

**ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ РОЛИКОВИХ ВУЗЛІВ
СПІКАЛЬНИХ ТА ВИПАЛЮВАЛЬНИХ ВІЗКІВ**

Розглянуті відомі конструкції роликів візків для виготовлення агломерату та котунів. Визначені переваги і недоліки конструкцій роликів. Запропоновані інноваційні технічні рішення щодо збільшення терміну експлуатації роликів: ущільнення у вигляді сальникових набивок з волокон спученого графіту, армованих сталеву ниттю; антифрикційний наповнювач для підшипників, створений з політетрафторетилену, вуглецевого волокна і графіту. Показано, що з-за осьових навантажень при експлуатації візків недоцільно використовувати кулькопідшипники в роликах, їх слід замінювати на роликопідшипники. Запропонований наближений метод розрахунку довговічності підшипників, який враховує пружну деформацію матеріалу візків при тепловому розширенні і величини зазорів у вузлах візків.

Ключові слова: візок, ролик, підшипник, ущільнення, зазор, теплове розширення, прогин.

Анищенко А.С., Тахтамыш И.В., Тарасюк Л.И. Совершенствование конструкций роликовых узлов спекательных и обжиговых тележек. Рассмотрены известные конструкции роликов тележек для изготовления агломерата и окатышей. Определены преимущества и недостатки конструкций роликов. Предложены инновационные технические решения по увеличению срока эксплуатации роликов: уплотнение в виде сальниковых набивок из волокон вспученного графита, армированных стальной нитью; антифрикционный наполнитель для подшипников, созданный из политетрафторэтилена, углеродного волокна и графита. Показано, что из-за осевых нагрузок при эксплуатации тележек нецелесообразно использовать шарикоподшипники в роликах, их следует заменять на роликоподшипники. Предложен приближенный метод расчета долговечности подшипников, учитывающий упругую деформацию материала тележек при тепловом расширении и величины зазоров в узлах тележек.

Ключевые слова: тележка, ролик, подшипник, уплотнения, зазор, тепловое расширение, прогиб.

O.S. Anishchenko, I.V. Takhtamysh, L.I. Tarasiuk. Improvement of roller assemblies designs of pellet and roasting carriages. The article analyzes the known designs of roller carriages used to manufacture sinter and pellets on conveyor lines. The authors analyze the design features of running and load rollers, the use of roller and ball bearings to connect rollers to the axles, various types of antifriction fillers of bearings, bearing lubrication system; blind, stuffing box and graphenite seals. The article points out the advantages and disadvantages of roller designs, the lack of standard technical solutions for the design of roller assemblies, as well as reliable methods for calculating their parts for strength and durability. To increase the service life of the rollers, after successful industrial tests, the authors propose innovative technical solutions: seals in the form of stuffing box packing made of expanded graphite fibers reinforced with steel thread; bearing anti-friction filler made of PTFE, carbon fiber and graphite. The article shows that, due to ax-

¹ канд. техн. наук, доцент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет, м. Маріуполь, aas540628@gmail.com

² спеціаліст 1 категорії, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет, м. Маріуполь, irinavsevolodovnat@gmail.com

³ канд. техн. наук, доцент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет, м. Маріуполь, leonid.47.tarasiuk@gmail.com

ial loads during the operation of the carriages, it is impractical to use ball bearings in rollers; they should be replaced with roller bearings. The authors propose an approximate method for calculating the durability of bearings, which, unlike the existing standard methods, additionally takes into account the elastic deformation of the bogie material during thermal expansion and the size of the gaps in the assemblies of the carriages. In their calculations the authors use the experimental results on the size of the gaps in the assemblies of the carriages, the curvature of the body of the heated carriages on the conveyor line and their movement on three rollers instead of four; they take into account the change in the coefficient of linear expansion of the carriages material depending on the increase in the heating temperature of the body. The calculation results can serve as the lower limit for estimating the service life of ball bearings with antifriction filler.

Keywords: trolley, roller, bearing, seals, clearance, thermal expansion, deflection.

Постановка проблеми. Роликові вузли спікальних і випалювальних візків не є продукцією, що стандартизована, внаслідок чого вони відрізняються різноманіттям матеріалів, деталей, їх розмірами і взаємним розташуванням [1-3]. Існує актуальна проблема вибору оптимальної конструкції роликів у візках конвеєрних ліній для виробництва котунів та агломерату.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Роликовий вузол (рис. 1) містить, як правило, наступні деталі: ходовий і досить часто вантажний ролик; вісь, на якій встановлені ролик; підшипники для з'єднання ролика з віссю; торцева кришка ходового ролика; клапан для механізованої подачі мастила в підшипники через канали в осі роликового вузла; ущільнення між роликами і віссю.

Форми і розміри роликів залежать від розмірів візків, які обумовлюють їх масу, а також масу шихти і колосників. Для спікальних візків з площею спікання 2-3 м² зовнішній діаметр d_x і довжина l_x ходових роликів знаходяться в межах $d_x = 240-300$, $l_x = 120-150$ мм. Випалювальні візки, які мають площу спікання 3-9 м², обладнані більш масивними роликами, для яких $d_x = 250-320$, $l_x = 150-175$ мм.

Вантажні ролик не є обов'язковою складовою роликового вузла. Деякі типи агломерацийних машин використовують спікальні візки без вантажних роликів (рис. 1, а-г). У тих візках, де вантажні ролик присутні (рис. 1, д-е), їх габарити приблизно аналогічні габаритам ходових роликів.

Діаметр і довжину осей візків розраховують, по-перше, на сприйняття зусиль, що визначаються масою корпусу і шихти з колосниками, по-друге, на сприйняття згинальних моментів, що діють на ділянках між ригелем, в тіло якого запресований один кінець осі, і підшипниками роликів, насадженими на вісь по пресовій посадці. Матеріал осі (сталь 20, Ст. 3) повинен витримувати ці навантаження при температурі нагріву осі до 180-240°C.

Часто з боку торцевих ділянок в осях виконують осьові канали з радіальним розгалуженням для подачі мастила в підшипники. Як правило, мастило подається в підшипники з боку торців ходових роликів, в зв'язку з чим в більшій частині візків на торцях ходових роликів встановлені клапани. Механізована подача мастила здійснюється шприцом мастильного пристосування, який вдавлює всередину клапана кульку і подає під тиском мастило в отвір, що утворюється між кулькою і центральним отвором кришки ролика.

Існують конструкції роликів вузлів без клапанів (рис. 1, в-е), які використовуються, наприклад, в візках ТС-2,5 на металургійному комбінаті «Dunafert», Угорщина. Кришки роликів в цих конструкціях не мають отворів і кріпляться по периферії болтами до роликів. Монтаж-демонтаж болтів для зняття кришки з метою змащування підшипників вимагає великих витрат часу, тому на деяких підприємствах (наприклад, ПРАТ «ММК ім. Ілліча») застосовують кришки з ромашкоподібним контуром, яким кришка вставляється в паз з таким же контуром в ролик і повертається в ньому для фіксації на кут 60°. У спікальних візках Алчевського меткомбінату використовуються круглі кришки, які підтискаються до посадочних торцевих поверхонь роликів елементами, виконаними з пружинного дроту з контуром, подібним контуру шайб Гровера.

Відсутність стандартів на конструкцію роликового вузла свідчить про відсутність загальноприйнятих канонів конструювання і недосконалість методів розрахунку окремих деталей, що входять в цей вузол.

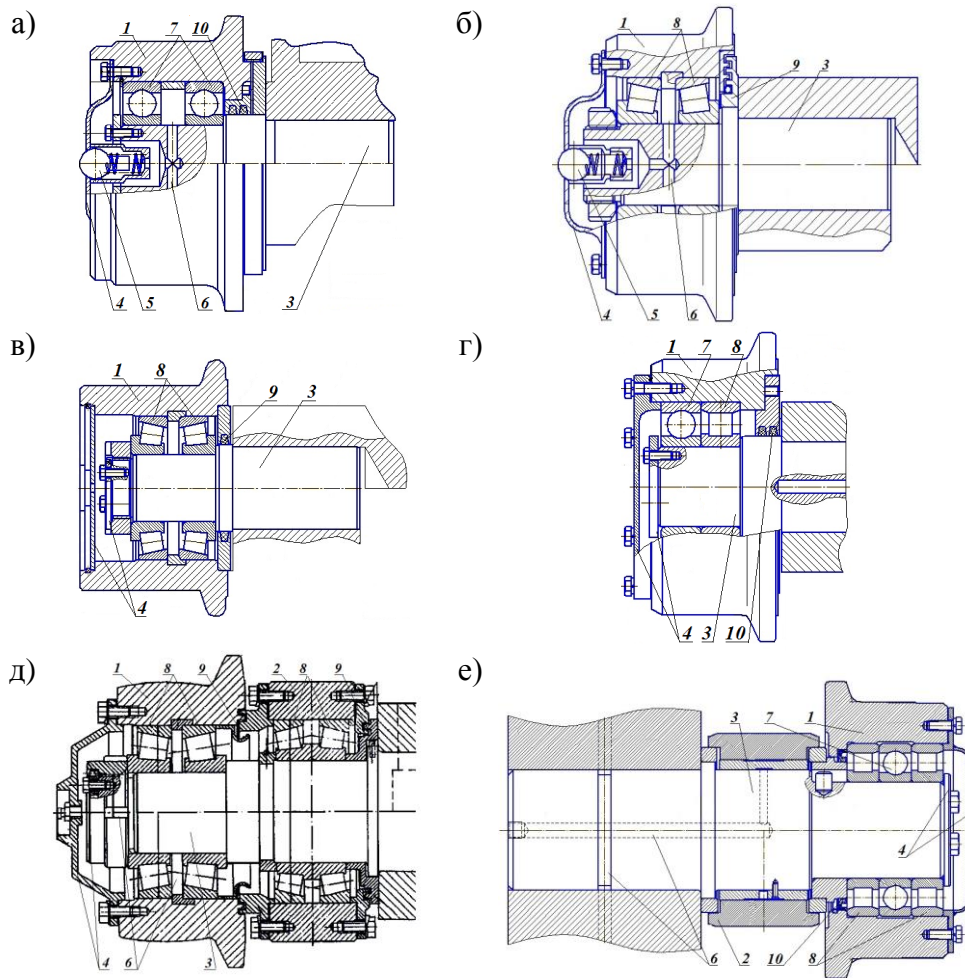


Рис. 1 – Роликові вузли спікальних та випалювальних візків: 1 – ходовий ролик; 2 – вантажний ролик; 3 – вісь; 4 – кришка; 5 – клапан механізованого змащування підшипників; 6 – канали для змащування підшипників; 7 – кулькопідшипник; 8 – роликпідшипник; 9 – шторне ущільнення; 10 – графенітове ущільнення

Мета статті – вдосконалення конструкцій роликових вузлів візків конвеєрних агло- і випалювальних машин, що забезпечують ефективність і довговічність роботи підшипників і ущільнень; уточнення методики розрахунку довговічності підшипників, які функціонують в умовах термічного розширення корпусів візків.

Виклад основного матеріалу. Відомо, що найменш довговічними деталями роликового вузла є ущільнення і підшипники. У більшій частині конструкцій візків використовують лабіринтове ущільнення (рис. 1, б) [4], що представляє собою кілька кільцевих концентричних пазів на торцевій поверхні роликів, зверненій до корпусу, всередині яких розміщені кільцеві концентричні виступи або нерухомого елемента візка, як правило, ригеля, або суміжного з ходовим вантажного ролика. Таке ущільнення досить ефективно захищає підшипник і поверхні роликів і осей, що контактують між собою, від пилу і абразивних частинок.

Однак лабіринтове ущільнення занадто трудомістке у виготовленні. Крім того, навіть невелика неспіввісність його елементів призводить до часткового або повного заклинювання роликів. Те ж відбувається при забиванні абразивним пилом проміжків між виступами і пазами.

У деяких візках ці недоліки частково усуваються при заміні лабіринтових ущільнень на елементи, що пружно деформуються (типу трубчастої гуми або полімеру) (рис. 1, д). Але такі ущільнення недовговічні.

В якості альтернативи існуючим трудомістким у виготовленні або недовговічним ущільненням нами були випробувані нові види сальникових набивок [5, 6]. Матеріал набивок – волок-

на спученого графіту, армовані сталеву ниттю, або терморозширений графіт, наповнений вуглецевими нанотрубками середнім діаметром 10-20 нм. Набивку у вигляді шнура квадратного перетину зі стороною, яка дорівнює 6 або 8 мм, уклали в одну (рис. 1, в) або дві (рис. 1, а, г) кільцеві канавки, виконані на циліндричній поверхні осей візків. Сталеві ниті забезпечували зносостійкість шнурів, а графітові волокна – низький коефіцієнт тертя і термостійкість (до 650°C).

Нова набивка забезпечила при експлуатації якісне ущільнення роликів вузлів, яке не гірше за лабіринтове, і надійно функціонувала, як мінімум, протягом міжремонтного періоду роботи візків. При ремонті або профілактичному огляді роликів вузла набивки, як правило, замінювали на нові, хоча в більшості випадків вони були ще працездатними. Слід зазначити, що тривалість заміни набивки була в кілька разів меншою, ніж установка елементів, що пружно деформуються, або чистка лабіринтового ущільнення.

Важлива роль в безвідмовній роботі роликів вузла належить підшипникам. Умови їх роботи досить важкі. При низькій швидкості обертання роликів підшипники повинні протистояти підвищеній температурі нагріву, великим радіальним і осьовим навантаженням. Складною проблемою при експлуатації підшипників є нагар від спечених частинок, що потрапляють в ролик при незадовільному ущільненні.

Серед відомих причин зниження терміну служби підшипників [7] найбільш часто їх відмови в роботі фіксуються через термічне розкладання або нестачу мастила, а також при потраплянні спечених частинок в підшипник.

Для рухомого з'єднання роликів з осями в візках використовуються як ролико-, так і кулькопідшипники різних типів і розмірів. У вантажних роликах іноді використовують підшипники ковзання, до яких в ряді випадків подається мастило через систему каналів з виходом на торцеву поверхню осі, звернену до корпусу візки (рис. 1, е). В останній час в якості матеріалів підшипників ковзання добре зарекомендували себе капролон і поліамід [1].

У внутрішніх отворах кожного ходового ролика встановлюються, як правило, по два підшипника кочення. У великогабаритних випалювальних візках шириною до 6 м (Михайлівський, Лебединський ГЗК, а також ГЗК «Карельський котун») в ролики запресовують два кулькопідшипника і між ними один кулькопідшипник (рис. 1, е). Вузол передбачає установку зовнішнього кільця радіального кулькопідшипника в розточці корпусу ходового ролика з зазором по діаметру [8], що підвищує в цілому довговічність роликів вузла.

Експлуатувати кулькопідшипники (рис. 1, а, спікальні візки ТС-2,5, «US Steel», м. Кошице) простіше, однак вони не призначені для прийняття осьових навантажень, які виникають від теплового розширення візків при роботі, прогину їх корпусів і перекосу візків при їх русі по стрічці агло- або випалювальної машини. Роликопідшипники в змозі приймати осьові навантаження, але вони дорожчі і вимагають регулювання в процесі експлуатації. Багатьма підприємствами найкращими на сьогоднішній день підшипниками для агломераційних і випалювальних візків визнані циліндричні і конічні роликопідшипники з кільцями, що самовстановлюються, які серійно випускаються фірмою NSK (рис. 2) і є її інтелектуальною власністю [9]. У конструкціях підшипників знайшли своє втілення ряд інноваційних рішень фірми. Зокрема, застосоване спеціальне контактне ущільнення, що дозволило відмовитися від змащування підшипників через систему отворів в осі і клапану в торці ролика. В підшипниках відсутній сепаратор, тобто підшипник повністю заповнений роликами, що забезпечує високу вантажопідйомність. Більш ефективній роботі підшипника сприяє спеціальний вигин на доріжках кочення і більш товсте зовнішнє кільце. Оптимальна опуклість поверхні доріжки кочення роликів допомагає забезпечувати збереження у роликів достатньої міцності навіть при незбалансованому навантаженні.

Цілісна конструкція з кріпильним кільцем забезпечує більш простий монтаж-демонтаж підшипника. Використовується мастило, стійке до температури і тиску.

Фірма декларує триразове збільшення стійкості таких підшипників в порівнянні з конструкціями інших конкурентів.

Однак вартість таких підшипників в 2-3 рази вище, ніж у аналогічних за типорозмірами вітчизняних підшипників, тому закупівля їх по 8 штук на кожен візок найчастіше визнається невигідною для українських підприємств. Перевага віддається вдосконаленню конструкцій роликів вузлів в напрямках вибору і подачі мастила в підшипники, а також підвищення ефективності роботи ущільнень.

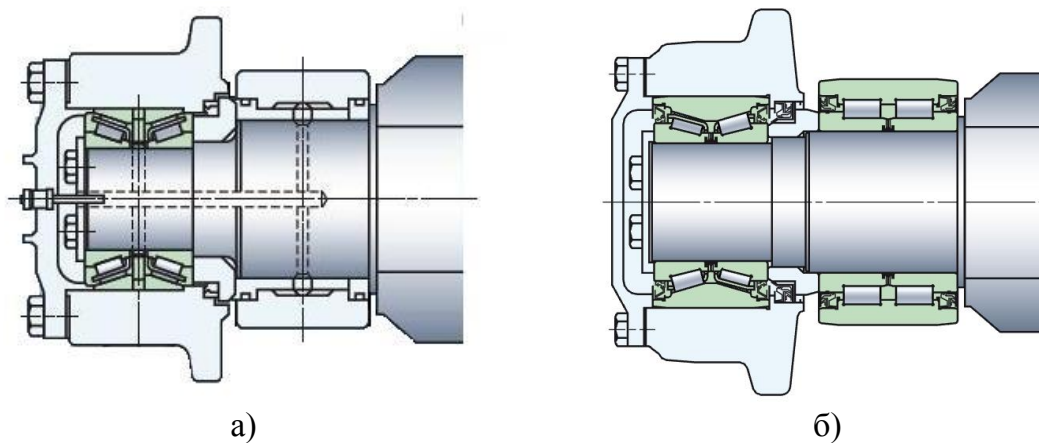


Рис. 2 – Роликові вузли для візків з підшипниками фірми «NSK»: а) – традиційна конструкція; б) – нова конструкція

На наш погляд, примусова подача рідкого мастила в підшипники через отвори в осях вичерпала себе в інтелектуальному і інноваційному плані. Більш перспективними рішеннями є підшипники з квазитвердими антифрикційними наповнювачами.

Фахівці ПРАТ «ММК ім. Ілліча» спільно з фірмою «Metalon Products» (Канада) для зменшення зносу і тертя в підшипниках спікальних візків створили нове консистентне мастило ЛСЦ-16 М-Іс [10]. На відміну від аналогів це мастило хімічно з'єднується з молекулами металевих компонентів, утворюючи мікроскопічний, мономолекулярний, зносостійкий захисний шар. Періодичний розтин роликів візків в процесі їх експлуатації показав, що мастило зберігає свої механічні властивості. Також відсутні сліди коксування мастила, не спостерігається відділення бази від згущувача. Підшипники знаходяться в робочому стані, не мають відколів і задирок на робочій поверхні. Застосування мастила дозволяє виключити додаткові прокачування мастильного матеріалу в ролики при працюючих машинах за допомогою пересувних станцій і ручних насосів.

У промислових умовах в роликових вузлах спікальних візків були випробувані підшипники з деревостружковим наповнювачем (Росія), наповнювачами на основі полімерних композиційних матеріалів (ПКМ) і графіту (Білорусь).

Деревостружкові наповнювачі для підшипників спікальних візків виявилися малопродатними. Якщо при нормальній роботі агломашин такі підшипники функціонували без відмов, то будь-яке порушення технології, що викликає зупинку машини, тобто вистоювання частини візків під горном, призводило до перегріву і спіканню наповнювача в підшипниках з подальшим їх заклинюванням. Розігрів роликів при вистоюванні під горном досягав 170-200°C, що обумовлювало нагрів підшипників до температури понад 90°C – критичної робочої температури деревного наповнювача.

Антифрикційні наповнювачі білоруського виробництва при хороших показниках роботи в нормальному режимі також не витримували вистоювання візків під горном. В цьому випадку наповнювач при нагріванні розріджувався і витікав з сепараторів підшипників, які без змащення швидко виходили з ладу.

За нашими даними, найкращі результати показали кулькопідшипники з твердим, змачувальним, антифрикційним наповнювачем, який розробили в Дніпровському державному аграрному університеті.

При виборі матеріалу захисту підшипників враховували його антифрикційні та фізико-механічні властивості, термостійкість, стійкість до агресивних середовищ, технологічність переробки. Саме тому в якості матриці для створення ПКМ був обраний політетрафторетилен. Але поряд з комплексом неперевершених властивостей (висока термо- і хімічна стійкість, низький коефіцієнт тертя і т. д.), чистий політетрафторетилен має низьку зносостійкість і міцність, тому в якості наповнювача використовували гібридний наповнювач – вуглецеве волокно і графіт [11].

Для промислових випробувань використовували однорядні кулькопідшипники 315. Тех-

нологія підшипника з твердозмашуючим ПКМ включала гідростатичне пресування наповнювача, попередньо розміщеного на змійковий сепаратор, при температурах на 50-100 градусів нижче температури відпуску матеріалу кільця підшипника. Відразу ж після пресування кільця підшипника прокручували одне відносно другого для того, щоб кульки підшипника сформували в наповнювачі доріжку кочення.

Застосування антифрикційного наповнювача в підшипнику забезпечує оптимальні умови тертя, знижує абразивний знос і температуру нагрівання підшипника. Ці переваги можуть бути забезпечені, якщо наповнювач, розташовуючись на змійковому сепараторі, не змінює радіальні і осьові зазори між тілами кочення і кільцями, а також тангенціальні зазори між тілами кочення і сепаратором. В іншому випадку виникає перерозподіл навантаження між складовими частинами підшипника, що знижує термін служби підшипника.

Виготовлені підшипники випробували на різних типах спікальних візків, що експлуатували на різних аглофабриках України і Росії. Результати випробувань представлені в таблиці і свідчать про те, що підшипники з АФН служать в 2-2,5 рази довше, ніж стандартні. Лімітуючим фактором, що обумовлює вихід підшипників з АФН з ладу, була недостатня міцність ПКМ-наповнювача. У перспективі намічені роботи по поліпшенню експлуатаційних властивостей підшипників за рахунок використання в якості наповнювача нанокompозитів, в тому числі фуллеренової черні [12].

Таблиця

Порівняльні показники роботи підшипників

Підшипник	Тип	Термін використання, міс. при роботі в спікальних візках		
		ТС-2,5	ТС-2,7	ТСГ-2,7
315	стандартний	3-4	3-5	3-5
	с АФН	7-10	8-10	7-9

Розрахунок довговічності підшипників спікальних візків. Маючи результати промислових випробувань підшипників, що працюють в роликівих вузлах спікальних візків, доцільно визначити можливість прогнозування цих результатів аналітичними методами. Спочатку визначимо довговічність підшипників стандартним методом [4, 7].

Розрахунок проводимо за формулою:

$$L_o = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot \left(\frac{C_d}{P}\right)^p, \quad (1)$$

де L_o – номінальна довговічність, млн. об.; a_1 – поправочний коефіцієнт надійності; a_2 – поправочний коефіцієнт матеріалу; a_3 – поправочний коефіцієнт умов роботи; C_d – динамічна вантажопідйомність підшипника, кН; P – еквівалентне навантаження на підшипник; p – показник ступеня [4].

Навантажений спікальних візок ТС-2,5 загальною масою 7 тон (2,95 т – маса візка, 0,8 т – маса колосників, 3,25 т – маса агломераційної шихти на візку при висоті шару 400 мм; навантаження на корпус і, отже, підшипники від розрідження під колосниками не враховуємо) оснащена вісьмома кулькопідшипниками 315, для яких [4]: $C_d = 112$ кН, статична вантажопідйомність $C_o = 72,5$ кН, $p = 3$.

В ідеальному варіанті має місце радіальне навантаження, яке рівномірно розподіляється на 8 підшипників, кожен з яких сприймає зусилля, що дорівнює $70000 \text{ Н} / 8 \sim 9$ кН. Осьове навантаження відсутнє, отже, $P = 9$ кН і

$$L_o = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \left(\frac{112}{9}\right)^3 = 1925 \text{ млн. об.}$$

Термін служби підшипників розраховуємо за формулою:

$$T_0 = \frac{L_0}{PB \cdot \Phi \cdot n \cdot 60}, \text{ років,}$$

де PB – тривалість включення агломашины, $PB = 0,95$; Φ – ефективний річний фонд часу роботи агломашины, $\Phi = 7800$ год.; n – кутова швидкість обертання підшипника, $n = 6$ мин.⁻¹.

Тоді в ідеалі термін служби підшипників складе:

$$T_0 = \frac{1925000000}{0,95 \cdot 7800 \cdot 6 \cdot 60} = 721 \text{ рік.}$$

В реальних умовах підшипники спікальних візків працюють в дуже важких умовах, що знижують термін їх служби:

- сильна запиленість, що викликає передчасний абразивний знос підшипника;
- вплив високої температури від спікання шихти на колосниках, яка розігріває підшипник до 40-80°C;

- вимушені вистоювання візків під горном (під факелом полум'я, яке діє на поверхневий шар аглошихти); такі вистоювання, пов'язані з порушеннями техпроцесу спікання і зупинкою лінії, займають від 5 до 15% часу роботи агломашини; півгодинне вистоювання візка під горном може розігріти підшипник аж до 200°C, що призведе до практично повного витікання мастила з нього і подальшої його роботи в умовах сухого тертя;

- значні осьові навантаження на підшипник, які викликаються температурним розширенням корпусу візка; ці навантаження передаються від корпусу через ригель і вісь, запресовану в тіло ригеля, на торцеву поверхню зовнішнього кільця кулькопідшипника і значно перевищують радіальні навантаження; крім осьових навантажень, на вісь і підшипники передаються згинальні моменти від цих навантажень, оскільки осі часто розташовані нижче нижніх торців корпусу візка.

Від термічних навантажень корпус візка зазнає деформації (прогин донизу до 20 мм і невелике викривлення у вигляді скручування). Через скручування більшість візків переміщуються по конвеєрній лінії на трьох роликах. Тоді радіальне навантаження на кожен з шести підшипників збільшується до

$$P_0 = 70000 \text{ Н} / 6 \sim 12 \text{ кН.}$$

Температурне розширення корпусу візка пов'язано з тим, що його верхня частина, що контактує з гарячими колосниками, розігрівається до 800, а нижня – до 200°C.

Розрахунок збільшення довжини Z корпусу візка проводимо за формулою:

$$Z = Z_0 \cdot (1 + \beta \cdot t),$$

де Z_0 – вихідна ширина корпусу, що дорівнює 2000 мм; t – середній приріст температури при розігріві корпусу візка, який приймаємо рівним 500°C; β – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу корпусу,

Параметр β розраховуємо за формулою [13]:

$$\beta = 10^{-6} [a_0 + a_1 \left(\frac{t}{1000}\right) + a_2 \left(\frac{t}{1000}\right)^2],$$

де a_0, a_1, a_2 – коефіцієнти; для сталі 09Г2С: $a_0 = 10,68$, $a_1 = 12$, $a_2 = 0$.

Таким чином, $\beta = 16,68 \cdot 10^{-6} \text{ град.}^{-1}$, $Z = 2016,7 \text{ мм}$.

У припущенні, що деформація корпусу відбувається в пружній області, розрахуємо за законом Гука напруження σ , яке вона викликає в тілі корпусу і яке передається на торцеву поверхню зовнішніх кілець підшипників, далі – на поверхню реборд чотирьох роликів, що упираються в головки рейок:

$$\sigma = E \varepsilon,$$

де E – модуль Юнга для матеріалу корпусу (сталь 09Г2С), при нормальних умовах $E = 210 \text{ ГПа}$; ε – ступінь деформації корпусу.

Розраховуємо параметр ε за формулою:

$$\varepsilon = \frac{Z - Z_0}{Z_0} = 8,35 \cdot 10^{-3}.$$

З огляду на те, що корпус в середньому розігрітий до 500°C, модуль Юнга для такої температури, за даними [14], становить $0,35E = 73,5 \text{ ГПа}$. Тоді $\sigma = 614 \text{ МПа}$. Це напруження передається через двотавровий поперечний переріз поздовжніх балок корпусу на ригель, далі на вісь, підшипники і реборди ролика. Трьохпрорізна конструкція корпусу має 4 поздовжні балки загальною площею поперечного перерізу, що дорівнює $4 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$. Загальне зусилля ($614 \text{ МПа} \cdot 4 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2 = 24560 \text{ кН}$) з кожного боку сприймається 4-ма підшипниками, на кожен з яких припадає осьове зусилля $P_{oc} = 24560 / 4 = 614 \text{ кН}$.

Еквівалентне динамічне навантаження при наявності осьової сили розраховуємо за формулою:

$$P = XVP_{rad} + YP_{oc}, \quad (2)$$

де P_{rad} – радіальне зусилля на підшипник, кН; X, Y – коефіцієнти.

За даними [4] для розглянутого випадку $V = 1,2, Y = 1$. Для максимального співвідношення $P_{oc}/C_0 = 0,56$ коефіцієнт $X = 0,44$. У розглянутому нами випадку $P_{oc}/C_0 = 8,53$, тобто коефіцієнт X визначається екстраполяцією і перевищує 1, в цьому випадку приймаємо $X = 1$. Тоді:

$$P = 1 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 12 + 1 \cdot 614 = 628 \text{ кН}$$

і довговічність L знизиться до

$$L = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \left(\frac{112}{628}\right)^3 = 5671 \text{ об.},$$

тобто термін служби підшипника складе

$$T_o = 5671 / 0,95 \cdot 7800 \cdot 6 \cdot 60 = 0,025 \text{ міс.}$$

Таким чином, розрахунки показують, що внаслідок теплового розширення корпусу виникають значні осьові зусилля, діючі на кулькопідшипник. Співвідношення між радіальними і осьовими зусиллями перевищують критичні значення [4], внаслідок чого застосування кулькопідшипників в спікальних візках недоцільно через малий термін служби.

Разом з тим в реальних умовах ці підшипники працюють довше (див. таблицю). Причиною невідповідності розрахункових і експлуатаційних даних являються зазори в вузлах візка та між візком і колією конвеєра агломашины.

При термічному розширенні корпусу візка спочатку вибираються саме ці зазори, а потім виникають пружні деформації і пов'язані з ними напруження в вузлах візка. Абсолютна величина пружних деформацій зменшується на сумарну величину зазорів. Отже, зменшуються напруження і викликані ними осьові зусилля на підшипники.

Наприклад, граничне відхилення на ширину корпусу візка, яка дорівнює 2000 мм, по квалітету $\frac{IT16}{2}$ становить 3 мм на сторону. Односторонній зазор між ребордою ролика і головою рейки конвеєрної стрічки, обумовлений в більшій мірі зносом головки і частково зносом поверхні реборди, досягає 5 мм. Цей зазор також збільшується на 1-5 мм за рахунок прогину на глибину до 20 мм корпусу візка під дією власної ваги і ваги аглошихти. В середньому сумарний двосторонній зазор може досягати

$$u = 2(1,5 + 2,5 + 3) = 14 \text{ мм.}$$

Тоді пружна деформація зменшиться до величини, рівної

$$\varepsilon = \frac{Z - (Z_0 + u)}{Z_0 + u} = \frac{2016,7 - (2000 + 14)}{2000 + 14} = 1,34 \cdot 10^{-3},$$

що зменшить напруження до

$$\sigma = 73,5 \cdot 10^3 \cdot 1,34 \cdot 10^{-3} = 98,49 \text{ МПа.}$$

Подальші розрахунки показують, що в цьому випадку термін служби підшипника збільшується до 6,6 міс. Цей показник удвічі вищий реального терміну служби стандартних підшипників у візку, але досить точно визначає термін служби підшипників з антифрикційним наповнювачем (див. таблицю вище).

Порівнюючи реально досягнуті і розрахункові величини довговічності кулькопідшипників, можна стверджувати, що розрахункові величини є нижньою оцінкою терміну служби для підшипників з антифрикційним наповнювачем.

Останнім часом у візках ТС-2,5 меткомбінату «US Steel» замість кулькопідшипників 315 встановлюють роликпідшипники 7315. Для цих підшипників $C_d = 180$ кН, статична вантажопідйомність $C_0 = 148$ кН, $\alpha = 12^\circ$, показник ступеня в рівнянні (1) $p = 3,3$ [4].

Номінальна довговічність цих підшипників згідно з рівнянням (1) складе:

$$L_o = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \left(\frac{180}{9}\right)^{3,3} = 19652 \text{ млн. об.}$$

Враховування осьового навантаження на підшипники за формулою (2) передбачає значення коефіцієнтів: $V = 1,2; X = \operatorname{tg}\alpha = 0,213; Y = 1$. Тоді еквівалентне навантаження на підшип-

ник складе

$$P = 0,213 \cdot 1,2 \cdot 12 + 1 \cdot 614 = 617 \text{ кН}$$

і довговічність зменшиться до

$$L = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \left(\frac{180}{617}\right)^{3,3} = 17160 \text{ об.},$$

що в місяцях роботи складе

$$T_0 = 17160 / 0,95 \cdot 7800 \cdot 6 \cdot 60 \approx 0,08 \text{ міс.}$$

Аналогічний перерахунок терміну служби роликотішипників з урахуванням величин зазорів дає збільшення терміну служби з 0,08 міс. до 30 місяців. При середньому терміні служби роликотішипників 8-12 місяців отримані розрахункові дані свідчать про недоцільність використання вищенаведених розрахунків для прогнозування довговічності роликотішипників спікальних візків. В першу чергу, це відноситься до вузького діапазону і очевидній недосконалості вибору табличних коефіцієнтів в рівнянні (2).

Висновки

1. Застосування в роликотішипниках спікальних і випалювальних візків підшипників з антифрикційним наповнювачем на основі політетрафторетилену і волокон спученого графіту дозволяє надійно захистити підшипник від абразивного пилю, зменшити тертя при коченні і збільшити його довговічність в 2-2,5 рази.
2. Внаслідок температурного розширення корпусів при експлуатації візків на підшипники роликотішипників діють осьові навантаження, що значно перевищують радіальні. Ці навантаження, як правило, перевищують гранично припустимі осьові зусилля для радіальних кулькотішипників, тому їх застосування в роликотішипниках вузлах візків необґрунтовано.
3. Запропоновано наближений метод розрахунку довговічності підшипників, який враховує пружну деформацію матеріалу спікальних візків при тепловому розширенні і величини зазорів у вузлах візків. Результати розрахунків можуть служити нижньою межею оцінки довговічності кулькотішипників з антифрикційним наповнювачем. Для роликотішипників розрахункові показники довговічності в 2,5-4 рази перевищують результати, що реально фіксуються.

Перелік використаних джерел:

1. Ловчиновский Э.В. Механическое оборудование фабрик для окусковывания железорудного сырья / Э.В. Ловчиновский. – М. : Металлургия, 1977. – 256 с.
2. Кокорин Л.К. Производство окисленных окатышей / Л.К. Кокорин, С.Н. Лелеко. – Екатеринбург : УЦПРИР «Марат», 2004. – 280 с.
3. Машиностроение : энциклопедия в 40 т. Том IV-5. Машины и агрегаты металлургического производства / Под ред. В.М. Синицкого, Н.В. Пасечника. – М. : Машиностроение, 2000. – 912 с.
4. Перель А.Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор : справочник / А.Я. Перель, А.А.Филатов. – М. : Машиностроение, 1992. – 608 с.
5. ООО «ТМСпецмаш». Лучшие уплотнения для промышленности от отечественного производителя [Электронный ресурс] : [Веб-сайт]. – Электронні дані. – Режим доступу : nabivka.com. – Назва з екрана.
6. IZOLA. Промышленные изоляционные материалы [Электронный ресурс] : [Веб-сайт]. – Электронні дані. – Режим доступу : izola.com.ua. – Назва з екрана.
7. Кравченко В.М. Технічне діагностування механічного обладнання : підручник / В.М. Кравченко, В.А. Сидоров, В.Я. Седуш. – Донецьк : ТОВ «Юго-Восток, ЛТД», 2007. – 447 с.
8. Пат. 2299130 РФ, МПК F 27 B 21/08. Подшипниковый узел конвейерной тележки / Д.Н. Доронин [и др.]; ООО «Уралмаш-Металлургическое оборудование». – № 2006100631/11; заявл. 10.01.2006, опубл. 20.05.2007, Бюл. № 19. – 6 с.
9. Подшипники для металлургической промышленности НСК [Электронный ресурс] : [Веб-сайт]. – Электронні дані. – Режим доступу : www.retmaster.ru. – Назва з екрана.
10. Смазочные материалы и присадки [Электронный ресурс] : [Веб-сайт]. – Электронні дані. – Режим доступу : www.metalon.com.ua. – Назва з екрана.
11. Буря А.И. Твердосмазывающая защита подшипника качения / А.И. Буря, В.Ю. Дудин,

- А.Ю. Ваньков // Оборудование и инструмент. – 2006. – № 2. – С. 17-21. – (Серия : Металлообработка).
12. Буря А.И. Исследование свойств нанокompозитов на основе ароматического полиамида и фуллереновой черни / А.И. Буря, О.Ю. Кузнецова // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – 2010. – Вип. 51. – С. 96-99.
 13. ГОСТ 8.586.1-2005. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. – Введ. 2007-01-01. – М. : Стандартиформ, 2007. – 43 с.
 14. Драпкин Б.М. Свойства сплавов в экстремальном состоянии / Б.М. Драпкин, В.К. Кононенко, В.Ф. Безъязычный. – М. : Машиностроение, 2004. – 256 с.

References:

1. Lovchinovskiy E.V. *Mekhanicheskoe oborudovanie fabrik dlia okuskovyvaniia zhelezorudnogo syr'ia* [Mechanical equipment of factories for agglomeration of iron ore]. Moscow, Metallurgija Publ., 1977. 256 p. (Rus.)
2. Kokorin L.K., Leleko S.N. *Proizvodstvo oksilennykh okatyshei* [Production of oxidized pellets]. Yekaterinburg, UCPRiR «Marat» Publ., 2004. 280 p. (Rus.)
3. Pod red. Sinitzskogo V.M., Pasechnika N.V. *Mashinostroenie: encyclopediya v 40 tomakh. Tom IV-5. Mashiny I agregaty metallurgicheskogo proizvodstva* [Mechanical engineering: an encyclopedia in 40 volumes. Volume IV-5. Machines and units for metallurgical production. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2000. 912 p. (Rus.)
4. Perel A.Ya., Filatov A.A. *Podshipniki kachenya. Paschet, proektirovanie i obsluzhivanie opor: spravochnik* [Rolling bearings. Calculation, design and maintenance of supports: Handbook]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1992. 608 p. (Rus.)
5. *ООО «ТМSpetsmash». Luchshie uplotneniya dlya promyshlennosti ot otechestvennogo proizvoditelya* (The best seals for the industry from a domestic manufacturer) Available at: www.nabivka.com (accessed 04 September 2020) (Rus.)
6. *IZOLA. Promyshlennyye izolyatsionnyye materialy* (IZOLA. Industrial insulation materials) Available at: www.izola.com.ua (accessed 04 September 2020) (Rus.)
7. Kravchenko V.M., Sidorov V.A., Sedush V.Ya. *Tekhnichne diagnostuvannya mekhanichnogo obladnannya: pidruchnyk* [Technical diagnostics of mechanical equipment: textbook]. Donetsk, TOV «Yugo-Vostok LTD» Publ., 2007. 447 p. (Ukr.)
8. Doronin D.N., Zhilkin V.P., Leleko S.N., Skachkova S.S. *Podshipnikovyi uzel konveyernoї teleshki* [Conveyor trolley bearing assembly]. Patent RU, no. 2299130, 2007. (Rus.)
9. *Podshipniki dlya metallurgicheskoi promyshlennosti NSK* (Bearings for the metallurgical industry NSK) Available at: www.retmaster.ru (accessed 20 February 2019). (Rus.)
10. *Smazochnye materialy i prisadky* (Lubricants and additives) Available at: www.metalon.com.ua (accessed 20 February 2019). (Rus.)
11. Burya A.I., Dudin V.Yu., Pankov A.Yu. *Tverdostmazovyvayuschaya zaschita podshipnika kachenya* [Solid lubricating rolling bearing protection]. *Oborudovanie i instrument. Serya: Metalloobrabotka – Equipment and tools. Series: Metalworking*, 2006, no. 2, pp.17-21. (Rus.)
12. Burya A.I., Kuznetsova O.Yu. *Issledovanie svoystv nanokompозитов na osnove aromaticheskogo poliamida i fullerenovoi cherni* [Investigation of the properties of nanocomposites based on aromatic polyamide and fullerene black]. *Visnik Kharkivs'kogo natsional'nogo avtomobil'no-dorozhn'ogo universitetu – Bulletin of Kharkov National Automobile and Highway University*, 2010, vol. 51, pp. 96-99. (Rus.)
13. *GOST 8.586.1-2005. Izmerenie raskhoda i kolichestva zhidkostey i gazov s pomoschiu suzhayuschikh ustroystv* (State Standart 8.586.1-2005. Measurement of flow and quantity of liquids and gases using standard orifice devices). Moscow, Standartinform Publ., 2007. 43 p. (Rus.)
14. *Drapkin B.M., Kononenko V.K., Bezyazychnyi V.F. Svoistva splavov v ekstremalnom sostoyanii* [Alloy properties in extreme conditions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2004. 256 p. (Rus.)

Рецензент: С.Л. Макуров
д-р техн. наук, проф., ДВНЗ «ПДТУ»

Стаття надійшла 03.04.2020