

## **Забезпечення живучості трибосистеми ковзання ГРМ**

УДК 629.113

Підшипники ковзання є одним з найважливіших структурних елементів машин та складають основну частку вузлів тертя. Відмови техніки, як правило, відбуваються внаслідок відмов підшипників (наряду з відмовами інших вузлів) і, таким чином, обмежують довговічність машини в цілому [1].

У наш час традиційна методологія взаємозв'язку теорії та експерименту доповнюється принципами комп'ютерного моделювання живучості трибосистеми ковзання. Ця нова ефективна процедура дає можливість цілісного вивчення поведінки найскладніших систем як природних, так і створюваних для перевірки теоретичних гіпотез.

Технологічний процес в області обчислювальної техніки суттєво змінив погляди на постановку та розв'язання інженерних задач. Останнім часом все більшого поширення набувають чисельні методи розрахунку складних фізичних систем за допомогою програмних комплексів. Особливу популярність як серед науковців, так й інженерів-виробничників отримав SolidWorks. Даний могутній засіб проектування відчутно покращив стандарти інженерних проектів та методологію цього процесу у багатьох сферах і дозволяє побудувати точну модель деталі й методом скінченних елементів (МСЕ) визначити експлуатаційні параметри (додаток SolidWorks Simulation), які виникають у ній за конкретних умов експлуатації.

В Solidworks Simulation прикладаються до деталей рівномірні або нерівномірні тиски в будь-якому напрямі, сили із змінним розподілом, гравітаційні та відцентрові навантаження, опорні та дистанційні сили; знаходиться оптимальний розв'язок, який відповідає обмеженням геометрії та поведінки; якщо допущення лінійного статичного аналізу незастосовні, застосовують нелінійний аналіз; будуються епюри результатів.

Так, в [2] розраховувався підшипник ковзання кронштейна відведення механізму включення зчеплення трактора МТЗ-80; у [3] - підшипник ковзання вала муфти зчеплення трактора КД-35; у [4] - підшипник ковзання кронштейна модернізованого поворотного стану моделі 801-9 для підрозбирання коробок передач автомобілів ЗІЛ і МАЗ. Мета даного дослідження – визначення напруженого стану корпусу підшипників розподільного вала ГРМ автомобіля ВА3-2107.

Найбільше навантаження підшипників розподільного вала двигуна здійснюється під дією пружин клапанів в момент, коли впускний і випускний клапани відповідних циліндрів повністю відкриті, а пружини максимально стиснуті. Для ГРМ двигуна автомобіля ВА3-2107 сила максимально стиснутих пружин кожного клапана складає 740 Н [5]. Навантаження підшипників шийок розподільного вала повністю

закритих клапанів за наявності теплового зазору між п'яткою рокера і стержнем клапана дорівнює нулю.

Розподіл навантаження підшипників залежно від кута повороту колінчастого вала показує, що при повністю відкритому 6-му клапані 3-го циліндра і 8-му клапані 4-го циліндра (кут повороту колінчастого вала  $0^\circ$ ) максимально навантаженими є підшипники 4-ї та 5-ї шийок розподільного вала.

При повороті колінчастого вала на  $90^\circ$  повністю відкритими є 4-й клапан 2-го циліндра і 7-й клапан 4-го циліндра, а максимально навантаженими - підшипники 3-ї та 4-ї шийок розподільного вала.

При повороті колінчастого вала на  $180^\circ$  повністю відкритими є 1-й клапан 1-го циліндра і 3-й клапан 2-го циліндра, а максимально навантаженими - підшипники 1-ї та 2-ї шийок розподільного вала.

При повороті колінчастого вала на  $270^\circ$  повністю відкритими є 2-й клапан 1-го циліндра і 5-й клапан 3-го циліндра, а максимально навантаженими - підшипники 2-ї та 3-ї шийок розподільного вала.

Якщо для двигуна автомобіля ВАЗ-2107 наближено прийняти навантаження на сусідні опори розподільного вала рівними половині максимальної сили стиснутих пружин клапанів, тобто 370 Н, то при діаметрі опорної шийки 45 мм та її ширині 20 мм максимальний тиск  $p$  на кожному опорі складатиме 0,41 МПа. Вищенаведені дані [5] взяті за основу при проведених розрахунках (прийнято кут повороту колінчастого вала  $0^\circ$ ).

Матеріалом для виготовлення корпусу підшипників ковзання є ливарний алюмінієвий сплав АЛ35 ГОСТ 1583-93, для якого границя міцності на розтяг 186 МПа. З бібліотеки SolidWorks вибрано ливарний алюмінієвий сплав АЛ2 з границею міцності на розтяг 175 МПа. Параметри сітки: розмір елемента 4,85395 мм, допуск 0,242697 мм, якість сітки – висока, всього вузлів 116931, всього елементів 68759, максимальне співвідношення сторін 55,946.

Встановлено, що максимальні вузлові напруження Von Mises складають 10,7649 МПа (вузол 94417), максимальні переміщення URES – 0,00386548 мм (вузол 8357), еквівалентна деформація ESTRN - 0.000113506 мм (елемент 37668), тобто не перевищують допустимих значень. При цьому мінімальний коефіцієнт запасу міцності становить  $k = 6,4$ .

## Висновки

Комп'ютерне моделювання корпусу підшипників розподільного вала ГРМ автомобіля ВАЗ-2107 (застосування МСЕ) дозволило розрахувати напружений стан і визначити розповсюдження сил, переміщень і деформацій корпусу.

## Література

1. Диха, О.В. До методики розрахунку режиму тертя у змащених циліндричних опорах ковзання / О. В. Диха // Проблеми трибології. – 2010. – №4. – С. 117-121.
2. Небеснюк Ю.І. Використання комп'ютерних моделей трибосистем ковзання у розрахунках деталей автомобільної техніки / Ю.І. Небеснюк, О.Ю. Рудик // Наука, освіта, суспільство очима молодих: Матеріали ІХ Міжнарод. наук.–практ. конф. студентів та молодих науковців. Частина 2. Природничо-математичний, суспільно-гуманітарний та економічний напрями. - Рівне: РВВ РДГУ, 2016. -С. 47-49.
3. Рудик О.Ю. Підвищення експлуатаційної надійності циліндричного підшипника ковзання / О.Ю. Рудик, А.В. Капелюшок // Збірник тез доповідей Х Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих науковців «Підвищення надійності машин і обладнання». – Кіровоград: КНТУ, 2016. – С. 82-84.
4. Рудик О.Ю. Енергоресурсозбереження підшипника ковзання кронштейна засобами SolidWorks Simulation / О.Ю.Рудик, Д.А.Лівецький // Всеукраїнська науково-практична конференція молодих учених, спеціалістів, аспірантів «Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика»: Зб. Тез доповідей. Маріуполь: ДВНЗ «ПДТУ», 2016. – С. 127-129.
5. Вельбой В.П. Аналіз умов навантаження та мащення підшипникових систем ковзання механізмів газорозподілу ДВЗ / В.П. Вельбой, К.О. Диха, Бабак О.П. // Проблеми трибології. – 2016. - №.2 – С. 97 – 103.

Використання комп'ютерних технологій CAD/CAM/CAE у проектуванні, створенні та експлуатації технічних систем

[dmytro.rukavishnikov@nuos.edu.ua](mailto:dmytro.rukavishnikov@nuos.edu.ua)

Рудик Олександр Юхимович, к.т.н., доцент кафедри зносостійкості та надійності машин, факультет інженерної механіки, Хмельницький національний університет, м. Хмельницький вул. Інститутська 11, 098-2526755, [arudyk@rambler.ru](mailto:arudyk@rambler.ru)

Ладунець Вадим Олегович, студент, факультет інженерної механіки, Хмельницький національний університет, м. Хмельницький вул. Інститутська 11, 097-1428136, [VadymLadunets@gmail.com](mailto:VadymLadunets@gmail.com)