

7. Лавриненко В. Ф., Лысак В. И. Перспективы применения камерных систем разработки на больших глубинах// Разраб. рудн. месторожд. – К.: Техніка, 1978. – Вып. 26. – С. 50-56.
8. Цариковський В.В., Цариковський Вал.В., Ляшенко В.І. Підвищення ефективності камерних систем розробки родовищ на шахтах Кривбасу. *Металургическая и горнорудная промышленность-2011*, №1-с.82-88.
9. Капленко Ю. П., Цариковский Вал. В. Влияние напряженного состояния горного массива и горно-геологических условий на параметры обнажений и форму очистных камер. *Разработка рудных месторождений. Кривой Рог. 2005*, вып. 88, с. 21-24.
10. Петренко П. Д., Ступник Н. И., Потапенко Б. С., Зиненко В. А. Оптимальные конструктивные параметры камерных систем разработки// *Металургическая и горнорудная промышленность*. – 1986. – № 3. – С. 48-50.
11. Кушнерёв И. П. Совершенствование технологии выемки рудных залежей на глубоких горизонтах. *Разр. рудн. м-й. -вып. 88, 2005, с.39-41.*
12. А.С.СССР №1642005, кл.Е21С341/16. Способ разработки рудных залежей/ *Кушнерёв И.П., Абашин П.А., Терещенко О.А.*//№ заявки 4698180, заявл. 31.03.1989, опубл. 15.04.1991.Бюл. №14.
13. А.С. СССР № 1723324, кл. Е 21 С 41/16. Способ разработки мощных залежей крепких руд с неустойчивыми породами/ *В. М. Кучер, А. А. Суковач, В. М. Погребной, Ю. Ю. Кривенко, И. П. Кушнерёв и В. М. Тарасютин.* – № 950917; Заявл. 26.12.89; Опубл. 30.03.92. – Бюл. № 12. – 4 с.
14. Патент 44520. Україна. Е21F 17/00. Спосіб зниження впливу гірського тиску на конструктивні елементи системи розробки/ *І. П. Кушнерьов, Ю. Ю. Кривенко.* – Заявл. 06.04.2009; Опубл. 12.10.2009. – Бюл. № 19. – 3 с.
15. Пирха О. Ю., Кушнерьов І.П. Розробка ефективної технології відпрацювання рудних покладів на глибоких горизонтах Криворізького басейну. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Гірничо-металургійний комплекс: досягнення, проблеми та перспективи розвитку» Кривий Ріг, 2010 . -с. 12-13.
16. Определение и контроль допустимых размеров конструктивных элементов систем разработки на рудниках Кривбасса/ *Цариковский В В., Сакович В. В., Недзвецкий А. В.* – Кривой Рог: НИГРИ, 1987. – 75 с.
17. Баранов А. О. Расчет параметров технологических процессов подземной добычи руд. М.: Недра, 1985.-224с

Рукопис подано до редакції 05.04.2019

УДК 681.518

М.В. КІЯНОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф., Н.В. ДЕМІДА, магістрант
Криворізький національний університет

СТАБІЛІЗАЦІЯ ПОЛОЖЕННЯ ОСІ РОБОЧОГО ОРГАНУ РОТОРНОЇ МАШИНИ ПРИ РІЗНИХ СТУПЕНЯХ НАВАНТАЖЕННЯ ОПОР КОВЗАННЯ

Мета. Метою даної роботи є проблема забезпечення суміщення осей елементів роторних механізмів, а саме ротора та опор ковзання за рахунок застосування підшипника зі спеціальною формою вкладки підшипникової опори.

Методи дослідження. Результати роботи отримані шляхом теоретичних досліджень. Теоретичні дослідження полягають у аналізі кривизни траєкторії переміщення центру обертання ротора в опорах, які впливають на зміщення осі обертання ротора від осі підшипника ковзання, так званий ексцентриситет. Ексцентриситет виникає при русі роторних машин під дією динамічних сил. В результаті такі динамічні сили викликають великі, часом дуже суттєві, навантаження та створюють додаткові напруження у таких кінематичних парах, як ротор та підшипник ковзання, а також збільшують тертя і знос їх елементів.

Наукова новизна. Було визначено, що на сьогоднішній день не існує такої конструкції підшипників ковзання, яка б в повній мірі сприятиме стабілізації положення осі ротору в опорах ковзання. Тому дане питання потребує нових теоретичних і експериментальних досліджень при створенні принципово нових конструкцій підшипників, які зможуть сприяти зменшенню величини ексцентриситету, не допускаючи негативних явищ на підшипник при різних ступенях навантаження.

Практичне значення. Виконаний аналіз конструкцій підшипників ковзання дає можливість визначення напрямків модернізації та вдосконалення засобів виробництва на базі застосування новітніх досягнень розробок.

Результати. В результаті проведеного аналізу було визначено, що для зменшення величини ексцентриситету пропонується змінити кривизну траєкторії переміщення центру обертання ротора, при зміні навантаження на підшипник, за рахунок зміни кривизни опорної поверхні підшипника у місці виникнення клинового зазору. Таким чином зміститься положення клинового зазору, що забезпечить як «підйом» ротора, так і його шлях по новій зміщеній траєкторії, тому ексцентриситет дорівнюватиме мінімально-му значенню. Регулювання кривизни опорної поверхні підшипника сприятиме стабілізації положення осі ротору в опорах ковзання.

Ключові слова: ротор, підшипник ковзання, стабілізація, ексцентриситет, навантаження, надійність

doi: 10.31721/2306-5435-2019-1-105-58-62

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями. В даний час однією з найважливіших задач сучасного машинобудування залишається проблема зміщення осі обер-

тання ротора від осі підшипника ковзання, так званий ексцентриситет, який виникає при русі роторних машин під дією динамічних сил. Під час роботи машин, ланки їх механізмів рухаються з прискоренням, в результаті чого виникають динамічні сили (сили інерції), які викликають великі, часом дуже суттєві, навантаження та створюють додаткові напруження у таких кінематичних парах, як ротор та підшипник ковзання, а також збільшують тертя і знос їх елементів [1]. При перенавантаженнях чи досягненні граничного зношення поверхонь тертя підшипника ковзання відбувається зміщення осі ротора від осі підшипника, що спричиняє збільшення амплітуд автоколивань, порушується режим нормального мащення і рідинне тертя переходить в граничне або навіть сухе. Це приводить до різкого підвищення температури і зниження в'язкості мастила. У сполученні створюються сприятливі умови для інтенсивного розвитку різних видів зношення, і в першу чергу зношення унаслідок заїдання [2].

Значне збільшення зазорів приводить до появи ударних навантажень, які також сприяють збільшенню швидкості зношення, або навіть до поломок окремих деталей і виходу машини з ладу [3].

Вказані фактори значною мірою впливають на надійну роботу роторної машини, зменшуючи її експлуатаційний термін. Таким чином, вивченню впливу ексцентриситету на параметри машини необхідно приділити значну увагу.

Аналіз досліджень і публікацій. Проблемами стабілізації положення головної осі ротора з віссю його обертання, впливу цього параметру на зниження механічних коливань займались Ройзман В.П., Драч І.В., Філімоніхін Г.Б., Гусаров А.О та ін. Задача балансування роторів являється класичною інженерною задачею. Як відомо, дисбаланс ротора визначається зміщенням центра мас і власної осі інерції від осі обертання. При обертанні ротора виникають періодичні сили, які на великих швидкостях досягають великих значень і можуть привести до руйнування підшипникових опор [4]. У багатьох наукових працях правильне положення осі ротору відносно осі опор ковзання машин здійснюється шляхом автоматичного балансування за допомогою пристроїв з вільним переміщенням коригуючих мас [5]. Вони мають вигляд порожнистої камери, частково заповненої робочими тілами (рідиною, сипучими тілами) і є пасивними регуляторами прямої дії, що не потребують підводу енергії та системи керування для переміщення коригуючих мас [6].

Постановка завдання. Основною задачею цієї статті є дослідження динаміки деталей роторних машин, а саме забезпечення стабілізації положення осі ротора відносно осі опори ковзання, враховуючи різного роду навантаження в механізмі.

Виклад матеріалу і результати. Сутність вивчення проблеми полягає в детальному аналізі підшипників ковзання, характерним для них динамічним процесам, які істотно впливають на особливості ексцентриситету.

Підшипники ковзання є невід'ємною частиною багатьох великих і дуже відповідальних агрегатів, вони широко застосовуються в енергетичному обладнанні, потужних насосах, компресорах, електродвигунах. Фізичні процеси, що протікають в підшипниках ковзання, достатньо складні і залежать від співвідношення багатьох зовнішніх і внутрішніх чинників [7].

В основному, всі виникаючі в процесі експлуатації проблеми стану підшипників ковзання можуть бути об'єднані в три групи. Це проблеми стану робочих поверхонь підшипника, проблеми величини зазору між жолобником ротора та антифрикційним вкладишем, а також проблеми несучої здатності шару мастила.

Умови створення несучого мастильного шару в підшипнику аналогічні гідродинамічним процесам, які виникають між площиною і пластиною, яка переміщується під деяким кутом до неї.

Коли зазор підшипника заповнений мастилом, а до валу прикладена сила P , то вал зміщується з центрального положення і утворює ексцентриситет ε між валом і отвором i , тим самим, клиновий зазор. При обертанні валу прилипає до нього мастило буде захоплюватися в клиновий зазор, стискатися у вузькому горлі зазору і створювати підйомну силу, яка утримує вал від контакту з підшипником. Визначення гідродинамічного тиску в масляному шарі в підшипнику є одним із завдань гідродинамічної теорії змащування. У клиновому мастильному зазорі розвивається гідродинамічний тиск p , який врівноважується навантаженням P , що діє на вал.

На рис.1 показані схеми розміщення валу в підшипнику: на початку його роботи (рис.1а) коли кутова швидкість валу ω ще близька до нуля, і в період сталого руху, коли кутова швид-

кість ω стає більше критичного значення, що відповідає переходу в режим рідинного тертя (рис.1б).

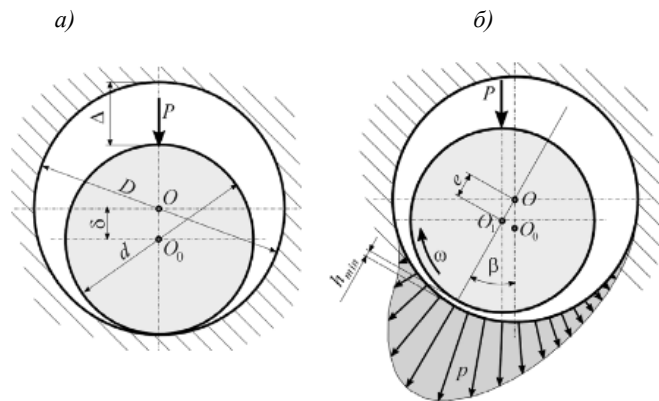


Рис.1. Положення валу в підшипнику: *a* – в стані спокою; *б* – при обертанні зі швидкістю

У випадку, зображеному на схемі рис.1а, центр O_0 валу лежить на лінії дії зовнішньої сили P на підшипник під його центром O , при цьому ексцентриситет $\varepsilon = OO_0$ дорівнює радіальному зазору в підшипнику δ

$$\varepsilon = \delta = \Delta / 2.$$

При зміні кутової швидкості центр валу відповідно змінює своє положення; траєкторія його руху в підшипнику

наближено дуга окружності. При $\omega \rightarrow \infty$ циліндричні поверхні валу, які труться, і підшипника стають майже концентричними, утворюючи постійний по колу кільцевий зазор, який дорівнює δ . Мінімальний зазор виникає в перетині, який зміщений на кут β , що розташовується між лінією центрів валу і підшипника і лінією дії навантаження P . Крім цього кута положення валу в підшипнику при гідродинамічному режимі повністю визначає ексцентриситет ε між зміщеними центрами O і O_1 . Якщо сталість зазору не підтримувати штучним шляхом, то вал опуститься під дією сили тяжіння. Тут в дію включається гідродинамічний ефект, який полягає в тому, що вал захоплюється за рахунок змочування мастилом і нагнітає його в клиновий зазор, який звужується у напрямку руху. При цьому всередині мастильного клину виникає додатковий тиск [8].

Несуча здатність мастильного клину підшипника ковзання, його основний експлуатаційний параметр стану, є складною нелінійною функцією від величини зазору між валом і антифрикційним вкладишем. Чим тонкіше шар мастила, тим вища несуча здатність підшипника. З іншого боку зниження шару мастила знижує стійкість підшипника до динамічних навантажень, стає вищою ймовірність механічного торкання валу щодо вкладиша.

Товщина клину є найбільшою в місці входу робочої поверхні обертового валу в несучу зону підшипника і мінімальна на виході з неї. Чим більше навантаження на підшипник, тим тонше ставатиме шар мастила, який несе радіальне навантаження.

Ротори агрегатів, які спираються на підшипники ковзання, при певних умовах можуть втратити стійкість і перейти в режим автоколивань в радіальному напрямку. Найбільш часто це відбувається при значному зменшенні навантаження валу ротора на підшипник, що може бути наслідком багатьох причин.

На рис.2 зображено поперечний переріз підшипника ковзання, для наочності в якому показані дуже великі зазори. Ротор, показаний на малюнку окружністю, виділеною потовщеною лінією, обертається в зазорі в напрямку за годинниковою стрілкою.

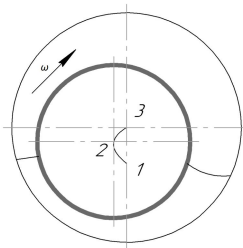


Рис.2. Зміщення положення центру валу щодо центру підшипника ковзання

При зміні навантаження на підшипник положення центру валу буде зміщуватися щодо центру підшипника, буде змінюватися робочий зазор в підшипнику. При зміні навантаження на підшипники від нуля до гранично допустимого, центр ротора опише лінію навантаження підшипника. На рисунку цифрами 1, 2 і 3 показані характерні точки траєкторії переміщення центру обертання ротора при зміні навантаження на підшипник.

Точка 3 відповідає повній відсутності навантаження на підшипник ковзання. Положення точки 1 відповідає такому максимальному навантаженню, коли резерви несучої здатності підшипника вичерпані повністю і почалися зачіпання ротора щодо вкладиша. Дуже важливим для розуміння динамічних процесів в підшипнику є перегин траєкторії в точці 2. Крива траєкторії переміщення центру валу цієї точки перегину 2 ділиться на дві різні за властивостями ділянки, на яких може розташовуватися робоча точка підшипника. Ділянка від точки 1 до точки 2 являє собою зону сталої роботи підшипника, коли відповідна силова реакція під-

шипника на збуджуючий імпульс навантаження однозначно відповідає величині цього імпульсу.

На ділянці від точки 2 до точки 3 картина динамічних процесів багато в чому інша. Внаслідок негативної кривизни траєкторії руху центру ротора тут існує так зване "перерегулювання" в реакції підшипника на зовнішні збудження. Явище «перерегулювання» виникає у відповідь на збуджуючий імпульс, наприклад, одиничної сили, відповідна реакція підшипника може бути рівним не одиниці, а, наприклад, двом. Ротор повернеться назад, але переміститься по траєкторії далі, ніж потрібно. Далі на ротор, який перемістився за точку рівноваги, знову буде діяти надмірний імпульс від мастильного шару підшипника, спрямований в бік точки встановленого режиму, але і це зусилля знову буде надмірним. В результаті ротор знову переміститься за точку рівноваги в початкову позицію, а найімовірніше і ще далі. Результатом цього явища стане нескінченне автоколивання ротора у мастильному клині щодо точки рівноваги [9].

Траєкторія руху валу в підшипниках є фактично встановленою, але досі не пропонується спосіб зменшення величини ексцентриситету, що суттєво впливає на стабілізацію положення осі валу в опорах ковзання. Виникає необхідність модернізувати підшипник кочення, змінюючи кривизну його опорної поверхні. На рис.3 представлені схеми поперечного перерізу підшипника при обертанні з описаними траєкторіями руху: підшипник до модернізації (рис.3а) та підшипник зі зміненою кривизною його несучої поверхні (рис.3б).

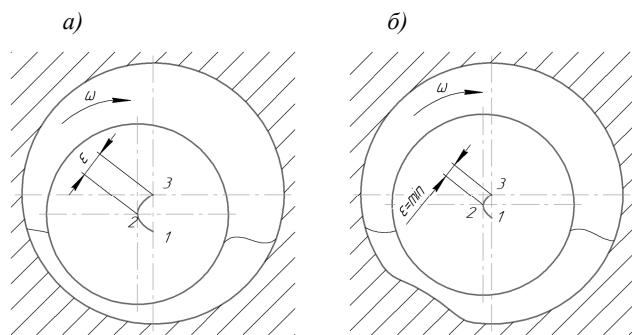


Рис.3. Змінення кривизни траєкторії руху ротору: *а* – підшипник до модернізації, *б* – підшипник зі зміненою кривизною його опорної поверхні

Аналіз траєкторії руху ротору по вихідним точкам узято з пояснення до рис.2. Крива показана експериментально та потребує подальших досліджень.

Рис. 3 дає нам можливість наочно бачити змінену лінію навантаження підшипника за рахунок змінення кривизни поверхні

опори ковзання, яка в повній мірі приводить до зменшення ексцентриситету, що також позитивно позначається на зниженні мастильних вібрацій [10].

В інших випадках зменшення частоти вібрації мастильного клину говорить про збільшення зазорів в підшипнику. Зазори в підшипниках ковзання завжди ретельно контролюються з усіх боків ротора, оскільки всі вони, а не тільки нижня частина вкладиша, в тій чи іншій мірі беруть участь в роботі. Зазор у верхній частині підшипника також дуже важливий для стабілізації положення ротора в зазорі підшипника.

Висновки та напрямок подальших досліджень. Подальшому глибокому вивченню та аналізу, на базі досвіду наявних наукових праць, підлягає питання виникнення ексцентриситету внаслідок можливого впливу стану підшипника, зазорів в ньому, зміни частоти мастильної вібрації.

Для зменшення величини ексцентриситету ϵ пропонується змінити кривизну траєкторії переміщення центру обертання ротора, при зміні навантаження на підшипник, за рахунок зміни кривизни опорної поверхні підшипника у місці виникнення клинового зазору. Таким чином зміститься положення клинового зазору, що забезпечить як «підйом» ротора, так і його шлях по новій зміщеній траєкторії, тому ексцентриситет дорівнюватиме мінімальному значенню. Регулювання кривизни опорної поверхні підшипника сприятиме стабілізації положення осі ротору в опорах ковзання.

Список літератури

1. **Кіницький Я. Т.** Теорія механізмів і машин: Підручник. — К.: Наукова думка, 2002. — 660 с. ISBN 966-00-0740-X, 263 с.
2. **С. А. Чернавский.** Подшипники скольжения. М., «МАШГИЗ», 1963., 243 с.
3. **Квитницький Е.И., Киркач Н.Ф.** и др. Расчет опорных подшипников скольжения. Справочник. — Москва: Машиностроение, 1979. — 70 с
4. **Ляхов А.Ф.** Вычислительная обусловленность задачи балансировки ротора. – Проблемы прочности и пластичности, т.79, №2, 2017. – УДК 534.01
5. **Филимонович Г. Б.** Способ возбуждения двухчастотных вибраций пассивными автобалансирами / **Г. Б. Филимонович, В. В. Яцун** // Восточно-Европейский журнал передовых технологий.

6. **Драч І. В.** Ефективність балансування ротора автобалансуючими пристроями з сипкими робочими тілами і кульками малого діаметра / **І. В. Драч, В. П. Ткачук** // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – 2006. – № 1. – С. 126–130.
7. **Решетов Д.Н.** Детали машин: Підручник – М.: Машиностроение, 1989. — 496 с.
8. **Докшанин С.Г., Трошин С.И.,** Детали машин и основы конструирования. Смазка деталей машин и смазочные устройства: учеб.-метод. пособие – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2013.
9. **Русов В. А.** Спектральная вибродиагностика. – М.: Наука, 1996. – 243 с.
10. **В. П. Ройзман, С. А. Петрашук,** Вибрації в техніці та технологіях. - 2015. - № 3. - С. 117-122.

Рукопис подано до редакції 05.04.2019

УДК 622.03-021.465:622'11

М. В. ШОЛОХ^{*}, канд. техн. наук, доц.
Криворізький національний університет

МЕТОДИ ПРОГНОЗУВАННЯ ПРИРОДНО-ПРОСТОРОВОГО РОЗМІЩЕННЯ МІНЛИВОСТІ ВМІСТУ ЯКІСНИХ ПОКАЗНИКІВ КОРИСНИХ КОПАЛИН У НАДРАХ

Мета. У роботі розглянуто геостатистичні (дискретний, випадковий і універсальний крайгінг) методи оцінки об'ємно-якісних показників корисних копалин у надрах при поділу блоків на однорідні об'єми.

Методи дослідження. Оцінка блоків великого і малого розмірів з різним числом даних у блоках і за межами визначається по величині відносної похибки оцінок у порівнянні з фактично виміряними значеннями на відпрацьованих дільницях рудного тіла і покладах родовища. Порівняння точності результатів традиційних і геостатистичних методів оцінки фактору впливу природно-просторового розміщення мінливості вмісту якісних показників надр не суперечить теорії оптимальної статистичної оцінки і використовується для моделі мінливості показників і окремих параметрів.

Наукова новизна. Запропонована модифікація крайгінга – індикаторний крайгінг, який дозволяє одержати ефективну геостатистичну оцінку впливу природно-просторового розміщення мінливості вмісту якісних показників надр і в блоках, які складенні різнотипними корисними копалинами. Методика універсального крайгінга дозволяє зменшити зсув оцінок об'ємно-якісних показників корисних копалин у надрах.

Практична значимість. Оцінка середнього значення природно-просторового розміщення мінливості вмісту якісних показників у надрах базується на дослідженні мінливості характеристики ознак, аналізі геометричних характеристик блоків дільниць рудного тіла і поклада родовища залізистих кварцитів і параметрів розвідувальних мереж. Розрахунки показують, що для малих блоків дільниць рудного тіла і поклада родовища залізистих кварцитів досить залучити для оцінки три – шість найближчих проб. Для регулярних мереж опробування природно-просторового розміщення мінливості вмісту якісних показників корисних копалин у надрах розрахунки коефіцієнтів проведені заздалегідь для найбільш типових конфігурацій взаємного розташування блоку і проб, які беруть участь в оцінці.

Результати. Розглянуті дискретний, випадковий і універсальний крайгінг оцінки природно-просторового розміщення мінливості вмісту якісних показників корисних копалин у надрах більш ефективні по точності в умовах геологічної і статистичної однорідності блоків, які оцінюються. Запропонована модифікація крайгінга – індикаторний крайгінг, який дозволяє одержати ефективну геостатистичну оцінку природно-просторового розміщення мінливості вмісту якісних показників корисних копалин у надрах і блоках, які складенні різнотипними корисними копалинами. Сутність методу полягає в тому, що поряд зі звичайними варіограмами вмісту якісних показників для кожного типу корисних копалин будується індикаторна варіограма.

Ключові слова: запаси, блоки, об'ємно-якісні показники, крайгінг оцінки, індикаторні варіограми.

doi: 10.31721/2306-5435-2019-1-105-62-68

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями. Питаннями впливу мінливості вмісту якісних показників надр [1] і прогнозування об'ємно-якісних показників корисних копалин у надрах займалися провідні вчені [2–5]. Запропоновано досить багато методів прогнозування, більшість з яких не є ефективними з погляду похибки оцінки вмісту якісних показників корисних копалин у надрах, оскільки не враховують характер мінливості показників об'ємно-якісних ознак. Завдання прогнозування середніх значень геологічних об'ємно-якісних ознак показників корисних копалин у надрах – найважливіша при реалізації функцій маркшейдерсько-геологічного управління вмістом якісних показників корисних копалин. Застосування методів опробування об'ємно-якісних показників корисних копалин у надрах, що засновані на теорії випадкових функцій, дає задовільні результати для блоків малого розміру,