

ДОСЛІДЖЕННЯ ШАРНІРІВ РЕВЕРСИВНОГО ТЕРТЯ МАШИН ПРОМИСЛОВОГО ТРАНСПОРТУ З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ДОВГОВІЧНОСТІ

Ковалевський С. В., Залужна Г. В., Владіміров Е. О.

Рассмотрена работоспособность шарниров реверсивного трения в системах управления транспортных машин, работающих в различных условиях эксплуатации. В результате анализа износа деталей реверсивных шарниров транспортных машин, работающих в условиях коррозионно-абразивной среды, отмечен их повышенный износ и ненадежность в работе. Исследованы действующие нагрузки деталей шарниров сцепных устройств, в результате чего установлено, что в паре трения имеет место пластический контакт, который вызывает повышенный износ трущихся поверхностей. В результате исследования проведены конструктивные разработки шарниров, которые побуждают автокомпенсацию износа поверхностей трения сопряженных деталей и улучшают работу сопряженных поверхностей за счет постоянной подачи смазки к поверхностям трения.

Розглянуто працездатність шарнірів реверсивного тертя в системах керування транспортних машин, працюючих в різноманітних умовах експлуатації. В результаті аналізу зносу деталей реверсивних шарнірів транспортних машин, які працюють в умовах корозійно-абразивного середовища, відмічено їх підвищений знос та ненадійність в роботі. Досліджено діючі навантаження деталей шарнірів зчпних пристроїв, в результаті чого встановлено, що в парі тертя має місце пластичний контакт, який визиває підвищений знос поверхонь тертя. В результаті дослідження проведено конструктивні розробки шарнірів, які спонукають автокомпенсації зносу поверхонь тертя спряжених деталей та покращують роботу спряжених поверхонь за рахунок постійної подачі мастила до поверхонь тертя.

The efficiency of reversible friction hinges in the control systems of transport vehicles functioning under different operating conditions is considered. The analysis of wear-resistance of the parts of reversible hinges in transport vehicles, which function under conditions of a corrosive abrasive environment, demonstrates their increased wear and unreliability in work. The acting loads on the hinge parts of coupling devices are investigated and a plastic contact is determined in the friction pair, which causes increased wear of friction surfaces. As a result of the research, the authors represent constructive development of hinges, which induce auto-compensation of friction surfaces wearing in conjugated parts and improve the operating of conjugated surfaces due to the constant supply of lubricant to friction surfaces.

Ковалевський С. В.

канд. техн. наук, доц. ННППІ УПА

Залужна Г. В.

канд. фіз.-мат. наук, доц. ННППІ УПА
zalartem@gmail.com

Владіміров Е. О.

канд. техн. наук, доц. ННППІ УПА

ННППІ УПА – Навчально-науковий професійно-педагогічний інститут Української інженерно-педагогічної академії, м. Бахмут.

УДК 621. 867.82

Ковалевський С. В., Залужна Г. В., Владіміров Е. О.

ДОСЛІДЖЕННЯ ШАРНІРІВ РЕВЕРСИВНОГО ТЕРТЯ МАШИН ПРОМИСЛОВОГО ТРАНСПОРТУ З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ДОВГОВІЧНОСТІ

Важконавантажені шарніри машин промислового транспорту працюють у важких умовах під впливом корозійно-абразивного середовища та високих навантажень. У зв'язку з цим вони мають низький термін служби і потребують трудомісткого ремонту у процесі експлуатації. Деталі шарнірних систем мають великі габарити, що викликають великі затрати матеріалів. Для вирішення проблеми підвищення ресурсу шарнірів реверсивного тертя на транспортних машинах необхідно визначити навантаження, які діють в спряженнях шарнірних систем. Дослідження напруженого стану шарнірних систем в машинах здійснюється способом тензометрування. Для вирішення цієї задачі необхідна розробка спеціальних пристроїв, які здатні відобразити величини радіальних навантажень та моментів тертя, діючих в спряженнях шарнірів при роботі машин в промислових умовах.

В дослідницькій практиці та технічній і патентній літературі відсутні дані про дослідження діючих навантажень безпосередньо між деталями спряжень. Вирішенням проблеми дослідження навантажень займався інститут проблем механіки, який вирішив проблему аналітичним методом розрахунків. Але отримані розрахунки відрізняються від реально діючих навантажень в спряженнях. Крім того, в цих розрахунках не враховується дія агресивних факторів корозійно-абразивного середовища, в яких працюють транспортні машини. Проблему підвищення ресурсу шарнірних систем машин конструктивними методами висвітлено у працях [1–5].

Середовище, в якому працюють транспортні машини, здійснює негативну дію на існуючі шарнірні системи машин, тому що вони не захищені від попадання абразивних часток та негативної дії корозійного явища. Для підвищення ресурсу шарнірних систем необхідно знати діюче навантаження у спряженнях деталей шарнірних систем. За величиною діючих навантажень визначають умови контакту спряжених поверхонь тертя.

Метою роботи є дослідження важконавантажених шарнірних спряжень реверсивного тертя, які є основним конструктивним елементом з'єднання тягачів з функціональним механізмом.

Шарнірні вузли та з'єднання відносяться до найбільш відповідальних і високонавантажених силових з'єднань машин промислового транспорту. Шарнірні з'єднання в машинах промислового транспорту являються найбільш металомісткими і найбільш навантаженими елементами машин, що з'єднують між собою основні конструктивні елементи та функціональні вузли. Об'єктом дослідження шарнірних вузлів транспортних машин, працюючих в умовах соляних копалин, є одноосний тягач типу МОАЗ. Прикладом сучасного багатонавантаженого механізму, на якому з'єднання тягача з робочим прищепним механізмом і гідравлічною системою керування транспортним засобом здійснюється за допомогою багат шарнірного пристрою, який забезпечує необхідну маневреність в умовах обмеженої площі гірничих виробіток, є 50-тонний транспортний тягач типу МОАЗ 6401.

Загальний вид та кінематичні схеми і конструктивні особливості багат шарнірного вузла і деталі пристрою з'єднання одноосних тягачів (скрепера та транспортного засобу для транспортування гірничої маси) з функціональним механізмом наведено на рис. 1 та рис. 2. Деталі шарнірних сполучень знаходяться під дією значних навантажень, що викликають високі контактні напруги сполучених поверхонь, при недостатньому змащенні і захисту від дії

абразивних факторів середовища роботи машин. Знос контактуючих поверхонь деталей шарніра порушує кінематичну точність функціонування механізму, а збільшення зазорів в сполученнях деталей вузлів сприяє зростанню динамічних навантажень та змінює кінематику руху роботи функціональних елементів та впливає на експлуатаційну надійність машин і викликає потреби зупинки на ремонт та заміну зношених деталей. Ремонт шарнірних вузлів машин, які мають значну металоємкість та габаритні розміри спряжених деталей, складає значні матеріальні затрати на їх відновлення та простой механізму в ремонті.

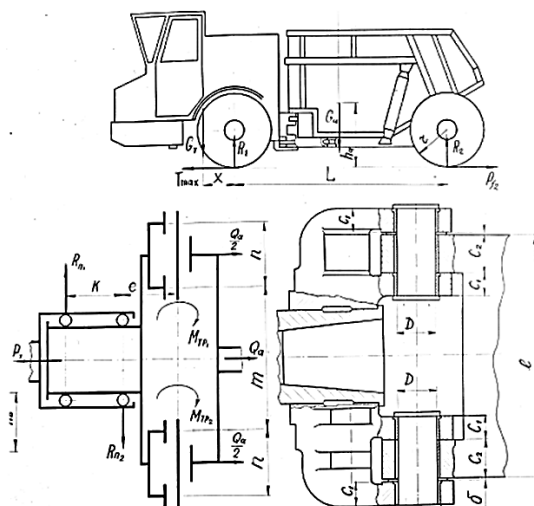


Рис. 1. Кінематична схема зчіпного пристрою з'єднання одноосного тягача з транспортним механізмом

Основний несучий елемент конструкції транспортних машин є багатошарнірною системою, яка пов'язана в єдиний функціональний вузол, на якому базуються основні робочі вузли машин (рис. 2).

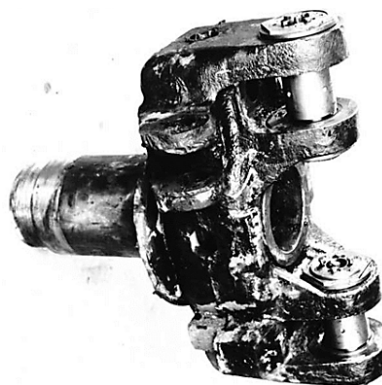
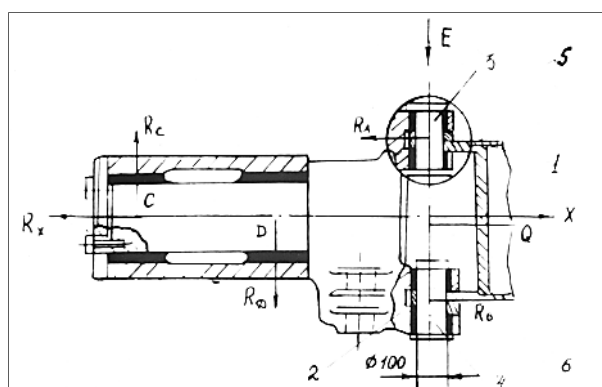


Рис. 2. Шарнірний вузол гірничо-транспортної машини

Багатошарнірна система машини зв'язана в єдиний конструктивний вузол і є складною технологічною конструкцією, яка при зносі одного з шарнірних з'єднань порушує роботу всієї багатошарнірної системи. В результаті цього змінюється кінематика руху окремого робочого елемента машини, що впливає на загальну завантаженість багатошарнірної системи. Кінематична схема з'єднання тягача зі скрепером має конструктивні особливості та є складним кінематичним вузлом, який, крім транспортних навантажень, підлягає ще й дії зусиль в процесі виконання технологічних операцій завантаження ковша-скрепера (рис. 3).

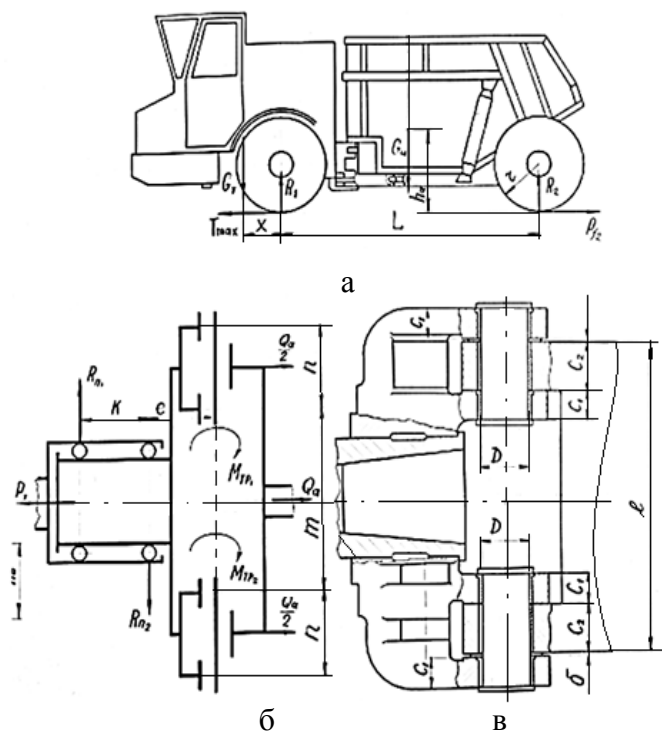


Рис. 3. Конструкція і кінематична схема зчіпного пристрою транспортних машин:
 а – розміщення шарнірів на машині; б – кінематична схема зчіпного пристрою;
 в – конструкція вузла

Конструктивно технологічне виконання базової деталі машини у вигляді багатошарнірної системи є складним функціональним елементом, на якому розміщені всі силові робочі вузли машини. Таке конструктивне виконання базової деталі забезпечує компактність і сполучення розміщення основних робочих вузлів машини, зменшує її габаритні розміри при сполученні в єдиний комплекс робочих вузлів, але ускладнює можливі ремонтні операції окремих шарнірних з'єднань, які в процесі експлуатації машин в гірничих умовах мають значні величини зносу поверхонь тертя спряжених деталей. Тому прогнозування терміну працездатності окремих шарнірних з'єднань і підвищення довговічності цих вузлів має велике значення. Експлуатація машин в умовах гірничих виробіток копалин, особливо в умовах впливу на з'єднання поверхонь тертя корозійно-абразивного середовища, спряжені деталі шарнірних систем схильні до значного зносу.

Дослідження зношування деталей шарнірів реверсивного тертя машин здійснювались в реальних умовах експлуатації. Дослідження зносу поверхонь спряження шарнірних вузлів цих машин в умовах впливу абразивно-корозійного середовища відображають реальний знос поверхонь тертя. Вимірювання проводилися на основі статистичних даних вимірювання зносу поверхонь тертя деталей спряження шарнірів, які установлені методикою дослідження в окремі періоди експлуатації машин. На основі експлуатаційних досліджень зношення поверхонь тертя визначені допустимі величини зношення деталей шарнірів. Математична обробка експериментальних даних величини зношення деталей шарніра дозволила встановити характер протікання цього процесу в залежності від напрацювання машин в часі, а також встановити максимально допустимий зазор в спряженнях деталей шарніра зчіпного пристрою машин, який має місце при експлуатації (рис. 4).

На основі аналізу кривих зношення поверхонь деталей шарніра і експлуатаційних характеристик встановлено максимально допустимий зазор в спряженні зношених деталей шарніра в межах 1,1–1,3 мм, який не впливає в значній мірі на кінематику руху взаємозв'язаних вузлів і працездатність системи. Характер зношення верхнього шарніра аналогічний зносу

нижнього, але величини зносу менші приблизно на 15 % в зв'язку з тим, що верхній шарнір працює в кращих умовах середовища, ніж нижній. На характер і інтенсивність зношення спряжених деталей зчпного пристрою великий вплив надає середовище, в якому працюють машини [6]. На знос контактуючих поверхонь деталей шарніра впливають численні фактори: характер навантаження; фізико-механічні властивості матеріалів; контактне навантаження; умови змащування робочих поверхонь; умови та характер дії абразивно-корозійного середовища, в якому працює машина та закон взаємного переміщення поверхонь тертя [7].

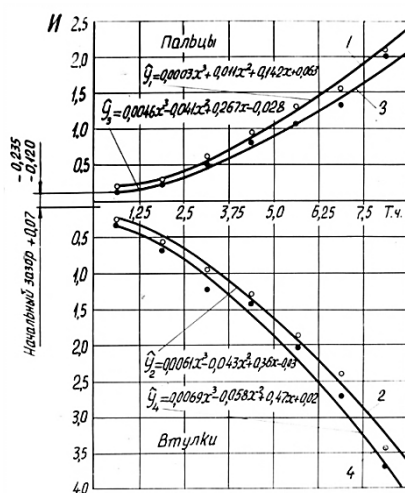


Рис. 4. Графічне зображення зносу нижнього шарніра зчпного пристрою тягача МОАЗ 6401 в залежності від напрацювання в часі

Знос поверхонь тертя виражається у функціональній залежності перерахованих основних та допоміжних факторів: вологість, температура та інших [7]:

$$U = f(Q, \varepsilon, \mu, r, \Delta, \delta, \varphi), \quad (1)$$

де U – знос, мкм;

Q – радіальне навантаження;

ε – фізико-механічні властивості матеріалів поверхонь тертя;

μ – коефіцієнт тертя;

r – радіус мікронерівностей поверхонь тертя;

Δ – розмір абразивних частинок;

δ – контактне напруження;

φ – кінематика руху поверхонь тертя (повноповоротне переміщення або реверсивне).

Робочі поверхні деталей шарнірів, працюючі в умовах впливу корозійно-абразивного середовища, мають значний знос поверхонь і потребують часу на встановлення працездатності. Знос поверхонь деталей шарніра має особливість руху взаємного переміщення поверхонь деталі, які не мають повноповоротного переміщення відносно осі шарніра, що впливає на характер зношення. Вузли таких машин відносяться до шарнірів реверсивного тертя, що ускладнює конструктивні рішення підвищення довговічності вузлів [7, 8]. Тому проблема зменшення зносу робочих поверхонь деталей шарнірів та підвищення їх ресурсу має велике значення.

Для вирішення питання зменшення зносу шарнірів машин необхідно визначити експериментально діюче робоче навантаження в спряжених деталях шарнірів зчпного пристрою. Складні багатошарнірні системи і схеми сил, діючих на деталі цих сполучень, представляють собою статично невизначену систему, в якій розмішені шарнірні вузли з'єднання тягача з прищепним механізмом та шарніри системи керування. Усі шарніри розміщені на одній базовій деталі (рис. 2) і представляють собою деталь зі складною технологічною об-

робкою, яка має вагу 1,5 тони. Така складна конструкція шарнірних з'єднань значно ускладнює вирішення аналітичних задач визначення діючих зусиль і навантажень в сполученнях і не дає можливості визначити фактичний напружений стан деталей конструкції (рис. 5).

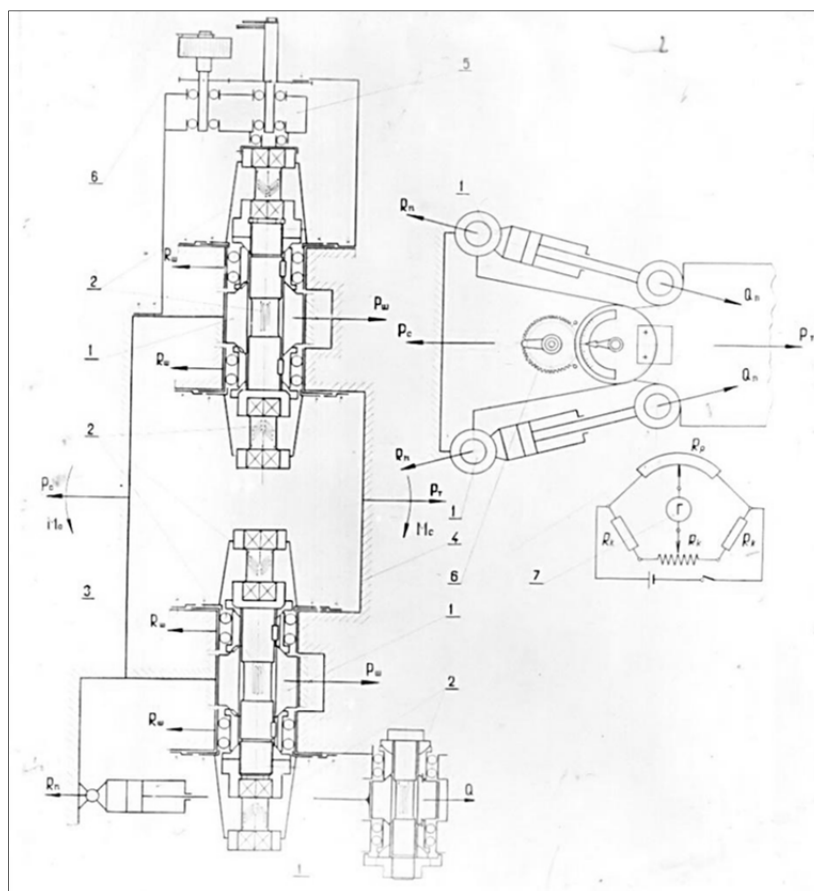


Рис. 5. Кінематична схема шарнірного пристрою та механізмів керування транспортним засобом

Аналітичні розрахунки діючих зусиль в шарнірах статично невизначеної системи ускладнює вирішення задач підвищення питань ресурсу багатошарнірних систем машин промислового транспорту. Аналіз пошкодження і зносу контактуючих поверхонь деталей у вузлах тертя машин викликає необхідність в експериментальному визначенні діючих зусиль і моментів тертя-ковзання. Експериментальне визначення робочих зусиль в багатошарнірних системах машин є досить трудомісткою задачею і викликає необхідність розробки спеціальних методик і вимірювальних пристроїв та проведення дослідження цих зусиль на турних машинах в умовах їх роботи в експлуатаційному режимі.

Дослідження робочих зусиль в шарнірах зчіпного пристрою гірничотранспортних машин складається з таких етапів:

- розробка загальної методики проведення дослідження робочих зусиль деталей шарніра;
- розробка конструкції спеціального тензометричного пристрою;
- розробка тензометричного пристрою визначення зусиль поворотного механізму транспортного засобу;
- розробка загальної програми дослідження;
- розробка пристроїв і стенду для тарировки вимірювальних пристроїв, а також можливостей проведення на стенді дослідження впливу корозійно-абразивного середовища на поверхні тертя шарнірного з'єднання;
- визначення радіальних зусиль і моментів тертя;

– вибір та перевірка дієздатності серійних приладів, запису графічного зображення досліджуємих величин (багатоканального осцилографу, підсилювача тензометричних сигналів);
 – визначення діючих величин радіальних зусиль і моментів тертя та аналіз графічного зображення.

На основі дослідження діючого зусилля між поверхнями тертя деталей шарніра визначається величина контактного напруження поверхонь тертя для серійних матеріалів шарніра [7].

На інтенсивність зношення контактуючих поверхонь тертя деталей шарнірних вузлів транспортних машин надає середовище, в якому працюють механізми. Найбільш інтенсивне зношення поверхонь тертя здійснюється в умовах впливу абразивного та корозійно-абразивного середовища, яке має місце у соляних копальнях та при добувці мідної руди, а також при роботі у відкритих кар'єрах при добувці інших корисних копалин.

Для підвищення ресурсу шарнірних вузлів транспортних машин необхідно знати фактичні робочі навантаження поверхонь тертя деталей. Експериментальне дослідження діючих навантажень в шарнірних системах машин в технічній літературі та експериментальній практиці вивчено недостатньо. Відсутні методики та пристрої для дослідження діючих зусиль при роботі машин. З метою заповнення пробілу в дослідницькій практиці розроблена методика та пристрої дослідження навантажень в силових циліндричних шарнірах машин [1–3, 8], що дозволяє дослідити навантажувальні параметри в різних конструкціях аналогічних пристроїв, при безпосередньому дослідженні навантажувальних режимів в процесі роботи механізмів в експлуатаційних умовах [9]. Конструкція пристрою для вимірювання радіальних зусиль і моментів тертя-ковзання в шарнірах машин представляє собою складний тензометричний палець, виконаний у вигляді коаксіальних концентричних втулок, з'єднаних між собою за допомогою вимірювальної шпильки і встановлений в досліджуваний вузол. В конструкцію пристрою для вимірювання радіальних зусиль і моментів тертя-ковзання введені пружні конструктивні елементи з тензOMETрами, які фіксують величини деформацій пружних елементів в залежності від діючих зусиль в шарнірах машин (рис. 6).

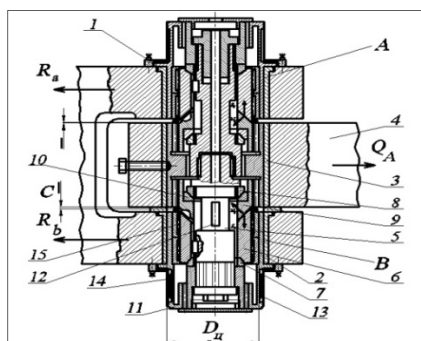


Рис. 6. Пристрій для дослідження радіальних навантажень і моментів тертя-ковзання в силових циліндричних шарнірах машин:

А, В – пристрій для вимірювання навантажень; 1, 2 – втулки шарніра цапфи; 3 – втулка шарніра рухомої ланки; 4 – ланка; 5 – тензометрична шпилька; 6 – біциліндроконічна втулка; 7, 8 – напівсферичні опорні шайби; 9 – конусна втулка; 10 – опорне кільце; 11 – тензометричний стакан; 12, 13 – тензодатчики; 14 – кожух; 15 – голчастий підшипник

Зовнішнє навантаження Q_A через рухливу ланку 4 і втулку 3 передається конічними поверхнями втулки 9 у вигляді сил нормальних тисків N_a і N_b , відповідно яким S_a і S_b , а також їх рівнодіюча S_{Ea} і S_{Eb} , кожна з яких розтягує напівсферичні шайби 7 і 8 в межах пружних деформацій:

$$Q_A = R_a + R_b, \quad (2)$$

де Q_A – радіальне навантаження через рухливу ланку; R_a, R_b – радіальне навантаження у шарнірах.

Вирази S_{Ea} і S_{Eb} визначаються з умови статичної рівноваги втулок 6 і 9.

$$R_a = N_a \cos \alpha + f N_a \sin \alpha; \quad R_b = N_b \cos \alpha + f N_b \sin \alpha. \quad (3)$$

З формул (3) отримуємо:

$$N_a = \frac{R_a}{\cos \alpha + f \sin \alpha}; \quad N_b = \frac{R_b}{\cos \alpha + f \sin \alpha}. \quad (4)$$

З умов рівноваги контактних конусних поверхонь витікає:

$$\begin{aligned} S_a &= N_a \sin \alpha - f N_a \cos \alpha - f_0 N_a; \quad S_b = N_b \sin \alpha - f N_b \cos \alpha - f_0 N_b; \\ S_a &= N_a (\sin \alpha - f \cos \alpha - f_0); \quad S_b = N_b (\sin \alpha - f \cos \alpha - f_0). \end{aligned} \quad (5)$$

Для спрощення виразу позначимо: $K = (\sin \alpha - f \cos \alpha - f_0)$, тоді

$$S_a = N_a K, \quad S_b = N_b K, \quad (6)$$

де K – коефіцієнт пропорційності, що залежить від коефіцієнта тертя по конічних поверхнях деталей, що сполучаються, і коефіцієнта тертя f_0 в голчастих підшипниках.

Таким чином, величина радіального навантаження в кожному шарнірі A і B вимірюється по величині осьової деформації шпильок та реєструється за допомогою тензодатчиків. Моменти тертя в підшипнику B (див. рис. 6) між деталями 2 і 11 та відповідними поверхнями тертя в підшипнику A визначаються з виразів:

$$M_{TP_a} = R_a f_c \frac{D_{II}}{2}; \quad M_{TP_b} = R_b f_c \frac{D_{II}}{2}, \quad (7)$$

де D_{II} – зовнішній діаметр зовнішніх обойм голчастих підшипників, рівний діаметру робочих пальців шарніра; f_c – коефіцієнт тертя-ковзання між зовнішніми обоймами голчастих підшипників і вкладишами шарніра. У шарнірах A і B конструкції і принцип дії пристроїв для дослідження навантажень однотипні та взаємозамінні. Дана конструкція пристроїв була застосована при дослідженні навантажень в шарнірах зчіпного пристрою транспортних машин типу МоАЗ, та може бути використана при визначенні навантажень в опірних шарнірах крутопохилих і пересувних конвєсрах та інших механізмах [1, 2].

Проблема зменшення зносу та підвищення ресурсу деталей шарнірів може бути вирішена наступними методами:

– заміною матеріалів контактуючої пари шарніра на матеріали з більшою несучою здібністю;

– використанням сучасних методів хіміко-термічної обробки поверхонь тертя;

– при ремонті зношених поверхонь деталей шарніра використанням зносостійких наплавок;

– використанням сучасних мастил з противозносними добавками;

– підвищенням зносостійкості та ресурсу деталей шарнірів конструктивними методами (введенням в конструкцію шарніра пружних елементів, які здатні компенсувати зазор, який утворюється при зносі поверхні тертя; введенням в конструкцію пристроїв, які здатні забезпечити постійну подачу мастила до поверхні тертя при роботі механізму; зменшенням введення в конструкцію вузла елементів, які здатні зменшити питоме навантаження на поверхню тертя; введенням в конструкцію шарніра пристроїв, які здатні забезпечити розподіл навантаження на поверхнях тертя контактуючої пари [3].

Одним із прикладів вирішення проблеми підвищення несучої здатності поверхонь тертя за рахунок розподілу питомого тиску між поверхнями тертя являється технічне рішення

конструкції шарніра, в якому передбачено (рис. 7): компенсацію зносу; покращення умов розподілу тиску на поверхнях тертя; забезпечення постійної подачі мастила до поверхонь тертя за рахунок установки додаткового автоматичного пристрою подачі мастила під тиском.

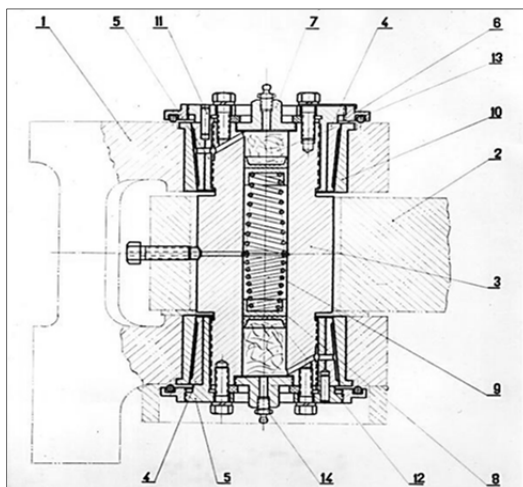


Рис. 7. Конструкція шарніра підвищеної довговічності

Найбільш досконалим технічним рішенням є конструкція шарніра, в якому передбачено:

- автокомпенсація зносу поверхонь тертя за рахунок введення в конструкцію пружних елементів, які забезпечують постійне зближення поверхонь тертя;
- введення в конструкцію пружних елементів автокомпенсації зносу поверхонь тертя і розподіл тиску на внутрішню і зовнішню контактуючі поверхні;
- забезпечення постійної подачі мастила до поверхонь тертя за рахунок установки додаткового автоматичного пристрою подачі мастила під тиском.

Прикладом вирішення проблеми підвищення зносостійкості поверхонь тертя за рахунок компенсації зносу поверхонь та постійної подачі мастила до поверхонь тертя є конструкція шарнірного вузла реверсивного тертя (рис. 8). На конструкції вирішена проблема автокомпенсації зносу деталей контактуючих поверхонь шляхом автокомпенсації зносу за рахунок введення пружного елемента 4 на рис. 8 і силового пружного елемента, який створює пружне зближення поверхонь деталей 8–9, а також за рахунок постійної подачі мастила до поверхонь тертя за допомогою автоматичного пристрою подачі мастила. Основна мета – це захист контактуючих поверхонь тертя та самого мастила від забруднення за допомогою пристроїв, які захищають ці поверхні.

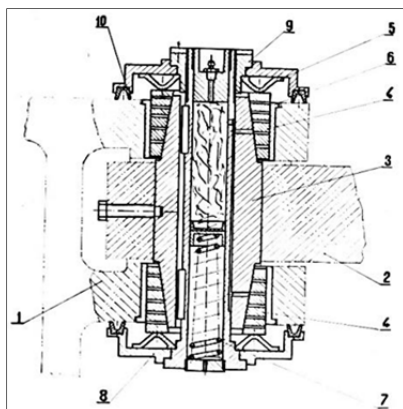


Рис. 8. Шарнірний пристрій підвищеної довговічності:

1 – корпус; 2 – корпус прицепного механізму; 3 – корпус шарніра; 4 – пружний елемент; 5, 8 – захист шарніра; 6 – втулка; 7 – камера з мастилом; 9 – механізм регулювання величини компенсації зносу; 10 – стопор

Приведені конструкції шарнірних пристроїв підвищеної довговічності, які установлені на машини замість серійних вузлів тертя, забезпечили експлуатацію транспортних засобів без ремонту на протязі усього терміну експлуатації транспортних засобів. В останній час в зв'язку з розвитком комп'ютерних систем розроблені спеціальні методики, які дозволяють значно скорочувати час та матеріальні затрати на проведення досліджень зусиль в шарнірних системах машин.

ВИСНОВКИ

Розроблені конструкції шарнірів підвищеної довговічності, в яких здійснюється автокомпенсація зносу поверхонь тертя, дозволяють вирішити такі задачі:

1. Конструктивні рішення пристроїв для дослідження радіальних зусиль і моментів тертя та методика дозволяють визначати характер навантаження шарнірів в реальних умовах експлуатації машин.

2. На основі даних дослідження діючих навантажень в шарнірах машин визначається величина питомого тиску, в залежності від якої здійснюється обґрунтований вибір матеріалів тертя згідно їх фізико-механічним властивостям.

3. Експлуатаційні дані навантаження в шарнірних системах машин дозволяють обґрунтовано проводити вибір матеріалів для пари тертя згідно необхідним фізико-механічним властивостям.

4. Дослідження навантажень в силових циліндричних шарнірах машин промислового транспорту та аналіз характеру зносу поверхонь тертя дозволяє обґрунтовано підходити до вирішення проблеми підвищення ресурсу шарнірів машин конструктивно технологічними методами, які збільшують ресурс шарнірів у 3–4 рази.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Ковалевский С. В. К вопросу методики исследования нагрузок в шарнирах самосвальных автопоездов для солерудников / С. В. Ковалевский, Г. С. Крашенинин. – М. : Угольное машиностроение УНИЭН уголь, 1982.
2. А. с. 838432 (СССР), МПК G 01 L 1/04. Устройство для измерения моментов трения скольжения и радиальных усилий в силовых цилиндрических шарнирах / С. В. Ковалевский, Е. А. Степанов, Г. М. Безкровный ; ВНИИ соляной пром-сти. – № 2764191/18-10, заявл. 10.05.79 ; опубл. 15.06.81 ; Бюл. № 22. – 3 с.
3. А. с. 1078252 (СССР), МПК G 01 L 1/04. Устройство для измерения моментов трения скольжения и радиальных усилий в силовых цилиндрических шарнирах / С. В. Ковалевский, Е. А. Степанов, Н. М. Михин ; ВНИИ соляной пром-сти. – № 3572097/18-10 ; заявл. 04.04.83 ; опубл. 07.03.84 ; Бюл. № 9. – 5 с.
4. Ковалевский С. В. Исследование радиальных нагрузок и моментов трения-скольжения в шарнирных системах машин промышленного транспорта / С. В. Ковалевский, И. В. Голоперов, В. М. Петруняк // Машинобудування. – 2015. – № 1. – С. 12–18.
5. А. с. 1016580 (СССР), МПК G 01 L 1/04. Реверсивный подшипник скольжения шарнирного узла / Е. А. Степанов, С. В. Ковалевский ; ВНИИ соляной пром-сти. – опубликовано в Б. И., 1983, № 17.
6. Логинов В. Н. Электрические измерения механических величин / В. Н. Логинов. – М. : Энергия, 1970. – 60 с.
7. Сухарев И. П. Прочность шарнирных узлов машин: справочное пособие / И. П. Сухарев. – М. : Машиностроение, 1977. – 166 с.
8. Крагельский И. В. Узлы трения машин / И. В. Крагельский, Н. М. Михин. – М. : Машиностроение, 1984. – 210 с.
9. Электрические измерения / под. ред. Е. Т. Шрамкова. – М. : Высшая Школа, 1980. – 520 с.