

133 ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.91

doi: 10.31498/2225-6733.48.2024.310673

© Іщенко А.О.,¹ Карпенко Т.М.², Капустін С.В.³

ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ СКЛАДОВИХ РЕАКЦІЙ В ПІДШИПНИКАХ ДИСКОВОГО ВАЛУ РОТОРНИХ ПИЛ (ПОВІДОМЛЕННЯ 2)

Для сучасного прокатного виробництва актуальним є питання міцності та надійності конструкцій роторних пилок, які призначені для різання гарячого прокату. Одним із факторів, що знижує надійність роторної пили, є недостатня довговічність підшипників валу швидкохідного диска, який сприймає зусилля різання. Практика показує, що застосовані методи розрахунку на міцність опорних підшипників не дозволяють врахувати всі можливі фактори, що впливають на надійність підшипників у процесі різання. По-перше, як з'ясувалося, в процесі експлуатації пильний диск має радіальне биття, можливо через помилку при нарізанні зубів диска і ексцентричну посадку диска на посадочне місце при його заміні. Також у зв'язку з тим, що процес різання роторною пилою дуже короткочасний, силу різання прийнято вважати силою удару. Метою даної роботи є визначення довговічності підшипників дискового валу роторної пили, враховуючи такі фактори, як радіальне биття диску та ударне навантаження в процесі різання. Як відомо, при тривалій експлуатації об'єкту місце для посадки ріжучого диску на планиайбі зношується, інколи виникає похибка в отворі при виготовленні нового диску. Тому має місце ексцентриситет центру ваги диску. Наявність цього ексцентриситету враховується в роботі при визначенні шуканих сил за допомогою принципу Д'Аламбера умовного зрівноваження сил. Враховуючи те, що тривалість різання це короткочасний процес (триває 0,105 с), то при визначенні реакцій в опорах дискового валу, що виникають під дією сил різання, можливо розглядати процес різання як ударне явище. Через те, що процес різання дисковою пилою дуже короткочасний, силу різання вважаємо силою удару. Величини сил реакцій в підшипниках визначаються під час різання з використанням теорем динаміки при ударі: теореми імпульсів та про зміну кінетичного моменту. Для можливості теоретичного визначення впливу биття диску на реакції в опорах підшипникового валу проведені експериментальні дослідження биття диска та визначені зусилля різання.

Ключові слова: реакції підшипників, ексцентриситет, ударний імпульс, ріжучий диск.

A.O. Ishchenko, T.M. Karpenko, S.V. Kapustin. Determination of dynamic component reactions in support bearings of rotor saws for cutting hot rolled (message 2). For modern rolling production, the issue of strength and reliability of rotary saw designs, which are designed for cutting hot rolled products, is relevant. One of the factors that reduces the reliability of a rotary saw is the insufficient durability of the bearings of the shaft of the high-speed disk, which perceives the cutting forces. Practice shows that the applied methods of calculating the strength of support bearings do not allow taking into account all possible factors that affect the reliability of bearings in the cutting process. First, as it turned out, during operation, the saw blade has a radial beat, possibly due to an error

¹ д-р техн. наук, професор, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Дніпро, ORCID: 0000-0002-6189-7830, ischenko50@ukr.net

² канд. фіз.-мат. наук, доцент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Дніпро, ORCID: 0000-0003-4042-0301, taisn2013@gmail.com

³ аспірант, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Дніпро, ORCID: 0009-0000-4204-8449, stanislav.kapustin.engineer@gmail.com

when cutting the teeth of the blade and the eccentric landing of the blade on the seat when replacing it. Also, due to the fact that the process of cutting with a rotary saw is very short-term, the cutting force is considered to be the impact force. The purpose of this work is to determine the durability of the bearings of the disc shaft of a rotary saw, considering such factors as the radial beating of the disc and the shock load during the cutting process. As you know, during long-term operation of the object, the place for landing the cutting disc on the faceplate wears out, sometimes there is an error in the hole when making a new disc. Therefore, there is an eccentricity of the center of gravity of the disc. The presence of this eccentricity is considered in the work when determining the required forces using D'Alembert's principle of conditional balancing of forces. Given that the duration of cutting is a short-term process (lasts 0.105 sec.), when determining the reactions in the supports of the disk shaft that occur under the action of cutting forces, it is possible to consider the cutting process as an impact phenomenon. Due to the fact that the process of cutting with a circular saw is very short-term, the cutting force is considered the impact force. The magnitudes of the reaction forces in the bearings are determined during cutting using the theorems of impact dynamics: the theorem of impulses and the change of kinetic moment. For the possibility of theoretical determination of the effect of disk beating on the reaction in the bearings of the bearing shaft, experimental studies of disk beating and determined cutting forces were carried out.

Key words: reactions of bearings, eccentricity, impact impulse, cutting disc.

Постановка проблеми. Рішення задачі теоретичного визначення впливу биття диску на реакції в опорах підшипникового валу, визначених в повідомленні 1, відкрило можливість визначення як навантажень на підшипники, так і їх довговічність. Але передувати цьому визначенню повинні як експериментальні дослідження биття диска, так і визначення зусиль різання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В повідомленні 1 даної статті [1] приведений теоретичний підхід к визначенню впливу на реакції в опорах підшипників дискового валу роторної пили таких факторів як радіальне биття диска та короткочасність процесу різання, яка може бути представлена як ударне навантаження. І тому згідно з існуючими методиками визначення сил різання прокату [2-6] виникає можливість оцінки не тільки реакцій в підшипникових опорах, але і довговічності самих підшипників, яка традиційно визначається по відомій методиці, викладеної в [7].

Мета дослідження – визначення довговічності підшипників дискового валу роторної пили з урахуванням таких факторів, як радіальне биття диску та ударне навантаження в процесі різання.

Виклад основного матеріалу. Вихідні дані для наступних розрахунків як зусиль різання, так і навантажень, які діють в підшипникових опорах дискового валу роторної пили 2500 мм з параметрами:

діаметр ріжучого диску 2500 мм з кроком зубців 100 мм;
швидкість обертання диска 100 м/с; швидкість його подачі 2 м/с;
кут зустрічі диска з заготовкою $\Psi=45^\circ$, як це видно з Рис. 1.

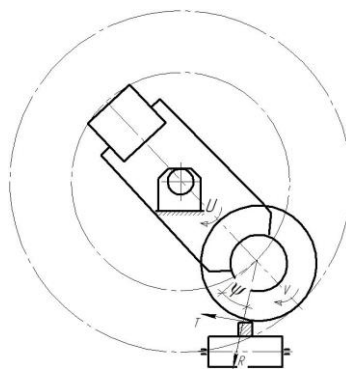


Рис. 1 – Схема різання прокату роторною пилою

Для визначення динамічних складових реакцій в підшипниках А та В, які виникають при наявності ексцентриситету центру ваги ріжучого диска, (без врахування сил різання) маємо розрахункову схему, зображену на рисунку 2.

Вихідні дані для рис. 2 наступні:

$G_1 = 2350$ Н, $G_2 = 16300$ Н, $G_3 = 11200$ Н, $G_4 = 4100$ Н, $l_1 = 30$ мм, $l_2 = 250$ мм, $l_3 = 700$ мм, $l_4 = 750$ мм, $l_5 = 300$ мм.

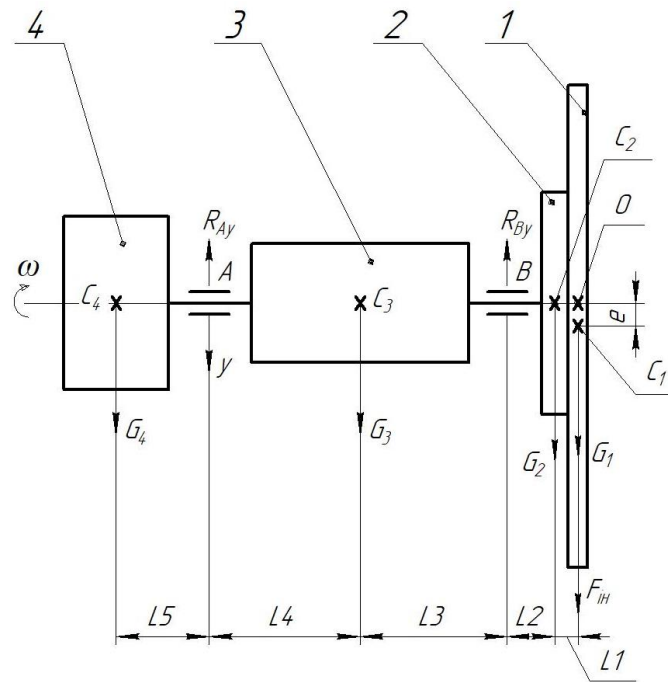


Рис. 2 – Схема навантаження дискового валу під час холостого руху: \vec{G}_1 – вага ріжучого диска, \vec{G}_2 – вага планшайби, \vec{G}_3 – вага шківів, \vec{G}_4 – вага маховика

Для подальшого аналізу впливу радіального биття диску (яке виникає при наявності ексцентриситету) на довговічність підшипникових вузлів саме на роторній пилі 2500, яка встановлена у прокатному цеху одного з металургійних комбінатів України, були виконані заміри радіального та торцевого биття нового диска.

На рис. 3 зображена схема виконання замірів радіального биття за допомогою індикатора годинникового типу Dial з ціною ділення 0,01 мм та діапазоном 0-10 мм. Заміри радіального биття виконувались через кожні 10 зубців.

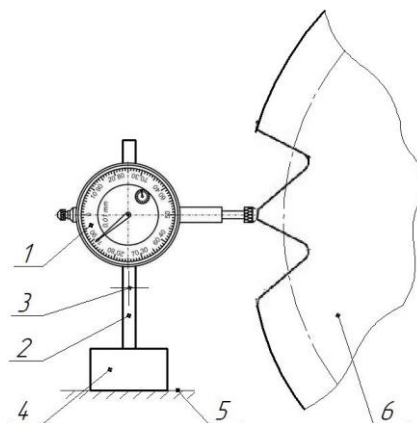


Рис. 3 – Схема виконання замірів радіального биття

Результати замірів показані на рис. 4 та рис. 5. Як видно з рисунків, радіальне биття диску досягає величини 2,6 мм, а торцеве биття досягає 1,6 мм при товщині диску 12 мм.

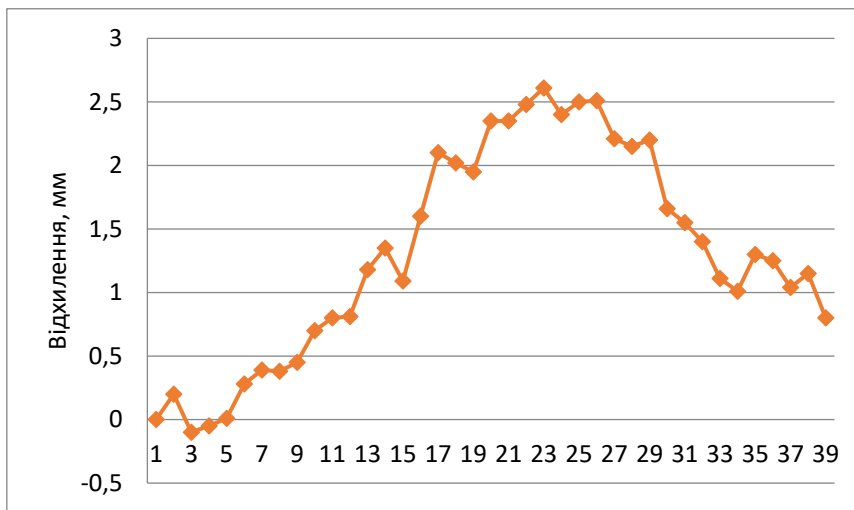


Рис. 4 – Графік радіального биття пильного диску

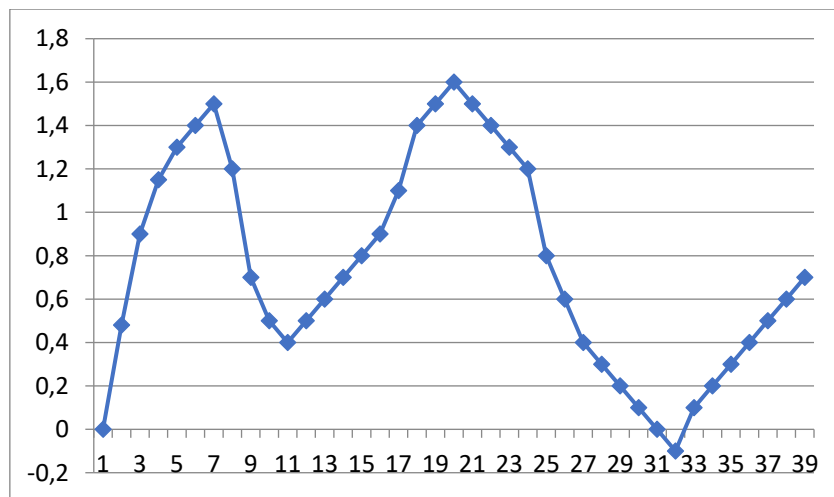


Рис. 5 – Графік торцевого биття пильного диску

Як показали відповідні експерименти, торцеве биття диска при його обертанні зі швидкістю 900 об/хв за рахунок інерційних сил значно зменшується до десятих часток міліметра, і тому можливим збільшенням сил різання у наступному викладі можливо знехтувати.

Розрахунок тангенціальних зусиль різання T і радіальних R виконується за наступними формулами:

$$T = q \cdot m \cdot b \cdot \frac{l}{t_s} \cdot k_3 \cdot k_t \cdot k_m, \quad (1)$$

$$R = k \cdot T, \quad (2)$$

де q – питомий опір різанню, Н/мм²;

m – товщина металу, що зрізується кожним зубом диска, мм;

b – товщина диска, мм;

l – дуга різання, мм;

t_s – крок зубців диска, мм;

k_3 – коефіцієнт, який враховує затушення зубців;

k_t – коефіцієнт, який враховує температуру прокату, що розрізається;

k_m – коефіцієнт, який враховує марку сталі прокату, що розрізається;

k – коефіцієнт, який враховує співвідношення між тангенціальним та радіальним зусиллями різання.

В свою чергу, величина m визначається за формулою

$$m = \frac{U \cdot t_s}{V} \cdot \cos \varphi, \quad (3)$$

де U – швидкість подачі, м/с;

t_s – крок зубців диска, мм;

V – швидкість різання диском, м/с;

Ψ – кут зустрічі диска з прокатом.

При цьому, отримана з цієї формули величина є розрахунковою. З врахуванням ексцентриситету диска середнє значення товщини зрізу можна знаходити за формулою

$$m_{cp} = \frac{m+l}{2}. \quad (4)$$

Виконані розрахунки, згідно з рекомендаціями, приведеними в [2], дозволили отримати наступні значення;

$$T = 42120 \text{ Н};$$

$$R = 29480 \text{ Н}.$$

Для наступних розрахунків необхідно знати тривалість процесу різання, який в наступному розглядається, через його короткочасність, як тривалість удару.

Маємо:

$$t_{\text{різа}} = \frac{D_{\text{заготов.}}}{U} \cdot \cos \Psi = \frac{0,3}{2} \cdot 0,7 = 0,105 \text{ с}. \quad (5)$$

Для наступних розрахунків необхідно вибрати величини зниження (просадки) швидкості диска під час різання; приймаємо ці величини 20%, що було підтверджено численними експериментами [2]. Таким чином, кутова швидкість зменшиться за час одного різання з $90 \frac{1}{c}$ до $72 \frac{1}{c}$

Крім того, в наступних розрахунках необхідно використовувати величини

$$I_{zC1} = \frac{GD^2}{4 \cdot 9,8} = 638 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad (6)$$

$$I_{zO1} = I_{zC1} + \frac{G_1}{g} e^2 = 638 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (7)$$

де I_{zO1} – осьовий момент інерції валу у зборі відносно осі обертання OZ;

I_{zC1} – осьовий момент інерції диску відносно центральної осі диску.

Розглянемо спочатку вплив Даламберової сили інерції F^{in} , яка має місце при наявності ексцентриситету, на реакції в опорах дискового валу при його обертанні до початку різання, тобто на «холостому ході».

Визначаємо силу інерції:

$$F^{in} = \frac{G_1}{g} \times \omega_{\text{поч}}^2 \times e = 4660 \text{ Н}; \quad (8)$$

де $\omega_{\text{поч}}$ – номінальна швидкість обертання диску;

e – ексцентриситет диску;

g – прискорення вільного падіння.

У відповідності з залежностями, які отримані в повідомленні 1, визначаємо реакції в опорах А і В з врахуванням сили інерції:

$$R_{By} = \frac{1}{L_4+L_3} [(G_1 + F^{in}) (L_1 + L_2 + L_3 + L_4) + G_2(L_2 + L_3 + L_4) + G_3L_4 - G_4L_5]; \quad (9)$$

$$R_{Ay} = G_1 + G_2 + G_3 + G_4 + F^{in} - R_{By}; \quad (10)$$

$$R_{By} = 32418,8 \text{ Н};$$

$$R_{Ay} = 6191,2 \text{ Н}.$$

Реакції в опорах А і В без врахування сили інерції дорівнюють:

$$R_{By} = 26858,96 \text{ Н};$$

$$R_{Ay} = 7091 \text{ Н}.$$

Як видно з отриманих результатів, в найбільш навантаженій опорі В внаслідок биття диску навантаження збільшується на 20%.

Враховуючи те, що тривалість різання – короткочасний процес (триває 0,105 с), визначимо реакції в опорах дискового валу, що виникають під дією сил різання, розглядаючи процес різання як ударне явище.

На рис. 6 зображена схема для визначення імпульсів реакцій опор при відомих значеннях ударних імпульсів сил різання.

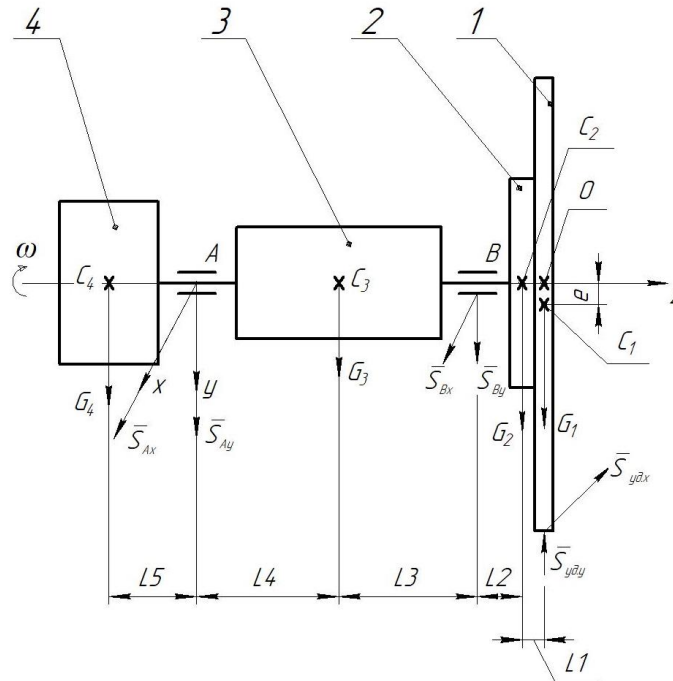


Рис. 6 – Схема навантаження валу під час різання, де $\bar{S}_{Ax}, \bar{S}_{Ay}, \bar{S}_{Bx}, \bar{S}_{By}$ – складові імпульсів реакцій опор, $\bar{S}_{удх}, \bar{S}_{уду}$ – складові ударного імпульсу сил різання

З врахуванням того, що тривалість удару дорівнює 0,105 с, маємо

$$S_{удх} = T \cdot \tau = 42120 \text{ Н} \cdot 0,105 \text{ с} = 4422,6 \text{ Н} \cdot \text{с}; \quad (11)$$

$$S_{уду} = R \cdot \tau = 29480 \text{ Н} \cdot 0,105 \text{ с} = 3095,4 \text{ Н} \cdot \text{с}; \quad (12)$$

$\omega_k = 72 \text{ рад/с}; \omega_n = 90 \text{ рад/с}; D_{\text{диска}} = 2,5 \text{ м}; GD_{\text{вала}}^2 = 25000 \text{ Нм}^2;$

Визначаємо імпульси реакцій в опорах згідно з формулами, які отримані в повідомленні 1 [1]:

$$S_{Bx} = \frac{S_{удх} \cdot AO}{AB} = 5276,6 \text{ Н}; \quad (13)$$

$$S_{Ax} = S_{удх} - S_{Bx} + m_1 \cdot e(\omega_k - \omega_n) = -865 \text{ Н}; \quad (14)$$

$$S_{By} = S_{уду} \frac{AO}{AB} = 3693,13 \text{ Н}; \quad (15)$$

$$S_{Ay} = S_{уду} - S_{By} = -597,73 \text{ Н}. \quad (16)$$

Таким чином, складові реакцій найбільші в опорі В.

Без врахування ексцентриситету та ударних імпульсів сил різання реакція в підшипниковій опорі $R_B = 13600 \text{ Н}$, з врахуванням дорівнює 19600 Н.

Порівнюючи отримані результати з величиною реакцій в опорах на холостому ході, слід відзначити, що наступні розрахунки довговічності підшипника варто вести за величинами реакцій холостого ходу, враховуючи, що, в основному, тривалість процесу різання складає 0,5% від загального циклу роботи пили.

Розглянемо графік навантаження опорних підшипників з часом. Враховуючи, що період між різаними складає від 10 до 30 секунд, маємо графік навантаження опори В, зображений на рис. 7.

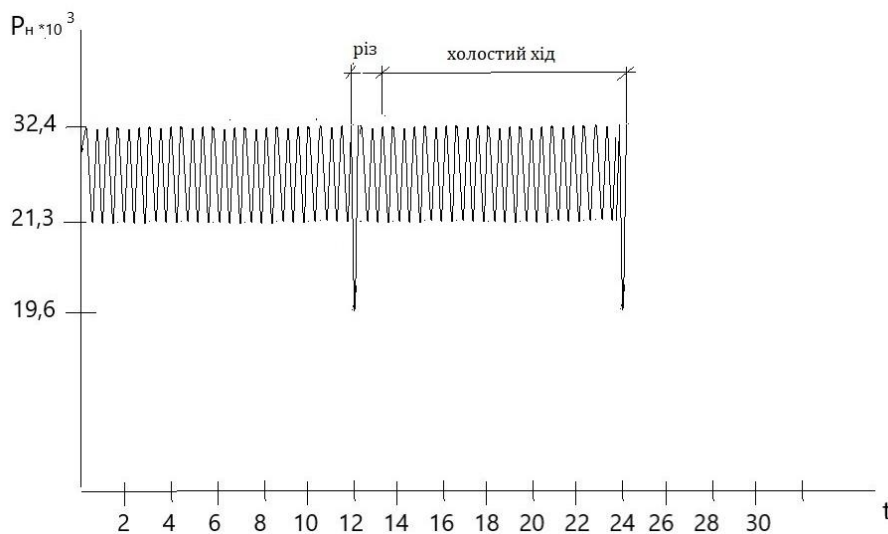


Рис. 7 – Графік навантаження опори В

Враховуючи ці величини, визначаємо еквівалентне навантаження на підшипникову опору В для цих двох випадків по відомій формулі [7, 8]

$$P = (V \cdot x \cdot F_r + Y \cdot y \cdot F_a) \cdot k_\sigma \cdot k_m, \quad (17)$$

де F_r, F_a – радіальна та осьова сили;

V – коефіцієнт обертання внутрішнього кільця відносно вектору навантаження, $V = 1,0$;

x, y – коефіцієнти радіального та осьового навантажень в залежності від типу підшипника;

k_r – коефіцієнт, який враховує вплив температурного режиму роботи, $k_r = 1,05$;

k_σ – динамічний коефіцієнт: $k_\sigma = 1-1,2$ для легких поштовхів під час роботи, $k_\sigma = 3,0$ – для значних поштовхів та вібрацій.

При цьому довговічність підшипника в годинах визначається за формулою:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^n, \quad (18)$$

де C – динамічна вантажопідйомність, $C = 49600$ Н;

n – степеневий показник для роликотопідшипників, що дорівнює 3,33.

Виконані розрахунки показали, що довговічність підшипників складає:

У випадку встановлення одного підшипника серії 32240:

- з врахуванням сили інерції 0,5 року;

- без врахування сили інерції 18 років.

При встановленні двох підшипників:

- з врахуванням сили інерції 4 роки;

- без врахування сили інерції 20 років.

Висновки

Таким чином, як показали відповідні експерименти, підводячи підсумок проведеним експериментальним дослідженням та оцінюючи результати розрахунків, можна зробити наступні висновки:

1. Розрахунки довговічності підшипників необхідно виконувати з врахуванням можливого максимального радіального биття диска, через те що різниця довговічності може дорівнювати від 5 до 36 разів.

2. Необхідна розробка заходів, які забезпечать мінімізацію радіального биття диска.

Перелік використаних джерел:

1. Іщенко А. О., Карпенко Т. М., Капустін С. В. Визначення динамічних складових реакцій в підшипниках дискового валу роторних пил (повідомлення 1). *Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія «Технічні науки»*. 2023. № 47. С. 165-169. DOI: <https://doi.org/10.31498/2225-6733.47.2023.300053>.

2. Ищенко А. А., Лоза Е. А. Пилы горячей резки проката. Конструкции и расчёт : монография. Мариуполь : ГВУЗ «ПГТУ», 2012. 251 с.
3. Effects of operation temperature on thermal expansion and main parameters of radial ball bearing / Mitrović R. M., Atanasovska I. D., Soldat N. D., Momčilović D. B. *Thermal Science*. 2015. Vol. 19. Iss. 5. Pp. 1835-1844. DOI: <https://doi.org/10.2298/TSCI141223091M>.
4. Иванченко Ф. К., Гребеник В. М., Ширяев В. И. Розрахунок машин та механізмів прокатних цехів. Частина 6. Ножиці и пили : підручник / за ред. А.В. Ширяева. Мариуполь : ПДТУ, 2012. 84 с.
5. Гребеник В. М., Иванченко Ф. К., Ширяев В. И. Розрахунок металургійних машин та механізмів : підручник. Київ : Вища школа, 1988. 448 с.
6. Influence study of oil film thrust bearing on thermal characteristics of high-speed precision roll grinding head / Wu H., Wang K., Sun G., Zhao L. *Manufacturing Technology*. 2019. Vol. 18. No. 2. Pp. 330-336. DOI: <https://doi.org/10.21062/ujep/101.2018/a/1213-2489/MT/18/2/330>.
7. Гайдамака А. В. Підшипники кочення. Харків : НТУ «ХПІ», 2009. 248 с.
8. Добронос Ю. К. Механічне обладнання металургійних заводів (устаткування прокатних цехів). Краматорськ : ДДМА, 2019. 50 с.

References:

1. A.O. Ishchenko, T.M. Karpenko, and S.V. Kapustin, «Vyznachennia dynamichnykh skladovykh reaktsii v pidshypanykakh diskovoho valu rotornykh pyl (povidomlennia 1)» [«Determination of dynamic component reactions in support bearings of rotor saws for cutting hot rolled (message 1)»], *Visnyk Pryazovskoho derzhavnoho tekhnichnoho universytetu. Seriya «Tekhnichni nauky» – Reporter of the Priazovskiy State Technical University. Section: Technical sciences*, № 47, pp. 165-169, 2023. doi: **10.31498/2225-6733.47.2023.300053**. (Ukr.)
2. A.A. Ishchenko, and E.A. Loza, *Pyli horiachei rezky prokata. Konstruktsyy y raschët : monohrafiya* [Hot cutting saws for rolled products. Designs and calculations: monograph]. Mariupol, Ukraine : HVUZ «PHTU» Publ., 2012. (Rus.)
3. R.M. Mitrović, I.D. Atanasovska, N.D. Soldat, and D.B. Momčilović, «Effects of operation temperature on thermal expansion and main parameters of radial ball bearing», *Thermal Science*, vol. 19, iss. 5, pp. 1835-1844, 2015. doi: **10.2298/TSCI141223091M**.
4. F.K. Yvanchenko, V.M. Hrebennyk, and V.Y. Shyriaev, *Rozrakhunok mashyn ta mekhanyzmiv prokatnykh tsekhiv. Chastyna 6. Nozhytsi y pyly : pidruchnyk* [Calculation of machines and mechanisms of rolling shops. Part 6. Scissors and saws: a textbook], A.V. Shyriaev, Ed. Mariupol, Ukraine: PDTU Publ., 2012. (Ukr.)
5. V.M. Hrebennyk, F.K. Ivanchenko, and V.Y. Shyriaev, *Rozrakhunok metalurhiinykh mashyn ta mekhanyzmiv : pidruchnyk* [Calculation of metallurgical machines and mechanisms: textbook]. Kyiv, Ukraine: Vyshcha shkola Publ., 1988. (Ukr.)
6. H. Wu, K. Wang, G. Sun, and L. Zhao, «Influence study of oil film thrust bearing on thermal characteristics of high-speed precision roll grinding head», *Manufacturing Technology*, vol. 18, no. 2, pp. 330-336, 2019. doi: **10.21062/ujep/101.2018/a/1213-2489/MT/18/2/330**.
7. A.V. Haidamaka, *Pidshypanyky kochennia* [Rolling bearings]. Kharkiv, Ukraine: NTU «KhPI» Publ., 2009. (Ukr.)
8. Yu.K. Dobronosov, *Mekhanichne obladdnannia metalurhiinykh zavodiv (ustatkuvannia prokatnykh tsekhiv)* [Mechanical equipment of metallurgical plants (equipment of rolling shops)]. Kramatorsk, Ukraine: DDMA Publ., 2019. (Ukr.)

Стаття надійшла 03.03.2024

Стаття прийнята 28.03.2024