

МОДЕЛЮВАННЯ РЕСУРСУ ПІДШИПНИКІВ МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

Подольський М., канд. тех. наук, доцент,

e-mail: Podolsky.Mihail@gmail.com

<https://orcid.org/0000-0002-1149-4275>

Лілевман І.,

e-mail: igorlilevman@ukr.net

<https://orcid.org/0000-0002-3123-5684>

Лілевман О.,

e-mail: lilevman60@mail.com

<https://orcid.org/0000-0003-1316-1674>

Південно-Українська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

Анотація

Значна частина сільгосптехніки має сезонний характер використання, коли раптові відмови вкрай небажані. Виходячи з цього, моделювання реальних умов роботи підшипників у проектних розрахунках є актуальним, а новизна рішення задачі полягає у використанні для цього сучасних цільових комп'ютерних програм автоматизованого проектування.

Мета досліджень. Теоретичне визначення терміну служби підшипників сільгосптехніки із застосуванням цільового комп'ютерного програмного забезпечення з урахуванням реальних умов їх експлуатації. Складання рекомендацій конструкційного характеру щодо усунення чинників, які прискорюють знос підшипників та підвищують їхню надійність.

Методи. Математичне моделювання умов роботи підшипників молотильного барабана зернозбирального комбайна з використанням цільового програмного забезпечення.

Результати. У статті наведені основні причини передчасного виходу з ладу підшипникових вузлів сільськогосподарської техніки, розглянуті види методик, які використовуються для розрахунку та моделювання умов роботи підшипників кочення з урахуванням специфіки машин і механізмів, у яких вони застосовуються.

На прикладі молотильного апарата зернозбирального комбайна проведена оціночна характеристика адаптації наявних комп'ютерних програмних додатків з розрахунку підшипників до умов експлуатації сільгосптехніки. Обрано найбільш достовірний програмний додаток, який враховує максимальну кількість факторів впливу на термін служби підшипникових вузлів.

Встановлено причину розбіжності значень розрахункового та фактичного ресурсу роботи підшипникових вузлів молотильного барабана зернозбирального комбайна, яка обумовлена досі неврахованим фактором температурної деформації (подовженням вала барабана), що призводить до зникнення теплового зазору між кільцями та тілами кочення підшипників та зниження ефективності роботи вузлових ущільнювачів.

Висновки.

1. Встановлена залежність впливу зміни і різниці температури складових елементів вузла молотильного апарата на довговічність роботи підшипників. З'ясовано, що за різниці між температурами корпусів підшипників і валом молотильного барабана більш ніж 20 °С тепловий зазор між його кільцями і тілами кочення зникає через термічне подовження вала барабана, що призводить до розкриття стику ущільнювача, а отже - до зниження ресурсу підшипників.

2. Запропоновано конструкційне рішення з модернізації вузлів підшипникових опор, за якого досягається нівелювання негативного впливу термічного подовження вала за мінімізованого втручання у базову конструкцію і пов'язані із цим матеріальні витрати. Подібне рішення може бути застосовано у

більшості механізмів сільгосптехніки, де через низьку жорсткість чи з інших причин неможливе стале взаємне розміщення компонентів, які обертаються на підшипниках.

Ключові слова: сільськогосподарська техніка, зернозбиральні комбайни, підшипники кочення, знос, ресурс, аналітичне моделювання, програмне забезпечення.

Вступ. Надійність машини суттєво залежить від безвідмовності роботи її підшипникових вузлів. Незважаючи на те, що питання прогнозування та забезпечення заданого ресурсу експлуатації підшипників вивчене, все ж залишаються неврахованими деякі умови їхньої роботи в збиральних сільськогосподарських машинах.

Відомий ряд факторів, які знижують ресурс підшипників кочення. За частотою випадків підшипники виходять з ладу внаслідок:

- збільшення шорсткості сполучених робочих поверхонь, викликаних дрібними (35 %) і крупними забрудненнями (5 %);

- перекосів і прикладання надмірних зусиль під час монтажу через відсутність належних пристосувань та інструменту (18,5 %);

- осьового перевантаження (13,5 %);

- радіального перевантаження (6,5 %) [Слепова А. Ш., 2017].

Інші випадки зниження ресурсу підшипників пояснюються використанням непередбачених для них мастильних матеріалів, корозією та іншими факторами [Подольський М. І. та ін., 2020; Matthew L. and others, 2020].

Особливо пошкоджуються сферичні шарикопідшипники.

Сферичні дворядні кулькові підшипники в ряді випадків можуть мати менший ресурс, ніж однорядні. Це можна пояснити різною геометрією доріжок їхнього зовнішнього кільця. У дворядних підшипниках контакт тіла кочення із кільцем відбувається у точці, а в однорядних – по

дузі. Через це зусилля, яке припадає на точки контакту тіл кочення у сферичному кульковому підшипнику, створюють більший тиск і контактні напруги ніж на робочих поверхнях однорядних кулькових підшипників [Решняк С. Е., Максимов А. Д., 2014, Halme J., Anderson P., 2010]. Вищезазначена особливість була однією з причин заміни в зернозбиральних комбайнах «Нива» і в комбайнах «ДОН-1500» дворядних підшипників № 11312 з циліндричною зовнішньою поверхнею зовнішнього кільця (рис. 1, а), які застосовуються в опорах молотильних барабанів, на однорядні радіальні підшипники № 680314НК7С17 зі сферичною зовнішньою поверхнею зовнішнього кільця (рис. 1, б, в) [Каталог деталей и сборочных единиц комбайнов ДОН 1500Б, 1500А / 1200, 1200Б, 2005].

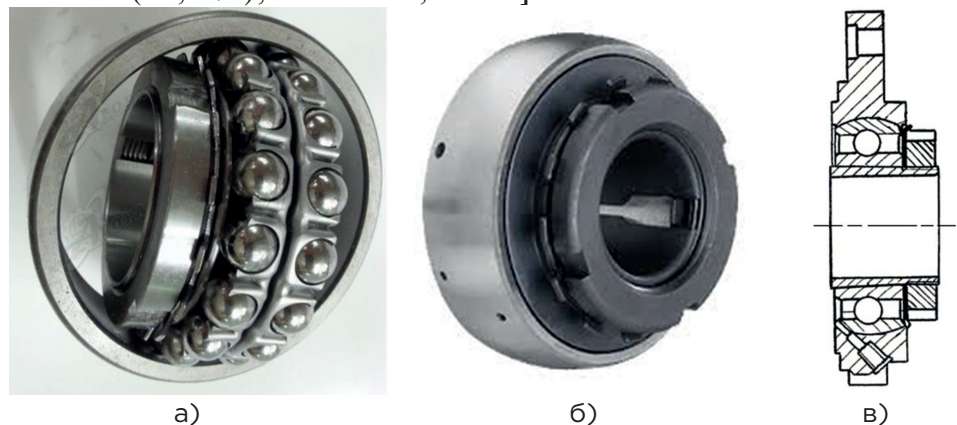


Рисунок 1 – Конструкційні відмінності типів підшипників, які застосовуються в опорах молотильних барабанів зернозбиральних комбайнів а – дворядний радіальний підшипник № 11312; б - однорядний радіальний підшипник № 680314НК7С17; в - креслення підшипникової опори молотильного барабана

Ще одним фактором, який звертає на себе увагу, є велика різниця значень розрахункового та дійсного терміну служби підшипників, де в деяких випадках показники можуть значно відрізнятись. Для прикладу, згідно з протоколами випробувань комбайна «ACROS-580», (у якого

параметри молотильного пристрою аналогічні параметрам молотильного пристрою комбайна «ДОН-1500»), відпрацьований підшипниками молотильного барабана час склав близько 1800 годин [Обзор результатов испытаний комбайнов зерноуборочных в Северо-Западной зоне в 2012-2016 гг], а якщо розрахувати довговічність такого підшипника із застосуванням «класичної» методики, то цей показник за заданого коефіцієнта надійності 0,9 складе до 1 млн. годин.

Класичні алгоритми і методики розрахунку та підбору підшипників засновані, переважно, на емпіричних залежностях з рядом поправочних коефіцієнтів. Оскільки ці коефіцієнти не завжди враховують усі фактори, які впливають на підшипники в реальних умовах експлуатації сільськогосподарської техніки, то це позначається на відмінності значень розрахункової та дійсної надійності підшипників.

Виходячи з цього, завдання моделювання реальних умов роботи підшипників у проектних розрахунках є актуальним, а новизна рішення задачі полягає у використанні для цього сучасних цільових комп'ютерних програм автоматизованого проектування.

Постановка завдань. Виробники підшипників і розробники інженерного програмного забезпечення пропонують гаму програм з підбору підшипників або дослідження характеристик вже обраних, зокрема додаток «Bearinx», модуль «Easy E-machines» від компанії Shaeffler, а також продукт компанії Mesys «MESYS Shaft and Rolling Bearing Calculation».

Відмінною особливістю спеціалізованих додатків є можливість урахувати багато факторів, які впливають на роботу вузла, - це жорсткість вала і корпусу, наявність і частота вібрацій, вид мастильного матеріалу, його забрудненість, робоча температура та інші фактори, які відображають повну реальну картину самого процесу роботи підшипника у вузлі.

Завдання дослідження полягають у:

а) теоретичному визначенні терміну служби підшипників сільгосптехніки (на

прикладі підшипників молотильного барабана зернозбирального комбайна) із застосуванням цільового комп'ютерного програмного забезпечення з урахуванням реальних умов їх експлуатації;

б) виконанні порівняльного аналізу результатів моделювання процесу зносу підшипників;

в) проведенні обчислювального експерименту з пошуку чинників, які прискорюють знос підшипників, і складанні рекомендацій конструкційного характеру щодо їх усунення.

Методи і матеріали. Для вирішення поставлених завдань скористаємося вищезазначеними додатками та порівняємо їх за результативністю. У додатку «Bearinx» від компанії Shaeffler, модуль «Easy E-machines» з проектування електродвигунів та електрогенераторів, вузол молотильного барабана буде представлений, як ротор електрогенератора (рис. 2).



Рисунок 2 – Загальна 3D модель вузла молотильного барабана

На вузол будуть діяти зусилля натягу і переданого крутного моменту від шківів приводного ремня електрогенератора, які імітують дію ремня привода молотильного барабана, а також опір електромагнітного поля, який збуджується в обмотках статора та імітує дію на молотильний барабан рослинної маси в радіальному напрямку (рис. 3).

Габаритні розміри молотильного барабана і величини відстаней, на яких розташовуються точки прикладання зусиль, відповідають реальним значенням. Маса барабана підбирається за його розмірами з корекцією щільності матеріалу.

В окремому вікні вказуються значення навантажень, які діють, та умови роботи: температури навколишнього

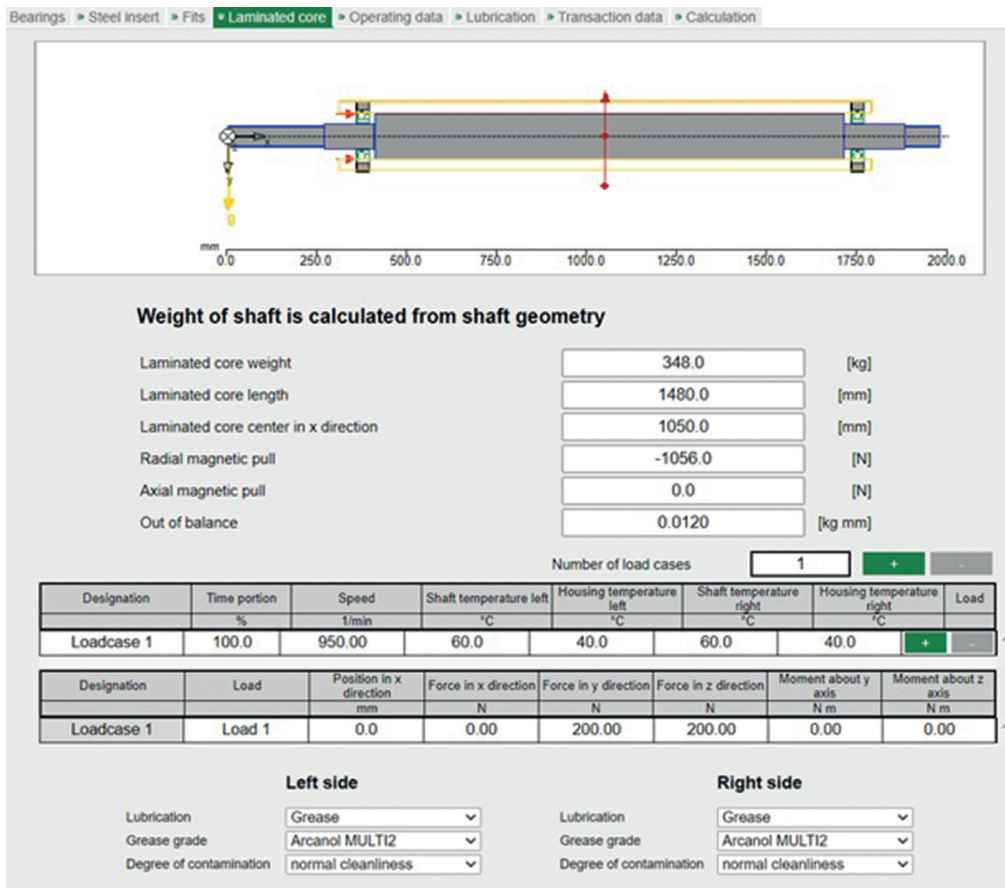


Рисунок 3 – Схема зусиль, які діють на молотильний барабан

середовища, вала барабана, корпуса підшипників, а також ступінь точності виготовлення підшипників та їхня посадка на валу. Ураховується швидкість обертання вала, величина дисбалансу, тип мастила (консистентне), ступінь його забруднення (помірна) і показник в'язкості за робочих температур згідно з ДСТУ ГОСТ 21150:2019 (ГОСТ 21150-2017, IDT), 2019.

Величина радіального опору обмолочуваної маси визначається, як максимально допустиме питоме зусилля її стискання, яке припадає на задіяну ширину більшого бича (30 мм), але не більше ніж товщина ребра підбарабання (10 мм). Згідно з роботами [Родимцев, Потапов, 2012; Долгов, 2003] допустиме значення зусилля стискання маси, яке не приводить до дроблення зерна, коливається від 2,2 до 3,0 кг / см². З урахуванням ширини молотильного барабана (1480 мм), кількості бичів (4 шт), які перебувають одночасно в роботі відповідно до кута охоплення барабана підбарабанням (130°), і коефіціє-

єнта використання ширини барабана зусилля складе:

$$N = 2,2 \times 1 \times 148 \times 0,8 \times 4 = 1042 \text{ кгс}$$

Віднімаючи величину ваги барабана (348 кгс), спрямованої проти-лежно силі дії обмолочуваної маси, отримуємо остаточне значення зусилля, яке діє на підшипники

$$F = 1042 - 348 = 694 \text{ кгс}$$

Задаємо значення навантаження від шківів привода варіатора, сила натягу якого дорівнює 40 кгс і діє під кутом 45° (розкладаємо по осях координат, як дві

проекції по 20 кгс).

Величиною осьового зусилля в цьому розрахунку нехтуємо, оскільки напрямок профільної насічки бичів виконано в проти-фазі, кількість бичів, які безперервно беруть участь у процесі обмолоту – парне, а точка завантаження обмолочуваної маси припадає на центральну частину молотарки.

Заносимо температури лівої і правої цапф вала (60°C) і корпусів підшипників (40°C). Різниця показань температур обумовлена тим, що вал, перебуваючи у відносно закритому просторі, має меншу поверхню тепловіддачі, а сегменти барабана з бичами схильні до нагрівання від сил деформації і сил тертя між шарами обмолочуваної маси. Вказуємо частоту обертання вала барабана (950 об / хв) і величину дисбалансу (0,012 кг·мм).

За введених даних додаток «Bearinx» від компанії Shaeffler, модуль «Easy E-machines» проводить розрахунок щодо ресурсу роботи підшипників.

Другий додаток – «Mesys Shaft

Calculation» підходить комплексно до вирішення питання аналізу складальних одиниць, враховуючи жорсткість елементів, розташованих на валу (наприклад, шківів варіатора і корпусу молотильного барабана зернозбирального комбайна). До цього додатка були задані ті ж самі вхідні дані, за винятком того, що просторова жорсткість конструкції барабана була імітована, як шків поліклінового ремня широкого перетину, а зусилля натягу було направлено вгору. Співвідношення габаритних показників і маси забезпечено підбором величини щільності матеріалу шківів (рис. 4).

Відмінною особливістю цієї програми є більш «відкрита» для користувача обчислювальна основа, яка допускає не

тільки підстановку стандартних параметрів, але і дає змогу вручну вводити цілий ряд поправочних коефіцієнтів на всіх етапах введення даних. Для цього в настанові з користування наводяться і описуються методики та аналітичні формули, на яких базується програма (рис. 5).

Аналогічно, можна вказати вручну значення твердості кілець, тіл кочення, їхню температуру, кути контакту тощо, зокрема фази навантаження, що актуально для побудови графічних залежностей, пов'язаних з частотами та циклічностями.

Результати. Згідно з протоколом результатів розрахунку програмою «BearInX» (на рис. 6 наведено скорочений вигляд протоколу) отримані дані щодо теоретичного ресурсу роботи підшипників молотильного барабана: лівого – 178038

годин і правого – 192776 годин. Різниця значень пояснюється більшою навантаженістю лівого підшипника приводом варіатора.

З розрахунку програмою «Mesys Shaft Calculation», за нульових показань величини зсуву, сил і крутного моменту в базовій точці валу барабана, отримані значення

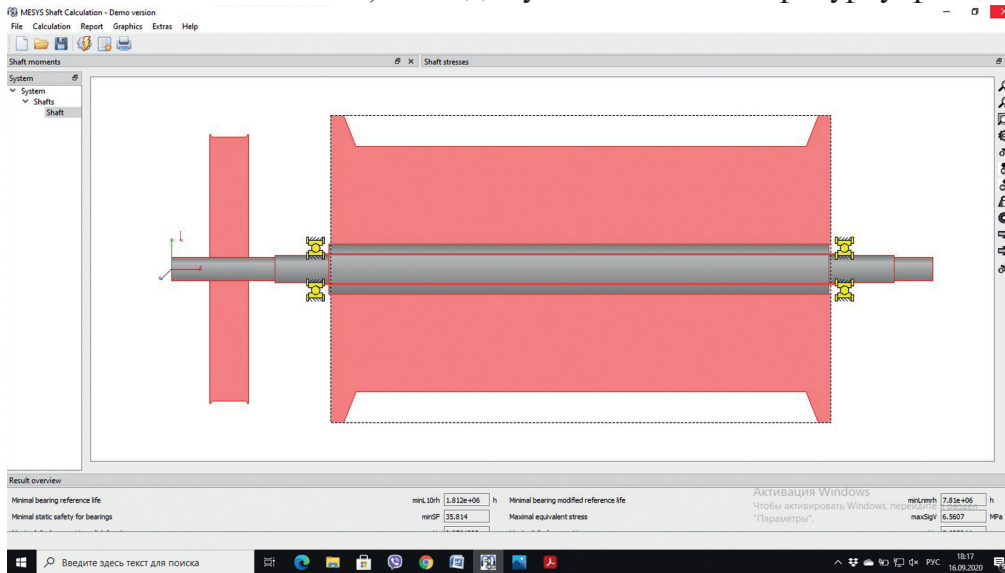


Рисунок 4 – 3D модель молотильного барабана в середовищі «Mesys Shaft Calculation»

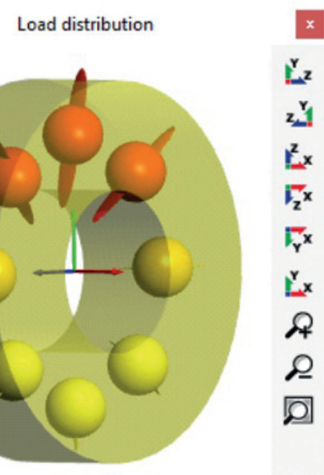
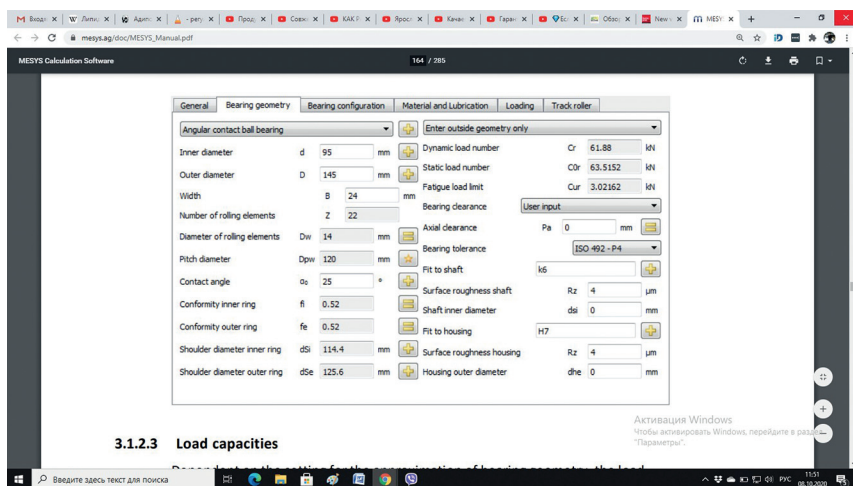


Рисунок 5 – Приклад вікна введення додаткової інформації в програму «Mesys Shaft Calculation»

	Left side	Right side
	6314-H-SN	6314-H-SN
Modified reference rating life L _{hmr} [h]	8901920	9638810
Nominal reference rating life L _{hr} [h]	178038	192776
Catalog rating life to DIN ISO 281 L _{h10} (xy) [h]	217115	254668
Effective static load safety factor S _{0_w_min}	25.377	26.928

Рисунок 6 – Скорочений вид протоколу результатів моделювання програмою «Bearinx»

з теоретичного ресурсу лівого і правого підшипників – відповідно 147 286 і 170 815 годин (рис.7).

Bearing Forces

Name	x [mm]	Fx [kN]	Fy [kN]	Fz [kN]	My [Nm]	Mz [Nm]
Shaft	0					
Bearing	375	-0.0049	-0.9274	0.8780	-0.044	-0.279
Bearing	1750	0.0049	-1.4681	-0.1235	-0.021	0.239

Bearing Displacements

Name	x [mm]	ux [μm]	uy [μm]	uz [μm]	rx [mrad]	ry [mrad]	rz [mrad]
Shaft	0						
Bearing	375	-1.11	-9.20	8.61	0.08	0.06	-0.11
Bearing	1750	-1.20	-13.82	-1.36	0.04	-0.01	0.08

Bearing Results

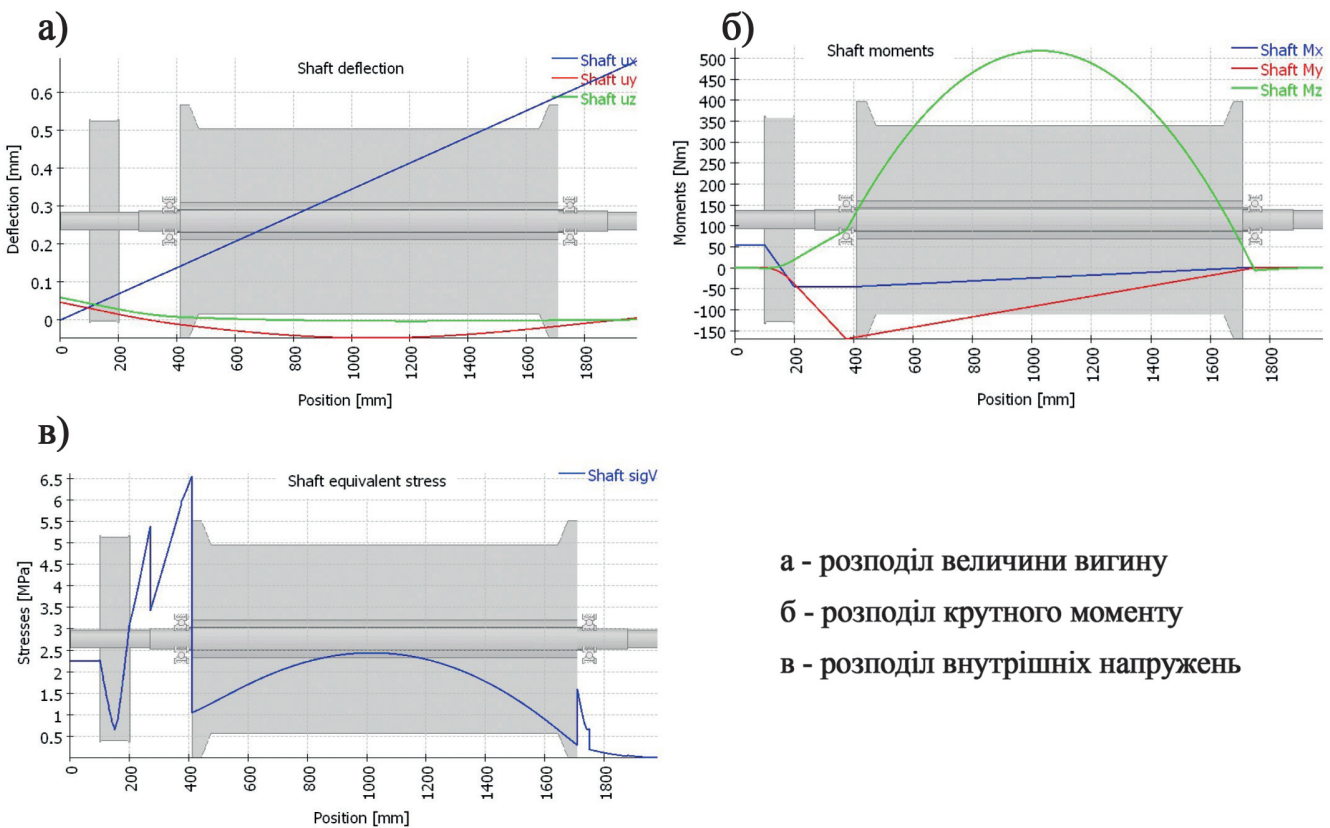
Bearing	X [mm]	P [kN]	L10h [h]	Lnmh [h]	S0
Bearing	375	1.277	147286	3538859	43.03
Bearing	1750	1.473	170885	1792856	37.30

а - зусилля і моменти, які діють
б - величини зміщення підшипників
в - термін служби і коефіцієнт запасу

Рисунок 7 – Елементи звіту за результатами моделювання програмою «Mesys Shaft Calculation»

Додатково зображені по координатних осях графіки зміни вигину вала, крутного моменту в перерізі та внутрішньої напруги (рис. 8 а-в). На останньому графіку зображена величина максимального значення напруги вигину від дії обмолочуваної маси, яка припадає на середню частину довжини барабана і дорівнює 2,2 кгс/см², чим підтверджується адекватність розрахунків.

Проводячи порівняння чисельних значень результатів, між якими є різниця, як більш достовірне приймаємо програмне забезпе-



а - розподіл величини вигину
б - розподіл крутного моменту
в - розподіл внутрішніх напружень

Рисунок 8 – Результати силового аналізу вузла молотильного барабана

чення «Mesys», оскільки воно засноване на більш складній та багатофакторній математичній основі, про що говорилося вище. Це має значення під час виконання дослідницької частини роботи.

Досягаючи поставленої мети теоретичного дослідження з пошуку факторів, які прискорюють знос підшипників, було задано спектр значень різниці температур вала і корпусу підшипника, тим самим побічно вводяться величини об'ємного та лінійного зміщення кілець підшипників, які призводить до зміни зазору між кільцями та тілами кочення. Для отримання залежності розглянуті варіанти розрахунку ресурсу за незмінної температури корпусу і зміни температури вала до досягнення різниці $\Delta t = 5-50^\circ\text{C}$ з відомим коефіцієнтом теплового розширення (подовження) матеріалу вала $\alpha = 11,5 \text{ мкК}^{-1}$.

Обмежувальним критерієм щодо збереження заданого ресурсу приймаємо допустиму величину максимального зазору в радіальних кулькових підшипниках. Згідно з ДСТУ ГОСТ 520 та ДСТУ ГОСТ 24810 це значення $G_r = 10-20 \text{ мкм}$ і $G_a = 15-40 \text{ мкм}$.

Оскільки величина зміщення внутрішнього кільця підшипника, зафіксованого на валу, відносно нерухомого в осьовому напрямку зовнішнього кільця, буде залежати від довжини ділянки вала від контрольної точки

до місця посадки підшипника, то необхідно визначити цю відстань.

Спочатку програма за базову точку відліку всіх деформацій і змін приймає початок системи координат, у якому розташований правий кінець вала. Однак, у

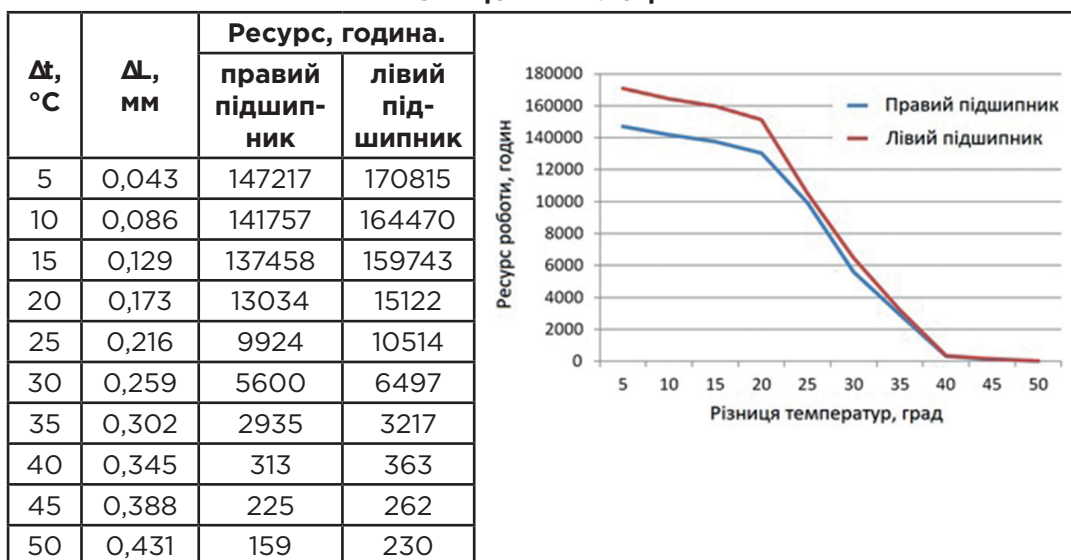
цьому випадку, накопичувана деформація подовження для лівого підшипника буде більша, ніж для правого, які розташовані на відстані 350 мм і 1750 мм, відповідно. Тому, у теоретичному дослідженні приймаємо за базову точку середину ділянки між підшипниками, а розрахунковою величиною беремо половину ширини барабана: $L = 1500/2 = 750 \text{ мм}$ (значення відповідає ширині корпусу барабана, тому що підшипникові опори конструктивно знаходяться всередині його циліндричної частини).

У розрахунках можливе відхилення від співвісності опор вала. Неточності осевого розташування опор не брались в облік з тієї причини, що відповідно до конструкції всього вузла, підшипник має сферичну зовнішню поверхню зовнішнього кільця, а його лінійне розміщення у первинному монтажі регулюється положенням його конусної втулки.

У процесі аналізу кінцевих даних програмного моделювання, отримано ряд значень зміни ресурсу залежно від різниці температури корпусу підшипника та вала, за якими побудована залежність (табл. 1).

Результат ручного розрахунку і результат, отриманий програмним додатком показують, що за різниці температур зовнішнього і внутрішнього кілець більше 20°C вибираються допустимі теплові зазо-

Таблиця 1 - Залежність терміну служби підшипників від взаємного зміщення кілець



ри, що значно скорочує довговічність підшипників.

Додатково варто врахувати той факт, що зміщення тіл кочення до країв доріжок може супроводжуватися підвищеним абразивним зносом, бо в бічні зони витісняються залишки мастила і продукти зносу, а саме по собі зміщення внутрішнього кільця розкриває стик захисного ущільнювача, через який потрапляють абразивні частинки [Подольський М. І. та ін., 2020].

Як пропозиція щодо конструкційного вдосконалення вузла, пропонується застосування модульної конструкції молотильного пристрою, де барабан буде виконаний у власному просторовому каркасі, що не утруднює проходження обмолочуваної маси та забезпечує можливість демонтажу молотильного модуля для проведення ремонтно-регульовальних робіт, налагодження та балансування вузла поза комбайном.

Водночас зміні піддається і сама принципова конструкційна схема компоновки вузлів опор. По бортовій частині, на якій розташовується привід варіатора і відбійного бітера, пропонується застосувати вузол, де у стандартний корпус опори, замість сферичного підшипника буде встановлений дворядний кульковий радіально-упорний підшипник ZKLN70120-2Z фірми «INA» (рис. 9 а, б) у комбінації зі сферичною перехідною втулкою, що забезпечить фіксацію осевого положення вала барабана (рис. 9 в). Завдяки двом рядам тіл кочення габарити підшипника дають змогу вмонтувати його в стандартний корпус і тому спеціального виготовлення потребує тільки сферична перехідна втулка.

Така схема дасть змогу сприймати

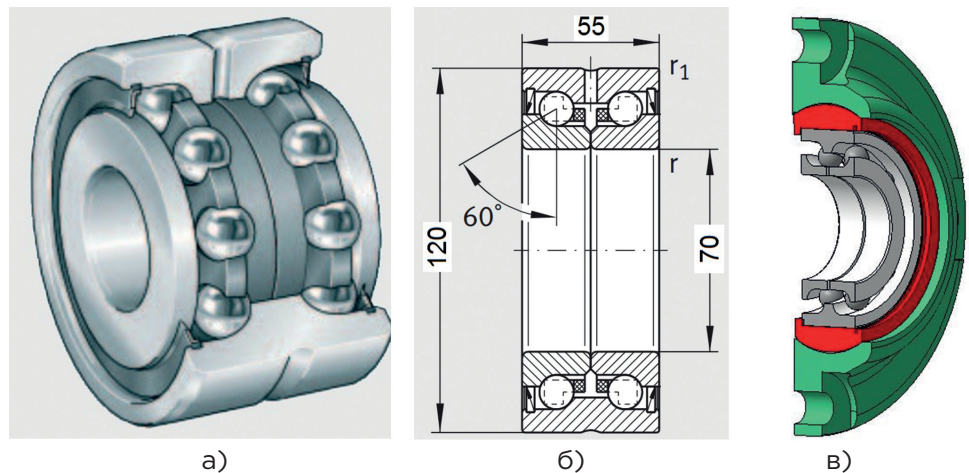


Рисунок 9 – Підшипник ZKLN70120-2Z фірми «INA» та схема запропонованої конструкції опори

а – загальний вигляд підшипника, б – габаритні розміри підшипника, в – складальний підшипниковий вузол

осьові навантаження та матиме підвищену несну радіальну здатність. З протилежного боку вала буде змінено лише посадку підшипника на ньому, яка не перешкоджатиме вільному переміщенню кінця вала під час його термічного подовження.

Обговорення. Особливість, розглянутої в статті тематики, полягає в тому, що вона знаходиться на стику двох напрямів у проектуванні.

З одного боку, є достатньо робіт з досліджень обмолоту зернового вороху в молотильних барабанах [Липовский М. И., Перекопский А. Н., 2018; Тарасенко Б. Ф. Цыбулевский В. В., 2013], де висвітлюються принципові схеми обмолоту (однобарабанні, двобарабанні, роторні), а також питання вибору науково обґрунтованої величини відстані між барабаном та декою. Мета таких досліджень – забезпечення максимальної якості обмолоту з мінімізацією втрат і травмування зерна, що є одним з основних показників якості роботи зернозбиральних комбайнів.

З іншого боку, вчені, які працюють за напрямом курсу «Деталі машин», вивчають процеси стосовно причин та наслідків зносу підшипників, розробляють теоретичні та аналітичні засади вібродіагностики, триботехніки та ін., які мають безпосереднє застосування у промисловій техніці [Zhang X. and others, 2020; Nurul

F, Zaidi M., 2014], автомобільному та залізничному транспорті [Гаркави Н. Я. и др., 2013]. У багатьох випадках, такі дослідження та експерименти проводяться на стендах, створених під окремі задачі.

У цій роботі зроблена спроба розкрити питання надійності підшипникових вузлів, які безпосередньо впливають на загальну надійність сільськогосподарських машин.

Під час виконання теоретичної частини роботи, авторами використано сучасне програмне забезпечення з розрахунку підшипникових вузлів та адаптовано ці методики саме для умов роботи конкретних вузлів зернозбиральних комбайнів, розглянуто особливість будови крупної каркасної техніки з недостатньою жорсткістю, де можливі перекося та пружні деформації елементів конструкції, проаналізовано конструктивні рішення щодо запобігання дії їхнього негативного впливу на стан та ресурс техніки.

Конструкторські колективи заводів виробників, згідно з теорією самовстановлення механізмів [Решетов Л. Н., 1992] використовують у опорах молотильних барабанів сферичні підшипники, які з точки зору авторів цієї статті, нівелюють лише відхилення від співвісності опор механізму, однак для крупногабаритного корпусу комбайна властиві та лінійні поперечні деформації, що у поєднанні з ефектом термічного розширення деталей викликає вимушені знакозмінні осьові переміщення.

Провідні західні компанії [Решения для сельского хозяйства, 2019; Решения для сельского хозяйства, 2018] виробляють ряд спеціалізованих підшипників для сільгосптехніки з посиленими корпусними частинами та ущільнювачами лабіринтного типу та ін., які відрізняються не тільки якістю та надійністю, але й більшою вартістю. До того ж, використання таких підшипників не вирішує частину задач, пов'язаних саме з діючими зусиллями.

Отже, запропонована авторами конструкційна схема підшипникових вузлів

здатна компенсувати як кутові, так і лінійні переміщення опор вала молотильного барабана та вимагає для її реалізації відносно мінімальні затрати матеріальних ресурсів і часу завдяки високій технологічності і застосуванню у проекті модернізації стандартизованих та уніфікованих елементів.

Висновки.

1. Внаслідок аналітичного моделювання із застосуванням спеціалізованого комп'ютерного програмного забезпечення з розрахунку та аналізу умов роботи підшипників була встановлена залежність впливу зміни і різниці температури складових елементів вузла молотильного апарата на довговічність роботи підшипників. З'ясовано, що за різниці між температурами корпусів підшипників і валом молотильного барабана більш ніж 20°C зникає тепловий зазор між його кільцями і тілами кочення через термічне подовження вала барабана, що призводить до розкриття стику ущільнювача, а отже – до зниження ресурсу підшипників.

2. Запропоновано конструкційне рішення з модернізації вузлів підшипникових опор, за якого досягається нівелювання негативного впливу термічного подовження вала з мінімізованим втручанням у базову конструкцію і пов'язані з цим матеріальні витрати.

Подібне рішення може бути застосовано у більшості механізмів сільгосптехніки, де через низьку жорсткість чи з інших причин неможливе стале взаємне розміщення компонентів, які обертаються на підшипниках.

Надалі пропонується виготовлення експериментальних зразків універсальних модифікованих підшипникових опор та проведення випробувань в умовах експлуатації.

Перелік літератури

Гаркави Н. Я. Ковалев И. Е., Горобец В. Л. и др. (2013). К вопросу о решении задач механики с помощью моделирования. Сб. статей по материалам XVII меж-

дународной заочной научно-практической конф. «Научная дискуссия: Вопросы технических наук», 130-138.

Долгов И. А. (2003). Уборочные сельскохозяйственные машины. Ростов н/Д, ДГТУ, 707.

ДСТУ ГОСТ 520:2014 Підшипники кочення. Загальні технічні умови. 2015, 72.

ДСТУ ГОСТ 21150:2019 (ГОСТ 21150-2017, IDT) Мастило Літол-24. Технічні умови. 2019, 12.

ДСТУ ГОСТ 24810:2018 (ГОСТ 24810-2013, IDT; ISO 5753-1:2009, NEQ; ISO 5753-2:2010, NEQ) Вальниці кочення. Внутрішні проміжки. 2018, 21.

Каталог деталей и сборочных единиц комбайнов ДОН 1500Б, 1500А / 1200, 1200Б. (2005), «Укragрозapчacть», 605.

Липовский М. И., Перекопский А. Н. (2018). Молотильное устройство комбайна для уборки зерновых культур. Журнал «Технологии и технические средства механизированного производства продукции растениеводства и животноводства». DOI 10.24411/0131-5226-2018-10039.

Подольський М. І., Лілевман І. Й., Федорчук Д. Д. (2020). Дослідження впливу абразивних домішок різного походження на властивості змазки підшипників сільськогосподарської технік. Зб. наук. пр. УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 26(40), 118-127.

Решетов Л. Н. (1992). «Самоустанавливающиеся механизмы», Машиностроение, Москва, 334.

Решения для сельского хозяйства (2018), NTN-SNR, Каталог, (Рус)

Решения для сельского хозяйства (2019), SKF, Каталог, (Анг).

Решняк С. Е., Максимов А. Д. (2014). Анализ износа и причин выхода из строя подшипников качения высокоскоростных шпиндельных узлов. Журнал «Известия Московского государственного технического университета МАМИ».

Родимцев С. А., Потапов Н. А. (2012). Технические решения проблемы травмирования семян при обмолоте. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація,

25, ч. I.

Слепова А. Ш. (2017). Анализ факторов, влияющих на износ подшипников. Журнал «Наука, техника и образование».

Тарасенко Б. Ф., Цыбулевский В. В. (2013). Усовершенствование зерноуборочного комбайна. Журнал «Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета».

Halme J., Anderson P. (2010). Rolling contact fatigue and wear fundamentals for rolling bearing diagnostics - state of the art. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, DOI 10.1243/13506501JET656.

Matthew L., Chih-Ling L., Paul A. (2020). On the Modeling of Wear in Grease-Lubricated Spherical Roller Bearings. Journal Tribology Transactions, 63,

Issue 5, DOI 10.1080/10402004.2020.1743400.

Nurul F, Zaidi M. (2014). Analysis of Surface Parameters and Vibration of Roller Bearing. Journal Tribology Transactions, 57, 715-729, DOI 10.1080/10402004.2014.895887.

Zhang X., Xu H., Chang W., Xi H., Pei S., Wei M., Li H., Xu S. (2020). A dynamic contact wear model of ball bearings without or with distributed defects. Journal Tribology Transactions, DOI 10.1177/0954406220931544.

References

Agricultural Solutions (2018), NTN-SNR, Catalog, (Рус)

Agricultural Solutions (2019), SKF, Catalog, (Анг).

Catalog of parts and assembly units for combines DON 1500B, 1500A / 1200, 1200B. (2005), «Ukragrozapchast», 605.

Dolgov I.A. (2003). Harvesting agricultural machines. Rostov n / D, DGTU, 707.

DSTU GOST 520: 2014 Rolling bearings. General technical specs. 2015, 72.

DSTU GOST 21150: 2019 (GOST 21150-2017, IDT) Mastilo Litol-24. Technical mind. 2019, 12.

DSTU GOST 24810: 2018 (GOST

24810–2013, IDT; ISO 5753-1: 2009, NEQ; ISO 5753-2: 2010, NEQ) Valnitsi kochennya. Internal promises. 2018, 21.

Garkavi N. Ya. Kovalev I.E., Gorobets V.L. et al. (2013). On the problem of solving problems in mechanics using modeling. Sat. articles on the materials of the XVII international correspondence scientific and practical conference. «Scientific Discussion: Questions of Technical Sciences», 130-138.

Halme J., Anderson P. (2010) Rolling contact fatigue and wear fundamentals for rolling bearing diagnostics - state of the art. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, DOI 10.1243 / 13506501JET656.

Lipovsky M. I., Perekopsky A.N. (2018). A threshing device for a grain harvester. Journal «Technologies and technical means of mechanized production of crop and livestock products.» DOI 10.24411 / 0131-5226-2018-10039.

Matthew L., Chih-Ling L., Paul A. (2020). On the Modeling of Wear in Grease-Lubricated Spherical Roller Bearings. Journal Tribology Transactions, 63. Issue 5, DOI 10.1080 / 10402004.2020.1743400.

Nurul F, Zaidi M. (2014). Analysis of Surface Parameters and Vibration of Roller Bearing. Journal Tribology Transactions, 57, 715-729, DOI 10.1080 / 10402004.2014.895887.

Podolsky M. I., Lilevman I. Y., Fedorchuk

D. D. (2020). After the introduction of abrasive houses of a growing mobility on the power of lubrication of bearings in the agricultural machinery. Coll. Scs Works , L. Pogorilyy UkrNDIPVT, Вип. 26 (40), 118-127.

Reshetov L. N. (1992). «Self-aligning mechanisms», Mechanical Engineering, Moscow, 334.

Reshnyak S. E., Maksimov A.D. (2014). Analysis of wear and causes of failure of rolling bearings of high-speed spindle units. Journal «Izvestia of the Moscow State Technical University MAMI».

Rodimtsev S. A., Potapov N. A. (2012). Technical solutions to the problem of injury to seeds during threshing. Technics in silskogospodarskiy virobnistvi, galuzev machine-building, automation, 25, part I.

Slepova A. Sh. (2017). Analysis of factors affecting bearing wear. Science, technology and education journal.

Tarasenko B. F., Tsybulevsky V. V. (2013). Improvement of the combine harvester. Journal «Polythematic network electronic scientific journal of the Kuban State Agrarian University».

Zhang X., Xu H., Chang W., Xi H., Pei S., Wei M., Li H., Xu S. (2020). A dynamic contact wear model of ball bearings without or with distributed defects. Journal Tribology Transactions, DOI 10.1177 / 0954406220931544.

UDC 631.3-1/-9

SIMULATION OF A GRAIN HARVESTER THRESHING DRUM RESOURCE

Podolsky M., Cand. Tech. Scs,

e-mail: Podolsky.Mihail@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-1149-4275>

Lilevman I.,

e-mail: igorlilevman@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-3123-5684>

Lilevman O.,

e-mail: lilevman60@mail.com, <https://orcid.org/0000-0003-1316-1674>

South-Ukrainian branch of L. Pogorilyy UkrNDIPVT

Summary

A significant part of agricultural machinery has a seasonal nature of operation, when sudden failures are extremely undesirable. Proceeding from this, modeling the real operating conditions of bearings in design calculations is relevant, and the novelty of solving the problem lies in the use of modern target computer-aided design programs for this.

Research goal. *Theoretical determination of the service life of agricultural machinery bearings using targeted computer software, taking into account the real conditions of their operation. Making recommendations of a structural nature to eliminate factors that accelerate bearing wear and increase reliability.*

Methods. *Mathematical modeling of the operating conditions of the bearings of the threshing drum of a combine harvester using the target software.*

Results. *The article presents the main reasons for the premature failure of the bearing units of agricultural machinery, considers the types of methods used to calculate and simulate the operating conditions of rolling bearings, taking into account the specifics of machines and mechanisms in which they are used.*

On the example of the threshing apparatus of a combine harvester, an evaluation characteristic of the adaptation of the existing computer software applications for the calculation of bearings to the operating conditions of agricultural machinery has been carried out. The most reliable software application was selected, which takes into account the maximum number of factors influencing the service life of the bearing assemblies.

The reason for the discrepancy between the values of the calculated and actual service life of the bearing assemblies of the threshing drum of a grain harvester is determined, which is due to the still unaccounted temperature deformation factor (drum shaft elongation), which leads to the disappearance of the thermal gap between the rings and rolling elements of the bearings decrease in the efficiency of the nodal seals.

Conclusions.

1. *The established dependence of the influence of the change and the difference in temperature of the constituent elements of the threshing apparatus unit on the durability of the bearings. It was found that when the difference between the temperatures of the bearing housings and the threshing drum shaft is more than 20 °C, the thermal gap between its rings and the rolling elements disappears due to the thermal elongation of the drum shaft, which leads to the opening of the seal joints, and therefore to a decrease bearing life.*

2. *A structural solution is proposed for the modernization of bearing assemblies, which achieves the leveling of the negative impact of thermal elongation of the shaft with minimized interventions in the base structure and associated material costs. A similar solution can be used in most agricultural machinery mechanisms, where, due to low rigidity or for other reasons, it is impossible to have a stable mutual arrangement of components rotating on bearings.*

Key words: *agricultural machinery, grain harvesters, rolling bearings, wear, resource, analytical modeling, software.*

УДК 631.3-1/-9

МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕСУРСА МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Подольский М., канд. тех. наук,

e-mail: Podolsky.Mihail@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-1149-4275>

Лилевман И., e-mail: igorlilevman@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-3123-5684>

Лилевман А., e-mail: lilevman60@mail.com, <https://orcid.org/0000-0003-1316-1674>

Южно-Украинский филиал УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого

Аннотация

Значительная часть сельхозтехники имеет сезонный характер эксплуатации, когда внезапные отказы крайне нежелательны. Исходя из этого, моделирование реальных условий работы подшипников в проектных расчетах является актуальным, а новизна решения задачи заключается в использовании для этого современных целевых компьютерных программ автоматизированного проектирования.

Цель исследований. Теоретическое определение срока службы подшипников сельхозтехники с применением целевого компьютерного программного обеспечения с учетом реальных условий их эксплуатации. Составление рекомендаций конструкционного характера по устранению факторов, ускоряющих износ подшипников и повышающих надежность.

Методы. Математическое моделирование условий работы подшипников молотильного барабана зерноуборочного комбайна с использованием целевого программного обеспечения.

Результаты. В статье приведены основные причины преждевременного выхода из строя подшипниковых узлов сельскохозяйственной техники, рассмотрены виды методик, используемых для расчета и моделирования условий работы подшипников качения с учетом специфики машин и механизмов, в которых они применяются.

На примере молотильного аппарата зерноуборочного комбайна проведена оценочная характеристика адаптации имеющихся компьютерных программных приложений по расчету подшипников к условиям эксплуатации сельхозтехники. Избрано наиболее достоверное программное приложение, которое учитывает максимальное количество факторов влияния на срок службы подшипниковых узлов.

Установлена причина расхождения значений расчетного и фактического ресурса работы подшипниковых узлов молотильного барабана зерноуборочного комбайна, которая обусловлена еще неучтенным фактором температурной деформации (удлинением вала барабана), что приводит к исчезновению теплового зазора между кольцами и телами качения подшипников и снижению эффективности работы узловых уплотнителей.

Выводы.

1. Установлена зависимость влияния изменения и разницы температуры составляющих элементов узла молотильного аппарата на долговечность работы подшипников. Выяснено, что при разнице между температурами корпусов подшипников и валом молотильного барабана более чем 20°C происходит исчезновение теплового зазора между его кольцами и телами качения вследствие термического удлинения вала барабана, что приводит к раскрытию стыков уплотнителя, а значит - к снижению ресурса подшипников.

2. Предложено конструкционное решение по модернизации узлов подшипниковых опор, при котором достигается нивелирование негативного влияния термического удлинения вала при минимизированных вмешательствах в базовую конструкцию и связанных с этим материальных затратах. Подобное решение может быть применено в большинстве механизмов сельхозтехники, где за счет низкой жесткости или по другим причинам невозможно устойчивое взаимное расположение компонентов, вращающихся на подшипниках.

Ключевые слова: сельскохозяйственная техника, зерноуборочные комбайны, подшипники качения, износ, ресурс, аналитическое моделирование, программное обеспечение.