

НУБІП України

НУБІП України

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.11 – КМР. 385 “С” 2021.03.01. 010 ПЗ

ХВОСТЕНКО ЕДУАРД ОЛЕКСАНДРОВИЧ

2021 р.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
Механіко-технологічний факультет

НУБІП України

УДК 631.3:629.3.05

ПОГОДЖЕНО
Декан механіко-технологічного факультету

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
технічного сервісу та інженерного
менеджменту імені М.П. Момотенка
(назва кафедри)

_____ В. Братішко _____ Роговський І.Л.
(підпис) (ПІБ)
“ ” 2021 р. “ ” 2021 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на тему Удосконалення методів випробування нерівності ходу двигунів автомобілів
категорії N1

Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»
Освітня програма: «Автомобільний транспорт»
Орієнтація освітньої програми: освітньо-професійна

Гарант освітньої програми:
Доктор технічних наук, професор _____ В.Д. Войтюк
(підпис) (ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи:
Доктор технічних наук, професор _____ Войтюк В.Д.
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Виконав _____ Хвостенко Едуард Олександрович
(підпис) (ПІБ студента)

КИЇВ – 2021

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри технічного сервісу та
інженерного менеджменту імені М.П. Момотенка

докт. тех. наук, с.и.с. Роговський І.П.

(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)

2021 року

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Хвостенка Едуарда Олександровича

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»

Освітня програма: «Автомобільний транспорт»

Орієнтація освітньої програми: освітньо-професійна

Тема магістерської кваліфікаційної роботи: Удосконалення методів випробування нерівності ходу

двигунів автомобілів категорії N1

затверджена наказом ректора НУБІП України від "01" березня 2021 р. №385

Термін подання завершеної роботи на кафедру: 10-11 2021 року

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: методи нерівності ходу двигунів складення
автомобіля категорії N1, математична модель, проведення експерименту, прилади
вимірювання

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Стані аналіз питання. Мета дослідження

2. Теоретичне дослідження методів випробування нерівності ходу двигунів автомобілів категорії
N1

3. Експериментальні дослідження

Перелік графічного матеріалу (за потреби)

Дата видачі завдання " _____ " _____ 2021 р.

Карівник магістерської кваліфікаційної роботи

(підпис)

Войтов В.Д.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Хвостенко Е.О.

(прізвище та ініціали студента)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ВІДОМИХ ПОЛОЖЕНЬ ДИНАМІКИ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ.....	8
1.1 Актуальність проблеми.....	8
1.2 Основні положення приведення мас динамічної системи двигуна внутрішнього згоряння.....	9
1.3 Визначення приведених моментів інерції елементів двигуна внутрішнього згоряння.....	13
1.4 Аналіз втрат енергії в приводі автомобіля за рахунок нерівномірності ходу двигуна.....	14
1.5 Методи експериментального дослідження динамічних параметрів двигуна внутрішнього згоряння.....	18
1.6 Висновки до розділу 1.....	21
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ПРИВЕДЕНОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ.....	23
2.1 Зміна положення центра мас кривошипно-шатунного механізму одноциліндрового двигуна внутрішнього згоряння.....	23
2.2 Зміна приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму одноциліндрового двигуна внутрішнього згоряння.....	28
2.3 Зміна приведенного моменту інерції кривошипно-шатунних механізмів автомобільних двигунів внутрішнього згоряння.....	36
2.4 Висновки до розділу 2.....	43
РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ ДВИГУНА Д-3 ТА НЕРІВНОМІРНОСТІ ХОДУ ДВИГУНА MeM3-2457.....	45
3.1 Експериментальне дослідження зміни моменту інерції кривошипно- шатунного механізму двигуна Д-3.....	45

3.2 Експериментальне дослідження нерівномірності ходу двигуна MeM3-2457.....	51
3.3 Програма дорожніх випробувань та визначення обсягу випробувань.....	51
3.4 Прилади та обладнання для проведення вимірювань.....	53
3.5 Перевірка технічного стану двигуна MeM3-2457 та автомобіля категорії N1 перед проведенням експериментальних досліджень.....	54
3.6 Результати експериментальних досліджень нерівномірності ходу двигуна MeM3-2457.....	57
3.7 Висновки до розділу 3.....	59
РОЗДІЛ 4 АНАЛІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	
НЕРІВНОМІРНОСТІ ХОДУ ДВИГУНА MeM3-2457.....	
4.1 Аналіз експериментальних даних нерівномірності ходу MeM3-2457.....	61
4.2 Перевірка адекватності регресійної моделі.....	61
4.3 Аналіз усталеного режиму роботи двигуна MeM3-2457.....	64
4.4 Крутильні коливання колінчастого вала.....	68
ВИСНОВКИ.....	72
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	74

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

Сучасне двигунобудування суттєво стимулюється стрімким розвитком автомобільного транспорту. Ці потреби мають стійку тенденцію до зростання, що вимагає постійного вирішення наступних задач: підвищення ефективності, паливної економічності, екологічності, надійності тощо. Основні показники ефективності двигунів в значній мірі залежать як від рівня його надійності в цілому, так і окремих складових, а також методів наукового нормування, моделювання, ефективності використання палива, режимів роботи тощо.

Актуальність теми. До основних задач двигунобудування та автомобілебудування відноситься зниження рівня вібраційних навантажень від двигуна на агрегати та конструкцію транспортних засобів. Ця задача безпосередньо пов'язана зі збільшенням ресурсу та ефективності роботи вузлів і агрегатів двигунів та транспортних засобів, зниженням їх матеріалоемності, підвищенням комфортності, довговічності, екологічності тощо.

В сучасних двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) широко використовуються гасії крутильних коливань колінчастого вала, які дозволяють зменшити вібраційні навантаження від робочих процесів шляхом розсіювання енергії. Поруч з ними часто використовують двомасові маховики, які дозволяють значно зменшити крутильні коливання, що передаються в трансмісію. Незважаючи на те, що двомасові маховики широко застосовуються в сучасних ДВЗ, вони незначно впливають на рівномірність його ходу та на коливальні процеси, що відбуваються безпосередньо в самому двигуні.

Однією з причин виникнення коливальних процесів в поршневих ДВЗ є зміна приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму (КШМ) протягом одного оберту, що обумовлена його конструкцією. Досі часто розглядаються математичні моделі, в яких для спрощення не враховуються рухомі маси силового агрегату в повному обсязі, а саме вони призводять до зміни приведенного моменту інерції КШМ протягом одного оберту [13-15, 18, 30, 36, 37, 61, 96, 112]. Внаслідок цього, приведений момент інерції КШМ часто вважають постійним, що значно спрощує розрахункові моделі.

Визначення закономірностей зміни приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ протягом одного оберту дозволяє створити маховик змінного моменту інерції, що значно зменшує вплив зміни приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ за один оберт на коливальні процеси та нерівномірність ходу двигуна.

Таким чином, створення маховика змінного моменту інерції для ДВЗ є актуальною задачею, вирішення якої є одним з факторів зменшення нерівномірності ходу та підвищення енергоефективності ДВЗ.

Використання маховиків змінного моменту інерції разом з гасіями коливань або двомасовими маховиками дозволяє підвищити ефективність роботи останніх.

Мета та задачі дослідження. Мета роботи полягає в удосконаленні конструкції маховика ДВЗ, що компенсує зміну приведенного моменту інерції його КШМ протягом оберту, яке спрямоване на зменшення нерівномірності ходу та пов'язаних з цим коливальних процесів, що приводить до підвищення енергоефективності ДВЗ.

Для досягнення поставленої мети були поставлені та вирішені наступні

задачі:

- розроблення математичних моделей зміни положення центра мас та приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ в залежності від його масово-геометричних параметрів та перевірка їх адекватності,

- аналіз зміни положення центра мас та приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ в залежності від його масово-геометричних параметрів в усьому діапазоні, що рекомендується при проектуванні ДВЗ;

- розроблення способу визначення сумарного моменту ДВЗ, з урахуванням зміни приведенного моменту інерції його КШМ;

- розроблення практичних рекомендацій щодо вибору масово-геометричних параметрів ДВЗ для зменшення нерівномірності ходу та зміни приведенного моменту інерції,

- зменшення нерівномірності ходу ДВЗ за рахунок використання

запропонованого маховика зі змінним моментом інерції.

Об'єкт дослідження – зменшення нерівномірності ходу поршневого ДВЗ удосконаленням конструкції його маховика.

Предмет дослідження – вплив змінного моменту інерції маховика ДВЗ на його нерівномірність ходу.

Методи досліджень. Для досягнення поставленої мети в роботі використано: методи теорії вимірювань та теорії інформації; методи математичного моделювання; методи статистичної обробки результатів вимірювань. Результати теоретичних досліджень порівнюються з результатами,

що отримані за допомогою комп'ютерного моделювання, експериментальних даних та дорожніх випробувань. Дослідження виконані на основі розроблених програмно-апаратних комплексів (ПАК) для визначення моменту інерції

методом маятникових коливань; для вимірювання нерівномірності ходу колінчастого вала поршневого ДВЗ. Достовірність отриманих результатів

забезпечується використанням обґрунтованих методик і програмних засобів чисельного моделювання, узгодженням розрахунків, виконаних різними методами, а також задовільною відповідністю результатів експериментальних

даних теоретичним розрахункам, одержаних особисто, та даними інших дослідників.

Наукова новизна одержаних результатів:

Введено поняття коефіцієнта зміни положення центра мас КШМ та запропоновано вираз для його визначення, що дозволяє оцінювати зміну положення центра мас КШМ ДВЗ в залежності від кута повороту колінчастого вала.

1. Введено поняття коефіцієнта зміни приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ та запропоновано вираз для його визначення, що дозволяє оцінювати зміну приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ в залежності від кута повороту колінчастого вала.

2. Встановлено, що для зменшення нерівномірності ходу ДВЗ необхідно удосконалити конструкцію маховика, або обирати рекомендовані для

цього масово-геометричні параметри його КШМ на стадії проектування.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ВІДОМИХ ПОЛОЖЕНЬ ДИНАМІКИ КРИВОШІПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

1.1 Актуальність проблеми

До сучасних ДВЗ висуваються «жорсткі» вимоги: висока питома потужність, економічність, мінімальна кількість шкідливих викидів, низька шумо-віброактивність та інші. Це піднімає цілий ряд задач конструювання на новий рівень.

Теорії коливань, які пов'язані з ДВЗ, присвячене багато теоретичних та експериментальних досліджень, особливо в період 1940-1980 рр. [3]. Але проблема дослідження віброактивності двигуна носить досить складний характер. Пов'язано це як з неоднозначністю вибору розрахункової моделі, так і з розрахунками системи з великим числом ступенів свободи, а також взаємозалежністю окремих форм коливань. Крім того збурення, що діють, мають широкий частотний діапазон і носять не тільки періодичний, але й випадковий характер [11, 17].

Незважаючи на значний прогрес у розвитку чисельних і аналітичних методів досліджень нелінійних коливань, універсальні методи розрахунків ustalених режимів у зазначених системах розроблені недостатньо. Математичні основи алгоритмів, які використовуються в наш час, наприклад в [18], не відповідають сучасному рівню розвитку методів нелінійної механіки, погано пристосовані до використання більш складних і точних нелінійних моделей та використання сучасної обчислювальної техніки. У більшості робіт з динамічного синтезу параметри зазначених систем розглядаються як лінійні моделі, що в значній мірі обумовлено громіздкістю й трудомісткістю розв'язку завдань аналізу для нелінійних систем [7, 18]. Перераховані фактори ускладнюють розв'язок нагальних питань практики щодо створення сучасних транспортних засобів, форсованих, надійних і довговічних машинних агрегатів

з ДВЗ, ускладнюють здешевлення їх конструювання й доведення [7].

Навіть зараз, в галузі теорії коливань, пов'язаних з ДВЗ, досі розглядаються моделі, в яких для спрощення, не враховуються рухомі маси силового агрегату в повному обсязі [17, 38].

Сучасні досягнення в електроніці відкрили широкі можливості розвитку систем електронного керування двигунами та діагностики, яка сьогодні вийшла на якісно новий рівень. Майбутній розвиток цих систем зосередиться на вдосконаленні і покращенні їх роботи разом з розвитком технологій виробництва датчиків і виконавчих механізмів [12–14, 21, 25, 29].

В задачах діагностики ДВЗ для спрощення приведений момент інерції КШМ вважають постійною величиною [13–15, 30]. Отже не досліджені питання значимості впливу рухомих мас сучасного ДВЗ в залежності від масово-геометричних параметрів та компоновальних схем. Це і визначило спрямованість даної роботи. Саме тому становить інтерес створення математичного та програмного комплексу, що включає в себе методику визначення впливу рухомих мас сучасного ДВЗ в залежності від його масово-геометричних параметрів та компоновальної схеми на нерівномірність його ходу.

1.2 Основні положення приведення мас динамічної системи ДВЗ

У динаміці коливально-крутильної системи під масою умовно розуміється її елемент, який характеризується тільки моментом інерції щодо осі обертання вала [47, 69]. Тобто в контексті завдання приведення дійсної системи до її динамічної моделі маса представляється і, як крутильно-коливальний елемент, так і його інерційна властивість. При цьому вводиться два види мас: розподілених за певним законом і зосереджених у локальних точках або перетинах крутильної системи. Так маси, розміри яких вздовж вала не перевищують в 1,5-2 рази його діаметр, називаються зосередженими масами [37, 69]. Прикладом таких мас є махове колесо, насаджене на вісь вала, муфти, що з'єднують вали, також КШМ поршневих ДВЗ. При побудові ланцюгової або розгалуженої динамічно еквівалентної моделі крутильної системи, до складу

якої входять передаточні механізми (редуктори або муфти-гуплятори), їх зубчасті колеса моделюються зосередженими масами. Якщо розмір елемента крутильної системи вздовж вала більше двох діаметрів, то або цей елемент розділяється на кілька частин (як правило, дві-три в дискретній моделі), або представляється як розподілена по довжині маса (безупинно розподілені параметри). В останньому випадку цей елемент являє собою механічну систему з нескінченним числом ступенів вільності. Тоді її крутильні коливання описуються диференціальними рівняннями із частковими похідними гіперболічного типу [6].

У задачі приведення мас виділяються два аспекти. По-перше, приведення мас здійснюється в рамках силового аналізу як приведення сил ваги й сил інерції рухомих елементів системи до певних точок. По-друге, приведення мас розглядається у зв'язку з формуванням динамічно еквівалентної крутильно-коливальної системи з двигуном. У цьому розділі розглядаються загальноприйняті принципи приведення мас елементів КШМ, які широко застосовуються [1, 3-4, 6, 8, 23, 31, 33, 35].

Причиною крутильних коливань у ДВЗ є нерівномірний вплив на обертові маси крутних моментів від газових і інерційних сил. У поршневих ДВЗ крім деталей, що обертаються навколо осі колінчастого вала є ланки, що здійснюють зворотно-поступальний та складний види руху. Сили інерції, що діють на ці ланки, безупинно розподілені за деяким законом. Для приведення цих сил до центру в класичній механіці користуються методом Пуансо, згідно з яким будь-яку сукупність сил можна привести до головного вектора й головного моменту сил відносно обраної точки. Основна ідея приведення сил інерції в динаміці ДВЗ полягає в приведенні мас рухомих елементів системи до точок, траєкторії яких відомі.

Якщо рух механічної системи (окремий механізм або окрема частина агрегату) визначається однією узагальненою координатою, то цю систему можна звести до найпростішої динамічної моделі. Залежно від поставленого завдання та від будови системи такою динамічною моделлю є або обертове

абсолютно тверде тіло (з приведеним моментом інерції), або матеріальна точка, що переміщується за відомою траєкторією (з приведеною масою).

На деталі КШМ поршневого ДВЗ діють сили: тиску газів, інерції, тертя й корисного опору (навантаження). Сили тиску газів визначають на основі розрахунків робочих процесів або експерименту. Для визначення сил інерції необхідно знати відповідні прискорення, а також величини розподілу мас.

Виходячи з особливостей руху, деталі КШМ ділять на три групи. До першої групи відносять ті, які здійснюють зворотно-поступальний рух: поршень, поршневий палець і кільця. До другої групи відносять деталі, що здійснюють обертовий рух: кривоштан із противагами. До третьої групи відносять шатун, який здійснює плоско-паралельний рух у площині перпендикулярній до осі колінчастого вала.

Сили інерції, що діють на шатун, при розрахунках деформацій та міцності повинні розглядатися, виходячи з розподілу маси по довжині та прискорення. При оцінці зовнішньої дії сил інерції, тобто дії їх у вузлах зчленування з поршневим пальцем і шатунною шийкою, виконують приведення маси, замінюючи складний розподіл її за довжиною шатуна кінцевим числом відповідних зосереджених мас, розташованих на стрижні, що не деформується.

Умовою приведення є збереження законів руху центру мас. Кругового руху відносно осі, що проходить через нього. При цьому сили, що діють на шатун, приводять до еквиі інерції маси шатуна, зосередженої в його центрі, що рухається за тим же законом, і до пари сил, що діє в площині симетрії шатуна.

Момент цієї пари сил дорівнює моменту сили інерції маси шатуна щодо осі, що проходить через його центр мас і перпендикулярної до площини симетрії, помноженому на кугове прискорення. Відповідно до цього повинні виконуватися співвідношення [31].

$$P_{xc} = -m_{ш} \frac{d^2 x_c}{dt^2}; P_{zc} = -m_{ш} \frac{d^2 z_c}{dt^2}; M_{yc} = -J_{ш} \frac{d^2 \beta}{dt^2}, \quad (1.9)$$

При наближеному розв'язку масу шатуна замінюють трьома масами m_1, m_2, m_3 , приведеними до осі поршневого пальця, до осі шатунної шийки й до

центра мас відповідно (рис. 1.1 а). Необхідно при цьому дотримуватися наступних умов

$$\begin{cases} m_w = m_1 + m_2 + m_3 \\ m_1 l_1 = m_2 (L_w - l_1) \\ J_w = m_1 l_1^2 + m_2 (L_w - l_1)^2 \end{cases}, \quad (1.2)$$

де L_w та l_1 – довжина шатуна та від центра мас до осі поршневого пальця,

$$\begin{cases} m_w = m_1 + m_2 \\ m_1 l_1 = m_2 (L_w - l_1) \\ J_w' = m_1 l_1^2 + m_2 (L_w - l_1)^2 \end{cases}. \quad (1.3)$$

Для реальних конструкцій додаткова маса m_3 виявляється відносно малою. Це дозволяє нехтувати нею й представляти масу шатуна двома значеннями m_1 й m_2 , обраними з умов (рис. 1.1 б)

Перетворивши та спростивши систему (1.2), враховуючи (1.3), запишемо

$$J_w' = m_w (L_w - l_1) l_1.$$

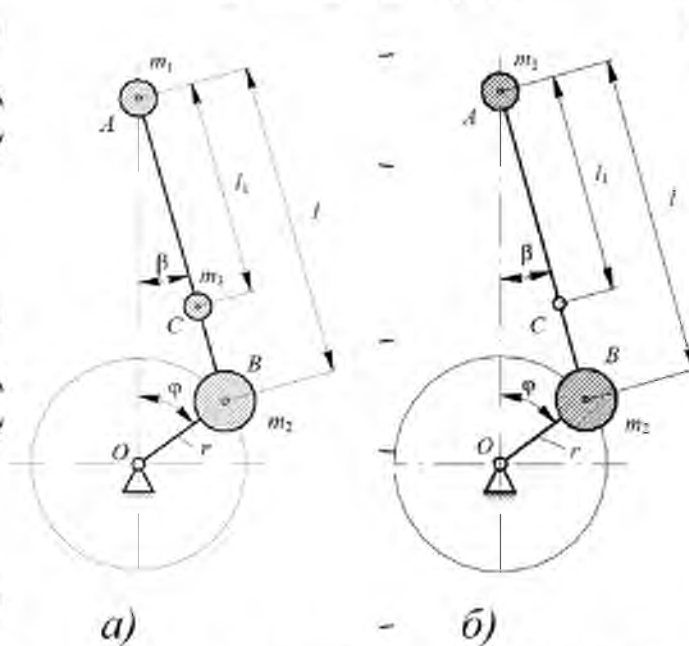


Рис. 1.1 – Схема заміни маси шатуна: а) трьома масами; б) двома масами

$$m_{II} = m_n + m_{n.n} + m_{n.k} + m_1.$$

До обертових мас відносяться маса неврівноважених частин кривошипа й частина маси шатуна. Звичайно ці маси приводять до осі шатунної шийки.

Умовою приведення є рівність відцентрових сил приведеної й дійсної мас (рис. 1.2).

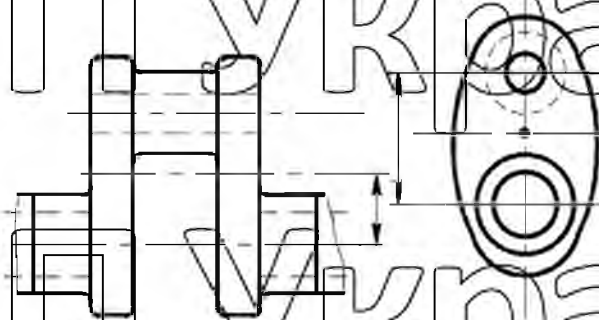


Рис. 1.2 – Схеми приведення маси кривошипа

Сума маси шатуна m_2 , віднесеної до осі шатунної шийки, і приведеної маси кривошипа $m_{кр}$ складають результуючу масу $m_r = m_{кр} + m_2$ неврівноважених обертових частин кривошипа, приведених до осі шатунної шийки.

1.3 Визначення приведенного моменту інерції елементів двигуна внутрішнього згорання

При проектуванні поршневих ДВЗ, для спрощення задач конструювання, приведений момент інерції поршневого ДВЗ вважають постійним [1, 3-4, 6, 8,] та ін.

Для поршневих двигунів з КШМ характерною є зміна кутової частоти обертання ω колінчастого вала від кута його повороту, яка відбувається внаслідок мінливості крутного моменту M_{φ} та моменту механічних втрат та опору M_w [31].

Розрахунковим шляхом зміну швидкості обертання колінчастого вала визначають, виходячи із основного закону динаміки обертового руху

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{\varphi} - M_w, \quad (1.4)$$

Але при вивченні коливальних процесів, пов'язаних з ДВЗ, трансмісією та рушієм транспортного засобу, приведений момент інерції силової установки розглядають більш детально.

Деякі автори визначають момент інерції від мас, що рухаються поступально, спрощено за допомогою розкладання в ряд функцій їх руху [17, 38, 75], а дослідники [39, 48] наголошують на необхідності врахування непостійності осьового моменту інерції моторних мас при вивченні питань крутильних коливань колінчастого вала.

В роботі [10] розглянуто вплив змінної складової моменту інерції опозитного двохциліндрового ДВЗ на крутильно-коливальні процеси в трансмісії. А саме, запропоновано вираз щодо приведеного моменту інерції, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$

1.4 Аналіз втрат енергії в приводі автомобіля за рахунок нерівномірності ходу двигуна

Нерівномірність частоти обертання колінчастого вала ДВЗ зумовлена, в основному, змушуючими факторами – протіканням робочих процесів в окремих циліндрах та крутильними коливаннями елементів ДВЗ. Останні можуть бути досить небезпечними та значними за умови резонансу. Практичний аналіз крутильних коливань не вимагає врахування можливого резонансу за великим числом частот власних коливань. Для такого аналізу достатньо перші (нижчі) 2-3 з них, з якими в робочому діапазоні частот обертання можуть резонувати 3-4 гармоніки крутного моменту $M_{кр}$. Підтвердженням цього слугує те, що значення амплітуд гармонік $M_{кр}$ швидко зменшується зі збільшенням їх порядку та при резонансі, на частоті вищою за 4ω великих амплітуд коливань не буде, внаслідок малості $M_{кр}$ [35].

Всі причини, що викликають відмінності протікання робочих процесів в окремих циліндрах, можна умовно розділити на дві групи: фактори, що викликають систематичну відмінність індикаторної роботи окремих циліндрів;

фактори, що обумовлюють міжциклові коливання робочого процесу [16].

В діагностиці широко використовується аналіз спектрів шумів. В загальному шумі, що являє собою комплекс коливань, які постійно змінюються за частотою та амплітудою, можна виділити два характерних рівня пружних та звукових коливань: макроскопічний та мікроскопічний. Макроскопічний рівень обумовлено імпульсами значної сили, що виникають при роботі двигуна (спалахи в циліндрах, удари клапанів, удари зубців шестерень при вході та виході з зачеплення, удари роликів о хвилі бігової доріжки підшипників та інші). При значних зазорах між деталями імпульсні сили набувають ударний характер. Це призводить до змушення власних коливань окремих деталей, які модулюються вимушеними коливаннями. Поява мікроскопічних імпульсів пов'язана з дискретною природою сил тертя. Поверхня будь-якої деталі завжди неоднорідна, шорстка. Її структура залежить від способу обробки та характеру зношування. Флуктуація сили тертя достатньо велика, щоб збудити в матеріалі деталей пружні коливання, які накладаються на регулярний сигнал у вигляді шумового фону. Велика кількість періодично діючих джерел шуму та вібрацій обумовлює утворення суцільного акустичного спектру, який складається з окремих частот, кратних числу обертів колінчастого вала [22].

З іншого боку для електронного керування ДВЗ необхідну швидкодію системи управління робочим процесом можна визначити, виходячи з умов забезпечення заданої похибки реалізації регулювань двигуна при максимальній швидкості зміни положення режимної точки по цикловому наповненню.

Система управління робочим процесом автомобільного двигуна повинна мати швидкодію, що забезпечує обробку сигналу, що характеризує зміну циклового наповнення двигуна, яка лежить в смузі частот від 0 до 20 Гц [21].

При індицируванні ДВЗ частоту власних коливань датчика підбирають за умови, щоб вона перевищувала частоту гармонік найвищого порядку із числа складових діаграми. Досвід показує, що найбільш повно діаграма може бути записана при врахуванні гармонік не нижче 150 порядку, тобто межа полоси частот для чотиритактного двигуна повинна бути не нижчою 1,25n Гц [88].

В останні роки увагу конструкторів привернув той факт, що крутильні коливання приводів ДВЗ супроводжуються не тільки поломками конструкції, але й втратами енергії, які раніше включалися у величину коефіцієнта корисної дії приводу. Слід зазначити той факт, що потужність втрат при резонансних та близьких до нього режимах роботи приводу різко зростає, і це ставить боротьбу з коливаннями в число заходів, що відносять до ресурсозбереження та підвищення екологічної безпеки машин.

Внутрішнє тертя в матеріалі та тертя в з'єднаннях (конструкційне демпфування) є причиною розсіювання енергії всередині коливальної системи.

Незважаючи на успіхи, досягнуті при вивченні природи внутрішнього тертя, механізм цього складного явища дотепер залишається недостатньо вивченим. При врахуванні внутрішнього тертя в матеріалі звичайно застосовується в'язко-пружна модель, що припускає залежність сил тертя від швидкості деформацій, тобто від частоти процесу. Для такої моделі створений надійний математичний апарат. Однак, в'язко-пружна модель не враховує релаксацію напруг. Експерименти останніх років показують, що сили внутрішнього не-пружного опору в широкому діапазоні частот не залежать від швидкості деформацій, а залежать від самих деформацій (гіпотеза Е.С. Сорокіна) [17, 93]. Особливо це

справедливо для тертя в так званих нерухомих з'єднаннях (пресових, заклепочних, різьбових, зварних тощо). На відміну від тертя в рухомих з'єднаннях (підшипниках, напрямних, передачах тощо), коли ігнорується деформація елементів кінематичної пари, тертя в нерухомому з'єднанні (конструкційне демпфірування) можна визначити при одночасному врахуванні як сил тертя по контактних поверхнях, так і деформації з'єднаних елементів. Теорія конструкційного демпфірування заснована на найпростіших уявленнях про властивості матеріалу (закон Гука) і про фрикційні властивості контактних поверхонь (закон сухого тертя). Цим уявленням відповідає явище гістерезису,

оскільки вид і площа петлі гістерезису не залежать від швидкості процесу циклічного деформування. Таким чином, завдання про конструкційне демпфірування зводиться до побудови або експериментального визначення

площі петлі гістерезису для різних типів з'єднань всієї або частини коливальної системи.

Для аналізу крутильних коливань приводу автомобіля доцільно експериментальне визначення площі петлі гістерезису, оскільки одночасно має місце й пружна складова деформації – жорсткість.

Автомобільний привід працює в широкому діапазоні частот обертання валів від нуля до 6000 хв^{-1} . Відповідно максимальна частота збурювань від гармоніки другого порядку крутного моменту ДВЗ досягає 200 Гц. В цьому діапазоні обов'язково присутні нижчі власні частоти приводу. Тому наявність

критичних обертів двигуна автомобіля є неминучим фактом. Якщо для дизель-генераторів і інших установок з ДВЗ, що працюють на постійній частоті обертання, зони критичних обертів відзначені на тахометрі й працювати на них не рекомендується, то на автомобільному тахометрі довелося б відмічати кілька заборонних зон. Зрозуміло, що це неможливо [17].

Тому єдиним варіантом є усунення резонансних коливань за рахунок демпфірування. Відомо, що демпфірування особливо ефективно в резонансних та дорезонансних зонах. У зарезонансних зонах демпфірування викликає

«розгойдування» коливань. Оскільки сили внутрішнього тертя залежать від деформації, а деформації залежать від відношення частоти збурювання до власної частоти, то завдання зниження втрат енергії при коливаннях зводиться до визначення за можливістю власних частот приводу із зони частот обертання двигуна (традиційна задача). При неминучості критичних обертів двигуна необхідно мінімізувати амплітуди коливань приводу й тим самим - знизити втрати енергії в системі. Таким чином, зниження коливань призводить до зменшення розсіювання енергії всередині системи та до зниження додаткових напруг.

При виборі засобів для зменшення коливань важливо знати, яку частину в загальних втратах енергії всередині системи становлять втрати в з'єднаннях, і як найбільш ефективно впливати на їх величину. Тому доцільно розділити некероване внутрішнє тертя в матеріалі та сухе тертя в з'єднаннях, яким можна

керувати, змінюючи конструкцію. При використанні в математичній моделі коливань узагальненої гіпотези Є.С. Сорокіна такий підхід стає можливим.

$$F_{тр}^* = cx^* \left(1 + i \frac{\theta}{2\pi} \right), \quad (1.5)$$

Експерименти показують, що для даного типу нерухомих з'єднань, μ – постійна величина.

При дії крутного моменту із частотою ω в силовому приводі виникають пружні деформації ділянок приводу (кути закручування) з цією ж частотою збурення ω . Амплітуди кутів закручування ділянок, рівні різниці амплітуд коливань мас, залежать від близькості частоти ω до однієї з власних частот приводу.

Досвід досліджень коливань автомобільних конструкцій показує, що спектр власних частот (власний спектр) коливань підресореної маси 1–5 Гц, силового агрегату 10–40 Гц, невідресорених мас 6–18 Гц, карданної передачі 50–100 Гц, трансмісії 10–100 Гц, залежно від включеної передачі. Частоти основних збурюючих факторів ДВЗ: першої й другої основних гармонік крутного моменту та моменту карданного вала лежать у діапазоні 10–100 Гц [17].

Таким чином, резонансні коливання приводу неминучі. Для оцінки небезпеки тих або інших режимів роботи та оцінки втрат потужності двигуна на коливання в механічній системі, необхідно проаналізувати всі фактори, що впливають на втрати енергії в коливальній системі.

Наряду з втратами потужності при коливаннях спостерігаються втрати середнього вібраційного моменту [17].

Таким чином, втрати енергії в приводі при рівності демпфуючих характеристик зв'язків визначаються власними частотами та амплітудами коливань мас і можуть бути визначені за вищезгаданими формулами.

1.5 Методи експериментального дослідження динамічних параметрів двигуна внутрішнього згорання

Як показує досвід, перетворювачі (датчики) крутного моменту часто піддаються руйнівочому перевантаженню, особливо в ДВЗ, де має місце пульсуючий крутний момент [46]. Це пояснюється тим, що середнє значення

крутного моменту створюється послідовністю імпульсних моментів, які можуть значно його перевершувати. У той же час, часто помилково, при таруванні та

випробуваннях датчиків крутного моменту, використовують електродвигуни, що створюють постійний крутний момент. Також не враховують того, що

досліджувана установка являє собою коливальну систему і, що в ній можуть

виникати крутильні коливання. При переході через положення резонансу

миттєві значення можуть у багато разів перевищити середнє значення крутного моменту. При вимірюванні динамічної коливальної характеристики

виробничого устаткування також необхідно перевірити, якою мірою

перетворювач (датчик) крутного моменту, що діє як торсіонна пружина, змінює

коливальну характеристику всієї установки в цілому.

Пристрої для вимірювання крутного моменту, за принципом їх роботи, можна розділити на такі групи [10]:

- трансмісійні динамометри;

- балансні динамометри;

- перетворюючі стенди для вимірювання крутного моменту за вторинними параметрами;

- торсіометри.

Найбільш зручними для застосування в промислових установках є торсіометри, тому вони й отримали найбільше розповсюдження. В

торсіометрах вимірювання крутного моменту зводиться до визначення величини деформації пружного елемента, розташованого в кінематичному

тракті передачі моменту, наприклад [87, 107]. В багатьох типах торсіометрів

таким елементом служить вал. В залежності від способу вимірювання деформації, групу торсійних приладів можна розділити на дві підгрупи [89]:

крутильні торсіометри; тензометричні торсіометри.

В торсіометрах першої підгрупи вимірюється кут закручування пружного елемента між двома вибраними його перетинами, а в торсіометрах другої підгрупи вимірюється місцева деформація на окремій ділянці пружного елемента.

За родом використаної енергії крутильні торсіометри можна розділити на механічні, гідравлічні, оптичні, електричні та змішані. Як крутильні, так і тензометричні торсіометри можуть бути розміщені на пружному елементі (валу), що обертається, або поза ним (безконтактні). Подальша класифікація торсіометрів може бути проведена за видом використовуваних вимірювальних

перетворювачів, наприклад електричні, фотоелектричні, магнітопружні та інші

[89]. Крім перерахованих вище пристроїв, робота яких заснована на торсіонному ефекті, є перспективними пристрої, засновані на вимірюванні

зміни поперечної сили та крутного моменту за реакціями опор [12]. Цей спосіб

може бути успішно застосовуваним для вимірювання крутного моменту на вертикально розташованих валах.

При діагностуванні також широко використовуються методи діагностики без розбирання силового агрегату [69]:

- безгальмівний метод визначення показників потужності двигуна (автомобіля) за значенням прискорення вільного розгону колінчастого вала [98];

- метод визначення несправностей двигуна за нерівномірністю обертання колінчастого вала на усталених режимах роботи;

- віброакустичний метод діагностики технічного стану вузлів і механізмів двигуна.

Також окремо слід згадати індицирування ДВЗ. Індикаторні діаграми тисків у циліндрах дозволяють визначати середній індикаторний тиск i , отже, індикаторну потужність двигуна, оцінювати особливості окремих робочих процесів, механічні втрати на тертя у двигуні, жорсткість його роботи, температуру робочого тіла і т.п. Індицирування випускного трубопроводу

двигуна дозволяє, наприклад, визначати значення миттєвих температур потоку, щільність і витрату газу, якщо записи повних і статичних тисків зроблені одночасно для двох прийнятих перетинів трубопроводу.

Для індицирування швидкохідних двигунів застосовують п'єзоелектричні, емнісні, тензометричні та інші типи датчиків. Найкращими динамічними властивостями володіють емнісні, у яких пружним елементом служить мембрана не зв'язана механічно з перетворювачем. Близькими до них властивостями мають тензодатчики з безпосереднім розміщенням перетворювача на мембрані.

Певні труднощі викликає необхідність охолодження датчиків, тому що електричні властивості, наприклад кварцових кристалів, починають помітно змінюватися зі збільшенням температури до 150°C та більше. Саме тому на практиці індицирування застосовують як датчики з охолодженням, так і з охолодженням мембрани. Загальне охолодження датчика здійснюють водою, що циркулює в рубашці охолодження блока циліндрів [88].

Сьогодні промисловість випускає більш точні датчики з лінійними вихідними характеристиками. Прикладом такого датчика може служити SML-фірми ADZ Nagano GmbH, який має діапазон вимірювання $0 \dots 100$ бар (похибка вимірювання $0,5\%$), який успішно використовувався при індицируванні робочого процесу в циліндрі двигуна в роботі [40].

В результаті аналізу наукової літератури, що присвячена питанням впливу приведенного моменту інерції КШМ на роботу ДВЗ було встановлено, що необхідно враховувати зміну приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ при вирішенні задач пов'язаних з коливаннями ДВЗ та їх діагностуванні. Але приведені моделі зміни приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ:

- є приблизними або приведений моменту інерції вважається постійним;
- визначаються лише для окремо взятих конкретних ДВЗ;
- враховують одне найвпливовіше положення КШМ;
- пропонують досить складний математичний апарат, який може бути

розв'язаний лише чисельними методами, що обмежує його використання на

практиці.

НУБІП України

1.6 Виновки до розділу 1

1. В умовах посилення вимог до параметрів роботи двигунів внутрішнього згоряння та удосконалення їх конструкції одним з пріоритетних напрямків можна вважати зменшення нерівномірності протікання робочих процесів та ходу двигуна.

2. Встановлено, що вплив зміни приведенного моменту інерції кривошипно- шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння на нерівномірність ходу багатьма авторами вважається несуттєвим, тому його вважають постійним.

3. Обґрунтована необхідність врахування зміни приведенного моменту інерції двигуна внутрішнього згоряння, який, в більшості випадків, вважається постійною величиною, при дослідженні коливальних процесів, пов'язаних з двигуном та в задачах діагностики.

4. Запропоновано розробити методіку визначення крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння та покращити параметри його нерівномірності ходу, враховуючи зміну його приведенного моменту інерції.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ПРІВЕДЕНОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

В сучасній теорії теплових машин поршневі ДВЗ розглядають окремо, як систему елементів, що не деформуються, та як систему елементів, що деформуються. ДВЗ, як система недеформуваних елементів, представляється розрахунковою схемою з одним ступенем вільності – кутом повороту колінчастого вала. ДВЗ, як реальна система елементів, що деформуються, має нескінченне число ступенів вільності. Однак, для вивчення окремих характеристик динамічних явищ з достатньою для практики точністю, в розрахунковій схемі можна обмежити кількість ступенів вільності, що враховуються. Зараз найбільшого розповсюдження набули дискретні розрахункові схеми, в яких масивні елементи, що мають інерційні властивості, з'єднані між собою невагомими пружними елементами. Необхідність врахування більшої кількості конструктивних особливостей призводить до більш складних розрахункових схем з дискретними елементами. Рівняння руху елементів розрахункових схем складають використовуючи рівняння Лагранжа II роду (для дискретних елементів) або варіаційний принцип Гамільтона (для елементів з розподіленими параметрами). Для розв'язку таких задач використовують більш складний математичний апарат, що обмежує його використання на практиці.

Будь-яка математична модель намагається як найточніше описати реальний процес з деякими припущеннями, використання яких значно спрощує як саму модель, так і її розрахунок відповідно до мети основних задач досліджень.

Отже, при розгляді ДВЗ, його елементи розглядаються, як тіла, що не деформуються.

2.1 Зміна положення центра мас кривошипно-шатунного

механізму одноциліндрового двигуна внутрішнього згорання

Однією з складових пульсації крутного моменту ДВЗ є дія моментів від сил тяжіння КШМ [17]. Для того, щоб врахувати цей вплив, необхідно вивчити закон їх дії. Розглянемо математичну модель, для дослідження зміни положення центру мас від його масово-геометричних параметрів, взаємозв'язок яких наведений в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Основні масово-геометричні параметри КШМ ДВЗ

Назва	Позначення	Формула	Діапазон значень
Кінематичний параметр КШМ	λ	$\lambda = \frac{R}{L}$	0,2–0,3
Відносна відстань від осі поршневого пальця до центра мас шатуна	x_L	$x_L = (0,7–0,8)L, мм$	–
Хід поршня	S	$S = 2 \cdot R, мм$	–
Діаметр поршня	D_n	–	$D_n = 60–100 мм^*$
Відношення ходу поршня S до його діаметра D_n	S/D_n	–	$S/D_n = 0,7–1,5^*$
Площа поршня	F_n	$F_n = \pi D_n^2 / 4, м^2$	–
Маса поршневої групи з алюмінієвого сплаву	m_n	–	$m_n = (80–150)F_n, кг^*$
Маса шатуна	$m_{ш}$	–	$m_{ш} = (100–200)F_n, кг^*$
Маса нерівноваженої частини одного коліна вала без противаг**	m_k	–	$m_k = (150–200)F_n, кг^*$

Примітки: * для карбюраторного двигуна;

** для сталевого кованого вала з суцільними шийками.

Проаналізуємо КШМ, що має в своєму складі одне коліно колінчастого вала заданого радіуса R без противаг, шатун, поршкову групу, розрахункова

схема якого зображена на рис. 2.1.

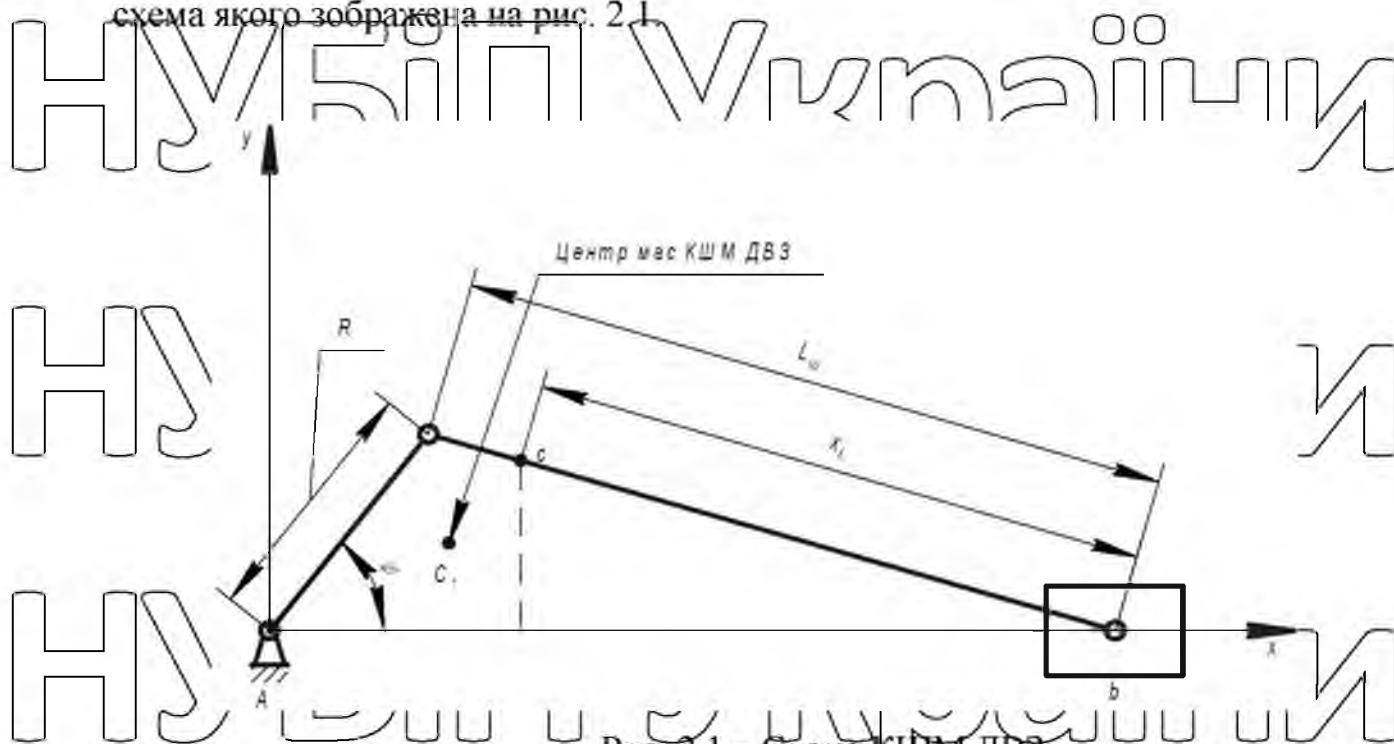


Рис. 2.1 – Схема КШМ ДВЗ

Відомо [19], що координати центра мас системи матеріальних точок (центра мас деталей КШМ) дорівнюють відношенню суми добутих відповідних координат центра мас на масу відповідної матеріальної точки до загальної маси системи.

Координати руху центра мас шатуна та поршневої групи постійно змінюються і можуть бути виражені

$$\begin{cases} x_c = R \cdot \cos \varphi + (L_w - x_L) \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi} \\ y_c = x_L \cdot \lambda \cdot \sin \varphi \end{cases} \quad (2.1)$$

$$\begin{cases} x_b = R \cdot \cos \varphi + L_w \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi} \\ y_b = 0 \end{cases}$$

де φ – кут повороту колінчастого вала.

Координати центра мас коліна колінчастого вала рухаються по колу, тому їх легко виразити із закону косинусу або синусу.

Враховуючі дані табл. 2.1 та (2.1), одержано сімейство точок положення центра мас КШМ з кроком кута повороту колінчастого вала 0,1 град (рис.2.2).

Координати центра мас КШМ X_c, Y_c можна визначити знаючи відповідні координати центра мас деталей КШМ (2.1), мм

$$X_c = \frac{1}{m_u + m_n + m_k} \left(m_u \left[R \cdot \cos \varphi + (L_u - x_L) \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right] + m_n \left[R \cdot \cos \varphi + L \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right] + m_k k R \cos \varphi \right)$$

$$Y_c = \frac{1}{m_u + m_n + m_k} (m_u R x_L \lambda \cdot \sin \varphi + m_k k R \sin \varphi), \tag{2.2}$$

де k – відносна відстань від осі колінчастого вала до центра мас одного колінавала без противаг, $k = (0 \div 1)R$, мм.

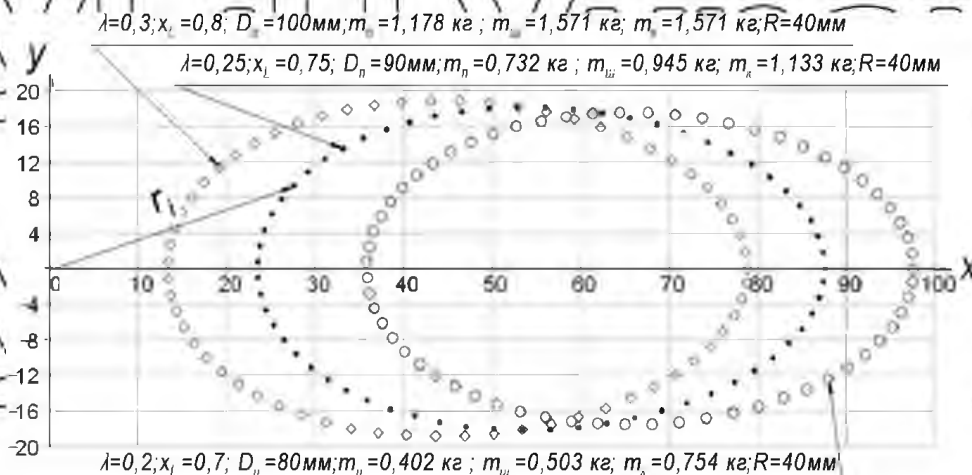


Рис. 2.2 – Положення центра мас КШМ ДВЗ для певних масово-геометричних параметрів

З (2.2) видно, що на положення центра мас КШМ ДВЗ впливають лише питомі маси поршневої групи m_n , шатуна m_u та коліна колінчастого вала без противаг m_k , а з геометричних показників – радіус кривошипа R , довжина шатуна L , відносна відстань від осі поршневого пальця до центра мас шатуна x_L , відносна відстань від осі колінчастого вала до центра мас одного коліна вала.

без противаг m_k та кінематичного параметра КШМ. З урахуванням (2.2) відстань від осі обертання колінчастого вала до центра мас КШМ ДВЗ пропонується записати у вигляді, мм

$$r = \frac{1}{m_w + m_n + m_k} \sqrt{z_1 + z_2 + z_3 + z_4}, \quad (2.3)$$

В результаті аналізу чисельних значень відстаней від осі обертання колінчастого вала до центра мас КШМ ДВЗ r встановлено, що вони змінюється за законом косинуса, який може бути представлений у вигляді, мм

$$r = a \cos \varphi + b \quad (2.4)$$

де a – амплітуда (відстані від осі обертання колінчастого вала до центра мас КШМ ДВЗ r), мм;

φ – кут повороту колінчастого вала ДВЗ, °;

b – середнє значення відстані від осі обертання колінчастого вала до центра мас КШМ ДВЗ за оберт r , мм.

Залежність (2.4) отримана апроксимацією значень відстаней від осі обертання колінчастого вала до центра мас КШМ ДВЗ r достовірністю апроксимації 0,99.

$$a = \frac{R \sqrt{2}}{m_w + m_n + m_k} \times \sqrt{(m_w + m_n)^2 - m_w x_L \frac{1}{L} (m_w + m_n + m_k k R) + m_k k R (m_w + m_n)}, \quad (2.6)$$

$$b = \frac{1}{m_w + m_n + m_k} \times \sqrt{-2m_w^2 L x_L (m_w + m_n) + L^2 (m_w + m_n)^2 + m_w^2 x_L^2 - R^2 [(m_w + m_n)^2 - m_k^2 x_L k^2] + 2m_w x_L \frac{R^2}{L} (m_w + m_n + m_k k)}$$

З (2.6) видно, що значення амплітуди a не залежать від кінематичного параметру КШМ λ , а суттєвий вплив на неї оказує саме радіус кривошипа R .

Вирази (2.3) та (2.4) не можуть бути приведені один до одного остаточно, внаслідок відсутності в (2.4) доданку $2abc \cos \varphi$ навіть при нехтуванні

радикалом $\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}$.

Дослідження впливу масово-геометричних параметрів КШМ ДВЗ, що входять в (2.3) та (2.6) на величини амплітуди a та зміщення вздовж осі ординат b наведено в роботі [27].

В результаті проведеного аналізу встановлено, що за сумою абсолютних величин зміни амплітуди a та зміщення вздовж осі ординат b найвпливовішим параметром є кінематичний параметр КШМ λ та радіус кривизни R .

Для можливості порівняння запропоновано оцінювати зміну положення центра мас КШМ ДВЗ коефіцієнтом δ_r [24]

$$\delta_r = \frac{r_{\max} - r_{\min}}{r_{cp}}, \quad (2.7)$$

Для перевірки математичної моделі (2.3) було проведено розрахункове дослідження процесу зміни положення центра мас КШМ ДВЗ за допомогою системи КОМПАС-3D V8 [65], в якій було створено КШМ, що складається з одного коліна колінчастого вала, шатунна та поршневої групи. Визначено поточні значення центра мас КШМ ДВЗ за величинами X_c , Y_c , Z_c для всіх кутів повороту колінчастого вала. Якщо врахувати, що в КШМ центр мас поршневої групи не лежить на осі поршневого пальця, максимальна відносна похибка відстані r за оберт розрахованої за допомогою (2.3), складає 0,37% [26].

2.2 Зміна приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму одноциліндрового двигуна внутрішнього згоряння

Динамічна система ДВЗ є досить складною для дослідження. Тому її замінюють еквівалентною. Для цього необхідно забезпечити рівність як потенційних, так і кінетичних енергій обох систем. Такий підхід широко використовується при вивченні крутильних коливань колінчастого вала двигуна [1, 4, 66, 86] та ін. Для спрощення подальші викладки будуть вестися в межах припущення, що елементи КШМ є абсолютно жорсткими і не деформуються. Також будемо вважати, що на валу закріплені диски, кінетична енергія яких дорівнює кінетичній енергії дійсної системи.

Теорема про зміну кінетичної енергії механічної системи є частковим випадком загального закону збереження енергії. Частина кінетичної енергії перетворюється в інші форми енергії, та навпаки, частина енергії інших форм перетворюється в кінетичну енергію. Результатом перетвореної енергії є робота

- такий фізичний зміст названої теореми.

Для будь-якої механічної системи теорема про зміну кінетичної енергії в інтегральній формі має вигляд, Дж

$$T - T_0 = \sum A_k^e + \sum A_k^i, \quad (2.8)$$

де T_0, T - кінетична енергія системи при її переміщенні, відповідно, з початкового положення в кінцеве, Дж;

$\sum A_k^e, \sum A_k^i$ - сума робіт зовнішніх та внутрішніх сил, що діють на систему при тому ж самому переміщенні.

У випадку застосування (2.8) до абсолютно твердого тіла або до незмінної механічної системи, математичний запис вказаної теореми буде

мати вигляд, Дж

$$T - T_0 = \sum A_k^e, \quad (2.9)$$

або у диференціальній формі, Дж

$$\frac{dT}{dt} = \sum N_k^e, \quad (2.10)$$

У вигляді (2.9, 2.10) теорема про зміну кінетичної енергії найбільш часто застосовується для дослідження руху різних машин і механізмів, зокрема, для руху поршневих двигунів і компресорів. Для більшості

інженерних завдань, пов'язаних з дослідженням обертання головних валів

поршневих машин, названі механізми розглядаються як незмінні механічні системи з одним ступенем свободи. Деформації деталей машин у цій постановці не враховуються. Виключення становлять питання визначення

вібрацій деталей, крутильних та згинальних коливань валів, ударних навантажень при наявності зазорів тощо.

За допомогою теореми про зміну кінетичної енергії визначають, використовуючи інтегральну форму:

- швидкості точок механічної системи в тих випадках, коли сили постійні

або не залежать від переміщення;

- роботу будь-якої сили з діючих на систему, знаючи швидкості точок механічної системи в її початковому й кінцевому положеннях

Застосовуючи диференціальну форму теореми визначають:

- прискорення точок і кутові прискорення ланок в тих випадках, коли діючі сили не постійні, або залежать від переміщення системи;

- рівняння динаміки системи, використовуючи поняття "приведеної маси" або приведенного моменту інерції одного з елементів механічної системи.

Слід сказати, що останні два пункти ефективніше реалізуються за допомогою інших більш загальних методів аналітичної механіки. Однак у ряді задач для виводу рівнянь динаміки систем традиційно використовують приведення мас

моменту інерції всіх ланок до одного елемента системи, рух якого

досліджують. Прикладами можуть служити рівняння динаміки автомобіля,

механічних регуляторів, систем автоматичного регулювання тощо. Для

полегшення розрахункових досліджень, пов'язаних із застосуванням теореми

про зміну кінетичної енергії системи, необхідно вказати три класи сил, робота

яких дорівнює нулю, і які не потрібно враховувати в даній постановці

завдання:

- реакції зв'язків без тертя;

- внутрішні сили абсолютно твердих тіл, абсолютно гнучких і

нерозтяжних ниток, що входять у систему;

- сили тертя (зчеплення), прикладені в точках контакту тіл, що перекочуються без ковзання по поверхні інших тіл.

Кінетична енергія кривошипа, який здійснює обертальний рух, Дж

$$T_k = I_k \frac{\omega^2}{2},$$

(2.11)

Кінетична енергія шатуна, який здійснює плоско-паралельний рух, визначається за допомогою теореми Кеніга, Дж

$$T_{ш} = m_{ш} \frac{V_{ш}^{C^2} \omega^2}{2} + I_{ш} \frac{\omega_{ш}^2}{2}, \quad (2.12)$$

де $V_{ш}^C$ – швидкість центра мас шатуна, м/с,

$m_{ш}$ – маса шатуна, кг;

$I_{ш}$ – центральний момент інерції шатуна, кг·м².

Виразимо значення кінетичної енергії $T_{ш}$ в залежності від кута повороту колінчастого вала φ . Для цього визначимо положення миттєвого центра швидкостей шатуна (точка P, рис. 2.3). Використаємо відомі з кінематики співвідношення, щодо швидкості центра мас шатуна (див. рис. 2.3), рад/с, м/с

$$\omega_{ш} = \frac{V_A}{|AP|}, \quad V_{ш}^C = \frac{\omega_{ш}}{|CP|}, \quad (2.13)$$

де $\omega_{ш}$ – частота обертання шатуна навколо миттєвого центру швидкостей, рад/с.

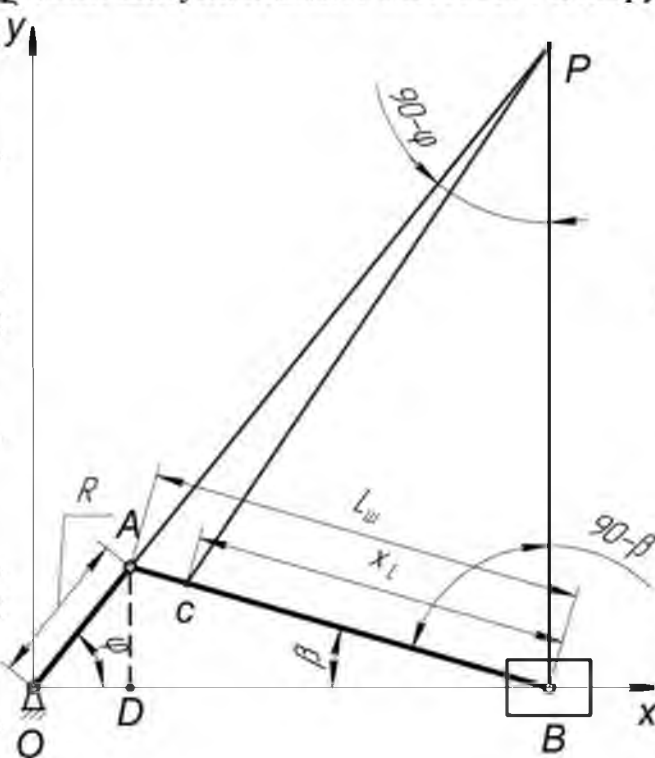


Рис. 2.3 Схема КШМ для визначення кінетичної енергії його елементів

Відоме співвідношення між кутами φ та β має вигляд

$$\sin \beta = \lambda \sin \varphi. \quad (2.14)$$

Визначимо величину $|AP|$ з подібних трикутників OAD та CPB

$$AP = \frac{L_w}{\cos \varphi} \cos \beta = \frac{L_w}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \quad (2.15)$$

Величину $|CP|$ найбільш зручно визначити з трикутника ACP

$$|CP| = \sqrt{AC^2 + AP^2 - 2 \cdot AC \cdot AP \cos(\varphi + \beta)} =$$

$$\sqrt{(L - x_L)^2 + \left(\frac{L_w}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}\right)^2 - 2(L - x_L) \left(\frac{L_w}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}\right) \cdot \cos(\varphi + \beta)}$$

$$\sqrt{(\cos \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} - \lambda \sin^2 \varphi)}$$
(2.16)

Для подальшого аналізу (2.26) розглянемо більш детально масово-геометричні параметри КШМ. Межі зміни більшості з них наведено в табл. 2.1, тому зупинимося на зміні центрального моменту інерції шатуна та коліна колінчастого вала. Основні геометричні параметри шатуна наведені в табл. 2.2.

Для спрощення приймемо:

– поршнева та шатунні головки шатуна мають форму шолого циліндра; впливом шатунних болтів знехтуємо;

– максимальне значення висоти двотаврового перерізу приймемо

рівним.

Беручи до уваги дані з табл. 2.2, визначимо межі зміни центрального моменту інерції шатуна автомобільного ДВЗ. Для верхньої та нижньої головки шатуна [85], $\text{кг} \cdot \text{м}^2$

НУБІП України

Таблиця 2.2

Основні геометричні параметри шатунів автомобільних ДВЗ

Назва	Позначення	Діапазон значень *
Внутрішній діаметр поршневої головки	d_n	$(0,22 \div 0,28) D_n$
Зовнішній діаметр головки	d_z	$(1,25 \div 1,65) d_n$
Довжина поршневої головки шатуна	$l_{ш}$	$(0,33 \div 0,45) D_n^{**}$
Мінімальна висота двотаврового перерізу	$h_{ш.мін}$	$(0,5 \div 0,55) d_z$
Висота двотаврового перерізу, що розташований в центрі ваги	$h_{ш}$	$(1,2 \div 1,4) h_{ш.мін}$
Товщина перерізу стержня шатуна, враховуючи полки двотавра	$b_{ш}$	$(0,5 \div 0,6) l_{ш}$
Мінімальна товщина перерізу стінки стержня, мм	$a_{ш} \approx l_{ш}$	2,5 ÷ 4
Діаметр шатунної шийки колінчастого вала	$d_{ш}$	$(0,5 \div 0,7) D_n$
Довжина кривошипної головки	l_k	$(0,4 \div 0,5) D_n$
Висота нижньої кришки шатуна	h_l	$(0,5 \div 0,6) d_{ш}$

Примітки: * для карбюраторного двигуна;

** для плаваючого пальця.

Внаслідок того, що момент інерції стержня шатуна виразити аналітично досить важко, представимо його переріз у вигляді кола, еквівалентного за розподілом маси двотавровому перерізу (рис 2.4, б).

НУБІП України

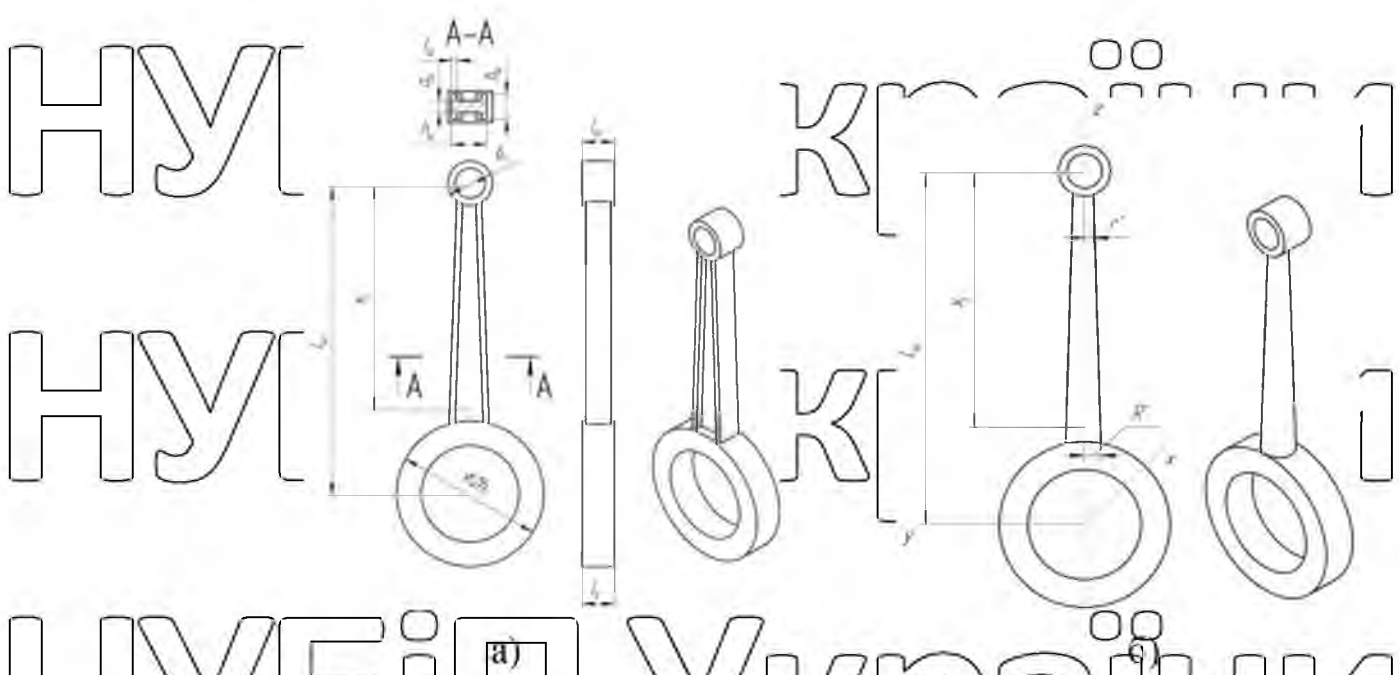


Рис. 2.4 Схема моделі шатуна

Отже, в спрощеному варіанті стержень шатуна має вигляд усіченого конуса з максимальним та мінімальним радіусами основ, що змінюються в межах (табл. 2.2), м

$$r' = \sqrt{(0.373 \div 1.011)D_n - (3.98 \div 10.19)}, R' = \sqrt{(0.395 \div 1.141)D_n - (3.98 \div 10.19)} \quad (2.17)$$

Враховуючи прийняту концепцію форми стержня шатуна, виразимо його момент інерції відносно осі, що перпендикулярна до осі усіченого конуса та проходить через нижню його основу. Виріжемо явно нескінченно короткий циліндр з висотою dz з масою dm (Рис. 2.5).

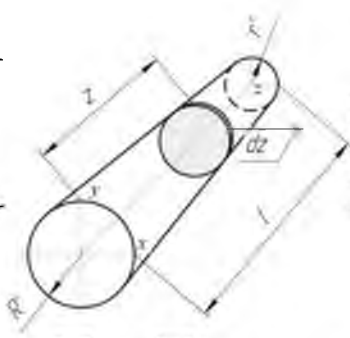


Рис. 2.5 Схема визначення моменту інерції усіченого конуса

Для проведення подальшого аналізу знайдемо центральний момент інерції коліна колінчастого вала. Основні геометричні параметри коліна колінчастого

вала наведені в табл. 2.3.

Для спрощення прийmemo:

- не враховуємо прсти ваги колінчастого вала;
- знехтуємо отворами для мащення;

приймемо спрощену форму коліна колінчастого вала (рис. 2.6)

Таблиця 2.3

Основні геометричні параметри коліна колінчастого валаавтомобільних ДВЗ

Назва	Позначення	Діапазон значень *
Діаметр корінної шийки	d_k	$(0,6 \div 0,8) D_n$
Довжина корінної шийки з галтелями	l_k	$(0,45 \div 0,7) D_n$
Товщина щоки	h	$(0,1 \div 0,25) D_n$
Ширина щоки	b	$(1,0 \div 1,25) D_n$

Примітка: * для карбюраторного двигуна;

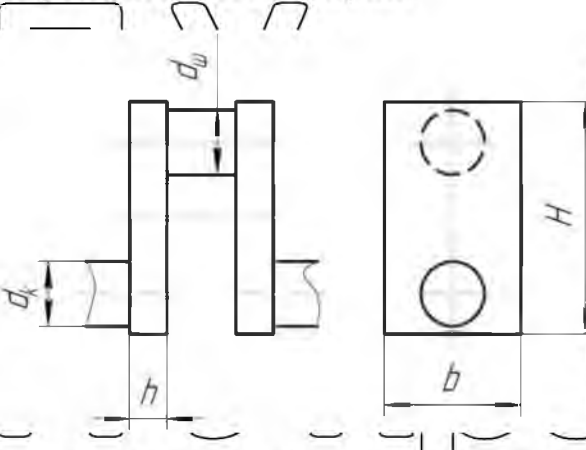
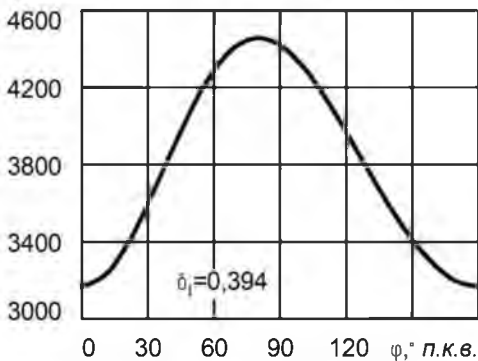


Рис. 2.6 – Схема коліна колінчастого вала

Масово-геометричні параметри КШМ: $\lambda=0,3$; $R=50$ мм; $D_n=60$ мм; $h_1=0,25 \cdot D_n$; $d_r=0,275 \cdot D_n$; $R'=10$ мм; $r'=9$ мм; $l_w=0,33 \cdot D_n$; $d_n=0,22 \cdot D_n$; $d_w=0,5 \cdot D_n$; $l_k=0,4 \cdot D_n$; $m_n=150$ кг/мм²; $l_w=0,45 \cdot D_n$; $b=1 \cdot D_n$; $h=0,1 \cdot D_n$; $d_k=0,6 \cdot D_n$.

I_n , кгмм²



Масово-геометричні параметри КШМ: $\lambda=0,3$; $R=21$ мм; $D_n=100$ мм; $h_1=0,35 \cdot D_n$; $d_r=0,461 \cdot D_n$; $R'=4,5$ мм; $r'=3,5$ мм; $l_w=0,33 \cdot D_n$; $d_n=0,28 \cdot D_n$; $d_w=0,7 \cdot D_n$; $l_k=0,5 \cdot D_n$; $m_n=80$ кг/мм²; $l_w=0,45 \cdot D_n$; $b=1,25 \cdot D_n$; $h=0,1 \cdot D_n$; $d_k=0,8 \cdot D_n$.

I_n , кгмм²

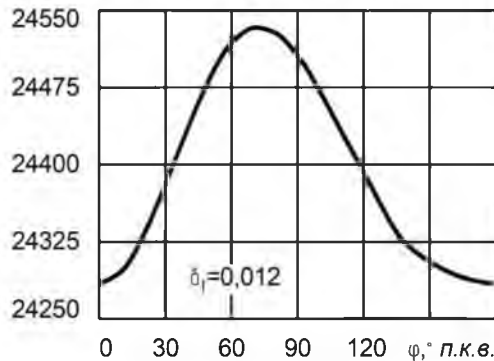




Рис. 2.7 – Залежність приведенного моменту інерції КШМ від його масово-геометричних параметрів

Проаналізувавши вираз (2.26) при всіх можливих значеннях масово-геометричних параметрів КШМ ДВЗ, враховуючи модель шатуна (див. рис. 2.3), встановлено, що коефіцієнт зміни приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ δ_I приймає мінімальне значення 0,012 (без врахування маховика) при максимально можливих значеннях: діаметра поршня D_n , кінематичний параметр КШМ λ , висоти нижньої кришки шатуна h_1 та діаметра шатунної шийки колінчастого вала $d_{ш}$, довжини кривошипної головки l_k , ширини щоки b , діаметра корінної шийки d_k , зовнішнього діаметра головки шатуна d_s та внутрішнього діаметра поршневої головки d_n ; мінімально можливих значеннях: радіуса кривошипа R , площі перерізу стержня шатуна (параметри $h_{ш}$, $h_{ш, \min}$, $b_{ш}$, $a_{ш}$, $t_{ш}$), питомої маси поршневої m_n . Також встановлено, що коефіцієнт зміни приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ, при зазначених вище параметрах, не залежить від довжина поршневої головки шатуна $l_{ш}$, довжини корінної шийки з галтелями $l_{кг}$, товщина щоки h (див. рис. 2.7).

2.3 Зміна приведенного моменту інерції кривошипно-шатунних механізмів автомобільних двигунів внутрішнього згорання

Відомо, що існують різні типи схем КШМ багаточиліндрових поршневих ДВЗ, а саме: однорядний, V-подібний, опозитний, W-подібний, H-подібний, трикутний, зіркоподібний [34] тощо. Але, найпоширенішими багаточиліндровими автомобільними, тракторними та комбайновими, в основному, є поршневі рядні та V-подібні ДВЗ з кількістю циліндрів до 12 включно [6, 85].

Для можливості порівняння зміни приведенного моменту інерції за оберт колінчастого вала і відповідної оцінки за допомогою коефіцієнта зміни приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ δ_I різних схем рядних КШМ між собою прийемо наступні масово-геометричні параметри КШМ (вони відповідають

максимальному значенню для одного кривошипа): кінематичний параметр КШМ $\lambda = 0,2$, радіус кривошипа $R = 50$ мм, діаметр поршня $D_n = 60$ мм, висоти нижньої кришки шатуна $h = 0,25 D_n$, діаметра головки шатуна $d_s = 0,275 D_n$, параметри еквівалентного стержні шатуна $R' = 10$ мм, $r' = 9$ мм, довжина поршневої головки шатуна $l_{ш} = 0,33 D_n$, внутрішній діаметр поршневої головки $d_n = 0,22 D_n$, діаметра шатунної шийки колінчастого вала $d_{ш} = 0,5 D_n$, довжини кривошипної головки $l_k = 0,4 D_n$, питома маса поршневої групи $m_n = 150$ кг/м², довжини корінної шийки з галтелями $l_{кр} = 0,45 D_n$, ширини щоки $b = 1 D_n$, діаметр корінної шийки $d_k = 0,8 D_n$, товщина щоки $h = 0,1 D_n$. Для того, щоб застосувати математичну модель (2.26) щодо наведених схем V-подібних ДВЗ (табл.2.4), необхідно знайти суму приведенного моменту інерції КШМ кожного з циліндрів в залежності від кута повороту колінчастого вала.

Для знаходження приведенного моменту інерції V-подібного ДВЗ скористаємося схемою (рис. 2.9), яку проаналізуємо, як два однорядних КШМ з кутом розвалу циліндрів γ .

З рис. 2.8 видно, що для знаходження сумарного приведенного моменту інерції всіх циліндрів необхідно знати співвідношення між кутами повороту кривошипів правого і лівого рядів циліндрів

$$\varphi_n = \gamma + \varphi_k, \quad (2.18)$$

Де φ_n – кут повороту кривошипів лівого ряду циліндрів при повороті кривошипів правого ряду на φ_n , град; φ_k – кут між кривошипами, град; γ – кут розвалу циліндрів, град.

В таблиці 2.4 наведено КШМ з кількістю циліндрів до 4 включно, для яких коефіцієнт зміни приведенного моменту інерції КШМ δ_i

Двоциліндровий рядний двигун з кутом між кривошипами 0° та V-подібний двигун з кутом розвалу циліндрів $\gamma = 180^\circ$ та кутом між кривошипами $\varphi_k = 180^\circ$ (табл. 2.4). В даному випадку кут між кривошипами співпадає з періодом функції (2.26). Таким чином, закон зміни приведенного моменту інерції буде сумою приведених моментів інерції кожного з кривошипів, кг·м²

Двоциліндровий рядний двигун з кутом між кривошипами 180° та V-подібний двигун з кутом розвалу циліндрів $\gamma=180^\circ$ та кутом між кривошипами $\varphi_k=0^\circ$ (табл. 2.4). В даному випадку сумарний приведений момент інерції знаходиться як сума першого та другого кривошипа, зміщеного на 180° . Таким чином, закон зміни приведенного моменту інерції буде визначатись кг·м²

$$I_n = 2I_k + 2\lambda^2 \left(m_w \left((L_w - x_L) \cdot \cos^2 \varphi - L_w \right)^2 + I_w \cos^2 \varphi \right) + 2m_n R^2 \sin^2 \varphi (1 + \lambda^2 \cos^2 \varphi)$$

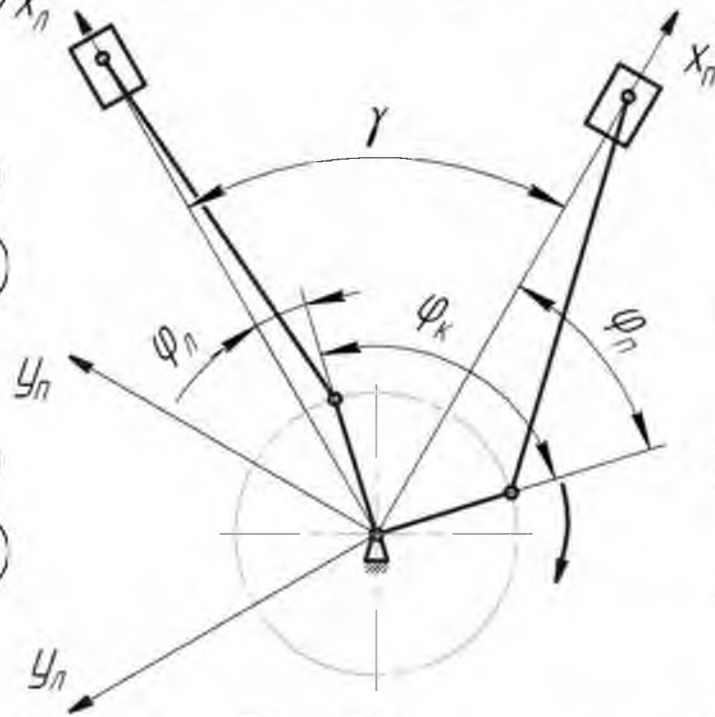


Рис. 2.9 – Схема визначення приведенного моменту інерції КГМ V-подібного ДВЗ

Трициліндровий рядний двигун з кутом між кривошипами 120° (табл. 2.4).

В даному випадку сумарний приведений момент інерції знаходиться як сума першого та другого кривошипа, зміщеного на 180° . Таким чином, закон зміни приведенного моменту інерції буде визначатись кг·м²

Чотирициліндровий рядний двигун з кутом між кривошипами $1,4$ та $2,3$ циліндрів 180° та V-подібні двигуни з кутами розвалу циліндрів $\gamma=90^\circ$ та $\gamma=180^\circ$ та кутами між кривошипами $\varphi_k=90^\circ$, $\varphi_k=180^\circ$, $\varphi_k=0^\circ$ (табл. 2.4).

В даному випадку сумарний приведений момент інерції знаходиться як сума двох та ще двох кривошипів, зміщених на 180° . Таким чином, закон зміни приведенного моменту інерції буде визначатись кг·м²

Дані табл. 2.4 були визначені без врахування маховика ДВЗ. Тому розглянемо коефіцієнт зміни приведенного моменту інерції δ_I КШМ на прикладі двигуна MeM3-2457, який складає: 16,3% (без врахування маховика) та 3,79% (з врахуванням маховика).

Для перевірки математичної моделі зміни приведенного моменту інерції багатопциліндрового поршневого ДВЗ була створена просторова комп'ютерна модель КШМ рядного чотирициліндрового ДВЗ в системі КОМПАС-3D V8 [65] (рис. 2.10) з наступними параметрами: радіус кривошипа $R=40$ мм, питома

маса шатуна $m_{ш}=176,064$ кг/м², питома маса поршня $m_{п}=110,854$ кг/м²,

кінематичний параметр КШМ $\lambda=0,286$, відносна відстань від осі поршневого пальця до центра мас шатуна $x_L=0,8$, відносна відстань від осі колінчастого вала до центра мас коліна вала без противаг $k=0$, діаметр поршня $D_{п}=70$ мм, момент

інерції відносно осі, що проходить через центр мас шатуна $I_{ш}=2,72 \cdot 10^{-3}$ кг·м²,

поршневої $I_{п}=2,61 \cdot 10^{-4}$ кг·м² та момент інерції колінчастого вала з маховиком

$I_{к}=0,422$ кг·м². Проаналізувавши дані комп'ютерного експерименту та

математичної моделі, врахувавши те, що центр мас поршневої групи лежить на

13,45 мм вище осі поршневого пальця, було встановлено, що максимальна їх

відносна похибка складає 1,02%, а коефіцієнт зміни моменту інерції КШМ ДВЗ

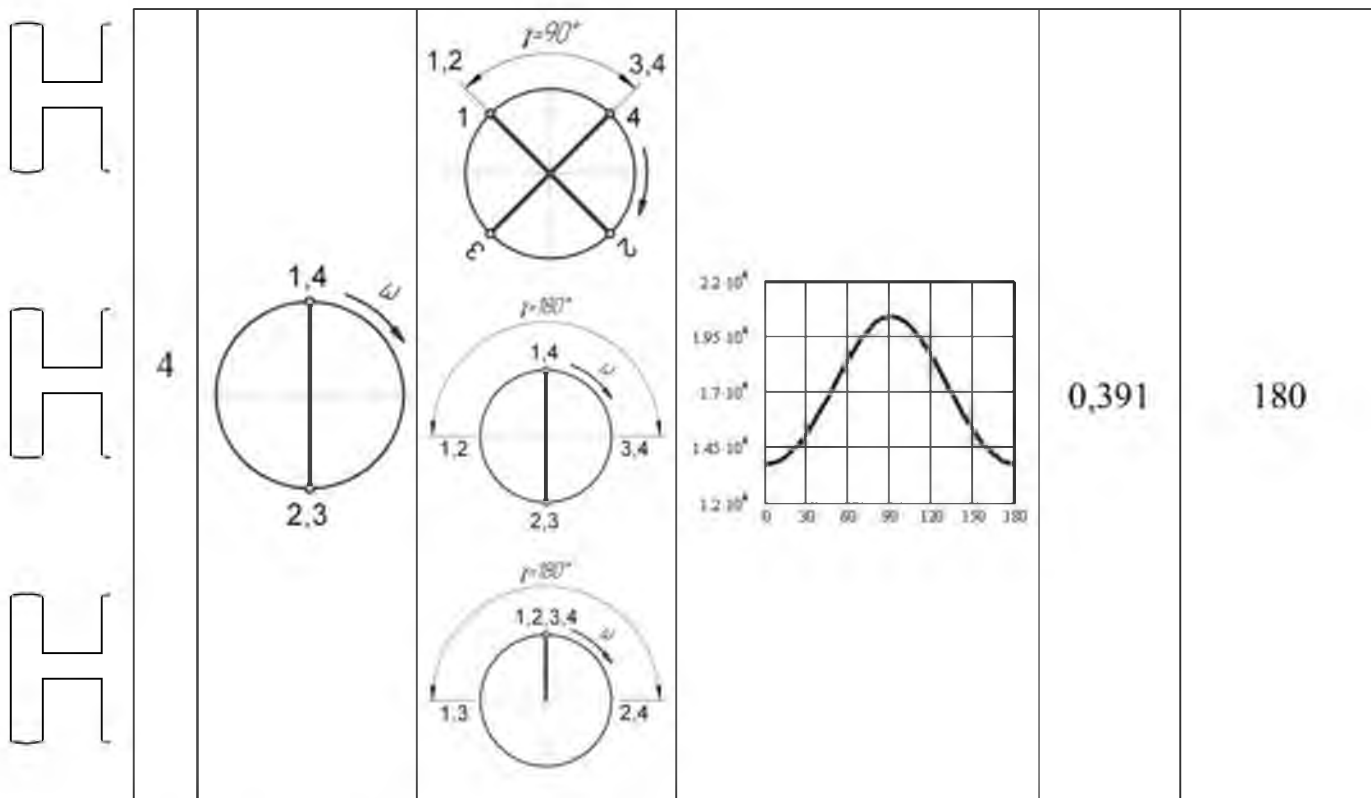
$\delta_I=0,075$.

НУБІП України

Таблиця 2.4

Зміна приведенного моменту інерції схем КІММ поршневих ДВЗ з кількістю циліндрів до 4 включно

Число циліндрів	Схема розташування кривошипів рядних ДВЗ	Схема розташування кривошипів V-подібних ДВЗ	Зміна приведенного моменту інерції (кг·мм ²) від кута повороту колінчастого вала (град).	Коефіцієнт δ_I	Період зміни приведенного моменту інерції, ° п.к.в.
1		—		0,394	180
2				0,394	180
				0,391	
3		—		0,05	120



Для перевірки математичної моделі зміни приведеного момент інерції багатциліндрового V-подібного поршневого ДВЗ була створена просторова комп'ютерна модель КШМ чотирициліндрового ДВЗ MeM3-959A в системі КОМПАС-3D V8 [65] (рис. 2.11) з параметрами, що регламентує завод-виробник: радіус кривошипа $R=33$ мм, питома маса шатуна $m_{ш}=154,747$ кг/м², питома маса поршня $m_{п}=111,72$ кг/м², кінематичний параметр КШМ $\lambda=0,232$, відносна відстань від осі поршневого пальця до центра мас шатуна $x_{ш}=0,787$, відносна відстань від осі колінчастого вала до центра мас коліна вала без противаг $k=0,059$, діаметр поршня $D_{п}=76$ мм, момент інерції відносно осі, що проходить через центр мас шатуна $I_{ш}=2,4 \cdot 10^{-3}$ кг·м², момент інерції поршневої групи $I_{п}=4,61 \cdot 10^{-4}$ кг·м² та момент інерції колінчастого вала з маховиком $I_{в}=0,036$ кг·м².

Проаналізувавши дані комп'ютерного експерименту та розробленої математичної моделі, врахувавши, що центра мас поршневої групи лежить на 8,62 мм вище осі поршневого пальця, було встановлено, що максимальна її відносна похибка складає 1,23%, а коефіцієнт зміни приведеного моменту інерції даного КШМ $\delta_I=0,061$.

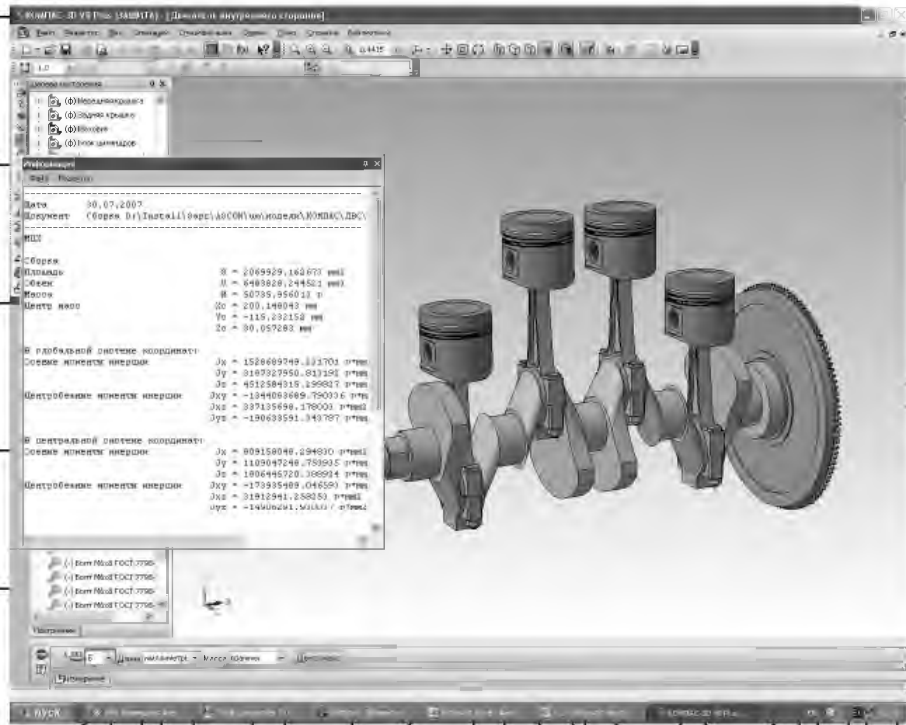


Рис. 2.10 Дослідження процесу зміни моменту інерції КШМ ДВЗ

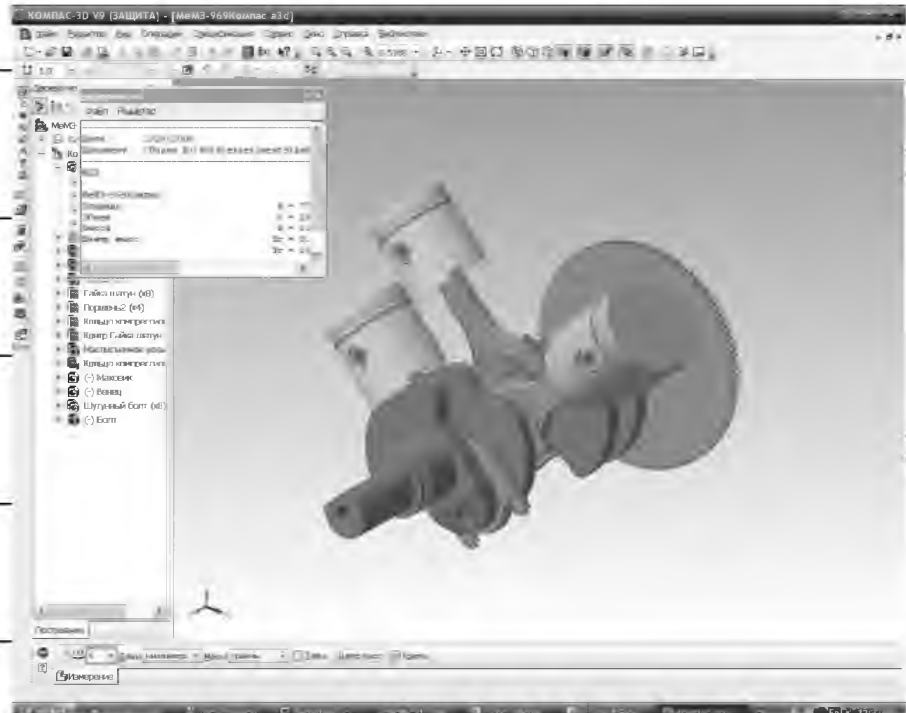


Рис. 2.11 Дослідження зміни (приведеного) моменту інерції КШМ МемЗ-969А від кута повороту колінчастого вала в системі КОМПАС-3D V8

Разом з розглянутими конструкціями рядних та V-подібних ДВЗ досить широко використовують і інші типи КШМ. У випадку опозитного ДВЗ для знаходження сумарного моменту інерції КШМ підходить методика щодо V-

подібних двигунів за умови $\gamma = 180^\circ$. Також часто використовуються КШМ з шатунами центрального з'єднання. В цьому випадку необхідно враховувати, що шатуни (центральної та внутрішньої) мають різну геометричну форму та центральні моменти інерції. Враховуючи це також використовувати методу щодо V-подібних двигунів. Також розповсюджені КШМ з причіпним шатуном.

Така схема найчастіше використовується в V-, W- та зіркоподібних ДВЗ [1, 33]. В цьому випадку математична модель змінюється і детально розглянута в [55].

2.4 Висновки до розділу 2

1. Розроблена математична модель зміни положення центра мас кривошипно-шатунного механізму в залежності від його масово-геометричних параметрів та перевірена її адекватність за допомогою комп'ютерного моделювання. Максимальна відносна похибка склала 0,37%.

2. Розроблена математична модель зміни приведенного моменту інерції одноциліндрового кривошипно-шатунного механізму та перевірена її адекватність за допомогою комп'ютерного моделювання. Максимальна відносна похибка склала 0,25%.

3. Введено поняття коефіцієнта зміни положення центра мас кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згорання δ та поняття коефіцієнта зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згорання відносно осі обертання колінчастого вала δ_i , та встановлені межі його можливих значень $\delta = 0,012 \div 0,394$ (без врахування моменту інерції маховика).

4. 4. Рекомендовано врахувати, що для мінімізації зміни приведенного моменту інерції протягом одного оберту колінчастого вала необхідно приймати максимально можливі значення: діаметра поршня D_n , кінематичного параметру λ , висоти нижньої кришки шатуна h_1 та діаметра шатунної шийки колінчастого вала $d_{ш}$, довжини кривошипної головки l_k , ширини щок b , діаметра корінної шийки d_k , зовнішнього діаметра головки шатуна d_s та внутрішнього діаметра поршневої головки d_i ; та мінімально можливі значення: радіуса кривошипа R , площі перерізу стержня шатуна (параметри $h_{ш}$, $h_{ш.мін}$, $b_{ш}$, $a_{ш}$, $l_{ш}$), питомої маси

поршневої *т.п.* 5. Встановлено, що зміну приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння за оберт колінчастого вала, необхідно враховувати для двигунів з кількістю циліндрів $i \leq 4$, особливо в задачах діагностики та при визначенні коливань, пов'язаних з двигуном.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ ДВИГУНА Д-3 ТА НЕРІВНОМІРНОСТІ ХОДУ ДВИГУНА MeM3-2457

3.1 Експериментальне дослідження зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна Д-3

Для експериментального дослідження значень приведеного моменту інерції КШМ поршневих ДВЗ було розроблено спеціальний ПАК визначення зміни моменту інерції КШМ.

Для проведення досліджень було обрано КШМ одноциліндрового двотактного ДВЗ Д-3, що має наступні масово-геометричні параметри: радіус кривошипа $R=20$ мм, питома маса шатуна $m_{ш}=123,7$ кг/м², питома маса поршня $m_{п}=56,9$ кг/м², питома маса колінчастого вала (в двигуні Д-3 колінчастий вал відіграє додаткову роль маховика) $m_{к}=1236$ кг/м², кінематичний параметр КШМ $\lambda=0,236$, відносна відстань від осі поршневого пальця до центра мас шатуна $x_L=0,78$, відносна відстань від осі колінчастого вала до центра мас коліна вала без противаг $k=0,008$, діаметр поршня $D_{п}=38$ мм, момент інерції шатуна відносно осі, що проходить через його центр мас $I_{ш}=1,558 \cdot 10^{-4}$ кг·м² та момент інерції поршневої групи $I_{пг}=1,498 \cdot 10^{-5}$ кг·м² і момент інерції коліна вала колінчастого вала $I_{кв}=3,564 \cdot 10^{-3}$ кг·м². Дані масово-геометричних параметрів було попередньо визначено експериментально та безпосереднім вимірюванням.

До основних методів, за допомогою яких можна експериментально визначити приведений момент інерції КШМ, відносяться методи крутильних та маятникових коливань [60], кг·м²

$$I = I_{ет} \left(\frac{T_k}{T_{ет}} \right)^2, I = mgh \left(\frac{T^2}{4\pi^2} - \frac{h}{g} \right), \quad (3.1)$$

Де $I_{ет}$ - момент інерції тіла, що обиралося за еталон, кг·м²,

T_k - період крутильних коливань, с,

$T_{\text{шт}}$ - період крутильних коливань тіла, що обиралося за еталон, с;

m - маса маятника, кг;

g - прискорення вільного падіння, м/с²;

h - відстань від осі підвісу до центра мас маятника, м;

T - період коливань маятника, с.

Аналізуючи (3.1) видно, що в обох випадках основним параметром, який необхідно експериментально визначити, є період коливань. Експериментальне визначення приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ ускладнено необхідністю

зміни кута повороту колінчастого вала. Після визначення приведенного моменту

інерції КШМ ДВЗ Д-3 методом крутильних коливань (рис. 3.1) за допомогою

секундоміра (СОС пр-26-2-000 «Агат» 4295В ТУ 25-1894.003-90) та

відеозйомки (відеокамера «Sony» DCR-DVD202E) з відповідними абсолютними

похибками визначення інтервалів часу коливань 0,2 с та 0,04 с було

встановлено, що час коливань необхідно визначати з точністю більшою за 0,04

с. Це пов'язано з незначною величиною зміни приведенного моменту інерції

КШМ порівняно з приведеним моментом інерції всього ДВЗ та підвісу.

Для вимірювання величини моменту інерції КШМ з задовільною точністю

було вирішено розробити та виготовити ПАК на базі мікроконтролера (МК).

Встановлено, що для реалізації поставленої задачі, достатньо МК з 8-ми

розрядною архітектурою. В даний момент в серійному виробництві фірми

Atmel знаходяться три сімейства МК AVR - "tiny", "classic" та "mega". Для

можливості подальшого удосконалення ПАК остаточно було обрано МК

ATMega16 з кварцевим генератором на 11,0592 МГц, що дозволяє вимірювати

час коливань з абсолютною похибкою $9 \cdot 10^{-8}$ с [60].

На основі даного ПАК пропонується визначати приведений момент інерції

КШМ ДВЗ методом маятникових коливань (рис. 3.2), який дозволяє зменшити

похибки вимірювань методом крутильних коливань.

Розроблене програмне забезпечення ПАК (рис. 3.3) дозволяє вимірювати,

порівнювати, представляти в сприятливому для аналізу вигляді, зберігати на

електронні та «жорсткі» носії наступну інформацію: період коливань маятника,

момент інерції тіла, інтервали часу.

Під час проведення вимірювань дані передаються на комп'ютер за допомогою інтерфейсу RS-232 [94], де вони остаточно обробляються за допомогою програми «Pendulum's inertia».



Рис. 3.1 Експериментальне визначення моменту інерції ДВЗ Д-3 методом крутильних коливань

Цей програмний продукт дозволяє в реальному часі спостерігати за зміною періоду коливань та моментом інерції тіла. В основі алгоритму лежить математичний вираз (3.1) та передбачено введення всіх необхідних даних для проведення експерименту (маси елементів, відстані від осі підвісу до центра мас КШМ ДВЗ).

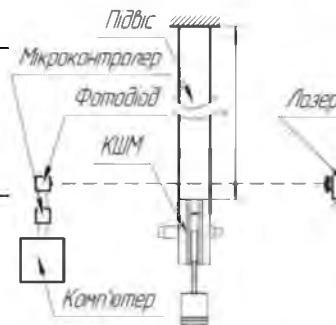


Рис. 3.2 Схема визначення моменту інерції методом маятникових коливань

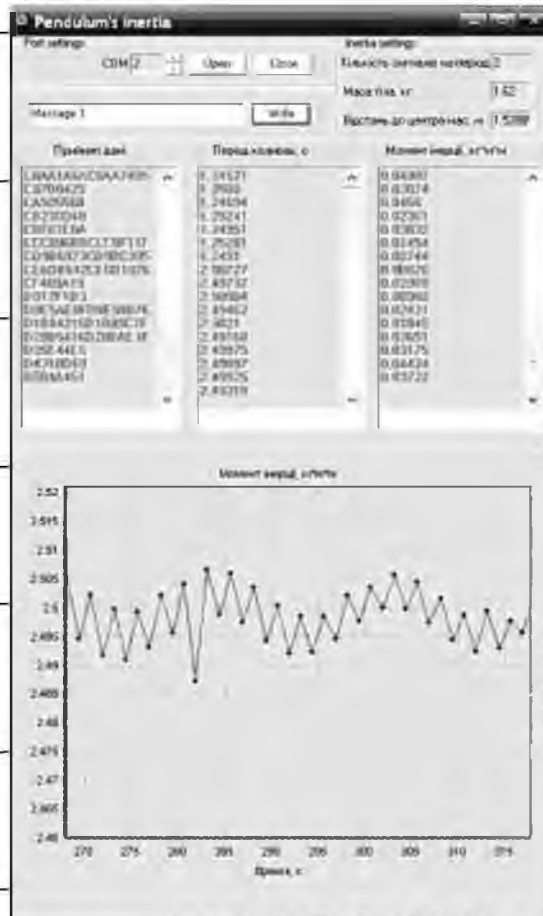


Рис. 3.3 – Інтерфейс програми «Pendulum's inertia»

Для можливості визначення максимального та мінімального значень приведенного моменту інерції КІШМ, за допомогою методу маятникових коливань, достатньо визначити приведений момент інерції в положеннях верхньої (ВМТ) та нижньої мертвих точок (НМТ) КІШМ. Загальний вигляд апаратної частини ПІАК (персональний комп'ютер не показано) зображено на рис. 3.4. В якості підвісу використовувалась волосінь Micro Magnumtex 3×3×6+3 діаметром 0,45 мм, що розрахована на вагу 17,4 кг. Джерелом лазерного випромінювання є Laser diod / class ІІА, що містить елементи 21 CER, 104.10 та 104.11), який освітлював фотодіод ФД 256 (ТУ 3-3.157-81).

Внаслідок того, що КІШМ є складним тілом, тому визначимо положення його центр мас методом зважування (рис. 3.5). Для реалізації цього методу були використані ваги AXIS AD-1000 з абсолютною похибкою вимірювання 0,01 г. Але внаслідок того, що вага КІШМ ДВЗ Д-3 перевищує допустимі значення меж вимірювань ваг AXIS AD-1000, тому повна маса КІШМ була визначена за допомогою електронних ваг DS-788PM, з абсолютною похибкою вимірювання

Експеримент проводили для двох випадків: коли поршень знаходиться в верхній мертвій точці (ВМТ), та в нижній мертвій точці (НМТ), це дає змогу визначити абсолютну величину максимальної зміни приведенного моменту інерції КШМ. Для визначення відстані від осі коливання до осі колінчастого вала використовувалась рулетка Vago-tools IC-589E, що має абсолютну похибку вимірювання 1 мм.

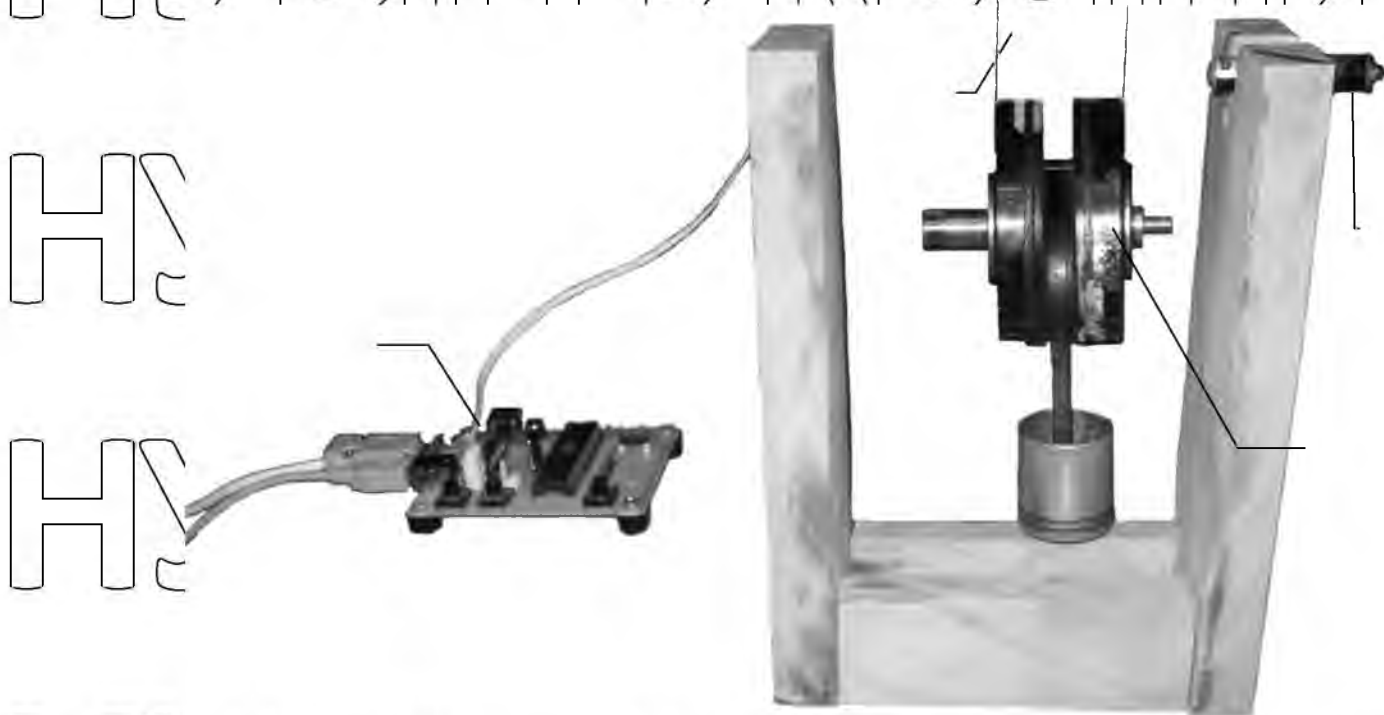


Рис. 3.4 Апаратна частина ПАК для визначення моменту інерції КШМ методом маятникових коливань (персональний комп'ютер не показано)

1 – мікроконтролер; 2 – лазер; 3 – підвіс; 4 – КШМ

Результати експериментальних досліджень оброблялись за допомогою програмного пакету MathCAD 2001 та зведено до табл. 3.1 [51].

Для перевірки експериментальних даних було спроектовано КШМ двигуна Д-3 в системі КОМПАС-3D V8, (рис. 3. 6). Порівнюючи експериментальні дані та дані, які були отримані за допомогою системи КОМПАС-3D V8 було встановлено, що середня відносна похибка складає 2,48% (табл. 3.1).

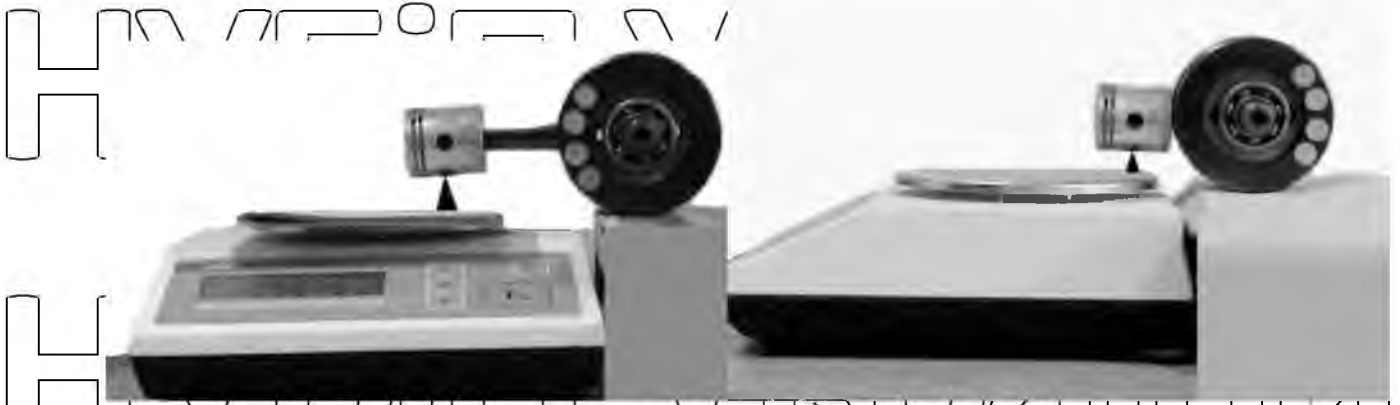


Рис. 3.5 – Визначення положення центра мас тіла методом зважування

1 – Експериментальне та комп'ютерне визначення приведеного моменту інерції

КШМ двигуна Д-3

Таблиця 3.1

Експериментальне та комп'ютерне визначення приведеного моменту інерції

КШМ двигуна Д-3

Параметр	Положення КШМ	
	ВМТ	НМТ
Середнє значення періоду коливань, s	2,546	2,538
Відстань від осі підвісу до центра мас маятника h, m	1,540	1,521
В скільки разів змінився приведений момент інерції, (експеримент)	1,259	
В скільки разів змінився приведений момент інерції, (КОМПАС-3D V8)	1,291	
Відносна похибка визначення приведенного моменту інерції експериментально та за допомогою КОМПАС-3D V8, %	2,48	

Результати експериментального дослідження зміни приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ показали достатню адекватність комп'ютерного моделювання та математичної моделі (3.1).

3.2 Експериментальне дослідження нерівномірності ходу двигуна

MeM3-2457

Експериментальні дослідження проводили на автомобілі «IVECO» з двигуном MeM3-2457 [16]. Мета експериментальних досліджень полягає у безстендовому визначенні нерівномірності ходу силового агрегату MeM3-2457 протягом періоду його зміни.

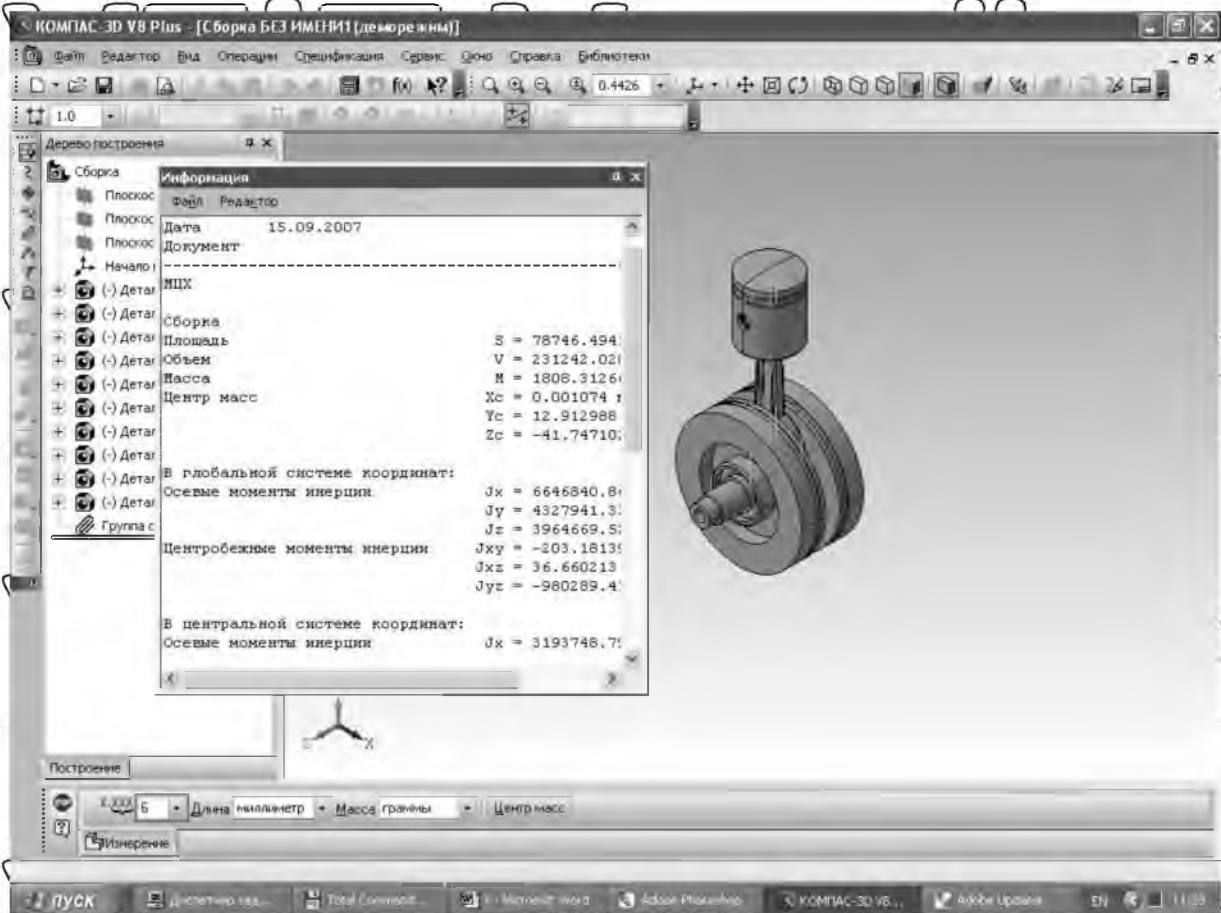


Рис. 3.6 – Комп'югерне визначення приведенного моменту інерції КШМ ДВЗ Д-3

Згідно до поставленої мети вирішуються такі задачі:

1. Визначення величини нерівномірності ходу колінчастого вала на різних швидкісних режимах роботи двигуна
2. Отримання математичних виразів, що описують нерівномірність обертання колінчастого вала двигуна MeM3-2457.

3.2.1 Програма дорожніх випробувань та визначення обсягу випробувань

Програма дорожніх випробувань автомобіля «IVECO» включає:

1. Отримання показників частоти обертання колінчастого вала двигуна привід'єднаній трансмісії в діапазоні частот $n_d=830...3600$ хв⁻¹.

2. Отримання показників нерівномірності ходу колінчастого вала двигуна при приєднаній трансмісії та повному відкритті дросельних заслінок в діапазоні частот $n_d=3000...3600$ хв⁻¹.

При визначенні мінімально необхідного обсягу вибірки n необхідно виходити з мети майбутніх випробувань.

Як правило, генеральний коефіцієнт варіації γ є невідомою величиною, тому при визначенні обсягу вибірки його заміняють вибіркоvim коефіцієнтом ν , який отримано на підставі апріорної інформації з аналогічних матеріалів і елементів конструкцій. При відсутності аналога значенням вибіркового коефіцієнта варіації задаються й уточнюють у процесі експерименту

3.2.1.1 Прилади та обладнання для проведення вимірювань

Для двигуна MeM3-2457 максимальна частота обертання колінчастого вала складає 5600 хв⁻¹ [16]. Отже необхідна мінімальна частота, яку повинен забезпечити датчик, що вимірює частоту обертання колінчастого вала двигуна MeM3-2457, складає 14 кГц. Вирішення цієї задачі потребує використання високоточних датчиків – енкодерів, які також відомі як датчики кута повороту. Сучасне виробництво енкодерів дозволяє досягти абсолютну точність до 0,01° (абсолютні) або до 5000 імпульсів на один оберт.

Внаслідок того, що двигун MeM3-2457 на автомобілі «IVECO» не має штатного тахометра та, відповідно, датчика частоти обертання колінчастого вала, запропонований комплекс повинен бути доповнений датчиками початкового положення (для визначення ВМТ) та частоти обертання колінчастого вала.

В якості універсального датчика було використано інкрементальний трьохканальний енкодер (модуль HEDS-9040 та кодове колесо HEDS-6140#B13) фірми AVAGO technologies (США) (заводські номери модуля №0611 кодового колеса №0537). Цей датчик є оптичним з лазерним випромінювачем та має три виходи, один з яких видає маркерний сигнал на початку кожного

оберту, та два виходи із зсувом фаз 90° . Кількість імпульсів відповідає кількості отворів на кодовому колесі, що дозволяє отримувати інформацію про частоту та напрямок його обертання з роздільною здатністю 1000 імпульсів на оберт, а також його кутове положення. Основні характеристики енкодера представлено в табл. 3.2.

Внаслідок високої чутливості датчик може реєструвати певні нерівномірності роботи двигуна. Точність і плавність роботи механічної системи визначається похибками виготовлення її елементів, монтажу, а також температурними й пружними деформаціями деталей (закручування валів, просадки підшипників, згину і т.п.). Первинні похибки виготовлення й збирання, а також деформації ланок порушують злагодженість руху привідних і ведених ланок, що приводить до похибок їх відносного положення, тобто до кінематичних похибок механізму.

В автомобілях з поперечним розташуванням двигуна відстань між шківом приводу генератора та корпусом автомобіля є мінімально можливою з конструктивних міркувань. Встановлення оптичного датчика HEDS-9040 та кодового колеса HEDS-6140#B13 на двигун MeM3-2457 являє собою складне конструкторське завдання. Основними проблемами їх монтажу є: обмежений простір (близько 14 мм) між зовнішньою площиною шківів та кузовом автомобіля та неможливість кріплення шківів в зборі з датчиками до колінчастого вала.

Таблиця 3.2

Характеристика модуля HEDS-9040 та кодового колеса HEDS-6140#B13 фірми AVAGO technologies

Параметр	HEDS-9040	HEDS-6140#B13
Діапазон робочих температур	$-40^\circ\text{C} \dots +100^\circ\text{C}$	$-40^\circ\text{C} \dots +100^\circ\text{C}$
Роздільна здатність	-	1000 імп/об.
Кількість каналів	3	3
Максимальна частота обертання	-	$30\,000 \text{ хв}^{-1}$
Допустиме осьове биття вала	$\pm 0,25 \text{ мм}$	$\pm 0,25 \text{ мм}$

Допустимий ексцентриситет разом з радіальним биттям вала, не більше	±0,1 мм	±0,1 мм
Максимальне кутове прискорення	250 000 рад/с ²	250 000 рад/с ²
Максимальна помилка циклу однієї дискрети (% за оберт)	5,5 °е (1,5 · 10 ⁻³ %)	7,5 °е (2,1 · 10 ⁻³ %)
Максимальна похибка положення вала (за оберт)	40' (0,19%)	20' (0,09%)

В результаті розроблено надкомпактну конструкцію для кріплення датчика, що дозволяє не тільки розмістити всі необхідні її елементи з зазором 2 мм, але й проводити монтаж та демонтаж всієї конструкції протягом декількох хвилин без демонтажу двигуна та з мінімальними змінами його конструкції. Зміни торкнулись лише шківів приводу генератора – в ньому було зроблено проточку та встановлено монтажну шайбу (рис. 3.7). Після проведення балансування шківів встановили на штатне місце. Це дозволило мінімізувати вплив модернізації на роботу ДВЗ автомобіля внаслідок незначних розмірів шайби порівняно з шківом приводу генератора. Така конструкція кронштейну дозволяє проводити випробування як в режимах холостого ходу, так і режимах часткових навантажень та повного навантаження в дорожніх умовах.



Рис. 3.7 Датчик з кронштейном на колінчастому валу ДВЗ

Враховуючи запропоновані конструктивні рішення можна стверджувати, що всі зазори знаходяться в допустимих межах для використання вищевказаного енкодера (при забезпеченні ексцентриситету перехідного вала

не більше 0,156 мм, що було забезпечено при виготовленні кронштейна кріплення датчика на колінчастому валу (див. рис. 3.7), та забезпечена точність вимірювання згідно з даними табл. 3.2.

Для налагодження ПАК створено спеціальний стенд (рис. 3.8). В якості привідного механізму було використано електродвигун постійного струму ДП-1П-26ЦР-2К, який дозволяє проводити перевірку роботи датчика на частотах обертання до 7000 хв^{-1} . (табл. 3.3), що повністю перекриває діапазон частоти обертання колінчастого вала двигуна MeM3-2457 [16].

При дослідженні нерівномірності ходу ДВЗ за допомогою модуля HEDS-9040 та кодового колеса HEDS-6140#B13 основними проблемами є величезний потік даних в одиницю часу та необхідна висока точність вимірювання часу.

Для безперервного запису даних при обертанні колінчастого вала двигуна MeM3-2457 на максимальній частоті 5600 хв^{-1} та за умови використання 16-розрядних чисел, необхідно щосекунди зберігати 93427 значень періодів між імпульсами, що складає 182,5 кобайт/с. Для забезпечення зберігання інформації з такою швидкістю було використано SD-карту пам'яті в режимі SPI, який дозволяє виконувати реєстрацію зі швидкістю передачі до 25 Мбод.

Таблиця 3.3

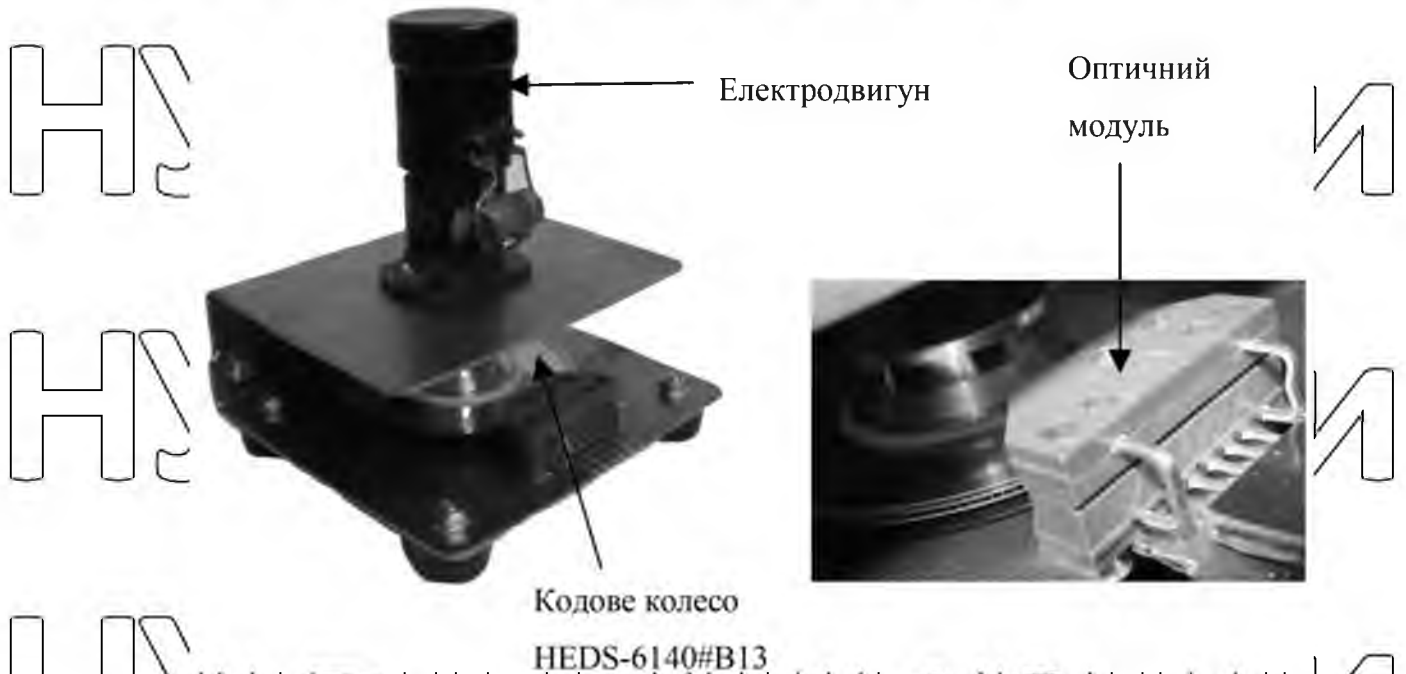
Основні технічні характеристики електродвигуна ДП-1П-26ЦР-2К

Параметр	Одиниця виміру	Значення
Номинальна потужність	Вт	1,44
Номинальна частота обертання	хв^{-1}	7000
Номинальний крутний момент	мН·м	1,96
Номинальна сила струму	А	0,3
ККД	%	18
Напрямок обертання		правий
Маса	кг	0,065

Для забезпечення достатньої точності вимірювання інтервалів часу було використано кварцевий резонатор 24,576 МГц, який забезпечив максимальне значення похибки дискретизації на рівні 0,38 % при частоті обертання двигуна

5600 хв⁻¹

Оскільки на автомобілі «IVECO» відсутній оптичний тахометр для проведення експериментальних досліджень, створено систему візуалізації середньої частоти обертання колінчастого вала двигуна.



Рис/ 3.8 Стенд для перевірки енкодера



Рис. 3.9 Загальний вигляд ПАК для дослідження нерівномірності ходу ДВЗ

MeM3-2457

В якості сигналів для відображення було використано сигнал положення ВМТ модуля HEDS-9040, період якого співпадає з періодом обертання колінчастого вала. Шляхом нескладних перетворень цього сигналу

розраховується середня частота обертання колінчастого вала, яка і відображається на дисплеї. Загальний вигляд ЦАК для дослідження нерівномірності ДВЗ MeM3-2457 за допомогою оптичного модуля HEDS-9040 та кодового колеса HEDS-6140#B13 фірми AVAGO technologies, разом з тахометром (без корпусу) наведено на рис. 3.9.

3.2.1 Перевірка технічного стану двигуна MeM3-2457 та автомобіля ЗАЗ-1103 перед проведенням експериментальних досліджень

Для проведення експериментальних досліджень було обрано автомобіль з чотирициліндровим, рядним, карбюраторним двигуном MeM3-2457 (заводський номер № *245700*50559973*) з іскровим запалюванням, рідинним охолодженням, з верхнім розташуванням клапанів – по два на циліндр [16].

Основні параметри автомобіля ЗАЗ-1103 «IVECO», який використовувався для проведення дорожніх випробувань наведено в табл. 3.4 та зображено на рис. 3.10.

Таблиця 3.4 – Основні довідкові дані автомобіля «IVECO» та його силового агрегату

Державний номерний знак	AM 8428 AP
Номер кузова	Y6D11030750072490
Двигун	SONIC 1200 MeM3-2457
Заводський номер двигуна	*245700*50559973*
Пробіг автомобіля, км	21321
Рік випуску	2005

Перед дорожніми випробуваннями автомобілю ЗАЗ-1103 «IVECO» проведено перевірку технічного стану, відрегульовано системи двигуна та автомобіля до нормативних значень, які регламентовано технічною документацією [2, 16, 80, 100].



Перед випробуваннями на двигуні відрегульовано зазори між клапанами та коромислами, перевірені зазори між електродами свічок та робота системи запалювання. Тиск в шинах автомобіля доведено до норми. Напередодні дорожніх випробувань зроблено чергове технічне обслуговування автомобіля.

Крім того, для оцінки технічного стану циліндро-поршневої групи було виміряна компресія в циліндрах двигуна. Всі значення тиску більші за 0,9 МПа, що є граничним значенням і відповідають нормальному стану циліндро-поршневої групи. Максимальна величина розбіжності значень тиску становить 0,09 МПа і не перевищує 0,1 МПа [16].

Наведені дані свідчать про задовільний стан циліндро-поршневої групи.

3.2 Результати експериментальних досліджень нерівномірності ходу двигуна MeM3-2457

Експериментальні дослідження нерівномірності ходу ДВЗ MeM3-2457 проводилось в режимах без навантаження при частотах: 1000 хв⁻¹; 2000 хв⁻¹; 3100 хв⁻¹, (рис. 3.11–3.14) а також в режимі повного навантаження під час руху на підйом 12% (протяжність 400 м) та підйом 10 % (протяжність 350 м) на 3-й передачі коробки передач (рис.3.15–3.16).

Аналізувалась нерівномірність ходу, що вноситься кожним циліндром δ_i та по ДВЗ в цілому δ . Результати експериментальних даних зведено до табл. 3.5.

Таблиця 3.5

Результати експериментального дослідження нерівномірності ходу двигуна
MeM3-2457

Режими без навантаження					
Середня частота количастого вала, хв^{-1}	Нерівномірність ходу				
	δ_1	δ_2	δ_3	δ_4	δ
566,4	0,227	0,237	0,224	0,214	0,236
1019,2	0,129	0,141	0,139	0,150	0,143
2161,8	0,069	0,08	0,076	0,073	0,082
3205,2	0,069	0,069	0,08	0,072	0,08
Режими з навантаженням					
Середня частота количастого вала, хв^{-1}	Нерівномірність ходу				
	δ_1	δ_2	δ_3	δ_4	δ
2270,6	0,091	0,087	0,088	0,092	0,098
2735,4	0,107	0,112	0,11	0,097	0,12

3.3 Висновки до розділу 3

1. Створено програмно-апаратний комплекс для визначення моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння методом маятникових коливань. Встановлено, що для визначення зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння вказаним методом інтервали часу необхідно визначати з дискретним значенням меншим за 0,04 с.

2. На основі проведених експериментальних досліджень встановлено, що момент інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна Д-3 в положеннях верхньої та нижньої мертвих точок змінюється в 1,26 рази.

3. Перевірені експериментальні дані зміни приведеного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна Д-3 за допомогою стандартного програмного пакету КОМПАС-3D V8. Встановлено, що відносна похибка визначення величини максимальної зміни приведеного моменту інерції експериментально та за допомогою комп'ютерного моделювання склала 2,48%.

4. Створено програмно-апаратний комплекс що дозволяє проводити експериментальні дослідження нерівномірності ходу колінчастого вала двигуна МемЗ-2457 з датчиком, що забезпечує частоту спідкування імпульсів більшу за 14 кГц, з максимальними відносною похибкою визначення його положення 0,19 % за оберт, та похибкою дискретизації інтервалів часу при максимальній частоті обертання 0,38 %.

РОЗДІЛ 4

НАУБІП УКРАЇНИ

АНАЛІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ НЕРІВНОМІРНОСТІ ХОДУ ДВИГУНА MeM3-2457

4.1 Аналіз експериментальних даних нерівномірності ходу MeM3-2457

Внаслідок того, що датчик HEDS-6140#B13 знаходиться найближче до кривошипа 1-го циліндра, сигнал роботи якого найменше спотворений крутильними коливаннями, було проаналізовано лише цей циліндр.

Для проведення аналізу було обрано метод найменших квадратів [12].

Розглянемо побудову лінійної по параметрам регресивної моделі виду

$$y = \beta_0 + \beta_1 a_1(x) + \beta_2 a_2(x) + \beta_3 a_3(x) + \beta_4 a_4(x). \quad (4.1)$$

У відповідності з методом найменших квадратів у якості оцінки параметрів β_k виберемо такі, щоб мінімізували суму.

4.2 Аналіз усталеного режиму роботи двигуна MeM3-2457

При усталеному режимі роботи швидкість обертання колінчастого вала змінюється періодично. Часто усталений рух чергується з розгонами (при підвищеннях швидкісного режиму) і гальмуваннями (при зниженнях швидкісного режиму).

Внаслідок того, що в рівнянні (5.1) різниці моментів рухомих сил $M_{кр}$ та сил опору M_w є функціями від φ , або від ω або від t , тому в загальному випадку це рівняння є нелінійним диференціальним. Його розв'язок може бути проведений лише наближеними методами.

В якості початкової ланки КШМ віберемо колінчастий вал ДВЗ. До початкової ланки висуваються наступні вимоги: нехай її приведений момент інерції I_n та сумарний момент M_Σ зовнішніх сил, які її навантажують будуть такими, що закон руху всього механізму буде повністю співпадати з законом руху колінчастого вала. З сказаного слідує, що при побудові моделі КШМ ДВЗ всі сили і моменти, що прикладені до нього, приводяться до одної ланки і замінюються сумарним приведеним моментом M_Σ . Тобто M_Σ є еквівалентом

всього навантаження, що діє на ДВЗ. Також маси всіх ланок КШМ (точніше їх інертність) теж приводяться до колінчастого вала і замінюються сумарним приведеним моментом інерції I_n , який детально розглянуто в главі 2. Як слід з рівняння Лагранжа 2-го роду при приведенні сил слід виконувати умову рівності елементарних робіт.

Побудуємо графік приведених моментів ДВЗ аналітичним способом. Момент рухаючих сил $M_{кр}$ (крутний момент) ДВЗ виникає внаслідок сили тиску газів F_3 (рис. 4.10) під час робочого ходу. Розглянемо $M_{кр}$ для 1-го циліндра ДВЗ.

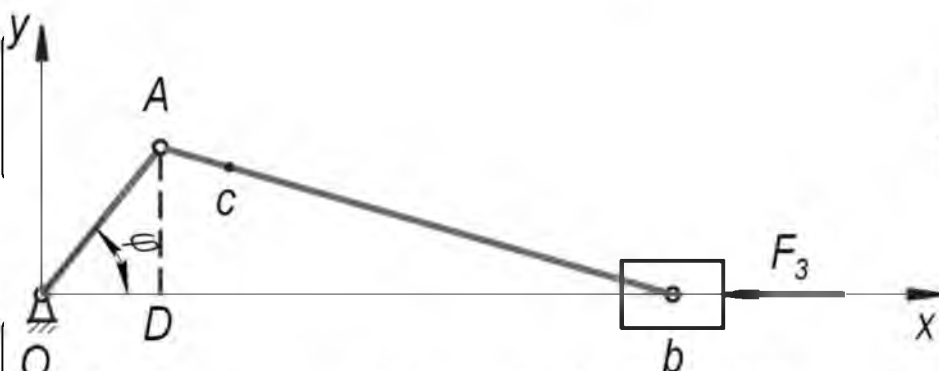


Рис. 4.1 – Схема сил, діючих на КШМ ДВЗ

Для того, щоб уникнути похибок теоретичних моделей визначення тиску при згорянні палива в циліндрах MeM3-245 скористаємося експериментальними даними, що отримані методом індичування. В роботі [40] наведено розгорнуту індикаторну діаграму MeM3-245, яка побудована на основі аналізу 40 послідовних циклів роботи (рис.4.8) при частоті обертання колінчастого вала 3000 хв^{-1} , та розрідженням у впускному трубопроводі 35 кПа . Для того, щоб отримати силу тиску газів F_3 необхідно взяти добуток експериментальних даних тиску та площі поршня, що складає $S_n = 4071,2 \text{ мм}^2$ враховуючи правило знаків (рис 4.2).

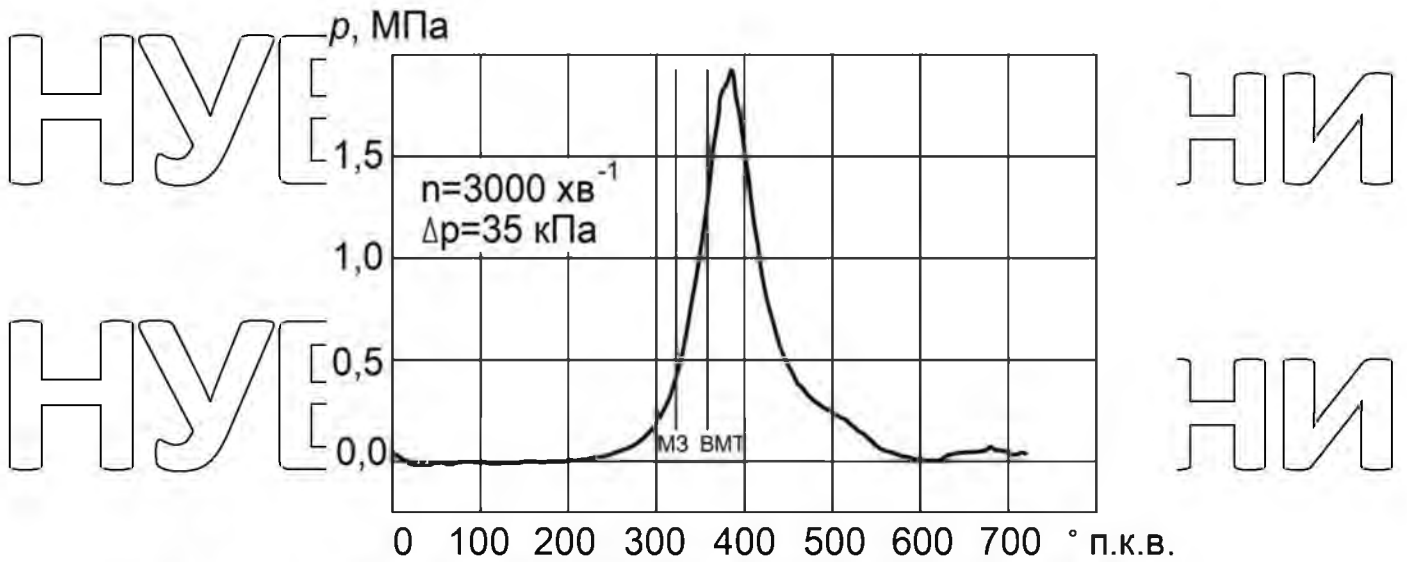


Рис. 4.2 Індикаторна діаграма двигуна MeM3-245
(M3 – момент запалювання)

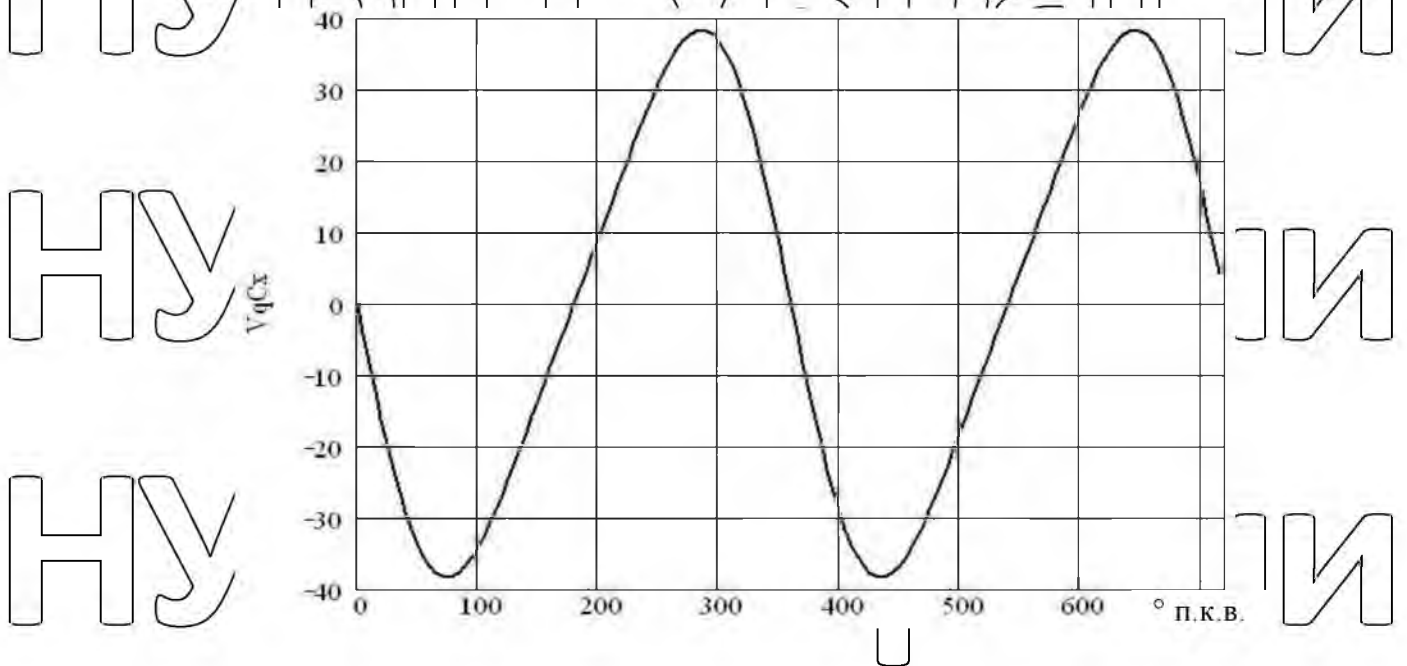


Рис. 4.3 – Аналог швидкості для кривошипа

Методом відкліснення циліндрів була визначена потужність циліндра, що індицирувався, яка для даного випадку склала 3,88 кВт [40]. Виходячи з цього середній момент рухаючих сил $M_{кр} = 14,91 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а середній момент сил опору $M_w = 2,56 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Для спрощення задачі будемо вважати момент сил опору M_w постійним і рівним моменту механічних втрат.

Враховуючи рис. 4.2, 4.3 та значення $M_{кр}$ можна розрахувати значення сумарного моменту M_{Σ} зовнішніх сил (рис. 4.11). Таким чином, завдяки

приведенню сид все основне навантаження, що прикладено до механізму, виявилось заміненим сумарним приведеним моментом M_{Σ} .

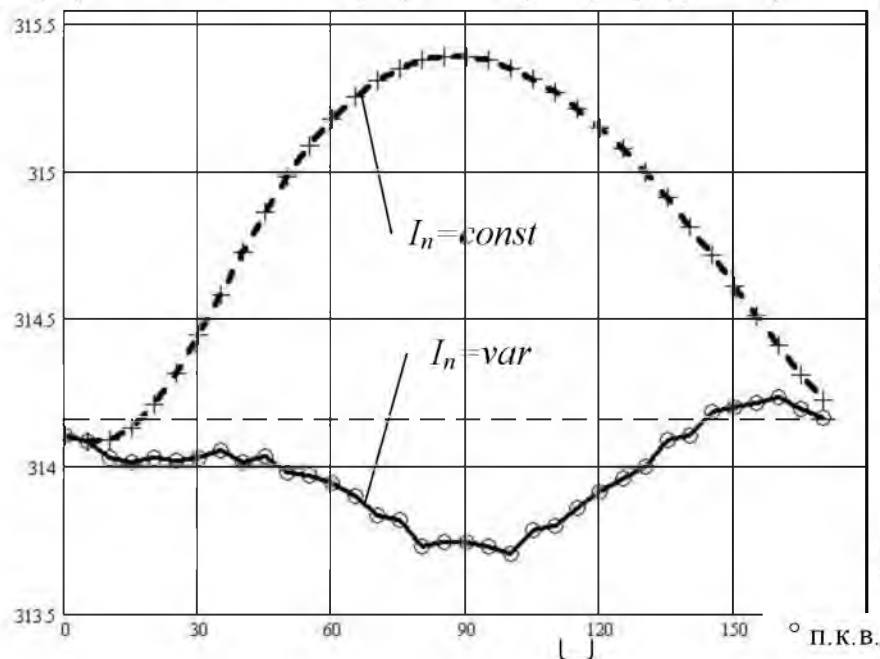


Рис. 4.4 – Нерівномірність ходу двигуна MeM3-2457 протягом оберту

На рис. 4.4 зображено два випадки визначення частоти обертання виходячи з приведенного моменту M_{Σ} : якщо вважати приведений момент інерції I_n постійним та змінним. Нерівномірність ходу в цьому випадку складає відповідно $\delta=0,4\%$ та $\delta=0,2\%$. Тобто в цьому режимі роботи ДВЗ зміна приведенного моменту інерції покращує показники нерівномірності ходу колінчастого вала ДВЗ. Якщо порівняти форму кривої частоти обертання з найближчими по частоті обертання ($3205,24 \text{ хв}^{-1}$) експериментальними даними (див рис.4.4), то в цьому випадку нерівномірність ходу склала $\delta=6,9\%$ і, як видно з рис. 4.1 та 4.4, крива частоти обертання з врахуванням змін приведенного моменту інерції по положенню максимумів та мінімумів (фази коливань) відповідає експериментальним даним.

Значні відмінності в значеннях нерівномірності ходу в теоретичній та експериментальних моделях, скоріш за все, пов'язані з впливом коливальних процесів, особливо враховуючи те, що резонансна частота власних коливань колінчастого вала складає близько 3400 хв^{-1} .

4.2.1 Крутильні коливання колінчастого вала

На колінчастий вал діють постійно змінні періодичні навантаження. Внаслідок цього в ньому виникають змінні деформації кручення та згину, що збуджують у колінчастому валу, як і у будь-якій пружній системі з матеріальними масами, механічні коливання.

Відносні кутові коливання зосереджених на валах мас, що викликають закручування окремих ділянок вала, називаються крутильними коливаннями. Крім крутильних коливань, у колінчастому валу виникають поперечні коливання, які викликають відповідні деформації згину.

Звичайно розрахунки на крутильні коливання зводяться до визначення напруг у колінчастому валу при резонансі, тобто при збігу частот збуджуючої сили з однієї із частот власних коливань вала. Якщо виникає необхідність у зменшенні виникаючих напруг, то на колінчастий вал встановлюють демпфер.

Для розрахунків на крутильні коливання дійсну складну коливну систему рухливих елементів КШМ двигуна, а іноді й трансмісії, заміняють спрощеною системою, що складається з одного або декількох циліндричних валів з насадженими на них дисками (зосередженими масами). При цьому необхідно, щоб основні динамічні властивості спрощеної розрахункової системи відповідали дійсній системі, тобто щоб при приведенні системи були збережені відповідно моменти інерції мас і жорсткості елементів вала [1, 4, 66, 86]. Водяний та масляний насоси, механізм газорозподілу та вентилятор незначно впливають на крутильні коливання колінчастого вала, тому їх при розрахунках зазвичай не враховують.

Розрахунки колінчастого вала на крутильні коливання складається з наступних етапів [66]:

- заміни реальної системи колінчастого вала, а іноді й трансмісії, спрощеною розрахунковою або еквівалентною системою;
- визначення частот і відносних амплітуд вільних коливань розрахункової системи при відсутності періодично змінних зовнішніх навантажень на вал;
- гармонійного аналізу крутних моментів від сил газів і сил інерції, що діють на коліна вала, і оцінки моментів внутрішніх опорів двигуна;

- визначення резонансних режимів і амплітуд коливань мас розрахункової системи при резонансі;
- визначення напруг і запасу міцності колінчастого вала з урахуванням крутильних коливань;
- вишукування можливостей усунення або зменшення неприпустимо більших напруг, що виникають від коливань.

Враховуючи те, що визначення крутильних коливань в системі ДВЗ є досить громіздкою і не завжди визначеною задачею, а також те, що в роботі розглядаються КШМ з кількістю циліндрів до 4 включно (коливальні процеси не є настільки значущими внаслідок відносно малої довжини колінчастого вала), будемо розглядати елементи КШМ, як тіла, що не деформуються, а крутильні коливання залишимо за рамками даного дослідження.

Таблиця 4.2

Коефіцієнти θ_i для та коефіцієнт динамічності для двигуна MeM3-2457 в режимах роботи без навантаження

Середня частота колінчастого вала, хв^{-1}	θ_1	θ_2	θ_3	θ_4	χ
566	1,28	37,252	14,788	-6,426	0,722
1019	2,8	10,4	4,66	8,54	0,104
2161	1,79	0,754	15,608	-1,26	0,072
3205	3,9	0,992	-36,53	12,496	0,103

Амплітудні значення кутового прискорення ε характеризують динамічні процеси, що відбуваються в двигуні. З підвищенням частоти обертання двигуна, внаслідок зменшення нерівномірності ходу двигуна δ , амплітудні значення ε повинні зменшуватись. Але, як видно рис. 4.15, при збільшенні середньої частоти обертання до 1019 хв^{-1} , амплітуда ε зменшується, потім стабілізується (при 2161 хв^{-1}) і починає збільшуватись (при 3205 хв^{-1}).

4.3. Спосіб експериментальної реєстрації сумарного моменту поршневого двигуна внутрішнього згорання

Необхідність вимірювання сумарного моменту ДВЗ виникає при визначенні режимів та показників їх роботи, електронному керуванні, під час діагностування тощо. Для цього часу класично використовують різноманітні спеціалізовані стенди. Але також слід відзначити сучасні безстендові методики, які набувають більш широкого розповсюдження завдяки стрімкому розвитку мехатронних систем [30, 45].

Існуючі методи й засоби контролю динамічних параметрів ДВЗ недостатньо точні, неоперативні, трудомісткі, здійснюють перевірку на обмежених тестових режимах, [99]. Останнє зауваження дуже істотне, тому що залежно від режимів роботи ДВЗ нерівномірність циліндрової потужності може варіюватися, особливо у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням [30]. Тому закономірний інтерес дослідників щодо створення нових вискоефективних методів і засобів, що дозволяють визначити динамічні параметри ДВЗ на будь-яких режимах.

Зазначеним вимогам відповідає спосіб визначення сумарного моменту, заснований на аналізі зміни кутової швидкості колінчастого вала та приведенного моменту інерції КШМ додаток А.

Сутність способу полягає в наступному. У процесі роботи ДВЗ на усталеному режимі сумарний момент M_{Σ} , а отже і потужність, не залишаються постійними величинами, а являють собою періодичну функцію кута повороту колінчастого вала, що обумовлюється особливостями протікання робочого процесу в окремих циліндрах двигуна та кінематичними властивостями його КШМ. При цьому колінчастий вал одержує періодичні імпульси крутного моменту щодо кута повороту колінчастого вала, тобто відхилення його миттєвого значення від середньої величини моменту опору M_{Σ} , що викликає періодичну зміну кутової частоти обертання колінчастого вала [17].



Рис. 4.5 Маховик змінного моменту інерції для двигуна FP10С: 1 - вісь повзуна; 2 - повзун; 3 – корпус

Програма виробувань

Для максимального зменшення впливу маховика змінного приведенного моменту інерції на конструкцію двигуна FP10С, було виготовлено додатковий еквівалентний маховик постійного приведенного моменту інерції (рис.4.6, а)) який було обрано, як середнє значення моменту інерції за оберт маховика змінного моменту інерції (рис.4.6, б)). Цей еквівалентний маховик постійного моменту інерції було встановлено у передній частині колінчастого вала. Метою експериментальних досліджень було порівняти нерівномірність ходу та витрату палива двигуна з встановленим еквівалентним маховиком постійного (див. рис.4.6, а)) та змінного моменту інерції.

Дослідження проводилось, з вказаними маховиками, на наступних режимах

[72]:

– холостого ходу;

– повного навантаження;

– змішаного навантаження (5 с. холостий хід, потім 5 с. режим повного навантаження).

4.4. Прилади та обладнання для проведення вимірювань

Загальний вигляд ПАК, що розроблено для дослідження роботи двигуна FP10С з маховиком змінного моменту інерції див. рис.4.6.

Для визначення частоти обертання колінчастого вала використано датчик Холла SS415 фірми «Honeywell» (табл. 3.7) та встановлено в картер масляного насосу металевий зубчастий диск (рис. 4.7 а). Зубчастий диск має 36 зубців, що є достатнім для дослідження нерівномірності ходу колінчастого вала.

Для забезпечення повторюваності результатів вимірювання керування дросельною засувкою здійснювалось сервоприводом MG996R фірми «Tower Pro» (табл. 4.4).

Для обробки отриманих від датчика Холла даних та керування сервоприводом MG996R було створено ПАК, на базі МК ATmega16 фірми Atmel.

Оброблені дані передаються МК на комп'ютер в реальному часі. Для реєстрації, обробки та збереження інформації було створено комп'ютерну програму "Moros_SW_20130603_v2". Програма дозволяє прочитати дані, які передав МК з необхідною швидкістю передачі та визначеною довжиною пакету даних з COM порту комп'ютера.

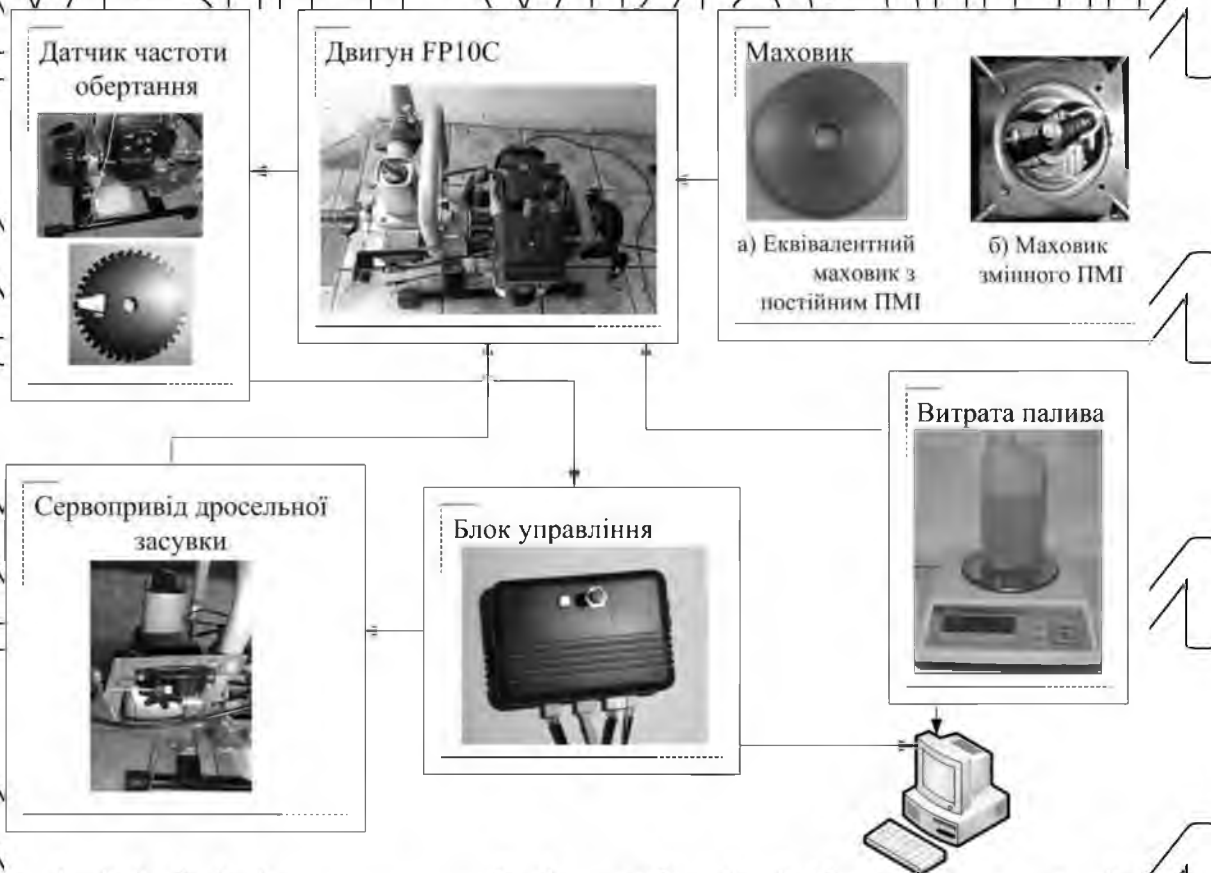


Рис. 4.6 ПАК для аналізу впливу маховика змінного моменту інерції на витрату палива двигуна

Таблиця 4.3.

Результати експериментального дослідження витрати палива двигуном ГР10С та його нерівномірності ходу

Показник роботи ДВЗ		Режим роботи ДВЗ		
		Холод- того ходу	Повного навантаження	Змішаний (5с. холостий хід, потім 5 с. повного навантаження)
Нерівномірність ходу двигуна	3 маховиком постійного приведеного моменту інерції $\delta_{const}, \%$	1,14	0,56	—
	3 маховиком змінного приведеного моменту інерції $\delta_{var}, \%$	0,74	0,35	—
Відносне зменшення нерівномірності ходу	$100\% - \frac{\delta_{var}}{\delta_{const}} \times 100\%$	35,1	37,5	—
Витрата палива за 5 хв., г	3 маховиком постійного приведеного моменту інерції $G_{const}, \text{г/год.}$	263,6	695,7	472,5
	3 маховиком змінного приведеного моменту інерції $G_{var}, \text{г/год.}$	238,4	651,3	437,2
Відносне зменшення витрати палива	$100\% - \frac{G_{var}}{G_{const}} \times 100\%$	9,6	6,4	7,5

Середні арифметичні значення масової витрати палива, та коефіцієнтів ходу для всіх режимів наведено в таблиці 4.3

Аналізуючи дані табл.4.3. можна зробити висновок про те, що маховик змінного приведенного моменту інерції дозволяє суттєво зменшити

нерівномірність ходу ДВЗ та покращити його паливну економічність.

Однак треба зазначити, що крім вищезгаданих переваг, маховики змінного моменту інерції мають ряд недоліків: нижчий ККД, підвищення вібронавантаження на опори двигуна, нижчий рівень надійності.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВИСНОВКИ

Робота присвячена вирішенню проблеми зменшення нерівномірності ходу двигуна внутрішнього згорання шляхом удосконалення конструкції його маховика. Були встановлені закономірності зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунних механізмів протягом одного оберту в залежності від їх масово-геометричних параметрів. В результаті запропонована конструкція маховика змінного моменту інерції, що компенсує зміну приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму протягом одного оберту, зменшує нерівномірність ходу та покращує параметри прийомистості двигуна.

1. Розроблені математичні моделі зміни положення центра мас та приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згорання в залежності від його масово-геометричних параметрів.

2. Введено поняття коефіцієнта зміни положення центра мас кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згорання та поняття коефіцієнта зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згорання відносно осі обертання колінчастого вала, та встановлені межі його можливих значень $0,012 \div 0,394$ (без врахування моменту інерції маховика) для одноциліндрового двигуна.

3. Рекомендовано для мінімізації зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму протягом одного оберту необхідно приймати максимально можливі значення: діаметра поршня D_n , кінематичного параметру λ , висоти нижньої кришки шатуна h_1 та діаметра шатунної шийки колінчастого вала $d_{ш}$, довжини кривошипної головки l_k , ширини щоки b_s , діаметра корінної шийки d_k , зовнішнього діаметра головки шатуна d_s та внутрішнього діаметра поршневої головки d_n , та мінімально можливі значення: радіуса кривошипа R , площі перерізу стержня шатуна (параметри $h_{ш}$, $h_{ш.мін}$, $b_{ш}$, $a_{ш}$, $l_{ш}$), питомої маси поршневої m_n .

Обгрунтована необхідність врахування зміни приведенного моменту інерції та положення центра мас кривошипно-шатунного механізму для двигунів внутрішнього згорання з кількістю циліндрів від 1 до 4 включно,

особливо в задачах діагностики та при визначенні коливань, пов'язаних з двигуном.

4. Експериментально підтверджено, що використання розробленого маховика змінного приведенного моменту інерції на двигуні FP10C у порівнянні з використанням маховика постійного моменту інерції дозволило знизити нерівномірність ходу його колінчастого вала на 35,1% в режимі холостого ходу та на 37,5% в режимі повного навантаження.

5. Встановлено, що витрата палива двигуном FP10C з розробленим маховиком змінного приведенного моменту інерції знизилася на 9,6% в режимі холостого ходу, на 6,4% в режимі повного навантаження, та на 7,5% в зміщаному режимі роботи.

6. Визначено, що використання маховика змінного моменту інерції на двигуні FP10C дозволило зменшити енергію, що приймає участь в коливальних процесах колінчастого вала, в 2,24 рази в режимі холостого ходу та в 10,83 рази в режимі повного навантаження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність: навч. посібник / В.П.Сахно, Г.Б. Безбородова, М.М. Маяк, С.М. Шарай. – К.: В-во "КВЦ", 2004. – 174 сторінки. Іл. 15. Табл.19. Бібліограф. 30. Назв. 30 ISBN 966-7192-55-5

2. Автомобільні двигуни: підручник / [Абрамчук Ф.І., Гугаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Гимченко І.І.]. – [3-тє видання]. – К.: Арістей, 2007. – 476с.

3. Александров Е.Е. Динамический синтез нелинейных моделей машинных агрегатов с ДВС / Е.Е. Александров, В.М. Шатохин, Є.В. Гущенко // Двигатели внутреннего сгорания. 2004. – № 5. – С. 100-104.

4. Борисенко А.Н. Определение информативных параметров и диагностических признаков и формирование обучающих совокупностей при оценке технического состояния дизель-генераторов / А.Н. Борисенко, С.А.

Литвиненко, П.С. Обод, Е.В. Халанская, А.В. Гусельников // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автоматика та приладобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2008. – №57. – С. 16-22.

5. Борщенко Я.А. Разработка метода диагностирования автомобильных дизелей по неравномерности вращения коленчатого вала: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.22.10 «Эксплуатация автомобильного транспорта» / Ярослав Анатольевич Борщенко; Курган. гос. ун-т. – К., 2003. – 21 с.

6. Быков К.П. Автомобили «Таврия», «IVECO» ЗАЗ-1102, ЗАЗ-1103, ЗАЗ-1105 и их модификации. Устройство, эксплуатация, ремонт: пособие по ремонту / [Быков К.П., Шленчик Т.А.]; под ред. Т.А. Шленчик. – ПКФ «Ранок». – 2006. – 256с.:ил.

7. Васильев В.А. Снижение потерь энергии в гибридном приводе автомобиля за счет уменьшения влияния пульсационной составляющей крутящего момента ДВС и применения рациональной схемы. Дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.03 "Колесные и гусеничные машины" / Васильев Владимир Андреевич; Ижевский государственный технический университет. – Ижевск, 2007. – 166 с. Бібліогр.: с. 131–144.

8. Гоц, А. Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие / А. Н. Гоц. – Владим. гос. ун-т. – Владимир: Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2005. – 124 с.

9. Грабар І.Г. Вплив масово геометричних параметрів кривошипно-шатунного механізму на крутний момент двигуна внутрішнього згорання / І.Г. Грабар, А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісн. Східноукр. держ. ун-ту – 2007. – №6(112). – С. 52-56.

10. Грабар І.Г. Електронний паспорт руху транспортного засобу / І.Г. Грабар, В.М. Іванченко, Д.Л. Калінкін, О.П. Кухарчук // Вісник ЖДТУ. – 2010. – вип. II (53): в 2 т. Т. 2. – С. 30-36.

11. Грабар І.Г. Математичне моделювання зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згорання / І.Г. Грабар, А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник ЖДТУ. 2007 р. – № 4 (43). – С. 15-25.

12. Грабар І.Г. Моделювання процесу зміни положення центра мас кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згорання / І.Г. Грабар, А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник ЖДТУ. – 2007 р. – № III (42). – С. 17-23.

13. Грабар І.Г. Програмно-апаратний комплекс для аналізу роботи двигуна MeM3-2457 за флуктуацією частоти обертання / І.Г. Грабар, В.М. Іванченко, В.О. Ломакін, Д.Л. Калінкін, О.П. Кухарчук // Наукові нотатки ЛНТУ. Міжвузівський збірник №28. – Луцьк 2010. – С. 151-156.

14. Грабар І.Г. Термоактиваційний аналіз руйнування / Грабар І.Г.; Наукова монографія. – Житомир: ЖІТІ, 2002. – 312с. – Бібліогр.: с.265 - 305. – ISBN 996-683-032-9.

15. Гребенников А. С. Диагностирование автотракторных двигателей по внутрицикловым изменениям угловой скорости коленчатого вала : способы, средства, технологии: дис. на здобуття наук. ступеня док. техн. наук : спец. 05.20.03 "Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве" / Гребенников Александр Сергеевич; Саратовский государственный технический университет. – Саратов, 2002. – 292 с. : ил. – Бібліогр.: с. 238–275.

16. Григорьев Е.А. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного

механизма двигателя: учебное пособие / Е.А. Григорьев; Волгоград. гос. техн. ун-т. – Волгоград, 2004. – 105 с.

17. Долгов К.О. Улучшение уравновешенности, массогабаритных показателей и характеристик колебаний поршневого двигателя на основе совершенствования его компоновочной схемы: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук спец. 05.04.02 "Тепловые двигатели" / Долгов Кирилл Олегович; Волгоградский государственный технический университет. – Волгоград, 2006. – 185 с. : іл. – Бібліогр.: с. 167–180.

18. Ершов В.И. О крутильных колебаниях коленчатых валов / В.И. Ершов, З.Г. Ершова // Двигателестроение. – 2004. – №2. – С.104-105.

19. Захарченко О.М. Покращення паливної економічності та екологічних показників автомобілів раціональним використанням бензинів з добавками біоетанолу: дис. канд. техн. наук / О.М. Захарченко – Київ, 2008.

20. Зейнетдинов Р.А. Проектирование автотракторных двигателей: учебное пособие / Р.А. Зейнетдинов, И.Ф. Дьяков, С.В. Ярыгин. – Ульяновск: УлГТУ, 2004. – 168с. – ISBN 5-89146-000-0

21. Игнатищев Р.М. Курс теоретической механики. Введение, статика, кинематика, динамика: учебное пособие / Р.М. Игнатищев, П.Н. Громько, С.Н. Хатетовский. – М.: УП «Технопринт», 2004. – 361 с. ISBN 985-464-515-0

22. Ильченко А.В. Маховик переменного момента инерции / А.В. Ильченко, В.А. Ломакин // Сборник научных трудов ХНАДУ «Автомобильный транспорт». – 2009. – № 25 – С. 86 – 89. – Бібліогр. с. 3

23. Івашенко І.І. Врахування крутильних коливань при оцінці нерівномірності обертання валу двигуна / І.І. Івашенко, О.Т. Приймаков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С.105-109.

24. Ільченко А.В. Вплив масово-геометричних параметрів кривошипно-шатунного механізму багатоциліндрового двигуна на його приведений момент інерції / А.В. Ільченко, В.О. Ломакин // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія «Машиноприладобудування та транспорт». – Севастополь: СевНТУ. – 2011. – № 122. – С. 13-18.

25. Ільченко А.В. Вплив зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму на сумарний момент двигуна / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник НТУ. Науково-технічний збірник. – Київ: НТУ. – 2012. – №

25. – С. 135-137. Ільченко А.В. Експериментальне дослідження зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму поршневого двигуна / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник ЖДТУ. – 2008р. – №3 (46). – С. 63-67.

26. Ільченко А.В. Експериментальне дослідження нерівномірності ходу поршневого двигуна внутрішнього згорання / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісн. Східноукр. держ. ун-ту. 2010. – №7(149). – с. 57-60.

27. Ільченко А.В. Зміна моменту інерції дезаксіального кривошипно-шатунного механізму поршневого двигуна внутрішнього згорання / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник ЖДТУ. – 2008р. – №1 (44). – С. 34-38.

28. Ільченко А.В. Зміна моменту інерції кривошипно-шатунного механізму рядних двигунів внутрішнього згорання / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2008р. №1/3 (31). – С. 16-21.

29. Ільченко А.В. Зміна моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна з причіпним шатуном / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – № 1. – С. 30-36. ISSN 2078-6840

30. Ільченко А.В. Моделювання роботи поршневого двигуна внутрішнього згорання за нерівномірністю ходу / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. – 2009. – №3. – С.14-18. Біблогр.: с. 3.

31. Ільченко А.В. Зміна приведенного моменту інерції в крутильно-коливальній системі двигуна / А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник ЖДТУ. – 2012р. – №3 (62). – С. 59-62.

32. Ільченко А.В. Моделювання крутильних коливань кривошипно-шатунного механізму з врахуванням зміни його приведенного моменту інерції

А.В. Ільченко, В.О. Ломакін // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія «Машиноприладобудування та транспорт». – Севастополь: СевНТУ. – 2012. – № 134. – С. 227-229.

33. Карпов М.А. Оценка влияния переменности инерционных характеристик силового агрегата на параметры колебательной системы двигатель-подвеска: автореф. канд. техн. наук: спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / Максим Анатольевич Карпов; Московский автомобильно-дорожный институт. – М., 2008. – 113 с.

34. Кенсман Л.Т. Математическая модель крутильно-колебательной системы поршневого двигателя с учетом нелинейного демпфирования и возбуждения: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / Кенсман Леонид Тадаушевич; Ярославский государственный технический университет. – Ярославль, 2000. – 188с.

Бібліогр.: с. 165–168.

35. КОМПАС-3D V8: руководство пользователя Т.3 ЗАО АСКОН, 2005. – 316 с.

36. Куцко Р.А., Использование безразборных методов диагностики для определения технического состояния двигателей УТД-20/ Р.А. Куцко // «Новости науки и технологий». – 2007. – №2 (6). – С. 30-34.

37. Лашко В.А. Матричные методы в расчетах крутильных колебаний силовых установок с ДВС: учебное пособие / В.А. Лашко, М.В. Лейбович. Хабаровск. : Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 2003. – 213 с. – ISBN 5-7389-0233-5.

38. Лиханов В.А. Расчет автомобильных двигателей: учебное пособие / В.А. Лиханов, Р.Р. Деветьяров. – 2-е изд., испр. и доп. – Киров: Вятская ГСХА, 2008.

– 176 с.