

*С.П.Назарчук, к.т.н, член-кор. ПТАН України
(Львівський інститут пожежної безпеки МНС України)*

ВЗАЄМОДІЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДШИПНИКОВОГО ВУЗЛА АВАРІЙНО-РЯТУВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ТА МАШИН

В статті проводиться аналіз факторів взаємовпливу деформованих елементів підшипникового вузла, що перебувають у різних умовах роботи та містять підшипник кочення, розміщений в гнізді, та цапфу вала будь-якого механізму привода чи виконавчого органу машини, в тому числі і аварійно-рятувальної, які відомі на даний час і висвітлені у літературі. На основі такого аналізу обгрунтовані та визначені основні напрямки, а також задачі подальших досліджень.

Ефективна робота будь-якого механізму залежить від напружено-деформованого стану (НДС) його складових елементів, що перебувають під навантаженням. Аварійно-рятувальні пристрої та машини містять механічний, гідромеханічний, електромеханічний та комбіновані приводи, складовими частинами яких є підшипниковий вузол. Від надійності роботи таких вузлів залежить і робота машини в цілому. Тому оцінка чинників, від яких залежить ефективність роботи складових елементів підшипникового вузла складає передумову для правильного конструкторського розрахунку та експлуатації пристрою чи машини в умовах виконання аварійно-рятувальних робіт.

Підшипник кочення вузла сам по собі є складною механічною системою. Через це, питанням кінематики, динаміки, напружено-деформованого стану (НДС) елементів, а також взаємодії підшипника з валом та корпусом будь-якого механізму (у тому числі і приводів робочих органів аварійно-рятувальних машин, що містять зубчасті передачі) присвячена велика кількість робіт, серед яких необхідно відзначити роботи Галахова М.А., Бурмістрова А.Н. [1-3], Самсаєва Ю.А. [4,5], Айрапетова С.Е., Генкіна М.Д., Лупандіна В.В. [6], Рагульська К.М., Юркаускаса А.Ю. [7], Krzemicki-Freda H. [8,9] та інших [10-21].

Відомо [1], що в результаті деформації вала відбувається перекіс перетинів вала в опорах, що є фактично перекосом внутрішнього кільця підшипника відносно зовнішнього, величина якого у процесі обертання вала постійно міняється. Тому деформація вала впливає на ефективну роботу як зубчастого зачеплення, так і, безпосередньо, на роботу підшипника.

Як і кожна механічна система, що складається із пружних тіл, підшипник кочення має певну жорсткість та точність складових елементів.

Для нормальної роботи підшипника необхідно витримати зазор між елементами, як у радіальному, так і в осьовому напрямках. У закріпленого підшипника на валу з нерегульованим радіальним та осьовим зазором виділяють посадочний зазор, який виникає після розміщення підшипника на валу та у корпусі, а також робочий зазор, що виникає в процесі роботи [6,9,19].

Очевидно, що робочий зазор підшипника формується жорсткістю та точністю складових елементів усього підшипникового вузла, і, на загал, носить змінний характер [5,6]. Згідно з системами точності ISO та AFBMA, норма точності має три основні параметри:

- точність у дотриманні габаритних розмірів підшипників кочення;
- точність форми та розміщення поверхонь кілець;
- точність обертання.

У відповідності із цим підшипники у країнах СНД випускаються 5-ти класів точності (ГОСТ 520 – 71 колишнього СРСР), вартість виготовлення яких росте у порядку зростання точності майже у геометричній прогресії. Крім того характеристики точності змінюються у процесі, що слід віднести не тільки до підшипникового вузла, а і до складальної одиниці вала та привода в цілому.

Слід відзначити, що доля затрат на складання точного механізму в загальній сумі витрат на виготовлення, складає значну частку, яка може сягати, наприклад, для зубчастих передач надвисокої точності більше половини загальної суми [21].

У радіальному відношенні кільця підшипників закріплюються як на валу, так і в корпус з допомогою натягів, які необхідні перш за все, щоб уникнути прокручування кільця. При цьому можливі викривлення кільця і тим самим бігових доріжок (жолобів) тіл кочення за рахунок розвалу та деформацій корпусу для зовнішнього кільця, а також овальності та гранності цапфи для внутрішнього кільця.

Таким чином у різних місцях підшипникового вузла робочий зазор не є однаковий.

Суттєво впливають на перекис кільця підшипника монтажні зусилля (також за рахунок неточностей кріпильних елементів), що виникають під час закріплення кільця в осьовому напрямку як в корпус, так і на валу, для різних типів підшипників [5, 9, 20].

Особливістю закріплення зовнішнього кільця радіально-упорного (упорно-радіального) підшипника в гнізді корпусу в осьовому напрямку є постійна необхідність підтримувати безпосередній контакт з урахуванням температурного розширення між зовнішнім кільцем та елементом кріплення, що приводить до періодичних зміщень зовнішнього кільця (перекосів). Крім цього, під час затягування кріпильних елементів корпусу механізму, що в поєднанні з деформаціями всіх елементів вузла приводить до перекосів валів безпосередньо в опорі.

Підшипники „плаваючих опор” в осьовому напрямку, як правило, монтуються на валу переважно з допомогою спеціальних гайок. При цьому неминуче виникають монтажні зусилля, які викривлюють вісь вала за рахунок неточностей різьби (зазору в різьбі), гранності та овальності цапфи, не перпендикулярності торців та інше.

Таким чином, сумарний монтажний перекис кільця, а також місцеві монтажні випучування кільця приводять до неминучих перекосів валів та пульсацій радіальних переміщень вала безпосередньо в опорі за рахунок прощтовхування тіл кочення через горбики випучувань, що негативно відображається на роботі механізму в цілому, бо в процесі роботи такі монтажні неточності діють постійно.

Очевидно, що монтажні деформації, а також деформації підшипникового вузла в процесі роботи під дією робочого навантаження, визначаються величиною жорсткості опори загалом і самого підшипника зокрема.

Обчисленню жорсткості опори кочення присвячена велика кількість робіт як у статичній, так і динамічній постановці задачі, серед яких крім [1,5,8–12], необхідно відзначити роботи Кельзона А. С., Циманського Ю.П., Яковлева В.І., Зобніна А.П. [18]. Оцінка жорсткості у цих роботах проводиться в межах границі пропорційності матеріалу елементів та на основі контактної теорії Герца з урахуванням згину, зсуву, стиску-розтягу у дво-, тривимірних напрямках для кожного складового елемента опори та шарів мастила з використанням також гідродинамічних теорій рідин. Проводиться розподіл об'ємної жорсткості вузла на радіальну, осьову та кутову (перехресну) жорсткість, що, очевидно, уособлює радіальні, осьові та кутові переміщення вала в опорі під навантаженням [1,8–13, 15, 20]. З аналізу згаданих робіт випливає, що на сумарну жорсткість підшипника кочення впливає:

- конструкція та габаритні розміри його елементів;
- початковий (монтажний) зазор–натяг;
- відхилення форми доріжок та тіл кочення;
- навантаження;
- частота обертання елементів підшипника;
- робоча температура;
- в'язкість мастила;
- товщина шару мастила.

Загалом жорсткість підшипника кочення нелінійна. Якщо розглядати таку жорсткість у статистиці, то у переважній більшості робіт оцінка жорсткості підшипника проводиться в межах закону Гука (без урахування пластичних деформацій) з урахуванням контактного зближення кілець згідно з теорією Герца, різниця полягає тільки в кількості факторів, що беруться до уваги, і серед них – урахування зазорів та натягів у місцях посадки. Наприклад, згідно з роботами [1,2,17,18], сумарна жорсткість підшипника з урахуванням зазору–натягу при невеликих навантаженнях на підшипник міняється в межах 10–40%, при великих – 10–20%, а жорсткість опори із збільшенням навантаження в цілому росте.

В роботах [2,7,8,12,19] згадується, що із зростанням натягу сумарна величина жорсткості опори зростає тільки до певної межі, при цьому динамічні навантаження на вал знижуються, але зростає температура підшипника та підвищуються високочастотні складові коливань кілець самого підшипника.

Дослідження у динамічній постановці задачі показують, що із зростанням частоти обертання вала, враховуючи відцентрову силу тіл кочення, жорсткість опори зростає до певного рівня [14].

Урахування частоти обертання сепаратора у обчисленні жорсткості підшипника розглядається в роботах [1,7,9,13,15]. Зміна частоти обертання сепаратора спричиняє частіше перекочування тіл кочення через місце дії максимального навантаження на опору, що веде до змінності (пульсації) жорсткості підшипника під час роботи. Крім цього певною мірою пульсацію спричиняє відхилення розмірів тіл та доріжок, що згадувалося раніше.

Об'ємна жорсткість шару мастила на порядок менша за сумарну жорсткість стиску та контактну жорсткість елементів підшипника. Доля об'ємної жорсткості шару складає до 15% у загальній величині [3,19].

Загалом коливання кілець підшипника поділяють на три групи [4]:

- коливання з великою довжиною хвилі, які виникають у результаті биття кілець підшипника;
- коливання із середньою довжиною хвилі (10–60 коливань за один оберт кільця), які виникають від хвилястості доріжок (жолобів) кочення;
- коливання з малою довжиною хвилі, які виникають через мікронерівності.

Колівання зовнішнього кільця виникають здебільшого за рахунок циклічної зміни навантаження, що припадає на підшипник. У цьому випадку коливання в самому підшипнику виникнуть і при ідеальних формах елементів.

Якщо обертається внутрішнє кільце, то точність його геометричних форм та тіл кочення має визначальне значення у кінематичному збудженні коливань опори.

Крім цього, неточності елементів підшипника, що перебувають у контакті, є основною причиною виникнення автоколивань через мінливість моменту опору в процесі роботи [7], слід додати, що незначні автоколивання вала відбуваються і у місці контакту з ущільненням підшипникового вузла за рахунок моменту тертя, що має в основному стабільний характер [19].

Рівень моменту опору залежить від змащування підшипника, яке необхідне для зниження зношування елементів, хоча у промитих підшипників у порівнянні із змащеними, рівень опору дещо нижчий. Для відносно високих частот обертання кілець мастило діє як демпфуючий елемент [3,16].

Таким чином підшипниковий вузол сам по собі є:

- вібраційною системою, що є предметом подальших окремих досліджень;
- зоною віброактивності будь-якого механізму, що містить підшипники кочення.

Крім цього, жорсткість опори з підшипником кочення визначає просідання та перекіс вала в опорі і, тим самим, є одним із глобальних чинників, що забезпечують ефективну роботу будь-якого приводу чи машини.

На основі цього, до питань, вирішення яких підвищило б ефективність роботи підшипникового вузла пристрою чи механізму, що використовується для рятувальних робіт, слід віднести:

- уточнення підбору стандартних підшипників кочення для комплектації опор валів передач приводу та вибір способу закріплення підшипника на валу;
- оптимізація форми вала у поперечному та повздовжньому напрямках, що пов'язано з оцінкою його жорсткості у співвідношенні до жорсткостей інших елементів ланцюга "диск – вал – підшипник" .

Для вирішення таких питань необхідно провести уточнені аналітичні розрахунки визначення форми осі валів приводів під навантаженням з різною комплектацією підшипників як у статичній, так і у динамічній постановках задачі.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Галахов М.А., Бурмистров А.Н. *Расчёт подшипниковых узлов*. – М.: Машиностроение, 1988. – 282 с.
2. Галахов М.А., Бурмистров А.Н., Чехлов В.И. *О вибрации ротора в шарикоподшипниковом узле, собранном с осевым натягом* //Изв. ВУЗов. Машиностроение. – 1986. – №6. – С. 34 – 37.
3. Галахов М.А., Заптаров К.И., Сметани В.Л. *Влияние смазки на жесткость, кинематику и нагрузки в контактных шарикоподшипниках* //Изв. ВУЗов. Машиностроение. – 1976. – №6. – С. 26 – 29.
4. Самсаев Ю.А. *Вибрации приборов с опорами качения*. – М.: Машиностроение, 1994. – 125 с.
5. Самсаев Ю.А. *Особенности расчёта упругих характеристик высокоскоростной шариковой опоры* // *Нелинейные колебания и переходные процессы в машинах*. – М.: Наука, 1972. – С. 178–182.
6. Айрапетов С.Е., Генкин М.Д., Лупандин В.В. *Опоры качения зубчатых передач*. – М.: Наука, 1988. – 88с.
7. Рагульскис К.М., Юркаускас А.Ю. *Вибрация подшипников*. – Л.: Машиностроение, 1995. – 119 с.
8. Krzemicki–Freda H. *Sztynpionjż lożysek skońnych i ich układiw* //Sbornik prací Vysoke školy strojni a textilni v Liberci. – 1986. – №2. – s. 30–34.
9. Krzemicki–Freda H. *Sztynpionjż lożysek skońnych i ich układiw* //Zagadnienia eksploatacji maszyn. – 1986. – Zeszyt №1. – s. 52–57.
10. Винтер Г. *Критерии выбора подшипников качения для редукторов: Пер. с нем.* //Детали машин. Экспресс-информ. – 1989. – №38. – Реф. 97. С. 1–10.
11. Левина З.М., Котляренко Л.Б. *Исследование и расчёт упругих перемещений в местах посадки подшипников качения* // Станки и инструмент. – 1971. – №11. – С. 6–8.
12. Кудинов В.А., Кочнев Н.А., Савинов Ю.И. *Идентификация жесткости опор валов в собранных узлах* // *Машиноведение*. – 1983. – №2. – С. 17–22.
13. Шелофаст В.В., Краснов И.Д. *Численные методы оценки радиальной жесткости роликоподшипника и ее вариации на ЭВМ* // Изв. ВУЗов. Машиностроение. – 1987. – №12. – С. 34 – 37.
14. Тамура А., Цуда И. *Упругая характеристика подшипников качения: Пер. с англ.* //Детали машин. Экспресс-информ. – №30. – Реф. 112. С. 15–17.
15. Ryzowicz J., Szucki T., Wiernicki J. *Określanie obliczeniowe charakterystyki sprężystej łożyska kulkowego skońnego* // Mater. 4 konf. Nauk T.5. Sek.6. – Warszawa (Polska) – 1985. – s. 323–331.
16. Weck M., Ophrey L. *Einfluß der temperatur und des schmierstoffs auf die lastverteilung in schuellauflenden schrägkugellagen* // Konstruktion. – 1987. – №3. – s. 88-92.
17. Гаевик Т.Д. *Подшипниковые опоры современных машин*. – М.: Машиностроение. – 1985. 285 с.
18. Кельзон А.С., Циманский Ю.П., Яковлев В.И. *Динамика роторов в упругих опорах*. – М.: Нака. 1982.– 263 с.

19. Точность вращения радиальных цилиндрических роликовых подшипников при статической нагрузке: Пер. с англ. / Куракаре И., Тамура Х., Сукока А., Фуката С. // Детали машин. Экспресс-информ. – 1989. – №35. – Реф. 84. С. 1-16.
20. Чуб Е.Ф. Реконструкция и эксплуатация опор с подшипниками качения: Справочник. – М.: Машиностроение. – 1987. – 365 с.
21. Дальский А.М., Кулешова З.Г. Сборка высокоточных соединений в машиностроении. – М.: Машиностроение. – 1988. – 304 с.

УДК 621.646.99:539.313

*Т.Б.Юзьків, к.т.н., Ю.В. Гуцуляк, к.т.н.
(Львівський інститут пожежної безпеки МНС України)
Л.І.Гурняк, к.т.н. (НУ "Львівська політехніка")*

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО СПІВВІДНОШЕННЯ МІЖ МІЦНІСТЮ І ЖОРСТКІСТЮ УЩІЛЬНЮЮЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ, ВИГОТОВЛЕНИХ У ВИГЛЯДІ ТОНКИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ОБОЛОНОК

Запропонована інженерна методика розрахунку ущільнюючих елементів малої жорсткості у вигляді коротких тонкостінних оболонок. Одержані результати дають можливість виконувати проектний розрахунок таких елементів в порівняно простій формі, без використання додаткових теоретичних або довідкових матеріалів.

Технічне переоснащення та інтенсифікація промислового виробництва нерозривно пов'язані із проблемами герметизації. В першу чергу це стосується хімічної, енергетичної, газової промисловості, авіаційної та космічної техніки, де розгерметизація часто приводить до екстремальних ситуацій. Зокрема у випадках використання в пневмогідросистемах вибухонебезпечних або легкозаймистих речовин забезпечення герметичності є обов'язковою умовою пожежної безпеки.

Робота в умовах підвищеного тиску, високих або наднизьких температур, коли застосування еластичних матеріалів для ущільнення зон контакту неможливе, вимагає особливих конструкцій ущільнюючих елементів, переважно малої жорсткості [1], [2], [3]. Їх ефективне практичне застосування можливе тільки після детального проектного розрахунку з метою забезпечення необхідного ресурсу міцності при мінімально можливій жорсткості. Поставлена задача розв'язується на підставі порівняно складної для інженерної практики теорії тонких оболонок. Тому виникає необхідність довести розв'язок до конкретних рекомендацій і розрахункових формул для визначення оптимальних геометричних параметрів ущільнюючих елементів. Відомі дослідження в даному напрямку, наприклад [4], стосуються переважно визначення зусилля герметизації.

У зв'язку з рядом конструктивних, технологічних та експлуатаційних переваг найчастіше застосовуються ущільнюючі елементи малої жорсткості у вигляді коротких тонкостінних циліндричних оболонок. На рис.1 показана розрахункова схема такого елемента для одного з можливих варіантів застосування.