

50% загрузкой скипа. На третьем этапе производится реконструкция перекрытия под второй электродвигатель. На четвертом этапе (полная остановка подъема) производится установка второго электродвигателя, производится наладка подъемной машины и сдача ее в эксплуатацию.

Выводы. Применение модернизированной многоканатной подъемной машины ЦШ 5×8КД для скипового подъема шахты «Заря» позволит обеспечить требуемую годовую производительность подъема, повысить надежность работы всего подъемного комплекса, уменьшить расход электроэнергии (за счет увеличения к.п.д.), улучшить условия труда обслуживающего персонала.

Положительный опыт эксплуатации подъемной машины ЦШ 5×8КД на шахте «Заря» позволит в перспективе разработать и изготовить аналогичную машину для шахты «Юбилейная» ПАО «Евраз Суха Балка», шахты «Родина» ПАО «Кривбассжелезрудком», шахт «Первомайская № 1 и № 2» ПАО «СевГОК».

Список литературы

1. Бежок В.Р., Дворников В.И. и др. Шахтный подъем. Донецк, Юго-Восток, – 2007.
 2. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений подземным способом. Москва «Недра» – 1977.
 3. Шахтные многоканатные подъемные установки Швеции. Харьков, Укргипрошахт – 1957.
- Рукопись поступила в редакцию 20.02.12
УДК 622.271:622.684

Ю.А. МОНАСТИРСЬКИЙ., А.В. ВЕСНІН, кандидати техн. наук, доц., В.О. СІСТУК, аспірант ДВНЗ «Криворізький національний університет»

ОБГРУНТУВАННЯ УПРАВЛІННЯ ОБЕРТАННЯМ ВЕДУЧИХ КОЛІС КАР'ЄРНИХ АВТОСАМОСКІДІВ ДЛЯ СТВОРЕННЯ ДОДАТКОВОГО ПОВОРОТНОГО МОМЕНТУ

Представлена методика визначення радіусу повороту кар'єрних автосамоскидів з трансмісією «змінно-змінного струму» з урахуванням виникнення додаткового поворотного моменту при відповідному розподілі кутових швидкостей між ведучими колесами задньої осі.

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними задачами. В зв'язку з інтенсивним заглибленням кар'єрів Криворізького регіону, що призводить до зменшення розмірів робочих та маневрових площадок, підвищення маневрових характеристик кар'єрних автосамоскидів набуває вагомого значення. В той же час, сучасний розвиток машинобудування характеризується переходом на серійний випуск та експлуатацію великовантажних автосамоскидів з трансмісією «змінно-змінного струму», яка дає технічну можливість безступінчасто управляти крутним моментом, швидкістю та напрямком обертання тягових електродвигунів окремого ведучого колеса. Тому обґрунтування цієї можливості для поєднання кінематичного (за рахунок передніх керованих коліс) та динамічного (за рахунок різниці швидкостей коліс задньої вісі) способу управління поворотом з метою зменшення радіусу повороту кар'єрних автосамоскидів становиться актуальною задачею.

Аналіз досліджень та публікацій. Для покращення стійкості, керованості, маневреності та запобігання росту бокового ковзання на легкових автомобілях в теперішній час застосовують системи динамічної стабілізації (ESP, DSC, ESC, ASC, PSM в залежності від фірми-виробника), одна з функцій якої - перерозподіл крутного моменту між колесами різних бортів, що по суті є одним із варіантів використання комбінованого повороту для машини з жорсткою рамою - кінематичного та бортового. Окрім того, відомі нетрадиційні виконання рульового керування [5], гідрооб'ємні механізми повороту [3], робота яких направлена на блокування заднього ведучого колеса або колеса відповідного борта для підвищення показників маневреності машини. Теоретичні дослідження зазначених способів управління [1,3,5] не можуть з достатньою точністю описати процес повороту великовантажних машин.

Постановка задачі. Метою дослідження є визначення характеристик повороту кар'єрного автосамоскиду при роздільному управлінні обертанням ведучих коліс. Для досягнення поставленої мети необхідно встановити залежність радіусу повороту від регулюючих параметрів управління поворотом кар'єрного автосамоскиду.

Викладення матеріалу та результати. Внаслідок стисненості робочого простору глибоких кар'єрів маневрування автосамоскидів в тупикових вибоях характеризується, як правило, сталим поворотом, з радіусами, близькими до мінімального, малими постійними швидкостями (3-5 км/год) при відсутності етапів входу та виходу з повороту. Для сталого режиму повороту схема сил, що виникають в контактні коліс машини з опорною поверхнею, показана на рис. 1.

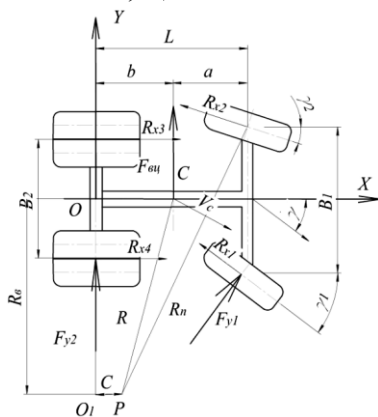


Рис. 1. Схема сил, що діють на колісну машину при сталому повороті

Вектори повздовжніх реакцій коліс передньої вісі направлені від напрямку руху машини, задньої – в напрямку повороту. При цьому перерозподіл повздовжніх реакцій між бортами відбувається на користь коліс зовнішнього до центру повороту борта.

Величина повздовжніх реакцій кожного колеса та бокових сил, що діють на передню та задню вісь, буде залежати від розподілу вертикального навантаження між колесами на повороті, який при сталому повороті на невеликій швидкості та при максимальних кутах повороту передніх коліс невеликий, тому зазвичай приймається

$$R_{z1i} = \frac{mgb}{2L}; \quad R_{z2i} = \frac{mga}{2L}$$

де R_{z1i} , R_{z2i} – вертикальні реакції i -го колеса передньої та задньої вісі відповідно, Н; m – маса автосамоскиду, кг; a , b – координати центру мас машини, м; L – колісна база, м.

З урахуванням жорсткості пневмогідролічної підвіски кар'єрного автосамоскиду величина вертикальних реакцій

$$R_{z1i} = \frac{m \cdot g \cdot b}{2 \cdot L} \pm \frac{C_{p1} \cdot V_c^2}{g \cdot R_k \cdot 4,6 \cdot B_1}; \quad R_{z2i} = \frac{m \cdot g \cdot a}{2 \cdot L} \pm \frac{C_{p2} \cdot V_c^2}{g \cdot R_k \cdot 4,6 \cdot B_2},$$

де C_{p1} , C_{p2} – кутова жорсткість передньої та задньої підвіски відповідно, Н·м/рад; R_k – відстань від миттєвого центру повороту до середини задньої вісі, м; V_c – швидкість центру мас автосамоскиду, м/с; B_1 , B_2 – колія передніх та задніх коліс відповідно, м.

Кутова жорсткість підвіски передньої та задньої вісі відповідно

$$C_{p1} = C_{e1} \cdot \frac{B_1^2}{2}; \quad C_{p2} = C_{e2} \cdot \frac{B_2^2}{2},$$

де C_{ei} – вертикальна жорсткість передньої та задньої підвіски, Н/рад.

Після проведення математичних перетворень з урахуванням методики, яка лежить в основі програмного забезпечення («Гідропневмоциліндр») [2], що використовується на заводі-виробнику кар'єрної техніки ВАТ «БелАЗ», була отримана залежність вертикальної жорсткості підвіски від її конструктивних параметрів та особливостей навантажень на шини автосамоскиду

$$C_{ei} = \frac{\sum_{i=1}^2 G_{ui} \cdot 22 \cdot n \cdot l_o^{\alpha_n} \cdot G_{ui} \cdot \alpha_n \cdot U}{\sum_{i=1}^2 G_{ui} \cdot 22 \cdot (l_o + X_i)^{\alpha_n+1} + G_{ui} \cdot n \cdot U \cdot l_o^{\alpha_n} \cdot r_k^2}$$

де G_{ui} – вертикальне навантаження на шини передніх і задніх коліс, Н; n – кількість шин колеса, l_o – приведена висота стовба газу, м; α_n – показник політропи азоту; U – передаточне число підвіски; X_i – хід штоку циліндрів передньої та задньої підвісок, м; r_k – кінематичний радіус колеса, м.

Відомо, що радіус повороту колісної машини є відстанню від миттєвого центру повороту до коліи переднього зовнішнього колеса, положення якої визначається напрямом його вектора швидкості. Сили бокового уводу, які виникають на повороті, визивають відхилення напрямку векторів швидкостей як окремих коліс, так і векторів швидкостей осей, за рахунок чого виникають кути силового уводу осей та зміщення центру повороту у відповідності до співвідношення між кутами уводу.

Відстань від центру повороту до середини повздовжньої вісі для кінематичного способу управління поворотом з додатковим безступінчастим регулюванням обертання ведучих коліс може бути визначена

$$R_e = \frac{L}{\operatorname{tg}(\gamma - \delta_{e1}) + \operatorname{tg}(\delta_{e2})} - \frac{B_1}{2} \cdot \frac{\omega_3 - \omega_4}{\omega_3 + \omega_4} \quad (1)$$

де γ_1 - середній кут повороту керованих коліс, град.; δ_{e1}, δ_{e2} - кути уводу передньої та задньої вісі відповідно, рад; ω_3, ω_4 - кутові швидкості внутрішнього та зовнішнього до центру повороту колеса відповідно, рад/с.

У випадку кінематичного повороту кар'єрного автосамоскиду з розподілом крутного моменту на ведучих колесах за принципом електричного диференціалу друга складова виразу (1) дорівнюватиме нулю, а при додатковому блокуванні заднього внутрішнього до центру повороту колеса з одночасним контролем по буксуванню буде відбуватися зниження радіусу повороту в залежності від відношення кутових швидкостей коліс задньої вісі ω_4/ω_3 , яке представляє собою основний регулюючий параметр управління поворотом.

Кути силового уводу передньої та задньої вісі визначаються з рівняння пружних зв'язків, рад

$$\delta_{o1} = \frac{F_{y1}}{K_{\delta1} + K_{\delta2}}; \quad \delta_{o2} = \frac{F_{y2}}{K_{\delta3} + K_{\delta4}}$$

де F_{y1}, F_{y2} - бокова сила на передню та задню вісь відповідно, Н; $K_{\delta i}$ - відкорегований коефіцієнт опору боковому уводу шини за відомої з теорії руху колісних машин методики [4]

$$K_{\delta i} = K_{\delta i} \cdot q_{xi} \cdot q_{zi} \cdot q_{\phi i}$$

де $K_{\delta i}$ - коефіцієнт опору боковому уводу радіальної шини, який за відсутністю експериментальних даних знаходиться з емпіричної формули, Н/рад

$$K_{\delta i} = 780 \cdot (d + 2 \cdot b_{ui}) \cdot b_{ui} \cdot (p_{ui} + 98),$$

де d - посадковий діаметр шини, м; b_{ui} - ширина профілю шини, м; p_{ui} - внутрішній тиск шини, кПа.

Коефіцієнти корекції мають вигляд:

за повздовжньою реакцією

$$q_{xi} = \sqrt{1 - \left(\frac{R_{xi}}{\varphi \cdot R_{zi}} \right)} / \left(1 + 0,375 \cdot \frac{R_{xi}}{R_{zi}} \right),$$

де R_{xi} - повздовжні реакції коліс, Н; φ - коефіцієнт зчеплення; за нормальною реакцією

$$q_{zi} = 2,4 \cdot \left(\frac{R_{zi}}{G_{ui}} \right) - 1,8 \cdot \left(\frac{R_{zi}}{G_{ui}} \right)^2 + 0,4 \cdot \left(\frac{R_{zi}}{G_{ui}} \right)^3,$$

За зчіпними властивостями поверхні

$$q_{\phi} = \left[1 + (15 \cdot \varphi)^{-1} \right]^{-1}.$$

Рух автосамоскида для розглянутої схеми повороту (рис.1) описується системою рівнянь

$$\left. \begin{aligned} R_{x3} + R_{x4} - R_{x1} \cdot \cos \gamma_1 - R_{x2} \cdot \cos \gamma_2 - F_{y1} \cdot \sin \gamma &= m \cdot \frac{dV_{cx}}{dt} \\ F_{y2} - R_{x1} \cdot \sin \gamma_1 - R_{x2} \cdot \sin \gamma_2 + F_{вц} + F_{y1} \cdot \cos \gamma &= m \cdot \frac{dV_{cy}}{dt} \\ (R_{x1} - R_{x2}) \cdot \frac{B_1}{2} - (R_{x3} - R_{x4}) \cdot \frac{B_2}{2} + b \cdot F_{вц} - L \cdot F_{y1} &= I \cdot \frac{d\omega}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де $R_{x1}, R_{x2}, R_{x3}, R_{x4}$ - повздовжні реакції, що діють з боку опорної поверхні на колеса автосамоскиду, Н; $F_{вц}$ - відцентрова сила, що виникає на повороті, Н; γ_2, γ - кути повороту внутрішнього, зовнішнього до центру повороту колеса, град.; V_{cx}, V_{cy} - проєкції вектора швидкості центра мас машини на координатні вісі, м/с; ω - кутова швидкість повороту, рад/с; I - момент інерції маси машини відносно вертикальної вісі, кг·м².

При сталому повороті ($V_c = \text{const}, d\omega/dt = 0$) рівняння руху (2) перетворюються в рівняння рівноваги

$$\left. \begin{aligned} R_{x3} + R_{x4} - R_{x1} \cdot \cos \gamma_1 - R_{x2} \cdot \cos \gamma_2 - F_{y1} \cdot \sin \gamma &= 0 \\ F_{y2} - R_{x1} \cdot \sin \gamma_1 - R_{x2} \cdot \sin \gamma_2 + F_{\text{бу}} + F_{y1} \cdot \cos \gamma &= 0 \\ (R_{x1} - R_{x2}) \cdot \frac{B_1}{2} - (R_{x3} - R_{x4}) \cdot \frac{B_2}{2} + b \cdot F_{\text{бу}} - L \cdot F_{y1} &= 0 \end{aligned} \right\}$$

У свою чергу, сумарні бокові сили, що діють на повороті, можуть бути визначені з рівнянь рівноваги з урахуванням відомої формули для відцентрової сили, Н

$$\begin{aligned} F_{y1} &= m \cdot \frac{V_a^2 \cdot b}{L \cdot R_k} + (R_{x2} - R_{x1}) \cdot \frac{B_1}{2 \cdot L} + (R_{x3} - R_{x4}) \cdot \frac{B_2}{2 \cdot L} \\ F_{y2} &= m \cdot \frac{V_a^2 \cdot a}{L \cdot R_k} - \left[(R_{x2} - R_{x1}) \cdot \frac{B_1}{2 \cdot L} + (R_{x4} - R_{x3}) \cdot \frac{B_2}{2 \cdot L} \right], \end{aligned}$$

де R_k - кінематичний радіус повороту, м.

$$R_k = L / \operatorname{tg}(\gamma).$$

Отже, бокова сила складається з поперечної складової відцентрової сили та перерозподілу по вздовжніх реакцій між колесами колісної машини, внаслідок якого виникає поворотний момент

$$M_n = (R_{x3} - R_{x4}) \cdot \frac{B_2}{2} + (R_{x2} - R_{x1}) \cdot \frac{B_1}{2}$$

Величина повздовжніх реакцій для коліс веденої вісі з відомої формули, Н

$$R_{xi} = f R_{zi},$$

де f - коефіцієнт опору кочення.

Для ведучої вісі, Н

$$R_{xi} = \frac{M_{spi}}{r_d} - f \cdot R_{zi}$$

де r_d - динамічний радіус колеса, м.

З метою отримання числових значень динамічного радіусу колеса кар'єрного автосамоскиду, було проведено вимірювання контурів передніх коліс споряджених нерухомих автосамоскидів САТ-785С вантажопідйомністю 137 т, та БелАЗ-75145 (120т) в умовах гірничотранспортного цеху ВАТ «Арселор-Міттал Кривий Ріг», на яких використовуються шини 33.00R51 виробництва Michelin.

У режимі заблокованого внутрішнього до центру повороту заднього колеса без значного ковзання останнього повздовжня реакція на колесі змінює свій напрям на протилежний, та буде визначатися з виразу

$$R_{x4} = -f \cdot R_{z4}.$$

З урахуванням ковзання

$$R_{x4} = R_{z4}.$$

Тому величина поворотного моменту при управлінні поворотом за комбінованою схемою

$$M_n = (R_{x3} + R_{x4}) \cdot \frac{B_2}{2} + (R_{x2} - R_{x1}) \cdot \frac{B_1}{2}$$

Виходячи з наведеної методики, остаточно вираз для радіусу повороту буде мати вигляд

$$R_n = \frac{\frac{L}{\operatorname{tg}(\gamma - \delta_{\theta 1}) + \operatorname{tg}(\delta_{\theta 2})} - \frac{B_1}{2} \cdot \frac{\omega_3 - \omega_4}{\omega_3 + \omega_4} + \frac{B_1}{2}}{\cos(\gamma - \delta_{\theta 2})}$$

Отже, при регулюванні величини кутових швидкостей ведучих коліс додатковий поворотний момент виникає при збільшенні різниці між крутними моментами зовнішнього та внутрішнього до центру повороту колеса кар'єрного автосамоскиду аж до блокування останнього, що призводить до покращення показників маневреності машини.

Для автосамоскиду БелАЗ-7513 мінімальний радіус повороту зменшується з 13,0 до 11,0 м при блокуванні внутрішнього до центру колеса при повороті на кар'єрному ґрунті з коефіцієнтом зчеплення 0,65.

Висновки. В результаті проведених теоретичних досліджень встановлена залежність радіусу повороту від регулюючого параметру управління поворотом кар'єрного автосамоскиду – відношення кутових швидкостей ведучих коліс. Розрахунками встановлено, що регулювання величини обертання ведучих коліс при фіксованих кутах повороту керованих дозволяє змен-

шити мінімальний радіус повороту при маневруванні автосамоскидів в вибоях для автосамоскидів БелАЗ серії 7513 з 13,0 до 11,0 м (на 15,3%) в режимі заблокованого внутрішнього колеса.

Список літератури

1. Гречко Л. П., Бобшко А. А., Подригало М. А. Теоретическое и экспериментальное исследование систем повышения маневренности колесных тракторов // Материалы IV-й международной научно-технической конференции «Автомобильный транспорт: Проблемы и перспективы». – Севастополь: СевГТУ. – 2000. – с. 45-47.
2. Карьерные самосвалы особо большой грузоподъемности. Проектирование, технологии, маркетинг / П.Л.Мариев [и др.]. – Минск: Интерграфполиграф, 2008. – 320с.
3. Котиев Г. О., Горелов В. А., Чернышев Н. В. Математическая модель криволинейного движения автомобиля с колесной формулой 8×8 при различных способах управления поворотом // Журнал Ассоциации Автомобильных инженеров. – 2009. – № 2 (55). – С. 34 – 39.
4. Смирнов А.Г. Теория движения колесных машин: Учеб. для студ. машиностроит. спец. вузов. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1990. -320с.
5. Трояновская И.П. Методология моделирования движения тракторных агрегатов: автореф. дисс. доктора техн. наук: 05.05.03, 05.05.04 / Трояновская Ирина Павловна; [Место защиты: ЮУрГУ]. – Челябинск, 2011. – 35с.

Рукопись поступила в редакцию 03.04.12

УДК 621.165: 622

О. В. БОНДАР, ст. викладач, К. В. НОВІКОВ, студент,
ДВНЗ «Криворізький національний університет»

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ОСЛАБЛЕННЯ РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ НА ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ СТАЦІОНАРНИХ РОТОРНИХ МАШИН

Виявлено фактори, що впливають на працездатність СРМ. Проведено моделювання та аналіз МКЕ в системі SW Simulation CPM. Проведено розрахунок величини додаткових навантажень, від дії неконтрольованих експлуатаційних факторів та встановлено граничні значення допустимих навантажень. Виявлено залежність впливу ослаблення різьбових з'єднань на зміну пружно-інерційних характеристик конструкції.

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями. Стационарні роторні машини (СРМ) є допоміжним обладнанням, але від його працездатності та надійності залежить виробничий процес всього гірничодобувного комплексу. Вихід з ладу СРМ приводить до порушення графіку виконання робіт, а іноді й до повної зупинки комплексу.

Аналіз досліджень і публікацій. Існує велика кількість неконтрольованих експлуатаційних факторів, що впливають на працездатність та ресурсні характеристики СРМ. За результатами статистичного аналізу працездатності СРМ за коефіцієнтом відмов на підприємствах Кривбасу, встановлено, що одним з найбільш розповсюджених факторів є ослаблення кріплення болтових з'єднань: опор до рами, стяжних шпильок, кріпильних болтів корпусу підшипника [1].

Прикий приклад небезпеки виникнення ослаблення різьбових з'єднань, і появи неконтрольованого додаткового динамічного навантаження, є аварія на Саяно-Шушенській ГЕС від 17 серпня 2009 р. За результатами акту технічного розслідування причин аварії на СШ ГЭС [2] встановлено, внаслідок багаторазового виникнення додаткових навантажень змінного характеру на гідроагрегат, виникли та розвинулись утомні пошкодження вузлів кріплення гідроагрегату, в тому числі кришки турбіни. Викликані динамічними навантаженнями руйнування шпильок призвели до зриву кришки турбіни та розгерметизації гідроагрегату. У період з 21.04.2009 по 17.08.2009 рік спостерігались зростання показників вібрації турбінного підшипника гідроагрегата № 2, приблизно в 4 рази. Система безперервного віброконтролю не була введена в експлуатацію, унаслідок чого гідроагрегат № 2, який знаходився в роботі, раптово зруйнувався і був викинутий натиском води зі свого місця. У результаті аварії загинуло 75 людей. Усі гідроагрегати станції отримали пошкодження різного ступеню тяжкості; найбільш сильні, аж до повного руйнування - гідроагрегати № 2, № 7 и № 9. Було частково зруйновано будівлю машинного залу, пошкоджено електротехнічне та допоміжне обладнання.

Постановка завдання. Для забезпечення стабільності попередньої зтяжки різьбових з'єднань застосовують різні конструктивні і технологічні прийоми. Тим не менш, під час експлуатації СРМ має місце ослаблення зтяжки різьбових кріплень, що призводить до істотного підвищення рівня навантажень, у більшості випадків вище розрахункових, зміні режимів наванта-