

**Рудик О.Ю.,****Диха К.О.,****Ладунець В.О.**Хмельницький національний університет,  
м. Хмельницький, Україна**E-mail:** tribosenator@gmail.com**МОДЕЛЮВАННЯ ТРИБОКОНТАКТНИХ  
ПАРАМЕТРІВ ОПОР КОВЗАННЯ ДВИГУНА  
ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ**

УДК 621.891

В роботі розглянута методика моделювання трибоконтактних параметрів підшипників ковзання розподільного валу двигуна внутрішнього згорання за допомогою програми Solid Works. Побудована скінчено-елементна модель досліджуваного вузла тертя. Визначені діючі напруження у спряжених елементах корпусу і валу. Розраховані значення дуги контакту в підшипнику, побудований розподіл контактного тиску в опорі ковзання двигуна.

**Ключові слова:** двигун, підшипник ковзання, метод скінчених елементів, Solid WorksЮ дуга контакту, напруження, контактний тиск

**Вступ та постановка завдання досліджень**

Однією з основних характеристик якості транспортно-технологічних машин та їх агрегатів є надійність, яка відображає службові властивості зазначених об'єктів, що закладаються при проектуванні й виробництві машин, реалізуються в експлуатації й відновляються за допомогою ремонту. Проблема підвищення надійності одна з найважливіших у машинобудуванні. Підшипники ковзання є одним з найважливіших структурних елементів машин та складають основну частку вузлів тертя. Відмови техніки, як правило, відбуваються внаслідок відмов підшипників і, таким чином, обмежують довговічність машини в цілому. В теперешній час 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 створених 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 [1, 2]. Даний могутній засіб проектування відчутно покращив стандарти інженерних проектів та методологію цього процесу у багатьох сферах і дозволяє побудувати точну модель деталі й методом скінчених 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.

**Розрахункова модель та умови навантажень**

Механізм газорозподілу ДВЗ складається з таких основних деталей та вузлів: розподільного валу та його приводу, штовхачів, штанг, коромисел, впускних та випускних клапанів. Підшипникові вузли газорозподільного механізму забезпечують стабільність роботи двигуна [3]. Основним фактором, що впливає на зношування підшипників є умови навантаження і зокрема величина контактної тиску між шийкою валу та корпусом підшипника. Найбільше навантаження підшипників розподільного валу 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 ВАЗ сила максимально стиснутих пружин кожного клапана складає 740 Н [4]. Навантаження підшипників шийок розподільного валу повністю закритих клапанів за наявності теплового зазору між п'яткою рокера і стержень клапана дорівнює нулю.

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.

Для моделювання навантажень, які діють на корпус підшипників, була побудована модель розподільного валу (рис. 1) з прикладеними до нього навантаженнями (сили дії двох пружин від двох відк-

ритих клапанів і сили натягу ланцюга у 100 Н). Усі розрахунки проводились при “нульовому” контакті між корпусом і розподільним валом.

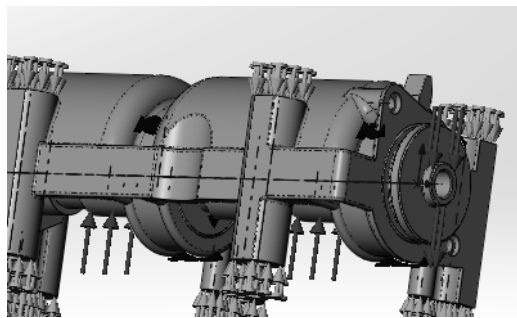


Рис. 1 – Модель розподільного вала з прикладеними до нього навантаженнями

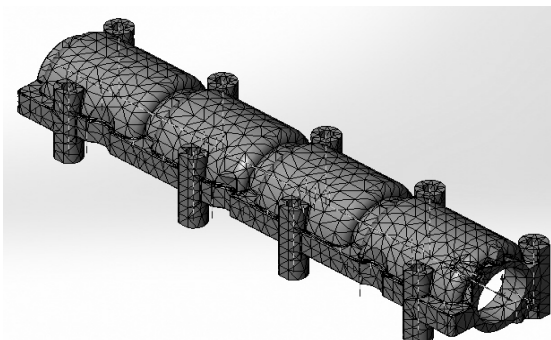


Рис. 2 – Скінченоеlementна сітка на корпусі підшипників

В результаті виконання симуляції отримані наступні результати, які зведено в табл. 1. Сітка на корпусі підшипників наведена на рис. 2.

Таблиця 1

Параметри сітки на корпусі підшипників

Тип сітки	Сітка на твердому тілі	Усього вузлів	41018
Використовувана розбивка	Стандартна сітка	Усього елементів	22093
Точки Якобіана	4 Точки	Максимальне співвідношення сторін	31,669
Розмір елемента	9.93425 mm	% елементів з співвідношенням сторін < 3	63,2
Допуск	0.496713 mm	% елементів з співвідношенням сторін > 10	1,99
Якість сітки	Висока	% перекручених елементів (Якобіан)	0

Таким чином, для корпусу підшипників при шкалі деформації 14204,6 розрахунками отримано: максимальне напруження Von Mises  $\sigma = 7,131$  МПа знаходиться у вузлі № 30050 (рис. 3).

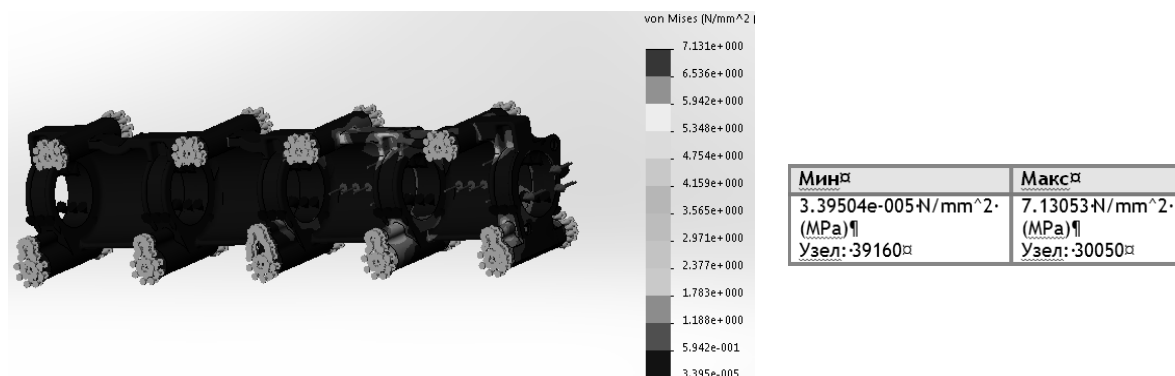


Рис. 3 – Величини напружень в корпусі підшипників

Максимальне результуюче переміщення URES  $h = 2,903$  мкм знаходиться у вузлі № 4669. Максимальна еквівалентна деформація ESTRN  $\delta = 6,229 \cdot 10^{-5}$  знаходиться в елементі № 7547. Мінімальний коефіцієнт запасу міцності FOS  $k = 3,86$  знаходиться у вузлі № 29981.

Найбільш відповідальною частиною корпусу є четвертий підшипник, так як він найбільш навантажений при даному положенні розподільного вала. Система SolidWorks Simulation дозволяє детальніше дослідити цей елемент за допомогою зондування (рис. 3).

В результаті зондування отримані наступні результати. мінімальний коефіцієнт запасу міцності в підшипнику  $k = 14,769$ . Максимальне значення еквівалентної деформації  $\delta = 2,075 \cdot 10^{-5}$ . Максимальне переміщення  $h = 1,842$ . Максимальне напруження  $\sigma = 1,871$ . Середнє значення контактного тиску  $P = 0,554$ .

При “нульовому” зазорі визначено максимальне значення прогину корпусу підшипників, яке у підшипнику № 4 становило 1,84 мкм (рис. 4).

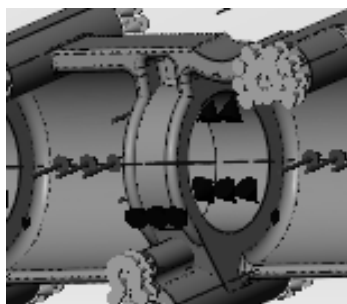


Рис. 4 – Зондування 4-го підшипника

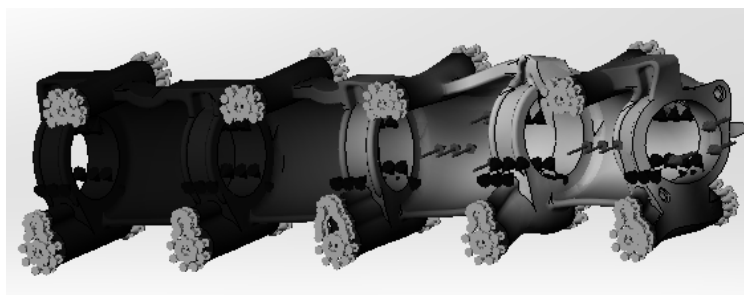


Рис. 5 – Визначення величини прогину корпусу підшипників

Для розподільного вала при шкалі деформації 12001,7 розрахунками отримано наступні характеристики. Максимальне напруження Von Mises  $\sigma = 6,5455$  МПа знаходиться у вузлі № 15222 (рис. 6).

Максимальне результуюче переміщення URES  $h = 3,539$  мкм знаходиться у вузлі № 12883. Максимальна еквівалентна деформація ESTRIN  $\delta = 5,3269 \cdot 10^{-5}$  в елементі № 10554. При “нульовому” зазорі зондуванням визначена максимальна стріла прогину розподільного вала, яка становить 3,4 мкм.

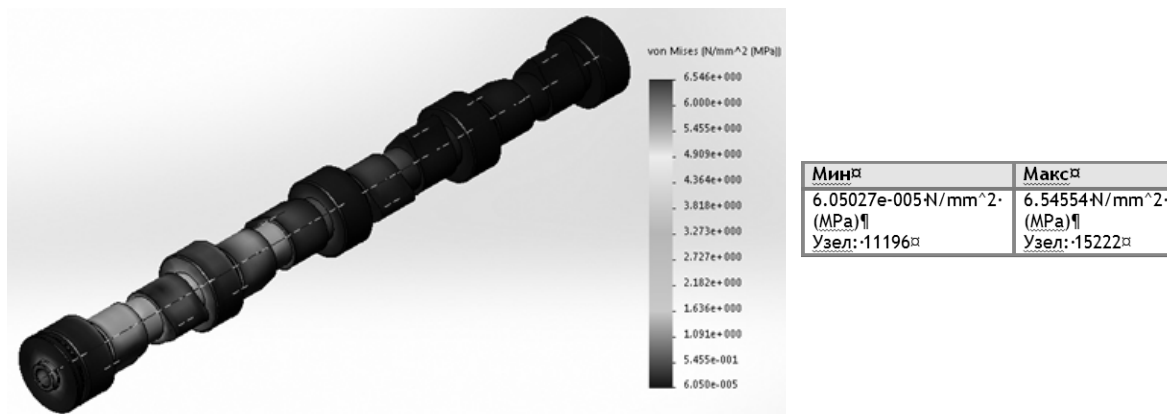


Рис. 6 – Величини напружень в розподільному валу

У системі SolidWorks Simulation проведено аналіз контактної взаємодії корпусу підшипників з розподільним валом (рис. 7). Для розрахунку зносу підшипників ковзання важливим є чисельне значення розмірів дуги контакту цапфи (розподільний вал) і втулки (корпус підшипників). При умовному нульовому зазорі розрахований кут контакту склав 176.

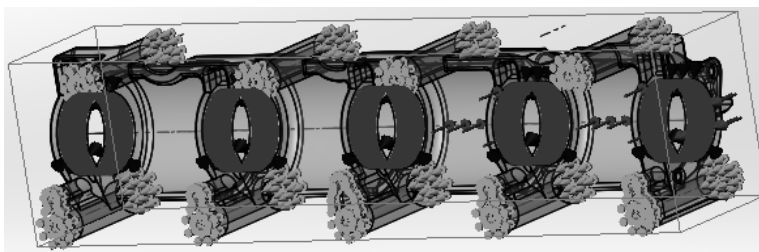


Рис. 7 – Аналіз контактної взаємодії корпусу з підшипником

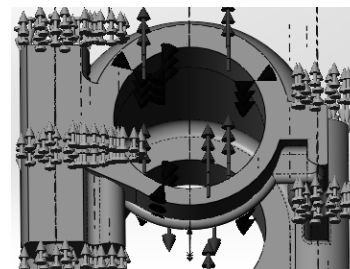


Рис. 8 – Аналіз підшипника №4

Методом зондування (15 точок) був визначений розподіл контактної тиску у радіальному напрямку підшипника № 4 (зміщення діаграми від центральної осі пояснюється деформацією корпусу підшипників, який виникає внаслідок перекосу розподільного вала, а також несиметричним розташуванням діючих сил – рис. 8).

Розподіл тиску у радіальному напрямку підшипника № 4 наведено на рис. 9.

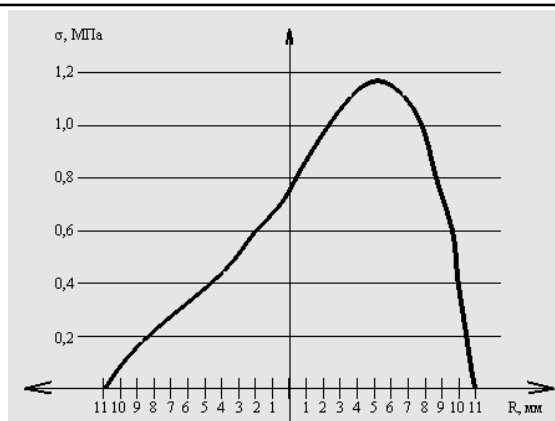


Рис. 9 – Контактний тиск в підшипнику №4

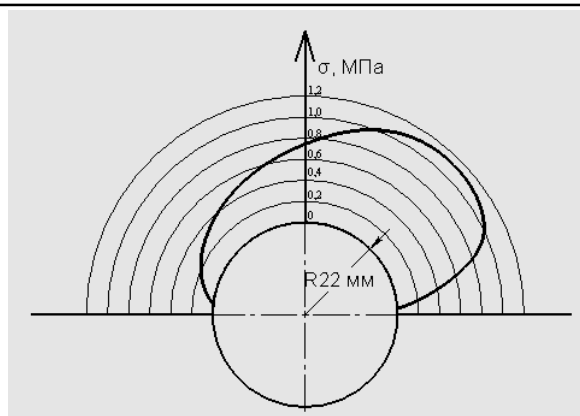


Рис. 10 – Розподіл контактного тиску по дузі контакту

За допомогою програми SolidWorks побудований також графік тиску в полярних координатах по дузі контакту валу і корпусу підшипника (рис. 10). Цей графік дає більш наочне зображення розподілу тиску відносно поверхні підшипника.

### Висновок

Запропонована методика моделювання трибоконтактних параметрів підшипників ковзання розподільного валу двигуна внутрішнього згорання за допомогою програми Solid Works. Побудована скінченно-елементна модель досліджуваного вузла тертя. Визначені діючі напруження у спряжених елементах корпусу і валу. Розраховані значення дуги контакту в підшипнику, побудований розподіл контактного тиску в опорі ковзання двигуна.

### Література

1. 3D CAD Design Software SOLIDWORKS [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <http://www.solidworks.com>.
2. Алямовский А.А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи / А.А. Алямовский. – БХВ-Петербург, 2012. – 448 с.
3. Диха, О.В. До методики розрахунку режиму тертя у змашених циліндричних опорах ковзання / О. В. Диха // Проблеми трибології. – 2010. – №4. – С. 117-121.
4. Вельбой В.П. Аналіз умов навантаження та машення підшипникових систем ковзання механізмів газорозподілу ДВЗ / В.П. Вельбой, К.О. Диха, Бабак О.П. // Проблеми трибології. – 2016. – №.2 – С. 97 - 103.

Поступила в редакцію 12.12.2017

Rudyk O.Y., Dykha K.O., Ladunets V.O. **Modeling of the tribocontact parameters of the sliding bearings of the engine.**

In the paper the method of modeling of tribo-contact parameters of the bearings of sliding of the camshaft of the engine of internal plowing using the Solid Works program is considered. The finite-element model of the friction node is constructed. The operating stresses in the conjugate elements of the housing and the shaft are determined. The values of the arc of contact in the bearing are calculated, the distribution of the contact pressure in the propellant support of the engine is constructed.

**Key words:** engine, slide bearing, finite element method, Solid Works, contact arc, on-elastic, contact pressure.

### References

1. 3D CAD Design Software SOLIDWORKS [Elektronniy resurs]. Rejim dostupu. <http://www.solidworks.com>.
2. Alyamovskiy A.A. SolidWorks Simulation. Kak reshat prakticheskie zadachi. A.A. Alyamovskiy. BHV-Peterburg, 2012. 448 s.
3. Diha, O.V. Do metodiki rozrahunku rejimu tertya u zmaschenih tsilindrichnih oporah kovzannya. O. V. Diha. Problemi tribologii. 2010. №4. S. 117-121.
4. Velboy V.P. Analiz umov navantajennya ta maschennya pidshipnikovih sistem kovzannya mehani-zmiv gazorozpodilu DVZ. V.P. Velboy, K.O. Diha, Babak O.P. Problemy tribologii. 2016. №2 S. 97 – 103.