Сороківський Олег Ігорович, к.т.н., доцент

*Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів*

ORCID: [0000-0002-5685-1440](https://orcid.org/0000-0002-5685-1440)

**Вплив геометричних параметрів кулачків розподільчого валу на експлуатаційні характеристики двигуна**

Кулачкові механізми широко застосовуються у сучасному машинобудуванні. Вони дозволяють механізмам та машинам широкі можливості щодо здійснення достатньо складних рухів вихідних елементів. В сучасному приладобудуванні та машинобудуванні застосовуються різноманітні типи плоских та просторових кулачкових механізмів.

Проектування та виготовлення кулачкових механізмів є достатньо складним і, у деяких випадках, дозволяє значно спростити загальну конструкцію автоматичних пристроїв внаслідок застосування просторових кулачкових механізмів.

Кінематична пара кулачок-штовхач є однією з найрозповсюдженіших пар, які відносяться до вищих кінематичних пар. Контакт між спряженими ланками відбувається по лінії, або в точці. Проте, враховуючи пружність ланок, контакт у даних кінематичних парах відбувається по площині. У такому випадку в зоні спряження виникають високі питомі тиски та спрацювання поверхонь. Основною вимогою задовільної роботи кінематичної пари кулачок-штовхач є неперервність контакту в парі. Порушення контакту в даній парі приводить до виникнення значних інерційних навантажень і порушенням законів руху. Тому, вибір закону руху елементів кулачкових механізмів має велике значення.

Метою даного дослідження є проаналізувати вплив геометричних параметрів кулачків розподільчого валу на експлуатаційні характеристики двигуна внутрішнього згоряння.

В роботі виконано аналіз впливу геометричних параметрів профілів кулачків механізмів газорозподілу на основні технічні характеристики двигуна внутрішнього згоряння. Отримані результати досліджень дозволять оцінити вплив геометричних параметрів профілів кулачків механізмів газорозподілу на експлуатаційні характеристики двигуна внутрішнього згоряння.

Відомо, що у конструкції сучасних чотиритактних двигунах внутрішнього згоряння застосовуються механізми газорозподілу з верхнім розміщенням розподільного валу та клапанів. Основним елементом таких механізмів, який дозволяє потрапити паливо-повітряній суміші в циліндри двигуна є клапани. Під час роботи двигуна деталі приводу газорозподільного механізму нагріваються, і відповідно їх розміри збільшуються. Тепловий зазор деталей зменшується до мінімального. Отже, для забезпечення компенсації видовження деталей приводу і, відповідно, щільного прилягання клапана до сідла необхідно забезпечити тепловий зазор в межах 0,15…0,3 мм [1…3]. Основним параметром, який впливає на кількість паливо-повітряної суміші в циліндрі, є прохідний переріз клапана.

У сучасних двигунах широко застосовуються кулачки з протиударним профілем, які дозволяють плавну зміну прискорення рухомих елементів приводу газорозподільного механізму. Серед даного типу кулачків найчастіше використовуються протиударні кулачки Курца, які будують методом полілінії (polyline). Побудова профілю протиударних кулачків виконується за попередньо розрахованим законом руху штовхача. Згідно даного закону переміщення штовхача та швидкість визначається методом шляхом інтегрування прискорення.

З метою проведення теоретичних досліджень задавались реальними параметрами існуючого рядного чотирициліндрового бензинового двигуна з номінальною потужністю 77 кВт (105 к.с.) та максимальним обертовим моментом 150 Н·м. За відомою методикою обчислено основні параметри профілів кулачків для кількох варіантів величини підйому клапана, та кута фаз газорозподілу [1...3]. Визначено точки ділянок профілю кулачка, що є точками початку підйому та закінчення закриття клапана, методом симетричного відкладання від вертикальної осі кутів фаз газорозподілу. Визначено геометричні розміри профілів протиударного кулачка, який складається з чотирьох ділянок, а також кутові інтервали ділянок штовхача.

Отримано результати обчислень величини переміщення, швидкості та прискорення штовхача для величин максимального підйому штовхача 8, 9 та 10 мм, а також трьох величин кутів фаз газорозподілу 57,5°; 60°; 70°. За проведеними розрахунками побудовано графічні залежності цих параметрів і наведено на рис. 1.

*Рис. 1. Діаграми переміщення штовхача під час роботи з протиударним кулачком з кутами фаз газорозподілу Фр = 57,5°; Фр = 60° та Фр = 70°*

Проведені теоретичні дослідження підтвердили що профіль кулачка з максимальним підйомом клапана 9 мм і кутом фаз газорозподілу 57,5° дозволяє здійснити впуск свіжої суміші на 33% менше, ніж профіль кулачка з максимальним підйомом клапана 10 мм і кутом 70°. І відповідно максимальна потужність двигуна з профілем кулачка з максимальним підйомом клапана 8 мм буде 51 кВт проти 77 кВт кулачка з максимальним підйомом клапана 10 мм. Зменшення потужності двигуна відбувається внаслідок потрапляння у циліндри двигуна меншої кількості паливо-повітряної суміші. Також і відповідно на 33,6% зменшиться середній обертовий момент двигуна (зі 150 Н·м до 99,2 Н·м відповідно).

З порівняння діаграм швидкостей штовхача, який виконує переміщення по швидкості руху штовхачів по профілях кулачків з кутами фаз газорозподілу 57,5° та 70° за величиною відрізняються незначно.

Профіль протиударного кулачка з кутом фаз газорозподілу 57,5° та максимальним підйомом клапана 8 мм створює на 19% вищі максимальні прискорення штовхача, ніж профіль кулачка кутом фаз 70°. Також у профілю кулачка з кутом 70° і максимальним підйомом клапана 10 мм зміна прискорень розтягнута на більш широкій ділянці (близько 140° проти 115°), ніж у профілю кулачка з кутом 57,5°, що сприяє більш плавній зміні навантаження на кулачок.

Обчисленнями підтверджено, що на робочу поверхню профілю кулачка з кутом 70° і максимальним підйомом клапана 10 мм діють менші на 19% зусилля від пружини штовхача, і його робоча поверхня буде зношуватись повільніше.

Для профілю протиударного кулачка з кутом фаз газорозподілу 57,5° та максимальним підйомом клапана 8 мм потрібно застосовувати на 19% жорсткішу та відповідно важчу пружину клапана.

**Література**

1. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. - 3-тє видання.– К.: Арістей, 2006. – 476 с.
2. Гащук П.М., Миськів Т.Г., Нікіпчук С.В. Автомобільні двигуни. Тепловий та динамічний розрахунок: навчальний посібник.- Львів: Українські технології, 2006.- 144 с.
3. Двигуни внутрішнього згоряння : Серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка форсованих двигунів наземних транспортних машин / За ред. проф. А. П. Марченка та засл. діяча науки Украйни проф. А. Ф. Шеховцова. – Харків : Прапор, 2004. – 384 с.
4. Заховайко О.П. Теорія механізмів і машин. Курс лекцій для студентів.- К: НТУУ «КПІ», 2010.- 243 с.
5. Кіницький Я.Т. Короткий курс теорії механізмів і машин: Підручник для інж-тех. спец.- Львів: Афіша, 2004.- 272 с.