



УДК 62-192

М.О. Клименко, к.т.н., доцент КНУБА,
М.М. Делембовський, асистент КНУБА,
В.С. Печерський, студент КНУБА

ОСОБЛИВОСТІ ПРИЗНАЧЕННЯ ПОСАДОК ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ ТА ЇХ ВПЛИВ НА НАДІЙНІСТЬ ТА ДОВГОВІЧНІСТЬ РОБОТИ МАШИН ПРОМИСЛОВОСТІ БУДМАТЕРІАЛІВ

АНОТАЦІЯ. Здійснено аналіз посадок підшипників кочення машин промисловості будівельних матеріалів: щоківних дробарок, грохотів та вібраційних машин для ущільнення будівельних сумішей. Наведено розрахунок та обґрунтовано вибір посадок підшипникових вузлів будівельних машин в умовах значних знакозмінних навантажень, обтяжених додатковим впливом вібрації.

Ключові слова: вібраційна машина, дробарка, підшипник кочення, посадка, поле допуску, радіальне навантаження.

ANNOTATION. The analysis of ball and roller bearings fits for construction materials machines such as jaw crushers, screens and vibrating machines for concrete compaction is performed. Calculation and reasonable choice bearings fits for construction machinery in terms of large alternating loads burdened with additional exposure to vibration.

Keywords: Vibration machine, crusher, bearings, landing right of access, radial load.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими практичними завданнями. Машини промисловості будівельних матеріалів посідають чільне місце в загальному машинобудуванні будь-якої країни і, попри видиму простоту їх конструкції, працюють переважно у найскладніших режимах. До таких машин відносяться в першу чергу щоківні та конусні дробарки для подрібнення гірських порід, вібраційні грохоти для сортування подрібненого матеріалу та вібраційні машини для ущільнення будівельних сумішей. Всі ці машини сприймають дуже великі, часто знакозмінні навантаження, які ускладнюються додатковим впливом вібрації та необхідністю непростой системи примусового змащування. Поряд з цим, незважаючи на значну кількість виконаних наукових досліджень щодо призначення посадок в вузлах підшипників кочення, а також наявній літературній базі [1, 2], аналіз реальних конструкцій машин промисловості будівельних матеріалів вказує на значний відрив теоретичних знань від їх практичного застосування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання даної проблеми. Дослідженню конструкцій вищезгаданого класу машин присвячено величезну кількість робіт, проте переважна більшість з них стосується розрахунку конструктивних параметрів машин, дослідженню динаміки їх роботи, визначенню розрахункових навантажень елементів конструкцій і практично не торкається особливостей їх експлуатації. Зокрема слабо дослідженими є питання експлуатації дробарок і вібраційних машин, а саме особливості монтажу та роботи підшипникових вузлів, елементів механічних передач, тощо. В роботах Андреева С.Е. і Перова В.А. [3] були запропоновані основні положення конструкції системи змащування підшипникових вузлів грохотів та конусних дробарок. Клушанцев Б.В. та Муйземнек Ю.А. [4] запропонували особливості конструкції та системи змащування підшипників кочення щоківних дробарок, а Назаренко І.І. запропонував свій підхід до експлуатації таких вузлів в вібраційних машинах. Проте аналіз літературних джерел виявив відсутність системного і обґрунтованого підходу до вирішення питання призначення посадок підшипникових вузлів для даного класу машин, які до сьогодні приймаються за аналогією зі застарілими зразками будівельної техніки. Крім того

не враховуються останні розробки в галузі підшипникобудування, які накладають свої вимоги щодо точності монтажу підшипників.

Метою даної роботи є встановлення реального стану справ в конструкціях підшипникових вузлів важконавантажених будівельних машин, для чого були проведені обстеження декількох кар'єрів з видобутку та переробки щебню: ВАТ «Коростенський щебзавод», м. Коростень, ЗАТ «Юнігран», м. Малин Житомирської обл. та ВАТ «Рокитнянський гранітний кар'єр», смт. Рокитне, Київської обл., а також заводи з випуску залізобетонних виробів ДБК-1, ПАТ «Завод залізобетонних конструкцій ім. С.Ковальської» в м. Київ, завод «Перемога», м. Ірпінь, Київська обл. та ПАТ «Екогран» в м. Малин.

Виклад основного матеріалу дослідження. До розгляду були взяті такі машини: шоківі дробарки ЩДП 6х9 (ВАТ «Коростенський щебзавод»), ЩДП 9х12 (ЗАТ «Юнігран», м. Малин), вібраційні грохоти 4УК1854 виробництва Китай (ЗАТ «Юнігран», м. Малин), а також віброплощадки з дебалансними віброзбуджувачами СМЖ-187А (ПАТ «Завод залізобетонних конструкцій ім. С.Ковальської» в м. Київ), СМЖ-773Б (ПАТ «Екогран» в м. Малин) та вібротумб (завод «Перемога», м. Ірпінь, Київська обл.).

Спочатку були проаналізовані шоківі дробарки (рис.1). Як відомо, їх ексцентриковий вал сприймає надзвичайно великі динамічні навантаження, що досягають 20 МН і більше, а також вібрацію та удари. Ці сили передаються кореневим та шатунним підшипникам, які інколи мають діаметр внутрішнього кільця 400 мм і більше.



Рисунок 1. Корпус корневих підшипників кочення шоківі дробарки.

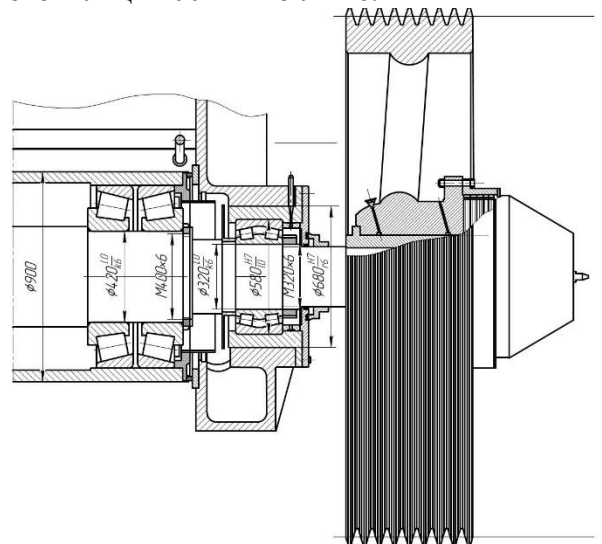


Рисунок 2. Переріз підшипникового вузла ексцентрикового вала шоківі дробарки.

Враховуючи вищенаведене і виконавши розрахунок інтенсивності радіального навантаження, оптимальною посадкою для корневих підшипників слід вважати $L0/n6$ – для внутрішнього кільця і $Js7/10$ – для зовнішнього (рис.2). Проте заміри, виконані на ЗАТ «Юнігран» та ВАТ «Рокитнянський гранітний кар'єр», відповідають посадкам відповідно $L0/js6$ і $H7/10$, які призначаються для звичайних підшипникових вузлів. Як результат, ресурс підшипникових вузлів цих дробарок не перевищує 3000 годин.

Окремо слід відзначити конструкцію підшипникових вузлів дебалансних валів грохотів і віброплощадок (рис.3, 5). Оскільки з дебалансними валами обертаються і самі дебаланси, то їх зовнішнє кільце підшипника кочення сприймає циркуляційне навантаження, а внутрішнє – місцеве. Отже, враховуючи також динамічні навантаження і високий рівень вібрації, зовнішнє кільце повинно бути змонтоване для грохотів за посадкою $K7/10$, для віброплощадок - $Js7/10$ або $K7/10$, а внутрішнє - $L0/h6$ (рис.4, 6).



Рисунок 3. Дебалансний вал вібраційного грохота.

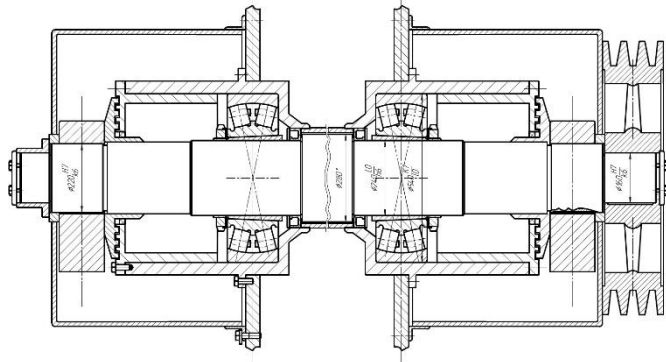


Рисунок 4. Переріз підшипникового вузла дебалансного вала вібраційного грохота.



Рисунок 5. Вібротумби уставки для формування панелей перекриття.

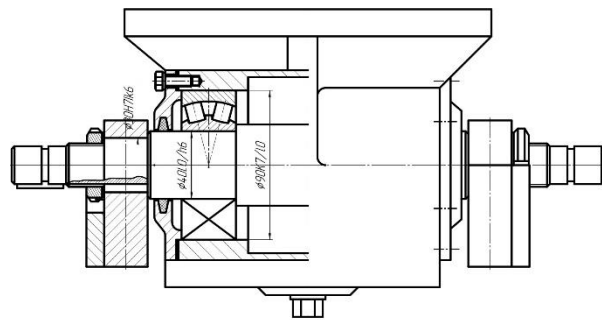


Рисунок 6. Переріз підшипникового вузла дебалансного вала вібротумби.

Аналіз конструкцій підшипникових вузлів деяких обстежених машин (грохоти ЗАТ «Юнігран», кілька віброплощадок СМЖ-187А ПАТ «Завод залізобетонних конструкцій ім. С.Ковальської» і всі вібротумби заводу «Перемога») свідчить про протилежний характер їх з'єднань. Вони були змонтовані за посадками: $L0/js6$ – для внутрішнього кільця підшипника і $H7/10$ – для зовнішнього кільця. Це призводить до інтенсивного зношування бігових доріжок зовнішніх та внутрішніх кілець підшипників, тіл кочення, сепараторів і передчасного виходу з ладу всього підшипникового вузла (рис. 7, 8).



Рисунок 7. Характер зношування роликів сферичних підшипників віброплощадок.



Рисунок 8. Характер зношування роликів дворядних кінцевих підшипників.

Враховуючи, що у випадку віброплощини мова йде про п'ять вібраторів, що складаються з двох дебалансних валів, то загалом ми маємо 20 підшипників, які приходиться постійно замінювати. Отже, надійність всієї системи в цілому значно знижена тільки через невідповідно змонтований підшипник, хоча за динамічною вантажопідйомністю розрахунок підшипника виконаний вірно.

Також треба згадати конструкції нових спеціальних сферичних роликотпідшипників FAG для вібраційних машин, що випускаються концерном «Schaeffler Gruppe Industrie». Ці підшипники відповідають розмірним серіям 22 и 23 за E DIN 616:1995-01 або ISO 15 та випускаються в специфікації T41A(D). Сферичні роликотпідшипники FAG у виконанні E1 (рис.9) з діаметром отвору від 40 до 150 мм включно не мають бортиків на внутрішньому кільці, а також сталевий штампований сепаратор с отворами, що складається з двох половинок. Обидві половинки сепаратора спираються на направляюче кільце, розташоване по зовнішньому кільцю підшипника. Направляюче кільце виконане суцільним. Всі частини сепаратора проходять спеціальне поверхнєве гартування. Для підшипників з діаметром отвору понад 150 мм рекомендоване використання підшипників у виконанні 223.-A-MA-T41A (рис.10), які мають на внутрішньому кільці один центральний бортик та два бічні опорні бортики. Масивний латунний сепаратор, що складається з двох частин, відцентрований по зовнішньому кільцю підшипника. Крім того, безпосередньо сама специфікація T41A(D) регламентує звуження поля допуску отвору до верхньої половини нормального поля допуску. Для зовнішнього діаметра може бути використана виключно середня частина нормального поля допуску.

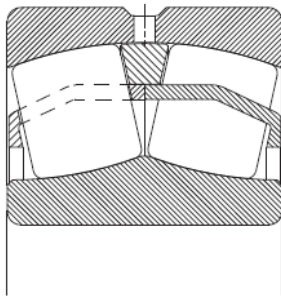


Рисунок 9. Спеціальний сферичний роликотпідшипник 223.-E1-T41A(D) у виконанні X-life для вібраційних машин.

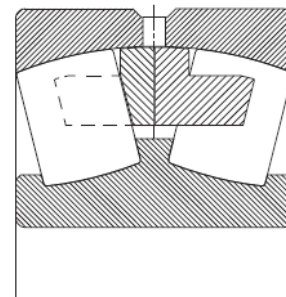


Рисунок 10. Сферичний роликотпідшипник 223.-A-MA-T41A спеціального виконання для вібраційних навантажень.

Висновки

1. Проаналізовано характер посадок підшипникових вузлів важкоавантажених будівельних машин та визначені оптимальні їх значення
2. За результатами обстежень розроблені рекомендації щодо модернізації конструкції підшипникових вузлів розглянутих машин та виконані розрахунки підвищення надійності та довговічності машин за умови вжиття цих заходів.

Література

1. Якушев А.И., др. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения, - М., 1987
2. Саранча ГА, Якимчук Г.К. Метрологія, стандартизація та управління якістю. - К.: Основа, 2004
3. Андреев С.Е., Перов В.А., Зверевич В.В. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых/ 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Недра, 1980. - 415 с.
4. Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Муйземнек Ю.А. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации. - М.: Машиностроение, 1990. - 320 с.
5. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підруч. для студ. вузів / І.І. Назаренко; Київ. нац. ун-т буд-ва і архіт. - К., 1999. - 485 с.