

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].

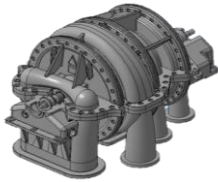
Прикий приклад небезпеки виникнення ослаблення різьбових з'єднань, і появи неконтрольованого додаткового динамічного навантаження, є аварія на Саяно-Шушенській ГЕС від 17 серпня 2009 р. За результатами акту технічного розслідування причин аварії на СШ ГЭС [2] встановлено, внаслідок багаторазового виникнення 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 і № 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-

ження в бік підвищення їх динамічності. Визначення величини та впливу неконтрольованих динамічних навантажень на працездатність СРМ є важливою задачею.

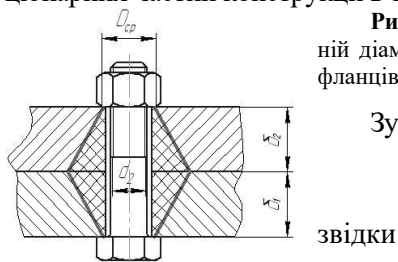
**Викладення матеріалу та результати.** З метою встановлення величини додаткових динамічних навантажень від ослаблення кріплення болтових з'єднань та їх вплив на елементи конструкції проведено моделювання та аналіз методом кінцевих елементів компресорної установки К500-61-5 з ВАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» шахта «Артем-1», рис. 1.

Рис. 1. Тривимірна модель компресорної установки К500-61-5



Сучасні технології дозволяють проводити комп'ютерний аналіз механізмів, вести інженерні розрахунки різної складності, враховуючи статичні та динамічні навантаження та взаємодії, що виникають під час роботи машини. Для моделювання та аналізу обрано сучасну CAD/CAE – систему SolidWorks з додатком SW Simulation. Величина напруження (зусилля зтяжки) від болтового з'єднання задається у вигляді моменту зусилля зтяжки по кромкам з'єднання. До твердотільної тривимірної моделі СРМ прикладені сили тяжіння, розподілена маса та крутний момент ротору, тиск стисненого повітря на внутрішні стінки повітропроводу. За допомогою математичного апарату SW Simulation отримано кінцево-елементну сітку СРМ, побудовані епюри напружень, деформацій та переміщень, отримано граничні значення переміщень стаціонарних частин конструкції в залежності від величини зтяжки болтового з'єднання.

Рис. 2. Схема розподілення сили зтягування болтового з'єднання, де  $d_2$  – середній діаметр різьби;  $D_{сер}$  – середній діаметр опорного торцю гайки;  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  – товщина фланців кришки і корпусу



Зусилля зтягування різьбового з'єднання знаходимо за формулою 1 [3]

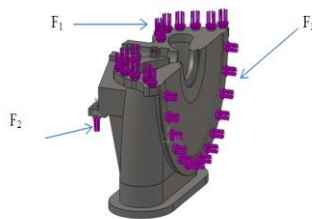
$$M_{зат} = 0,5 F d_2 \left[ \left( \frac{D_{сер}}{d_2} \right) \cdot f + tg(\psi + \varphi) \right] \quad (1)$$

$$F = \frac{M_{зат}}{0,5 d_2 \left[ \left( \frac{D_{сер}}{d_2} \right) f + tg(\psi + \varphi) \right]} \quad (2)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя на торці гайки;  $\psi$  – кут підйому різьби;  $\varphi$  – кут тертя різьби.

Підставивши значення до формули 2 отримаємо  $F_1=397,5$  кН та  $F_2=85$ кН,  $F_3 = 112$ кН. У зв'язку з трапецеїдальним розподіленням навантаження від зусиль різьбового з'єднання, максимальна концентрація напруги відбувається по площині з'єднання двох фланців, тому зусилля розподіляємо відповідним чином (рис. 3).

Рис. 3. Схема прикладення сил зтягування різьбових з'єднань



Проведено моделювання та аналіз методом кінцевих елементів в системі SW Simulation (рис. 4)



Рис. 4. КЕ сітка частини компресорної установки

вого з'єднання отримуємо додаткових навантажень факторів (рис. 6).

Під дією прикладених зусиль по епюрам переміщень отримано, що корпус підшипника відносно рами фундаменту переміщується на відстань 9-10 мкм (рис. 5), за нормативними документами це переміщення повинно дорівнювати 7-10 мкм.

Під дією додаткового навантаження спричиненого ослабленням різьбового з'єднання відбувається зміна величини переміщень на 20-24 мкм (рис. 6), за нормативними документами це значення відповідає аварійному стану машини. Тобто, результати, отримані при аналізі моделі, цілком відповідають реальним.

Під дією додаткового навантаження спричиненого ослабленням різьбового з'єднання відбувається зміна величини переміщень на 20-24 мкм (рис. 6), за нормативними документами це значення відповідає аварійному стану машини. Тобто, результати, отримані при аналізі моделі, цілком відповідають реальним.

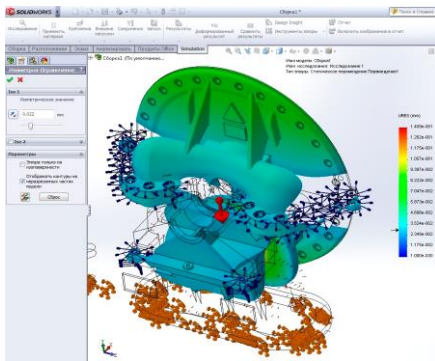


Рис. 5. Епюра переміщень при мінімально допустимому зусиллі затяжних різьбових з'єднань

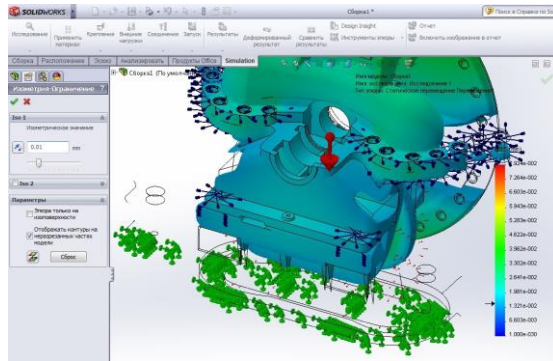


Рис. 6. Епюра переміщень при ослабленні різьбових з'єднань

**Висновки та напрямок подальших досліджень.** Отже, при дослідженні впливу ослаблення різьбового з'єднання на працездатність СРМ встановлено, що для забезпечення належного стану болтових з'єднань необхідний комплексний підхід: від своєчасного огляду та підтягування з'єднання до закладення необхідних параметрів елементів з'єднання на конструкторському рівні. Використання сучасних методів моделювання та аналізу стану СРМ дозволить спростити та прискорити процес розрахунку величини додаткових навантажень, що виникли, наочно відобразити зміну стану механізму в залежності від дії неконтрольованих експлуатаційних факторів та встановити граничні значення можливих навантажень. При застосуванні комплексного підходу вирішення даної задачі дозволить знизити інтенсивність відмов, підвищити ресурсні характеристик машини, знизити експлуатаційні та капітальні витрати.

#### Список літератури

1. Кіянвський М.В., Бондар О.В. Дослідження впливу експлуатаційних факторів на працездатність гірничого обладнання // Вісник КТУ – Кривий Ріг, 2010р.
2. Електронний ресурс: <http://ru.wikisource.org/wiki/Акттехническогоисследованияпричинавариина> Саяно-Шушенской ГЭС 17 августа 2009 года.
3. Іванов М.Н. Деталі машин: підручник для машиноб. спец. вузів видав. перероб. – М.: Вища школа 1984. – 336 с., іл..

Рукопись поступила в редакцию 23.03.12

УДК 621.318.13

С.Т. ТОЛМАЧЕВ, д-р техн. наук, проф., А.В. ИЛЬЧЕНКО, канд. техн. наук, доц., В.А. ВЛАСЕНКО, ассистент, ГВУЗ «Криворожский национальный университет»

### ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЕ ПОЛЕ В МАГНИТНОПРОВОДЯЩЕМ КРУГОВОМ ЦИЛИНДРЕ

Приведен расчет электромагнитного поля при возмущении однородного гармонического поля, направленного перпендикулярно оси бесконечно протяженного магнитнопроводящего цилиндра. Получены аналитические выражения для расчета напряженностей электрического и магнитного полей, плотности вихревых токов, а также распределения пондеромоторных сил вне цилиндра. Ключевые слова: магнитнопроводящий цилиндр, гармоническое поле, вихревые токи, пондеромоторные силы.

Рассмотрим в однородном внешнем поле  $\dot{\mathbf{H}}_0 = \dot{\mathbf{H}}_0 e^{j\omega t}$ , изменяющемся по гармоническому закону с циклической частотой  $\omega$ , круговой цилиндр радиуса  $a$  с относительной магнитной проницаемостью  $\mu$  и удельной проводимостью  $\gamma$ . Относительная магнитная проницаемость вне цилиндра  $\mu_0=1$ .

Для немагнитного цилиндра ( $\mu=1$ ) задача рассмотрена в [1]. Ниже проведено обобщение полученных в [1] результатов на случай линейного магнитнопроводящего цилиндра. Получены также аналитические выражения для пондеромоторных сил в пространстве вне цилиндра. Практическая ценность такой постановки обусловлена широким использованием аналогичной