [J]. *Journal of Heilongjiang University of Science and Technology*, 2015, 25(2): 163-169.

(上接第 130 页)

- [16] 周甲伟, 刘瑜, 刘送永, 等. 采煤机行走机构动态啮合特性分析 [J]. *工程设计学报*, 2013(3): 230-235.
- Zhou Jiawei, Liu Yu, Liu Songyong, *et al.* Analysis on dynamic engagement characteristics of the walking mechanism of coal mining machine [J]. *Journal of Engineering Design*, 2013(3): 230-235.
- [17] Cui Lingli, Zhai Hao, Zhang Feibin. Research on the meshing stiffness and vibration response of cracked gears based on the universal equation of gear profile [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2015, 94: 80-95.
- [18] 赵友军, 李钰, 贾龙. 采煤机行走机构驱动轮的接触分析比较 [J]. *煤矿机电*, 2011(4): 76-77.