

Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Міністерства освіти і науки України

Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Міністерства освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Молодан Андрій Олександрович

УДК 629.083+621.431

ДИСЕРТАЦІЯ

НАУКОВІ ОСНОВИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ І ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ КОЛІСНИХ МАШИН В РЕЖИМІ ВІДКЛЮЧЕННЯ ЧАСТИНИ ЦИЛІНДРІВ

Спеціальність 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту
Галузь знань – 27 «Транспорт»

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело _____ А. О. Молодан

Науковий консультант Полянський Олександр Сергійович, доктор технічних наук, професор

Харків – 2021

АНОТАЦІЯ

Молодан А.О. Наукові основи забезпечення надійності і функціональної стабільності колісних машин в режимі відключення частини циліндрів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» (275 – Транспортні технології). – Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України; Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України, Харків, 2021.

Забезпечення надійності і функціональної стабільності колісних машин є однією з найважливіших умов їхнього ефективного використання. Під час експлуатації цих машин, як показують численні дослідження, 30-75% відмов припадає на автотракторний двигун (АТД). Тому забезпечення працездатного стану АТД – це своєчасне виявлення й попередження відмов, що виникають у процесі експлуатації. Зростання енергонасиченості, вдосконалення й ускладнення конструкцій колісних машин обумовлюється високими вимогами до ефективності їх роботи на різних режимах навантаження, раціонального використання потужності автотракторних двигунів й зниження витрати палива.

Одним із заходів забезпечення динамічних властивостей колісних машин та потужності на їх ведучих колесах з одночасним зниженням витрати палива є робота автотракторного двигуна в режимі відключення частини циліндрів. Цій проблемі приділено увагу недостатньо, відсутні дослідження процесу навантаження і методу керування системами АТД, які впливають на надійність і функціональну стабільність колісної машини, та методи діагностування.

Робота спрямована на вирішення актуальної науково-практичної проблеми забезпечення надійності та функціональної стабільності колісних

машин в режимі відключення частини циліндрів. Ефективним методом подальшого підвищення паливної економічності АТД при відключенні частини циліндрів на режимах малих навантажень і обертів може стати перехід на керовані нейронними мережами системи паливоподачі, які мають зворотній зв'язок з використанням датчиків штатної бортової системи. Застосування штучної нейронної мережі також дозволяє покращити новітні технології контролю і діагностування технічного стану елементів колісних машин, зокрема двигунів внутрішнього згорання.

Поєднання методу відключення частини циліндрів і новітніх технологій контролю та діагностування технічного стану елементів колісних машин дозволить забезпечити необхідний рівень технічних характеристик, що і визначає актуальність і перспективність теми дисертаційної роботи.

Метою дослідження є забезпечення надійності та функціональної стабільності колісних машин в умовах режиму відключення частини циліндрів двигуна та діагностування з використанням штучної нейронної мережі.

Об'єкт дослідження – динамічні процеси, що протікають у моторно-трансмісійних установках колісних машин в умовах роботи з відключенням частини циліндрів.

Предмет дослідження – методи забезпечення надійності і функціональної стабільності колісних машин в умовах роботи з відключенням частини циліндрів.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в узагальненні відомих та розробці нових методів діагностування та забезпечення надійності і функціональної стабільності засобів транспорту в режимі відключення частини циліндрів двигуна, що дозволило визначити шляхи їх покращення.

Вперше:

– визначено додаткові втрати енергії двигуна на рух колісної машини, обумовлені збільшенням нерівномірного крутильного моменту при відключенні частини циліндрів;

- визначена динаміка зміни ефективної потужності двигуна при розгоні колісної машини з відключенням частини циліндрів;

- встановлено, що при відключенні частини циліндрів, економія палива на холостому ході й малих навантаженнях визначається залежністю індикаторного коефіцієнта корисної дії від зміни навантаження.

Удосконалено метод оцінювання технічного стану двигуна колісної машини, який на відміну від відомих методів, дозволяє визначити можливість відключення раціональної кількості циліндрів з використанням штучної нейронної мережі.

Дістали подальший розвиток:

- метод визначення додаткових втрат енергії двигуна, що обумовлено накладенням вимушених та власних коливань моторно-трансмісійних установок колісних машин за допомогою функції Меандру в напрямі використання гармонійного моменту, який відрізняється від відомих використанням рядів Фур'є;

- метод оцінювання надійності базових деталей автотракторного двигуна (колінчастий вал, блок циліндрів) у напрямку оцінювання впливу збільшення нерівномірності крутильного моменту при відключенні частини циліндрів, що, на відміну від відомих, ураховує прийняття мотивованих рішень для управління ризиками експлуатації автотракторного двигуна при відключенні частини циліндрів;

- метод визначення потужності механічних втрат енергії на насосні ходи поршня в напрямку оцінювання впливу підвищення нерівномірності крутильного моменту при відключенні частини циліндрів, який, на відміну від відомих, ураховує зміну температурного режиму у відключеному циліндрі.

Розглянуто оцінювання енергетичної економічності колісної машини за витратою палива додатне для автотракторних двигунів, що працюють на рідкому і газоподібному паливі. При цьому на витрату палива впливають не тільки експлуатаційні (дорожні) умови, але також і технічний стан колісної

машини.

Обґрунтовано, що економія палива на холостому ході і малих навантаженнях при відключенні частини циліндрів визначається залежністю індикаторного ККД від зміни навантаження. Представлений процес розрахунку ефективного відключення циліндрів в багатоциліндровому двигуні і його вплив на відносну додаткову витрату палива. Запропоновано метод визначення відносної додаткової витрати палива при відключенні циліндрів на багатоциліндрових двигунах, зумовлених роботою стиснення у відключених циліндрах до зміни додаткових витрат енергії двигуна. Визначена робота на переміщення частин відключених циліндрів при подвійному ході всмоктування та нагнітання газової суміші.

Визначена потужність, яка витрачається на насосні ходи у відключених циліндрах поршневого автотракторного двигуна може бути визначена на підставі індикаторної діаграми стиснення повітря або газу. Проведений термодинамічний розрахунок автотракторного двигуна з відключеним циліндром для роботи стиснення в АТД з деякими допущеннями по рівнянню ізотермічного, адіабатного для якого справедливо рівняння політропи. Отримане значення потужності, що витрачається на насосні ходи у відключеному циліндрі та визначено, що при відключенні z -к циліндрів при незмінному положенні органів управління двигуна індикаторний тиск з відключеними циліндрами буде дорівнювати z/k від індикаторного тиску стандартного автотракторного двигуна.

Запропоновано алгоритм вибору кількості відключених циліндрів в залежності від миттєвого значення потужності. Визначена максимально допустима кількість відключених циліндрів, яка може приводити не тільки до зниження потужності двигуна, але і зниження надійності роботи складових його вузлів і агрегатів. При використанні запропонованого способу управління енергетичною ефективністю автотракторного двигуна при роботі з неповним навантаженням програма бортового комп'ютера з фактичної потужності, визначає необхідне для роботи двигуна мінімальне число

працюючих циліндрів. Отримане рівняння потужності для суміщених режимів при діагностуванні використовуючи рівність індикаторної потужності відключених циліндрів та різниці ефективної потужності двигуна і потужності довантаження при послідовному відключенні спочатку однієї групи циліндрів, потім іншої групи циліндрів з однаковим числом циліндрів та обох груп циліндрів разом.

Визначена потужність двигуна, що розвивається досліджуваним циліндром при діагностуванні з допомогою оцінювання додаткової потужності привода в режимі номінальної частоти обертання колінчастого вала. Отримані дані підтверджують доцільність усунення механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах, відключення яких може відбуватися з метою економії палива при роботі двигуна легкового або вантажного автомобіля з невеликим навантаженням та на холостому ході. Причому доцільність усунення механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах вантажного автомобіля істотно більша ніж для легкового автомобіля.

Запропонована система відключення паливоподачі має вдосконалені процеси відключення циліндрів автотракторного двигуна, враховуючи моменти зниження тиску у лініях високого тиску палива та контролю стану піджимних пружин електромагнітних клапанів, що встановлені поза межами їхніх полостей високого тиску, менш потужні електромагніти та пружини. Отримані результати можуть бути використані для відключення подачі палива в окремі циліндри, що сприяє його економії та з'являється можливість діагностики несправності роботи циліндрів.

Визначені обмеження, які можуть бути використані при визначенні параметрів двигуна з відключенням циліндрів, що призводять до його зупинки з-за малості обертів і до відсутності можливості управління колісною машиною. Визначена гранична потужність, при якій можна побудувати обмежувальну характеристику так, щоб вона перетинала навантажувальну характеристику в точці мінімально можливих обертів

двигуна, при цьому робота двигуна на ведучі колеса була б ще можлива.

Розглянуті 3 варіанти роботи двигуна без навантаження та під навантаженням: 1 – випробування вихідного двигуна; 2 – випробування з відключенням чотирьох циліндрів припиненням подачі палива; 3 – випробування з одночасним відключенням чотирьох циліндрів, припиненням подачі палива і відсутністю насосних втрат циліндро-поршневої групи (ЦПГ) у відключених циліндрах.

Зміна основних техніко-економічних показників двигуна при роботі колісних машин достовірно описується запропонованою математичною моделлю. Так, при номінальній частоті обертання на холостому ходу двигуна розбіжність щодо зміни витрати палива складає 8,78 %, при роботі під навантаженням у точці нульової економії розбіжність за коефіцієнтом завантаження становить 2,1%, витрати палива 14%. При русі порожньої колісної машини зниження витрати палива зростає із збільшенням швидкості; розбіжність при швидкості 10 км/год складає 22 %. При роботі з вантажем при завантаженні колісної машини 1 т при швидкості 10 км/год розбіжність становить 22 %. Таким чином, отримані залежності дозволяють зробити висновок про задовільну адекватність математичної моделі.

Запропонована система відключення паливоподачі має вдосконалені процеси відключення циліндрів автотракторного двигуна, враховуючи моменти зниження тиску у лініях високого тиску палива та контролю стану піджимних пружин електромагнітних клапанів, що встановлені поза межами їхніх полостей високого тиску, менш потужні електромагніти та пружини.

Запропоновані нейромережеві технології для вирішення задач діагностування технічного стану автотракторного двигуна. Вони дозволяють працювати як з реальними даними, отриманими для індивідуального і еталонного (середньостатистичного) автотракторного двигуна, так і з даними, обчисленими за допомогою його математичної моделі, на підставі порівняння яких можна приймати обґрунтовані рішення про характер і місце розташування того чи іншого дефекту. Це дозволяє підвищити функціональну

стабільність колісної машини і поліпшити роботу його інтелектуальних бортових систем. Рекомендований до використання алгоритм виявлення значення показників режимів роботи і несправностей циліндро-поршневої групи, що є результатом аналізу штучної нейронної мережі, які отримують результати діагностичних параметрів автотракторного двигуна.

Практичне значення проведених досліджень полягає у наданні суб'єктам господарювання нових ефективних підходів до забезпечення надійності і функціональної стабільності динамічних властивостей колісних машин в експлуатації, при проведенні дослідно-конструкторських і науково-дослідних робіт, а саме: підвищення енергетичної ефективності автотракторного двигуна колісної машини методом відключення частини циліндрів АТД; обґрунтування допустимої кількості відключених циліндрів, яка може приводити не тільки до зниження потужності автотракторного двигуна, але і до зниження надійності його роботи; метод визначення додаткових витрат енергії, що зумовлено відключення частини циліндрів АТД; вимір потужності, що розвивається окремими циліндрами при здійсненні розгону двигуна для визначення повної потужності, потім відключається циліндр, потужність якого потрібно виміряти і повторюється розгін; по різниці показань між першим і другим розгонами визначається індикаторна потужність у відключеному циліндрі; вдосконалення методики визначення ККД колісної машини від миттєвої реалізованої потужності шляхом обробки записів бортового реєстратора параметрів руху.

Запропонований метод підвищення енергетичної ефективності автотракторного двигуна колісної машини методом відключення частини циліндрів АТД; обґрунтування допустимої кількості відключених циліндрів, яка може приводити не тільки до зниження потужності автотракторного двигуна, але і до зниження надійності його роботи були використані в навчальному процесі та науковій діяльності Харківського національного автомобільно-дорожнього університету при виконанні науково-дослідної роботи, матеріалах методичних розробок з лекцій і практичних занять з

навчальних дисциплін, що дозволило підвищити якість підготовки фахівців, поглибити знання слухачів та студентів в галузі автомобільний транспорт.

Крім того, основні положення дисертаційної роботи прийняті до впровадження на наступних підприємствах та в організаціях: ДП «ХЗСМ», «Харківському автомобільному заводі», ПАТ «АвтоКрАЗ», АТ «Харківському тракторному заводі», ТОВ «Спецбудмаш», ННЦ «Інституті механізації та електрифікації сільського господарства».

Ключові слова: колісна машина, надійність, функціональна стабільність, динамічність, автотракторний двигун, потужність, відключення циліндрів, нерівномірність роботи, циліндро-поршнева група, експлуатація.

Список публікацій здобувача.

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Подригало М.А. Керованість та стійкість тракторів і тракторних поїздів / М.А. Подригало, О.С. Полянський, Е.О. Дубінін, А.О. Молодан, В.В. Задорожня, М.П. Холодов, О. І. Хворост // Монографія. – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. – 279 с.

2. Тарасов Ю.В. Оценка эффективности рециклинга транспортных средств, вышедших из эксплуатации / Ю.В. Тарасов, А.А. Молодан // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Харьков: ХНАДУ, 2016. – Вып. 72. – С. 7-12.

3. Полянський А.С. Нормирование диагностических параметров элементов двигателя / А.С. Полянський, А.А. Молодан // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки). – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2017. – Вип. 180. – С. 142-148.

4. Полянський О.С. Підвищення паливної економічності колісних машин відключенням частини циліндрів двигуна / О.С. Полянський, А.О. Молодан, О.В. Власенко // Технічний сервіс агропромислового, лісового

та транспортного комплексів. – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2017. – № 9. – С. 57-61.

5. Полянський О.С. Зміна енергетичних параметрів двигуна в режимі роботи без навантаження при відключенні циліндрів / О.С. Полянський, А.О. Молодан // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки). – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. – Вип. 190. – С. 152-161.

6. Молодан А.О. Вплив відключення частини циліндрів на режим роботи двигуна під навантаженням / А.О. Молодан // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки). – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. – Вип. 192. – С. 151-158.

7. Полянский А.С. Совершенствование метода оценки технического состояния цилиндропоршневой группы / А.С. Полянский, А.А. Молодан // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. – № 13. – С. 27-32.

8. Подригало М.А. Применение модели многокомпонентного сложного движения для оценки энергетической эффективности автомобиля / М.А. Подригало, Р.О. Кайдалов, Д.В. Абрамов, А.А. Молодан, В.И. Гацько, А.С. Мазин // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – Луцьк: Луцький НТУ, 2017. – №1(10). – С. 73-78.

9. Коробко А. Зміна потужності і витрати палива двигуна колісної машини під час вимикання частини його циліндрів / А. Коробко, А. Молодан // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – ДНУ УкрНДІПВТ імені Леоніда Погорілого. – Дослідницьке, 2018. – Вип. 22 (36). – С. 268-274.

10. Молодан А.А. Теоретические расчеты относительного дополнительного расхода топлива при отключении цилиндров / А.А. Молодан, А.С. Полянский // Інженерія природокористування. – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. – №2 (10). – С. 14-18.

11. Молодан А.О. Вплив на потужність двигуна колісної машини механічних втрат при відключенні циліндрів / А.О. Молодан // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Технічні науки – Житомир: ЖДТУ, 2018. – №2 (82). – С. 105-110.

12. Молодан А. Основні підходи до надійності автотракторного двигуна з вимкненням циліндрів як складної системи / А. Молодан, А. Коробко // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – ДНУ УкрНДІПВТ імені Леоніда Погорілого. – Дослідницьке, 2018. – Вип. 23 (37). – С. 52-60.

13. Молодан А.О. Зміна потужності автотракторного двигуна колісної машини з вимкненим циліндром / А.О. Молодан // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. – № 14. – С. 198-205.

14. Молодан А.О. Метод визначення додаткових витрат енергії викликаних нерівномірністю крутного моменту двигуна при відключенні циліндрів / А.О. Молодан // Вісник машинобудування та транспорту. – Вінниця: ВНТУ. – №2(8), 2018. – С. 65-73.

15. Молодан А.О. Діагностування потужності окремих циліндрів автотракторних двигунів методом їх відключення / А.О. Молодан // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки). – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2019. – Вип. 198. – С. 130-136.

16. Молодан А.О. Визначення потужності та роботи двигуна в процесі розгону колісної машини / А.О. Молодан // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки). – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2019. – Вип. 201. – С. 202-208.

17. Молодан А.О. Визначення залишкового напрацювання до відмови деталей двигуна з тріщиною з відключеними циліндрами / А.О. Молодан,

О.С. Полянський // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки). – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2019. – Вип. 205. – С. 103-109.

18. Молодан А.О. Підвищення енергетичної ефективності колісних машин методом відключення циліндрів в автотракторному двигуні / А.О. Молодан // Вісник машинобудування та транспорту. – Вінниця: ВНТУ. – №2(10), 2019. – С. 48-53.

19. Молодан А.О. Визначення потужності і роботи вимушених коливань при відключенні циліндрів в двигуні колісної машини / А.О. Молодан // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – Луцьк: Луцький НТУ, 2019.– №2(13). – С. 116-123.

20. Потапов Н.Н. Математическая модель скручивания вала трансмиссии полноприводных тягово-транспортных средств при движении с заблокированным приводом / Н.Н. Потапов, А.А. Молодан, А.С. Полянский // Інженерія природокористування. – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2019. – № 4(14). – С. 6-11.

21. Дубинин Е. Совершенствование метода диагностирования рулевого управления шарнирно-сочлененной машины / Е. Дубинин, А. Полянский, А. Молодан, Д. Клец, В. Плетнёв // Motrol: Commission of motorization and energetics in agriculture; An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. Vol. 18, No 8. – Lublin. – Rzeszów, 2016 – P. 53-58. (Web of Science Core Collection).

22. Molodan A. Change of power and mechanical losses of a wheel vehicle engine with cylinders cutout / A. Molodan, O. Polyanskyi, M. Potapov. // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2018. Vol.20. No.1. P. 99-103. (Web of Science Core Collection).

23. Podrigalo, M. “The Improvement Brake’s Qualities of Vehicle by Developing the Method of the Choosing Frictional Pairs of the Brakes Mechanisms,” / Mikhail Podrigalo, Dmytro Klets, Mykhailo Kholodov, Viktor Bogomolov, Anatoliy Turenko, Andrii Molodan, Volodymyr Rudzinskyi, Yurii

Tarasov, Aloksa Mykolai, Vasyi Hatsko // SAE Technical Paper 2019-01-2145, 2019. Doi:10.4271/2019-01-2145. (Scopus Q2).

24. Podrigalo, M. «New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units» / Mikhail Podrigalo, Yevhen Dubinin, Andrii Molodan, Oleksandr Polianskyi, Mykhailo Kholodov, Dmytro Klets, Anton Kholodov, Zadorozhnia Viktoriia, Oleksandr Khvorost, Potapov Mykola, Alex Stepanov // SAE Technical Paper 2020-01-2014, 2020. Doi:10.4271/2020-01-2014. (Scopus Q2).

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

25. Podrigalo M. Determination of the work done by the engine in the course of automobile movement / M. Podrigalo, D. Abramov, A. Molodan // «Транспорт, екологія – устойчиво развитие»: XXII научно-техническа конференция с международно участие, Сборник доклади. – Варна: Технически университет, 2016, 19-21 май. – С. 124-130.

26. Молодан А.О. Економія палива за рахунок визначення раціонального відключення циліндрів в двигуні / А.О. Молодан // «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців»: Наукові праці міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції присвяченої 85-річчю кафедри автомобілів, та 100-річчю з Дня народження професора А.Б. Гредескула, 20-21 жовтня 2016 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2016. – С. 149-150.

27. Полянский А.С. Выбор диагностических параметров оценки технического состояния колесных машин / А.С. Полянский, Д.М. Клец, Е.А. Дубинин, А.А. Молодан, М.А. Скорик // «Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення сил охорони правопорядку»: Збірник тез доповідей науково-практичної конференції, 27 жовтня 2016 р. – Харків: Національна академія національної гвардії України, 2016. – С. 111-113.

28. Молодан А.О. Освоєння технічних дисциплін студентами за

допомогою ІТ-технологій / А.О. Молодан, Ю.В. Тарасов // Матеріали науково-методичних конференцій: «Особливості викладання фахових дисциплін технічних спеціальностей – виклики часу та перспективи», 21 березня 2017 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2017. – С. 34-35.

29. Абрамов Д. Визначення похибки вимірювання прискорення автомобіля акселерометром під час руху дорогою з поздовжнім ухилом / Д. Абрамов, А. Коробко, Ю. Тарасов, А. Молодан // 13-й міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозиуму 18–19 травня 2017 року. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2017. – С. 87-88.

30. Molodan A. The study of possible fuel savings when disconnecting cylinders / A. Molodan // «Транспорт, екологія – устойчиво развитие»: XXIII научно -техническа конференция с международно участие, Сборник доклади. – Варна: Технически университет, 2017, 15-17 Юни. – С. 350-354.

31. Молодан А.О. Визначення роботи автотракторного двигуна при включенні-виключенні циліндрів / А.О. Молодан, Д.В. Абрамов // Чотирнадцята наукова конференція ХНУПС імені Івана Кожедуба: «Новітні технології – для захисту повітряного простору». – Тези доповідей 11-12 квітня 2018 р. – Харків: Харківський національний університет повітряних сил імені Івана Кожедуба, 2018. – С. 343-344.

32. Молодан А.О. Раціональне використання потужності двигуна при відключенні циліндрів / А.О. Молодан, Ю.В. Тарасов // Матеріали всеукраїнського науково-практичного семінару: «Наукові досягнення в галузі автомобільного транспорту», 20 квітня 2018 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2018. – С. 19.

33. Молодан А.О. Зміна роботи двигуна колісної машини при відключенні циліндрів / А.О. Молодан // Матеріали II Всеукраїнської науково-технічної конференції: «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки», 25 – 26 квітня 2018 р. – Полтава: Полтавський національний технічний університет імені Юрія

Кондратюка, 2018. – С. 84-85.

34. Polyanskii A. New approach to technical maintenance and repair of autotractor technics / A. Polyanskii, A. Molodan // «Транспорт, екологія – устойчиво развитие»: XXIV научно-техніческа конференция с международно участие, Сборник доклади. – Варна: Технически университет, 2018, 14-16 Юни. – С. 109-115.

35. Молодан А.О. Вплив методу відключення частини циліндрів на показники двигунів колісних машин / А.О. Молодан // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції: «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту», 16-19 жовтня 2018 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2018. – С. 202-204.

36. Подригало М.А. Поняття функціональної стабільності гальмових властивостей колісних транспортних засобів / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, І.О. Радченко, А.О. Молодан // «Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів»: Збірник тез доповідей науково-практичної конференції, 31 жовтня 2018 р. – Харків: Національна академія національної гвардії України, 2018. – С. 136-137.

37. Тарасов Ю.В. Підвищення ефективності і довговічності деталей циліндро-поршневої групи відремонтованих дизелів / Ю.В. Тарасов, А.О. Молодан, В.Д. Булавін, В.В. Гончаров, М.Ю. Шульга // Секція 2. «Технічне та тилове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України: сучасний стан, проблеми та перспективи»: Збірник тез доповідей науково-практична конференції, 14 березня 2019 р. – Харків: Національна академія Національної гвардії України, 2019. – С. 166-167.

38. Polyanskii A. Influence on the engine power and flow fuel of the wheel car of the cylinder parts disconnection / A. Polyanskii, A. Molodan, N. Potapov. // «Транспорт, екологія – устойчиво развитие»: XXV научно-техніческа конференция с международно участие, Сборник доклади. – Варна: Технически университет, 2019, 16-18 Май. – С. 160-165.

39. Молодан А.О. Ефективність нейронно-мережових моделей в системах діагностики технічного стану двигунів на основі функціональної адаптації / А.О. Молодан, О.В. Власенко, В.Д. Булавін // «Забезпечення функціональної стабільності автомобілів та тракторів»: Матеріали всеукраїнського науково-практичного семінару, 22 травня 2019 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2019. – С. 16-17.

40. Молодан А.О. Використання нейронно-мережових моделей при діагностиці ДВЗ / А.О. Молодан, А.С. Устінов, В.В. Гончаров // «Забезпечення функціональної стабільності автомобілів та тракторів»: Матеріали всеукраїнського науково-практичного семінару, 22 травня 2019 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2019. – С. 19-20.

41. Молодан А.О. Контроль і діагностика технічного стану двигунів на основі інтелектуального аналізу даних / А.О. Молодан, В.К. Вязеленко, М.Ю. Шульга // «Забезпечення функціональної стабільності автомобілів та тракторів»: Матеріали всеукраїнського науково-практичного семінару, 22 травня 2019 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2019. – С. 23.

42. Полянський О.С. Методика розрахунку еквівалентних напружень в тріщинах деталей двигуна з відключеними циліндрами / О.С. Полянський, А.О. Молодан // «Проблеми надійності машин»: збірник матеріалів міжнародної науково-методичної конференції присвяченої пам'яті академіка В.Я. Аніловича. – Харків: Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, 2019. – С. 15-16.

43. Молодан А.О. Підвищення енергетичної ефективності колісних машин методом відключення циліндрів в автотракторному двигуні / А.О. Молодан // «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту»: матеріали XII міжнародної науково-практичної конференції, 21-23 жовтня 2019 року: збірник наукових праць / Міністерство освіти і

науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. – Вінниця: ВНТУ, 2019. – С. 122-125.

44. Молодан А.О. Використання штучних нейронних мереж в діагностуванні потужності окремих циліндрів автотракторних двигунів при їх відключенні / А.О. Молодан, О.С. Полянський, О.В. Власенко, А.С. Устінов, В.К. Вязеленко // «Безпека на транспорті – основа ефективної інфраструктури: Проблеми та Перспективи»: Наукові праці IV Міжнародної науково-практичної конференції, 26-27 листопада 2019 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2019. – С. 213-215.

45. Polyanskii A. Cause and investigative failure analysis in nominal engine operation and partial disabling of cylinders / A. Polyanskii, A. Molodan, N. Potarov. // «Транспорт, екологія – устойчиво развитие»: XXVI научно - техническа конференция с международно участие, Сборник доклади. – Варна: Технически университет, 2020, 8-10 Октомври. – С. 132-137.

46. Тарасов Ю.В. Оцінка залишкового напрацювання до відмови деталі з тріщиною в двигуні з відключеними циліндрами / Ю.В. Тарасов, А.О. Молодан, О.В. Власенко, В.К. Вязеленко, А.С. Устінов // «Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів»: Збірник тез доповідей ІХ всеукраїнської науково-практичної конференції, 29 жовтня 2020 р. – Харків: Національна академія Національної гвардії України, 2020. – С. 306-308.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

47. Пат. 143315 Україна, МПК F02D 41/32, F02M 63/02. Система відключення паливopодачі за допомогою електромагнітних клапанів / Молодан А.О., Полянський О.С., Подригало М.А., Дубінін Є.О., Клец Д.М., Потапов М.М., Абрамов Д.В.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № и 2020 00007; заявл. 02.01.2020; опубл. 27.07.2020, Бюл. № 14.

ABSTRACT

A. Molodan. Scientific foundations of the reliability process and functional stability of wheeled vehicles in the shutdown mode of a part of cylinders. – Qualification scientific work. Manuscript copyright.

Thesis for obtaining the scientific degree of the Doctor of Technical Sciences, specialty 05.22.20 – operation and maintenance of vehicles (275 – Automobile transport). – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine; Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2021.

Ensuring the reliability and functional stability of wheeled vehicles is one of the most important conditions for their efficient use. During the operation of these machines, as shown by numerous studies, 30-75% of failures are due to the automobile and tractor engine (ATE). Therefore, ensuring the working condition of the ATE is the timely detection and prevention of failures that occur during operation. The growth of energy saturation, improvement and complication of designs of wheeled vehicles is caused by high requirements to efficiency of their work at various modes of loading, rational use of power of automobile and tractor engines and decrease in a fuel consumption.

One of the measures to ensure the dynamic properties of wheeled vehicles and power on their drive wheels while reducing fuel consumption is the operation of the automobile and tractor engine in the mode of disconnection of the cylinders. Insufficient attention is paid to this problem, there are no studies of the load process and the method of control of ATE systems, which affect the reliability and functional stability of the wheeled machine, and methods of diagnosis.

The work is aimed at solving the current scientific and practical problem of ensuring the reliability and functional stability of wheeled vehicles in the mode of disconnection of the cylinders. An effective method of further improving the fuel efficiency of the ATE when disconnecting part of the cylinders at low loads and

speeds can be the transition to neural networks controlled by the fuel supply system, which have feedback using the sensors of the standard on-board system. The use of an artificial neural network also allows to improve the latest technologies for monitoring and diagnosing the technical condition of the elements of wheeled vehicles, in particular internal combustion engines.

The combination of the method of disconnecting part of the cylinders and the latest technologies for monitoring and diagnosing the technical condition of the elements of wheeled vehicles will provide the required level of technical characteristics, which determines the relevance and prospects of the dissertation.

The purpose of the study is to ensure the reliability and functional stability of wheeled vehicles in the mode of disconnection of the engine cylinders and diagnosing using an artificial neural network.

The object of research – dynamic processes that take place in the motor-transmission installations of wheeled machines in the conditions of work with the disconnection of part of the cylinders.

The subject of research – methods to ensure the reliability and functional stability of wheeled vehicles in the conditions of operation with the disconnection of the cylinders.

The scientific novelty of the obtained results lies in the generalization of known and development of new methods of diagnosing and ensuring the reliability and functional stability of vehicles in the mode of disconnection of the engine cylinders, which allowed to identify ways to improve them.

At the same time for the first time:

- determined the additional energy loss of the engine on the movement of the wheeled vehicles, due to the increase in uneven torque when disconnecting part of the cylinders;
- the dynamics of change of effective power of the engine at dispersal of the wheeled vehicles with shutdown of a part of cylinders is defined;
- it is established that at disconnection of a part of cylinders, fuel economy at idling and small loadings is defined by dependence of indicator efficiency on

change of loading.

The method of evaluating the technical condition of the engine wheeled machine, which unlike known methods to determine the ability to disable sound for cylinders using artificial neural network

Get further development:

- the method for determining additional engine energy losses due to the imposition of forced and natural oscillations of motor-transmission units of wheeled vehicles using the Meander function in the direction of using a harmonic moment that differs from the known use of Fourier series;

- the method of assessing the reliability of basic parts of a tractor engine (crankshaft, cylinder block) in the direction of assessing the impact of increasing torque unevenness when disconnecting part of the cylinders, which, unlike known, takes into account motivated decisions to manage the risks of operating a automobile and tractor engine;

- the method for determining the power of mechanical energy losses on the pump strokes of the piston in the direction of assessing the impact of increasing torque non-uniformity when disconnecting part of the cylinders, which, in contrast to the known, takes into account changes in temperature in the disconnected cylinder.

The estimation of energy efficiency of a wheeled machine on fuel consumption is suitable for automobile and tractor engines running on liquid and gaseous fuel. Thus fuel consumption is influenced not only by operational (road) conditions, but also by a technical condition of the wheeled car.

It is substantiated that the fuel economy at idle and low loads when disconnecting part of the cylinders is determined by the dependence of the indicator efficiency on the change in load. The process of calculating the effective shutdown of cylinders in a multi-cylinder engine and its impact on the relative additional fuel consumption is presented. A method for determining the relative additional fuel consumption when disconnecting the cylinders on multi-cylinder engines, due to the work of compression in the disconnected cylinders to change

the additional energy consumption of the engine. The work on moving the parts of the disconnected cylinders during the double stroke of suction and injection of the gas mixture is determined.

The determined power consumed by the pump strokes in the disconnected cylinders of a reciprocating tractor engine can be determined on the basis of the indicator diagram of air or gas compression. The thermodynamic calculation of the automobile and tractor engine with the disconnected cylinder for work of compression in internal combustion engine with some assumptions on the equation of isothermal, adiabatic for which the equation of a polytrope is valid is carried out. The obtained value of power consumed on the pump strokes in the disconnected cylinder and determined that when disconnecting z - k cylinders at constant position of the engine controls, the indicator pressure with disconnected cylinders will be equal to z / k from the indicator pressure of a standard tractor engine.

An algorithm for selecting the number of disconnected cylinders depending on the instantaneous power value is proposed. The maximum allowable number of disconnected cylinders is determined, which can lead not only to a decrease in engine power, but also to a decrease in the reliability of its components and units. When using the proposed method of controlling the energy efficiency of a tractor engine when working at part load, the program of the on-board computer from the actual power, determines the minimum number of working cylinders required for engine operation. The obtained power equation for combined modes when diagnosing using the equality of the indicator power of the disconnected cylinders and the difference between the effective engine power and loading power when successively shutting down first one group of cylinders, then another group of cylinders with the same number of cylinders and both groups of cylinders together.

The power of the engine developed by the investigated cylinder at diagnostics by means of an estimation of additional power of the drive on a mode of nominal frequency of rotation of a cranked shaft is defined. The obtained data confirm the expediency of eliminating mechanical (pumping) losses in the disconnected cylinders, the shutdown of which can occur in order to save fuel when the engine of a car or truck with a small load and at idle. Moreover, the

feasibility of eliminating mechanical (pump) losses in the disconnected cylinders of the truck is significantly greater than for a car.

The proposed fuel shut-off system has improved processes for shutting down the cylinders of a tractor engine, taking into account the moments of pressure drop in high fuel pressure lines and condition control of solenoid valves installed outside their high pressure cavities, less powerful solenoids and springs. The obtained results can be used to cut off the fuel supply to individual cylinders, which helps to save it and it is possible to diagnose a malfunction of the cylinders.

The limitations that can be used in determining the parameters of the engine with the shutdown of the cylinders, which lead to its stopping due to low speed and the inability to control the wheeled machine. The maximum power at which it is possible to construct the limiting characteristic so that it intersected loading characteristic at a point of the minimum possible turns of the engine is defined, thus work of the engine on driving wheels would be still possible.

3 variants of engine operation without load and under load are considered: 1 - testing of the output engine; 2 - test with shutdown of four cylinders by the termination of fuel supply; 3 - test with simultaneous disconnection of four cylinders, cessation of fuel supply and absence of pump losses of the cylinder-piston group (CPG) in the disconnected cylinders.

The change of the main technical and economic indicators of the engine during the operation of wheeled machines is reliably described by the proposed mathematical model. Thus, at nominal engine idle speed, the difference in fuel consumption change is 8,78%, when operating under load at zero economy, the difference in load factor is 2,1%, fuel consumption is 14%. When driving an empty wheeled vehicle, the reduction in fuel consumption increases with increasing speed; the difference at a speed of 10 km / h is 22%. When working with a load when loading a wheeled machine 1 ton at a speed of 10 km / h, the difference is 22%. Thus, the obtained dependences allow us to conclude that the mathematical model is satisfactorily adequate.

The proposed fuel shut-off system has improved processes for shutting down the cylinders of a tractor engine, taking into account the moments of pressure drop

in high fuel pressure lines and condition control of solenoid valves installed outside their high pressure cavities, less powerful solenoids and springs.

Neural network technologies for solving problems of diagnosing the technical condition of a tractor engine are proposed. They allow you to work with real data obtained for individual and reference (average) tractor engine, and with data calculated using its mathematical model, based on the comparison of which you can make informed decisions about the nature and location of a defect. This allows you to increase the functional stability of the wheeled machine and improve the performance of its intelligent on-board systems. The algorithm of detection of value of indicators of operating modes and malfunctions of the cylinder-piston group which is result of the analysis of an artificial neural network which receive results of diagnostic parameters of the automobile and tractor engine is recommended for use.

The practical significance of the research is to provide business entities with new effective approaches to ensure the reliability and functional stability of the dynamic properties of wheeled machines in operation, during research and development and research, namely: increasing the energy efficiency of the tractor engine of the wheeled machine by disconnection parts of internal combustion engine cylinders; substantiation of the admissible quantity of disconnected cylinders which can lead not only to decrease in power of the automobile and tractor engine, but also to decrease in reliability of its work; the method of determining the additional energy consumption due to the shutdown of the cylinders of the internal combustion engine; measurement of the power developed by separate cylinders at implementation of acceleration of the engine for definition of full power, then the cylinder which power needs to be measured is disconnected and acceleration is repeated; the difference in readings between the first and second accelerations determines the indicator power in the disconnected cylinder; improvement of the method of determining the efficiency of the wheeled machine from the instantaneous realized power by processing the records of the on-board recorder of traffic parameters.

The method of increase of energy efficiency of the automobile and tractor engine of the wheeled car by a method of disconnection of a part of cylinders of

internal combustion engines is offered; substantiation of the allowable number of disconnected cylinders, which can lead not only to a decrease in the power of the tractor engine, but also to a decrease in the reliability of its work were used in the educational process and scientific activity of Kharkiv National Automobile and Highway University and practical classes in academic disciplines, which improved the quality of training, deepen the knowledge of students in the field of road transport.

In addition, the main provisions of the dissertation work are accepted for implementation at the following enterprises and organizations: SE "KhPSM", "Kharkiv Automobile Plant", PJSC "AvtoKrAZ", JSC "Kharkiv Tractor Plant", LLC "Spetsbudmash", NSC "Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture".

Key words: wheeled vehicle, reliability, functional stability, dynamic, automobile and tractor engine, power, cylinder shutdown, uneven operation, cylinder-piston group, operation.

List of publications of the applicant.

Works in which there were published the main scientific results of the thesis:

1. Podrigalo M.A. Controllability and stability of tractors and tractor trains / M.A. Podrigalo, O.S. Polyansky, Ye.O. Dubinin, A.O. Molodan, V.V. Zadorozhnyia, M.P. Kholodov, O.I. Hovorost // Monograph. – Kharkiv: KhNTUSG named after Petro Vasylenko, 2018. – 279 p.

2. Tarasov Yu.V. Evaluation of the efficiency of recycling of vehicles out of service / Yu.V. Tarasov, A.A. Molodan // Bulletin of the Kharkov Automobile and Highway University: Sat. scientific. works, Vol. 72. – Kharkiv, 2016. – P. 7-12.

3. Polyansky A.S. Norming of diagnostic parameters of engine elements / A.S. Polyansky, A.A. Molodan // Bulletin of Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture (technical sciences). – Kharkiv: KhNTUSG named after Petro Vasylenko, 2017. – Issue 180, "Mechanization of agricultural production" – P. 142-148.

4. Polyansky O.S. Improving fuel economy wheeled vehicles disconnection of cylinder / O.S. Polyansky, A.O. Molodan, O.V. Vlasenko //

Scientific journal "Technical service of agro-industrial, forest and transport complexes". – Kharkiv: KhNTUSG named after Petro Vasylenko, 2017. – № 9. – P. 57-61.

5. Polyansky O.S. Change of power parameters of the engine in the mode of work without loading at shutdown of cylinders / O.S. Polyansky, A.O. Molodan // Bulletin of Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture: Technical Sciences. – Kharkiv: KhNTUSG named after Petro Vasylenko, 2018. – Issue 190. – "Mechanization of agricultural production" – P. 152-161.

6. Molodan A.O. Influence of disconnection of a part of cylinders on an operating mode of the engine under loading / A.O. Molodan // Bulletin of Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture (technical sciences). – Kharkiv: KhNTUSG named after Petro Vasylenko, 2018. – Issue 192. "Problems of reliability of machines" – P. 151-158.

7. Polyansky A.S. Improving the method of assessing the technical condition of the cylinder-piston group / A.S. Polyansky, A.A. Molodan // Scientific journal "Technical service of agro-industrial, forest and transport complexes". – Kharkiv: KhNTUSG named after Petro Vasylenko, 2018. – № 13. – P. 27-32.

8. Podrigalo M. A. Application of the model of multicomponent complex motion for assessing the energy efficiency of the car / M.A. Podrigalo, R.O. Kaidalov, D.V. Abramov, A.A. Molodan, V.I. Gatsko, A.S. Mazin // Modern technologies in engineering and transport. – Lutsk: Lutsk NTU, 2017. – №1(10). – P. 73-78.

9. Korobko A. Changing the power and fuel consumption of the engine of a wheeled machine during the shutdown of its cylinders / A. Korobko, A. Molodan // Technical and technological aspects of development and testing of new equipment and technologies for agriculture of Ukraine: – DNU UkrNDIPVT named after Leonid Pogorily. – Doslidnyts'ke, 2018. – Issue 22 (36). – P. 268-274.

10. Molodan A.A. Theoretical calculations of the relative additional fuel flow when disconnected cylinders / AA Molodan, A.S. Polyansky // Engineering

of nature conservation. – Kharkiv: KhNTUSG named after Petro Vasylenko, 2018. – № 2 (10). – 3. 14-18.

11. Molodan A.O. Influence on the engine power of a wheeled machine of mechanical losses when turning off the cylinders / A.O. Molodan // Bulletin of Zhytomyr State Technological University. Technical Sciences – Zhytomyr: ZhSTU, 2018 – №2 (82). – P. 105-110.

12. Molodan A. Basic approaches to the reliability of a tractor engine with the shutdown of cylinders as a complex system / A. Molodan, A. Korobko // Technical and technological aspects of development and testing of new equipment and technologies for agriculture of Ukraine. – DNU UkrNDIPVT named after Leonid Pogorily. – Doslidnyts'ke, 2018. – Issue 23 (37). – P. 52-60.

13. Molodan A.O. Changing the power of a tractor engine of a wheeled machine with the cylinder off / A.O. Molodan // Technical service of agro-industrial, forest and transport complexes. – Kharkiv: KhNTUSG named after Petro Vasylenko, 2018. – № 14. – P. 198-205.

14. Molodan A.O. The method of determining the additional energy consumption caused by uneven torque of the engine cylinders when disconnecting / A.O. Molodan // Bulletin of Mechanical Engineering and Transport. – Vinnytsia: VNTU. – №2 (8), 2018. – P. 65-73.

15. Molodan A.O. Diagnosis of power of individual cylinders of tractor engines by the method of their shutdown / A.O. Molodan // Bulletin of Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture (technical sciences). – Kharkiv: KhNTUSG named after Petro Vasylenko, 2019. – Issue 198. – P. 130-136.

16. Molodan A.O. Determination of power and engine operation in the process of accelerating a wheeled machine / A.O. Molodan // Bulletin of Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture (technical sciences). – Kharkiv: KhNTUSG named after Petro Vasylenko, 2019. – Issue 201. – P. 202-208.

17. Molodan A.O. Determination of residual operating time before failure

of engine parts with a crack with disconnected cylinders / A.O. Молодан, O.S. Polyansky // Bulletin of Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture (technical sciences). – Kharkiv.: KhNTUSG named after Petro Vasylenko, 2019. – Issue 205. – P. 103-109.

18. Molodan A.O. Increasing the energy efficiency of wheeled machines by turning off the cylinders in an automobile and tractor engine / A.O. Molodan // Bulletin of Mechanical Engineering and Transport. – Vinnytsia: VNTU. – №2(10), 2019. – P. 48-53.

19. Molodan A.O. Determination of power and operation of forced oscillations when disconnecting the cylinders in the engine of a wheeled machine / A.O. Molodan // Modern technologies in mechanical engineering and transport. – Lutsk: Lutsk NTU, 2019. – №2 (13). – P. 116-123.

20. Potapov N.N. Mathematical model of the twisting of the transmission shaft of all-wheel drive traction vehicles when driving with a blocked drive / N.N. Potapov, A.A. Molodan, A.S. Polyansky // Environmental Engineering. – Kharkiv: KhNTUSG named after Petro Vasylenko, 2019. – № 4 (14). – P. 6-11.

21. Dubinin Ye. Improvement of the method for diagnosing steering of an articulated machine / E. Dubinin, A. Polyansky, A. Molodan, D. Klets, V. Pletnev // Motrol: Commission of motorization and energetics in agriculture; An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. Vol. 18, No 8. – Lublin. – Rzeszów, 2016. – P. 53-58. (Web of Science Core Collection).

22. Molodan A. Change of power and mechanical losses of a wheel vehicle engine with cylinders cutout / A. Molodan, O. Polyanskyi, M. Potapov. // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2018. Vol.20. No.1. P. 99-103. (Web of Science Core Collection).

23. Podrigalo, M. “The Improvement Brake’s Qualities of Vehicle by Developing the Method of the Choosing Frictional Pairs of the Brakes Mechanisms,” / Mikhail Podrigalo, Dmytro Klets, Mykhailo Kholodov, Viktor Bogomolov, Anatoliy Turenko, Andrii Molodan, Volodymyr Rudzinskyi, Yurii

Tarasov, Aloksa Mykolai, Vasyl Hatsko // SAE Technical Paper 2019-01-2145, 2019. Doi:10.4271/2019-01-2145. (Scopus Q2).

24. Podrigalo, M. «New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units» / Mikhail Podrigalo, Yevhen Dubinin, Andrii Molodan, Oleksandr Polianskyi, Mykhailo Kholodov, Dmytro Klets, Anton Kholodov, Zadorozhnia Viktoriia, Oleksandr Khvorost, Potapov Mykola, Alex Stepanov // SAE Technical Paper 2020-01-2014, 2020. Doi:10.4271/2020-01-2014. (Scopus Q2).

Works certifying the approbation of the thesis:

25. Podrigalo M. Determination of the work done by the engine in the course of automobile movement / M. Podrigalo, D. Abramov, A. Molodan // "Transport, ecology – sustainable development": XXII scientific and technical conference with international participation, Proceedings. – Varna: Technical University, 2016, May 19-21. – P. 124-130.

26. Molodan A.O. Fuel economy due to the definition of rational shutdown of cylinders in the engine / A.O. Molodan // "The latest technologies in automotive, transport and training": Scientific papers of the international scientific-practical and scientific-methodical conference dedicated to the 85th anniversary of the Department of Automobiles, and the 100th anniversary of the birth of Professor A.B. Gredeskula, October 20-21, 2016 – Kharkiv: Kharkiv National Automobile and Highway University, 2016. – P. 149-150.

27. Polyanskiy A.S. Selection of diagnostic parameters for assessing the technical condition of wheeled vehicles / A.S. Polyanskiy, D.M. Klets, E.A. Dubinin, A.A. Molodan, M.A. Skoryk // "Actual issues of material and technical support of law enforcement forces": Proceedings of the scientific-practical conference, October 27, 2016 – Kharkiv: National Academy of the National Guard of Ukraine, 2016. – P. 111-113.

28. Molodan A.O. Mastering technical disciplines by students with the help of IT-technologies / A.O. Molodan, Yu.V. Tarasov // Proceedings of scientific and

methodological conferences: "Features of teaching professional disciplines of technical specialties - the challenges of time and prospects", March 21, 2017 – Kharkiv: Kharkiv National Automobile and Highway University, 2017. – P. 34-35.

29. Abramov D. Determination of the error of measuring the acceleration of the car with an accelerometer while driving on a road with a longitudinal slope / D. Abramov, A. Korobko, Yu. Tarasov, A. Molodan // 13th International Symposium of Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv: Materials of the symposium May 18-19, 2017. – Lviv: KINPATRI LTD, 2017. – P. 87-88.

30. Molodan A. The study of possible fuel savings when disconnecting cylinders / A. Molodan // "Transport, ecology - sustainable development": XXIII scientific and technical conference with international participation, Proceedings. – Varna: Technical University, 2017, June 15-17. – P. 350-354.

31. Molodan A.O. Determining the operation of a tractor engine when turning on and off the cylinders / A.O. Molodan, D.V. Abramov // Fourteenth Scientific Conference of KhNUPS named after Ivan Kozhedub: "The latest technologies – to protect the airspace." – Abstracts of reports on April 11-12, 2018 – Kharkiv: Kharkiv National University of the Air Force named after Ivan Kozhedub, 2018. – P. 343-344.

32. Molodan A.O. Rational use of engine power when turning off the cylinders / A.O. Molodan, Yu.V. Tarasov // Proceedings of the All-Ukrainian scientific-practical seminar: "Scientific achievements in the field of road transport", April 20, 2018 – Kharkiv: Kharkiv National Automobile and Highway University, 2018. – P. 19.

33. Molodan A.O. Changing the engine of a wheeled machine when disconnecting the cylinders / A.O. Molodan // Proceedings of the II All-Ukrainian Scientific and Technical Conference: "Creation, operation and repair of road transport and construction equipment", April 25 – 26, 2018 – Poltava: Poltava National Technical University named after Yuri Kondratyuk, 2018. – P. 84-85.

34. Polyanskii A. New approach to technical maintenance and repair of autotractor technics / A. Polyanskii, A. Molodan // "Transport, ecology –

sustainable development": XXIV scientific and technical conference with international participation, Proceedings. – Varna: Technical University, 2018, June 14-16. – P. 109-115.

35. Molodan A.O. Influence of the method of disconnection of a part of cylinders on indicators of engines of wheeled machines / A.O. Molodan // Proceedings of the international scientific-practical conference: "The latest technologies for the development of road transport", October 16-19, 2018 – Kharkiv: Kharkiv National Automobile and Highway University, 2018. – P. 202-204.

36. Podrigalo M.A. The concept of functional stability of brake properties of wheeled vehicles / M.A. Podrigalo, Yu.V. Tarasov, I.O. Radchenko, A.O. Molodan // "Current issues of ensuring combat service activities of military formations and law enforcement agencies": Proceedings of the scientific-practical conference, October 31, 2018 – Kharkiv: National Academy of the National Guard of Ukraine, 2018. – P. 136-137.

37. Tarasov Yu.V. Improving the efficiency and durability of parts of the cylinder-piston group of repaired diesels / Yu.V. Tapacov, A.O. Molodan, V.D. Bulavin, V.V. Goncharov, M.Yu. Shulga // Section 2. "Technical and logistical support of service and combat activities of the National Guard of Ukraine: current status, problems and prospects": Collection of abstracts of scientific-practical conference, March 14, 2019 – Kharkiv: National Academy of the National Guard of Ukraine, 2019. – P. 166-167.

38. Polyanskii A. Influence on the engine power and flow fuel of the wheel car of the cylinder parts disconnection / A. Polyanskii, A. Molodan, N. Potapov // "Transport, ecology – sustainable development": XXV scientific and technical conference with international participation, Proceedings. – Varna: Technical University, 2019. – P. 160–165.

39. Molodan A.O. Efficiency of neural network models in diagnostic systems of technical condition of engines on the basis of functional adaptation / A.O. Molodan, O.B. Vlasenko, V.D. Bulavin // "Ensuring the functional stability

of cars and tractors": Proceedings of the All-Ukrainian scientific-practical seminar, May 22, 2019 – Kharkiv: Kharkiv National Automobile and Highway University, 2019. – P. 16-17.

40. Molodan A.O. The use of neural network models in the diagnosis of internal combustion engines / A.O. Molodan, A.S. Ustinov, V.V. Goncharov // "Ensuring the functional stability of cars and tractors": Proceedings of the All-Ukrainian scientific-practical seminar, May 22, 2019 – Kharkiv: Kharkiv National Automobile and Highway University, 2019. – P. 19-20.

41. Molodan A.O. Control and diagnostics of technical condition of engines on the basis of intellectual data analysis / A.O. Molodan, V.K. Vyazelenko, M.Yu. Shul'ha // "Ensuring the functional stability of cars and tractors": Proceedings of the All-Ukrainian scientific-practical seminar, May 22, 2019 – Kharkiv: Kharkiv National Automobile and Highway University, 2019. – P. 23.

42. Polyanskiy O.S. Method of calculating equivalent stresses in the cracks of engine parts with disconnected cylinders / O.S. Polyanskiy, A.O. Molodan // "Problems of machine reliability": Proceedings of the international scientific-methodical conference dedicated to the memory of Academician V.Ya. Anilovich.- Kharkiv: Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture, 2019. – P. 15-16.

43. Molodan A.O. Increasing the energy efficiency of wheeled machines by turning off the cylinders in a tractor engine / A.O. Molodan // "Modern technologies and prospects for the development of road transport": materials of the XII International Scientific and Practical Conference, October 21-23, 2019: Collection of scientific papers / Ministry of Education and Science of Ukraine, Vinnytsia National Technical University [etc.]. – Vinnytsia: VNTU, 2019. – P. 122-125.

44. Molodan A.O. The use of artificial neural networks in diagnosing the power of individual cylinders of tractor engines when they are turned off / A.O. Молодан, O.S. Polyansky, O.V. Vlasenko, A.S. Ustinov, V.K. Vyazelenko // "Transport safety – the basis of effective infrastructure: Problems and Prospects":

Scientific papers of the IV International scientific-practical conference, November 26-27, 2019. – Kharkiv: Kharkiv National Automobile and Highway University, 2019. – P. 213–215.

45. Polyanskii A. Cause and investigative failure analysis in nominal engine operation and partial disabling of cylinders / A. Polyanskii, A. Molodan, N. Potapov. // "Transport, ecology – sustainable development": XXVI scientific and technical conference with international participation, Proceedings. – Varna: Technical University, 2020. – P. 132–137.

46. Tarasov Yu.V. Estimation of residual operating time before failure of a part with a crack in the engine with disconnected cylinders / Yu.V. Tarasov, A.O. Molodan, O.V. Vlasenko, B.K. Vyazelenko, A.C. Ustinov // "Current issues of military service and military formations": Collection of abstracts of the IX All-Ukrainian scientific-practical conference, October 29, 2020 – Kharkiv: National Academy of the National Guard of Ukraine, 2020. – P. 306-308.

Works that further reflect the scientific results of the thesis:

47. Pat. 143315 Ukraine, IPC F02D 41/32, F02M 63/02. Molodan A.O., Polyansky O.S., Podrigalo M.A., Dubinin E.O., Klets D.M., Potapov M.M., Abramov D.V.; applicant Kharkiv National Automobile and Highway University. – № u 2020 00007; declared 02/01/2020; publ. 27.07.2020, Bull. № 14.

ЗМІСТ

Вступ.....	37
Розділ 1 Аналіз відомих методів забезпечення функціональної стабільності та енергетичної ефективності колісних машин в процесі експлуатації.....	46
1.1 Функціональна стабільність та її зв'язок з експлуатаційними властивостями колісних машин.....	46
1.2 Аналіз існуючих методів оцінювання показників енергоефективності колісних машин.....	50
1.3 Аналіз визначення корисної потужності автотракторного двигуна колісної машини.....	56
1.3.1 Вплив факторів на використання корисної потужності автотракторного двигуна колісної машини.....	59
1.4 Методи покращення функціональної стабільності експлуатаційних властивостей колісних машин в процесі експлуатації.....	63
1.4.1 Аналіз методів оцінювання падіння потужності на ведучих колесах колісної машини в процесі експлуатації.....	64
1.5 Аналіз впливу відключення циліндрів на енергоефективність експлуатації автотракторних двигунів колісних машин.....	67
1.5.1 Теоретичне визначення характеристик паливної економічності АТД.....	73
1.5.2 Експериментальні дослідження різних типів двигунів.....	78
1.6 Аналіз засобів відключення циліндрів.....	83
1.7 Аналіз технології нейронних мереж для діагностики технічного стану автотракторних двигунів.....	85
1.8 Висновки за розділом 1 та постановка задач дослідження.....	89
Розділ 2 Теоретичні дослідження впливу відключення частини циліндрів на характеристики потужності автотракторного двигуна.....	91
2.1 Теоретичні розрахунки відносної додаткової витрати палива	

при відключенні частини циліндрів	91
2.2 Зміна потужності автотракторного двигуна колісної машини при відключенні частини циліндрів	97
2.3 Визначення потужності і роботи вимушених коливань при відключенні частини циліндрів в двигуні колісної машини	105
2.4 Визначення додаткових витрат енергії викликаних нерівномірністю крутильного моменту автотракторного двигуна при відключенні частини циліндрів	113
2.5 Визначення потужності та роботи двигуна в процесі розгону колісної машини	122
2.6 Підвищення енергетичної ефективності колісних машин методом відключення циліндрів в автотракторному двигуні	129
2.7 Діагностування потужності окремих циліндрів автотракторних двигунів методом їх відключення	135
2.8 Висновки за розділом 2	141
Розділ 3 Експериментальні дослідження визначення зміни потужності на колесах машини при відключенні одного або декількох циліндрів двигуна.....	144
3.1 Експериментальні дослідження методу визначення поточної ефективної потужності двигуна автомобіля в умовах експлуатації.....	144
3.1.1 Програма-методика експериментального дослідження.....	146
3.1.2 Обробка експериментальних даних	157
3.2 Підвищення надійності системи відключення циліндрів зміною режиму роботи електромагнітних клапанів.....	172
3.3 Висновки за розділом 3	174
Розділ 4 Прогнозування та оцінювання надійності автотракторного двигуна при відключенні циліндрів.....	176
4.1 Причинно-наслідковий аналіз відмов в номінальному режимі роботи двигуна і частковому відключенні циліндрів.....	176
4.2 Вибір основних співвідношень для прогнозу ресурсних	

показників автотракторного двигуна при відключенні частини циліндрів	183
4.2.1 Прогнозування залишкового ресурсу деталей автотракторного двигуна при відключенні частини циліндрів за критерієм зносу	183
4.2.2 Прогнозування напрацювання до відмови деталей автотракторних двигунів при відключенні частини циліндрів по критерію втомної міцності	189
4.2.2.1 Прогнозування напрацювання деталей автотракторних двигунів до утворення видимих тріщин при відключенні частини циліндрів	190
4.2.2.2 Оцінювання ресурсу колінчастих валів автотракторних двигунів при відключенні частини циліндрів	199
4.2.2.3 Оцінювання залишкового напрацювання до відмови деталі з тріщиною в автотракторному двигуні при відключенні частини циліндрів.....	203
4.3 Основні підходи до розрахунку надійності автотракторного двигуна з відключенням частини циліндрів як складної системи	214
4.4 Висновки за розділом 4	224
Розділ 5 Теоретичні та експериментальні дослідження впливу робочих процесів автотракторного двигуна на динамічні властивості колісних машин при відключенні частини циліндрів	226
5.1 Зміна енергетичних параметрів автотракторного двигуна в режимі роботи без навантаження при відключенні частини циліндрів ..	226
5.2 Зміна енергетичних параметрів автотракторного двигуна в режимі навантаження при відключенні частини циліндрів.....	238
5.3 Зміна потужності і механічних втрат автотракторного двигуна колісної машини при відключенні частини циліндрів	246
5.4 Зміна потужності і витрати палива автотракторного двигуна колісної машини при відключенні частини його циліндрів	255

5.5 Підвищення енергоефективності колісних машин відключенням частини циліндрів автотракторного двигуна.....	265
5.6 Висновки за розділом 5	272
Розділ 6 Розробка методів контролю і діагностування технічного стану колісних машин для забезпечення надійності і функціональної стабільності їх тягових властивостей з використанням штучної нейронної мережі	275
6.1 Застосування технології нейронних мереж для діагностики технічного стану автотракторних двигунів.....	275
6.2 Застосування штучної нейронної мережі для визначення рівня зношеності циліндро-поршневої групи автотракторного двигуна	290
6.3 Висновки за розділом 6	302
Висновки	304
Список використаних джерел.....	308
Додаток А Результати експериментальних даних двигуна КамАЗ-740 до та після капітального ремонту.....	346
Додаток Б Список публікацій за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації.....	356
Додаток В Акти впровадження.....	367
Додаток Д Паспорт вимірювально-реєстраційного комплексу для випробувань мобільних машин і їх елементів «ВРКВММ 4-001»....	374
Додаток Е Патент, який засвідчує право інтелектуальної власності	385

ВСТУП

Актуальність теми. Забезпечення надійності і функціональної стабільності колісних машин є однією з найважливіших умов їхнього ефективного використання. Під час експлуатації цих машин, як показують численні дослідження, 30-75% відмов припадає на автотракторний двигун (АТД). Тому забезпечення працездатного стану АТД – це своєчасне виявлення й попередження відмов, що виникають у процесі експлуатації. Зростання енергонасиченості, вдосконалення й ускладнення конструкцій колісних машин обумовлюється високими вимогами до ефективності їх роботи на різних режимах навантаження, раціонального використання потужності автотракторних двигунів й зниження витрати палива.

Одним із заходів забезпечення динамічних властивостей колісних машин та потужності на їх ведучих колесах з одночасним зниженням витрати палива є робота автотракторного двигуна в режимі відключення частини циліндрів. Цій проблемі приділено увагу недостатньо, відсутні дослідження процесу навантаження і методу керування системами АТД, які впливають на надійність і функціональну стабільність колісної машини, та методи діагностування.

Робота спрямована на вирішення актуальної науково-практичної проблеми забезпечення надійності та функціональної стабільності колісних машин в режимі відключення частини циліндрів. Ефективним методом подальшого підвищення паливної економічності АТД при відключенні частини циліндрів на режимах малих навантажень і обертів може стати перехід на керовані нейронними мережами системи паливоподачі, які мають зворотній зв'язок з використанням датчиків штатної бортової системи. Застосування штучної нейронної мережі також дозволяє покращити новітні технології контролю і діагностування технічного стану елементів колісних машин, зокрема двигунів внутрішнього згорання.

Поєднання методу відключення частини циліндрів і новітніх технологій контролю та діагностування технічного стану елементів колісних машин дозволить забезпечити необхідний рівень технічних характеристик, що і визначає актуальність і перспективність теми дисертаційної роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалась у рамках тематики науково-дослідної роботи кафедри технології машинобудування і ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) у відповідності до Закону України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» № 2623-14 від 05.12.2012 р., а також згідно:

– постанови Кабінету Міністрів України «Про затвердження Державної програми підвищення безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року» №435 від 25.04.2018 р.;

– постанови Національної Ради з питань безпеки життєдіяльності населення №3 від 25 грудня 1997 р. «Про відповідність вимогам охорони праці машин, транспортних засобів, обладнання, які виготовляються в Україні»; «Транспортної стратегії України на період до 2020 року», схваленої розпорядженням Кабінету Міністрів України від 20 жовтня 2010 р. № 2174-р.;

– з планом науково-дослідних робіт (НДР) ХНАДУ: «Аналіз, розробка та оптимізація конструктивних та технологічних методів підвищення ресурсу автотранспортних систем при виробництві та ремонті» №0115u001609 на 2015-2016 роки;

– при виконанні науково-дослідної роботи «Енергозберігаючі маловитратні технології створення та ремонту гібридних транспортних засобів різного призначення» (№ 08-53-19, держ. реєстр №0119u001298) на 2019-2020 роки.

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є забезпечення надійності та функціональної стабільності колісних машин в умовах режиму відключення частини циліндрів двигуна та діагностування з використанням штучної нейронної мережі.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- провести теоретичні дослідження впливу відключення частини циліндрів на характеристики потужності автотракторного двигуна;
- провести експериментальні дослідження визначення зміни потужності на колесах машини при відключенні одного або декількох циліндрів двигуна;
- обґрунтувати критерії і розробити метод прогнозування та оцінювання надійності автотракторного двигуна при відключенні частини циліндрів;
- провести теоретичні й експериментальні дослідження впливу робочих процесів автотракторного двигуна на динамічні властивості колісних машин при відключенні частини циліндрів;
- удосконалити методи контролю і діагностування технічного стану колісних машин для забезпечення надійності і функціональної стабільності їх тягових властивостей з використанням штучної нейронної мережі.

Об’єкт дослідження – динамічні процеси, що протікають у моторно-трансмісійних установках колісних машин в умовах роботи з відключенням частини циліндрів.

Предмет дослідження – методи забезпечення надійності і функціональної стабільності колісних машин в умовах роботи з відключенням частини циліндрів.

Методи дослідження. Методологічною основою дисертаційної роботи є використання системного підходу та раціонального поєднання теоретичних й експериментальних досліджень. При вирішенні поставлених у дисертаційній роботі проблем використовувалися методи теорії ймовірності та математичної статистики, комп’ютерного моделювання, а також теорії термодинаміки, газодинаміки і теплообміну.

Експериментальні дослідження виконувалися із застосуванням різних

існуючих і розроблених методів, з використанням сучасної вимірювальної та реєструючої апаратури, використанням мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу, адаптованого для оцінювання показників динамічних властивостей. Застосовано методи натурних випробувань, парціальних прискорень, метод електричного вимірювання неелектричних величин. Адекватність розроблених моделей оцінювалася із застосуванням теорії похибок і кореляційного аналізу.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в узагальненні відомих та розробці нових методів діагностування та забезпечення надійності і функціональної стабільності засобів транспорту в режимі відключення частини циліндрів двигуна, що дозволило визначити шляхи їх покращення.

Вперше:

– визначено додаткові втрати енергії двигуна на рух колісної машини, обумовлені збільшенням нерівномірного крутильного моменту при відключенні частини циліндрів;

– визначена динаміка зміни ефективної потужності двигуна при розгоні колісної машини з відключенням частини циліндрів;

– встановлено, що при відключенні частини циліндрів, економія палива на холостому ході й малих навантаженнях визначається залежністю індикаторного коефіцієнта корисної дії від зміни навантаження.

Удосконалено метод оцінювання технічного стану двигуна колісної машини, який на відміну від відомих методів, дозволяє визначити можливість відключення раціональної кількості циліндрів з використанням штучної нейронної мережі.

Дістали подальший розвиток:

– метод визначення додаткових втрат енергії двигуна, що обумовлено накладенням вимушених та власних коливань моторно-трансмісійних установок колісних машин за допомогою функції Меандру в напрямі використання гармонійного моменту, який відрізняється від відомих використанням рядів Фур'є;

– метод оцінювання надійності базових деталей автотракторного двигуна (колінчастий вал, блок циліндрів) у напрямку оцінювання впливу збільшення нерівномірності крутільного моменту при відключенні частини циліндрів, що, на відміну від відомих, ураховує прийняття мотивованих рішень для управління ризиками експлуатації автотракторного двигуна при відключенні частини циліндрів;

– метод визначення потужності механічних втрат енергії на насосні ходи поршня в напрямку оцінювання впливу підвищення нерівномірності крутільного моменту при відключенні частини циліндрів, який, на відміну від відомих, ураховує зміну температурного режиму у відключеному циліндрі.

Практичне значення одержаних результатів. З використанням результатів теоретичних і експериментальних досліджень були розроблені та прийняті до впровадження , а саме:

– метод підвищення енергетичної ефективності АТД колісної машини шляхом відключення частини його циліндрів;

– метод обґрунтування допустимої кількості відключених циліндрів, що може приводити не тільки до зниження потужності АТД, але й до зниження надійності його роботи;

– метод визначення додаткових витрат енергії, що зумовлено відключенням частини циліндрів АТД;

– метод вимірювання потужності, що розвивається окремими циліндрами шляхом здійснення розгону АТД для визначення повної потужності, з подальшим відключенням циліндру, потужність якого потрібно вимірювати, і повторенням розгону;

– удосконалена методика визначення ККД колісної машини від миттєвої реалізованої потужності АТД шляхом обробки записів бортового реєстратора параметрів руху.

Запропоновано систему відключення паливоподачі, яка реалізує вдосконалені процеси й алгоритми відключення циліндрів АТД і враховує

моменти зниження тиску в лініях високого тиску палива, має контроль стану підтискних пружин електромагнітних клапанів, що встановлені поза межами порожнин високого тиску, що дозволило застосовувати менш потужні електромагніти та пружини.

Основні положення дисертаційної роботи прийняті до впровадження на наступних підприємствах та в організаціях: ДП «ХЗСМ», «Харківському автомобільному заводу», ПАТ «АвтоКрАЗ», АТ «Харківському тракторному заводу», ТОВ «Спецбудмаш», ННЦ «Інституті механізації та електрифікації сільського господарства».

Особистий внесок здобувача. Теоретичні та експериментальні результати досліджень, що виносяться на захист, отримані автором самостійно та викладені у роботах [1-47]. Роботи [6, 11, 13–16, 18, 19, 26, 30, 33, 35] опубліковані без співавторів. У колективній монографії [1] автору належить розділ 5 «Зміна техніко-економічних та енергетичних параметрів автотракторного двигуна колісної машини при відключенні циліндрів». У роботах, опублікованих у співавторстві, автору належать: обґрунтування ефективності обсягу рециклінгу та рівня повторного використання деталей та агрегатів [2], метод оцінювання технічного стану циліндро-поршневої групи шляхом обґрунтування нормативів діагностичних параметрів [3, 7, 24], метод визначення взаємозв'язків потужнісних і паливно-економічних показників колісних машин і двигуна при відключенні частини його циліндрів [4, 9, 38], дослідження з покращення експлуатаційних показників двигуна в режимі роботи без навантаження шляхом обґрунтування кількості відключення циліндрів та визначення енергетичних параметрів його роботи [5, 43], застосування моделі багатокомпонентного складного руху, що дозволило визначити напрямок підвищення енергетичної ефективності автомобіля, яким є зниження амплітуд гармонік сил, прикладених до ведучих коліс [8], метод визначення відносної додаткової витрати палива при відключенні циліндрів на багатоциліндрових двигунах [10], метод обчислення параметрів кожного з експлуатаційних режимів по різній кількості відключених циліндрів [12],

методика розрахунку еквівалентних напружень у тріщинах і залишкового напрацювання деталей двигуна з відключеними циліндрами [17, 37, 42, 46], узагальнення теоретичних результатів, пов'язаних з вивченням динаміки трансмісії, що впливають на додаткові втрати палива в автомобілі при його експлуатації в повнопривідному режимі [20], метод оцінювання працездатності рульового управління, що враховує особливості конструкції колісних шарнірно-зчленованих машин [21, 27], метод розрахунку механічних втрат, який дозволяє з точністю близько 10% визначати вплив кількості відключених циліндрів на ефективну потужність двигуна, потужність механічних втрат і механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) [22], результати системного моделювання, що підтвердили ефективність удосконаленого методу вирішення завдань порівняння з технічним рівнем аналогічної автотракторної техніки при її експлуатації [23, 34], метод визначення виконаної роботи двигуном із застосуванням моделі складного руху автомобіля, що дозволяє в поєднанні з відповідним вимірювальним комплексом здійснювати оцінювання напрацювання безпосередньо в процесі експлуатації автомобіля [25], підходи до визначення складності додаткових функцій мобільного комунікаційного пристрою [28], визначення похибки вимірювання прискорення автомобіля акселерометром під час руху дорогою з ухилом [29], визначення роботи автотракторного двигуна при широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів роботи [31], метод раціонального використання потужності двигуна при відключенні циліндрів [32, 36], ефективність і застосування нейронно-мережевих моделей у системах діагностики технічного стану двигунів [39–41, 44], алгоритм оцінювання напрацювання деталей двигуна до відмови по втомній міцності при відключенні частини циліндрів [45]. У патенті [47] автору належить схема відключення циліндрів за допомогою електромагнітних клапанів.

Апробація результатів роботи. Основні результати теоретичних й експериментальних досліджень дисертаційної роботи доповідались та отримали позитивну оцінку на міжнародній науково-практичній і науково-

методичній конференції, присвяченій 85-річчю кафедри автомобілів і 100-річчю з Дня народження професора А.Б. Гредескула, «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців» (Харків, ХНАДУ, 2016 р.); науково-практичній конференції «Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення сил охорони правопорядку» (Харків, НАНГУ, 2016 р.); науково-методичній конференції «Особливості викладання фахових дисциплін технічних спеціальностей – виклики часу та перспективи» (Харків, ХНАДУ, 2017 р.); 13-му міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (Львів, КІНПАТРИ ЛТД, 2017 р.); чотирнадцятій науковій конференції «Новітні технології – для захисту повітряного простору» (Харків, ХНУПС імені Івана Кожедуба, 2018 р.); всеукраїнському науково-практичному семінарі «Наукові досягнення в галузі автомобільного транспорту» (Харків, ХНАДУ, 2018 р.); II всеукраїнській науково-технічній конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (Полтава, ПНТУ ім. Юрія Кондратюка, 2018 р.); міжнародній науково-практичній конференції «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту» (Харків, ХНАДУ, 2018 р.); науково-практичній конференції «Технічне та тилове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України: сучасний стан, проблеми та перспективи» (Харків, НАНГУ, 2019 р.); всеукраїнському науково-практичному семінарі «Забезпечення функціональної стабільності автомобілів та тракторів» (Харків, ХНАДУ, 2019 р.); міжнародній науково-методичній конференції, присвяченій пам'яті академіка В.Я. Аніловича «Проблеми надійності машин» (Харків, ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2019 р.); XII міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (Вінниця, ВНТУ, 2019 р.); IV міжнародній науково-практичній конференції «Безпека на транспорті – основа ефективної інфраструктури: проблеми та перспективи» (Харків, ХНАДУ, 2019 р.); всеукраїнських науково-практичних конференціях «Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та

правоохоронних органів» (Харків, НАНГУ, 2018 р., 2020 р.); XXII, XXIII, XXIV, XXV, XXVI науково-технічних конференціях з міжнародною участю «Транспорт, екологія – устойчиво развитие» (Варна, ТУ, 2016 р., 2017 р., 2018 р., 2019 р., 2020 р.); науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу ХНАДУ (2016–2020 рр.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані у 47 наукових працях, у тому числі: 1 монографії; 23 статтях у наукових фахових виданнях України та інших держав, у тому числі 4 статтях у виданнях, що входять до міжнародних науково-метричних баз (2 статті до бази Web of Science Core Collection та 2 статті до бази Scopus); 22 тезах у збірниках доповідей на наукових конференціях; отримано 1 патент України.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з анотації, вступу, шести розділів, загальних висновків, переліку використаних джерел та п'яти додатків. Повний обсяг дисертації складає 387 сторінок, у тому числі обсяг основного тексту – 271 сторінка і 2 сторінки, площа яких повністю зайнята рисунками та таблицями. Робота ілюстрована 81 рисунком, наведено 17 таблиць. Перелік використаних джерел містить 312 найменувань на 38 сторінках, додатки розміщені на 42 сторінках.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ВІДОМИХ МЕТОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ ТА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ КОЛІСНИХ МАШИН В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

1.1 Функціональна стабільність та її зв'язок з експлуатаційними властивостями колісних машин

Під стабільністю розуміється стійкість, міцність, насиченість, тривале збереження певного стану або рівня [48, 49]. Стабільність – це тривале збереження певного стану або рівня, здатність системи функціонувати, не змінюючи власну структуру, і перебувати в рівновазі [49].

Ніякий матеріальний комплекс не може бути абсолютно надійний [50]. Конструкція колісної машини повинна забезпечувати задовільну відносну надійність, це один з приватних критеріїв адекватності. Головною умовою адекватності функціонування колісної машини є стабільність [50–52].

Стабільність колісної машини досягається в разі, коли несуттєві зміни параметрів останньої, дозволяють здійснити бажану дію [50, 53, 54]. Втрата стабільності може викликатися різними чинниками, такими як зовнішній вплив, утрата цілісності конструкції та ін. Стабільність можна оцінювати, прогнозувати та підтримувати.

Існує клас систем-стабілізовані об'єкти [55]. Цим терміном визначають об'єкти, в математичній моделі яких можна виділити оператор (безперервний або дискретний), що грає роль моделі коригуючого пристрою, що забезпечує в поєднанні з відповідними виконавчими елементами (сервопривод) при певному виборі параметрів стабілізацію системи, тобто стійкість її необуреного руху.

Функціональна (параметрична) нестабільність технічної системи визначається можливими відхиленнями її параметрів. У функціонально стабільній системі параметри протягом заданого періоду експлуатації не повинні виходити за допустимі межі. Ці межі повинні задаватися не тільки з

умови відсутності відмови, але і з умови недопущення погіршення функціональних властивостей колісної машини. У першому випадку подія виходу параметрів за допустимі межі – предмет розгляду в теорії надійності, а в другому – теорії функціональної стабільності, яка, в свою чергу, базується на теорії чутливості [56].

На функціональну стабільність та надійність колісних машин можна впливати як на стадії розробки конструкції, так і під час подальшої експлуатації [57]. На стадії проектування конструкції, формулювання функціонального призначення колісних машин здійснюється з урахуванням умов їх роботи та вимог до їх надійності та функціональної стабільності [56].

Справність колісної машини визначається набором ряду параметрів, а критерії відмови – межами області допустимого зміни параметрів. Якщо значення параметрів лежать поза допустимої області зміни, то виріб вважається таким, що відмовив. При цьому по суті байдуже, чи обумовлений вихід значення параметрів за межі допустимої області внаслідок його поступової зміни (обумовленого, наприклад, старінням, зміною температур і т.д.) або ж раптовою зміною (викликаним, наприклад, коротким замиканням або пробоем). Поведінка самого технічного виробу, а, отже, і характеризують його параметрів дуже залежить від навантаження. Ця залежність використовується у всіх методах, так званих, прискорених випробувань на надійність [56].

Слід врахувати, що різні умови навколишнього середовища (температура, вологість, тиск і т.д.) впливають на значення параметрів компонентів. З плином часу з'являються ознаки "старіння", які знаходять відображення в зраді НДІ значень параметрів. Розробник не може обмежитися створенням виробу, який лише в певний момент часу в лабораторних умовах відповідає необхідним характеристикам. Він повинен з самого початку враховувати вплив навколишніх умов у всій передбачуваній області використання виробу, а також вплив "старіння" за час запланованого терміну служби виробу, щоб в будь-якому випадку забезпечити функціонування виробу згідно з вимогами технічних умов [56].

Необхідною умовою ефективного функціонування колісних машин є стабільність їх експлуатаційних властивостей. Функціональна стабільність автомобіля є показником його якості, а значить, і ефективності [58]. Функціональній стабільності експлуатаційних властивостей колісних машин і їх агрегатів присвячені дослідження, наведені в багатьох роботах [53, 54, 59–69]. Міжнародними стандартами (наприклад, Правилами ЄЕК ООН) вимагається забезпечення заданих показників автомобіля у нормальних умовах експлуатації, незважаючи на процеси старіння, яким вони піддаються [70]. У роботі [70] одним з показників якості колісної машини визначена стабільність властивості під якою розуміється кількісна характеристика зміни в часі або за зміною пробігу значень параметрів властивості транспортного засобу в заданих режимах і умовах застосування, технічного обслуговування, зберігання і транспортування. Для визначення стабільності показника експлуатаційної властивості необхідно визначити відхилення номінального значення від деякого заданого рівня. Стабільність експлуатаційних властивостей колісних машин можна забезпечити шляхом впровадження комплексу взаємопов'язаних заходів, які дозволять на всіх стадіях життєвого циклу автомобіля задовольняти заданим вимогам [70]. Для контролю відповідності показників стабільності колісної машини на протязі його життєвого циклу необхідні експлуатаційні випробування і постійний моніторинг його надійності в експлуатації.

З метою забезпечення функціональної стабільності експлуатаційних властивостей колісних машин в роботі [71] наголошується перспективність розвитку елементів штучного інтелекту на транспорті. Зазначається, що для підвищення ефективності експлуатації автомобілів можна поліпшити окремі властивості, але це може привести до погіршення інших. Рівень майстерності водіїв обмежується фізіологічними здібностями людини. Тож застосування елементів штучного інтелекту є найбільш перспективним напрямком. В роботі [72] розглядається питання забезпечення функціональної стабільності автомобіля із застосуванням нечіткої логіки. Зазначається, що перевагами

нечітких методів є їхня простота та їхня якість у контролі нелінійних систем.

Вплив інтенсивності зміни параметричних показників, що забезпечують функціональну стабільність систем автомобіля розглянуто в роботі [66]. Автори роботи пропонують враховувати при встановленні залишкового ресурсу автомобіля або його систем зміну параметричних показників при різних умовах експлуатації автомобілів. А вже в роботі [67] встановлено залежність між зниженням ресурсу машини і зміною параметричних показників елементів систем та запропоновано, ввести поняття стійкості системи і використовуючи варіаційний принцип, застосувати екстремум функціонування, який і діагностується.

У роботі [73] автори зазначають, що досягнення показників енергоефективності, дорожньої, екологічної та економічної безпеки стає головною організаційною метою функціонування автотранспортної системи і розглядається як безперервний процес управління технічним рівнем транспортних засобів. А у роботі [74] проведено аналіз відомих показників енергоефективності колісних машин і запропоновані нові, переваги яких полягають у однозначності фізичної сутності запропонованих показників, їх інформативності та зручності використання при вирішенні задач оптимізації і проектуванні «інтелектуальних» трансмісій колісних машин.

Функціональної стабільності експлуатаційних властивостей транспортно тягових машин і підсистем, що входять до них присвячені дослідження, наведені в багатьох роботах [58, 62–64, 59-61]. Однак, не дивлячись на істотну кількість виконаних досліджень з теорії функціональної стабільності, їх аналіз показав, що функціональній стабільності експлуатаційних властивостей та показників енергоефективності автотракторних двигунів при відключенні частини циліндрів колісних машин приділено недостатню увагу.

1.2 Аналіз існуючих методів оцінювання показників енергоефективності колісних машин

Однією із перших робіт, яка присвячена оцінюванню енергетичної ефективності автомобіля, є дослідження, що проведено П.Н. Гащуком [75]. Цій же проблемі присвячені дослідження П.П. Євсєєва [76] та М.Я. Говоруценка [71]. Вимоги до енергетичної ефективності автотранспортних засобів у світі постійно зростають. У країнах, що мають високий рівень розвитку автомобілебудування та автомобільного транспорту, ці вимоги постійно переглядаються [78–82]. У роботі [82] наведено огляд досвіду США в області нормування показників енергетичної економічності автотранспортних засобів.

Критеріями оцінювання енергоефективності колісних машин є: зменшення запасу джерела енергії за час проходження мірної ділянки; шлях, який пройшла колісна машина при витрачанні мірної кількості палива [70, 76–82, 85–94].

Енергетична ефективність колісної машини є характеристикою раціонального використання потужності автотракторного двигуна й витрачання запасів палива. Під раціональним використанням потужності автотракторного двигуна слід розуміти реалізацію максимальних показників динамічності автомобіля при найменших витратах потужності.

Усі витрати потужності, що виникають при русі колісної машини можна розділити на зовнішні та внутрішні, корисні (продуктивні) й додаткові (непродуктивні або шкідливі).

Зовнішні витрати потужності обумовлені роботою сил зовнішнього опору руху колісної машини. Внутрішні витрати потужності пов'язані з роботою сил опору у автотракторних двигунах, трансмісії, витратами на роботу інших агрегатів і систем колісної машини (привід додаткових механізмів, втрати у підвісці й рульовому управлінні). З погіршенням технічного стану колісної машини зовнішні й внутрішні втрати потужності

збільшуються.

До корисних продуктивних втрат потужності автотракторного двигуна можна віднести ті втрати, які викликані дією зовнішніх сил опору при рівномірному русі колісної машини (при постійному значенні миттєвої швидкості руху) на прямолінійній горизонтальній (або похилій) ділянці дороги з твердим покриттям.

Усі внутрішні втрати потужності автотракторного двигуна є шкідливими (непродуктивними). Зниження зовнішніх і внутрішніх втрат потужності автотракторного двигуна забезпечує покращення динамічних властивостей колісної машини й підвищення її енергетичної ефективності.

У більшості країн основним показником паливної економічності є витрата палива G_s , що вимірюється у літрах на 100 кілометрів пройденого шляху. Для оцінювання ефективності (економічності) транспортної роботи використовується питомий показник g_i . Цей показник являє собою відношення фактичної витрати палива до виконаної транспортної роботи. Крім зазначених показників для оцінювання паливної економічності використовується часова $G_{\text{п}}$ і питома g_i витрата палива [83].

Встановлені також наступні характеристики і показники паливної економічності автомобіля [84]:

- контрольна витрата палива;
- витрата палива у магістральному їздовому циклі на дорозі;
- витрата палива у міському їздовому циклі на дорозі;
- паливна характеристика усталеного руху;
- паливно-швидкісна характеристика на магістрально-горбистій дорозі.

Сучасні вимоги до рівня енергетичної ефективності транспортних засобів розглянуті у роботах [79–82]. Забезпечення виконання зазначених вимог можливе при зниженні непродуктивних витрат енергії двигуна на рух автомобіля. За даними, що опубліковані Агентством Охорони Навколишнього Середовища США (US Environmental Protection Agency) [82] витрата енергії на втрати від енергії згоряння палива становить: в трансмісії –

5,6%; у двигуні – 62,4%; на аеродинамічний опір – 2,6%; на опір коченню коліс – 4,2% й на розгін – 5,8%.

Енергетичній ефективності автомобіля присвячені роботи [75 – 77, 85, 86]. Однак у вказаних наукових працях не проводилося оцінювання ефективної роботи, яку виконує АТД при розгоні колінчастого вала від кутової швидкості ω_{\min} (мінімально стійкої швидкості обертання) до максимальної кутової швидкості ω_{\max} .

Для моделювання зовнішньої швидкісної характеристики двигуна внутрішнього згорання використовується емпірична залежність, що запропонована С.Р. Лейдерманом [89]

$$N_e = N_{e_{\max}}(a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3), \quad (1.1)$$

де N_e – поточне значення потужності двигуна;

λ – відношення поточної кутової швидкості ω_e до кутової швидкості ω_N при максимальній потужності,

$$\lambda = \frac{\omega_e}{\omega_N}, \quad (1.2)$$

a, b, c – емпіричні коефіцієнти рівняння (1.1) [89];

$N_{e_{\max}}$ – максимальна потужність двигуна.

Для моделювання часткових швидкісних характеристик АТД використаємо наступну залежність

$$N_{eч} = K_N \cdot N_{e_{\max}}(a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3), \quad (1.3)$$

де $N_{eч}$ – поточне значення потужності двигуна на частковій

швидкісній характеристиці;

K_N – коефіцієнт використання потужності двигуна, що дорівнює відношенню максимальної потужності $N_{e_{\max \text{ ч}}}$ на частковій швидкісній характеристиці, що розглядається до максимальної потужності двигуна

$$K_N = \frac{N_{e_{\max \text{ ч}}}}{N_{e_{\max}}}. \quad (1.4)$$

Допущення, прийняте для виразу (1.3), полягає у тому, що кутова швидкість при максимальній потужності двигуна $\omega_N = \text{const}$ не змінюється при переході з однієї швидкісної характеристики до іншої.

Для більш загального представлення залежності (1.3) її доцільно перетворити до вигляду

$$N_{e_{\text{від}}} = K_N (a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3), \quad (1.5)$$

де $N_{e_{\text{від}}}$ – відносний показник ефективної потужності АТД;

$$N_{e_{\text{від}}} = \frac{N_{e_{\text{ч}}}}{N_{e_{\max}}}. \quad (1.6)$$

Питома потужність колісних машин є показником, який використовується для оцінювання енергонасиченості останніх [91, 92]. Питома потужність колісних машин $N_{e_{\text{нум}}}$ [77, 78] представляє собою відношенням максимальної потужності автотракторного двигуна $N_{e_{\max}}$ до маси колісної машини m_a

$$N_{e\text{ num}} = \frac{N_{e\text{ max}}}{m_a} \quad (1.7)$$

і є прикладом використання теорії подоби автомобілів.

Очевидно, що зміна маси автомобіля в процесі експлуатації спричинює зміну $N_{e\text{ num}}$. Тому вказаний показник є функцією ступеня завантаженості колісної машини. Визначаючи питому потужність у процесі експлуатації колісної машини, необхідно використовувати його повну масу, а при аналізі конкретного варіанта завантаження машини – відповідну масу.

Метод парціальних прискорень запропонований у праці [92, 95] для розв'язування прямої задачі механіки колісної машини. На відміну від принципу Германа – Даламбера – Ейлера [96], метод парціальних прискорень дозволяє визначати діючі на колісну машину сили з використанням простору прискорень без введення у розрахунок фіктивних сил інерції й інерційних моментів.

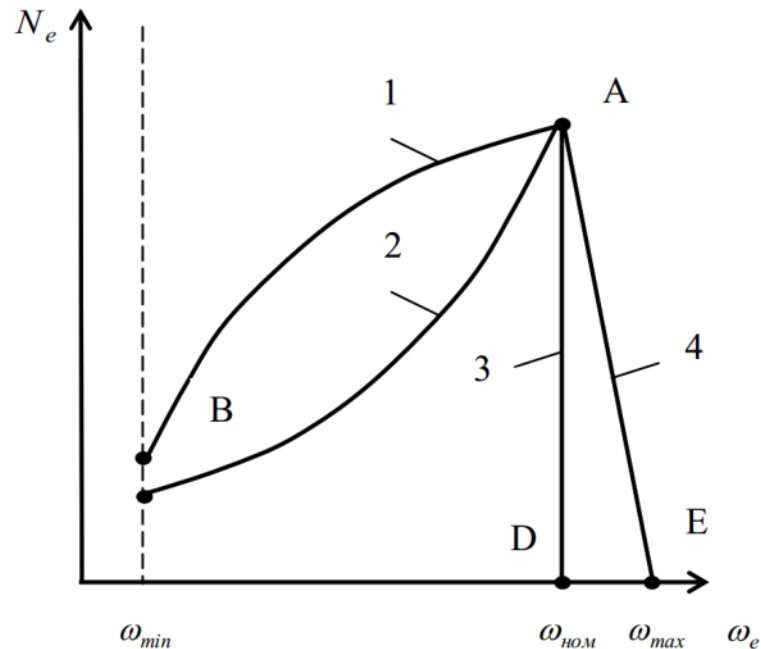
Відомі [97] чотири основні характеристики які характеризують роботу усіх поршневих АТД (рис. 1.1).

Навантажувальна характеристика 3 (пряма \overline{AD} на рис. 1.1) використовується в стаціонарних і тепловозних двигунах. Регуляторна характеристика 4 (пряма \overline{AE} на рис. 1.1) при зменшенні подачі палива допускає збільшення максимальної кутової швидкості колінчастого вала ω_{max} на 5–10%. При вказаній характеристиці частину часу працюють автотракторні двигуни, обладнанні регуляторами.

Перераховані показники не мають нормативних значень і використовуються при порівняльному оцінюванні рівня паливної економічності з аналогами і оцінювання технічного стану колісної машини [98].

Для оцінювання впливу експлуатаційних факторів на витрату палива введена паливно-економічна характеристика колісної машини, що

представляє собою залежність витрати палива на 100 кілометрів шляху від швидкості колісної машини при різних значеннях коефіцієнта сумарного опору [98].



1 – швидкісна характеристика; 2 – гвинтова характеристика (для авіаційних та судових двигунів); 3 – навантажувальна характеристика при $\omega_e = \omega_{\text{ном}} = \text{const}$; 4 – регуляторна характеристика при $\omega_e \neq \text{const}$;
 N_e – ефективна потужність АТД; ω_e – кутова швидкість колінчастого вала;
 ω_{min} , $\omega_{\text{ном}}$ – мінімально стійка і номінальна кутові швидкості колінчастого вала; ω_{max} – максимальна кутова швидкість колінчастого вала

Рисунок 1.1 – Основні характеристики АТД

Оцінювання енергетичної економічності колісної машини за витратою палива придатне для автотракторних двигунів, що працюють на рідкому і газоподібному паливі. При цьому на витрату палива впливають не тільки експлуатаційні (дорожні) умови, але також і технічний стан колісної машини.

Однак загальноприйнятні показники паливної економічності не дозволяють проводити порівняння енергетичної ефективності транспортних

засобів, двигуни яких працюють на різних видах палива, що відрізняються за теплотворною здатністю.

1.3 Аналіз визначення корисної потужності автотракторного двигуна колісної машини

Наукові суперечки, що висвітлені у спеціальній літературі, стосовно визначення коефіцієнта корисної дії колісної машини зводилися до питання визначення поняття «продуктивної» роботи. Якщо питання визначення витраченої потужності проблеми не викликало, то визначення корисної роботи викликає ряд різних підходів.

Коефіцієнт корисної дії є характеристикою ефективної системи (пристрої, машини) щодо перетворення енергії; визначається відношенням корисно використаної енергії (перетвореної в роботу при циклічному процесі) до сумарної кількості енергії, переданої системі [99].

Так, Подригало Н.М. [100–104] у своїх роботах ККД колісної машини визначає через коефіцієнт втрат, тобто через відношення сумарних непродуктивних втрат потужності, що виникають при русі колісної машини N_2 до витраченої потужності двигуна N_1 , та ми отримуємо миттєвий ККД механізму

$$\eta_{\text{мгн}} = N_2 / N_1. \quad (1.8)$$

При розгляді циклового ККД механізму закономірним є розрахунок по співвідношенню корисної і витраченої робіт за один і той же проміжок часу. Витрачена робота визначається на вхідній ланці механізму, а корисна – на вихідному. У цьому випадку ККД називається механічним [105].

Оскільки механізми двигунів здійснюють перетворення різних видів енергії в механічну роботу, то при визначенні їх циклового ККД [106–109] необхідно брати відношення корисної роботи $A_{\text{корис}}$ до витраченої енергії $W_{\text{витр}}$

[110, 111], тобто.

$$\eta_{\text{цикл}} = \frac{A_{\text{корис}}}{W_{\text{витр}}} \quad (1.9)$$

Таким чином, при визначенні ККД колісних машин необхідно брати відношення корисної роботи до витраченої в автотракторному двигуні енергії.

Коефіцієнт корисної дії є не тільки загальним показником економічності перетворення енергії машини [112], а й показником їх технічного рівня, ступеня його досконалості. Як критерій ККД використовується як "важіль" для підвищення якості виробів. Тому корисною роботою колісних машин слід вважати витрати енергії на подолання тих зовнішніх сил опору, які не можна зменшити або яких не можна уникнути [113].

У машин, що виконують механічну роботу, ККД збільшується зі збільшенням розмірів і діючих сил [112]. Це пояснюється тим, що лінійні розміри частин колісної машини зростають, пропорційно не діючій силі на деталь F_d , а $\sqrt{F_d}$ (або навіть $\sqrt[3]{F_d}$). Отже, розміри колісної машини зростають повільніше збільшення її потужності. Робота ж сил тертя (A_T), що зумовлює величину механічного ККД, зростає пропорційно шляху, тобто пропорційно першим ступеням лінійних розмірів частин колісної машини, і теж збільшується менше, ніж зусилля. Робота шкідливих сил тертя (A_T) відносно менша у великих колісних машинах, ніж у малих. Інші втрати – в зазорах, на охолодження і т.п., теж, як правило, менше у великих машинах [112]. Таким чином, енергонасичені колісні машини мають більш високі значення ККД, ніж малопотужні.

Слід погодитися з Євсєєвим П.П. [76, 115-118] в тому, що існуюче оцінювання транспортної роботи і продуктивності колісної машини не відповідає її фізичному змісту. З іншого боку, оцінювання потужності колісної машини, що розвивається на колесах може використовуватися тільки

конструкторами, які ще не знають, де буде експлуатуватися машина. Для споживачів, напевно, важливіше оцінювати можливості автомобіля за кількістю перевезеного в одиницю часу вантажу.

Тепер про корисну роботу і витрачену енергію. Саме так [119], слід називати компоненти, що визначають ККД будь-якої колісної машини (механізму). Поняття витраченої енергії абсолютно і цю енергію легко визначити за кількістю витраченого палива і його теплотворної здатності. Поняття корисної роботи відносно і визначається тими завданнями, які ставляться при аналізі.

Про визначення корисної роботи потрібно спочатку домовлятися. Як вже зазначалося, те, що в одному випадку вважається корисним, в іншому випадку може виявитися марним. На наш погляд, під корисною роботою треба розуміти ту частину витрат енергії палива, уникнути яких неможливо, оскільки вони не залежать від конструкції колісної машини. Такий підхід запропонований в роботі [120] і відповідає пропозиціям в роботі Євсєєва П.П. [118]. У зазначеній роботі [118] запропоновано визначати корисну потужність на колесах (потужність переміщення) за формулою

$$N_{\text{п}} = 10^{-3} \cdot m_{\text{в}} \cdot g \cdot \psi \cdot V, \text{ кВт}, \quad (1.10)$$

де $m_{\text{в}}$ – маса вантажу, що перевозиться, кг;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

ψ – сумарний коефіцієнт дорожнього опору;

V – швидкість руху автомобіля, м/с.

Тут корисною є потужність, що витрачається на подолання тієї частки сил опору руху автомобіля, яка припадає на переміщення власне вантажу, що перевозиться. Один і той же вантаж можна перевозити на автомобілях з різним власною вагою. Це залежить від ступеня досконалості конструкції автомобіля, раціонального співвідношення між вагою вантажу і власною

вагою автомобіля (коефіцієнта тари). Тому енергія, витрачена на переміщення власної маси автомобіля, є марною або втраченою. Енергія, витрачена на подолання опору повітряного середовища, також є марною, оскільки її величина залежить від досконалості конструкції автомобіля (фактора опору повітря).

Таким чином, визначення корисної роботи (потужності), запропоноване в роботі [110], є правильним. Однак у відомих роботах [110, 115-118] не враховується співвідношення шляху пробігу колісної машини з вантажем і без нього. Це пов'язано з тим, що при аналізі використовується не цикловий, а миттєвий ККД машини [109]. Різниця полягає в тому, що цикловий ККД це відношення корисної роботи до витраченої енергії, а миттєвий ККД визначається через відношення відповідних потужностей. Використання миттєвого ККД справедливо для режиму руху колісної машини з незмінними параметрами процесу. Про це забувають багато авторів, замінюючи співвідношення робіт (енергій) співвідношенням потужностей. Стосовно до колісної машини це може привести до отримання ККД більше одиниці. З фізичної точки зору такий ефект можливий, наприклад, при вільному вибігу колісної машини (при відключеному двигуні, або частині його циліндрів). Щоб уникнути таких помилок при енергетичному аналізі необхідно використовувати цикловий ККД автомобіля [109].

1.3.1 Вплив факторів на використання корисної потужності автотракторного двигуна колісної машини. Причиною нерівномірності обертання колінчастого вала АТД є нерівномірність крутильного моменту, що характеризується ступенем нерівномірності крутильного моменту [91]

$$K = \frac{M_{i\max}}{M_i}, \quad (1.11)$$

або коефіцієнтом нерівномірності крутильного моменту [91]

$$K_1 = \frac{M_{i\max} - M_{i\min}}{\overline{M}_i} = K - \frac{M_{i\min}}{\overline{M}_i}, \quad (1.12)$$

де $M_{i\max}$, $M_{i\min}$ – максимальне і мінімальне значення індикаторного крутильного моменту АТД;

\overline{M}_i – середнє значення індикаторного крутильного моменту АТД,

$$\overline{M}_i = \frac{M_{i\max} + M_{i\min}}{2}. \quad (1.13)$$

Відомо, що зі збільшенням числа циліндрів двигуна коефіцієнти K та K_1 зменшуються [54].

Для двигуна з ідеально рівномірною роботою $K=1$, індикаторний момент автотракторного двигуна (M_i) є сумою моментів від сил тиску газів (M_r) і враховує інерційність зворотно-поступально рухомих мас автотракторного двигуна.

При нерівномірному обертанні колінчастого вала рівняння динаміки має вигляд [91]

$$M_i = M_{\text{опор}} + I_{\text{пр}}^{\text{дв}} \frac{d\omega_e}{dt}, \quad (1.14)$$

де $M_{\text{опор}}$ – сумарний момент опору, що враховує механічні втрати в автотракторному двигуні і опір руху колісної машини;

$I_{\text{пр}}^{\text{дв}}$ – наведений момент інерції всіх обертових і рухомих зворотно-поступальних мас;

ω_e – кутова швидкість колінчастого вала.

Зміна M_i , $M_{\text{опор}}$ и $I_{\text{пр}}^{\text{дв}}$ в перебіг робочого циклу АТД і призводить до появи нерівномірності обертання колінчастого вала, а це викликає нерівномірність обертання валів і додаткові інерційні навантаження в трансмісії.

Резервом зниження цих втрат може бути зменшення нерівномірності крутильного моменту АТД. Коливання крутильного моменту АТД викликає коливання кутової швидкості валів трансмісії і лінійної швидкості колісної машини, що призводить до додаткових втрат енергії АТД [60].

Вплив нерівномірності тягової сили на ведучих колесах колісної машини на додаткову витрату палива при усталеному русі присвячена робота [121]. Визначено, що додаткова витрата енергії, обумовлена коливаннями тягової сили на ведучих колесах може бути визначена за формулою [121]

$$\Delta W = \frac{A_{pk}}{\pi} \cdot S, \quad (1.15)$$

де A_{pk} – амплітуда коливань тягової сили на ведучих колесах (при моделюванні коливань за гармонійним законом;

S – пробіг транспортного засобу.

Амплітуда коливань A_{pk} тягової сили залежить від амплітуди коливань індикаторного крутильного моменту M_i АТД [122]. В роботі [122] запропоновано моделювати зміну індикаторного крутильного моменту гармонійним законом виду

$$M_i = \bar{M}_i \cdot \left[1 + \frac{k_1}{2} \cdot \sin\left(\frac{\bar{\omega}_e}{2} \cdot i_y \cdot t\right) \right], \quad (1.16)$$

де \bar{M}_i – середнє значення індикаторного крутильного моменту АТД;

$\bar{\omega}_e$ – середня (за цикл роботи АТД) кутова швидкість колінчастого вала;

t – час;

i_y – кількість циліндрів АТД;

k_1 – коефіцієнт нерівномірності крутильного моменту, який визначається за формулою [123]

$$k_1 = \frac{M_{i\max} - M_{i\min}}{\bar{M}_i} = 2 \cdot \frac{M_{i\max} - M_{i\min}}{M_{i\max} + M_{i\min}}; \quad (1.17)$$

$M_{i\max}$; $M_{i\min}$ – максимальне і мінімальне значення індикаторного крутильного моменту двигуна.

В роботі [122] запропонована апроксимуюча залежність для визначення коефіцієнта нерівномірності крутильного моменту, яка має такий вигляд

$$k_1 = 0,08 + \frac{14,44}{i_y}. \quad (1.18)$$

Однак у відомих дослідженнях [121, 122] не визначений взаємозв'язок між амплітудою коливань тягової сили на ведучих колесах і амплітудою коливань індикаторного крутильного моменту.

Цільові заходи, що впливають на сучасні технології у колісних машинах, все частіше стають інструментом розробників енергетичної політики в ЄС як засіб досягнення цілей в галузі енергоефективності, відновлюваних джерел енергії, зміни клімату та забезпечення енергетичної безпеки. Відомі роботи, у яких досліджуються енергетичні витрати транспортних засобів окремих автопарків та прогнозується їх зростання: у статті [124] запропоновано модель, що оцінює поточне споживання енергії автопарку Андорри, у роботі [125] – Ірландії, а у роботі [126] – у місті Чан-Чжу-Тан, Китай. Автори статті [76] пропонують метод розрахунку енергоефективності автопарку на дорогах з точки зору «фактору дорожнього руху». Однак у наведених роботах не вирішені задачі визначення

взаємозв'язку між максимальним збільшенням швидкості та мінімальним збільшенням потужності двигуна колісної машини.

1.4 Методи покращення функціональної стабільності експлуатаційних властивостей колісних машин в процесі експлуатації

Для забезпечення функціональної стабільності експлуатаційних властивостей колісних машин необхідно домогтися стабільності параметрів машини, що впливають на ці експлуатаційні властивості. На кожну експлуатаційну властивість колісних машин буде впливати цілий ряд параметрів. Разом з тим, один параметр колісної машини може впливати на кілька експлуатаційних властивостей. Важливе значення має визначення структурного взаємозв'язку між показниками експлуатаційних властивостей, параметрами автомобіля і факторами, які на них впливають.

Забезпечити стабільність певного параметра колісної машини, що впливає на його експлуатаційні властивості можливо різними способами і засобами. При цьому участь людини у визначенні величини зазначеного параметра, в ухваленні рішення про необхідність коригуючого впливу, а також в здійсненні такого впливу може бути різним. Чим більше цих функцій виконується бортовою системою колісної машини в автоматичному режимі, тим ефективніше підтримується функціональна стабільність його експлуатаційних властивостей, на які впливає цей параметр.

Крім підтримки параметрів колісної машини на заданому рівні виникає необхідність їх зміни з метою поліпшення тих чи інших властивостей колісної машини при експлуатації в умовах, що змінюються. Ступінь участі людини в даному процесі також може бути різним.

В роботі [58] зазначається, що ефективність і функціональна стабільність технічної системи визначається ефективністю і функціональною стабільністю її елементів. Елементи, що входять в систему, мають розкид своїх параметрів навіть в початковий період експлуатації, що обумовлено

допуском на їх виготовлення.

В процесі експлуатації, під впливом дії зовнішніх і внутрішніх збурень відбувається зменшення ефективності системи. При цьому всі внутрішні зміни в системі можна умовно розділити на дві групи: зворотні і незворотні.

Зворотні (або «пружні») – це ті зміни, які припиняються при зникненні впливів, що збурюють. Важливо, щоб зворотні зміни мали незначну величину і не чинили істотного впливу на падіння ефективності системи.

Незворотні зміни – зберігаються після припинення збурень. Накопичення незворотних змін в технічній системі приводить надалі до параметричних і функціональних відмов об'єкта.

Для компенсації зворотних і незворотних змін в технічній системі необхідно використовувати додаткові елементи, що забезпечують або зворотний зв'язок за регульованою величиною, або регулювання за збуренням.

Актуальним є визначення структурного взаємозв'язку факторів, що впливають на процес експлуатації автомобіля і показників його експлуатаційних властивостей з урахуванням участі людини в процесі підтримки їх функціональної стабільності. Для досягнення цього необхідно оцінити вплив множини чинників, що виникають в процесі експлуатації, на множину параметрів автомобіля, а також вплив останньої множини на множину показників експлуатаційних властивостей. Також необхідно розділити на рівні реалізації процес управління зміною параметрів автомобіля, що впливають на його експлуатаційні властивості, з урахуванням ступеня участі людини в цьому процесі.

1.4.1 Аналіз методів оцінювання падіння потужності на ведучих колесах колісної машини в процесі експлуатації. Стабільність величини потужності двигуна автомобіля в процесі експлуатації визначає величину зміни показників його динамічних властивостей.

Сучасні автомобілі обладнуються значною кількістю бортових систем,

що допомагають водієві в управлінні, в тому числі, що підвищують безпеку руху. Наприклад, в системі запобігання зіткнень при обгоні [127], значення максимальної потужності, яка реалізується двигуном, є одним з параметрів, що визначають безпеку виконання цього маневру. Тягові властивості колісних машин, а також рівень навиків водія в управлінні здійснюють істотний вплив на безпеку експлуатації. В процесі експлуатації колісної машини, його тягові властивості можуть погіршуватися внаслідок зниження потужності автотракторного двигуна і збільшення втрат у трансмісії, викликаних погіршенням технічного стану. Крім того, в ситуації, коли однією колісною машиною під час експлуатації керують поперемінно декілька водіїв з різним досвідом і манерою водіння, потенційні тягові можливості колісної машини можуть реалізовуватися в різному ступені. Таким чином, наявний теоретичний запас потужності для розгону використовується не в повній мірі, ступінь чого можна назначати коефіцієнтом використання запасів потужності автотракторного двигуна колісної машини. Відомості про зниження максимальної потужності автотракторного двигуна, а отже про зниження динамічних властивостей колісної машини. За величиною зниження потужності, що реалізовується на ведучих колесах автомобіля, можна судити про технічний стан його автотракторного двигуна і трансмісії, що також можна використовувати в роботі бортових систем діагностики колісної машини.

Існуючі способи визначення потужності двигуна автомобіля засновані на використанні параметрів, одержуваних при попередньому проведенні вибігу колісної машини (рис. 1.4) [128–131] а також безгальмівні способи, засновані на використанні в якості навантаження механічних втрат в самому двигуні спільно з відключенням частини циліндрів і застосуванням навантажувальних пристроїв [132].



Рисунок 1.2 – Блок-схема послідовності визначення потужності двигуна колісної машини під час його руху [130, 131]

Застосовується також віброакустичний спосіб, заснований на залежності показників потужності автотракторного двигуна від величини акустичного випромінювання, що створюється вихлопними газами [133].

Також відомий спосіб визначення потужності автотракторного двигуна [134] шляхом вимірювання прискорення колінчастого вала при максимальній подачі палива і вимірювання дійсного моменту інерції автотракторного двигуна. Шляхом добутку цих параметрів визначають крутільний момент і відповідно потужність автотракторного двигуна.

Також відомий спосіб визначення потужності автотракторного двигуна колісної машини в експлуатації без попереднього проведення його вибігу [131, 135, 136], який базується на використанні математичної залежності потужності від параметрів руху колісної машини. Визначення потужності автотракторного двигуна колісної машини здійснюється із застосуванням лінійних акселерометрів за допомогою одночасного визначення моментів опору, що виникають в трансмісії колісної машини, а також сумарного дорожнього і аеродинамічного опору.

Недоліками цього способу визначення потужності автотракторного двигуна в експлуатації є складність, трудомісткість і недостатня точність визначення результатів.

Таким чином, адекватне оцінювання поточного рівня тягових властивостей колісної машини дозволяє підвищити точність роботи бортових

систем машин, що надають допомогу водієві в управлінні, або забезпечують автономність управління транспортним засобом [137, 138]. Для досягнення мети оцінювання управління потужністю на ведучих колесах колісної машини безпосередньо в процесі експлуатації необхідно визначити взаємозв'язок зміни потужності на ведучих колесах колісної машини в процесі експлуатації зі зміною показників його динамічних властивостей.

Одним з основних напрямків розвитку підвищення енергоефективності автотракторної техніки є підвищення паливної економічності двигунів за рахунок відключення частини циліндрів на холостому ході роботи АТД, при малих навантаженнях та при сталому режимі на прямолінійній ділянці шляху.

1.5 Аналіз впливу відключення циліндрів на енергоефективність експлуатації автотракторних двигунів колісних машин

Відключення частини циліндрів двигуна як спосіб підвищення паливної економічності двигуна розглядається з початку ХХ століття і до теперішнього часу. Дослідженням займалися такі вчені: Е.А. Диваков, Н.С. Жданівський [139, 140], Н.Н. Патрахальцев [141–146], І.Ю. Олесов [141, 142], В.І. Суркін [147–155], Р.М. Баширов [156–162], М.В. Емміль [141, 143], Ф. З. Габдрафіков [161, 163–165], Р.Р. Галіуллін [158, 160–162, 166–169], І.І. Інсафутдінов [165, 170], М.Г. Зленко [171, 172], Е.М. Гайсин [162, 169, 173], Г.Д. Драгунов [174, 175], А.Н. Медведєв [174–178] та інші [181–185 та ін.].

Розроблені системи регулювання двигунів відключенням циліндрів в даний час знайшли застосування головним чином в тепловозних і суднових двигунах, в деяких автотракторних двигунах.

В даний час в системи регулювання автомобільних двигунів багатьох автомобілів (Mercedes, Ford, Chrysler, Toyota, Honda, Volkswagen та ін.) активно впроваджуються системи відключення частини циліндрів двигуна [179, 183–190]. Однак стосовно вітчизняної автотракторної техніки ці розробки ще не знайшли застосування.

Автотракторній двигун колісної машини завантажений на 40-50% при найбільш часто використовуваному виробництві «маятниковому» способі перевезень [191]. Близько 50 % пробігу складають режими переїздів колісних машин без вантажу, тобто режими холостого пробігу, при яких завантаження автотракторного двигуна дуже мала. У зв'язку з цим режими малих навантажень і холостого ходу складають значну частину робочого часу колісних машин. Тому виникає необхідність у підвищенні енергоефективності роботи колісних машин на транспортних роботах у виробництві.

Для підвищення енергоефективності роботи і зниження токсичності вихлопних газів автотракторних двигунів доцільно на всіх режимах роботи забезпечувати парадоксальну на перший погляд максимально можливу подачу палива і оптимальні для всіх режимів роботи двигуна тиск і випередження уприскування палива (рис. 1.3).

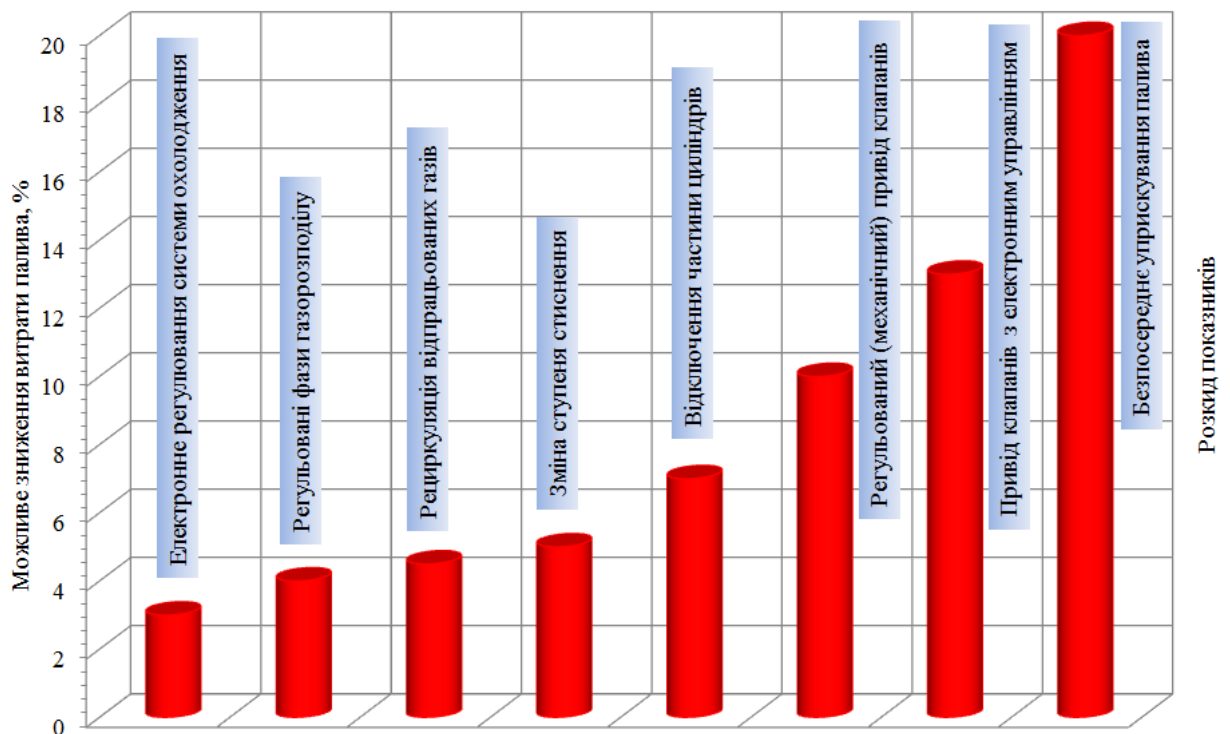
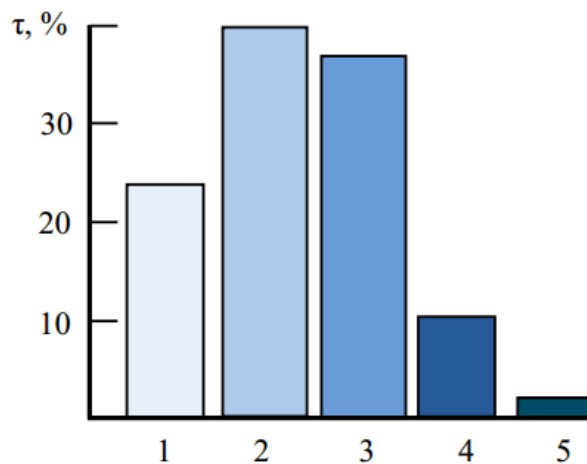


Рисунок 1.3 – Способи підвищення енергоефективності автотракторних двигунів в процесі експлуатації

При навантаженні до 50% двигун працює приблизно 40% часу, при навантаженні 50-65 % – ще 40% часу і тільки 20% часу – при навантаженні від 70% до повної потужності. В умовах реальної експлуатації в господарствах час роботи автотракторного двигуна на холостому ходу і малих навантаженнях може бути ще більш тривалим, особливо в осінньо-зимовий період.

На транспортних роботах використовуються як колісні, так і гусеничні машини проте останні застосовуються при транспортуванні важких, великогабаритних вантажів у складних дорожніх умовах [192].

Витрата палива автотракторних двигунів регламентується в залежності від виду виконуваної роботи [193]. Розподіл часу роботи залежить від завантаження колісних машин (рис. 1.4). У сфері експлуатації при використанні колісних машин автотракторний двигун значний час працює на часткових навантаженнях [191].



1 – без навантаження; 2 – з навантаженням до 50 %;
3 – 50–80 %; 4 – 80-100 %; 5 – понад 100 %

Рисунок 1.4 – Режими роботи колісних машин

Істотного зниження впливу частоти обертання автотракторного двигуна на тиск уприскування можна досягти при використанні

аккумуляторних систем паливоподачі. Однак ці системи у вітчизняних автотракторних двигунах поки що не використовуються.

Тому на сьогодні поки ще актуальним є вирішення виниклих проблем стосовно нині застосовуваних систем безпосередньої дії, зокрема, шляхом переходу на регулювання двигунів пропуском подачі палива [194, 195].

Цей метод дозволяє при зниженні навантаження вимикати подачу в ряд циліндрів i , в результаті, подавати в залишаються працювати циліндри максимально можливу циклову подачу палива. При цьому в разі електронного управління пропуском подачі порівняно легко може вирішуватися і проблема регулювання випередження уприскування палива.

За зарубіжними даними, відключенням циліндрів у міру зниження навантаження можна заощадити до 10...15% палива [196, 197].

Про ефективність такого регулювання свідчить і досвід роботи фірми MTU (Німеччина) [198]. У відключених циліндрах газообмін не проводився (клапана фіксувалися в закритому положенні). Питома витрата палива знизилася на 6,24%, емісія окису вуглецю – на 63%, вуглеводнів – на 84% і сажі – на 86%.

Основним показником паливної економічності АТД є питома ефективна витрата палива g_i [199]

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i \cdot \eta_m}, \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}, \quad (1.19)$$

де H_u – нижча теплота згоряння палива, МДж/кг;

η_e – ефективний ККД двигуна;

η_i – індикаторний ККД двигуна;

η_m – механічний ККД двигуна.

Питома ефективна витрата палива при збереженні H_u може бути знижена за рахунок підвищення ефективного ККД, що є добутком

індикаторного ККД, що характеризує якість процесу згоряння і механічного процесу, що характеризує рівень механічних втрат двигуна [199, 200].

Одним з основних факторів, що впливають на η_i , є коефіцієнт надлишку повітря α , який визначається співвідношенням подачі повітря і палива.

При збільшенні навантаження автотракторного двигуна циклова подача палива зростає, отже, знижується коефіцієнт надлишку повітря. Із збагаченням суміші індикаторний ККД зростає до деякого значення, при цьому поліпшення згоряння зі збільшенням циклової подачі пояснюється кращим розпилом, сумішоутворенням. При подальшому підвищенні навантаження η_i знижується (рис. 1.5), тобто в перезбагаченій суміші процес згоряння погіршується. Зі збільшенням навантаження підвищується механічний ККД, так як підвищується відносна частка ефективної потужності і знижується частка механічних втрат в індикаторній роботі циклу [141, 142, 176, 200].

Ефективний ККД зі збільшенням навантаження збільшується до певної величини завантаження двигуна, а потім незначно знижується. Тому при роботі на малих навантаженнях і холостому ходу двигуна відключенням циліндрів можна підвищити ефективність роботи невідключених циліндрів, так як відключені циліндри є навантаженням для працюючих [158, 199]. Зміна економічності при відключенні частини циліндрів буде залежати від величини механічних втрат, що змінюються і якості процесу згоряння (η_m, η_i). Одночасне підвищення і механічного ККД, і індикаторного забезпечується відключенням частини циліндрів, коли працюючі циліндри «довантажуються» непрацюючими, при цьому відбувається підвищення ефективності згоряння і зниження механічних втрат [201].

Способи відключення циліндрів. Слід виділити три основні способи відключення циліндрів:

- 1) відключення подачі палива. Цей спосіб може бути здійснений при мінімальних (в порівнянні з іншими) конструктивних змінах, що стосуються

системи паливоподачі. Із застосуванням електрокерованої паливної апаратури відключення подачі палива-завдання алгоритму роботи.

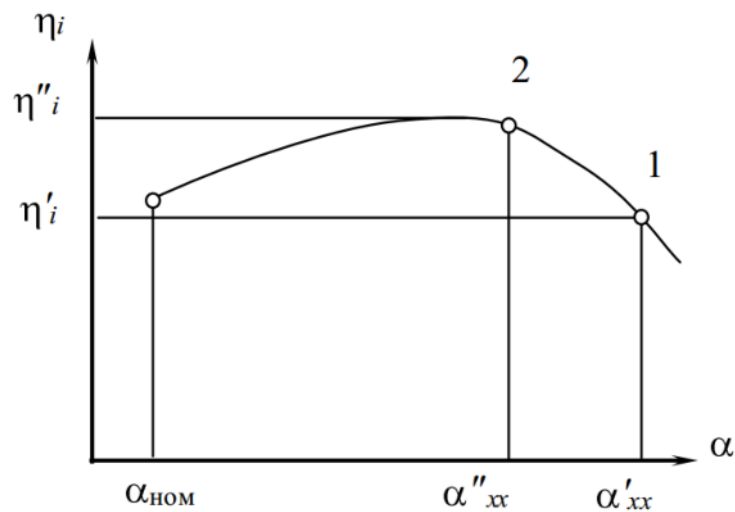


Рисунок 1.5 – Характеристика індикаторного ККД і чотиритактного автотракторного двигуна

Даний спосіб можна розділити на послідовне відключення циліндрів [144, 175, 202] і відключення циклів [141, 158, 169];

2) відключення приводу механізму газорозподілу. Слід виділити наступні варіанти по розташуванню деталей газорозподільного механізму в цьому випадку:

- а) клапани знаходяться в закритому положенні;
- б) клапани знаходяться у відкритому положенні (величина відкриття обмежується ходом клапана при положенні поршня в ВМТ);
- в) перепуск відпрацьованих газів з працюючих циліндрів через вимкнені (повний і частковий);
- г) циркуляція газів у відключених циліндрах з випуску на впуск (і з перепуском в атмосферу).

Для виключення ГРМ можуть бути використані різні механічні, гідравлічні, електромеханічні, електрогідромеханічні пристрої.

Цей спосіб передбачає зміни в конструкції механізму газорозподілу

[179, 182–185, 187, 188];

3) зупинка поршнів. При цьому варіанті відключення можна виділити:

а) розрив жорсткого зв'язку між колінчастим валом і поршнем (наприклад, ламається шатун);

б) формування двигуна з груп одно – або багатоциліндрових відсіків, які підключаються в міру збільшення навантаження. Це передбачає зміни в конструкції кривошипно-шатунного механізму або блоку двигуна, що складається з окремих відсіків.

1.5.1 Теоретичне визначення характеристик паливної економічності АТД. У працях Е.А. Чудакова [203] розглядається побудова характеристик паливної економічності вантажного і легкового автомобіля з бензиновим карбюраторним двигуном при відключенні частини циліндрів. Розглянуто випадки відключення окремих циліндрів і випадки відключення груп циліндрів.

У працях Н. С. Ждановського [139, 140] відключення частини циліндрів двигуна розглядається з метою безгальмівного навантаження працюючих циліндрів для діагностування двигуна.

В. В. Березний в роботі [204] запропонував метод розрахунку ефективної потужності двигуна, що працює з відключенням циліндрів, яку двигун може розвинути без перевантаження працюючих циліндрів і відповідного числа відключаються циліндрів.

$$\left. \begin{aligned} N_e &\leq (i - z)N_{e\text{ц}_1}^{\text{НОМ}} - N_{\text{м ц}_2}^{\text{ВІДКЛ}} \\ z &\leq \frac{iN_{e\text{ц}_1}^{\text{НОМ}} - N_e}{N_{e\text{ц}_1}^{\text{НОМ}} - N_{\text{м ц}_2}^{\text{ВІДКЛ}}} \end{aligned} \right\}, \quad (1.20)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна при відключенні його циліндрів;

i – кількість циліндрів двигуна;

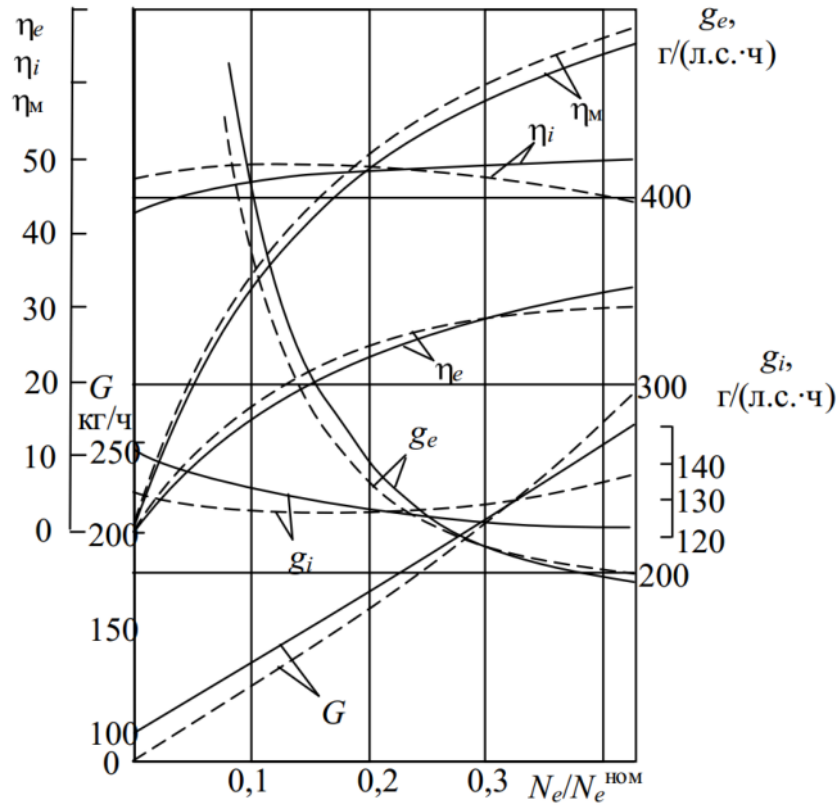
z – кількість відключених циліндрів;

$N_{e_{ц1}}^{\text{НОМ}}$ – номінальна потужність одного працюючого циліндра при всіх працюючих;

$N_{m_{ц2}}^{\text{Відкл}}$ – потужність механічних втрат одного відключеного циліндра.

Питання про співвідношення механічних втрат у відключених і працюючих циліндрах набуває важливого значення, так як підвищення механічного ККД пояснюється зниженням механічних втрат у відключених циліндрах в порівнянні з механічними втратами в працюючих. Підвищення індикаторного ККД відбувається на ділянці від 0 до 0,25 $N_e^{\text{НОМ}}$ (по навантажувальній характеристиці), що говорить про більш якісне протіканні процесів сумішоутворення і згоряння, а підвищення ефективного ККД і питомої ефективної і годинної витрат палива на ділянці до $N_e = 0,33 N_e^{\text{НОМ}}$, причому найбільш відчутні переваги на холостому ході. Ефект економії палива тим вище, чим більше число відключених циліндрів ($N_e = 0$), однак у міру збільшення N_e кількість відключаємих циліндрів доцільно зменшувати (рис. 1.6).

Думка, що при відключенні половини циліндрів двигун може розвинути без перевантаження працюючих циліндрів $N_e = 0,5 N_e^{\text{НОМ}}$, помилково. Нелінійність функції $N_e = f(z_p)$ (z_p – кількість працюючих циліндрів) пояснюється розподілом механічних втрат між циліндрами таким чином, що втрати в відключених циліндрах повинні компенсуватися збільшенням подачі палива в працюючі циліндри. Але оскільки щоб уникнути перевантаження індикаторна потужність працюючих циліндрів $N_i^{ц2}$ не повинна перевищувати значення індикаторної потужності одного циліндра на номінальному режимі, зростає частка $N_i^{ц2}$ на компенсацію механічних втрат, що припадають на кожен працюючий циліндр, і відповідно знижується $N_e^{ц2}$. При пропуску, наприклад, половини робочих циклів двигун можна завантажити до $N_e = 0,41 N_e^{\text{НОМ}}$.



— — працюють всі циліндри; - - - 50% робочих циклів відключено

Рисунок 1.6 – Зміна економічності роботи на прикладі дизель-генератора 9МН51 по навантажувальній характеристиці

Запропонований метод розрахунку дозволяє за відомими економічними та енергетичними показниками роботи автотракторного двигуна на всіх циліндрах розрахувати ті ж показники для випадку відключення довільного числа циліндрів і може бути використаний для оцінювання ефективності систем регулювання автотракторних двигунів відключенням циліндрів на стадії їх проектування.

У роботі [201] теоретично обґрунтовується можливість підвищення економічності автотракторних двигунів при відключенні частини циліндрів на основі математичного аналізу характеристик двигуна, отриманих дослідним шляхом при роботі всіх його циліндрів. В результаті обґрунтування зроблені наступні висновки:

1) потенційна можливість підвищення економічності за рахунок відключення частини циліндрів закладена у всіх автотракторних двигунах, що експлуатуються;

2) реальна величина економії палива при роботі по навантажувальній характеристиці залежить від кількості працюючих циліндрів, особливостей автотракторного двигуна, закладених в його конструкцію при проектуванні і виготовленні, навантаження і величини механічних втрат в відключених циліндрах;

3) запропонований метод розрахунку економічних показників може бути використаний для оцінювання доцільності застосування відключення частини циліндрів на конкретному автотракторному двигуні, для якого відома залежність годинної витрати палива від навантаження.

М.В. Шатров і М.Г. Зленко [172] запропонували метод розрахунку показників двигуна з відключаються циліндрами по навантажувальних характеристиках стандартного двигуна, який дозволяє за відомими навантажувальним характеристикам стандартного двигуна побудувати навантажувальні характеристики двигуна з відключаються циліндрами; досліджувати вплив способу відключення циліндрів на ефективність двигуна з відключенням циліндрів; дослідити вплив кількості відключаються циліндрів на ефективність двигуна з відключенням циліндрів і, використовуючи отримані дані, дати висновок про доцільність застосування тієї чи іншої системи відключення циліндрів для транспортного засобу в конкретних умовах експлуатації.

В роботах [141–144, 175, 187, 205–207] розроблено в різних варіантах клапани регулювання початкового тиску (РПТ) і системи відключення циліндрів і циклів (СВЦЦ), що дозволяють регулювати і стабілізувати початковий тиск уприскування і відключати подачу палива в циліндри, характерною особливістю яких є застосування хвильових явищ в лінії високого тиску. Численні дослідження спрямовані на визначення економічності при регулюванні двигунів за допомогою систем з РПТ і СВЦЦ

на режимах малих навантажень і холостого ходу в залежності від кількості відключаються циліндрів [141, 142, 145], хвильових явищ в паливній апаратурі, застосування альтернативних палив, «безрейкового» регулювання відключенням циклів [145, 146].

А.М. Медведєв і Г.Д. Драгунов [174, 176, 177] запропонували метод оцінювання ефективності відключення частини циліндрів автомобільного дизеля. На підставі диференціювання залежності індикаторного ККД від індикаторного тиску, $\eta_i = f(\bar{P}_i)$ (рис. 1.7).

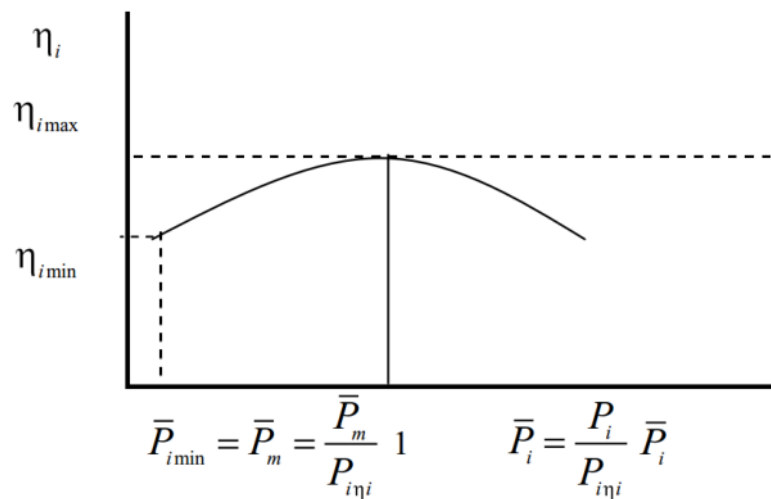


Рисунок 1.7 – Залежність індикаторного ККД η_i від відносного середнього індикаторного тиску \bar{P}_i

В патентах Р.М. Баширова [160–162] розроблені електронні пристрої, що дозволяють регулювати роботу дизеля зміною величини циклової подачі, відключенням циклів, реалізуючи в залежності від необхідної потужності відключення відповідного числа циклів, формуючи швидкісну характеристику «бажаного» виду, запропоновану Н.В. Болтинським [158, 159, 167, 173, 201, 208]. Дослідження спрямовані на обґрунтування і Розрахунок режимів роботи пропонує пристроїв, розрахунок параметрів двигуна при його регулюванні відключенням циліндрів і циклів, зокрема

кількості відключаються циліндрів або циклів двигуна в залежності від завантаження.

З описаного вище можна зробити висновок, що теоретичні дослідження роботи двигунів при відключенні частини циліндрів досить великі, але охоплюють досить обмежене коло питань.

1.5.2 Експериментальні дослідження різних типів двигунів. Теоретичні дослідження, як правило, мають експериментальне підтвердження своїх висновків.

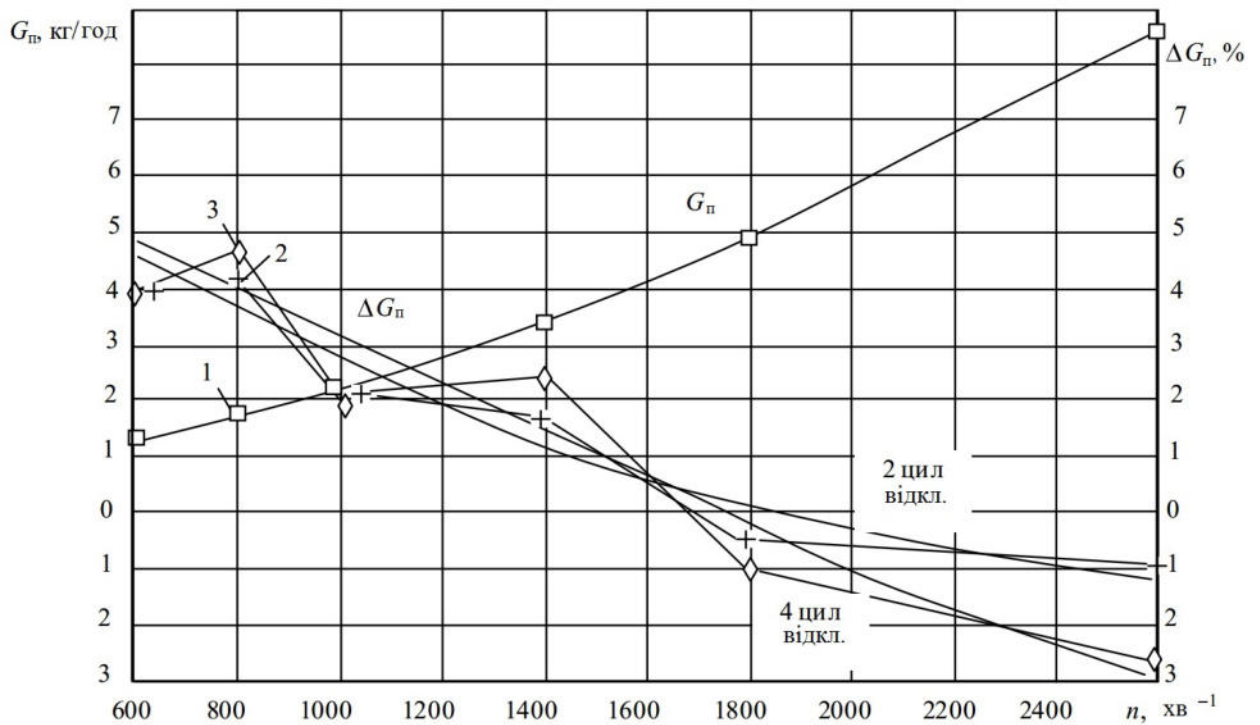
У роботах Е.А. Чудакова [203] наведені дані експерименту Bendix Aviation Corp., що показують збільшення пробігу автомобіля з відключенням половини шестициліндрового двигуна при швидкості, рівній 20 миль на годину на 30 %, а при швидкості 50 миль на годину – на 18 %.

Експериментальні дослідження проведені на двигуні ЯМЗ-238 в стендових умовах. Застосування методу відключення циліндрів і циклів дозволило знизити годинну витрату палива на режимах холостого ходу приблизно на 5-15% в залежності від числа відключених циліндрів в порівнянні з роботою дизеля на всіх працюючих циліндрах [141].

На рисунку 1.8 показані швидкісні характеристики на режимі холостого ходу при відключенні двох і чотирьох циліндрів. При випробуванні паливної апаратури двигуна КамАЗ-740 [142] в цілому метод і застосовувані засоби відключення циліндрів і циклів дозволяють зменшити витрату палива на режимі мінімальної частоти обертання на величину до 5 %.

Мінімально стійкі частоти обертання дизеля ЯМЗ-238 при відключенні половини циліндрів знижувалися з 600 до 500 хв^{-1} . Це дозволило при роботі на $n = 600 \text{ хв}^{-1}$ зменшити витрату палива на 23,3%. У дизеля КамАЗ-740 при роботі з навантаженням, що дорівнює 0,05 від номінальної, у всьому швидкісному діапазоні виявився позитивний ефект виключення циліндрів. Середній вииграш по витраті палива склав близько 1%. При зміні оборотів в межах 700...1400 хв^{-1} кращою виявилася робота на шести циліндрах;

наприклад, при 800 хв^{-1} витрата палива знизився на 3,9%). При підвищених частотах ($1400 \dots 2600 \text{ хв}^{-1}$) бажаною виявилася робота на половині циліндрів; при цьому на режимі 1800 хв^{-1} максимальна економія палива склала 3,7%.

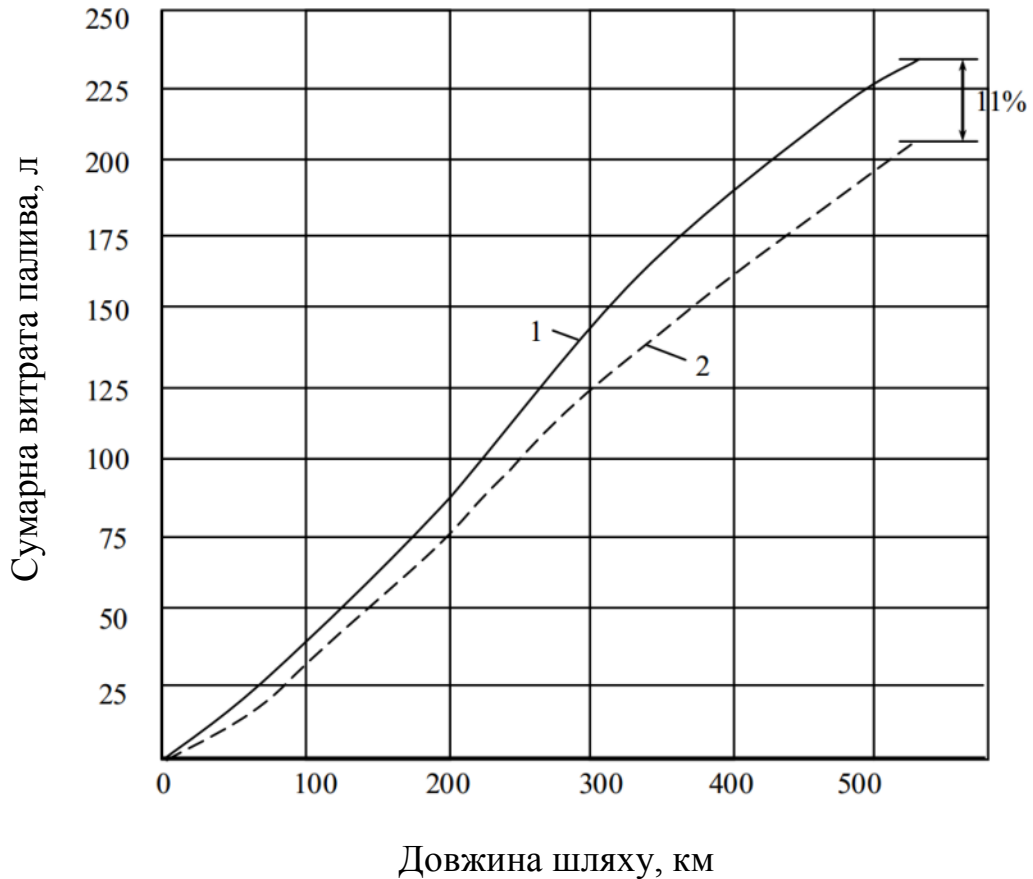


1 – $G_{\text{п}}$, кг/год; 2 і 3 – $\Delta G_{\text{п}}$, % – вимкнені два і чотири циліндра

Рисунок 1.8 – Характеристики витрати палива $G_{\text{п}}$ дизелем КамАЗ-740 при роботі на холостих ходах при різних частотах обертання і зміні витрати палива $\Delta G_{\text{п}}$ на тих же режимах при виключенні двох або чотирьох циліндрів дизеля

Зниження (при відключенні циліндрів) витрати палива на малих навантаженнях і холостому ходу було досягнуто і на інших досліджених двигунів. Так, у двигуна ЯМЗ-238 при $n = 600 \text{ хв}^{-1}$ витрата палива була знижена на 5,7% (6 цил.) і 5,4% (4 цил.) [141]. У двигуна КамАЗ-740 при $n = 800 \text{ хв}^{-1}$ на 6-ти і 4-х працюючих циліндрах зниження витрати палива відповідно склало 4,75% і 4,3%, а при мінімальній частоті обертання ($n = 600 \text{ хв}^{-1}$) дорівнювало 4% [142].

В результаті випробування вантажного автомобіля «Сканія Фабріс-110 Супер» вантажопідйомністю 20 т отримані характеристики витрати палива при відключенні циліндрів (рис. 1.9) [144].



- 1 – зі штатним виконанням паливної апаратури;
 2 – при установці системи відключення циліндрів і циклів

Рисунок 1.9 – Залежність шляхової витрати палива від довжини шляху при випробуванні автомобіля «Сканія Фабріс-110 Супер»

З рисунку видно, що чим протяжніше маршрут, тим вище ефективність системи. Так, при довжині 300 км вигащ склав 16 л, а при довжині маршруту 500 км – 27 л. у процесі випробувань була виявлена ще одна закономірність – ефективність системи тим вище, чим менше завантаження автомобіля. Так, при завантаженні 8 т економія склала 14 %, при

завантаженні 17-18 т – 10,5–11,7 %, а при завантаженні 22,5–9,5 %.

Результати експериментальних досліджень [143] щодо зниження витрати палива дизеля ЯМЗ-8401 на режимах холостого ходу показали, що при роботі на трьох циліндрах по відношенню до роботи на всіх 12 циліндрах зниження витрати палива склало приблизно 20 % (рис. 1.10). Підвищення його паливної економічності досягається також за рахунок зниження мінімально стійкої частоти обертання.

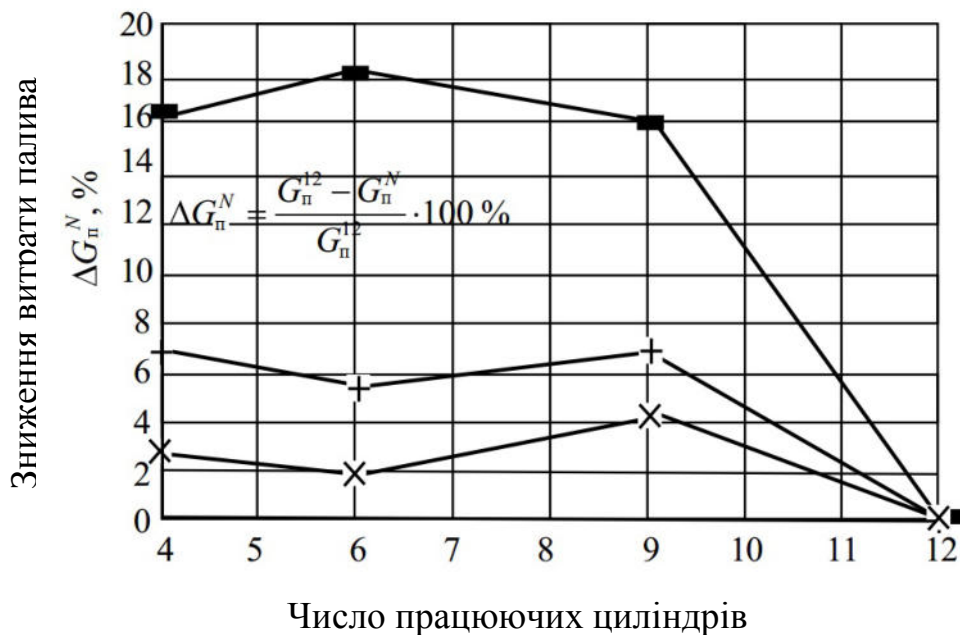


Рисунок 1.10 – Залежність зниження годинної витрати палива від числа працюючих циліндрів дизеля ЯМЗ-8401 на режимах холостого ходу; при $n = 500$ (-), 800 (+) і 1000 (x) хв^{-1}

Крім того, проведені дослідження на двигунах Perkins та Ricardo. Розроблено різні системи і способи управління відключенням циліндрів АТД [161]. Зниження витрати палива при відключенні циліндрів становить максимальне значення на режимах холостого ходу і знижених частот обертання і зростає зі збільшенням числа відключених циліндрів.

На підставі огляду досліджень з відключення циліндрів двигуна розроблено та запропоновано класифікацію регулювання двигунів методом

відключення циліндрів (рис. 1.11) [153].

В результаті аналізу літературних джерел не вдалося виявити даних по розрахунку і обґрунтованості раціонального використання потужності автотракторного двигуна й витрачання запасів палива способом відключення циліндрів автотракторного двигуна стосовно до функціональної стабільності колісних машин та підвищення їх енергоефективності.

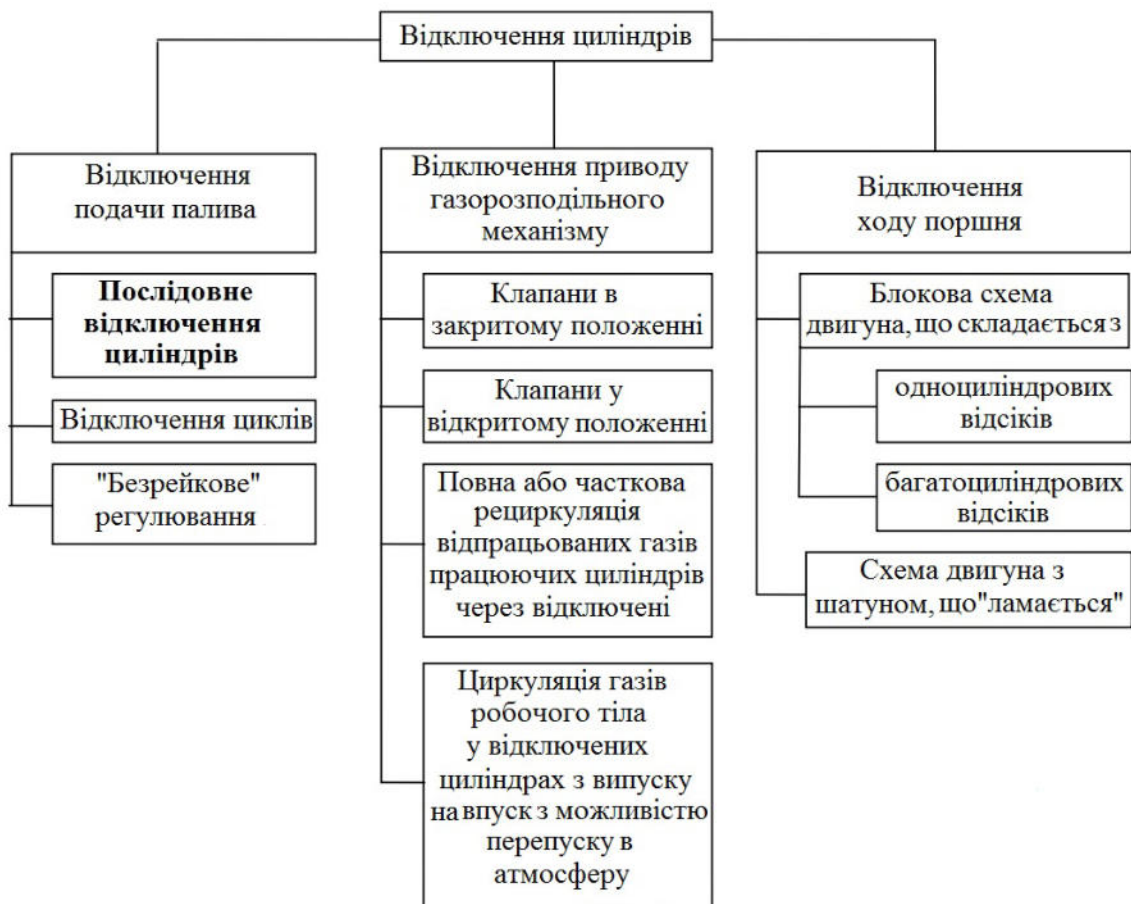


Рисунок 1.11 – Класифікація способів відключення циліндрів [153]

Незважаючи на значну кількість публікацій про відключення частини циліндрів двигуна, цей спосіб підвищення паливної економічності колісних машин досліджений недостатньо. Зокрема, вкрай мало досліджень процесу руху колісних машин з відключенням частини циліндрів автотракторного двигуна шляхом автоматичного регулювання циклової подачі палива [157,

209, 210]. Системи відключення частини циліндрів двигунів поки не знайшли широкого застосування в сучасних інтелектуальних технологіях, що включають нейронні мережі, нечітку логіку, експертні системи. Ці технології в даній роботі необхідно використовувати для вирішення широкого спектру завдань моніторингу технічного стану автотракторних двигунів. Ретельного опрацювання вимагають також питання надійності, вібрації [171, 211].

1.6 Аналіз засобів відключення циліндрів

За час існування і застосування методу відключення циліндрів був розроблений ряд засобів, що забезпечують його реалізацію на автотракторних двигунах.

В цілому можна виділити способи відключення паливоподачі і засоби впливу на органи газообміну автотракторного двигуна.

Роботи [189, 212–216] присвячені розробці, дослідженню та опису отриманих результатів при використанні засобів, відключення газообміну в циліндрах, що відключаються, на автомобілях в умовах реального руху.

Як правило застосовуються електромеханічні пристрої, що утримують впускний і випускний клапани у відкритому або закритому стані.

В якості виконавчих механізмів в більшості випадків пропонуються не тільки механічні приводи, але і гідравлічні та електромагнітні, а також різні їх комбінації. Незалежно від типу виконавчих механізмів застосування їх на існуючих двигунах утруднено і вимагає значної зміни конструкції механізму газорозподілу, в зв'язку з чим до теперішнього часу практичного застосування вони не знайшли.

Оскільки процес відключення циліндрів і циклів в першу чергу пов'язаний з відключенням паливоподачі в певні циліндри, то найбільший інтерес представляють саме ці засоби відключення циліндрів.

Розглянемо відоме використання способів відключення подачі палива в техніці з дизельним двигуном при проведених дослідженнях.

Найбільш простим способом відключення циліндрів є перекриття подачі палива в лінії низького тиску, що підводять паливо до ТНВД [217].

Ці способи відключення циліндрів мають позитивні сторони, так і негативні. У дослідженнях фірми MTU, при роботі дизеля на холостому ходу і малих навантаженнях економія палива склала близько 18% [218]. У другому випадку установка вимикача в лінію високого тиску забезпечила швидкодію і ефективність даного способу, так само забезпечила чергування відключених циліндрів, зменшуючи тим самим викид мастила в циліндри дизеля, економію палива при випробуваннях склала від 10-14% [144].

Недоліками цих способів є, складність конструкції паливної апаратури. Іншим недоліком є ступінчасте відключення – включення подачі палива, що може привести до ступінчастого зміни крутильного моменту і потужності АТД. В результаті цього погіршується керованість дизеля, що неприпустимо для автомобільних дизелів. У другому випадку необхідно електромагнітний клапан включати в систему електрообладнання машини.

Крім всіх переваг подібних систем, неодноразово описаних в літературі, вони володіють ще одним. Проста зміна алгоритму системи управління дозволяє використовувати відключення циліндрів і циклів практично на будь-яких режимах роботи АТД.

Недоліками існуючих систем [219] є відсутність в алгоритмі керування інформації щодо моментів мінімального тиску палива у лінії високого тиску та встановлення піджимних пружин у корпусах електромагнітних клапанів, що не дозволяє контролювати їх стан під час проведення обслуговувань паливної системи, а також використання потужних електромагнітів та пружини.

Короткий огляд засобів відключення циліндрів і циклів дозволяє зробити ряд висновків:

– відносно прості конструкції, що дозволяють відключати циліндри мають ряд недоліків. Основними з яких є низька швидкодія (що не дозволяє відключати цикли) і відключення циліндрів групами (як правило тільки половини всіх циліндрів).

– практично засоби, що використовуються для відключення циліндрів досить складні, дорогі і тому знаходять застосування виключно на великих двигунах.

– засоби, що дозволяють здійснити ефективне відключення циліндрів і циклів, знаходяться на стадії науково-дослідницьких і конструкторських робіт.

1.7 Аналіз технології нейронних мереж для діагностики технічного стану автотракторних двигунів

Методи інтелектуального аналізу даних являють собою новий напрямок, що доповнює і розвиває класичні статистичні методи дослідження [220], часто іменовані у вітчизняній і зарубіжній літературі як Data Mining – «видобуток» даних і виявлення знань. Data Mining використовує сучасні інтелектуальні технології, що включають нейронні мережі, нечітку логіку, експертні системи.

Аналіз робіт в області контролю і діагностики стану автотракторних двигунів на основі нейронних мереж [221-236] показує, що в даний час такі роботи ведуться тільки для авіаційних двигунів, проте в силу ряду причин (таємність, вузька спеціалізація завдань) в більшості публікацій відсутні інженерні методики, а також теоретичні та практичні рекомендації щодо вирішення подібних завдань.

Аналіз опублікованих робіт, присвячених застосуванню нейронних мереж для діагностування параметрів автотракторного двигуна, показує, що в існуючих роботах виділені основні тенденції і характерні особливості вирішення завдань діагностики автотракторних двигунів на основі НМ. Разом з тим вони присвячені, як правило, вирішенню приватних завдань (наприклад, діагностуванню стану тиску в кінці такту стиснення ЦПГ [235], формуванню простору діагностичних ознак стану автотракторних двигунів для побудови нейромережевого класифікатора [228, 234], непрямому вимірюванню температури газів за камерою згоряння на основі НМ для

діагностування теплового стану двигуна [239]. У них не міститься вказівок на вибір архітектури, структури і алгоритмів навчання НМ; відсутня інженерна методика проектування таких мереж стосовно до завдань діагностики технічного стану автотракторних двигунів. Нижче досліджуються нейромережеві алгоритми розв'язання задач діагностики автотракторних двигунів з метою виявлення основних закономірностей їх використання та розробки відповідних методів, алгоритмів та методик реалізації діагностування технічного стану автотракторних двигунів на основі НМ [221; 223-229; 231].

Аналіз сучасних діагностичних систем свідчить про те, що існує об'єктивна науково-технічна проблема створення комплексних систем діагностування, побудованих на універсальних принципах, що забезпечують високий рівень Достовірності постановки діагнозу і прогнозування технічного стану виробів. Перспективним напрямком є створення інфраструктури діагностування несправності автотракторних двигунів, заснованої на використанні штучних нейронних мереж.

Штучні нейронні мережі (ШНМ) в задачах діагностування та прогнозування технічного стану автотракторних двигунів можуть бути використані в якості підсистеми вибірки і прийняття рішень, що передає діагностичну інформацію іншим підсистемам управління.

Завдання прогнозування відмов виробів складні через неможливість чіткої постановки відповідності змін вхідних і вихідних параметрів стану, в якому знаходиться або до якого прагне об'єкт діагностування.

Для вирішення завдань діагностування та прогнозування необхідно сформувати базу з безліччю станів і провести оцінювання ступеня впливу кожного інформаційного параметра на ймовірність переходу виробу в будь-яке з можливих станів.

Застосування ШНМ дозволить проводити коригування значень вихідних сигналів об'єкта діагностування, що дозволить своєчасно проводити при необхідності технічне обслуговування (ТО) і поточний ремонт (ПР) для

забезпечення його працездатного стану. Уточнення діагнозу стану автотракторного двигуна з використанням ШНМ дозволить виявити некоректні діагнози при послідовному діагностуванні і підвищить його достовірність.

Завдання діагностування одночасного появи декількох несправностей, і вирішується віднесенням вхідного вектора до декількох технічних станів, які представляють сукупність несправностей формують помилку в роботі автотракторного двигуна.

Тому для діагностування доцільно використовувати метод підбору коефіцієнтів впливу – міжнейронних зв'язків на основі навчання і нечітких нейронних мереж, функціонування яких засноване на принципах нечіткої логіки, які застосовують для адаптації параметрів методи навчання, як з «учителем», так і на основі самоорганізації [237].

Аналітичні моделі діагностики відмов визначають, виділяють і класифікують відмови в компонентах системи. Основною проблемою розробки аналітичних моделей діагностики відмов є визначення різниці. Більшість визначників різниці засновані на моделях лінійних систем. Для нелінійних систем основним підходом є їх лінеаризація. Однак, для систем з високим ступенем нелінійності і великою кількістю нелінійних операцій, така лінеаризація не дає задовільних результатів.

Однією з найважливіших переваг нейронних мереж є їх здатність представляти нелінійні перетворення, таким чином, нейронні мережі здатні формувати дуже точну апроксимацію для нелінійних функцій будь-якої тривалості. Нейронні мережі є альтернативним варіантом проектування оціночних пристроїв.

Важливою властивістю нейронних мереж є те, що вони вивчають динаміку системи в процесі тренування, що складається з декількох тренувальних циклів, з тренувальними даними, що надходять або з попереднього циклу, або складається з реальних сигналів. Після кожного циклу нейронна мережа дізнається все більше і більше про динаміку роботи

автотракторного двигуна. Одним з найбільш важливих якостей нейронних мереж є їх можливість вивчати динаміку поведінки нелінійних систем автоматично, в разі, якщо архітектура нейронної мережі містить як мінімум три шари [237].

Навчена нейронна мережа, на основі моніторингу навколишніх умов за вихідною (вхідною) інформацією, може з високим ступенем точності передбачити появу дефектів у виробі і оцінити ступінь його технічного стану, тобто своєчасно вивести автотракторний двигун із зони небезпечного режиму експлуатації для його ремонту. Застосування нових методів і засобів діагностики дозволить досягти високого рівня надійності при фізичному і моральному зносі автотракторних двигунів колісних машин.

В експлуатації велика частина поломок колісних машин визначається в ненормованій роботі електрообладнання АТД, і, як наслідок, ступінь безпеки і надійності технологічних процесів багато в чому залежить від їх технічного стану. При максимальних навантаженнях, перевищений нормативний термін експлуатації колісних машин, що застосовується для перевезення вантажів, підвищує ймовірність появи аварійних ситуацій. Застосування нових методів і засобів діагностики й контролю технічного стану дозволить досягти високого рівня експлуатаційної безпеки при фізичному і моральному зносі колісних машин на небезпечних і шкідливих промислових об'єктах.

Незважаючи на значний обсяг досліджень в даній області, інформаційні технології моніторингу технічного стану автотракторного двигуна не є досконалими з ряду причин, основними з яких є, з одного боку, роз'єднаність баз даних випробувань, відсутність інтелектуальних компонентів, що дозволяють якісно і ефективно здійснювати підтримку прийняття рішень і, як наслідок, скорочувати загальний час, що витрачається на обслуговування АТД; з іншого боку, нестаціонарність фізичних процесів в автотракторному двигуні, складність його математичного опису, залежність технічних характеристик двигуна від зовнішніх умов роботи, обмежений склад вимірюваних термогазодинамічних параметрів автотракторного двигуна, їх

технологічний розкид і т.д., зазначені фактори призводять до необхідності прийняття рішень про технічний стан автотракторного двигуна в умовах істотної невизначеності.

Перспективним напрямком є створення інфраструктури діагностування несправності, забезпечення надійності та функціональної стабільності автотракторних двигунів у режимі відключення частини циліндрів, заснованої на використанні штучних нейронних мереж.

1.8 Висновки за розділом 1 та постановка задач дослідження

1. В результаті аналізу літературних джерел встановлено, що не дивлячись на істотну кількість виконаних досліджень з теорії функціональної стабільності, функціональної стабільності колісних машин в умовах режиму відключення частини циліндрів автотракторного двигуна приділено недостатню увагу. Встановлено, що в даний час вкрай мало досліджень процесу руху колісних машин з відключенням частини циліндрів автотракторного двигуна шляхом автоматичного регулювання циклової подачі палива.

2. Незважаючи на значну кількість публікацій про відключення частини циліндрів двигуна, цей спосіб підвищення паливної економічності колісних машин досліджений недостатньо. Засоби, що дозволяють здійснити ефективно відключення циліндрів і циклів, знаходяться на стадії науково-дослідницьких і конструкторських робіт

3. Системи відключення частини циліндрів двигунів поки не знайшли широкого застосування в сучасних інтелектуальних технологіях, що включають нейронні мережі, нечітку логіку, експертні системи. Ці технології в даній роботі необхідно використовувати для вирішення широкого спектру завдань моніторингу технічного стану автотракторних двигунів. Ретельного опрацювання вимагають також питання надійності, вібрації.

За результатами аналізу відомих методів дослідження надійності та

функціональної стабільності колісних машин в умовах режиму відключення частини циліндрів автотракторного двигуна та діагностування з використанням штучної нейронної мережі сформульовані наступні задачі дослідження:

- провести теоретичні дослідження впливу відключення частини циліндрів на характеристики потужності автотракторного двигуна;
- провести експериментальні дослідження визначення зміни потужності на колесах машини при відключенні одного або декількох циліндрів двигуна;
- обґрунтувати критерії і розробити метод прогнозування та оцінювання надійності автотракторного двигуна при відключенні частини циліндрів;
- провести теоретичні й експериментальні дослідження впливу робочих процесів автотракторного двигуна на динамічні властивості колісних машин при відключенні частини циліндрів;
- удосконалити методи контролю і діагностування технічного стану колісних машин для забезпечення надійності і функціональної стабільності їх тягових властивостей з використанням штучної нейронної мережі.

Основні результати дослідження по даному розділу опубліковані в роботах [1, 3–19, 22, 24–27, 29–35, 37–47].

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВІДКЛЮЧЕННЯ ЧАСТИНИ ЦИЛІНДРІВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОТУЖНОСТІ АВТОТРАКТОРНОГО ДВИГУНА

2.1 Теоретичні розрахунки відносної додаткової витрати палива при відключенні частини циліндрів

Автотракторні двигуни різних колісних машин в умовах експлуатації працюють в основному на режимах, що не потребують максимальної потужності, при цьому режими холостого ходу (ХХ) в місті становить до 25% від загального часу. Режими ХХ і малі навантаження є неефективними, з позиції згоряння палива при традиційному дроселюванні, тому їм притаманні низький ККД. В цьому зв'язку метод регулювання потужності двигуна шляхом відключення частини циліндрів на режимах часткових навантажень і холостого ходу є одним з ефективних способів економії палива.

До питання про те, скільки найбільш вигідно відключити циліндрів двигуна, для ефективного використання потужності двигуна, для їх підтримки на колишньому рівні працюючі циліндри необхідно збільшувати циклову подачу палива. При більшій цикловій подачі в циліндрах збільшується середня індикаторний тиск і поліпшується процес згоряння. При відключенні частини циліндрів двигуна в процесі його роботи індикаторна потужність двигуна зменшується, в результаті чого знижується частота обертання колінчастого вала і крутильний момент двигуна.

Необхідність підвищення енергоефективності роботи двигуна в широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів сприяє як пошуку нових технічних рішень, так і розвитку раніше відомих, що добре себе зарекомендували. Це пов'язано в першу чергу з вимогами до паливної економічності (ПЕ) та токсичності відпрацьованих газів (ВГ), а в ряді

випадків з необхідністю поліпшення перехідних процесів (ПП) у двигуні із збереженням інших характеристик на колишньому рівні чи навіть їх покращення.

При зниженні навантаження [77] двигуна з 100 % до 30 % частка механічних втрат в індикаторної роботі підвищується з 12 % до 33 %, а механічний ККД падає з 88 % до 67 %. Величина потужності, що дорівнює 30 % від максимальної, може бути досягнута при роботі тільки двох циліндрів чотирициліндрового двигуна [139].

Теоретично максимальної економічності можна домогтися [75, 76], якщо плавно розганяти машину до максимально дозволеної швидкості, після чого вимкнути передачу і запалювання і котитися, поки швидкість не впаде занадто низько. Однак на практиці цей метод не тільки непридатний, але й небезпечний.

При відключенні частини циліндрів двигуна в процесі його роботи індикаторна потужність двигуна зменшується, в результаті чого знижується частота обертання колінчастого вала і крутільний момент двигуна. Для їх підтримки на колишньому рівні в працюючі циліндри необхідно збільшувати циклову подачу палива. При більшій циклової подачі в працюють циліндрах збільшується середній індикаторний тиск і покращується процес згоряння.

Відключення декількох циліндрів дозволяє іншим працювати більш ефективно. Якщо у восьмициліндровому двигуні чотири циліндра відключити, а все повітря, що проходить через дросельну заслінку, направити решті чотирьом, їх навантаження зросте в два рази, а ККД підвищиться [110, 116].

Крім того, вимкнені циліндри не несуть насосних втрат, так як не подають повітря у випускний колектор, а при русі накатом створюють набагато менший опір.

У результаті витрата пального може знизитися на 25 %. Особливо відчутна різниця у витраті палива при русі в міському циклі [10, 142].

Значний час при роботі двигунів транспортних засобів та енергетичних

установок складають режими холостого ходу, малих навантажень і невстановлені режими (НВР). Одним із способів вдосконалення роботи двигуна на цих режимах є метод відключення циліндрів [238].

Проблемі зниження витрати палива і токсичності відпрацьованих газів автомобілів присвячено значну кількість наукових досліджень. Значний внесок у розв'язання вказаної проблеми внесли роботи М.Я. Говоруценка [77]. Одним з перших енергетичних підходів до оцінювання ефективності автомобіля запропонував П.М. Гащук [75]. Цей підхід отримав свій розвиток в роботах П.П. Євсєєва [76]. Слід зазначити також з іноземних джерел роботу Ю. Мацкерле [86]. Поява нових, альтернативних двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) енергоустановок (електричні двигуни, водневі ДВЗ, гібридні енергоустановки тощо), джерел енергії (акумуляторів, маховиків) [87, 88, 239] призвела до необхідності розширення поняття (експлуатаційної властивості) «паливна економічність», включенням в нього витрати не тільки теплової енергії палива, але і енергії інших видів (електричної і механічної). У роботі [85] запропоновано ввести поняття «енергетична економічність автомобіля» і розглянуто можливі критерії для її оцінювання.

Дослідження впливу нерівномірності крутильного моменту АТД тягової сили на ведучих колесах присвячені роботи [83, 121]. У роботі [121] з використанням гармонійного закону зміни сумарної тягової сили на ведучих колесах $P_k = \overline{P}_k + A_p \sin(\Omega t)$ визначено, що додаткові втрати енергії обумовлені нерівномірністю тягової сили, де P_k – середнє значення тягової сили; A_p – амплітуда коливань тягової сили; Ω – кругова частота коливань крутильного моменту АТД та тягової сили на колесах; t – час.

Зазначені результати відносяться до оцінювання додаткових втрат енергії на рух колісної машини при механічному приводі від АТД до ведучих коліс. Викликає інтерес оцінювання додаткових витрат енергії і палива при реалізації запропонованого [240].

Для реалізації поставленої мети необхідно вирішити наступну задачу з

визначення додаткових витрат енергії і палива на рух автомобіля при використанні механічного приводу ведучих коліс.

Додаткова витрата енергії, обумовлена коливаннями тягової сили [85]

$$\Delta W = \frac{A_p}{\pi} \cdot S, \quad (2.1)$$

де A_p – амплітуда коливань тягової сили;

S – пробіг автомобіля.

Амплітуда коливань тягової сили автомобіля

$$A_p = \frac{A_{mi} \cdot j_m \cdot j_{тр} \cdot u_k \cdot u_0}{r_\delta}, \quad (2.2)$$

де A_{mi} – амплітуда коливань індикаторного крутильного моменту [122, 241];

r_δ – динамічний радіус ведучих коліс.

$$A_{mi} = 0,5 \cdot \overline{M_i} \cdot k_1, \quad (2.3)$$

де $\overline{M_i}$ – середнє значення індикаторного крутильного моменту, що визначається зовнішнім навантаженням на колісну машину;

k_1 – коефіцієнт нерівномірності крутильного моменту АТД [83, 85, 122, 241];

$$k_1 = 0,08 + \frac{14,44}{i_{ц}}, \quad (2.4)$$

де $i_{ц}$ – кількість циліндрів АТД.

При всіх працюючих циліндрах АТД індикаторний крутильний момент двигуна [83, 85]

$$M'_i = \overline{M'_i} + 0,5 \cdot \overline{M'_i} \cdot k'_1 \cdot \sin\left(\frac{\overline{\omega_e}}{2} \cdot i'_u \cdot t\right), \quad (2.5)$$

де $\overline{\omega_e}$ – середнє значення частоти обертання колінчастого вала;

i'_u – число всіх циліндрів АТД;

t – час.

При відключенні частини циліндрів (відмові)

$$M''_i = \overline{M''_i} + 0,5 \cdot \overline{M''_i} \cdot k''_1 \cdot \sin\left(\frac{\overline{\omega_e}}{2} \cdot i''_u \cdot t\right), \quad (2.6)$$

де i''_u – число працюючих циліндрів.

Оскільки $\overline{M'_i} = \overline{M''_i} = \overline{M_i}$, то амплітуди коливань індикаторного крутильного моменту

$$A'_{mi} = 0,5 \cdot \overline{M_i} \cdot k'_1; \quad (2.7)$$

$$A''_{mi} = 0,5 \cdot \overline{M_i} \cdot k''_1; \quad (2.8)$$

$$k'_1 = 0,08 + \frac{14,44}{i'_u}, \quad (2.9)$$

$$k''_1 = 0,08 + \frac{14,44}{i''_u}. \quad (2.10)$$

Амплітуди коливань тягових сил

$$A'_p = \frac{A'_{Mi} \cdot j_M \cdot j_{op} \cdot u_K \cdot u_0}{r_\partial}, \quad (2.11)$$

$$A''_p = \frac{A''_{Mi} \cdot j_M \cdot j_{op} \cdot u_K \cdot u_0}{r_\partial}. \quad (2.12)$$

Відносне збільшення додаткової витрати енергії при відключенні (відмові) частини циліндрів

$$\Delta i_{ц} = i'_{ц} - i''_{ц}. \quad (2.13)$$

$$\frac{\Delta W''}{\Delta W'} = \frac{A''_p}{A'_p} = \frac{k''_1}{k'_1} = \frac{0,08 + \frac{14,44}{i'_{ц}}}{0,08 + \frac{14,44}{i'_{ц} - \Delta i_{ц}}} = \frac{i'_{ц}}{i'_{ц} - \Delta i_{ц}} \left(1 - \frac{\Delta i_{ц}}{i'_{ц} + 180,5} \right) \quad (2.14)$$

або

$$k_w = \frac{\Delta W''}{\Delta W'} = \frac{1}{1 - \frac{\Delta i_{ц}}{i'_{ц}}} \left(1 - \frac{\frac{\Delta i_{ц}}{i'_{ц}}}{1 + \frac{180,5}{i'_{ц}}} \right). \quad (2.15)$$

У таблиці 2.1 наведено розрахунок відносної додаткової витрати палива при відключенні (відмову) частини циліндрів двигуна

Таблиця 2.1 – Результати розрахунку відносної додаткової витрати палива

$i'_{ц}$	$\Delta i_{ц}$											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
6	1,19	1,48	1,97	2,94	5,84	-	-	-	-	-	-	-
8	1,14	1,32	1,57	1,96	2,60	3,87	7,70	-	-	-	-	-
10	1,11	1,24	1,41	1,63	1,95	2,42	3,21	4,79	9,53	-	-	-
12	1,09	1,19	1,31	1,47	1,67	1,94	2,31	2,88	3,81	5,69	11,31	-

Особливістю роботи автотракторного двигуна є широкий діапазон швидкісних і навантажувальних режимів роботи при русі колісної машини, включаючи тягові, коли двигун передає крутільний момент M_k в трансмісію, і гальмівні, коли двигун сприймає гальмівний момент від трансмісії і гальмує рух автомобіля. Для руху з дуже малими швидкостями можлива робота двигуна з буксуючим зчепленням при малих швидкостях обертання колінчастого вала і крутільних моментів як позитивних, так і негативних поблизу нульового значення, наприклад при маневруванні в умовах обмеженого простору, під'їзду під навантаження – вивантаження, з'єднання з причіпним пристроєм і інших таких випадках.

Ці особливості роблять практично неможливим виніс режимів, на яких відбувається відключення і наступне включення циліндрів з робочої зони. Водночас ці режими роботи автомобіля вимагають професійної керованості автомобіля. Несподіване відключення – включення циліндрів може призвести до втрати керованості. Тому процеси відключення – включення циліндрів автотракторного двигуна не повинні бути різкими, ступінчастими і це слід враховувати і забезпечувати при розробці пристрою відключення – включення циліндрів.

При відключенні частини циліндрів двигуна в процесі його роботи індикаторна потужність двигуна зменшується, в результаті чого знижується частота обертання колінчастого вала і крутільний момент двигуна. Для їх підтримки на колишньому рівні в працюючі циліндри необхідно збільшувати циклову подачу палива. При більшій циклової подачі палива в працюючі циліндри збільшується середній індикаторний тиск і покращується процес згоряння.

2.2 Зміна потужності автотракторного двигуна колісної машини при відключенні частини циліндрів

В експлуатації автотракторних двигунів можливі випадки роботи з

виключеною подачею палива одного або декількох циліндрів без розбирання деталей руху, а також і з розбиранням деталей руху.

Деяка частина індикаторної потужності, що розвивається в циліндрах двигуна, витрачається в самому двигуні на власні потреби і не може бути використана споживачем. Цю потужність називають [243] потужністю механічних втрат $N_{\text{мв}}$, кВт. Дана потужність витрачається на подолання тертя $N_{\text{тер}}$, привід всіх допоміжних механізмів $N_{\text{доп. мех}}$, забезпечують нормальну роботу двигуна, і на здійснення процесів газообміну в двигуні $N_{\text{ГО}}$, тобто

$$N_{\text{мв}} = N_{\text{тер}} + N_{\text{доп. мех}} + N_{\text{ГО}}. \quad (2.16)$$

У разі ж відключення одного з циліндрів двигуна механічні втрати зростають на величину насосних втрат цього циліндра [22]

$$N_{\text{мв}} = N_{\text{тер}} + N_{\text{доп. мех}} + N_{\text{ГО}} + N_{i_{\text{ц}}''-i}. \quad (2.17)$$

де $N_{i_{\text{ц}}''-i}$ – потужність, яка витрачається на переміщення поршня і подолання насосних ходів у відключеному циліндрі.

Визначимо допустиме число обертів колінчастого вала двигуна для роботи з вимкненим одним циліндром. При роботі всіх циліндрів на номінальному режимі має ефективну потужність $N_{e \text{ ном}}$, число обертів $n_{\text{ном}}$ і механічний ККД $\eta_{\text{м ном}}$, потужність механічних втрат на цьому режимі буде дорівнювати

$$N_{\text{мв ном}} = N_{e \text{ ном}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{м ном}}} - 1 \right). \quad (2.18)$$

Із залежності [243]

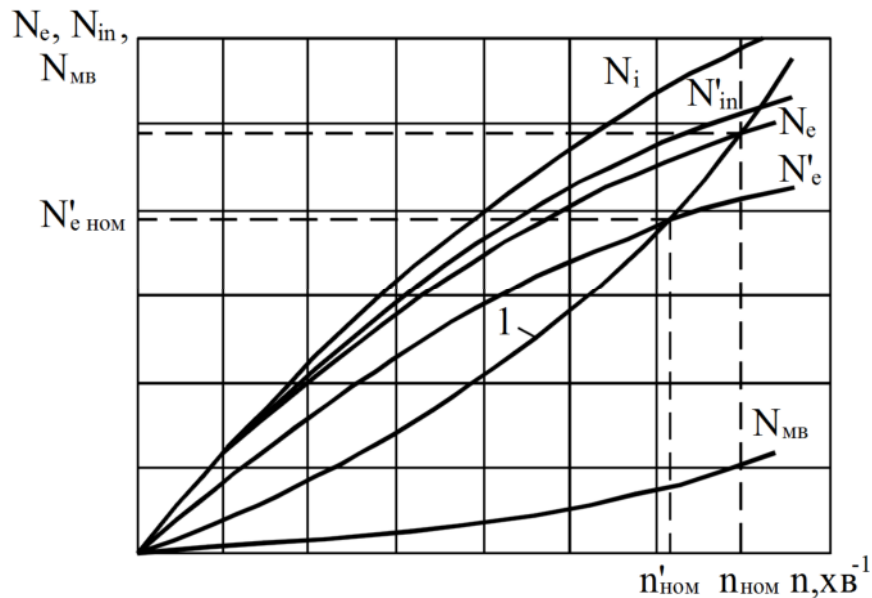
$$N_{\text{MB}} = C_1 n^m, \quad (2.19)$$

визначимо значення постійного коефіцієнта C_1

$$C_1 = \frac{N_{\text{MB ном}}}{n_{\text{ном}}^m}. \quad (2.20)$$

Величину показника m приймаємо за досвідченим даними. Знаючи значення C_1 і m , можна визначити потужність механічних втрат двигуна для всього діапазону чисел обертів.

На рисунку 2.1 [243] крива N_{MB} виражає залежність $N_{\text{MB}} = C_1 n^m$. Підсумовуючи ординати зовнішньої характеристики $N_e = f(n)$, отримуємо криву зовнішньої характеристики двигуна індикаторної потужності $N_{in} = f(n)$.



1 – навантажувальна характеристика
автотракторного двигуна

Рисунок 2.1 – Теоретичні криві потужності автотракторного двигуна при вимкненій подачі палива одного циліндра

Відключення роботи циліндрів відбувається за рахунок припинення подачі палива у циліндр.

Існують різні способи реалізації відключення циліндрів двигуна. Вони діляться на дві великі групи:

- зупинка кривошипно-шатунного механізму (КШМ);
- відключення системи живлення.

Однак конструктивна розробка модульних двигунів є надзвичайно складним завданням. При цьому знижується надійність, збільшується вартість технічного обслуговування і підвищуються вимоги до кваліфікації сервісного персоналу.

Відключити циліндри від системи живлення можна двома способами:

- припиненням подачі свіжого заряду в циліндри;
- припиненням подачі палива в циліндри.

Припинення подачі заряду в циліндри здійснюється шляхом зупинки клапанного механізму. Основним вузлом в системі відключення клапанів є блокувальний механізм з електромагнітним або гідравлічним приводом, який забезпечує можливість розриву кінематичного зв'язку між деталями газорозподільного механізму.

Однак застосування цього способу пов'язане зі значними ускладненнями механізму газорозподілу і системи управління, а також викликає проникнення масла в робочі порожнини циліндрів.

Пропонується спосіб відключення циліндрів, який застосуємо до сучасних АТД, будь-то з іскровим запалюванням чи дизельних з механічним приводом та електромеханічним приводом подачі палива.

При тому, що індикаторна потужність рівномірно розподіляється між циліндрами, можна визначити індикаторну потужність двигуна при вимкненій подачі палива одного циліндра [243]

$$N'_{in} = (i''_{ц} - 1)N_{in\ ц} = \frac{i''_{ц} - 1}{i''_{ц}} N_{in}, \quad (2.21)$$

де $N_{in\ \text{ц}}$ – індикаторна потужність одного циліндра,

$$N_{in\ \text{ц}} = \frac{N_{in}}{i_{\text{ц}}''}. \quad (2.22)$$

За обчисленим значенням потужності N_{in} для різних обертів вала двигуна можна побудувати зовнішню індикаторну характеристику при роботі $(i_{\text{ц}}'' - 1)$ циліндрів двигуна [22].

При вимкненій подачі палива в один циліндр потужність механічних втрат двигуна зменшується внаслідок зменшення втрат тертя в цьому циліндрі та внаслідок зниження максимального тиску циклу. Зазначене зменшення потужності механічних втрат не представляє істотного значення, роботу двигуна з виключеною подачею палива в один циліндр допускаємо із збереженням колишньої залежності $N_{\text{мв}} = f(n)$. Маючи криві $N_{in} = f(n)$ і $N_{\text{мв}} = f(n)$, неважко побудувати криву $N_e = f(n)$, розраховуючи ординати кривої $N_{\text{мв}}$ з ординат кривої N_{in} . Крива N_e являє собою зовнішню характеристику двигуна при роботі $(i_{\text{ц}}'' - 1)$ циліндрів двигуна. Точка перетину цієї кривої з навантажувальною характеристикою двигуна (крива 1) визначає допустиме число обертів $n_{\text{ном}}$ і відповідну потужність $N_{e\ \text{ном}}$ при роботі двигуна з виключеною подачею палива в один циліндр. З іншого боку індикаторну потужність відключеного циліндра можна уявити [243]

$$N_{in\ x} = N_e - N_{e\ (i_{\text{ц}}'' - 1)}, \quad (2.23)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна при роботі всіх циліндрів;

$N_{e\ (i_{\text{ц}}'' - 1)}$ – ефективна потужність при роботі двигуна з одним вимкненим циліндром.

Індикаторна потужність двигуна визначається як сума індикаторних

потужностей окремих циліндрів

$$N_{in} = \sum_1^{i_{\text{ц}}} N_{in\ x}. \quad (2.24)$$

Тоді згідно з [245] розраховуємо коефіцієнт рівномірності роботи циліндрів двигуна

$$k_r = \frac{N_{in(x)\ \text{min}}}{N_{in(x)\ \text{max}}}, \quad (2.25)$$

де $N_{in(x)\ \text{min}}$ – найменше значення індикаторної потужності циліндра випробуваного двигуна;

$N_{in(x)\ \text{max}}$ – найбільше значення індикаторної потужності одного циліндра випробуваного двигуна.

Якщо у циліндр з поршнем припинена подача палива, а він продовжує працювати вхолосту, то при цьому слід враховувати додаткові втрати енергії, що витрачаються на рух поршня і пов'язаних з ним механізмів.

Втрати потужності складаються з наступних складових:

N_1 – втрати на переміщення власне циліндра із зчленованими з ним механізмами;

N_2 – втрати на стиск повітря в циліндрі (насосні ходи).

Величину потужності, необхідну на подолання переміщення відключеного циліндра із зчленованими з ним механізмами можна отримати з рівняння

$$N_1 = \frac{N_{in\Delta}}{\eta_m} (1 - \eta_m), \quad (2.26)$$

де $N_{in\Delta}$ – індикаторна потужність відключеного циліндра;

η_m – механічний КПД на подолання тертя у відключеному циліндрі.

Потужність тертя залежить від температури мастила і числа обертів. Підвищення температури мастила знижує його в'язкість і зменшує роботу тертя. При підвищенні числа обертів колінчастого вала потужність тертя в різних вузлах змінюється по-різному. В цілому по циліндру робота тертя зростає приблизно пропорційно збільшенню числа оборотів циліндру в 1,5–1,8 раз [200].

У тих випадках, коли відсутні дані від випробувань відключеного циліндру, але є всі дані про його конструкції та параметри режиму, при якому автотракторний двигун повинен працювати, то $N_{in\Delta}$ визначається рівнянням [243]

$$N_{in\Delta} = P_{in\Delta} V_b \left[\frac{1 + \alpha}{\lambda_{c\text{ пр}}} (A_c - A_p) + A_p \right], \quad (2.27)$$

де $P_{in\Delta}$ – індикаторний тиск відключеного циліндру;

V_b – об'єм циліндру;

α – відносна величина мертвого простору в циліндрі;

$\lambda_{c\text{ пр}}$ – секундна теоретична продуктивність циліндру;

A_c – робота стиску повітря у відключеному циліндрі (насосний хід);

A_p – робота розширення повітря у відключеному циліндрі.

Втрати пропорційні роботі

$$A_{1,2} \equiv N_1; N_2. \quad (2.28)$$

Робота на переміщення відключених частин (рис. 2.2)

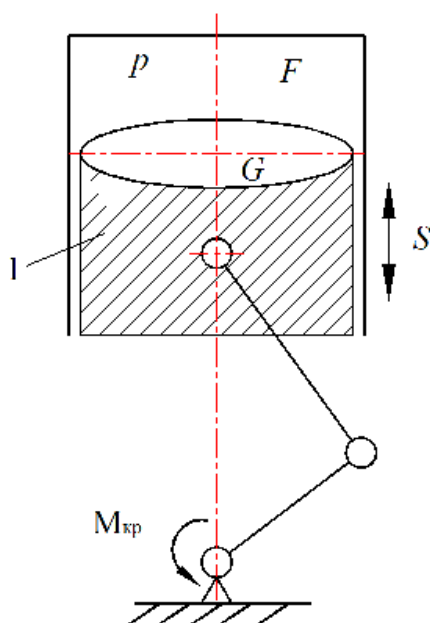
$$A = \int_{S_1}^{S_2} F ds, \quad (2.29)$$

де F – вага елементів, що працюють вхолосту

Коли поршень стискає повітря в циліндрі (нагнітання) і випускає

$$A_{\text{мех}} = \int_0^S P_{\text{надл}} \cdot F ds, \quad (2.30)$$

де $P_{\text{надл}}$ – надлишковий тиск



1 – поршень

Рисунок 2.2 – Схема переміщення власне поршня в циліндрі

Робота нагнітання та всмоктування

$$A_{\text{нагн}} = \int_0^S P_{\text{нагн}} \cdot F ds, \quad (2.31)$$

$$A_{\text{вс}} = \int_0^S P_{\text{вс}} \cdot F ds. \quad (2.32)$$

Робота за подвійний хід

$$A_{\text{нагн}} + A_{\text{вс}} = \int_0^S P_{\text{нагн}} \cdot F ds + P_{\text{вс}} \cdot F ds = F \int_0^S (P_{\text{нагн}} + P_{\text{вс}}) \cdot ds \quad (2.33)$$

або

$$A_{\text{нагн}} + A_{\text{вс}} = \frac{F \int_0^S (P_{\text{нагн}} + P_{\text{вс}}) \cdot ds}{S} = p_i, \quad (2.34)$$

де p_i – середній індикаторний тиск.

2.3 Визначення потужності і роботи вимушених коливань при відключенні частини циліндрів в двигуні колісної машини

При призначенні режиму роботи двигуна з відключеним циліндром потрібно враховувати, що при розбиранні руху порушуються динамічні властивості двигуна (збільшується ступінь нерівномірності обертання; при розбиранні деталей руху змінюється врівноваженість, посилюються крутильні коливання). В результаті змін динамічних властивостей при відключенні циліндрів може посилитися вібрація автотракторного двигуна і кузова колісної машини, що потребує подальшого зниження оборотів двигуна.

У автотракторного двигуна потужність L розраховується як скалярний добуток вектора сили \vec{K} і вектора швидкості \vec{x} [245]

$$L = \vec{K} \cdot \vec{x}. \quad (2.35)$$

Якщо за напрямом сила і швидкість збігаються, то можна взяти звичайне твір $K \cdot x$. В іншому випадку підставляють лише складову сили, спрямовану по швидкості.

В разі періодичного обурення сили будемо мати [245]

$$K = K_0 \cdot \cos \Omega t. \quad (2.36)$$

Якщо амплітуду вимушених коливань у загальному випадку позначити через A , то й рух, що викликається періодично змінюється силою [245], описується формулою

$$x = A \cdot \cos(\Omega t - \varphi). \quad (2.37)$$

Підставляючи ці вирази у формулу (2.35), після нескладних тригонометричних перетворень отримуємо потужність коливань [245]

$$L = K \cdot x = 1/2 K_0 \cdot A \cdot \Omega [\sin \varphi - \sin(2\Omega t - \varphi)] = L_m - L_s. \quad (2.38)$$

Таким чином, потужність можна представити у вигляді суми постійної складової L_m (середня потужність) і періодичної складової L_s . Складова L_s змінюється з частотою, удвічі більше частоти обурюючої сили. Користуючись термінологією [245, 246], потужність L_m можна назвати активною, а потужність L_s – реактивною.

Підставляючи відповідні значення K_0 и A , справедливих у загальному випадку співвідношень (2.38) легко знайти вирази для потужності для всіх приватних випадках. Так для випадку A вважаємо, що на масу m діє сила $K(t) = K_0 \cos \Omega t = c \cdot x_0 \cdot \cos \Omega t$, маємо

$$A = x_0 \cdot V_A = \frac{x_0}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}}, \quad (2.39)$$

$$\sin\varphi = \frac{2D\eta}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}}. \quad (2.40)$$

Враховуючи, далі, що $\Omega = \omega_0\eta$, отримуємо

Випадок А

$$L_m = c \cdot x_0^2 \cdot \omega_0 \frac{D\eta^2}{(1-\eta^2)^2 + 4D^2\eta^2} = c \cdot x_0^2 \cdot \omega_0 \cdot V_m, \quad (2.41)$$

$$\begin{aligned} L_s &= c \cdot x_0^2 \cdot \omega_0 \frac{\eta}{2\sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}} \sin(2\Omega t - \varphi) = \\ &= c \cdot x_0^2 \cdot \omega_0 \cdot V_s \sin(2\Omega t - \varphi) \end{aligned} \quad (2.42)$$

Множник $c \cdot x_0^2 \cdot \omega_0$ має розмірність потужності, а V_m и V_s можна розглядати як безрозмірні коефіцієнти підсилення потужності. Ці вирази описують вплив коефіцієнта демпфування D і відносної частоти η на величину потужності.

Абсолютно аналогічно тому, як це робилося при побудові амплітудних характеристик, можна побудувати «резонансні» криві для потужності. З (2.42) легко бачити, що V_m так і V_s , дорівнює нулю при $\eta = 0$ і при $\eta \rightarrow \infty$. Між тим обидва сімейства кривих незалежно від величини D при $\eta = 1$ мають максимум, рівний

$$(V_m)_{\max} = (V_s)_{\max} = 1/(4D). \quad (2.43)$$

Це означає, що при частоті збурення $\Omega = \omega_0$ середня потужність (активна потужність) дорівнює максимальному значенню змінної потужності (реактивної потужності). Таким чином, при введенні в коливальну систему певної корисної потужності в системі повинна розвиватися така реактивна потужність, максимальні значення якої має ту саму величину, що й активна потужність. Якщо обурення відбувається не з частотою $\Omega = \omega_0$, відношення активної потужності до реактивної зменшується. З (2.42) легко отримати

$$\frac{L_m}{(L_s)_{\max}} = \frac{V_m}{V_s} = \frac{2D\eta}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}}. \quad (2.44)$$

Цей вираз в точності повторює для випадку V_B , залежність якого від η и D можна бачити на рисунку 2.3. Звідси безпосередньо видно, що якщо нам коливання двигуна з можливо низькою реактивною потужністю, то краще перейти до резонансного випадку.

Випадок Б:

$$L_m = d \cdot x_0^2 \cdot \omega_0^2 \frac{2D^2\eta^4}{(1-\eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}, \quad (2.45)$$

$$L_s = d \cdot x_0^2 \cdot \omega_0^2 \frac{D\eta^3}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}} \sin(2\Omega t - \varphi); \quad (2.46)$$

Випадок В:

$$L_m = m_u \cdot x_0^2 \cdot \omega_0^3 \frac{D\eta^6}{(1-\eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}, \quad (2.47)$$

$$L_s = m_u \cdot x_0^2 \cdot \omega_0^3 \frac{\eta^6}{2\sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}} \sin(2\Omega t - \varphi). \quad (2.48)$$

Слід зазначити, що відношення активної потужності до максимальної реактивної в обох випадках має точно таке ж значення, яке вже було знайдено в разі А (формула (2.44)). Таким чином, зроблені там висновки справедливі і для випадків Б і В.

На рисунку 2.3 в якості прикладу показана функція V_m для випадку В. Формули (2.47) и (2.48) дозволяє легко переконатися в тому, що резонансний максимум повністю зникає вже при досить невеликих значеннях демпфування. Криві при $D > 0,259$ монотонні, так що при цьому розвивається тим більша потужність, чим вище частота збурення.

Активна робота зростає лінійно з часом, в той час як реактивна робота є періодичною функцією часу. На практиці цікавляться передусім роботою E^* , чиненої за одне повне коливання

$$E_e^* = E_e(t = 2\pi/\Omega) - E_e(t = 0) = \pi K_0 A \sin \varphi. \quad (2.50)$$

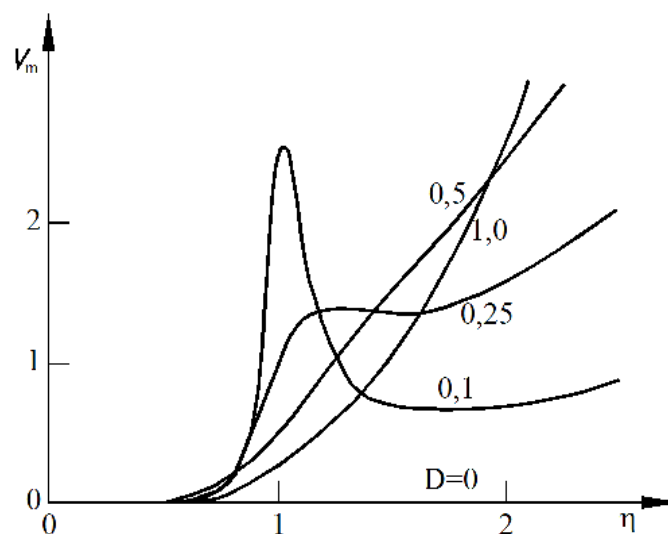


Рисунок 2.3 – Коефіцієнти підсилення по потужності вимушених коливань автотракторного двигуна

Чинену роботу можна знайти інтегруванням потужності. Беручи до уваги рівність (2.36), отримують роботу зовнішньої сили збурення

$$E_e = \int L dt = 1/2 K_0 \cdot A \cdot \Omega t \cdot \sin \varphi + 1/4 K_0 \cdot A \cdot \cos(2\Omega t - \varphi), \quad (2.49)$$

Вплив зміни числа працюючих циліндрів на показники, що характеризують досконалість робочого процесу: витрати палива і токсичності відпрацьованих газів, може чинити несприятливий вплив через нерівномірність крутильного моменту, що підсилює вібрацію автотракторного двигуна [247].

Багато дотримуватися рівномірності чергування спалахів в працюючих циліндрах. При відключенні частини циліндрів при відборі потужності, нерівномірність обертання колінчастого вала не повинно перевищувати допустимі межі [248].

Періодичне обурення від нерівномірності крутильного моменту автотракторного двигуна при відключенні циліндрів загального виду вирішуємо методом розкладу в ряд Фур'є. Якщо діюча на осцилятор обурення є періодичним, то воно може бути представлене рядом Фур'є. Тоді для вхідної функції можна записати [245]

$$x_0 = f(t) = \sum_{n=1}^N k_n \cos(n\eta t - \chi_n) = \sum_{n=1}^N f_n(t). \quad (2.51)$$

Для автотракторних двигунів, рівняння руху яких лінійні, в силу принципу суперпозиції рішення можна знайти як суму окремих реакцій осцилятора на різні складові обурення. Це легко зрозуміти з таких міркувань: якщо в загальному випадку $L(x)$ є лінійним диференціальним виразом від x , то для лінійного осцилятора рівняння можна записати так [245]

$$L(x_0) = x_e. \quad (2.52)$$

Якщо тепер $x_e = \sum f_n(t)$, то можна припустити $x_a = \sum x_{an}$. Тоді внаслідок лінійності справедливо рівність

$$L(x_a) = L(\sum x_{an}) = \sum L(x_{an}). \quad (2.53)$$

Отже, вихідне рівняння можна привести до вигляду [245]

$$\sum_{n=1}^N [L(x_{an}) - f_n(t)] = 0. \quad (2.54)$$

Якщо x_{an} вибрати таким чином, щоб кожен член суми, тобто кожне стоїть в квадратних дужках вираз, звертався в нуль, то це рівняння буде задовольнятися, а загальне рішення x_a вийде як сума приватних рішень.

В якості прикладу нерівномірності крутильного моменту автотракторного двигуна при відключенні циліндрів розглянемо рівняння руху

$$x'' + 2Dx' + x = x_e, \quad (2.55)$$

причому x_e є функцією типу меандру, зображеною на рисунку 2.4.

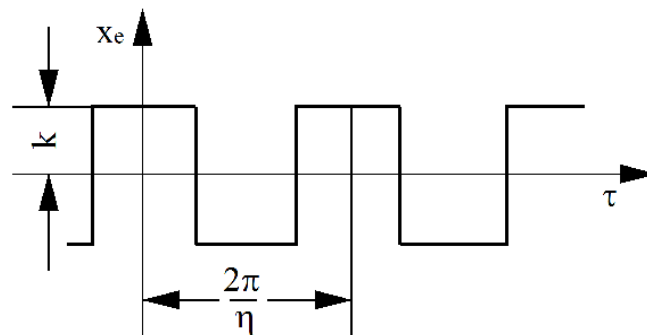


Рисунок 2.4 – Функція типу меандру нерівномірності крутильного моменту автотракторного двигуна при відключенні циліндрів

Для цієї функції розкладання в ряд Фур'є виглядає так

$$x_e(\tau) = \frac{4k}{\pi} \left[\cos \eta \tau - \frac{\cos 3\eta \tau}{3} + \frac{\cos 5\eta \tau}{5} - \dots \right] = \frac{4k}{\pi} \sum_{n=0}^N \frac{(-1)^n \cos[(2n+1)\eta \tau]}{2n+1} \quad (2.56)$$

Застосовуючи раніше отримані результати [245, 246] для коефіцієнта посилення і фази – легко знайти кожне приватне рішення, так що загальне рішення приймає наступний вигляд

$$x_e = x = \frac{4k}{\pi} \sum_{n=0}^N \frac{(-1)^n \cos[(2n+1)\eta \tau - \varphi_n]}{(2n+1) \sqrt{[1 - (2n+1)^2 \eta^2]^2 + 4D^2 (2n+1)^2 \eta^2}} + Ce^{-D\tau} \cos[\sqrt{1 - D^2} \tau - \varphi] \quad (2.57)$$

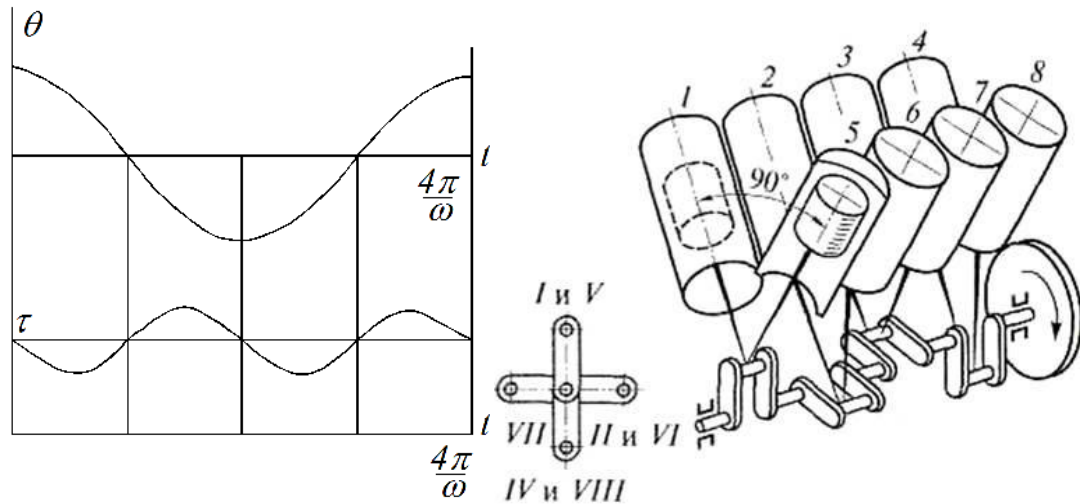
$$\text{де } \operatorname{tg} \varphi_n = \frac{2D(2n+1)\eta}{1 - (2n+1)^2 \eta^2}.$$

Обчислення цього ряду на практиці, звісно, вельми трудомістко, хоча з-за сильного загасання він сходиться значно швидше, ніж ряд для обурює функції (2.56).

Як видно [5], облік змін моменту інерції призводить до рівнянню (j), подібного тим рівнянь, які були отримані вище для системи із змінною жорсткістю. Звідси можна укласти, що при належному виборі частоти ω радіально коливних мас m можуть виникнути великі крутильні коливання системи, представленої на рисунку 2.5.

Необхідна для цих коливань енергія вводиться силами, що здійснюють заданий радіальний рух мас. Коли маси рухаються до осі вала, відбувається позитивна робота на подолання відцентрових сил. При зворотному русі робота негативна. Якщо повідомити швидкість масам, спрямовану до осі вала, коли

кутова швидкість крутильних коливань і відповідно відцентрові сили великі, і зворотний рух – коли відцентрові сили малі, то буде створюватися надлишок позитивної роботи, необхідний для наростання крутильних коливань.



а – криві коливань; б – схема ПГ і КШМ восьмициліндрового двигуна

Рисунок 2.5 – Крутильні коливання системи КШМ

Такі умови показано на рисунку 2.5, де верхня крива являє кутову швидкість θ коливного маховика, а нижня – радіальні переміщення z мас m . Частота коливань мас m вдвічі більше частоти крутильних коливань вала.

2.4 Визначення додаткових витрат енергії викликаних нерівномірністю крутильного моменту автотракторного двигуна при відключенні частини циліндрів

Основна мета термодинамічного розрахунку автотракторного двигуна з відключеним циліндром – це визначення роботи (потужності), яку треба затратити для стиснення повітря у відключеному циліндрі. Роботу стиснення в АТД визначають з деякими допущеннями по рівнянню ізотермічного, адіабатного для якого справедливо рівняння політропи [243]

$$p_a V_a^n = p_c V_c^n = p \cdot V^n = \text{const}, \quad (2.58)$$

де p_a, p_c – тиск робочої суміші на початку і в кінці такту стиснення;

b – показник політропи $b = \frac{c - c_p}{c - c_v}$, який для адіабатного процесу

приймається рівним, показника адіабати $k = c_p / c_v$;

c – молярна теплоємність;

p, V – поточні значення тиску і об'єму робочої суміші в циліндрі АТД;

V_a, V_c – об'єм робочої суміші на початку і в кінці такту стиснення.

$$\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon, \quad (2.59)$$

де ε – ступінь стиснення.

Як адіабатний, так і ізотермічний процеси стиснення газу або повітря можуть розглядатися тільки як теоретичні. В дійсності процеси стиснення йдуть по політропі, що має змінний показник. Показник політропи залежить від інтенсивності теплообміну в процесі стиснення газу у відключеному охолоджуваному циліндрі $k > n > 1$.

Для політропного процесу робота стиснення дорівнює [243]

$$A_c = \int_{v_1}^{v_2} p dv = -\frac{1}{b-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) \quad (2.60)$$

або

$$A_c = A_b = \frac{b}{b-1} p_1 v_1 \left(\varepsilon^{\frac{b-1}{b}} - 1 \right) = \frac{b}{b-1} R T_1 \left(\varepsilon^{\frac{b-1}{b}} - 1 \right) =$$

$$= \frac{b}{b-1} p_1 v_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = \frac{b}{b-1} R (T_2 - T_1). \quad (2.61)$$

де A_b – робота політропного процесу стиснення;

T_1, T_2 – температура газу на всмоктуванні та нагнітанні відповідно;

R – питома газова постійна суміші, Дж/(кг·К).

Отже, роботу «політропного» відключеного циліндру можна знайти за формулою [243]

$$\begin{aligned} A_{\text{відцп}} &= p_1 v_1 - \frac{1}{b-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) - p_2 v_2 = -\frac{b}{b-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) = \\ &= -\frac{b}{b-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(b-1)/b} - 1 \right] = -\frac{b}{b-1} R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(b-1)/b} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (2.62)$$

Середнє значення показника політропи, як правило, визначається за параметрами газу на початку і в кінці процесу стиснення.

Потужність, що витрачається на насосні ходи у відключеному циліндрі дорівнює [243]

$$N_{i_{\text{ц}}-1} = \frac{Q A_{\text{відцп}}}{1000}, \quad (2.63)$$

де Q – масова подача відключеного циліндра, яка пов'язана з об'ємною подачею \dot{V} наступним чином [243]

$$Q = \dot{V} / \rho. \quad (2.64)$$

де ρ – щільність газу, що надходить в один відключений циліндр за один хід всмоктування.

Об'ємну подачу (\dot{V}) знаходимо за формулою [243]

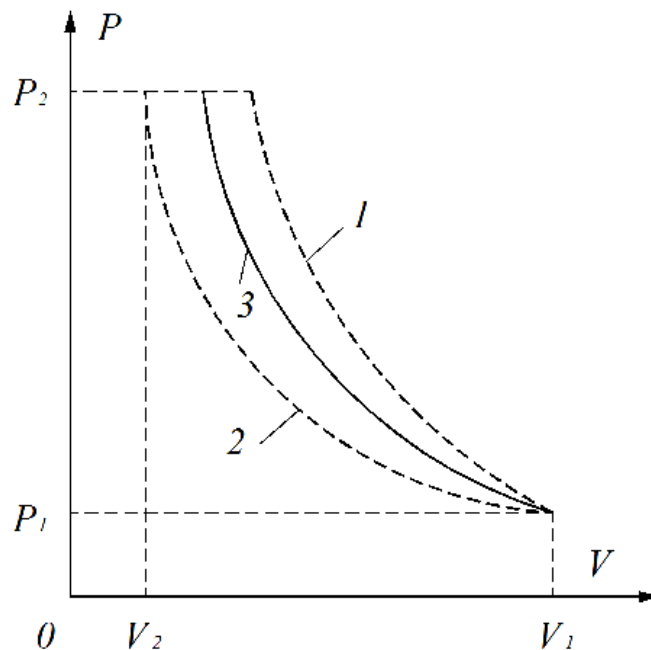
$$\dot{V} = V_1 \cdot \Delta i_{\text{ц}} \cdot n, \quad (2.65)$$

де V_1 – обсяг газу, що надходить в один відключений циліндр за один хід всмоктування;

$\Delta i_{\text{ц}}$ – число відключених циліндрів,

n – частота обертання колінчастого вала автотракторного двигуна з відключеними циліндрами.

Потужність, яка витрачається на насосні ходи у відключених циліндрах поршневого автотракторного двигуна може бути визначена на підставі індикаторної діаграми стиснення повітря або газу. Така теоретична діаграма наведена на рисунку 2.6 [243].



1 – адабатичний закон без віддачі тепла;

2 – ізотермічний закон при постійній температурі;

3 – політропний закон

Рисунок 2.6 – Індикаторна діаграма стиску газу

Деяка кількість газу стискається у відповідності з діаграмою від початкового об'єму V_1 і тиску P_1 до кінцевого об'єму V_2 і тиску P_2 . На стиснення газу витрачається робота, яка буде різною в залежності від характеру процесу стиснення. Цей процес може здійснюватися за адіабатичному закону без віддачі тепла, коли індикаторна діаграма обмежена кривою 1 на рисунку 2.6; по ізотермічному закону при постійній температурі, відповідно крива 2 на рисунку 2.6, або по політропі крива 3, яка показана суцільною лінією між адіабатою та ізотермою. Робота при стисненні газу для політропного процесу, Дж/кг, виражається формулою (2.62).

Потужність, яка витрачається на насосні ходи автотракторного двигуна із відключеними циліндрами, кВт, визначається виразом [14]

$$N_{i_{\text{ц}}-1}^{\text{н}} = \frac{Q \cdot A_{\text{від ц п}}}{\eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{м}}} \cdot 10^{-3}, \quad (2.66)$$

де Q – масова подача відключеного циліндра;

$\eta_{\text{п}}$ – індикаторний ККД відключеного циліндру, що враховує втрати потужності в ньому при реальному робочому процесі;

$\eta_{\text{м}}$ – ККД механічної передачі між відключеним циліндром і двигуном.

Так як теоретична індикаторна діаграма істотно відрізняється від дійсної, а отримання останньої не завжди можливо, то при визначенні потужності, яка витрачається на рух відключеного циліндру, кВт, часто користуються наближеною формулою, де вихідними даними є робота ізотермічного і адіабатного стиснення, а також ККД відключеного циліндру [14, 121, 122, 242].

Співвідношення додаткових витрат енергії (викликаних нерівномірністю крутільного моменту АТД) між варіантом з усіма працюючими циліндрами і варіантом відключенням частини з них [14]

$$\frac{\Delta W''}{\Delta W'} = \frac{1}{1 - \frac{\Delta i_{\text{ц}}}{i'_{\text{ц}}}} \left(1 - \frac{0,08 \cdot \frac{\Delta i_{\text{ц}}}{i'_{\text{ц}}}}{0,08 + \frac{14,44}{i'_{\text{ц}}}} \right). \quad (2.67)$$

де $\Delta W'$, $\Delta W''$ – додаткові витрати енергії двигуна при всіх працюючих циліндрах і відключення частини з них;

$i'_{\text{ц}}$ – число циліндрів АТД;

$\Delta i_{\text{ц}}$ – число відключених циліндрів.

Зміна додаткових витрат енергії двигуна [14, 242]

$$\delta \Delta W_1 = \Delta W'' - \Delta W' = \Delta W' \left(\frac{\Delta W''}{\Delta W'} - 1 \right). \quad (2.68)$$

Величина $\Delta W'$ може бути визначена як [122, 242]

$$\begin{aligned} \Delta W' &= \frac{A_p}{\pi} \cdot S = \frac{A_{Mi} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot u_k \cdot u_0}{\pi \cdot r_{\delta}} \cdot S = \\ &= \frac{\overline{M}_i \cdot \left[0,08 + \frac{14,44}{i'_{\text{ц}}} \right] \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot u_k \cdot u_0}{2 \cdot \pi \cdot r_{\delta}} \cdot S, \end{aligned} \quad (2.69)$$

де \overline{M}_i – середній індикаторний крутильний момент АТД;

η_m , $\eta_{\text{тр}}$ – механічний ККД АТД і ККД трансмісії;

u_k , u_0 – передаточні числа коробки передач і головної передачі;

r_{δ} – динамічний радіус колеса;

S – пробіг колісної машини.

Підставляючи (2.69) в (2.68), отримаємо

$$\delta \Delta W_1 = \frac{\overline{M}_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{тр} \cdot u_k \cdot u_0}{2 \cdot \pi \cdot r_\delta} \cdot \left(0,08 + \frac{\frac{14,44}{i'_u}}{1 - \frac{\Delta i_u}{i'_u}} \right) \cdot S. \quad (2.70)$$

Додаткова робота, обумовлена стисненням робочої суміші в відключених циліндрах

$$\sum A_c = \Delta i_u A_c = \frac{\Delta i_u \cdot p_a \cdot V_a}{n-1} \cdot (\varepsilon^{n-1} - 1), \quad (2.71)$$

Сумарна робота $\sum A_c$ виконана за час циклу T . Зазначений час можна визначити як

$$\Delta i_u A_c \rightarrow T = \frac{4\pi}{\omega_e}, \quad (2.72)$$

$$\omega_e = \frac{V_{авт} \cdot u_k \cdot u_0}{r_\delta}, \quad (2.73)$$

$$T = \frac{4\pi \cdot r_\delta}{V_{авт} \cdot u_k \cdot u_0}, \quad (2.74)$$

де $V_{авт}$ – лінійна швидкість колісної машини.

Нехай, прохідний автомобілем шлях дорівнює

$$S = T \cdot V_{авт} = \frac{4\pi \cdot r_\delta}{u_k \cdot u_0}. \quad (2.75)$$

Додаткові витрати енергії, зумовлені роботою стиснення робочих циліндрів відмовили в циліндрах [121, 122]

$$\delta\Delta W_2 = \frac{t}{T} \cdot \Delta i_{\text{ц}} \cdot A_c, \quad (2.76)$$

$$\delta\Delta W_2 = \frac{t \cdot V_{\text{авт}} \cdot u_{\text{к}} \cdot u_0}{4\pi \cdot r_{\delta}} \cdot \Delta i_{\text{ц}} \cdot A_c, \quad (2.77)$$

Підставляючи (2.66) в (2.74), отримаємо

$$\delta\Delta W_2 = \frac{u_{\text{к}} \cdot u_0}{4\pi \cdot r_{\delta}} \cdot \frac{\Delta i_{\text{ц}} \cdot p_a \cdot V_a}{n-1} \cdot (\varepsilon^{n-1} - 1) \cdot S, \quad (2.78)$$

Отримаємо відношення (2.78) і (2.70)

$$\frac{\delta\Delta W_2}{\delta\Delta W_1} = \frac{\frac{u_{\text{к}} \cdot u_0}{4\pi \cdot r_{\delta}} \cdot \frac{\Delta i_{\text{ц}} \cdot p_a \cdot V_a}{n-1} \cdot (\varepsilon^{n-1} - 1)}{\frac{\overline{M}_i \cdot j_{\text{м}} \cdot j_{\text{тр}} \cdot u_{\text{к}} \cdot u_0}{2 \cdot \pi \cdot r_{\delta}} \cdot \left(0,08 + \frac{\frac{14,44}{i'_{\text{ц}}}}{1 - \frac{\Delta i_{\text{ц}}}{i'_{\text{ц}}}} \right)} > 1, \quad (2.79)$$

Після деяких перетворень отримаємо

$$\frac{\delta\Delta W_2}{\delta\Delta W_1} = \frac{\Delta i_{\text{ц}} \cdot p_a \cdot V_a \cdot \frac{(\varepsilon^{n-1} - 1)}{n-1}}{2 \cdot \overline{M}_i \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \left(0,08 + \frac{\frac{14,44}{i'_{\text{ц}}}}{1 - \frac{\Delta i_{\text{ц}}}{i'_{\text{ц}}}} \right)} > 1, \quad (2.80)$$

Причому крутильний момент дорівнює

$$\overline{M}_i = \frac{\overline{N}_{in}}{\omega_e} = \frac{\overline{N}_{in} \cdot r_\partial}{V_{авт} \cdot u_k \cdot u_0} = \frac{N_e \cdot r_\partial}{\eta_m \cdot V_{авт} \cdot u_k \cdot u_0}, \quad (2.81)$$

При підстановці (2.81) в (2.80) отримаємо відношення додаткових витрат енергії, зумовлених роботою стиснення робочих циліндрів у відключених циліндрах до зміни додаткових витрат енергії двигуна

$$\frac{\delta \Delta W_2}{\delta \Delta W_1} = \frac{\Delta i_{ц} \cdot p_a \cdot V_a \cdot \frac{(\varepsilon^{n-1} - 1)}{n-1} \cdot V_{авт} \cdot u_k \cdot u_0}{2 \cdot N_e \cdot r_\partial \cdot \eta_{тр} \cdot \left(0,08 + \frac{\frac{14,44}{i'_{ц}}}{1 - \frac{\Delta i_{ц}}{i'_{ц}}} \right)} > 1, \quad (2.82)$$

Потужність на колесах при розгоні колісної машини пропорційна її швидкості та визначається наступною формулою

$$N_k = V_{авт} \left(m_a \cdot g \cdot \varphi + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_{авт}^2 \right). \quad (2.83)$$

Поряд з вібрацією двигуна роботу здійснюють також і внутрішні сили коливальної системи. Робота сили інерції дорівнює кінетичної енергії маси, а робота оновлюючої сили дорівнює потенційної енергії напруженою подушками двигуна. При періодичних рухах обидві ці роботи також змінюються періодично і, маючи різні знаки, виключаються із загального балансу енергії системи, якщо їх величина розраховується для одного повного колювання. Таким чином, обидві роботи є реактивними. Робота, чинена силами демпфування за один повний період, не виключається із загального балансу.

2.5 Визначення потужності та роботи двигуна в процесі розгону колісної машини

Надійна тривала робота автотракторного двигуна можлива тільки в тому випадку, коли він правильно розрахований і обраний за тепловим і динамічним (при перехідних процесах) режимах і відповідає умовам навколишнього середовища. Застосування двигуна будь-якого типу перед усе пов'язане з підбором його за потужністю. Більша частина теплової енергії, що виділяється при згоранні палива у циліндрах двигуна, перетворюється в механічну. Ефективна потужність – потужність, що отримується на колінчастому валі. Вона менше індикаторної на 10...12%, так як частина потужності витрачається на подолання сил тертя в механізмах двигуна і приведення у дія допоміжних пристроїв (насоса, вентилятора, генератора та інш.).

Розглянуті вище показники напрацювання є оціночними (неточними), оскільки однозначно не характеризують процеси зносу і старіння, що протікають у вузлах і агрегатах автомобілів і тракторів.

Найбільш точним і об'єктивним показником машин може бути механічна робота, виконана двигуном з початку експлуатації чи поновлення експлуатації після ремонту мобільних машин [249, 250].

Спробуємо вирішити проблему визначення потужності двигуна мобільних машин були зроблені рядом авторів, в тому числі в роботах [135, 251]. Потужність двигуна в дорожніх умовах визначалася з використанням вимірювально – реєстраційний комплексу, що включає в себе кілька трьохкоординатних датчиків прискорень і комп'ютер [252]. Однак для визначення потужності двигуна при русі мобільних машин необхідно попередньо проводити їх вільний вибіг. Це необхідно для попереднього визначення параметрів опору руху машин, що залежать від швидкості.

В роботі [253] у вирішенні завдань управління мобільними машинами запропоновано використовувати модель складного руху. Для цього

абсолютна рух автомобіля розкладається на переносний і відносне. До параметрів переносного руху відносяться переміщення, швидкості і прискорення контрольних точок рухомої системи координат відносно нерухомої [254]. Відносним рухом точки або твердого тіла є рух, розглянуте відносно рухомої системи координат [254].

Рух автомобіля на мірній ділянці можна вважати складним. В якості переносного слід вважати рух, яке відповідає руху з середньою швидкістю на мірній ділянці. Параметром відносного руху слід вважати коливання лінійної швидкості автомобіля відносно його середньої швидкості на мірній ділянці.

Для реалізації поставленої задачі використовуємо модель складного руху. Переносну швидкість визначаємо на мірній ділянці довжиною , рівної 1 км або 1000 м. Знаючи час T_M проходження мірній ділянки, визначимо переносну лінійну швидкість автомобіля

$$V_{\text{пер}} = \overline{V_{\text{авв}}} = S_M / T_M . \quad (2.84)$$

Середня швидкість руху автомобіля на мірній ділянці шляху і буде швидкістю переносного руху. При переносному русі лінійна швидкість постійна, а значить прискорення дорівнює нулю. Константа тягової сили на колесах, створює переносний рух і буде дорівнювати

$$P_{\text{кпер}} = m_a \cdot g \cdot f + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot \overline{V}_{\text{пер}}^2 = m_a \cdot g \cdot f + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot \frac{S_M^2}{T_M^2} , \quad (2.85)$$

де m_a – маса автомобіля;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81\text{м/с}^2$;

f – коефіцієнт опору коченню;

C_x – коефіцієнт лобового аеродинамічного опору;

ρ – щільність повітря;

F – лобова площа кузова автомобіля (модель).

Потужність двигуна, що витрачається на переносний рух

$$N_{\text{кпер}} = P_{\text{кпер}} \cdot V_{\text{пер}} = \frac{S_{\text{М}}}{T_{\text{М}}} \cdot \left(m_{\text{а}} \cdot g \cdot f + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot \frac{S_{\text{М}}^2}{T_{\text{М}}^2} \right). \quad (2.86)$$

Робота, затрачувана на переносний рух на мірній ділянці шляху

$$A_{\text{кпер}} = P_{\text{кпер}} \cdot S_{\text{М}} = S_{\text{М}} \cdot \left(m_{\text{а}} \cdot g \cdot f + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot \frac{S_{\text{М}}^2}{T_{\text{М}}^2} \right). \quad (2.87)$$

Потужність двигуна, що витрачається на тертя в трансмісії

$$N_{\text{тер}} = P_{\text{тер}}^{\text{пр}} \cdot V_{\text{пер}}, \quad (2.88)$$

де $P_{\text{тер}}^{\text{пр}}$ – наведена до провідним колесам умовна сила тертя в трансмісії.

Робота, наведеної сили тертя

$$A_{\text{кпер}} = P_{\text{тр}}^{\text{пр}} \cdot S_{\text{М}}. \quad (2.89)$$

Рівняння динаміки автомобіля [90, 92]

$$m_{\text{а}} \cdot \dot{V}_{\text{а}} = P_{\text{к}} - m_{\text{а}} \cdot g \cdot f - m_{\text{а}} \cdot g \cdot \sin \alpha - \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot (V_{\text{пер}} + \Delta V)^2, \quad (2.90)$$

де α – кут граничного ухилу дороги;

$\dot{V}_{\text{а}}$ – лінійне прискорення колісної машини;

ΔV – відносна швидкість руху;

$$\Delta V = V_{\text{авт}} - V_{\text{пер}} \quad (2.91)$$

При моделюванні зміни швидкості усталеного руху автомобіля приймемо допущення того, що величина $\Delta V(t)$ підпорядковується гармонійним законом (рис. 2.7)

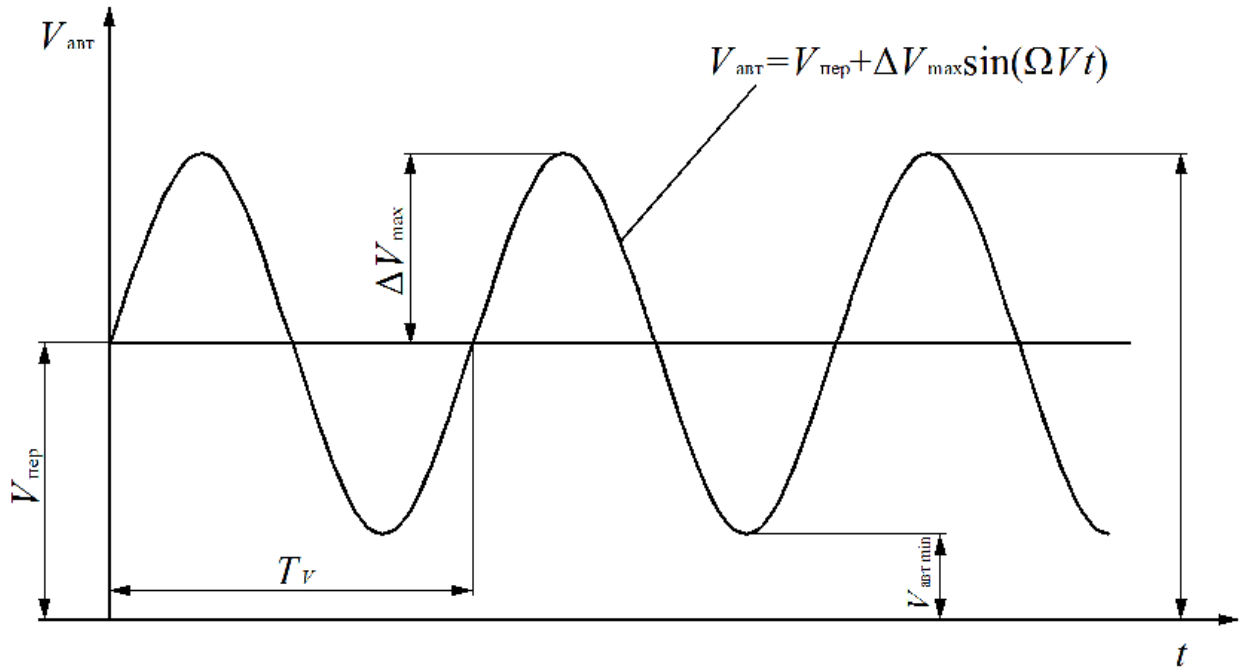


Рисунок 2.7 – Прийнята модель зміни швидкості усталеного руху автомобіля

З рівняння (2.90) визначимо сумарну тягову силу на ведучих колесах

$$P_{\text{к}} = m_{\text{а}} \cdot \dot{V}_{\text{а}} + m_{\text{а}} \cdot g \cdot f + m_{\text{а}} \cdot g \cdot \sin \alpha + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_{\text{пер}}^2 + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot (2\Delta V \cdot V_{\text{пер}} + \Delta V^2) \quad (2.92)$$

Враховуючи співвідношення (2.83) перетворимо (2.92) до вигляду

$$P_{\text{к}} = m_{\text{а}} \cdot \dot{V}_{\text{а}} + m_{\text{а}} \cdot g \cdot \sin \alpha + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot (2\Delta V \cdot V_{\text{пер}} + \Delta V^2) + P_{\text{кпер}} \quad (2.93)$$

Швидкість відносного руху (рис. 2.7)

$$\Delta V = \Delta V_{\max} \cdot \sin(\Omega v \cdot t), \quad (2.94)$$

де ΔV_{\max} – амплітуда коливань відносної швидкості;

Ωv – кругова частота коливань відносної швидкості автомобіля [92],

$$\Omega v = \frac{2\pi}{T_v}, \quad (2.95)$$

де T_v – період коливань відносної швидкості ΔV .

Коефіцієнт нерівномірності лінійної швидкості автомобіля [92]

$$\delta_v = \frac{V_{\text{аввmax}} - V_{\text{аввmin}}}{V_{\text{пер}}} = \frac{2\Delta V_{\max}}{V_{\text{пер}}}. \quad (2.96)$$

З рівняння (2.96) визначимо

$$\Delta V_{\max} = \frac{\delta_v}{2} \cdot V_{\text{пер}}. \quad (2.97)$$

Лінійне прискорення автомобіля [90]

$$\dot{V}_a = d(\Delta V)dt = \Delta V_{\max} \cdot \Omega v \cdot \cos(\Omega v \cdot t) = \frac{\delta_v}{2} \cdot V_{\text{пер}} \cdot \Omega v \cdot \cos(\Omega v \cdot t). \quad (2.98)$$

З рівняння (2.92) визначимо компоненту тягової сили, створює відносний рух

$$P_{\text{квідн}} = P_{\text{к}} - P_{\text{к пер}} = m_{\text{а}} \cdot \dot{V}_{\text{а}} + m_{\text{а}} \cdot g \cdot \sin \alpha + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot (2\Delta V \cdot V_{\text{пер}} + \Delta V^2). \quad (2.99)$$

Рівняння (2.99) з урахуванням співвідношень (2.94), (2.97), (2.98) прийме наступний вигляд

$$P_{\text{квідн}} = m_{\text{а}} \cdot [g \cdot \sin \alpha + 0,5 \cdot \delta_v \cdot V_{\text{пер}} \cdot \Omega v \cdot \cos(\Omega v \cdot t)] + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_{\text{пер}}^2 [\delta_v \cdot \sin(\Omega v \cdot t) + 0,25 \cdot \delta_v^2 \cdot \sin^2(\Omega v \cdot t)] \quad (2.100)$$

Потужність на колесах, що реалізує відносний рух [129]

$$N_{\text{квідн}} = \int P_{\text{квідн}} d(\Delta V). \quad (2.101)$$

Диференціюючи рівняння (2.94), визначимо

$$d(\Delta V) = \Delta V_{\text{max}} \cdot \Omega v \cdot \cos(\Omega v \cdot t) dt = \frac{\delta_v}{2} \cdot V_{\text{пер}} \cdot \Omega v \cdot \cos(\Omega v \cdot t) dt. \quad (2.102)$$

Після підстановки виразів (2.100) і (2.102) під знак інтеграла в рівняння (2.101) і інтегрування, отримаємо

$$N_{\text{квідн}} = 0,5 \cdot \delta_v \cdot V_{\text{пер}} \left\{ \begin{array}{l} m_{\text{а}} \left[g \cdot \sin \alpha \cdot \sin(\Omega v \cdot t) + 0,25 \cdot \delta_v \cdot V_{\text{пер}} \cdot \Omega v \cdot \cos(\Omega v \cdot t) + \right. \\ \left. + 0,5 \cdot \sin(2 \cdot \Omega v \cdot t) \right] + \\ \left. + 0,25 \cdot C_x \cdot F \cdot V_{\text{пер}}^2 \cdot \delta_v \cdot \sin^2(\Omega v \cdot t) \left[1 + \frac{\delta_v}{6} \cdot \sin(\Omega v \cdot t) \right] \right\}. \quad (2.103)$$

Робота компоненти тягової за час $T_{\text{М}}$, виконана у відносному русі [14, 93, 104]

$$A_{\text{квідн}} = \int_0^{T_M} N_{\text{квідн}} \cdot dt. \quad (2.104)$$

Після підстановки (2.103) (2.104) і інтегрування, отримаємо

$$A_{\text{квідн}} = 0,5 \cdot \delta_v \cdot V_{\text{пер}} \left\{ \begin{array}{l} \left[0,25 \cdot \delta_v \cdot V_{\text{пер}} \left[\frac{T_M^2 \cdot \Omega_v^2}{2} + 0,25 + 0,25 \cdot \cos(2 \cdot \Omega_v \cdot T_M) \right] + \right. \\ \left. + 0,25 \cdot C_x \cdot F \cdot V_{\text{пер}}^2 \cdot \delta_v \left[\frac{T_M \cdot \Omega_v}{2} - 0,25 \cdot \sin(\Omega_v \cdot T_M) \right] + \right. \\ \left. + \frac{\delta_v^2}{6} \left(\frac{2}{3} + \frac{\cos^3(\Omega_v \cdot T_M)}{3} - \cos(\Omega_v \cdot T_M) \right) \right\}. \quad (2.105)$$

Сумарна робота тягових сил [104]

$$A_k = A_{\text{кпер}} + A_{\text{квідн}} + A_{\text{тер}}. \quad (2.106)$$

З урахуванням співвідношень (2.87), (2.105) і (2.89) вираз (2.106) прийме вигляд

$$A_k = S_M \left(m_a \cdot g \cdot f + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot \frac{S_M^2}{T_M^2} \right) + P_{\text{тер}}^{\text{пр}} \cdot S_M + \\ + \frac{\delta_v}{2} \cdot V_{\text{пер}} \left\{ \begin{array}{l} \left[\frac{\delta_v}{4} \cdot V_{\text{пер}} \left[\frac{T_M^2 \cdot \Omega_v^2}{2} + \frac{1}{4} (1 - \cos(2 \cdot \Omega_v \cdot T_M)) \right] + \right. \\ \left. + \frac{\delta_v}{4} \cdot C_x \cdot F \cdot V_{\text{пер}}^2 \left[\frac{T_M \cdot \Omega_v}{2} - \frac{1}{4} \sin(2 \cdot \Omega_v \cdot T_M) + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{\delta_v^2}{6} \left(\frac{2}{3} + \frac{\cos^3(\Omega_v \cdot T_M)}{3} - \cos(\Omega_v \cdot T_M) \right) \right] \right\}. \quad (2.107)$$

Показники напрацювання машини не пов'язані з виконаною роботою двигуном і неоднозначно характеризують процеси зносу в їх вузлах, оскільки

є непрямими показниками. Об'єктивним показником напрацювання автомобіля є виконана двигуном робота.

Метод визначення виконаної роботи і потужності, що розвиває автотракторний двигун, з відключеною частиною циліндрів в процесі розгону колісної машини дозволяє в поєднанні з відповідним вимірювальним комплексом здійснювати оцінювання напрацювання безпосередньо в процесі експлуатації колісної машини.

2.6 Підвищення енергетичної ефективності колісних машин методом відключення циліндрів в автотракторному двигуні

Проблема раціонального використання доступної потужності автотракторного двигуна при легкому профілі шляху і невеликій швидкості руху для неповновагових і порожніх колісних машин неодноразово піднімалася у зв'язку з вантажними перевезеннями [75, 76, 85-88, 121].

Лише 4-5 % тривалості тягового режиму [10] реалізується з потужністю, близької до номінальної, 70-75 % – з навантаженнями 0,5-0,8 номінальної, решту часу використання сили тяги і потужності колісних машин не перевищує 0,5 номінальних значень. Таким чином, зростаюча потужність автотракторних двигунів посилює проблему її повної реалізації в експлуатації, а отже, і проблему підвищення експлуатаційного ККД тягового режиму руху.

Діапазон зміни ККД в тяговому режимі охоплює значення від 0,2 до 0,42. Чисельні значення ККД (рис. 2.8) [255] функціонально залежать від значень дотичній сили тяги, швидкості руху та потужності, що реалізується у плямі контакту колеса колісної машини, яка дорівнює добутку сили тяги на швидкість. Із збільшенням сили тяги, швидкості і потужності підвищується ефективність перетворення енергії. Оптимальним за ККД є використання потужності в діапазоні від 0,35 до 0,40 тривалого режиму роботи колісної машини.

Одним із способів підвищення енергетичної ефективності є часткове відключення циліндрів (або циклів) автотракторного двигуна в періоди роботи з явним перевищенням його сили тяги і потужності.

ККД колісної машини може бути представлений як

$$\eta_{\text{к.м.}} = \frac{N_{\text{кор}}}{N_{\text{вит}}} = \frac{N_{\text{т}}}{N_{\text{т}} + N_{\text{втр}} + N_{\text{вл. пот.}}}, \quad (2.108)$$

де $N_{\text{кор}}$ – корисна потужність;

$N_{\text{вит}}$ – витрачена потужність;

$N_{\text{т}}$ – потужність на тягу колісної машини;

$N_{\text{втр}}$ – потужність втрат;

$N_{\text{вл. пот.}}$ – потужність, що витрачається на власні потреби.

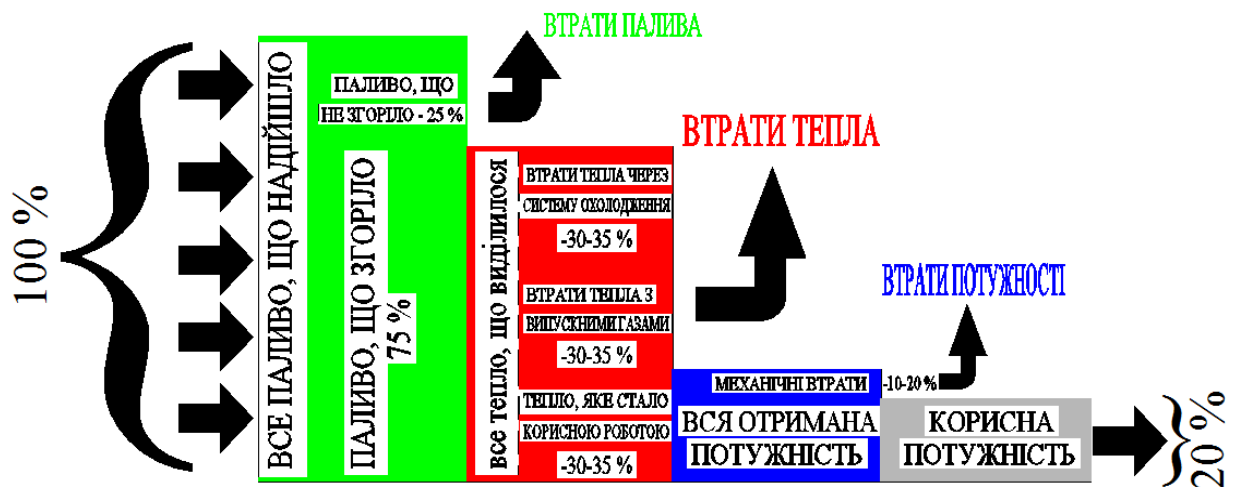


Рисунок 2.8 – Структура розподілу втрат в АТД [255]

Потужність на тягу колісної машини $N_{\text{т}}$, кВт, дорівнює

$$N_{\text{т}} = F_{\text{к}} \cdot V_{\text{авт}}, \quad (2.109)$$

де F_k – сила тяги на колесі колісної машини, кН.

Енергетична діаграма колісної машини в номінальному режимі при русі з дизельним двигуном показана на рисунку 2.9.

Видно, що витрати на власні потреби N становлять 30-40 %. Потужність, що витрачається колісною машиною на власні потреби, оптимізована за рахунок застосування регульованого допоміжного приводу.

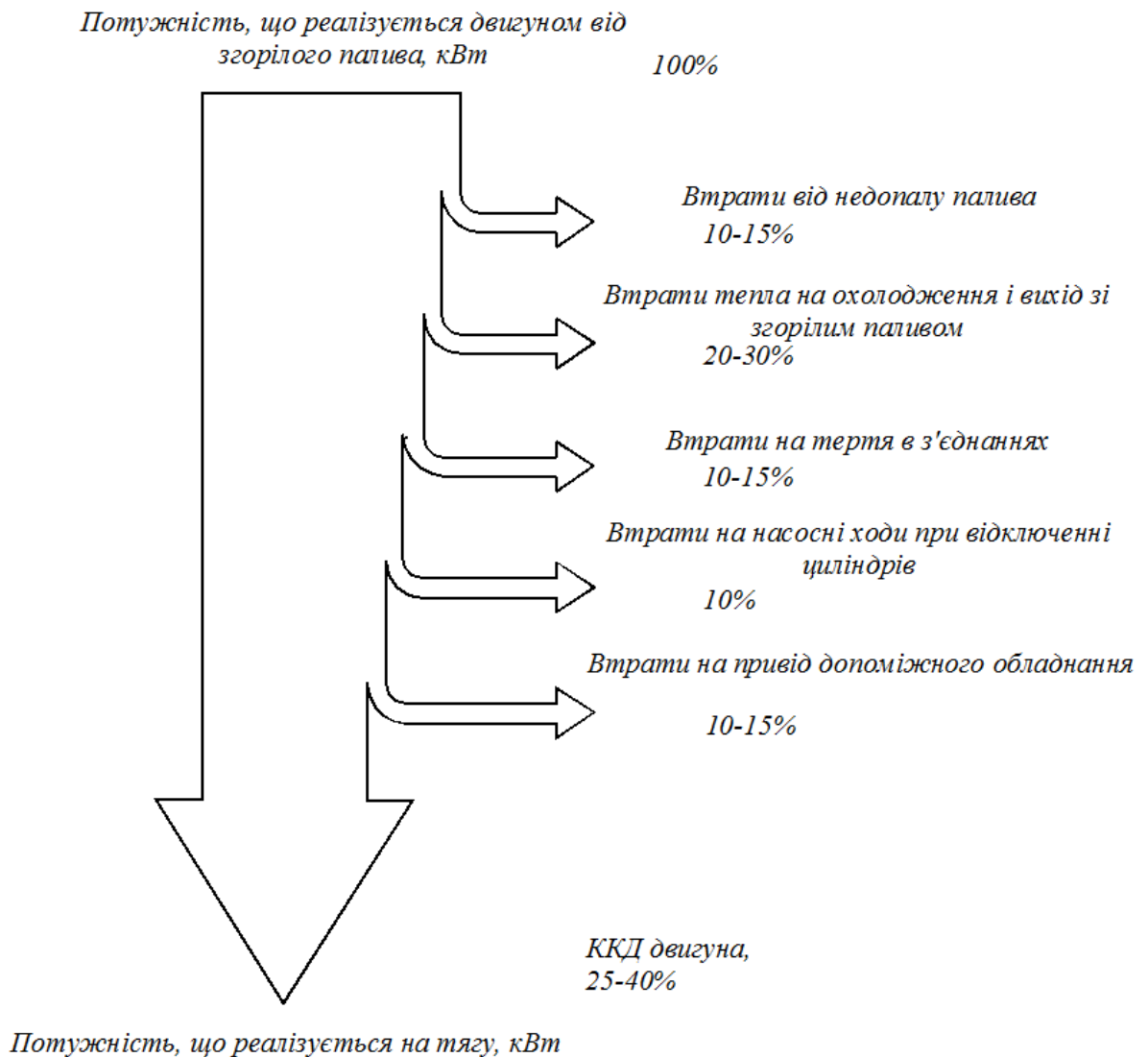


Рисунок 2.9 – Енергетична діаграма колісної машини в номінальному режимі при використанні дизельного двигуна

Потужність втрат $N_{\text{втр}}$ складається з механічних, енергетичних і втрат

на насосні ходи і привід допоміжного обладнання. Ці втрати оцінені з використанням технічної документації.

Шляхом обробки записів бортового реєстратора параметрів руху отримана залежність ККД колісної машини від миттєвої реалізованої потужності. На рисунку 2.10 показана залежність ККД автотракторного двигуна від коефіцієнта використання потужності (КВП), рівного відношенню миттєвої потужності колісної машини до його номінальної потужності. Тут відображена робота всієї системи перетворення теплоенергії, механічні та втрати, а також витрати на власні потреби. Можна сказати, що це результат багаторазово повтореного натурного експерименту, умови якого визначені режимами експлуатації.

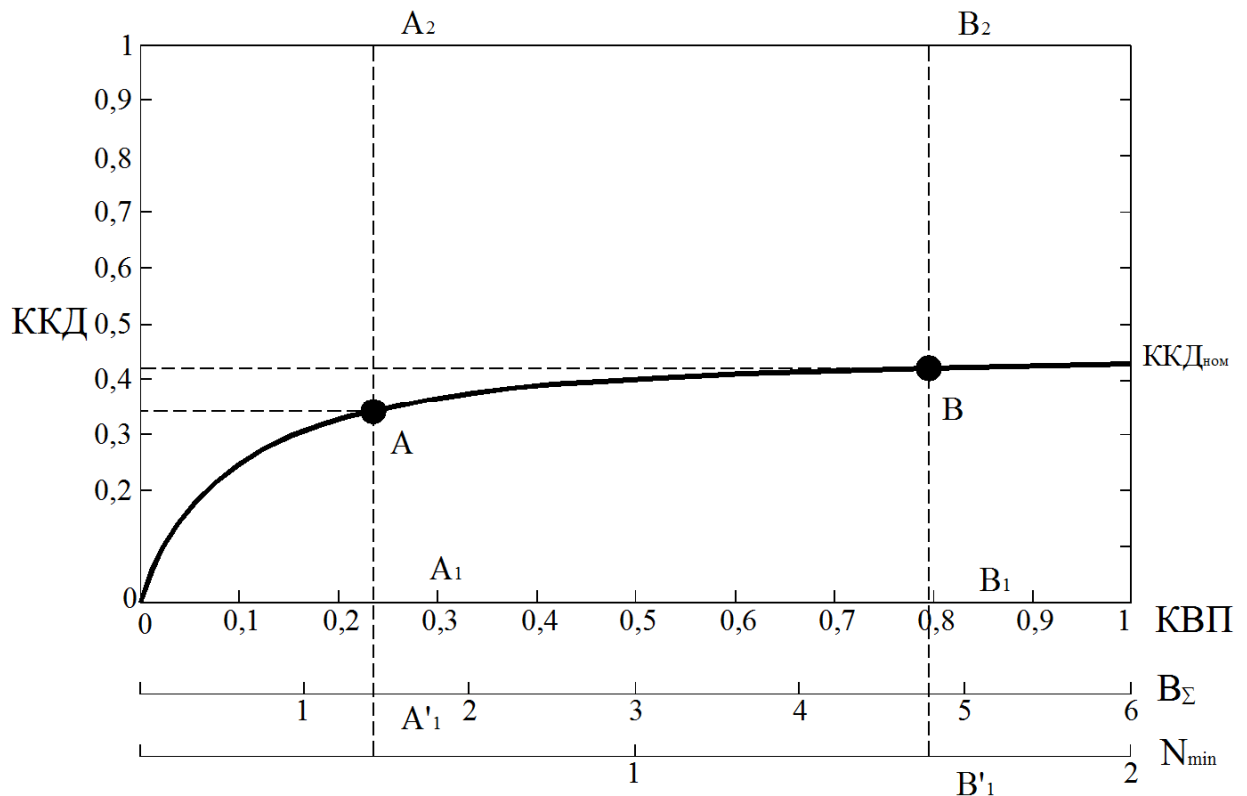


Рисунок 2.10 – ККД автотракторного двигуна в залежності від КВП в режимі тяги

Побудована апроксимація отриманої дослідним шляхом залежно ККД автотракторного двигуна $\eta_{к.м.}$ від коефіцієнта використання потужності методом найменших квадратів у вигляді

$$\eta_{\text{к.м.}} = \frac{\xi}{a\xi + b}. \quad (2.110)$$

де ξ – коефіцієнт використання потужності.

У результаті ККД автотракторного двигуна в номінальному режимі становить 25-40 %.

Пропонується наступний алгоритм вибору кількості відключених циліндрів в залежності від миттєвого значення потужності (рис. 2.11).

Оскільки в автотракторному двигуні є можливість регулювання сили тяги, питання оперативного відключення/підключення одного або декількох циліндрів в автоматичному режимі може бути вирішено на верхньому рівні системи управління.

Двигун з відключеним циліндром можна використовувати для знаходження лінійної швидкості колісної машини, що збільшить ефективність роботи протибуксувальної системи і дозволить максимально реалізувати його тягові властивості.

Число циліндрів автотракторного двигуна в загальному випадку позначимо як $i'_{\text{ц}\Sigma}$ (рис. 2.10) [256], в даному випадку $i'_{\text{ц}\Sigma} = 8$. Номінальну потужність одного тягового циліндра позначимо як $N_{\text{ТЦ}}$, прийmemo $N_{\text{ТЦ}} = 19,3$ кВт. Тоді повна номінальна потужність двигуна складе $N_{\Sigma} = i'_{\text{ц}\Sigma} \cdot N_{\text{ТЦ}} = 8 \cdot 19,3 = 154,5$ кВт.

Припустимо, що в деякий момент часу потужність, фактично витрачається автотракторним двигуном на тягу при роботі всіх циліндрів [256], становить N_{Φ} , наприклад, $N_{\Phi} = 43$ кВт. У цьому випадку КВП колісної машиною складе

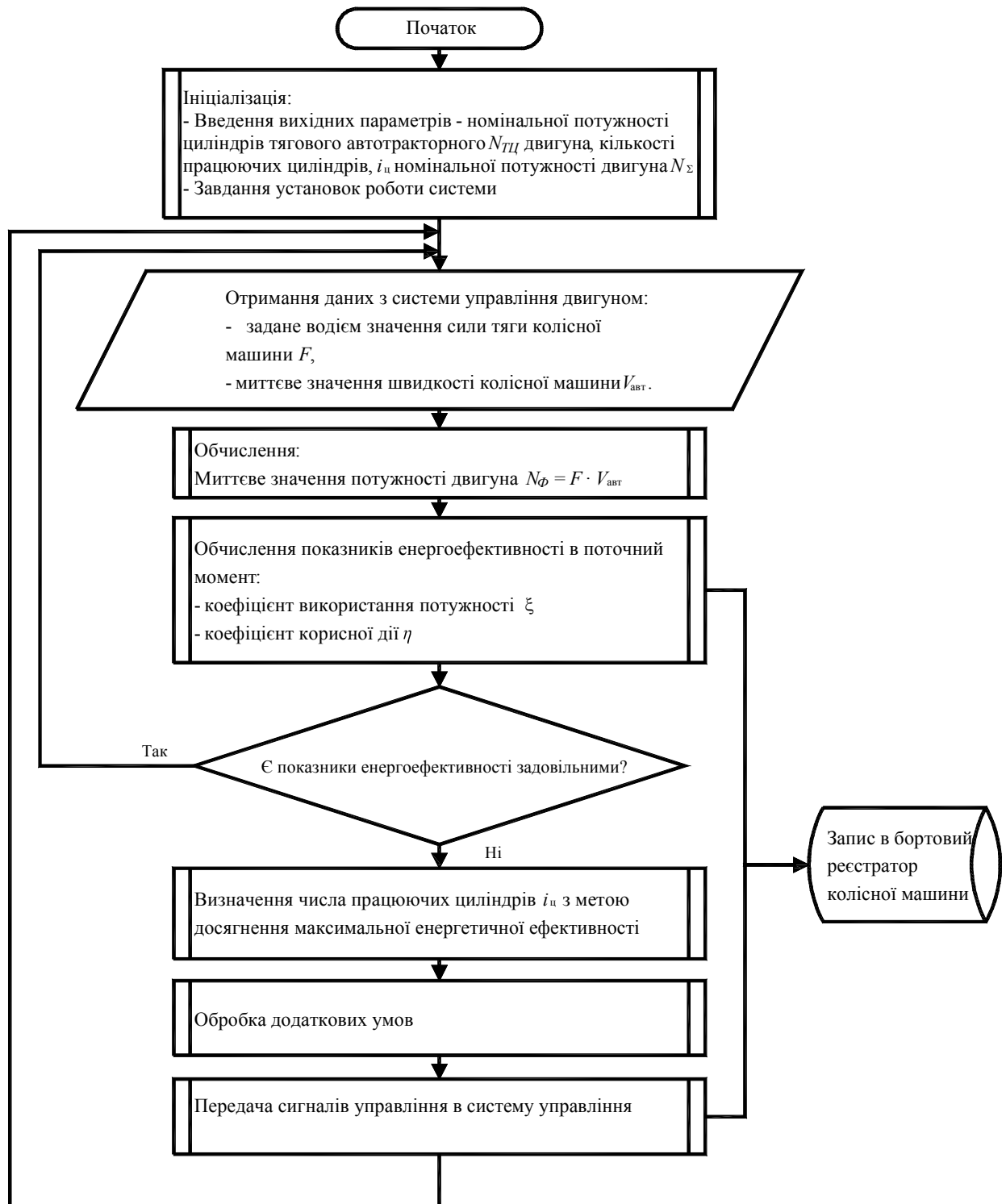


Рисунок 2.11 – Блок-схема алгоритму регулювання потужності
й числа відключених циліндрів

$$\xi_{\Sigma} = OA_1 = \frac{N_{\Phi}}{N_{\Sigma}} = \frac{43}{154,5} = 0,278, \quad (2.111)$$

цьому режиму відповідає експлуатаційний ККД автотракторного двигуна (рис. 2.10).

При використанні запропонованого способу управління енергетичною ефективністю автотракторного двигуна при роботі з неповним навантаженням програма бортового комп'ютера з фактичної потужності N_{Φ} визначає необхідне для роботи двигуна мінімальне число працюючих циліндрів $\Delta i_{\text{цmin}}$, в даному випадку це число дорівнює двом (мінімально можливе), $\Delta i_{\text{цmin}} = 3$, і відключає інші тягові циліндри. У цьому випадку потужність двигуна складе $N_{\text{min}} = \Delta i_{\text{цmin}} \cdot N_{\text{ТЦ}} = 3 \cdot 19,3 = 57,9$ кВт.

Значення КВП в даному режимі – при роботі трьох тягових циліндрів – складе

$$\xi_{\text{min}} = OB_1 = \frac{N_{\Phi}}{N_{\text{min}}} = \frac{43}{57,9} = 0,742. \quad (2.112)$$

Таким чином, при визначенні коефіцієнта використання потужності можемо судити про значення ККД автотракторного двигуна.

2.7 Діагностування потужності окремих циліндрів автотракторних двигунів методом їх відключення

У разі використання загальної системи діагностування двигун в цілому виступає в якості об'єкта діагностування. Воно може проводитися при встановленні транспортного засобу (автомобіля, трактора і т.п.) на стаціонарних гальмівних стендах з біговими барабанами (наприклад, на стенд КІ-4856) [6]. На таких стендах здійснюють функціональне діагностування двигуна за такими діагностичними параметрами, як ефективна потужність, питома витрата палива, вміст окису вуглецю у відпрацьованих газах і т.п. Діагностування ведеться в основному зовнішніми засобами, тобто як правило, всі датчики та вимірювальна діагностична

апаратура знаходяться на стенді [257].

Незважаючи на безперечні переваги, складні і дорогі стаціонарні стенди для діагностування двигунів спільно з установками не завжди економічно виправдано, особливо, коли здійснюється діагностування окремих агрегатів, механізмів і систем двигунів, тобто створюються локальні системи діагностування.

Для автомобільних і тракторних дизелів розроблені парціальний і диференціальний методи [258, 259], що дозволяють проводити діагностування працюючих двигунів на гальмівних стендах (як правило, електричних) малої потужності або без звичайних гальмівних пристроїв. В цьому випадку для діагностування використовують різні переносні прилади чи їх сукупність у вигляді пересувних або переносних стендів типу мотор-тестер, автотестер [258]. Парціальний і диференціальний методи засновані на виключенні із роботи окремих циліндрів [259]. Перший метод передбачає поділ циліндрів двигуна на групи, по черзі вимкати з роботи, другий метод – почергову роботу двигуна на одному циліндрі при вимкнених інших. Циліндри відключаються при припиненні подачі в них палива. Обидва методи передбачають проведення випробувань на режимі номінальної частоти обертання колінчастого вала двигуна при повній подачі палива в циліндри працюють. При цьому проводиться діагностування як працюючих, так і непрацюючих циліндрів [259]. При виключенні циліндрів створюється навантаження на працюючі циліндри.

У разі використання парціального методу навантаження, створювана при відключенні групи непрацюючих циліндрів, недостатня для забезпечення номінальної частоти обертання колінчастого вала. Цей недолік методу усувають застосуванням пристроїв, що довантажують. В якості цих пристроїв використовують або гальмівні пристрої стенду, або внутрішні споживачі потужності транспортної установки (трактори, тепловози тощо).

Для визначення потужності перевіряється групи циліндрів виходять з рівняння балансу потужності [129, 135]. У разі відомої потужності

довантаження (за вимірами на установці) рівняння має наступний вигляд

$$i''_{\text{ц}} \cdot N_{\text{in ц}} = N_{\text{мв}} + N_{\text{дод}}, \quad (2.113)$$

де $i''_{\text{ц}}$ – число працюючих циліндрів;

$N_{\text{in ц}}$ – індикаторна потужність одного циліндра;

$N_{\text{мв}}$ – потужність механічних втрат двигунів;

$N_{\text{дод}}$ – додаткова потужність допоміжної установки.

Звідки

$$N_{\text{in ц}} = (N_{\text{мв}} + N_{\text{дод}}) / i''_{\text{ц}} \text{ и } N_{e \text{ ц}} = \eta_{\text{м}} N_{\text{in ц}}, \quad (2.114)$$

де $N_{e \text{ ц}}$ – ефективна потужність одного циліндра (з числа працюючих);

$\eta_{\text{м}}$ – механічний ККД двигуна при повній циклової подачі палива на номінальному режимі.

Ці розрахунки справедливі при допущенні рівності потужності механічних втрат двигуна для двох суміщених режимів: при роботі з вимкненими циліндрами і при роботі всіх циліндрів. Експериментальні дослідження, проведені на автомобільних і тракторних дизелях, підтверджують правомірність цього припущення [6, 257].

Похибка визначення потужностних показників [260] при ретельному проведенні вимірювань наближається до похибки гальмівного методу. Крім того, парціальний метод доцільно застосовувати у разі визначення ефективної потужності двигуна N_e . Якщо вироблено відключення групи циліндрів $\Delta i_{\text{ц}}$ із загального числа циліндрів $i'_{\text{ц}}$, то ефективна потужність працюючих циліндрів $(i'_{\text{ц}} - \Delta i_{\text{ц}})$

$$N_{e, i_{\text{ц}}} = N_{\text{МВ } z_k} + N_{\text{дод } z_{\Delta i_{\text{ц}}}}, \quad (2.115)$$

де $N_{\text{МВ } \Delta i_{\text{ц}}}$ – потужність механічних втрат відключених циліндрів;

$N_{\text{дод } \Delta i_{\text{ц}}}$ – потужність довантаження при відключених циліндрах.

Так як

$$N_{\text{МВ } \Delta i_{\text{ц}}} = N_{\text{in } \Delta i_{\text{ц}}} - N_{e \Delta i_{\text{ц}}}, \quad (2.116)$$

де $N_{\text{in } \Delta i_{\text{ц}}}$ і $N_{e \Delta i_{\text{ц}}}$ – індикаторна і ефективна потужність двигуна при відключенні z_k циліндрів.

Отже, $N_{\text{in } \Delta i_{\text{ц}}} = N_e - N_{\text{дод } \Delta i_{\text{ц}}}$.

Використовуючи рівність індикаторної потужності відключених циліндрів різниці ефективної потужності двигуна і потужності довантаження при послідовному відключенні спочатку однієї групи циліндрів ($\Delta i_{\text{ц}}$), потім іншої групи циліндрів ($\Delta i_{\text{ц1}}$) з однаковим числом циліндрів ($\Delta i_{\text{ц}} = \Delta i_{\text{ц1}}$) і, нарешті, обох груп циліндрів разом, отримуємо рівняння потужності для суміщених режимів

$$N_{\text{in } \Delta i_{\text{ц}}} = N_e - N_{\text{дод } \Delta i_{\text{ц}}}, \quad (2.117)$$

$$N_{\text{in } \Delta i_{\text{ц1}}} = N_e - N_{\text{дод } \Delta i_{\text{ц1}}}, \quad (2.118)$$

$$N_{\text{in, } \Delta i_{\text{ц}} + \Delta i_{\text{ц1}}} = N_e - N_{\text{дод, } \Delta i_{\text{ц}} + \Delta i_{\text{ц1}}}. \quad (2.119)$$

Підсумовуючи рівняння (2.116) (2.117) і віднімаючи (2.118), отримуємо вираз для ефективної потужності двигуна

$$N_e = N_{\text{дод } \Delta i_{\text{ц}}} + N_{\text{дод } \Delta i_{\text{ц1}}} - N_{\text{дод, } \Delta i_{\text{ц}} + \Delta i_{\text{ц1}}} \quad (2.120)$$

Всі три члени правої частини рівняння (2.119) визначаються їх вимірами на трьох режимах при постійній частоті обертання колінчастого вала двигуна і незмінному положенні рейки паливного насоса високого тиску.

При диференціальному методі, навантаження на одного працюючого циліндра непрацюючими циліндрами (особливо у багатоциліндрового двигуна) призводить до перевантаження працюючого циліндра (при повній циклової подачі палива), і для забезпечення номінальної частоти обертання колінчастого вала необхідно підключення зовнішнього джерела енергії. Як правило, для цієї мети може бути використаний невеликий стенд з електродвигуном або навісний електропривод з динамометричним пристроєм [257].

Потужність, що розвивається досліджуваним циліндром, визначають з допомогою оцінювання додаткової потужності привода в режимі номінальної частоти обертання колінчастого вала АТД.

Якщо досліджуваний циліндр справний, то при роботі він розвиває номінальну ефективну потужність [13]

$$N_{e1н} = N_{\text{мв}} - N_{\text{мв}} / i_{\text{ц}}'' - N_{\text{дод } 1н}, \quad (2.121)$$

де $N_{\text{мв}}$ – потужність механічних втрат двигуна на номінальному режимі;

$N_{\text{дод } 1н}$ – додаткова потужність привода при роботі на одному циліндрі;

$i_{\text{ц}}''$ – число працюючих циліндрів двигуна.

При відхиленні значень показників від номінальних рівняння (2.121) має вигляд

$$N_{e1} = N_{MB} - N_{MB} / i_{ц}'' - N_{дод1}, \quad (2.122)$$

Віднімаючи з рівняння (2.121) рівняння (2.122), отримуємо

$$N_{e1н} - N_{e1} = N_{дод1} - N_{дод1н}. \quad (2.123)$$

Таким чином, відхилення ефективної потужності одного циліндра від номінального значення дорівнює відхиленню додаткової потужності від її номінального значення. Отже, $\Delta N_{e1} = N_{дод1} - N_{дод1н}$.

Номінальна додаткова потужність

$$\begin{aligned} N_{дод1н} &= N_{MB} - N_{in1н} = N_{MB} \left[1 - N_{inн} / (i_{ц}'' \cdot N_{MB}) \right] = \\ &= N_{MB} \left[1 - 1 / (i_{ц}'' \cdot N_{MB} / N_{inн}) \right] = N_{MB} \left\{ 1 - 1 / [i_{ц}'' \cdot (1 - \eta_{м.н})] \right\}, \end{aligned} \quad (2.124)$$

Пропонується спосіб відключення де $\eta_{м.н}$ – номінальне значення механічного ККД двигуна.

У практиці досліджень для оцінювання роботи окремого циліндра використовують [22, 243] ступінь додаткової потужності при забезпеченні номінального режиму по частоті обертання $\delta_{дод1н} = N_{дод1н} / N_{eн}$.

З урахуванням того, що $N_{мв.н} / N_{eн} = 1 / \eta_{м.н} - 1$, отримуємо $\delta_{дод1н} = \left\{ 1 - 1 / [i_{ц}'' \cdot (1 - \eta_{м.н})] \right\} \cdot (1 / \eta_{м.н} - 1)$.

Найважливішою умовою отримання надійних результатів при діагностуванні двигунів з допомогою безгальмівних методів навантаження є дотримання теплового режиму. Температура охолоджуючої води і масла в картері повинна бути не вище 75 °С, так як температурний режим мастильної системи і системи охолодження визначає рівень механічних втрат двигуна. Для чотиритактних дизелів при використанні безгальмівного навантаження довантаження двигуна може бути здійснена шляхом дроселювання газів на

випуску з двигуна. Цю додаткову навантаження можна отримати як для відключених, так і для працюючих циліндрів установкою на випускному трубопроводі пристрою з дросельної заслінкою і манометром. Перед заслінкою для зменшення коливань протитиску встановлюють ресивер.

Крім гальмових і безгальмівних методів навантаження двигунів при перевірці потужностних показників застосовують метод розгону двигуна до максимальної частоти обертання холостого ходу при різкому збільшенні подачі палива.

Потужність вимірюють на прогрітому двигуні. Розгін здійснюється різким відкриттям дросельної заслінки або рейки насоса подачі палива від мінімально стійкої частоти обертання колінчастого вала холостого ходу до максимального. Процес одного виміру триває не більше 5 с, а з урахуванням допоміжного часу близько 3 хв. Прилад досить точний [130], різниця у визначенні потужності на стенді і з допомогою приладу не перевищує 3%.

Для виміру потужності, що розвивається окремими циліндрами, спочатку здійснюють розгін двигуна для визначення повної потужності. Потім відключають циліндр, потужність якого потрібно виміряти, і повторюють розгін. По різниці показань між першим і другим розгонами визначають індикаторну потужність у відключеному циліндрі.

2.8 Висновки за розділом 2

1. Обґрунтовано, що економія палива на холостому ході і малих навантаженнях при відключенні частини циліндрів визначається залежністю індикаторного ККД від зміни навантаження. Представлений процес розрахунку ефективного відключення циліндрів в багатоциліндровому двигуні і його вплив на відносну додаткову витрату палива.

2. Запропоновано метод визначення відносної додаткової витрати палива при відключенні циліндрів на багатоциліндрових двигунах, зумовлених роботою стиснення у відключених циліндрах до зміни

додаткових витрат енергії двигуна. Визначена робота на переміщення частин відключених циліндрів при подвійному ході всмоктування та нагнітання газової суміші;

3. Визначена індикаторна потужність двигуна при вимкненій подачі палива одного циліндра із зчленованими з ним механізмами при отриманні деякій кількості газу при заданих параметрах початку і кінця стиснення відключеного циліндру. Визначена потужність, яка витрачається на насосні ходи у відключених циліндрах поршневого автотракторного двигуна може бути визначена на підставі індикаторної діаграми стиснення повітря або газу.

4. Проведений термодинамічний розрахунок автотракторного двигуна з відключеним циліндром для роботи стиснення в АТД з деякими допущеннями по рівнянню ізотермічного, адіабатного для якого справедливо рівняння політропи. Отримане значення потужності, що витрачається на насосні ходи у відключеному циліндрі та визначено, що при відключенні z - k циліндрів при незмінному положенні органів управління двигуна індикаторний тиск з відключеними циліндрами буде дорівнювати z/k від індикаторного тиску стандартного автотракторного двигуна.

5. Отримані залежності накладення вільних і вимушених коливань для різних умов співпадіння відносної частоти на величину потужності. Розглянуті перехідні процеси при вимушених коливаннях. Представлені коефіцієнти підсилення по потужності вимушених коливань двигуна та енергетичну діаграму для вимушених коливань. В якості прикладу показана функція V_m . Криві при $D > 0,259$ монотонні, так що при цьому розвивається тим більша потужність, чим вище частота збурення. Визначенням періодичного обурення від нерівномірності крутильного моменту автотракторного двигуна при відключенні частини циліндрів розглянуто рівняння руху функцію типу меандру. Для цієї функції рішення представлено методом розкладу в ряд Фур'є.

6. Запропоновано алгоритм вибору кількості відключених циліндрів в залежності від миттєвого значення потужності. При використанні

запропонованого способу управління енергетичною ефективністю автотракторного двигуна при роботі з неповним навантаженням програма бортового комп'ютера з фактичної потужності, визначає необхідну для роботи АТД мінімальну кількість працюючих циліндрів.

7. Отримане рівняння потужності для суміщених режимів при діагностуванні, використовуючи рівність індикаторної потужності відключених циліндрів та різниці ефективної потужності АТД і потужності довантаження при послідовному відключенні спочатку однієї групи циліндрів, потім іншої групи циліндрів з однаковою кількістю циліндрів та обох груп циліндрів разом.

8. Визначена потужність АТД, що розвивається циліндром, що відключений, при діагностуванні з допомогою оцінювання додаткової потужності привода в режимі номінальної частоти обертання колінчастого вала.

Основні результати дослідження по даному розділу опубліковані в роботах [4–6, 9, 10, 11, 13–16, 18, 19, 22, 26, 30–33, 35, 38, 43, 45].

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЗМІНИ ПОТУЖНОСТІ НА КОЛЕСАХ МАШИНИ ПРИ ВІДКЛЮЧЕННІ ОДНОГО АБО ДЕКІЛЬКОХ ЦИЛІНДРІВ ДВИГУНА

3.1 Експериментальні дослідження методу визначення поточної ефективної потужності двигуна автомобіля в умовах експлуатації

Для коректної роботи запропонованого у підрозділі 2.6 (рис. 2.16) алгоритму регулювання потужності і числа відключених циліндрів автотракторного двигуна необхідно провести відповідні дорожні експериментальні дослідження. При відключенні одного або більше циліндрів шляхом припинення подачі палива, в них спостерігається наявність механічних (насосних) втрат, пов'язаних зі стисканням повітря під час такту стискання. Ці втрати можна усунути шляхом встановлення на циліндрі, що відключається додаткового перепускного клапану з відповідною системою керування. Метою експериментальних досліджень є визначення впливу кількості відключених циліндрів на зміну потужності на ведучих колесах машини при русі на різних передачах та оцінювання величини механічних (насосних) втрат при відключенні одного або декількох циліндрів двигуна колісної машини. Експериментальні дослідження проводяться окремо для вантажної та легкової колісної машин.

Об'єкт випробувань. Експериментальні дослідження складались з двох етапів. На першому етапі об'єктом дослідження обрано легковий автомобіль Daewoo Lanos 1.5i (рис. 3.1a). На другому етапі об'єктом дослідження обрано вантажна колісна машина КрАЗ-255Б (рис. 3.1б). Характеристики цих машин зведені в таблицю 3.1.

Обидва автомобілі технічно справні з пробігом відповідно 53 тис. км та 110 тис. км (10 км після капітального ремонту), повністю заправлені. Знос шин легкового автомобіля Daewoo Lanos 1.5i складав в межах 5%, а шини

вантажного автомобіля КрАЗ-255Б нові не зношені. Тиск у шинах відповідав нормативним значенням. Маса автомобіля Daewoo Lanos 1.5i під час експерименту 1220 кг (споряджена маса (1035 кг) автомобіля з водієм та оператором реєстраційно-вимірювального комплексу (185 кг)). Маса автомобіля КрАЗ-255Б під час експерименту 12135 кг (споряджена маса (11950 кг) автомобіля з водієм та оператором реєстраційно-вимірювального комплексу(185 кг)).



а



б

а – Daewoo Lanos 1.5i; б – КрАЗ-255Б

Рисунок 3.1 – Автомобілі на яких проводилися експериментальні дослідження

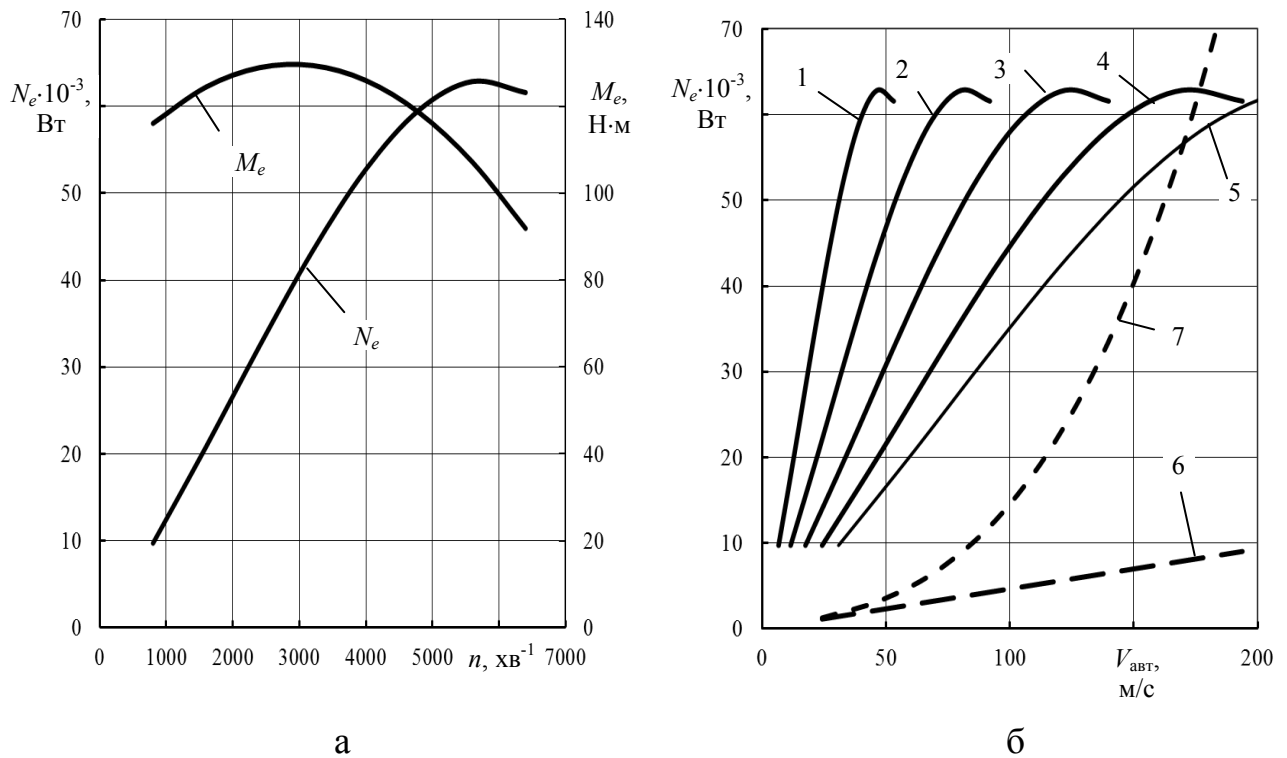
Таблиця 3.1 – Характеристики автомобілів, що приймали участь в експериментальному дослідженні [261], [262]

Параметри колісної машини	Значення параметра	
	Daewoo Lanos 1.5i	КрАЗ-255Б
Двигун	1.5 SOHC	ЯМЗ-238
Тип двигуна	ДВЗ	ДВЗ
Тип палива	Бензин	Дизельне пальне
Об'єм двигуна, см ³	1498	14860
Розташування циліндрів	Рядний	V-подібний
Кількість циліндрів	4	8
Порядок роботи циліндрів	1-3-4-2	1-5-4-2-6-3-7-8
Кількість клапанів	8	16
Ступінь стиснення	9,5:1	16,5
Потужність, кВт	63	176
Оберти макс. потужності, хв ⁻¹	5800	2100
Крутильний момент, Н·м	130	883
Обороти макс. моменту, хв ⁻¹	3400	1450-1600
Максимальна швидкість, км/год	172	70
Витрата палива (міський цикл), л. на 100 км	10,4	120
Витрата палива (заміський цикл), л. на 100 км	5,2	70
Довжина, м	4,237	8,645
Ширина, м	1,678	2,750
Висота, м	1,432	3,170
Споряджена маса, кг	1036	11170
Повна маса, кг	1595	19,415
Тип коробки передач	5-МКП	5-МКП із роздавальною коробкою
передавальне число		
1-я	3,545	5,26
2-я	2,048	2,90
3-я	1,346	1,52
4-я	0,971	1,00
5-я	0,763	0,664
Головна передача	3,333	8,21
Маркування шин	175/70R13	1300 x 530 – 533
Колісна формула	4x2	6x6

3.1.1 Програма-методика експериментального дослідження.

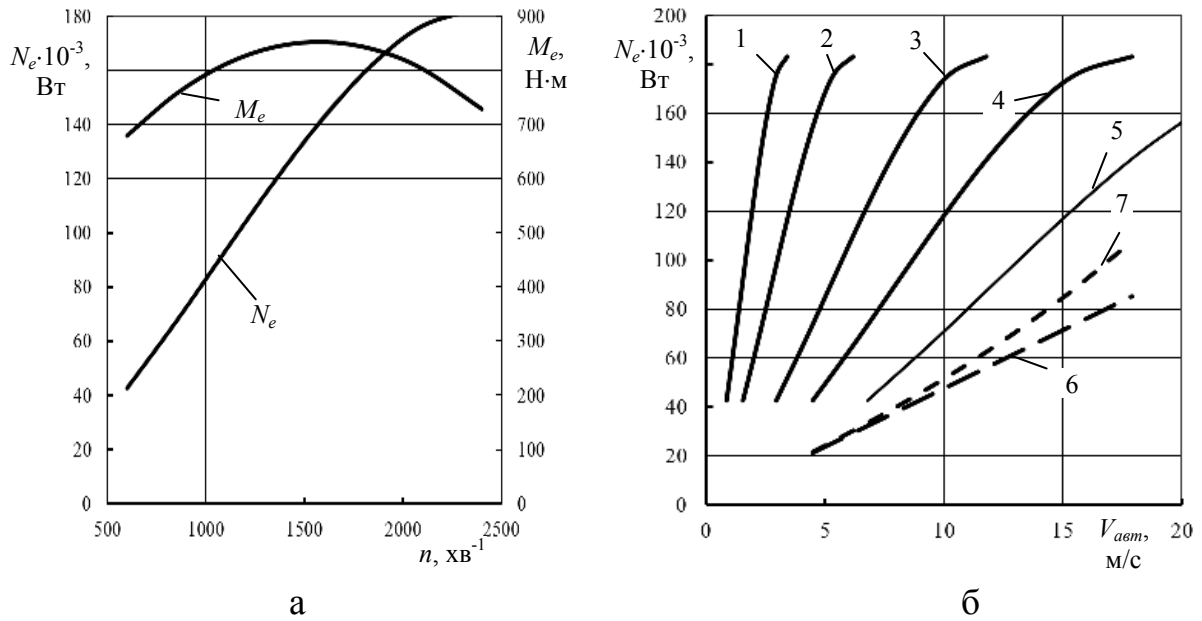
Умови проведення дорожніх випробувань. Дорожні експериментальні дослідження виконувалися на ділянці дороги, поздовжній і поперечний ухили якої не перевищували 1,5 %, яка мала рівне сухе асфальтобетонне

покриття без вибоїв та нерівностей. Довжина експериментальної ділянки дороги в першому випадку склала 700 м (рис. 3.3а), а в другому – 500 м. (рис. 3.3б). Експериментальні дослідження проводилися із дотриманням всіх правил дорожнього руху та не потребували перекриття руху для інших транспортних засобів.



N_e – ефективна потужність двигуна автомобіля; M_e – крутильний момент двигуна; n – частота обертання колінчастого вала двигуна автомобіля, 1-5 – ефективна потужність двигуна автомобіля при русі відповідно на 1-5 передачах, $N_{e1} - N_{e5}$; 6 – потужність що витрачається на подолання сумарного дорожнього опору, N_{ψ} ; 7 – потужність що витрачається на подолання сумарного дорожнього опору та опору повітря, $N_{\psi} + N_w$; а – зовнішня швидкісна характеристика; б – баланс потужності

Рисунок 3.2 – Теоретичні зовнішня швидкісна характеристика та баланс потужності автомобіля Daewoo Lanos 1.5i [261]



N_e – ефективна потужність двигуна автомобіля; M_e – крутільний момент двигуна; n – частота обертання колінчастого вала двигуна автомобіля, 1-5 – ефективна потужність двигуна автомобіля при русі відповідно на 1-5 передачах, $N_{e1} - N_{e5}$; 6 – потужність що витрачається на подолання сумарного дорожнього опору, N_{ψ} ; 7 – потужність що витрачається на подолання сумарного дорожнього опору та опору повітря, $N_{\psi} + N_w$;
 а – зовнішня швидкісна характеристика; б – баланс потужності

Рисунок 3.3 – Теоретичні зовнішня швидкісна характеристика та баланс потужності автомобіля КрАЗ – 255Б [262]

Метеорологічні умови в районі проведення експерименту (на момент його початку та момент його кінця) наведені в таблицях 3.2 та 3.3.

Таблиця 3.2 – Метеорологічні умови під час проведення дорожнього експериментального дослідження автомобіля Daewoo Lanos 1.5i (19.07.2017)

Час	Опади	Напрямок вітру	Швидкість вітру, м/с	Температура повітря, °С	Вологість, %	Атм. тиск мм рт. ст.
6 ⁰⁰ -8 ⁰⁰	Без опадів	С	1	22	80	748

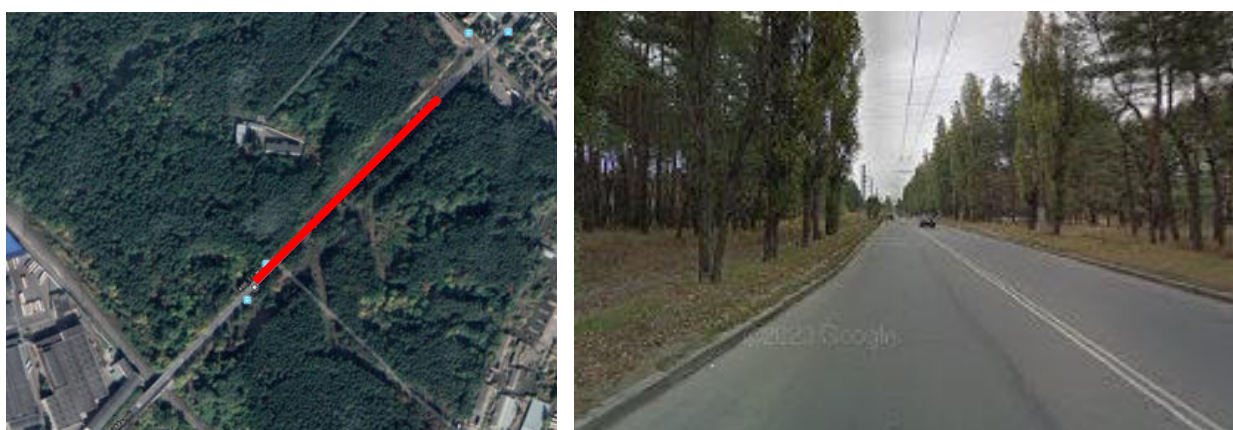
Таблиця 3.3 – Метеорологічні умови під час проведення дорожнього експериментального дослідження автомобіля КрАЗ-255Б (24.10.2019)

Час	Опади	Напрямок вітру	Швидкість вітру, м/с	Температура повітря, °С	Вологість, %	Атм. тиск мм рт. ст.
9 ⁰⁰ - 13 ⁰⁰	Без опадів	З	1	12	90	752

Агрегати трансмісії і ходової частини автомобілів перед початком випробувань були прогріті. Шини чисті, сухі, знос рисунка протектора не більше 5 %.



а



б

а – ділянка дороги довжиною 700 м по вул. Світлій, м. Харків;

б – ділянка дороги по вул. Любові Малой, м. Харків

Рисунок 3.3 – Ділянки дороги, на яких проводилися експериментальні дослідження

Параметри, які реєструвалися під час проведення експериментального дослідження:

- кількість працюючих циліндрів двигуна колісної машини $i''_{\text{ц}}$;
- передача, на якій рухається колісна машина;
- маса колісної машини m_a ;
- швидкість руху колісної машини $V_{\text{авт}}$;
- поздовжнє прискорення руху колісної машини \dot{V}_a ;
- час руху t .

Потужність на ведучих колесах машини, що витрачається на розгін під час експериментальних досліджень, обчислювалася за наступною формулою [135]

$$N_k = N_k \cdot \eta_{\text{тр}} = m_a \cdot V_{\text{авт}} \cdot \dot{V}_a. \quad (3.1)$$

Вимірювальне устаткування, яке використовувалося для реєстрації вище зазначених параметрів.

Для визначення маси колісних машин було використано спеціальний дорожній зважувальний комплекс (рис. 3.4).



а

б

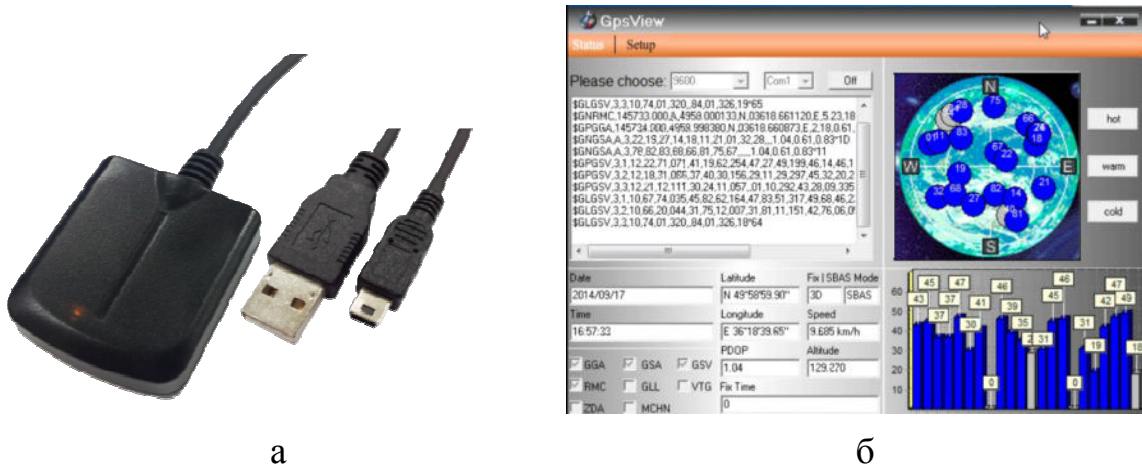
а – пульт керування зважувальним комплексом,

б – дорожній зважувальний комплекс

Рисунок 3.4 – Зважувальний комплекс для вимірювання маси колісних машин

Швидкість руху колісної машини визначалося одночасно кількома способами:

- за показаннями спідометра;
- за показаннями GPS/GLONASS приймача Transystem GM-3N (рис. 3.5);
- шляхом інтегрування лінійного поздовжнього прискорення колісної машини.



а

б



в

а – GPS/GLONASS приймач Transystem GM-3N; б – вікно програми, яка реєструє показання GPS / GLONASS приймача; в – керована оператором ЕОМ, що реєструє поздовжню швидкість колісної машини

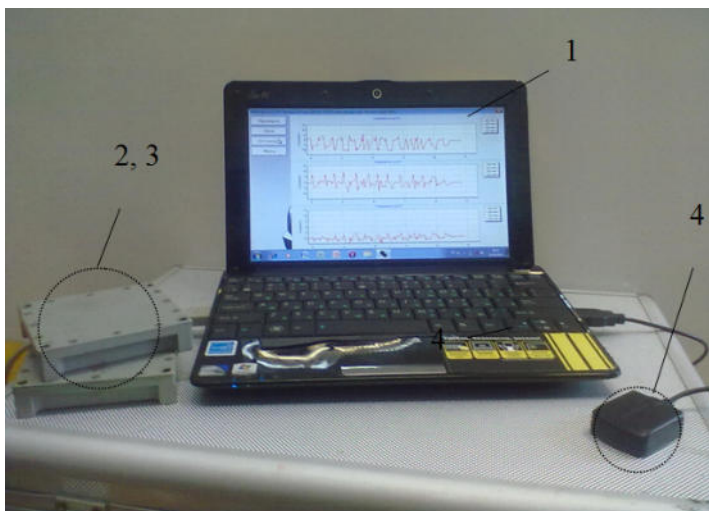
Рисунок 3.5 – Реєстрація поздовжньої швидкості руху колісної машини за показами GPS / GLONASS приймача

У кожний момент часу під час проведення експериментального дослідження лінійна швидкість руху колісної машини визначалась як середня за цими трьома способами.

Поздовжнє прискорення руху колісної машини \dot{V}_a та час руху t визначалися шляхом використання реєстраційно-вимірального комплексу для випробувань мобільних машин і їх елементів «ВРКВММ 4-001» (додаток Д) [263] до складу якого (рис. 3.6) входять два трикоординатні датчики прискорення Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT ДЛШ та ПЕОМ Acer ASPIRE 5520G. Місця встановлення датчиків прискорення на колісних машинах під час проведення експериментальних досліджень наведено на рис. 3.7

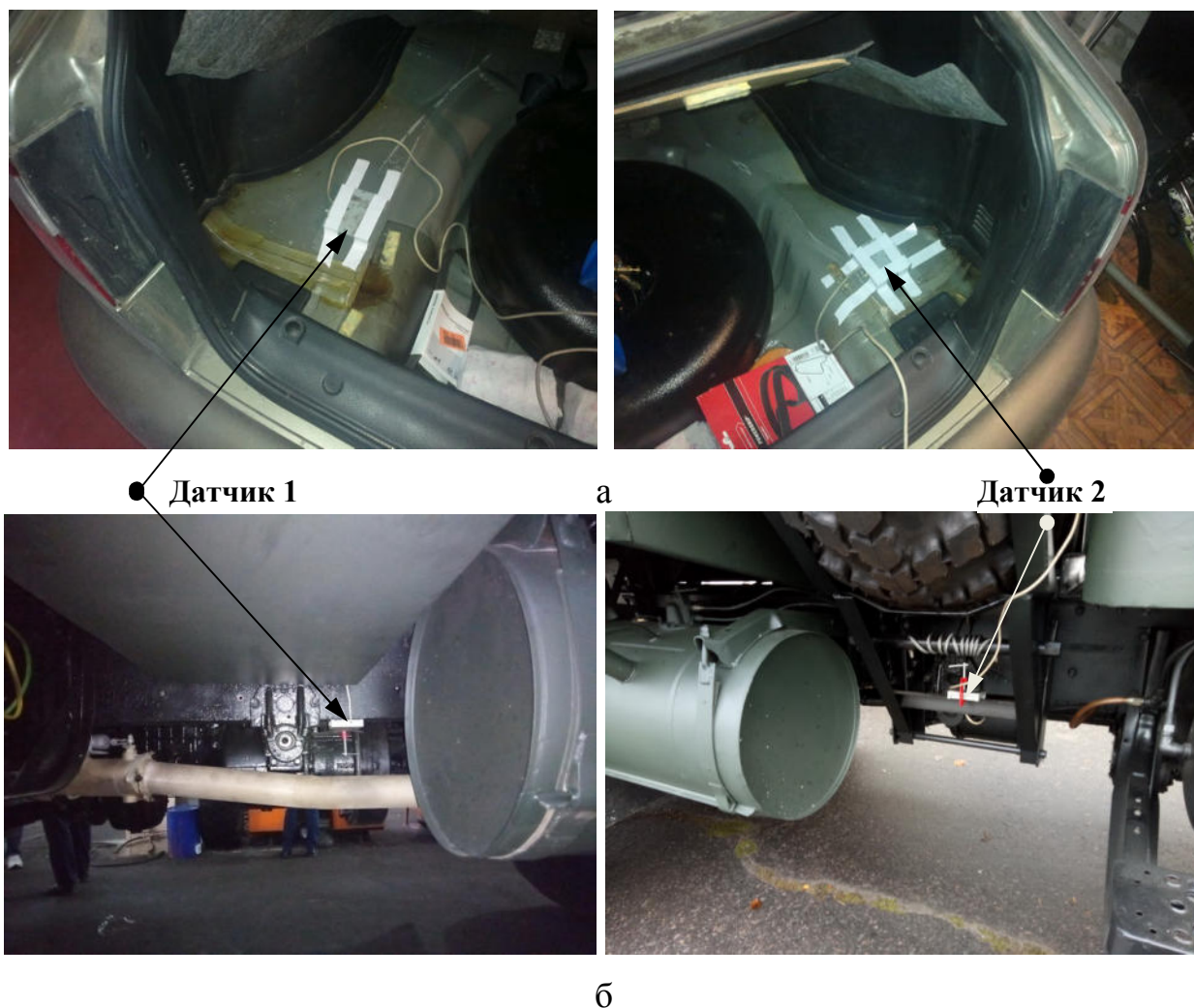
Таблиця 3.4 – Характеристики GPS / GLONASS приймача Transystem GM-3N [264]

Параметр	Значення параметра
Габарити (без кабелю), мм	42x35x15
Кількість каналів	99
Чутливість, dBm	165
Частота оновлення, Гц	до 10
Робочий температурний діапазон, °C	-40 ... +80



1 – ПЕОМ для зняття та архівації даних;
2, 3 – датчики прискорень;
4 – GPS / GLONASS приймач

Рисунок 3.6 – Реєстраційно-вимірвальний комплекс для випробувань мобільних машин і їх елементів «ВРКВММ 4-001»



а – місця встановлення датчиків на автомобілі Daewoo Lanos 1.5i;

б – місця встановлення датчиків на автомобілі КрАЗ-255Б

Рисунок 3.7 – Встановлення трикоординатних датчиків на колісних машинах під час проведення дорожніх експериментальних досліджень

З метою підвищення точності вимірювань за рахунок усереднення одержуваних значень, зняття даних по повздовжньому прискоренню колісної машини здійснювалося одночасно з двох датчиків.

Під час проведення експериментальних досліджень здійснювалося відключення від роботи окремих циліндрів двигуна колісної машини. На легковому автомобілі Daewoo Lanos 1.5i таке відключення здійснювалося шляхом припинення подачі палива у циліндр. Для цього відключалося живлення (рис. 3.8) паливної форсунки, що призводило до припинення її роботи та

перекриття подачі палива у циліндр. При такому відключенні істотні механічні втрати від стиснення повітря в камері згоряння відключеного циліндру під час такту стиснення. Для усунення цих механічних втрат здійснювалося вивертання свічки запалювання з циліндру, що відключається. Для оцінювання величини цих механічних втрат у відключеному циліндрі, експериментальні дослідження проводилися при здійсненні відключення циліндрів як за першим, так і за другим варіантом. Відключення циліндрів здійснювалося у відповідності до послідовності їх роботи через один.

Відключення
живлення
паливної
форсунки



Рисунок 3.8 – Відключення подачі палива до циліндра двигуна автомобіля Daewoo Lanos 1.5i

На вантажному автомобілі КрАЗ-255Б відключення циліндрів здійснювалося шляхом припинення подачі палива до паливної форсунки та зливання палива у ємність з під'єднаної паливної трубки високого тиску (рис. 3.9 а, б). Для усунення механічних втрат здійснювалося зняття паливної форсунки з циліндру, що відключається. Експериментальні дослідження також

проводилися при відключенні циліндрів як за першим так і за другим варіантом. Відключення циліндрів здійснювалося у відповідності до послідовності їх роботи таким чином, щоб забезпечити його більш рівномірну роботу двигуна.



а

б

а – відключення двох циліндрів; б – відключення чотирьох циліндрів

Рисунок 3.9 – Відключення подачі палива до циліндра двигуна
автомобіля КраЗ-255Б

Факторами, що варіюються під час експерименту є кількість працюючих циліндрів двигуна колісної машини $i_{ц}$ та тип схеми їх відключення. Таким чином експериментальні дослідження є двофакторними. Вихідним параметром експериментального дослідження є потужність на ведучих колесах машини. При цьому фактори не корелюються між собою та є сумісними.

Послідовність дій в процесі експериментального дослідження.

Перед початком експериментальних досліджень двигун та агрегати трансмісії колісних машин були прогріті.

Кожен, з етапів експериментального дослідження складався з циклів. Перший цикл представляв собою розгін колісної машини з максимально можливою інтенсивністю (при повному натисканні на педаль газу) до обертів, що відповідають максимальній потужності двигуна при всіх працюючих

циліндрах. Після цього колісна машина зупинялася та для підвищення достовірності отриманих даних (для компенсації похибки від кутів ухилу дороги), заїд повторювався у зворотному напрямку руху. Далі розпочиналися наступні цикли з відключенням одного або декількох циліндрів. Відключення відбувалося за двома схемами, як це було показано вище (перша схема передбачає наявність механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах, друга схема передбачає їх відсутність). Кожен такий цикл складався з чотирьох заїздів (дослідів). Під час перших двох заїздів (у прямому та зворотному напрямку руху) колісна машина здійснювала розгін з відключеним одним або декількома циліндрами за першою схемою їх відключення. Під час третього та четвертого заїздів (у прямому та зворотному напрямку руху) колісна машина здійснювала розгін з відключеним одним або декількома циліндрами за другою схемою їх відключення.

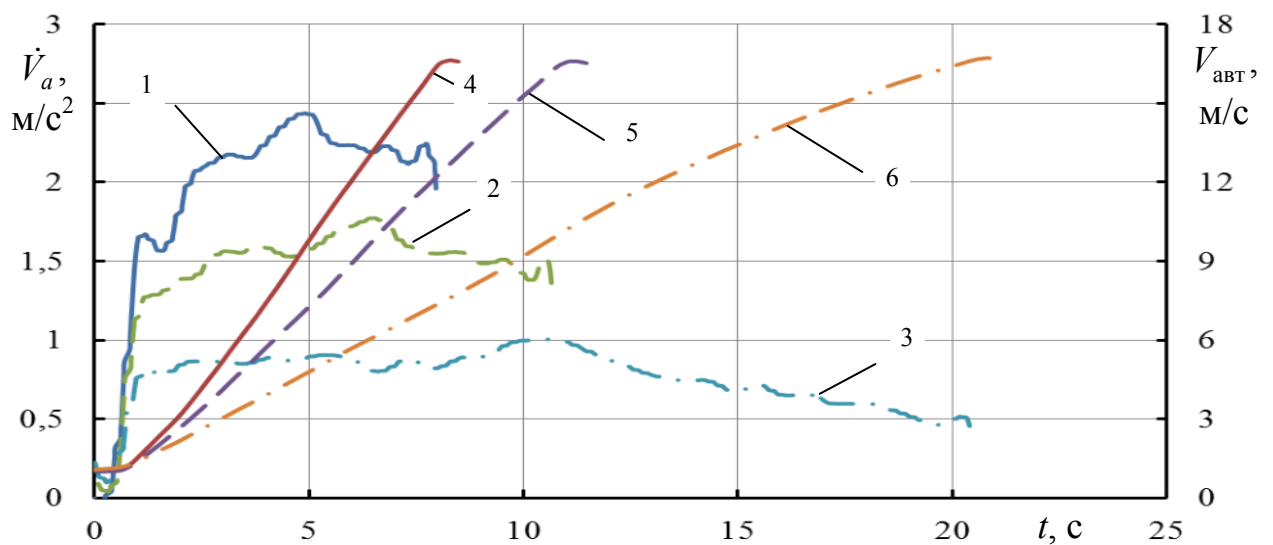
При експериментальних дослідженнях легкового автомобіля Daewoo Lanos 1.5i розгін у всіх циклах здійснювався на другій передачі та при чотирьох, трьох та двох працюючих циліндрах. Таким чином кількість циклів склала три одиниці. При цьому в другому циклі у відповідності до послідовності роботи циліндрів відключався 1-й циліндр, а у третьому циклі 1-й та 4-й циліндри. Початкова швидкість при розгоні автомобіля Daewoo Lanos 1.5i на другій передачі склала 7 км/год. Кінцева швидкість при розгоні відповідала частоті обертання колінчастого вала двигуна $n=5600 \text{ хв}^{-1}$ на другій передачі. Час одного заїзду (дослід) при здійсненні розгону та подальшого гальмування становив до 25 с.

На другому етапі експериментальних досліджень (випробування автомобіля КрАЗ-255Б) розгін здійснювався також на другій передачі та при восьми, шести та чотирьох працюючих циліндрах. Таким чином кількість циклів склала також три одиниці. При цьому в другому циклі у відповідності до послідовності роботи циліндрів відключалися 1-й та 6-й циліндри, а у третьому циклі 1-й, 4-й, 6-й та 7-й циліндри. Початкова швидкість при розгоні автомобіля КрАЗ-255Б на другій передачі склала 3 км/год. Кінцева швидкість при розгоні відповідала частоті обертання колінчастого вала

двигуна $n = 2100 \text{ хв}^{-1}$ на другій передачі. Час одного заїзду (дослід) при здійсненні розгону та подальшого гальмування становив до 1 хв.

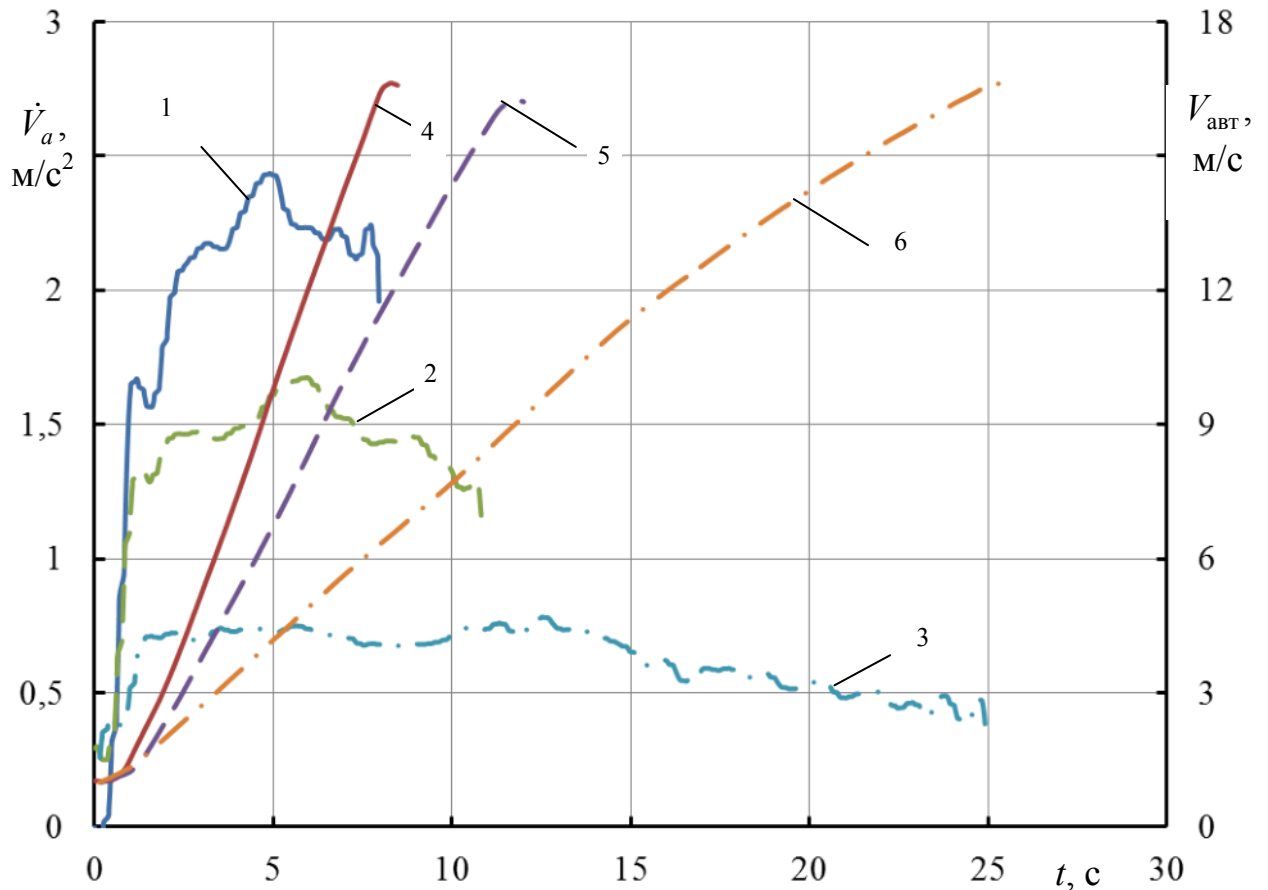
Порядок і способи реєстрації результатів випробувань – безперервний процес запису показань датчиків лінійних прискорень та GPS/GLONASS датчика, що здійснюється за допомогою спеціальної програми, яка дозволяє одночасно реєструвати дані і зберігати їх на жорсткому диску EOM, а також візуалізувати процес випробувань (рис. 3.5 б) [265].

3.1.2 Обробка експериментальних даних. За результатами проведеного експериментального дослідження отримано дані, з використанням яких побудовано графіки зміни поздовжнього прискорення та швидкості автомобіля Daewoo Lanos 1.5i у часі при при інтенсивному розгоні на другій передачі, які наведені на рис. 3.10 та рис. 3.11.



1 - 3 – поздовжнє лінійне прискорення; 4 - 6 – поздовжня лінійна швидкість
 — при всіх працюючих циліндрах; — — при відключеному одному циліндру; — · — при відключених двох циліндрах

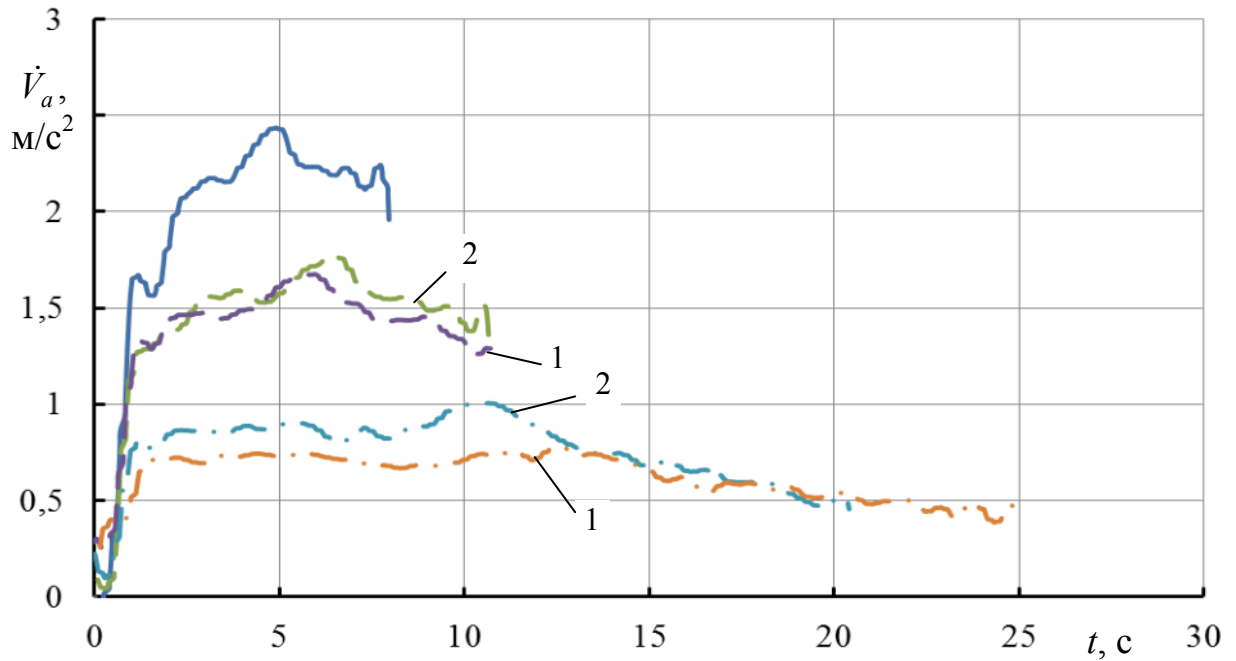
Рисунок 3.10 – Графіки залежності лінійних поздовжніх швидкості та прискорення від часу при інтенсивному розгоні на другій передачі автомобіля Daewoo Lanos 1.5i при різній кількості працюючих циліндрів (при відсутності механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах)



1 - 3 – поздовжнє лінійне прискорення; 4 - 6 – поздовжня лінійна швидкість
 — при всіх працюючих циліндрах; — — при відключеному одному циліндрі; — · — при відключених двох циліндрах

Рисунок 3.11 – Графіки залежності лінійних поздовжніх швидкості та прискорення від часу при інтенсивному розгоні на другій передачі автомобіля Daewoo Lanos 1.5i при різній кількості працюючих циліндрів (при наявності механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах)

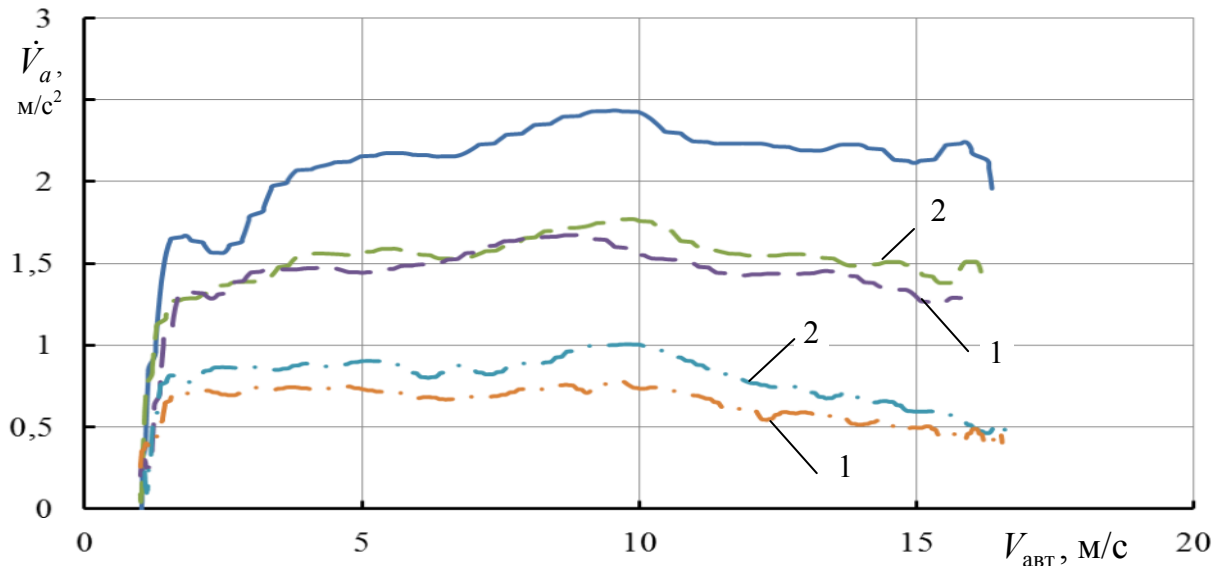
Для подальшого визначення впливу кількості відключених циліндрів двигуна та впливу наявності або відсутності в цих циліндрах механічних (насосних) втрат на зміну прискорення автомобіля Daewoo Lanos 1.5i при інтенсивному розгоні на другій передачі, побудовано графіки зміни поздовжнього прискорення у часі, наведені на рис. 3.12.



- 1 – при наявності механічних (насосних) втрат у відключеному циліндрі;
 2 – при відсутності механічних (насосних) втрат у відключеному циліндрі;
 — при всіх працюючих циліндрах; — — при відключеному одному циліндрі; — . — при відключених двох циліндрах

Рисунок 3.12 – Графіки залежності лінійного поздовжнього прискорення від часу при інтенсивному розгоні на другій передачі автомобіля Daewoo Lanos 1.5i при різній кількості працюючих циліндрів

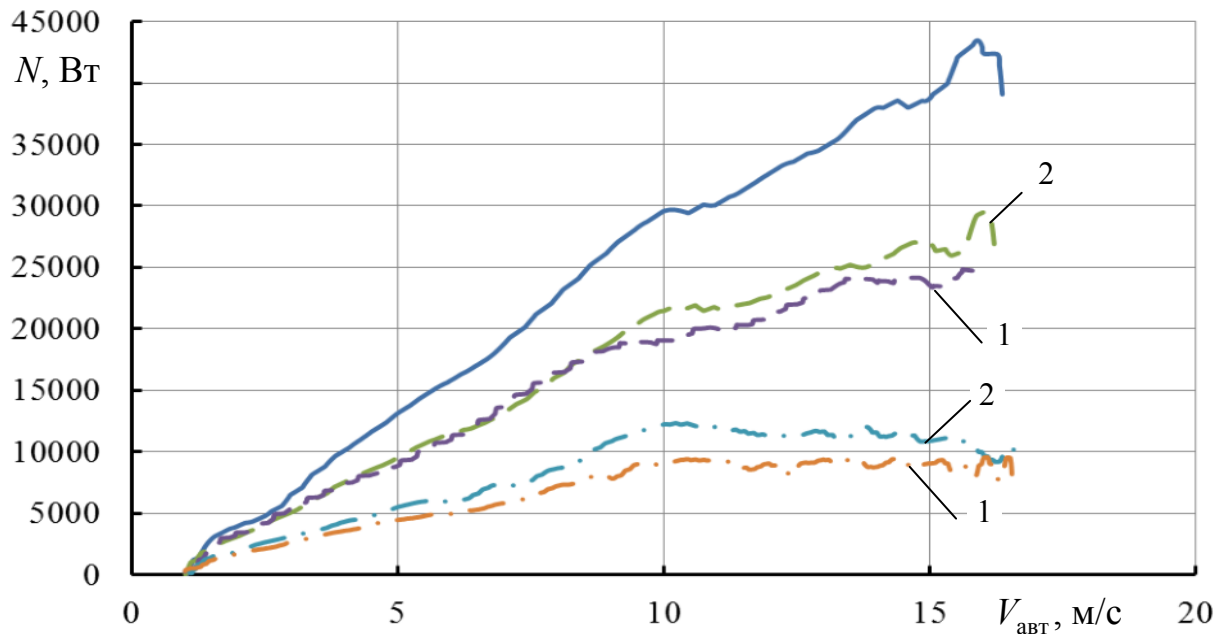
Також побудовано графіки зміни поздовжнього прискорення зазначеного автомобіля від його швидкості (під час інтенсивного розгону на другій передачі) при різній кількості працюючих циліндрів двигуна та наявності або відсутності в цих циліндрах механічних (насосних) втрат, які наведено на рис. 3.13



- 1 – при наявності механічних (насосних) втрат у відключеному циліндрі;
 2 – при відсутності механічних (насосних) втрат у відключеному циліндрі;
 — при всіх працюючих циліндрах; — — при відключеному одному циліндрі; — . — при відключених двох циліндрах

Рисунок 3.13 – Графіки залежності лінійного поздовжнього прискорення від швидкості руху при інтенсивному розгоні на другій передачі автомобіля Daewoo Lanos 1.5i при різній кількості працюючих циліндрів

З використанням формули (3.1) та даними, отриманими з графіків на рис. 3.13 розрахована величина потужності на ведучих колесах автомобіля Daewoo Lanos 1.5i при русі з різною швидкістю. Потужність на ведучих колесах автомобіля розрахована для усіх розглянутих варіантів роботи двигуна зазначеного автомобіля (при всіх працюючих циліндрах, при відключенні одного та двох циліндрів) та при наявності і відсутності механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах. За результатами розрахунків побудовано графіки, наведені на рис. 3.14.



1 – при наявності механічних (насосних) втрат у відключеному циліндрі;
 2 – при відсутності механічних (насосних) втрат у відключеному циліндрі;
 — при всіх працюючих циліндрах; — — при відключеному одному циліндрі; — . — при відключених двох циліндрах

Рисунок 3.14 – Графіки залежності потужності на ведучих колесах від швидкості руху при інтенсивному розгоні на другій передачі автомобіля Daewoo Lanos 1.5i при різній кількості працюючих циліндрів

На рисунку 3.15 відображено графіки та рівняння регресії залежності потужності на ведучих колесах від швидкості руху при інтенсивному розгоні на другій передачі автомобіля Daewoo Lanos 1.5i при різній кількості працюючих циліндрів. Криві форми $y=ax^3+bx^2+cx+d$, що апроксимують експериментальні дані отримані з високою точністю. Це підтверджено значенням коефіцієнту регресії R^2 (табл. 3.5), максимальне значення якого склало 0,9973, а мінімальне 0,9793. Результати апромації зведені у таблицю 3.5.

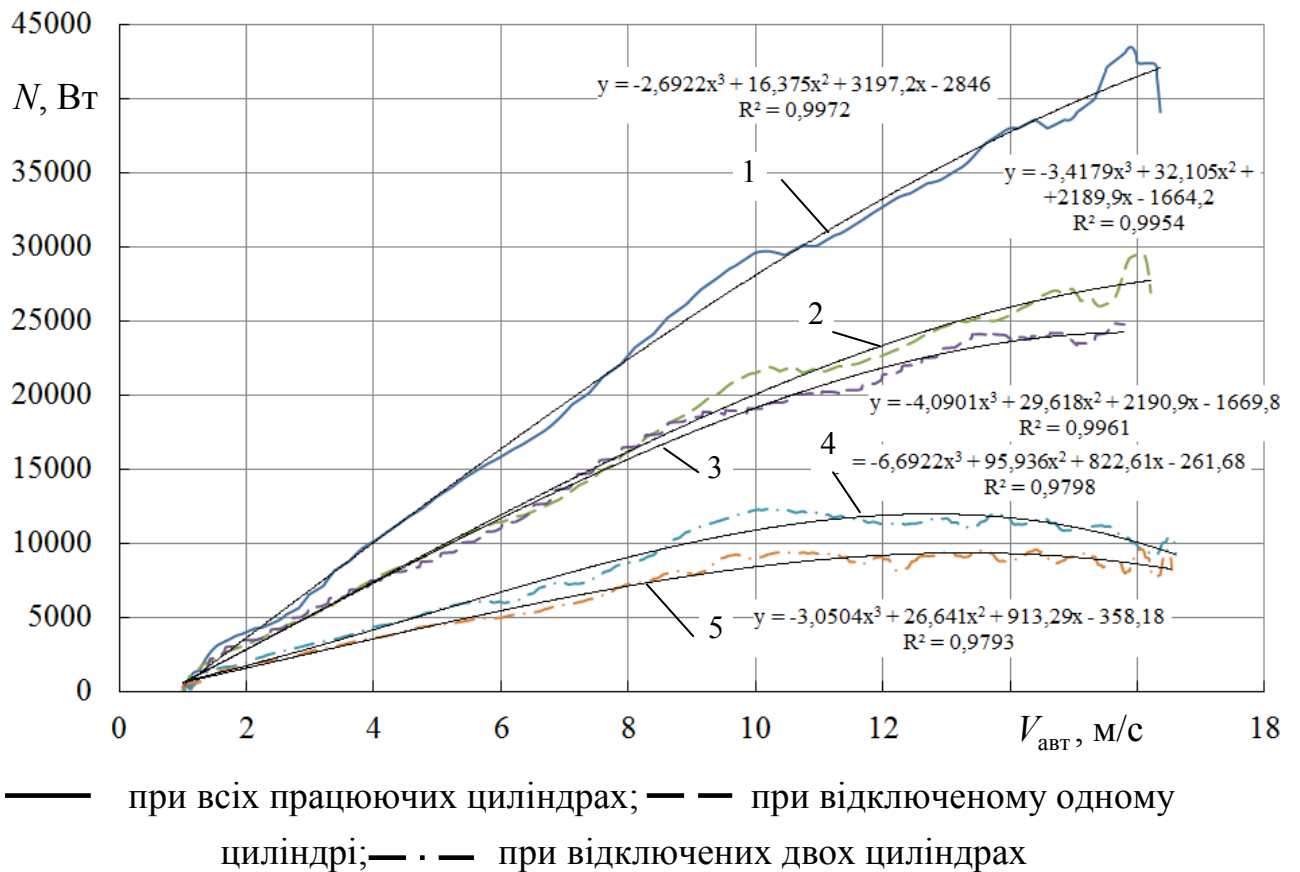


Рисунок 3.15 – Графіки та рівняння регресії залежності потужності на ведучих колесах від швидкості руху при інтенсивному розгоні на другій передачі автомобіля Daewoo Lanos 1.5i при різній кількості працюючих циліндрів

За результатами апроксимації визначено максимальне та середнє значення різниці потужності двигуна з відключеними циліндрами при наявності та відсутності механічних (насосних) втрат. Так для автомобіля Daewoo Lanos 1.5i при відключенні одного циліндра середня різниця значення потужності в діапазоні швидкостей $V_{\text{авт}}=2-13$ м/с склала $\Delta N_{\text{сеп}}=1405$ Вт. Максимальна різниця склала $\Delta N_{\text{max}}=1890$ Вт. При відключенні двох циліндрів середня різниця в діапазоні швидкостей $V_{\text{авт}}=2-13$ м/с склала $\Delta N_{\text{сеп}}=1720$ Вт. Максимальна різниця склала $\Delta N_{\text{max}}=2694$ Вт, що в 1,43 рази більше ніж при відключенні лише одного циліндра.

Таблиця 3.5 – Результати апроксимації експериментальних даних (рис. 3.15) визначення потужності на ведучих колесах Daewoo Lanos 1.5i від його швидкості

№ кривої на рис. 3.15	Коефіцієнти рівняння регресії форми $y=ax^3+bx^2+cx+d$				Коефіцієнт R^2
	a	b	c	d	
1	-2,6922	16,375	3197,2	-2846	0,9972
2	-3,4179	32,105	2189,9	-1664,2	0,9954
3	-4,0901	29,618	2190,9	-1669,8	0,9961
4	-6,6922	95,936	822,61	-261,68	0,9798
5	-3,0504	26,641	913,29	-358,18	0,9793

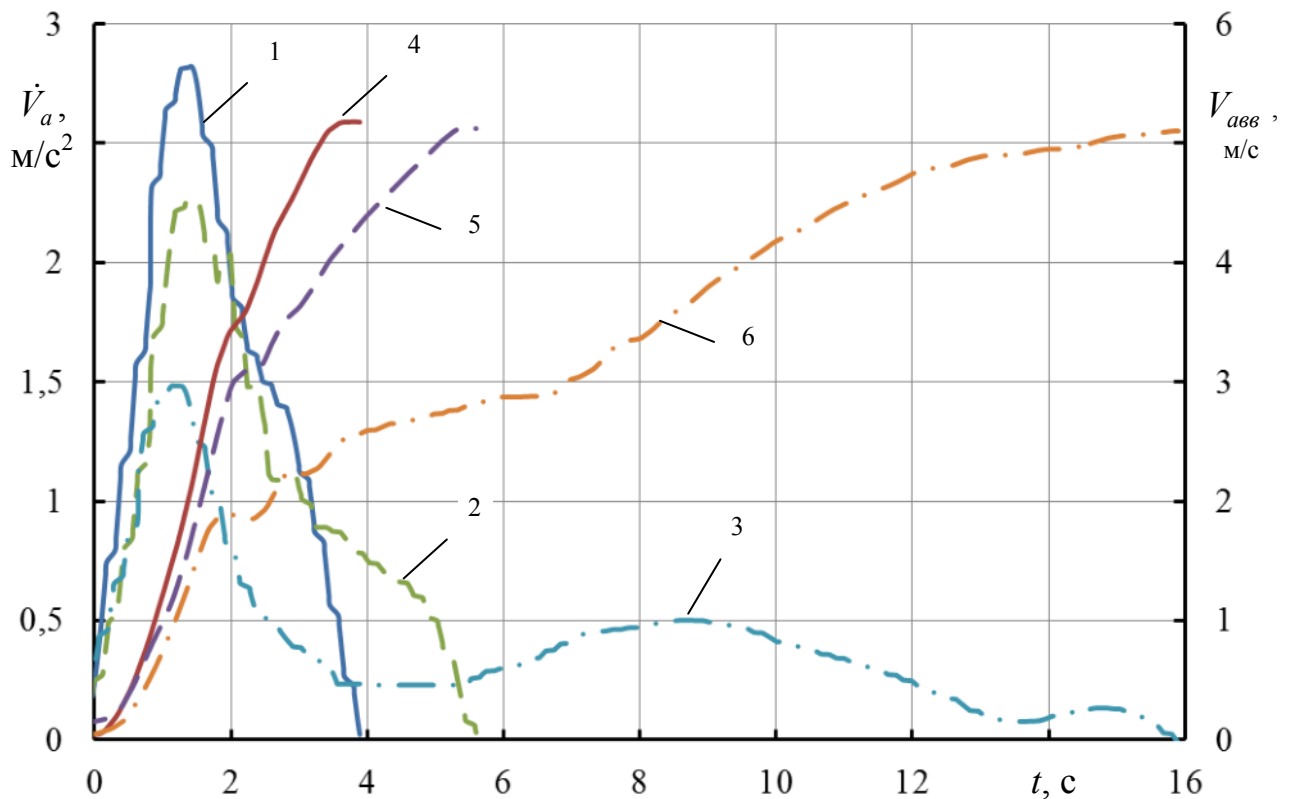
Максимальна потужність на ведучих колесах, що витрачається на розгін автомобіля Daewoo Lanos 1.5i при всіх працюючих циліндрах за результатами експериментальних досліджень склала 44300 Вт. Таким чином, різниця значення потужності при наявності та відсутності механічних (насосних) втрат при відключенні одного та двох циліндрів склала відповідно 4,3 % та 6,1 % від максимального значення зазначеного вище.

Потужність на ведучих колесах автомобіля Daewoo Lanos 1.5i при відключенні одного циліндра (механічні (насосні) втрати присутні) та при русі зі швидкістю 13 м/с падає в 1,56 рази (з 35570 Вт до 22830 Вт). Якщо усунути при цьому механічні (насосні) втрати у відключеному циліндрі, то падіння потужності зменшиться до 1,44 разів (з 35570 Вт до 24720 Вт).

При відключенні двох циліндрів двигуна вказаного автомобіля (механічні (насосні) втрати присутні), потужність на його ведучих колесах падає від початкових значень в 3,82 рази (з 35570 Вт до 9315 Вт). Якщо усунути при цьому механічні (насосні) втрати у відключених циліндрах, то падіння потужності зменшиться до 2,98 разів (з 35570 Вт до 11940 Вт).

Аналогічним чином оброблено експериментальні дані, отримані за результатами експериментального дорожнього дослідження вантажного автомобіля КрАЗ-255Б з використанням отриманих експериментальних даних побудовано графіки зміни повздовжнього прискорення та швидкості автомобіля КрАЗ-255Б у часі при при інтенсивному розгоні на другій

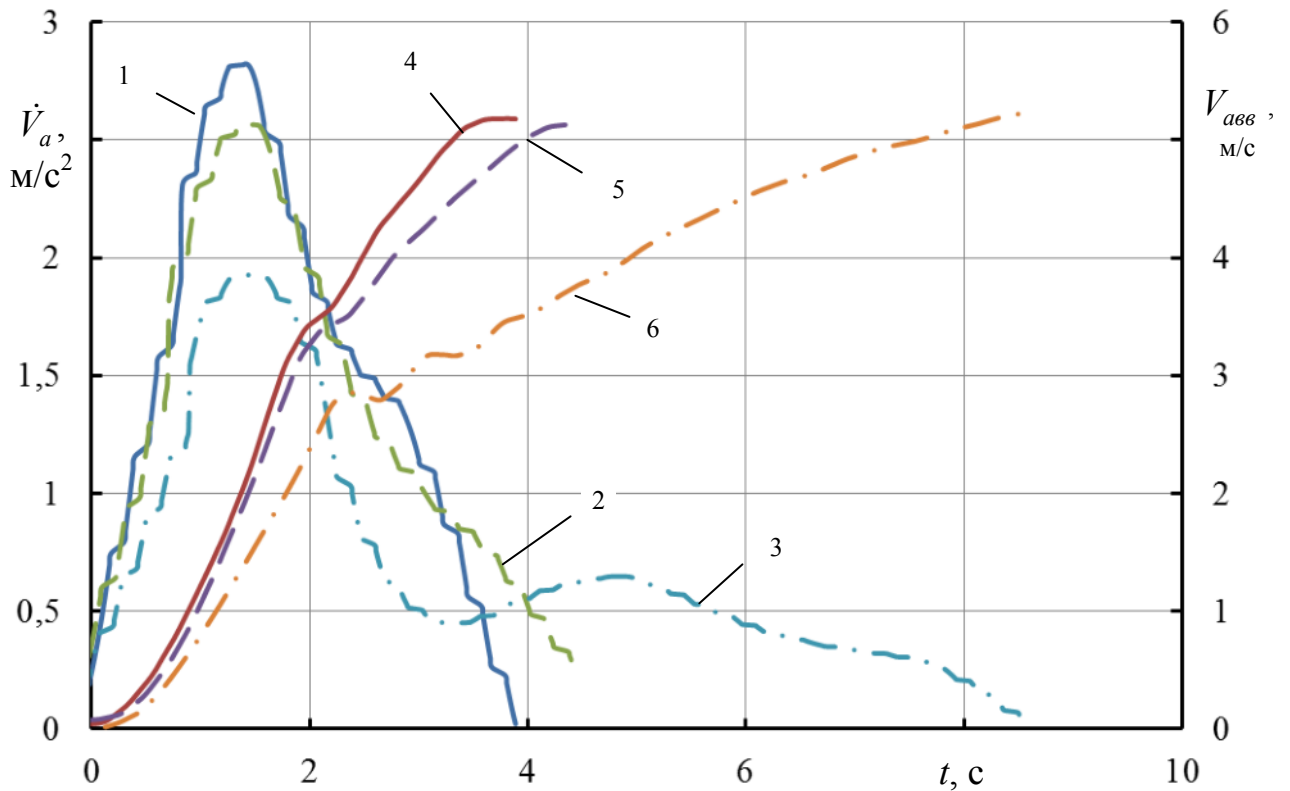
передачі, які наведені на рис. 3.16 та рис. 3.17.



1 - 3 – поздовжнє лінійне прискорення; 4 - 6 – поздовжня лінійна швидкість
 — при всіх працюючих циліндрах; — — при відключених двох циліндрах;
 — · — при відключених чотирьох циліндрах

Рисунок 3.16 – Графіки залежності лінійних поздовжніх швидкості та прискорення від часу при інтенсивному розгоні на другій передачі автомобіля КрАЗ-255Б при різній кількості працюючих циліндрів (при наявності механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах)

Отримані дані підтверджують доцільність усунення механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах, відключення яких може відбуватися з метою економії палива при роботі двигуна легкового автомобіля з невеликим навантаженням та на холостому ході.

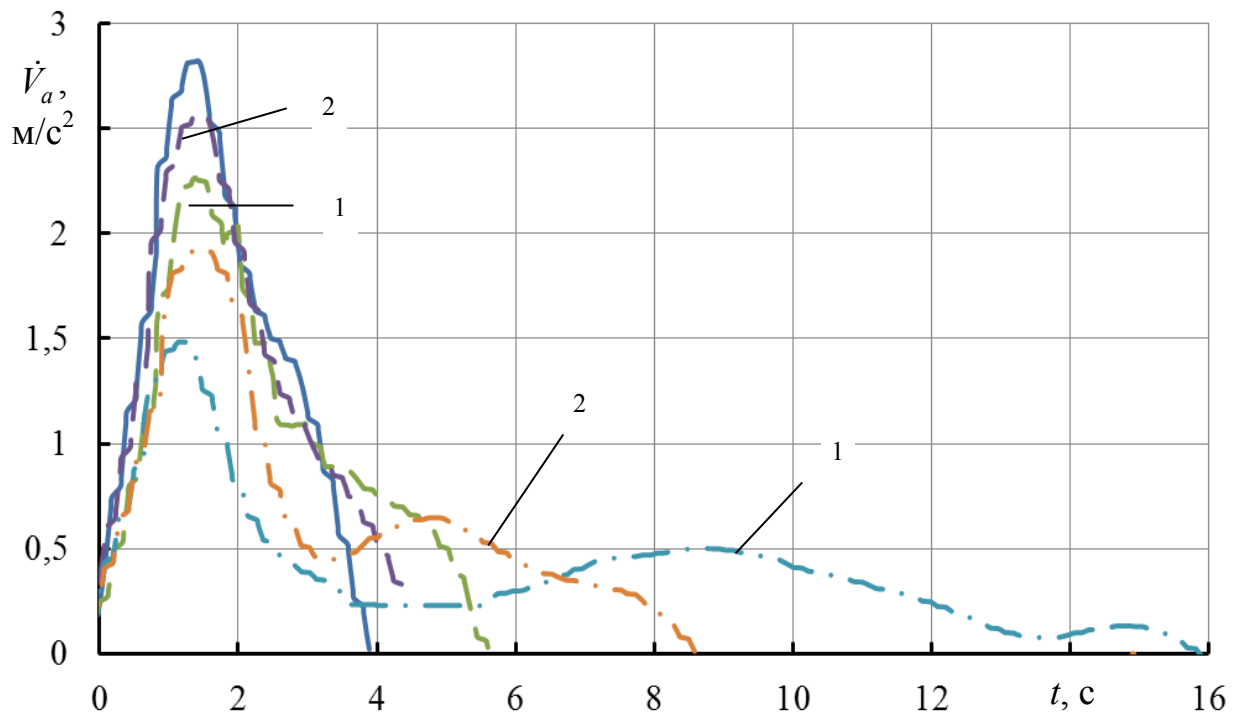


1 - 3 – поздовжнє лінійне прискорення; 4 - 6 – поздовжня лінійна швидкість
 — при всіх працюючих циліндрах; — — при відключених двох циліндрах;
 — · — при відключених чотирьох циліндрах

Рисунок 3.17 – Графіки залежності лінійних поздовжніх швидкості та прискорення від часу при інтенсивному розгоні на другій передачі автомобіля КрАЗ-255Б при різній кількості працюючих циліндрів (при відсутності механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах)

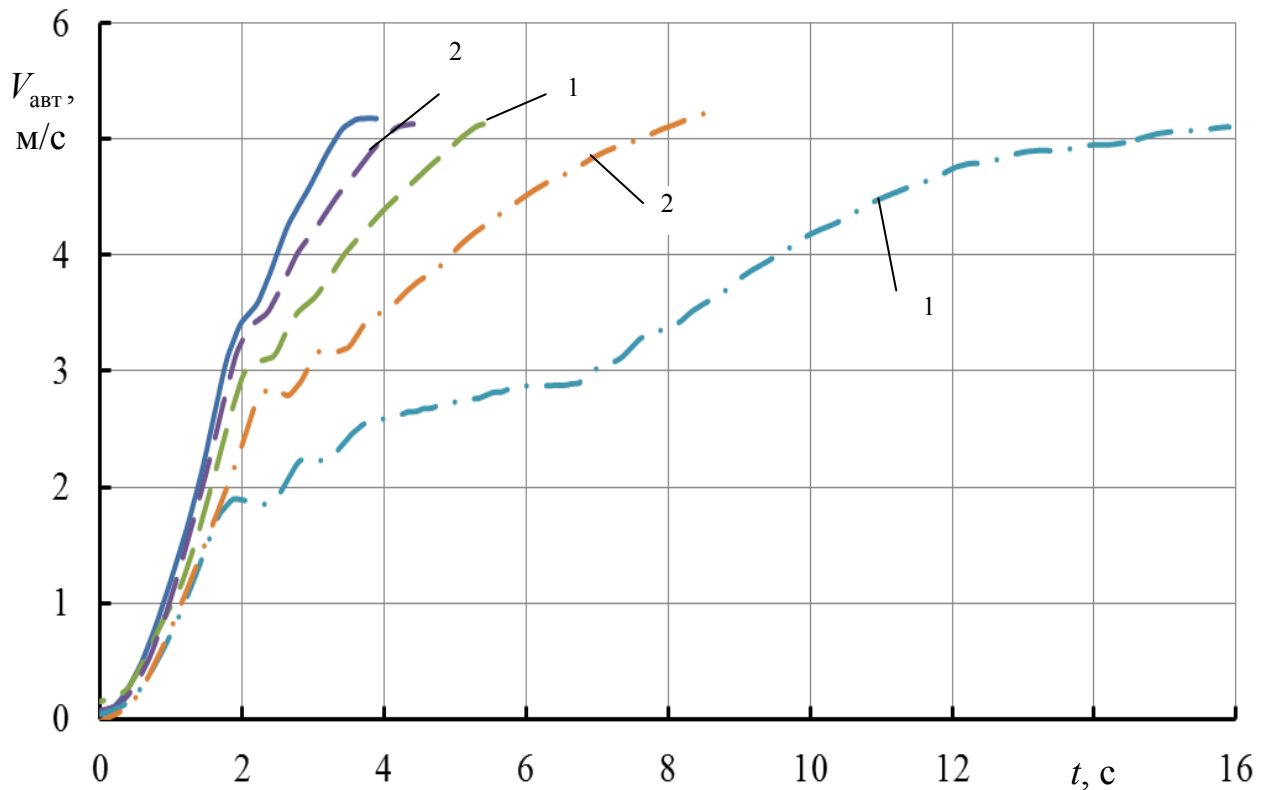
Графіки побудовані для випадків руху при всіх працюючих циліндрах двигуна (8 циліндрів) автомобіля КрАЗ-255Б, при роботі двигуна з двома відключеними циліндрами та при роботі двигуна з чотирма відключеними циліндрами. Причому на рис. 3.16 наведені дані для випадку наявності механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах двигуна автомобіля, а на рис. 3.17 наведені дані для випадку відсутності механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах двигуна автомобіля КрАЗ-255Б.

Для подальшого визначення впливу кількості відключених циліндрів двигуна та впливу наявності або відсутності в цих циліндрах механічних (насосних) втрат на зміну прискорення автомобіля КрАЗ-255Б при інтенсивному розгоні на другій передачі, за аналогією з автомобілем Daewoo Lanos 1.5i, побудовано графіки зміни поздовжнього прискорення у часі, наведені на рис. 3.18 та графіки зміни поздовжньої швидкості у часі, наведені на рис. 3.19.



- 1 – при наявності механічних (насосних) втрат у відключеному циліндрі;
 2 – при відсутності механічних (насосних) втрат у відключеному циліндрі;
 — при всіх працюючих циліндрах; — — при відключених двох циліндрах;
 — . — при відключених чотирьох циліндрах

Рисунок 3.18 – Графіки залежності лінійного поздовжнього прискорення від часу при інтенсивному розгоні на другій передачі автомобіля КрАЗ-255Б при різній кількості працюючих циліндрів

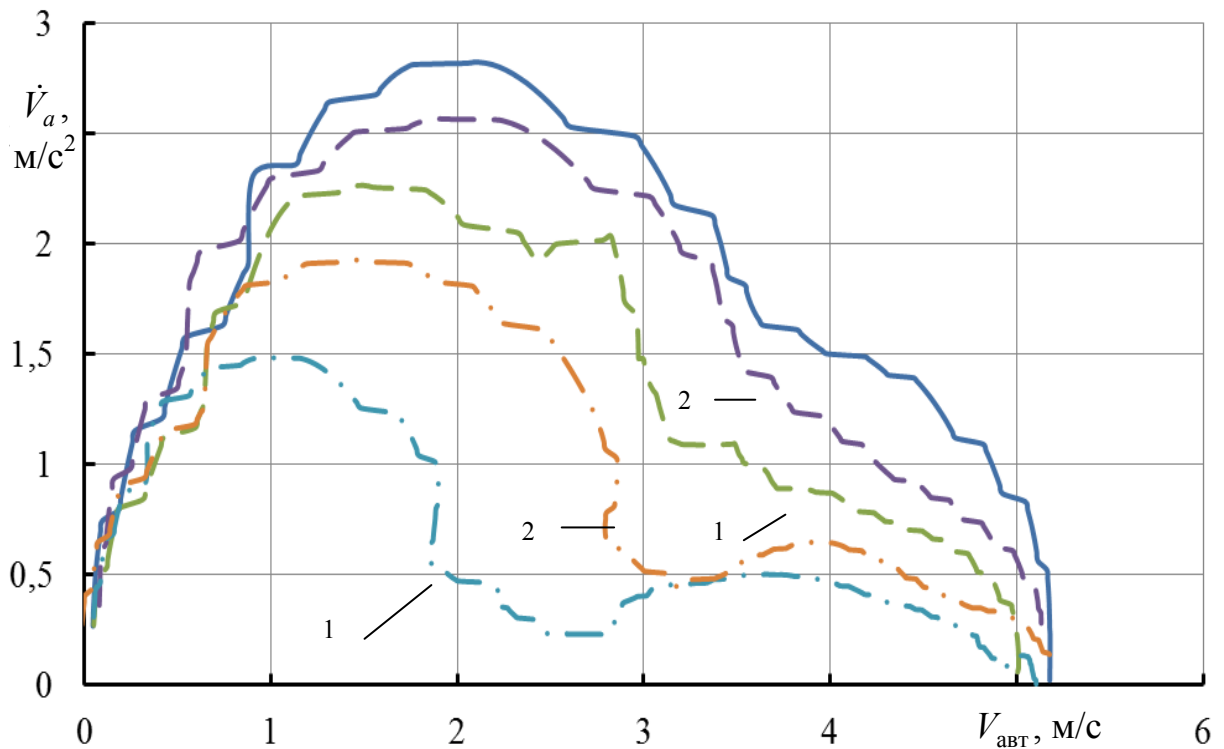


- 1 – при наявності механічних (насосних) втрат у відключеному циліндрі;
 2 – при відсутності механічних (насосних) втрат у відключеному циліндрі;
 — при всіх працюючих циліндрах; — — при відключених двох циліндрах;
 — · — при відключених чотирьох циліндрах

Рисунок 3.19 – Графіки залежності лінійної поздовжньої швидкості від часу при інтенсивному розгоні на другій передачі автомобіля КрАЗ-255Б при різній кількості працюючих циліндрів

Також побудовано графіки зміни поздовжнього прискорення вантажного автомобіля від його швидкості (під час інтенсивного розгону на другій передачі) при різній кількості працюючих циліндрів двигуна та наявності або відсутності в цих циліндрах механічних (насосних) втрат, які наведено на рис. 3.20

З використанням формули (3.1) та даними, отриманими з графіків на рисунку 3.20 розрахована величина потужності на ведучих колесах автомобіля КрАЗ-255Б при русі з різною швидкістю.



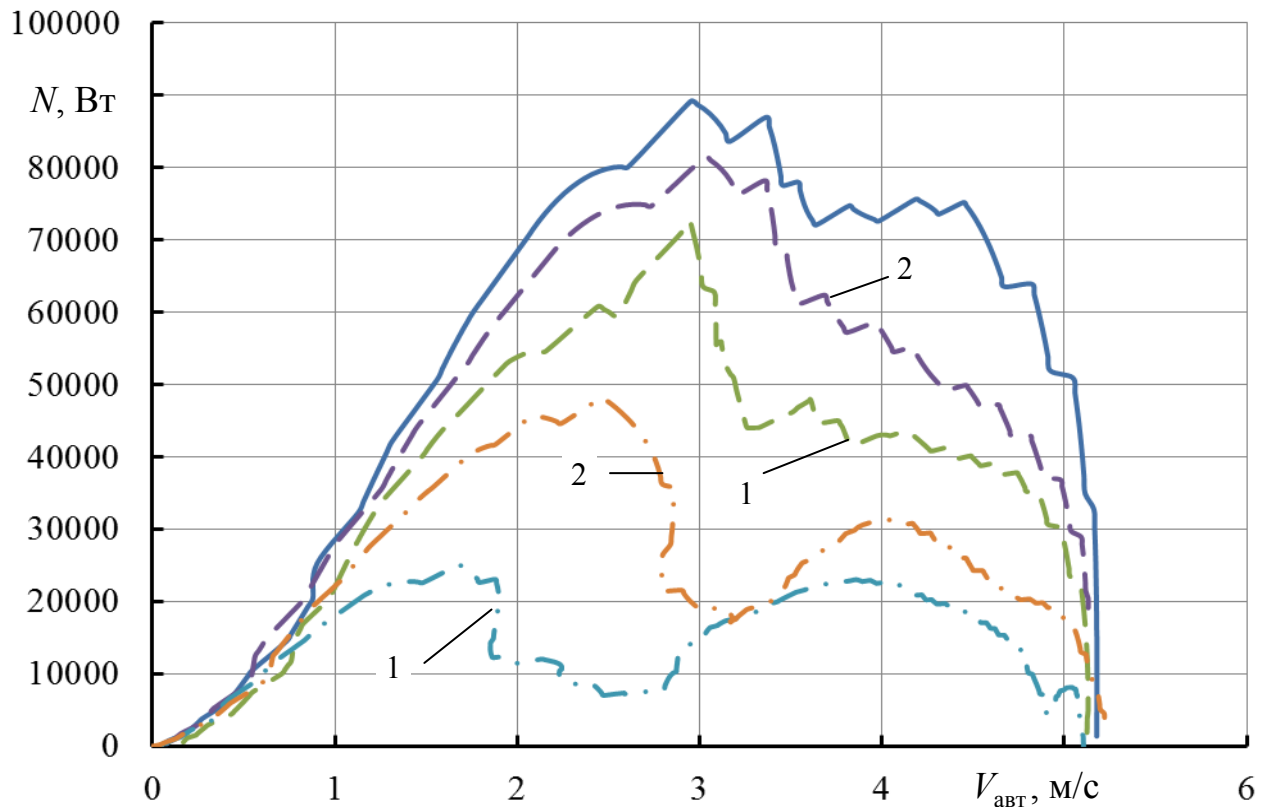
- 1 – при наявності механічних (насосних) втрат у відключеному циліндрі;
 2 – при відсутності механічних (насосних) втрат у відключеному циліндрі;
 — при всіх працюючих циліндрах; — — при відключених двох циліндрах;
 — · — при відключених чотирьох циліндрах

Рисунок 3.20 – Графіки залежності лінійного поздовжнього прискорення від швидкості руху при інтенсивному розгоні на другій передачі автомобіля КрАЗ-255Б при різній кількості працюючих циліндрів

Потужність на ведучих колесах автомобіля розрахована для усіх розглянутих варіантів роботи двигуна зазначеного автомобіля (при всіх працюючих циліндрах, при відключених двох та чотирьох циліндрах) та при наявності і відсутності механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах. За результатами розрахунків побудовано графіки, наведені на рисунку. 3.21.

На рисунку 3.22 відображено графіки та рівняння регресії залежності потужності на ведучих колесах від швидкості руху при інтенсивному розгоні на другій передачі автомобіля КрАЗ-255Б при різній кількості працюючих

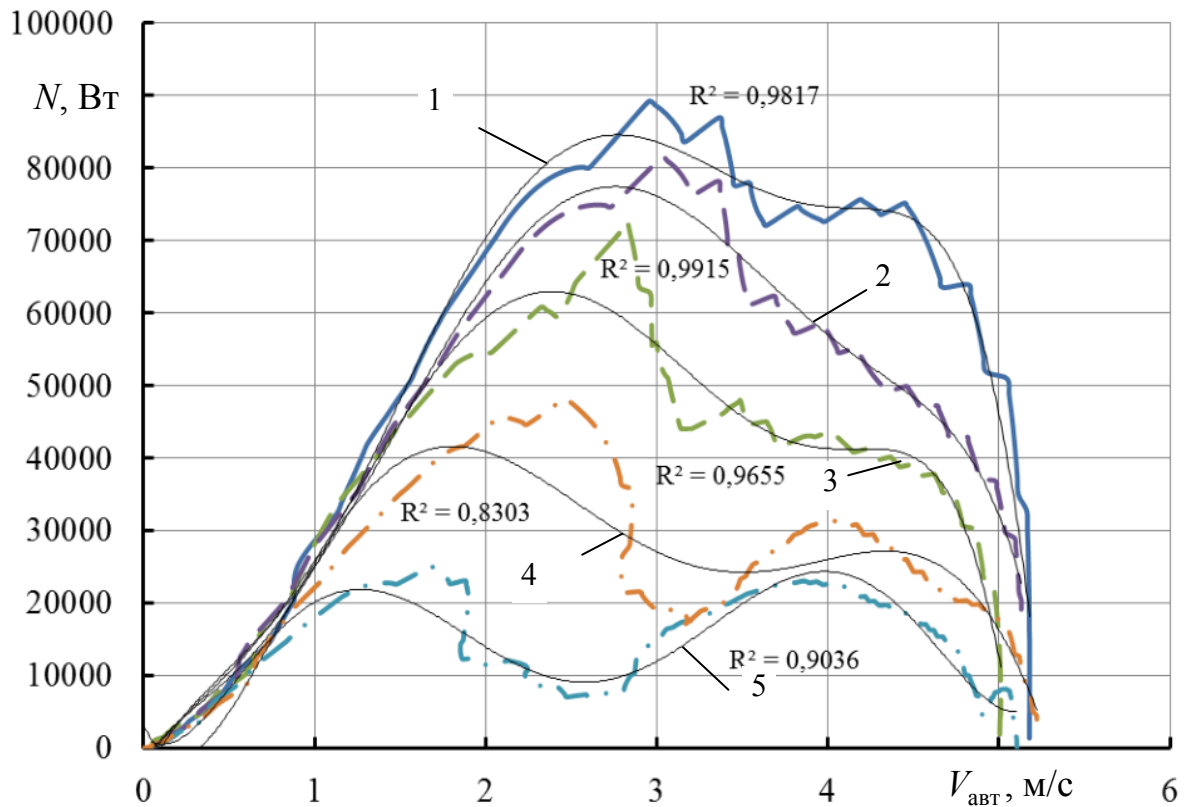
циліндрів. Криві, що апроксимують експериментальні дані отримані з високою точністю. Це підтверджено значенням коефіцієнту регресії R^2 (табл. 3.6), максимальне значення якого склало 0,9915, а мінімальне 0,8303. Коефіцієнти отриманих рівнянь регресії форми $y=ax^6+bx^5+cx^4+dx^3+ex^2+fx+g$ зведено у таблицю 3.6.



- 1 – при наявності механічних (насосних) втрат у відключеному циліндрі;
 2 – при відсутності механічних (насосних) втрат у відключеному циліндрі;
 — при всіх працюючих циліндрах; — — при відключених двох циліндрах;
 — · — при відключених чотирьох циліндрах

Рисунок 3.21 – Графіки залежності потужності на ведучих колесах від швидкості руху при інтенсивному розгоні на другій передачі автомобіля КрАЗ-255Б при різній кількості працюючих циліндрів

Отримані за результатами апроксимації рівняння дозволяють порівняти значення потужності на розгін на колесах автомобілів при різних варіантах відключення циліндрів двигуна колісних машин при їх русі на певній швидкості.



— при всіх працюючих циліндрах; — — при відключених двох циліндрах;
 - · - при відключених чотирьох циліндрах

Рисунок 3.22 – Графіки та рівняння регресії залежності потужності на ведучих колесах від швидкості руху при інтенсивному розгоні на другій передачі автомобіля КраЗ-255Б при різній кількості працюючих циліндрів

Таблиця 3.6 – Результати апроксимації експериментальних даних (рис. 3.22) визначення потужності на ведучих колесах КраЗ-255Б від його швидкості

№ кривої на рис. 3	Коефіцієнти рівняння регресії форми $y=ax^6+bx^5+cx^4+dx^3+ex^2+fx+g$							Коефіцієнт R^2
	a	b	c	d	e	f	g	
1	-545,15	7614,5	-38202	79543	-59529	38531	-2511,5	0,9817
2	-381,72	5686,8	-30658	69936	-63720	48453	-4318,1	0,9915
3	-491,22	6891,9	-34590	72587	-60121	43533	-6244,4	0,9655
4	192,61	-3952,6	29684	-100339	143089	-46342	3100,8	0,8303
5	493,75	-7718	44323	-112651	115901	-21959	1694	0,9036

Для автомобіля КрАЗ-255Б при відключенні двох циліндрів середня різниця значення потужності в діапазоні швидкостей $V_{\text{авт}}=1-5$ м/с склала $\Delta N_{\text{сер}}=11151$ Вт. Максимальна різниця склала $\Delta N_{\text{max}}=19917$ Вт. При відключенні чотирьох циліндрів середня різниця в діапазоні швидкостей $V_{\text{авт}}=1-5$ м/с склала $\Delta N_{\text{сер}}=13653$ Вт. Максимальна різниця склала $\Delta N_{\text{max}}=27437$ Вт, що в 1,38 рази більше ніж при відключенні лише двох циліндрів.

Максимальна потужність на ведучих колесах, що витрачається на розгін автомобіля КрАЗ-255Б при всіх працюючих циліндрах за результатами експериментальних досліджень склала 89100 Вт. Різниця значення потужності при наявності та відсутності механічних (насосних) втрат при відключенні двох та чотирьох циліндрів склала відповідно 22,3 % та 30,8 % від максимального значення зазначеного вище.

Потужність на ведучих колесах автомобіля КрАЗ-255Б при відключенні двох циліндрів (механічні (насосні) втрати присутні) та при русі зі швидкістю 3 м/с падає в 1,44 рази (з 83528 Вт до 57956 Вт). Якщо усунути при цьому механічні (насосні) втрати у відключеному циліндрі, то падіння потужності зменшиться до 1,1 разів (з 83528 Вт до 76153 Вт).

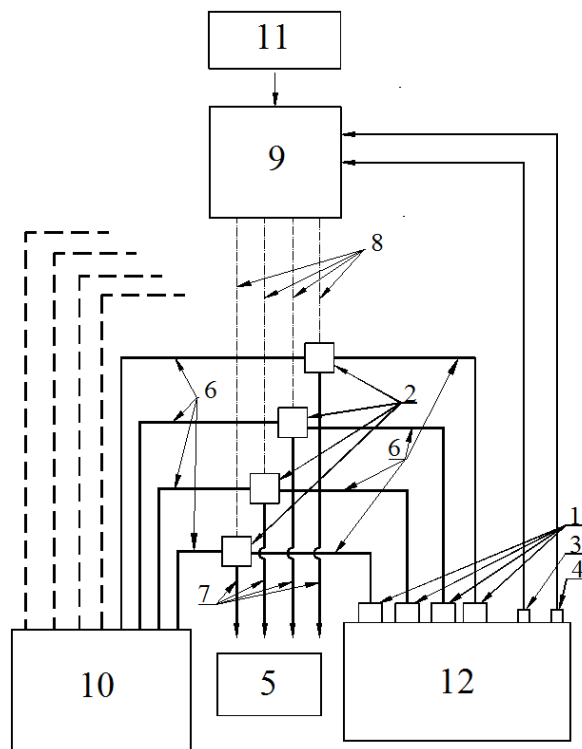
При відключенні двох циліндрів двигуна вказаного автомобіля (механічні (насосні) втрати присутні), потужність на його ведучих колесах падає від початкових значень в 6,97 рази (з 83528 Вт до 11980 Вт). Якщо усунути при цьому механічні (насосні) втрати у відключених циліндрах, то падіння потужності зменшиться до 3,09 разів (з 83528 Вт до 27057 Вт).

Отримані дані підтверджують доцільність усунення механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах, відключення яких може відбуватися з метою економії палива при роботі двигуна вантажного автомобіля з невеликим навантаженням та на холостому ході. Причому доцільність усунення механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах вантажного автомобіля істотно більша ніж для легкового автомобіля.

3.2 Підвищення надійності системи відключення циліндрів зміною режиму роботи електромагнітних клапанів

АТД з відключеними циліндрами можна використовувати для оцінювання лінійної швидкості колісної машини, що збільшить ефективність роботи протибуксувальної системи і дозволить максимально реалізувати його тягові властивості.

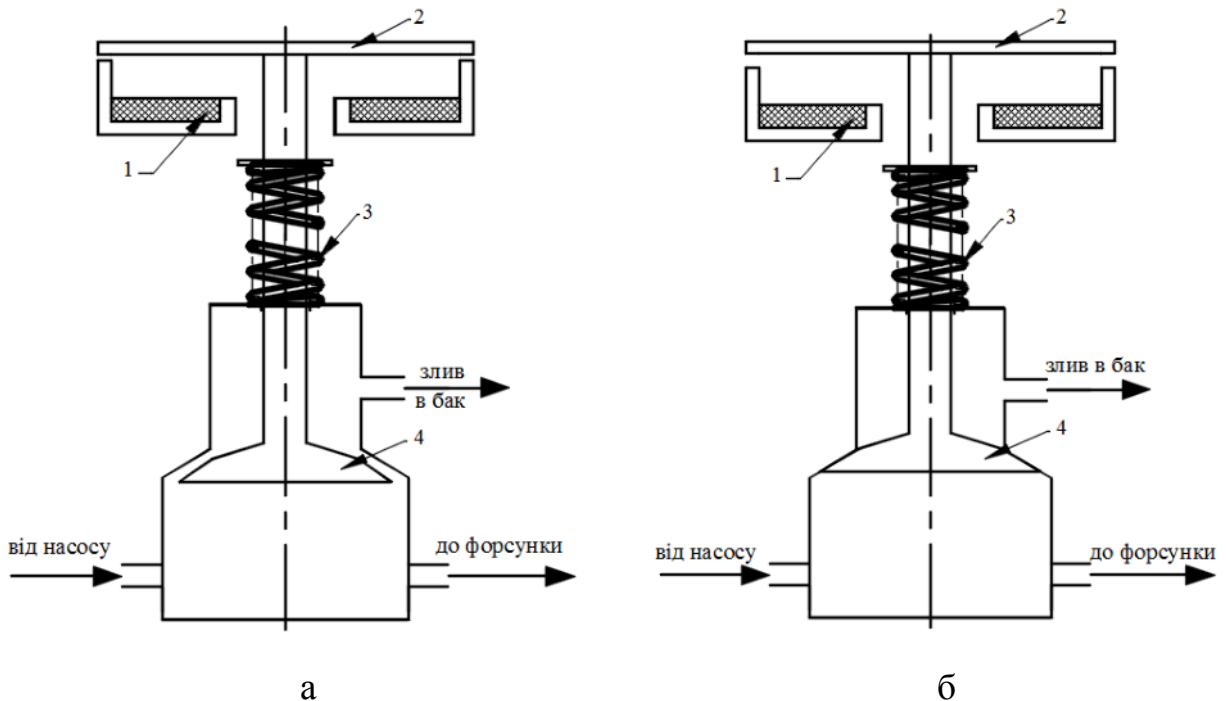
На рисунку 3.23 представлена загальна схема системи паливopодачі з пропонованими блоком керування та електромагнітними клапанами.



1 – форсунки; 2 – електромагнітні клапани, 3,4 – датчики обертання та положення колінчастого вала, 5 – паливний бак, 6 – лінії високого тиску палива, 7 – лінії зливання палива, 8 – з'єднувальні дроти; 9 – блок керування (ЕБК), 10 – паливний насос високого тиску (ПНВТ), 11 – датчик положення педалі керування (ДППК), 12 – двигун

Рисунок 3.23 – Схема відключення циліндрів за допомогою електромагнітних клапанів

На рисунку 3.24 а зображено нормально закритий електромагнітний клапан у відкритому стані, на рисунку 3.24 б – в закритому стані. Нормально закритий електромагнітний клапан представляє собою електромагніт у вигляді статора 2.1 з зовнішнім приводним якорем 2.2, жорстко з'єднаним з підпружиненим 2.3 клапанним елементом 2.4, встановленим з можливістю переміщення спільно з якорем. При збудженні струму в обмотці електромагніту клапан перенаправляє паливо в лінію зливу 7 (рис. 3.23), знижуючи його тиск у лінії високого тиску 6. При відключенні електричного струму під дією пружини 2.3 (рис. 3.24б) клапанний елемент переміщується в початкове положення, знову закриваючи лінію зливу.



1 – статор; 2 – якорь; 3 – пружина; 4 – клапанний елемент

Рисунок 3.24 – Схема режимів роботи електромагнітних клапанів під час відключення циліндрів

Пропонована система працює наступним чином. Паливо, що нагнітається від паливного насосу високого тиску (ПНВТ) 10 (рис. 3.23), надходить в трубопровід 6, де наростає його тиск. При досягненні необхідного рівня тиску відкривається форсунка 1 і починається

впорскування палива в циліндр двигуна.

Тиск палива у магістралі дозволяє забезпечувати щільне закриття електромагнітного клапана 4 (рис. 3.24 б). За командою електронного блоку керування (ЕБК) 9, що виробляється на підставі інформації від датчиків частоти обертання та положення колінчастого вала двигуна 3 і 4 і датчику положення педалі керування 11 (рис. 3.23), відбувається відкриття електромагнітного клапану 4 (рис. 3.24 а) в момент зниження тиску палива у магістралі після того, як паливо через форсунку 1 надійшло в циліндр двигуна. Відкриття клапану в момент мінімального тиску в магістралі високого тиску дозволяє застосовувати менш потужний електромагніт 1 (рис. 3.24 а, 3.24 б). Припинення зливу палива припиняється знеструмленням обмотки електромагніту 1 (рис. 3.24 б) клапана, що призводить до повернення клапана 4 в закрите положення під дією пружини 3.

Таким чином, запропонована система відключення паливоподачі [47], на відміну від існуючих систем, має вдосконалені процеси відключення циліндрів автотракторного двигуна, враховуючи моменти зниження тиску у лініях високого тиску палива та контролю стану піджимних пружин електромагнітних клапанів, що встановлені поза межами їхніх полостей високого тиску, менш потужні електромагніти та пружини.

3.3 Висновки за розділом 3

1. Достовірність отриманих експериментальних даних забезпечена коректним використанням вимірювального обладнання, отримання та подальшої обробки вимірювальної інформації.

2. Визначено величини падіння потужності на ведучих колесах легкового автомобіля Daewoo Lanos 1.5i та вантажного автомобіля КрАЗ-255Б при відключенні частини циліндрів їх двигунів з урахуванням наявності або відсутності механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах. Падіння потужності на ведучих колесах автомобіля Daewoo Lanos 1.5i при відключенні одного або двох циліндрів двигуна з урахуванням наявності механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах склала відповідно в 1,56 раз та в 3,82

рази. Усунення механічних (насосних) втрат знижує падіння потужності відповідно до 1,44 разів та до 2,98 раз. Падіння потужності на ведучих колесах автомобіля КрАЗ-255Б при відключенні двох або чотирьох циліндрів двигуна з урахуванням наявності механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах склала відповідно в 1,44 рази та в 6,97 раз. Усунення механічних (насосних) втрат знижує падіння потужності відповідно до 1,1 разів та до 3,09 разів.

3. Виявлено, що для автомобіля Daewoo Lanos 1.5i при відключенні одного або двох циліндрів при наявності та відсутності механічних (насосних) втрат максимальна різниця значення потужності в діапазоні швидкостей $V_{\text{авт}}=2-13$ м/с (при русі на другій передачі) склала відповідно $\Delta N_{\text{max}}=1890$ Вт та $\Delta N_{\text{max}}=2694$ Вт, що складає 4,3 % та 6,1 % від максимального значення потужності на колесах. Для автомобіля КрАЗ-255Б при відключенні двох або чотирьох циліндрів при наявності та відсутності механічних (насосних) втрат максимальна різниця значення потужності в діапазоні швидкостей $V_{\text{авт}}=1-5$ м/с (при русі на другій передачі) склала відповідно $\Delta N_{\text{max}}=19917$ Вт та $\Delta N_{\text{max}}=27437$ Вт, що складає 22,3 % та 30,8 % від максимального значення.

4. Отримані дані підтверджують доцільність усунення механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах, відключення яких може відбуватися з метою економії палива при роботі двигуна легкового або вантажного автомобіля з невеликим навантаженням та на холостому ході. Причому доцільність усунення механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах вантажного автомобіля істотно більша ніж для легкового автомобіля.

5. Запропонована система відключення паливopодачі має вдосконалені процеси відключення циліндрів автотракторного двигуна, враховуючи моменти зниження тиску у лініях високого тиску палива та контролю стану піджимних пружин електромагнітних клапанів, що встановлені поза межами їхніх полостей високого тиску, менш потужні електромагніти та пружини. Отримані результати можуть бути використані для відключення подачі палива в окремі циліндри, що сприяє його економії та з'являється можливість діагностики несправності роботи циліндрів.

Основні результати дослідження по даному розділу опубліковані в роботах [3, 7, 21, 27, 29, 31, 35, 46].

РОЗДІЛ 4

ПРОГНОЗУВАННЯ ТА ОЦІНЮВАННЯ НАДІЙНОСТІ АВТОТРАКТОРНОГО ДВИГУНА ПРИ ВІДКЛЮЧЕННІ ЧАСТИНИ ЦИЛІНДРІВ

4.1 Причинно-наслідковий аналіз відмов в номінальному режимі роботи двигуна і частковому відключенні циліндрів

При роботі автотракторного двигуна з відключенням частини циліндрів бажано (або потрібно) оцінити надійність роботи двигуна в цих умовах.

При defeкації автотракторних двигунів, що надходять в ремонт, до 5% відмов від загального числа припадає на корпусні деталі: блок циліндрів, картер маховика, корпус муфти зчеплення, головка циліндрів та інші. Їх ресурс, як показує практика, визначає ресурс дизеля. Причини відмов деталей визначаються режимами навантаження в процесі їх експлуатації. До 9% відмов виражаються наявністю різного роду тріщин, зламів, залишкових прикладом таких відмов можуть служити тріщини гільз і блок-картера, обрив шатунних болтів, поломки деталей паливного насоса та інші. До 28% відмов виникає через низьку якість виконуваних операцій технічного обслуговування і планових ремонтів і близько 12% внаслідок природного зносу деталей і втомних руйнувань [266].

Статистична інформація про характеристики розподілу відмов дозволяє отримати їх закони розподілу [267]. Зокрема закони розподілу визначаються за часом напрацювання до відмови. У цьому разі даними для визначення закону розподілу є напрацювання до відмови тих деталей, відмова яких представляє найбільшу небезпеку для експлуатації двигуна. Зокрема індекси ризику таких деталей, як блок циліндрів і колінчастий вал виявляються різними в малообертових і середньо обертових та високообертових двигунах. Пояснюється це різними значеннями коефіцієнта запасу міцності і жорсткості. В той же час відмова зазначених деталей становить найбільшу

небезпеку для експлуатації двигуна й машини в цілому.

Відмови автотракторних двигунів при відключенні циліндрів дозволяють в першу чергу виявити найменш надійні елементи. Найчастіше відмови пов'язані з поршневыми кільцями і форсунками. Однак відмова цих деталей надає різний вплив на працездатність автотракторного двигуна. Наприклад, вихід з ладу розпилювача і навіть поломка поршневого кільця не завжди вимагає вимушеної зупинки автотракторного двигуна.

Наявність таких даних дозволяє визначити закони розподілу заданого напрацювання до відмови деталей двигуна. Для цього на основі даних про напрацювання до відмови будується гістограма, яка показує число відмов, що виникли у даному часовому інтервалі. Порядок побудови гістограм та критерії вибору законів розподілу докладно розглянуті в роботі [267].

За характером виникнення, відмови можуть бути раптовими і поступовими. При їх розгляді головною умовою є розробка математичної моделі, що дозволяє розраховувати ймовірність їх появи.

З цією метою вибирається закон розподілу випадкової величини, найбільш відповідний умовам проведення випробувань на надійність.

Індекси ризику дозволяють ранжувати деталі за ступенем їх небезпеки, як для самого двигуна, так і для колісної машини в цілому. До таких деталей відносяться: блок циліндрів; кришки циліндрів; шпильки Кріплення циліндрових головок; гільзи циліндрів; колінчастий вал і корінні підшипники і шатунні підшипники; шпильки (болти) кріплення кришок підшипників; газорозподільний механізм – деталі клапанного приводу, впускні і випускні клапани; поршень; підшипники; пускова система; автоматичне управління.

Деталі блоку циліндрів, як правило, не можна замінити сигналами команди датчиків. Пошкодження і відмови деталей, за винятком головок циліндрів і гільз циліндрів, складають незначний відсоток пошкоджень і відмов автотракторного двигуна, однак, їх наслідки можуть бути вкрай важкими, аж до виникнення аварійних ситуацій. Не випадково про пошкодження деталей і елементів блок циліндрів згадується в багатьох

літературних джерелах [7, 17, 268, 269].

Ситуація ускладнюється також тим, що при роботі автотракторних двигунів ускладнено, а в ряді випадків практично неможливо своєчасне виявлення пошкоджень несучих деталей блоку циліндрів.

З несучих деталей більш часто схильні до пошкоджень картери і блоки циліндрів. Їх ресурс, по суті, визначає ресурс автотракторного двигуна. Для цих деталей зміна технічного стану відбувається в результаті втоми матеріалу, старіння, залишкових деформацій і корозії. Серед перерахованих причин втомні поломки трапляються досить часто. Втомним руйнуванням піддаються також колінчасті вали і шатуни. Не випадково блок циліндрів, колінчастий вал, шатун входять до переліку складальних одиниць і деталей [266-268], підлягають при ремонті обов'язковому контролю на відсутність тріщин.

Для визначення наслідків відмови окремих елементів ДВЗ слід розбивати автотракторний двигун на складові частини. Можна використовувати досвід розбивки двигуна при аналізі його надійності, коли окремо виділяють блок циліндрів, кривошипно-шатунний механізм, головку циліндра, клапанний механізм, систему охолодження, систему змащування, паливну систему та її регулювання і управління, систему пуску. В результаті такого розчленування автотракторний двигун може бути представлений у вигляді ієрархічного графа «дерева відмов» (рис. 4.1).

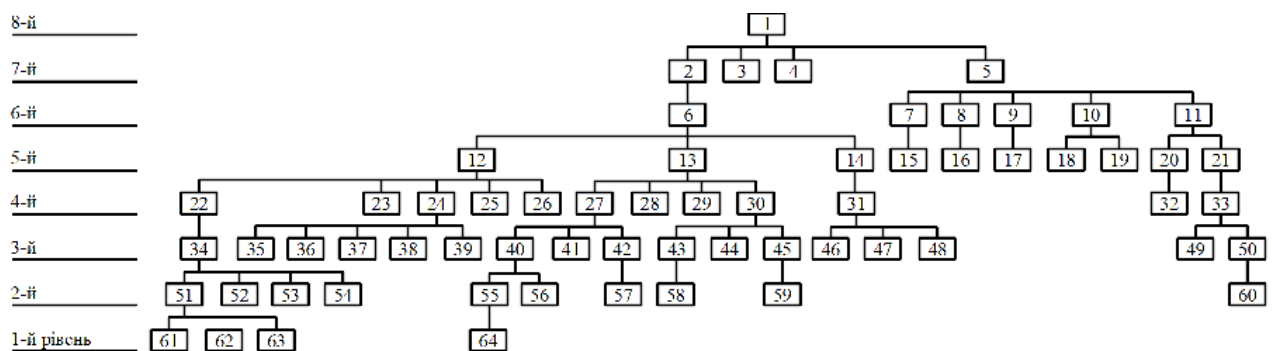


Рисунок 4.1 — Структура «дерева відмов»: 1 – автотракторний двигун; 2,..., 64 – вузли та елементи (деталі) двигуна

Іншою відмінною особливістю формалізації двигуна є те, що при побудові «дерева відмов» використані принципи: блочно-модульний, ієрархії, адаптації та розвитку, інформаційної єдності. Блочно-модульний принцип побудови заснований на тому, що «дерево відмов» складений з окремих модулів (елементів).

Кожен модуль – це деталь або вузол, що виконують певні функції, що мають свою вхідну і вихідну інформацію. Принцип ієрархії відображає співвідношення старшинства модулів дерева і їх підпорядкованість. За принципом адаптації та розвитку «дерево відмов» передбачає можливість включення нових модулів, причому потоки інформації, як для нових, так і існуючих модулів повинні бути сумісними. Використання зазначених принципів дозволяє розвивати і вдосконалювати «дерево відмов» стосовно до вирішення завдань прогнозу і оцінювання різних видів ризику і порівнювати варіанти різних конструктивних виконань автотракторного двигуна.

При вивченні втрати працездатності зазвичай розглядають такі процеси зміни властивостей і стану матеріалу, як втомне руйнування, пластичне деформування, механічний знос, корозія, адгезія, фретінг-корозія, викришування (пітинг) і т.д. Типові закономірності протікання процесів старіння у часі (швидкості старіння) в загальному випадку можна описати одним узагальненим диференціальним рівнянням [17, 269]

$$\gamma = \frac{dU}{dt}, \quad (4.1)$$

де U – ступінь пошкодженості, яка, в свою чергу, буде визначати зміни в часі і вихідного параметра автотракторного двигуна.

Знаючи тимчасову характеристику $\gamma(t)$ можна визначити ступінь пошкодження як функцію часу, тобто

$$U(t) = \int_0^t \gamma(t) dt. \quad (4.2)$$

На підставі величини $U(t)$ задають, так званий, призначений ресурс автотракторного двигуна. Цей показник довговічності встановлюється і нормується згідно з [269] при проектуванні з урахуванням особливостей використання, наслідків відмов, прийнятої системи технічного обслуговування і ремонту.

Процеси старіння мають свої закономірності протікання процесів старіння в часі [269]. Наприклад, характеристика опору матеріалу втомі є випадковою величиною, їй властиво велике розсіювання, пов'язане з металургійними, технологічними і виробничими факторами, що призводить до зростання зазорів і відповідно до підвищення динамічних навантажень, які інтенсифікують процес руйнування. Оскільки зародження і розвиток втомних тріщин починається від дефектів, що мають різну природу виникнення, то і межа витривалості матеріалу являє собою статистичний ряд. Характеристики цього ряду визначаються в результаті статистичної обробки.

У разі відсутності точних даних за характеристиками міцності виконані дослідження [267] дозволяють приймати коефіцієнт варіації з діапазону $V = 0,04 \dots 0,15$. Значення V більше 0,2 свідчить про існування проблем у процесі виготовлення деталі.

При проведенні випробувань на надійність в автотракторному транспорті найбільш широке поширення знаходить розподіл Вейбула [270], який описується наступним чином

$$g(x) = \delta \lambda (x - x_0)^{\delta-1} e^{-\lambda(x-x_0)^\delta}, \quad (4.3)$$

при $x \geq x_0$,

$$G(x) = 1 - e^{\lambda(x-x_0)^\delta}, \quad (4.4)$$

де λ , δ , x_0 – параметри розподілу.

Інтенсивність відмов для цього розподілу має вигляд

$$\lambda(x) = \lambda\delta(x-x_0)^{\delta-1}. \quad (4.5)$$

При $\delta > 1$ інтенсивність відмов – зростаюча функція, при $\delta < 1$ – спадаюча.

Можна застосувати обрізаний розподіл Вейбула, коли $x_0 \leq 1 < x_1$.

В цьому випадку

$$g(x) = \delta\lambda(x-x_0)^{\delta-1} e^{-\lambda(x-x_0)^\delta}, \quad (4.6)$$

при $x_0 \leq 1 < x_1$,

$$G(x) = \frac{1 - e^{-\lambda(x-x_0)^\delta}}{1 - e^{-\lambda(x_1-x_0)^\delta}}. \quad (4.7)$$

При проведенні практичних випробувань автотракторного двигуна з відключеними циліндрами, використовуємо двухпараметричний розподіл

$$g(x) = \delta\lambda x^{\delta-1} e^{-\lambda x^\delta}, \quad (4.8)$$

при $x > 0$,

$$G(x) = 1 - e^{-\lambda x^\delta}. \quad (4.9)$$

Математичне сподівання і дисперсія в цьому випадку знаходяться за формулами

$$E = \left(\frac{1}{\lambda}\right)^{1/\delta} \cdot \Gamma\left(1 + \frac{1}{\delta}\right), \quad (4.10)$$

$$\sigma^2 = \left(\frac{1}{\lambda}\right)^{1/\lambda} \left[\Gamma\left(1 + \frac{2}{\delta}\right) - \Gamma^2\left(1 + \frac{1}{\delta}\right) \right]. \quad (4.11)$$

При цьому параметр форми δ пов'язаний з коефіцієнтом варіації співвідношенням

$$v = \frac{\left[\Gamma\left(1 + \frac{2}{\delta}\right) - \Gamma^2\left(1 + \frac{1}{\delta}\right) \right]^{1/2}}{\Gamma\left(1 + \frac{1}{\delta}\right)}, \quad (4.12)$$

при цьому слід зауважити, що при $\delta = 1$ розподіл Вейбула переходить в експоненційний, а при $\delta > 3,5$ добре апроксимується нормальним законом.

Таким чином, при формуванні вхідної інформації для імітаційного моделювання слід у першу чергу визначати характеристики і закони розподілу напрацювання до відмови. Вони можуть бути отримані безпосередньо із статистичних даних, а у разі їх неповноти або відсутності з аналізу фізичних процесів, втрати працездатності.

Особливою проблемою при складанні прогнозу для ресурсних показників дизелів залишається аналітичний опис втрати працездатності їх деталей і вузлів зі збільшенням напрацювання. Існує безліч факторів, які чинять руйнівний вплив, однак більшість деталей АТД виходять з ладу через накопичення багатоциклової втоми і зносу. Ці фізичні процеси старіння деталей певною мірою піддаються розрахунку. Стосовно розв'язуваної задачі розрахунками на втому повинні визначати зменшення міцності при

збільшенні напрацювання, а розрахунками на знос – збільшення зазорів. Незважаючи на те, що зазначені процеси старіння мають свої фізичні закономірності, їх об'єднує одна загальна властивість, а саме зменшення міцності і збільшення зазорів – випадкові процеси. Між тим залишається проблема вибору співвідношень, з достатньою достовірністю описують зазначені процеси і зручні для реалізації масштабних статистичних випробуваннях.

4.2 Вибір основних співвідношень для прогнозу ресурсних показників автотракторного двигуна при відключенні частини циліндрів

4.2.1 Прогнозування залишкового ресурсу деталей автотракторного двигуна при відключенні частини циліндрів за критерієм зносу. У загальному випадку залежність зносу деталей автотракторного двигуна як випадкової функції напрацювання може бути представлена у вигляді [271]

$$U(t) = at^\beta + b, \quad (4.13)$$

де a – випадкова величина, що залежить від властивостей поверхонь деталей спряження, умов навантаження, виду мастила і типу тертя;

β – коефіцієнт, чисельно рівний: для підшипників ковзання 0,5...0,7, для пари поршень-гільза циліндра 0,9... 1,1;

b – знос після закінчення припрацювання.

Для визначення ресурсу і напрацювання на відмову ресурсовизначаючих деталей автотракторного двигуна при відключенні циліндрів застосуємо показники, використовувані в літературі [272].

До них відносяться: $T_{сер}$ – середній ресурс; ν – коефіцієнт варіації ресурсу; t_K – напрацювання елемента від початку експлуатації або відновлення експлуатації після ремонту до контролю; t_M – міжконтрольне

напрацювання, тобто напрацювання між однойменними видами технічного обслуговування; $\Pi(t_K)$ – значення параметра при напрацюванні t_K ; $U(t) = \Pi(t) - \Pi_n$ – зміна параметра при $t = t_K$, $U(t) - U(t_K)$, $U_{II} = (\Pi_{II} - \Pi_n) - \Delta\Pi$ – граничне відхилення параметра технічного стану, де $\Delta\Pi$ – зміна параметра технічного стану за період напрацювання; σ_z – середнє квадратичне відхилення фактичної зміни параметра від апроксимуючої статечної функції.

Всі параметри рівняння (4.13) пов'язані імовірнісними характеристиками з визначальними їх чинниками. Врахувати всі ці фактори вдається тільки за допомогою процедури Монте-Карло. Коефіцієнт варіації для a знаходиться в межах $\nu = 0,1 - 1,3$ причому, якщо $\nu < 0,4$ то вважають що величина a підкоряється нормальному закону розподілу, при $\nu > 0,4$ – розподілу Вейбула.

В якості апроксимуючої статечної функції, що виражає зміну параметра $U(t)$, рекомендується залежність

$$U(t) = v_c t^\alpha + \Delta\Pi, \quad (4.14)$$

де v_c – коефіцієнт, що характеризує швидкість зміни параметра технічного стану;

α – показник ступеня функції, що апроксимує зміну параметра $U(t)$.

В якості показників зміни параметра технічного стану слід застосовувати: Π_n , Π_{II} – номінальне і граничне значення часу роботи автотракторного двигуна при відключених частині циліндрів. Π_n та Π_{II} встановлюються галузевою нормативно-технічною документацією в ході експериментальних досліджень в залежності від загальної кількості циліндрів.

Для визначення перерахованих вище показників необхідні наступні вихідні дані: $U_{ij}(t)$, $U_{ij-1}(t), \dots, U_{im}$ – фактичні відхилення, де $i = 1, 2, \dots, n$ –

номер однойменної складової частини; $i = 1, 2, \dots, m$ – номер зміни параметра кожної i -ї складової частини; $t_{i,j}, t_{i,j-1}, \dots, t_{im}$ – напрацювання, при якій вимірюють параметр.

$\Delta\Pi$ і α визначають в наступному порядку. Записується статистичний ряд відхилень параметра $U_{ij}(t)$ і напрацювання t_{ij} ($i = 1, 2, \dots, n$), де n – число випробовуваних елементів.

Даний статистичний ряд представляють у вигляді інтервалів, для кожного з них знаходять середнє відхилення параметра ($UL = 1, 2, \dots, k$), де n – число прийнятих інтервалів і середнє значення напрацювання складових частин по інтервалах t_L . За числовими значеннями інтервального статистичного ряду будують експериментальну криву, а за рівнянням апроксимуючу [272].

Величину приробітку визначають за формулою

$$\Delta\Pi = [U_n U_{\bar{\sigma}} - (U_c)^2] / [U_n + U_{\bar{\sigma}} - 2U_c], \quad (4.15)$$

де U_n – ордината точки перетину експериментальної кривої з абсцисою t_M ;

$U_{\bar{\sigma}}$ – значення ординати при $t_{\bar{\sigma}}$, отримане в результаті перетину експериментальної кривої з правою межею третього або наступного інтервала;

U_c – значення ординати при перетині експериментальної кривої при $t_c = \sqrt{t_M t_{\bar{\sigma}}}$.

По точках з координатами $U_{1L} = U_L - \Delta\Pi$ методом найменших квадратів знаходимо показник ступеня за формулою

$$\alpha = \frac{\sum_{L=1}^k (x_L - \mu_x)(y_L - \mu_y)}{\left[\sum_{L=1}^k (x_L - \mu_x)^2 \right]}, \quad (4.16)$$

де

$$x_L = \lg t_L; \mu_x = \sum_{L=1}^k x_L / k;$$

$$y_L = \lg U_{1L}; \mu_y = \sum_{L=1}^k U_{1L} / k.$$

Середнє квадратичне відхилення фактичної зміни параметра від апроксимуючого ступеня функції визначається за формулою

$$\sigma_z = \frac{1}{U_n} \sqrt{\frac{1}{\sum_{i=1}^n m_{i-1}} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m [U_{1ij}(t) - v_{ci} t_{ij}^\alpha]^2}, \quad (4.17)$$

де m_i – число вимірювань i -ї складової частини;

n – число випробовуваних елементів;

$U_{1ij}(t) = U_{ij}(t) - \Delta\Pi$; $U_{ij}(t)$ – відхилення параметра при напрацюванні t_{ij}

($i=1, 2, \dots, n$); $v_{ci} = \sum_{j=1}^m U_{1ij}(t) t_{ij}^\alpha / \left(\sum_{j=1}^m t_{ij}^{2\alpha} \right)$ – коефіцієнт, що характеризує

швидкість зміни параметра технічного стану i -х складових частин.

Відносна середня квадратична похибка прогнозування обчислюється за формулою

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{\sum_{i=1}^n m_i - n - 1} \sum_{i=1}^n \sum_{j=2}^m (x_{ij})^2}, \quad (4.18)$$

де $(m-1)$ – значення відносної похибки прогнозування при j -му (починати з другого) вимірі параметра по кожній i -й складовій частині

$$x_{ij} = \left[\frac{U_{lij}(t)}{v_{ci, j-1}} - t_{ij}^\alpha \right] / (t_{ij}^2 - t_i); \quad (4.19)$$

$$v_{ci, j-1} = U_{li, j-1}(t) / t_{i, j-1}^\alpha. \quad (4.20)$$

Середній технічний ресурс складової частини за параметром T_{cep} і коефіцієнт варіації ресурсу ν при $\sigma_z \geq 0,05$ визначають за формулами

$$T_{cep} = \frac{1}{n - n_1} \sum_{i=n_1+1}^n T_i; \quad (4.21)$$

$$\nu = \sqrt{\frac{1}{n - n_1 - 1} \sum_{i=n_1+1}^n \left(\frac{T_i}{T_{cep}} - 1 \right)^2}, \quad (4.22)$$

де T_i – технічний ресурс i -й складової частини, $T_i = t_i \times \left[\frac{U_n}{U_{li}(t)} \right]^{1/\alpha}$;

n_1 – кількісне оцінювання втрат потужності, при напрацюванні t_n (рис. 2.9);

T_i , $U_{lij}(t)$ – перші значення напрацювання і відхилення параметра i -й складової частини.

В якості економічних характеристик технічного обслуговування і ремонту рекомендуються наступні показники: В – середні витрати на діагностування складової частини по даному параметру; С – середні витрати на попереджувальне відновлення, в які входять витрати В, а також, витрати на заміну, регулювання, ремонт складової частини, з метою доведення параметра технічного стану до номінального значення; А – середні, витрати на усунення відмови складової частини по параметру, в які входять витрати С, а також витрати на транспортування, Додаткові ремонт і втрати від простою машини за час усунення відмови.

Оптимальне міжконтрольне напрацювання знаходимо за формулою $t_M^{OPT} = t_{сер} / T_0^{OPT}$, де T_0^{OPT} – нормована оптимальна величина.

Для обчислення T_0^{OPT} слід розташовувати вихідними даними $A, C, T_{сер}, \nu$, а також знати безрозмірну величину $B_0 = B/C$. Оптимально нормовану величину T_0^{OPT} визначають за номограмою [272, 273].

Для визначення оптимального допустимого відхилення параметра технічного стану, при якому забезпечується максимальна безвідмовність протягом заданого міжконтрольного напрацювання, необхідно мати наступні вихідні дані: $P_n, P_r, \alpha, \Delta P, \sigma_z$. Якщо зміна параметра технічного стану апроксимується статечною функцією і $\sigma_z \leq 0,05$, то в цьому випадку допустиме відхилення параметра обчислюється за формулою $D = 0,5^\alpha U_{II}$. При $\sigma_z > 0,05 D = 0,3^\alpha U_{II}$.

Якщо зміни параметра технічного стану апроксимується іншими функціями, то слід користуватися формулами перекладу показників [272].

Для визначення залишкового ресурсу автотракторного двигуна, оцінюваного за величиною потужності на момент відключення частини циліндрів, необхідно розташовувати наступними вихідними даними, взятими для кожного окремого двигуна $P_r, P_n, \alpha, \Delta P, \sigma_z, P(t_K), A, C, t_K$. Методичні вказівки [273] передбачають наступний варіант і методику визначення залишкового ресурсу: при $\sigma_z \leq 0,5$

$$t_{ЗАЛ} = t_K \left[\left(\frac{U_{II}}{U_1(t_K)} \right)^{1/\alpha} - 1 \right], \quad (4.23)$$

де $U_1(t_K) = |P(t_K) - P_n| \Delta P$ – зміна параметра технічного стану з урахуванням приробітку до моменту контролю;

$P(t_K)$ – показання діагностичного приладу.

Формула (4.23) справедлива як для визначення остаточного ресурсу ЦПГ автотракторного двигуна при відключенні циліндрів, так і для підшипників ковзання кривошипно-шатунного механізму.

4.2.2 Прогнозування напрацювання до відмови деталей автотракторних двигунів при відключенні частини циліндрів по критерію втомної міцності. Існує цілий ряд різних теорій утворення тріщин. Огляд існуючих гіпотез в теорії утворення тріщин показав, що найбільшого поширення знайшла так звана енергетична теорія. Руйнування твердих тіл являє собою складний процес, який залежить від багатьох факторів. Його умовно поділяють на кілька періодів.

Перший період утворення тріщини є самим тривалим. Час до появи видимої тріщини залежить від величини і характеристики діючих напружень, структури матеріалу, технології отримання заготовки та механічної обробки деталі. Більш точно прогнозування тривалості цього періоду передбачає розрахунок на витривалість, в результаті якого визначається дійсне значення коефіцієнта запасу міцності, а також його мінімально допустиме значення.

На рисунку 4.2 представлена укрупнена блок-схема алгоритму визначення напрацювання деталей автотракторних двигунів за втомної міцності.

Відмінність цих коефіцієнтів дозволяє визначити напрацювання до відмови деталі, користуючись гіпотезою лінійного підсумовування пошкоджень.

Тривалість другого періоду може досягати $10^4 \dots 10^6$ циклів навантаження. Це свідчить про те, що деталі з видимою тріщиною володіють певним запасом напрацювання і можуть експлуатуватися, не представляючи небезпеки для автотракторного двигуна в цілому. Прогнозування напрацювання на цьому етапі визначається в результаті розрахунку живучості деталі.

Третій період характеризується швидким розвитком тріщини до стану, після якого подальша експлуатація деталі стає небезпечною. Цей період, як

правило, не розглядають.

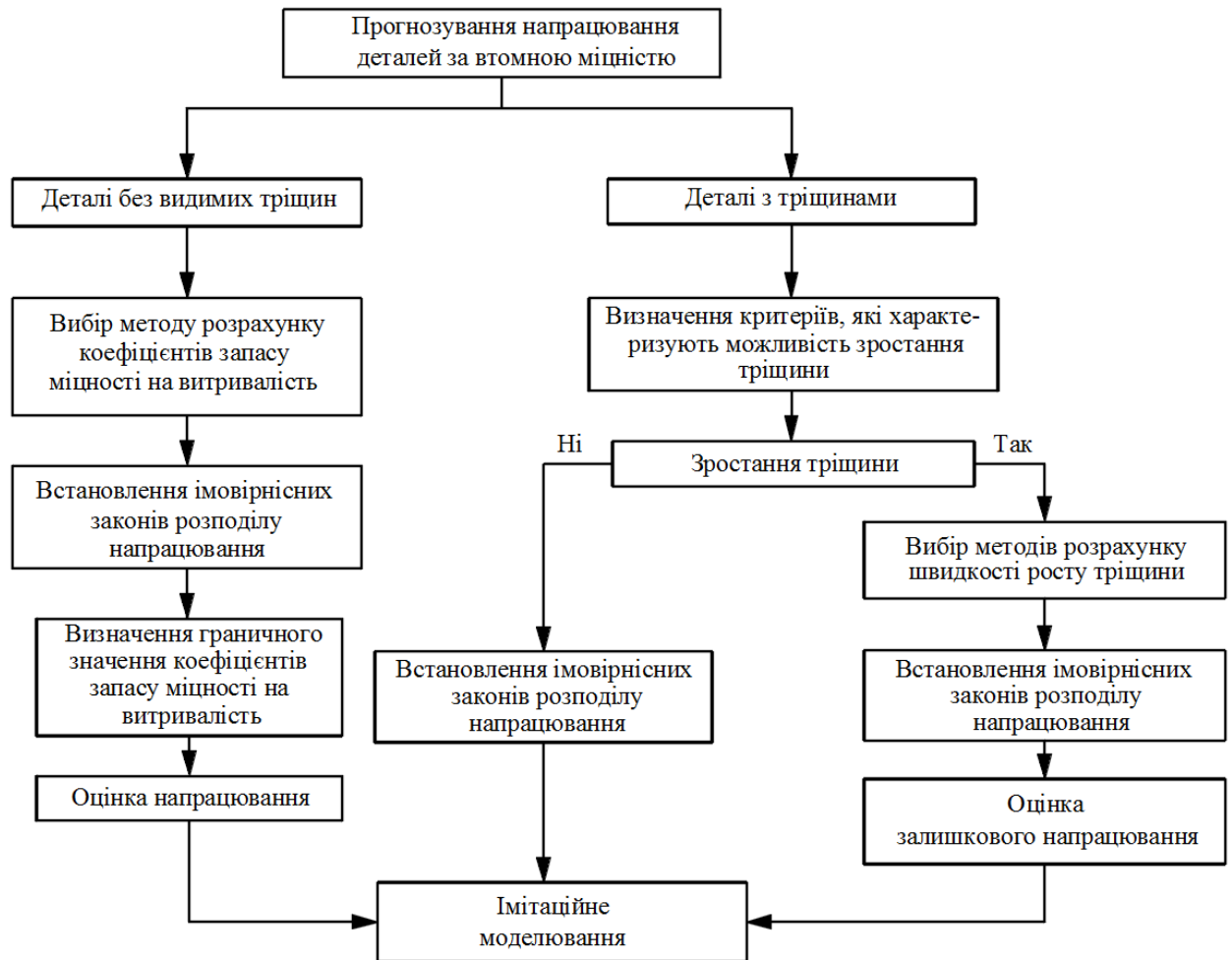


Рисунок 4.2 –Блок-схема алгоритму оцінювання напрацювання деталей автотракторних двигунів при відключенні частини циліндрів по критерію втомної міцності

Слід зазначити особливу значимість розрахункових оцінок напрацювання для деталей автотракторних двигунів при відключенні циліндрів працюючих на втому. Справа в тому, що такі деталі, наприклад, картер, шатун або колінчастий вал, практично не доступні в даний час для методів безрозбірної діагностики, а вони визначають функціонування автотракторного двигуна в цілому. Їх відмова практично фатальна для автотракторного двигуна і колісної машини в цілому.

4.2.2.1 Прогнозування напрацювання деталей автотракторних двигунів до утворення видимих тріщин при відключенні частини циліндрів. Відомо [274], що характеристики опору матеріалу втоми є випадковими величинами. Їх розкид пояснюється відмінностями в мікроструктурі і властивості поверхневого шару, які в свою чергу пов'язані з випадковими варіаціями металургійних, термічних і механічних факторів. Напруження, що діють в деталях автотракторних двигунів при відключенні циліндрів, також мають випадкову природу внаслідок нестабільності параметрів робочого процесу за рахунок коливань циклової подачі палива, ступеня стиснення, частоти обертання і т.д. В цих умовах виправданий прогноз і оцінювання ризику з урахуванням розсіювання зазначених характеристик.

В інженерній практиці згідно роботі [274] виправдано обчислення мінімального значення запасу міцності, при якому забезпечується задана ймовірність відсутності руйнувань за $N_{ц}$ циклів навантаження.

Це відповідає точці перелому кривої втоми (рис. 4.3) і ділить її на дві гілки, кожна з них описується своїм рівнянням.

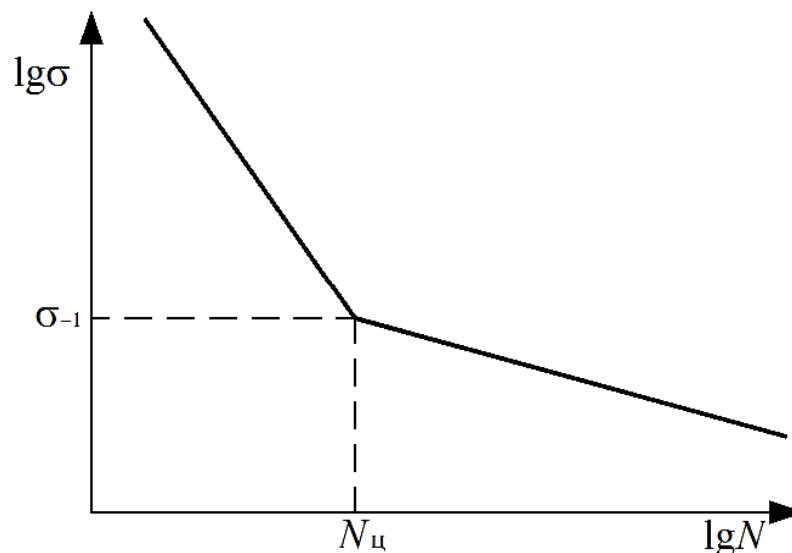


Рисунок 4.3 – Крива втоми матеріалів зі сталі

В період експлуатації автотракторного двигуна в його деталях

відбувається накопичення втомних пошкоджень [275]. Цей незворотний процес впливає на зменшення коефіцієнта запасу міцності при збільшенні напрацювання та тим паче із фактором відключення циліндрів в двигуні.

На підставі наведених вище рівнянь зміна запасу міцності в часі можна представити так

$$n_{\sigma} = \frac{n_{\sigma}}{n_{\sigma \min}} \left(\frac{t_{\Pi}}{t} \right)^{\frac{1}{m_1}}, \text{ при } t > t_{\Pi}; \quad (4.24)$$

$$n_{\sigma} = \frac{n_{\sigma}}{n_{\sigma \min}} \left(\frac{t_{\Pi}}{t} \right)^{\frac{1}{m_2}}, \text{ при } t < t_{\Pi}. \quad (4.25)$$

де n_{σ} – коефіцієнт запасу міцності для нової деталі [276];

$n_{\sigma \min}$ – нормований мінімальний запас міцності;

t – поточна напрацювання в годинах;

t_{Π} – напрацювання, що відповідає N_{Π} циклів навантаження, в

загальному випадку

$$t_{\Pi} = N_{\Pi} / (60n), \quad (4.26)$$

де n – номінальна частота обертання колінчастого вала, хв^{-1} .

Для реальної експлуатації автотракторного двигуна характерно нерегулярне навантаження деталей особливо, якщо автотракторний двигун працює при відключених циліндрах. Вид навантажувального циклу визначається специфікою роботи та кількістю відключених циліндрів. Враховувати змінність режимів при розрахунку напрацювання деталей до втоми вдається найбільш просто з допомогою лінійної гіпотези накопичення пошкоджень [277]. Суть гіпотези полягає в тому, що частка пошкоженості

при будь-якому рівні навантаженості прямо пропорційна відношенню $n_{\sigma i}/n_{\sigma \min}$. Руйнування станеться, коли сума цих часток складе одиницю. Таке формулювання дає наступну залежність для напрацювання деталей

$$t = \frac{t_{\text{Ц}}}{\sum_{i=1}^p \frac{x_i}{(n_{\sigma i}/n_{\sigma \min})^{m_1}}}, \quad (4.27)$$

де p – кількість режимів навантажувального циклу;

x_i – частка часу роботи двигуна на i -му режимі, $\sum_{i=1}^p x_i = 1$.

Наведена формула встановлює співвідношення між напрацюванням до відмови деталі, ймовірністю її неруйнування, розрахунковими коефіцієнтами запасу міцності та законами розподілу міцності і напруг.

Ймовірнісна трактування міцності ґрунтується на статистичних законах розподілу межі витривалості (міцності) і напружень [276]. Якщо обидва розподілу відомі і вони незалежні один від одного, то обчислення ймовірності відсутності руйнування, спричиненого втомою матеріалу, не представляє великих труднощів. На рисунку 4.4 показані функції щільності розподілу напружень 1 і міцності 2, заштриховане перекриття функцій – область можливого руйнування. Тоді ймовірність роботи деталі без руйнування буде

$$P_{(Y>0)} = \int_{-\infty}^{+\infty} f(Y)dY, \quad (4.28)$$

де $Y = \sigma_{-1} - \sigma$ – випадкова величина, щільність розподілу якої $f(Y)$.

В практичних розрахунках вид функції $f(Y)$ визначається законами розподілів міцності $f(\sigma_{-1})$ і напруги $f(\sigma)$. Якщо вони мають нормальний розподіл, то згідно теорії ймовірності Y також розподілена нормально з

математичним сподіванням M і середнім квадратичним відхиленням S

$$M = M_{\sigma_{-1}} - M_{\sigma}; S = \sqrt{S_{\sigma_{-1}}^2 + S_{\sigma}^2}, \quad (4.29)$$

де M_{σ} і S_{σ} ; $M_{\sigma_{-1}}$ і $S_{\sigma_{-1}}$ – математичне очікування і середнє квадратичне відхилення напруг і міцності відповідно.

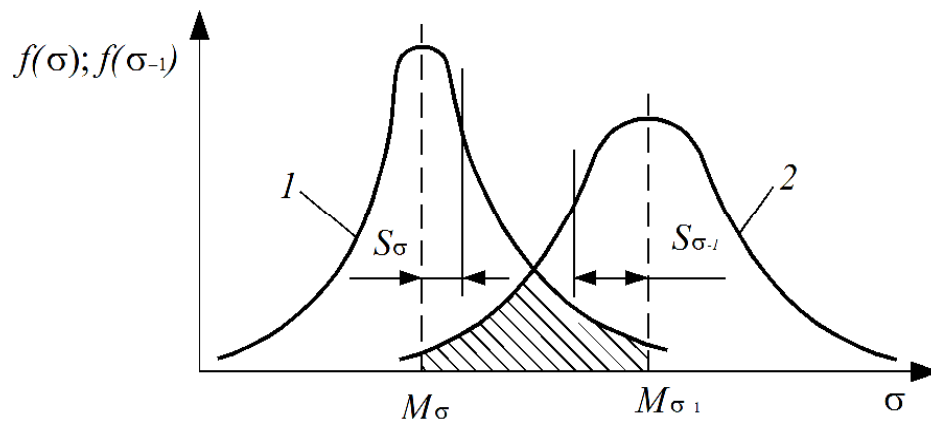


Рисунок 4.4 – Щільність розподілу напружень і меж витривалості

Графік цієї функції являє собою колоколообразну криву, яка прагне до нуля при $Y \pm \infty$. Площа під кривою $f(Y)$ при $Y > 0$ чисельно дорівнює ймовірності неруйнування. Трудомісткої операції інтегрування можна уникнути, якщо перейти до нормованого нормального розподілу. Для цього треба обчислити нижню межу випадкової величини $u = (Y - M)/S$ при $Y = 0$

$$u_0 = \frac{M_{\sigma_{-1}} - M_{\sigma}}{\sqrt{S_{\sigma_{-1}}^2 + S_{\sigma}^2}} \quad (4.30)$$

і скористатися таблицями функції нормального розподілу $\Phi(u_0)$ [278] (табл. 4.1). Після чого шукана ймовірність

$$P_{(Y>0)} = \Phi(u_0) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-u_0}^{\infty} e^{-0,5u} du. \quad (4.31)$$

Таблиця 4.1 – Функції нормального розподілу для деяких значень u_0 [278]

u_0	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75
$\Phi(u_0)$	0,773	0,841	0,894	0,933	0,960	0,977	0,988	0,994	0,997

В інженерній практиці більш виправдано обчислити мінімальне значення запасу міцності, при якому забезпечується задана ймовірність відсутності втомних руйнувань за $N_{Ц}$ циклів навантаження [274]. Для отримання такої розрахункової залежності коефіцієнт запасу міцності n_{σ} і коефіцієнти варіації міцності $V_{\sigma_{-1}}$ і напруги V_{σ} уявимо, відповідно, як

$$n_{\sigma} = M_{\sigma_{-1}}/M_{\sigma}; V_{\sigma_{-1}} = S_{\sigma_{-1}}/M_{\sigma_{-1}}; V_{\sigma} = S_{\sigma}/M_{\sigma}. \quad (4.32)$$

З урахуванням прийнятих позначень (4.30) приймає вигляд

$$u_0 = \frac{n_{\sigma} - 1}{\sqrt{V_{\sigma_{-1}}^2 n_{\sigma}^2 + V_{\sigma}^2}}. \quad (4.33)$$

Отримане рівняння дозволяє нормувати мінімальний запас міцності від бажаної ймовірності неруйнування і заданих коефіцієнтів варіації міцності і напруг. Вирішується воно методом послідовних наближень. Наприклад, ймовірності $P_{(Y>0)} = 0,988$ відповідає величина $u_0 = 2,25$. Якщо коефіцієнти варіації $V_{\sigma_{-1}} = 0,1$ і $V_{\sigma} = 0,2$ то на підставі (4.33) маємо $n_{\sigma \min} \approx 1,57$. При великому розкиді механічних властивостей матеріалу і розрахункових напруг потрібний запас міцності зростає.

У разі одночасної дії нормальних і дотичних напружень [276]

$$u_0 = \frac{\frac{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2} - 1}{n_\sigma n_\tau}}{\sqrt{V_{\sigma-1}^2 + \frac{n_\tau^2 V_\sigma^2}{n_\sigma^2 (n_\sigma^2 + n_\tau^2)} + \frac{n_\sigma^2 V_\tau^2}{n_\tau^2 (n_\sigma^2 + n_\tau^2)}}}. \quad (4.34)$$

Крім структури матеріалу, способу отримання заготовки, поверхневого зміцнення розсіювання міцнісних властивостей залежить від розмірів деталей, стану їх поверхні і концентрації напружень. Багато в чому це розсіювання визначається технологією виготовлення, культурою виробництва, якістю контролю. При наявності декількох факторів, що впливають на розкид міцності деталі, результуюче значення коефіцієнта варіації обчислюється за формулою [274]

$$V_{\sigma-1} = \sqrt{(V_\sigma)^2 + (V_\alpha)^2 + (V_\beta)^2 + \dots}. \quad (4.35)$$

У разі відсутності точних даних за характеристиками міцності допускається приймати коефіцієнт варіації з діапазону $V_{\sigma-1} = 0,04 \dots 0,15$ [276].

Значення $V_{\sigma-1} > 0,2$ свідчать про недостатньо гарному рівні виготовлення деталі. Коефіцієнт варіації теоретичного коефіцієнта концентрації напруги $V_\alpha = (0,3 - 0,45)V_r$, де V_r – коефіцієнт варіації радіуса галтелі.

З деякими допущеннями рівняння (4.33) і (4.34) справедливі і для інших розподілів міцності і напружень або їх різних поєднань. Розглянемо випадок, коли міцність має розподіл Вейбула, а напруга підпорядковується нормальному закону. Така композиція досить добре описує втомне руйнування деталей. Щільність розподілу Вейбула [267]

$$f(\sigma_{-1}) = \left[\frac{b}{(a-c)^b} \right] (\sigma_{-1} - c)^{b-1} \exp \left[- \left(\frac{\sigma_{-1} - c}{a-c} \right)^b \right], \quad (\sigma_{-1} \geq c), \quad (4.36)$$

де b – параметр форми;

$(a-c)$ – параметр масштабу;

c – параметр обрізання, часто вважають $c = 0$.

Математичне очікування і середнє квадратичне відхилення цього розподілу визначаються за формулами

$$M_{\sigma_{-1}} = c + (a-c)\Gamma(b^{-1} + 1); \quad (4.37)$$

$$S_{\sigma_{-1}} = (a-c)\sqrt{\left\{ \Gamma(2b^{-1} + 1) - [\Gamma(b^{-1} + 1)]^2 \right\}}, \quad (4.38)$$

де $\Gamma(m) = \int_0^{\infty} e^{-z} z^{m-1} dz$ – гамма-функція, табульована від m .

Гаму-функція обчислюється за наближеними апроксимаціями [272]

$$\Gamma(m) = \sqrt{\frac{2\pi}{m}} e^{-m} m^m H(m) \quad \text{при } m \geq 1; \quad (4.39)$$

$$\Gamma(m) = \Gamma(m+1)/m \quad \text{при } m < 1, \quad (4.40)$$

$$\text{де } H(m) = 1 + \frac{1}{12m} + \frac{1}{288m^2} - \frac{0,7}{288m^3}.$$

Точне значення ймовірності неруйнування розглянутої композиції розподілів міцності і напруг можна обчислити за формулою

$$P_{(Y>0)} = \Phi\left(\frac{c - M_\sigma}{S_\sigma}\right) + \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \left(\frac{a-c}{S_\sigma}\right) \int_0^\infty \exp\left\{-y^b - \frac{1}{2}\left[\left(\frac{a-c}{S_\sigma}\right)y + \frac{c - M_\sigma}{S_\sigma}\right]^2\right\} dy. \quad (4.41)$$

Для розрахунку цієї ймовірності користуються методами чисельного інтегрування. Поряд з законом Вейбула розсіювання σ_{-1} , нерідко описують логарифмічно нормальним розподілом. Воно існує тільки для позитивних σ_{-1} . Функція щільності цього розподілу має вигляд

$$f(\sigma_{-1}) = \frac{1}{g\sigma_{-1}\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{1}{2g^2}(\ln\sigma_{-1} - \nu)^2\right]. \quad (4.42)$$

Параметри логарифмічно нормального розподілу g та ν пов'язані з математичним очікуванням і середнім квадратичним відхиленням співвідношеннями

$$M_{\sigma_{-1}} = \exp(\nu + g^2/2); \quad S_{\sigma_{-1}} = \exp(2\nu + g^2)(\exp g^2 - 1). \quad (4.43)$$

Для опису випадкового процесу навантаження підходять як експоненційний розподіл, так і розподіл Релея. Застосовність експоненціального розподілу обумовлена тим, що, незважаючи на складність і різноманіття навантажень, їх дія відповідає найпростішого потоку подій, при якому ймовірність дії одного фактора не залежить від дії інших. Відмінною особливістю експоненціального розподілу є рівність $M_\sigma = S_\sigma$, тобто $V_\sigma = 1$. Щільність ймовірності даного розподілу виражається залежністю

$$f(\sigma) = \frac{1}{M_\sigma} \exp\left[-\frac{\sigma}{M_\sigma}\right]. \quad (4.44)$$

Розподіл Релея найчастіше застосовується для опису обвідної циклічних напружень в деталях автотракторних двигунів. Як відомо, обвідна квазігармонічних коливань містить практично всю інформацію про випадковий процес. Для цього функція розподілу щільності може бути записана так

$$f(\sigma) = \frac{\pi\sigma}{2M_\sigma^2} \exp\left[-\frac{\pi}{4}\left(\frac{\sigma}{M_\sigma}\right)^2\right]. \quad (4.45)$$

Розподіл Релея є однопараметричним. Його характерною ознакою служить сталість коефіцієнта варіації [272]

$$V_\sigma = \sqrt{\frac{4-\pi}{\pi}} = 0,523. \quad (4.46)$$

Викладений вище підхід знаходиться на початковому етапі свого розвитку і в майбутньому може вдосконалюватися. Проте вже в такому вигляді він цілком придатний для використання, оскільки прийняті в ньому деякі досить сильні допущення (наприклад, при виборі $N_{Ц}$ і коефіцієнтів варіації).

4.2.2.2 Оцінювання ресурсу колінчастих валів автотракторних двигунів при відключенні частини циліндрів. Для ресурсовизначаючих деталей (колінчастий вал, блок циліндрів, тощо) автотракторних двигунів існують спеціальні вимоги до розрахунку їх міцності [276]. Тому доцільно в процесі прогнозу і оцінювання ризику використовувати саме такі, рекомендовані

наглядними органами, методики.

При обчисленні коефіцієнтів запасу міцності колінчастий вал ідеалізується у вигляді розрізної схеми, а тому розглядається тільки одне коліно, як двохопорна балка. Навантаження, що сприймає коліно, визначаються в силовому аналізі кривошипно-шатунного механізму. Серед них радіальна і тангенціальна сили викликають деформацію вигину, а момент від набігаючих тангенціальних сил – деформації скручування. Напруги в місцях концентрації виходять через однойменні коефіцієнти, формули для яких мають різну структуру. Для галтелі вони представлені у вигляді добутку великого числа функцій, кожна з яких виражає вплив на концентрацію напружень одного або декількох конструктивних параметрів. Для масляного отвору формули мають вигляд квадратичного полінома, його аргументом служить відносний діаметр отвору. Крім напруг від робочого процесу методика передбачає враховувати додатково напруги від крутильних, осьових і згинальних коливань.

При реалізації прогнозу і оцінювання ризику для конкретного АТД в якості вихідних даних повинні бути представлені індикаторна діаграма і геометричні розміри колінчастого вала проектованого двигуна. Відоме число циліндрів і порядок їх роботи дозволяють виконати силовий аналіз згідно алгоритму представленого в [279]. Далі, згідно [280] для перевірного розрахунку колінчастих валів за Правилами РС, визначають значення n_{σ}^H для галтелей і масляних отворів всіх циліндрів. Це, по суті, коефіцієнти запасу міцності для нового колінчастого вала. На їх основі для кожного прогнозованого в процесі експлуатації проектантів двигуна часткового режиму поточне значення коефіцієнта запасу міцності можна визначити за формулою

$$n_{\sigma i} = n_{\sigma}^H \frac{A}{A_i}, \quad (4.47)$$

де A , A_i – амплітуда рушійної сили на номінальному і часткового режимів відповідно;

n_{σ}^H – коефіцієнт запасу міцності для нової деталі [276];

i – порядковий номер режиму, $i = 1, 2, \dots, p$, де p – кількість режимів.

В якості $n_{\sigma \min}$ приймається значення $n_{\sigma \min} = Q_{\min} = 1,15$ [277]. Далі використовується залежність (4.27) для визначення напрацювання t .

Проблема полягає в достовірності та повноті даних про режими роботи двигуна з відключеними циліндрами. Для двигунів з електронними системами керування (ЕСК) фіксація режимів роботи двигуна (зокрема значень A_i і x_i) – штатна задача. Отже, величину довговічності колінчастих валів для автотракторних двигунів в процесі експлуатації можна визначати досить просто. В інших випадках значення задаються на підставі статистичних матеріалів в залежності від типу і призначення колісної машини, для якої призначений автотракторний двигун.

Слід зазначити, дійсне значення напрацювання до відмови t_D може відхилитися як у більшу, так і у меншу сторону і досить значно від t . Це відхилення характеризується законом розподілу зі своїми параметрами. Для колінчастих валів автотракторних двигунів частіше підходить нормальний закон розподілу або розподіл Вейбула, а коефіцієнт варіації може приймати значення $V = 0,3 - 0,7$. Вплив випадкових факторів приводить до того, що залишковий ресурс T , визначений за формулою (4.16), також є випадковою величиною і може не перевищувати призначений (майбутній) період експлуатації t_H . В цьому випадку вирішується задача знаходження ймовірності відмови P колінчастого вала на заданий період експлуатації t_H . Рішення засноване на проведенні статистичних випробувань $N_{\text{вип}}$ в результаті яких визначається скільки разів ($N_{\text{н.л.}}$) заданий період експлуатації t_H виявився більше залишкового ресурсу, визначеного з вибраним законом розподілу і значенням V . Тоді ймовірність відмови

обчислюється за формулою [266]

$$P_{\text{відм}} = \frac{N_{\text{н.і.}}}{N_{\text{вип}}}, \quad (4.48)$$

де $N_{\text{н.і.}}$ – число порушень нормативного рівня;

$N_{\text{вип}}$ – загальне число випробувань.

Оскільки $t_{\text{н}}$ колінчастого вала є одночасно періодом експлуатації всіх елементів вала, а внаслідок особливостей навантаження галтелей і масляних отворів різних циліндрів мають своє значення T , то і ймовірність відмови цих елементів P_i буде різною. Отже, для визначення P для двигуна необхідно використовувати логічні зв'язки зазначених елементів на основі «дерева відмов» представленого на рисунку 4.5. Оскільки в даному випадку колінчастий вал розглядається окремо, то «дерево відмов» приймає вигляд, показаний на рисунку 4.5. Залежно від особливостей конструкції колінчастого вала двигуна структура і цього «дерева відмов» може видозмінюватися.



Рисунок 4.5 – Структурна схема «дерева відмов»

Оскільки відмова будь-якого елемента є відмовою всього колінчастого вала (і автотракторного двигуна в цілому), то реалізується «жорсткий сценарій» майбутньої експлуатації і в якості логічних зв'язків у

представленому на рисунку 4.5 «дерево відмов» слід застосовувати вираз коли відмова любого елемента викликає відмову всієї системи [17]

$$P(t) = 1 - \prod_{i=1}^k [1 - P_i(t)], \quad (4.49)$$

де $P_i(t)$ – ймовірність відмови i -го елемента;

k – кількість елементів.

Отримане значення $P_i(t)$ порівнюється з допустимим для планованого терміну майбутньої експлуатації значенням ймовірності відмови $P_{\text{дод}}$. Якщо $P_i(t) < P_{\text{дод}}$, то можна приймати рішення про допустимість експлуатації варіанту виконання колінчастого вала на даному або іншому автотракторному двигуні, якщо ризик такої експлуатації є прийнятним. Природно, що чим більше планований термін експлуатації, тим вище значення $P_{\text{дод}}$.

4.2.2.3 Оцінювання залишкового напрацювання до відмови деталі з тріщиною в автотракторному двигуні при відключенні частини циліндрів. При відключенні частини циліндрів на режимах часткових навантажень інші циліндри переводяться на роботу при більшому навантаженні. Технологія відключення циліндрів поки не набула широкого поширення. Причин тому кілька. Головні з них – ступінчастість регулювання, наявність дроселювання між режимами роботи, порушення температурного режиму і рівномірності зносу циліндрів. Експериментальні дослідження проводилися як при відключених так і при всіх включених циліндрах автотракторного двигуна.

Перша фаза втомного руйнування завершується утворенням візуально видимої тріщини. Далі, при триваючому змінному навантаженні, тріщина буде розвиватися до тих пір, поки не досягне критичного розміру, після чого настає остаточне руйнування деталі. Як правило, час росту втомної тріщини

від її утворення до критичного розміру становить досить значну частину ресурсу деталі. Природа появи тріщини може бути не тільки втомною. У процесі виготовлення деталей неминучі дефекти структури матеріалу (раковини, порожнечі, вкраплення інших матеріалів), які за їх впливом на міцність еквівалентні утомним тріщин. Тріщини також можуть бути наслідком конструкторських прорахунків і виробничо-технологічних недоліків.

Вибір методики для розрахунку деталі з тріщиною може бути виконаний на основі експертних оцінок, з урахуванням особливостей конкретної ситуації. Вибір надзвичайно великий. Зокрема для аналітичного опису кривої росту тріщини запропоновано більше 60 формул. З них найбільш відомою є формула П. Периса [281]

$$\frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^m, \quad (4.50)$$

де C і m — постійні матеріалу.

Співвідношення (4.50) отримало експериментальне підтвердження [269] для більшості матеріалів в діапазоні швидкостей $10^{-6} \dots 10^{-2}$ мм/цикл і наступних значеннях постійних: $m = 3 \dots 5$ — для алюмінієвих сплавів; $m = 2 \dots 10$ — для конструкційних сталей; $m = 12$ — для високовуглецевих сталей; $C = 1,6 \cdot 10^{-14} \text{ м}^{-1} \cdot \text{МПа}^{-4}$ — для алюмінієвих сплавів і низьковуглецевих сталей; $C = 2,6 \cdot 10^{-14} \text{ м}^{-1} \cdot \text{МПа}^{-4}$ — для середньо- і високовуглецевих сталей. Існує досить багато літературних джерел [282-285], де наведено експериментально отримані величини згаданих коефіцієнтів.

Для практичних розрахунків використовуються й інші підходи, такі як формула А. Хеда [286]

$$\frac{dl}{dN} = \frac{A_1 \sigma_a^2 l}{\sigma_T - \sigma_a}. \quad (4.51)$$

Формула (4.51) отримана з урахуванням того, що метал біля вершини тріщини зміцнюється до тих пір, поки амплітуда напружень σ_a не досягне межі текучості σ_T .

Н. Фрост і Д. Дагдейл встановили, що основним чинником зростання тріщини є зміна дійсних напруг, і представили свої вираження у вигляді [287, 288]

$$\frac{dl}{dN} = \frac{\sigma_a^2 l}{A_2}, \quad \frac{dl}{dN} = A_3 \sigma_a^3 l. \quad (4.52)$$

Серед формул, що враховують коефіцієнт асиметрії циклу R , більшого поширення набула формула Р. Формана [289]

$$\frac{dl}{dN} = \frac{C_4 (\Delta K)^m}{(1-R)K_{th} - \Delta K}. \quad (4.53)$$

У формулі (4.51-4.53) величини A_1 , A_2 , A_3 і C_4 – постійні матеріалу, визначаються експериментально.

У процесі розрахунку залишкової напрацювання підраховується розмах граничного коефіцієнта інтенсивності навантаження за формулою [282]

$$\Delta K_{\min} = 12,7 - 0,006\sigma_T - (11,37 - 0,0065\sigma_T)R. \quad (4.54)$$

де R – коефіцієнт асиметрії циклу напруг, обчислюється на основі експериментальних або розрахункових навантажень P_{\min} і P_{\max}

$$R = \frac{P_{\min}}{P_{\max}}. \quad (4.55)$$

Обчислимо граничний коефіцієнт інтенсивності напружень

$$K_{\min} = \frac{\Delta K_{\min}}{1 - R}. \quad (4.56)$$

Розрахункове значення K порівнюється з граничним коефіцієнтом інтенсивності напружень. Якщо $K \leq K_{\min}$, то руйнування не буде і розрахунок залишкової довговічності припиняється.

Якщо $K \geq K_{\min}$, то розраховується величина критичного коефіцієнта інтенсивності напружень за формулою

$$K_{\max} = \sqrt{(\nu - \nu_{\min}) \frac{\pi \sigma_T E}{2 \cdot 10^{-3} Y} + K_{\min}^2}, \quad (4.57)$$

де ν_{\min} – мінімальне значення швидкості росту тріщини, визначається по відповідній діаграмі росту втомної тріщини. Зазвичай $\nu_{\min} = 10^{-10} \dots 10^{-11}$ мм/цикл;

ν – швидкість росту тріщини, відповідна максимальному коефіцієнту інтенсивності напружень. Ця швидкість задається такою, щоб в околицях тріщини виконувалася умова плоскої деформації. Попередньо, вважають $\nu = 10^{-5} \dots 10^{-8}$ мм /цикл;

Y – коефіцієнт, чисельно рівний 2 – для вуглецевих сталей, 1,1 – для легованих сталей і 0,8 – для чавуну.

Виконаємо перевірку на наявність плоскої деформації в околі тріщини. Така деформація буде якщо $b_{\min} \leq b$, де

$$b_{\min} = 2,5 \left(\frac{K_{\max}}{\sigma_T} \right)^2. \quad (4.58)$$

b – товщина деталі в місці розташування тріщини. У тому разі, якщо умова плоскої деформації не виконується, виробляються ітераційні

розрахунки з зменшенням ν . Ітерації вважаються завершеними, коли умову $b_{\min} \leq b$ отримано.

Визначимо критичну довжину тріщини. З цією метою виконуються ітераційні розрахунки для схеми навантаження. Значення ітерацій полягає в тому, що за відомим значенням K_{\max} визначається $a_{\text{кр}}$.

Підраховуємо поправку на критичну довжину тріщини, завдяки якій враховується пластична зона у вершині тріщини. Для плоскої деформації ця поправка обчислюється за формулою

$$\Delta a = \frac{1}{6\pi} \left(\frac{K_{\max}}{\sigma_T} \right)^2. \quad (4.59)$$

Визначаємо ефективну критичну довжину тріщини

$$a_2 = a_{\text{кр}} + \Delta a. \quad (4.60)$$

Обчислюємо розмах критичного коефіцієнту інтенсивності напруг

$$\Delta K_{\max} = K_{\max} (1 - R). \quad (4.61)$$

Тому для ефективної довжини тріщини і заданих номінальних напружень при відключенні частини циліндрів автотракторного двигуна в околі тріщини визначається коефіцієнт C_1

$$C_1 = \frac{\Delta K_{\max}}{\Delta \sigma \sqrt{\pi a}}, \quad (4.62)$$

де $\Delta \sigma$ – розмах змінних напружень в околі тріщини МПа, величина задається або попередньо обчислюється.

Визначимо залишкову довговічність деталі з тріщиною автотракторного двигуна при відключенні частини циліндрів (початкова довжина якої a_1 , кінцева довжина a_2) шляхом інтегрування рівняння

$$\frac{da}{dN} = C(C_1 \Delta \sigma \sqrt{\pi a})^m. \quad (4.63)$$

Після розділення змінних це рівняння приймає вигляд

$$\int_{a_1}^{a_2} \frac{1}{a^{\frac{n}{2}}} da = \int_0^N C(C_1 \Delta \sigma \sqrt{\pi})^m dN. \quad (4.64)$$

В остаточному вигляді

$$N_{\text{відм}} = \frac{1}{C(C_1 \Delta \sigma \sqrt{\pi})^m} \int_{a_1}^{a_2} \frac{1}{a^{\frac{n}{2}}} da. \quad (4.65)$$

Описаним шляхом вдається прогнозувати залишкове напрацювання деталі з тріщиною при сталому навантаженні двигуна з відключеними циліндрами. У разі неусталеного навантаження, характерного для експлуатаційних режимів роботи автотракторного двигуна з відключеними циліндрами розрахунок напрацювання для кожного режиму виконується окремо. Результатом кожного такого розрахунку є напрацювання, а розмір тріщини після N_i циклів навантаження, відповідної i -го блоку. При цьому рівняння П. Периса [281] після розділення змінних записують у вигляді

$$\int_{a_1}^{a_i} da = \int_0^{N_i} C \Delta K_i^m dN. \quad (4.66)$$

Таким чином, розрахунок виконується послідовно для блоків навантаження ($i=1, \dots, z$) з підсумовуванням росту тріщини a_i до тих пір, поки тріщина не досягне критичного розміру. Швидкості росту тріщини, визначені при циклічному навантаженні з постійною амплітудою напруги, приблизно збігаються зі швидкостями при випадковому навантаженні, при якому максимальні напруги залишаються незмінними [282]. Ця обставина підтверджує можливість привести різні напруги σ_i діючі на окремих режимах експлуатації АТД, до деякого єдиним еквівалентного напруження $\sigma_{\text{екв}}$, відповідно змінивши тривалість кожного режиму на еквівалентні величини. Для приведення використаємо криву втоми, рівняння якої можна записати так

$$\sigma_i^m t_i = \sigma_{\text{екв}}^m t_{\text{екв}}, \quad (4.67)$$

де m – показник нахилу кривої втоми.

З останньої залежності витікає

$$t_{\text{екв}} = t_i \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\text{екв}}} \right)^m. \quad (4.68)$$

Сумарна еквівалентне число $N_{\text{екв}}$ циклів зміни навантажень буде

$$N_{\text{екв}} = \sum_{i=1}^z N_i t_{\text{екв}} = \sum N_i t_i \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\text{екв}}} \right)^m. \quad (4.69)$$

Таким чином, користуючись поняттям еквівалентних навантажень можна замінити обчислення кожного експлуатаційного режиму з різною кількістю відключених циліндрів окремо одним розрахунком за викладеною вище методикою.

Деталі автотракторного двигуна являють собою досить складні конструкції, експериментальних даних по ним в літературі немає. Найбільш серйозні розрахунки, що стосуються швидкості росту тріщини при дії циклічних напружень при відключенні циліндрів, де використовується рівняння П. Периса [281], є результатом узагальнення великої кількості експериментальних результатів з певним статистичним розкидом. Є також небезпека прогнозу, коли параметри реальної експлуатації двигуна з відключеними циліндрами можуть відрізнятись від прийнятих у розрахунках. Крім того, характеристики опору втоми матеріалу є випадковими величинами. Напруження, що діють в деталях АТД, також мають випадкову природу внаслідок нестабільності параметрів робочого процесу за рахунок коливань циклової подачі палива при відключенні циліндрів, ступеня стиснення, частоти обертання і т.д. Слід говорити про величину ризику при прийнятті рішення про продовження експлуатації деталі з тріщиною в двигуні з відключеними циліндрами.

Звичайно така експлуатація носить обмежений часовий характер. Наприклад, на час переходу до ремонтної бази, місця утилізації або до наступного опосвідчення. Тут слід відразу уточнити, що експлуатація з відключеними циліндрами автотракторного двигуна з деталями, що мають тріщини, носить екстраординарний характер. Однак практика показує, що можливі ситуації, коли дефектні (по тріщинах) деталі можна замінити на увазі їх тимчасової просторової недоступності або для старих двигунів вони зовсім рідкісні і внаслідок цього досить дорогі. Тому існує достатньо прикладів експлуатації двигунів з деталями, такими, як блок картеру, що мають тріщини. У цьому випадку необхідні рекомендації для безпечної експлуатації двигуна, ще й з відключеними циліндрами і в такій ситуації. Вони дозволять оцінити ризики для різних деталей і дати рекомендації щодо режимів і тривалості експлуатації. Отже, актуальною є задача визначення ймовірності того, що дійсний ресурс деталі з тріщиною не буде менше запланованого строку експлуатації для автотракторного двигуна з

відключенням частини циліндрів, вираженої в годинах або в циклах навантаження [290].

Наведені в [274] приклади розрахунків охоплюють два принципових випадки. Перший, коли під дією навантажень тріщина продовжує розвиватися і визначається залишкова напрацювання до відмови $N_{\text{відм}}$ цій деталі. Другий, коли тріщина не розвивається і можна експлуатувати автотракторний двигун навіть з відключеними циліндрами до наступного опосвідчення без усунення тріщини в деталі.

При напрацюванні деталі N_O , вплив випадкових факторів призводить до того, що залишковий ресурс $N_{\text{зал}} = N_D - N_O$ також є випадковою величиною і може не перевищувати планований період експлуатації N_H . Таким чином, вирішується задача знаходження ймовірності відмови Q деталі з тріщиною автотракторного двигуна при відключенні частини циліндрів на заданий період експлуатації N_H . Рішення засноване на проведенні $N_{\text{вип}}$ статистичних випробувань, в результаті яких визначається скільки разів ($N_{\text{н.л.}}$) заданий період експлуатації N_H виявився більше залишкового ресурсу, визначеного із заданим значенням коефіцієнта варіації V .

Виконаємо оцінювання ризику експлуатації шатуна з тріщиною представленого на рисунку 4.6. Посилаючись на розробки [291] відомо, що: початковий розмір тріщини $a_1 = 0,15$ мм; критичний розмір тріщини $a_{\text{кр}} = 1,17$ мм, при якому відбувається її некерований розвиток і руйнування деталі; залишковий ресурс після виявлення тріщини завдовжки 0,15 мм оцінюється в $N = 370000$ циклів. Останню величину, внаслідок вказаних вище причин, можна розглядати як математичне очікування залишкового ресурсу.

Критичного розміру тріщини відповідає не момент руйнування деталі, а тільки початок прискореного росту тріщини, проте якщо брати $N_H = N$, то при будь-якому симетричному законі розподілу вірогідність відмови складе

0,5. Тому прийmemo, що заданий період експлуатації $N_H = 370000$ циклів. Це дещо менше моменту досягнення критичного розміру тріщини. Використовуючи гіпотезу при нормальному законі, статистичні випробування при $V = 0,015$ і $N_{\text{вип}} = 150000$ показали, що ймовірність відмови складала $Q = 0,0823$.

Оцінювання прийнятності ризику, в якій визначається допустимість ризику і намічаються кроки, спрямовані на його зменшення при несприятливому прогнозі, наприклад з економічних міркувань як це показано в [290]. В якості таких кроків можна рекомендувати вибрати інше значення N_H або змінити параметри навантаження деталі і за рахунок цього, повторивши розрахунки, забезпечити прийнятну величину Q .

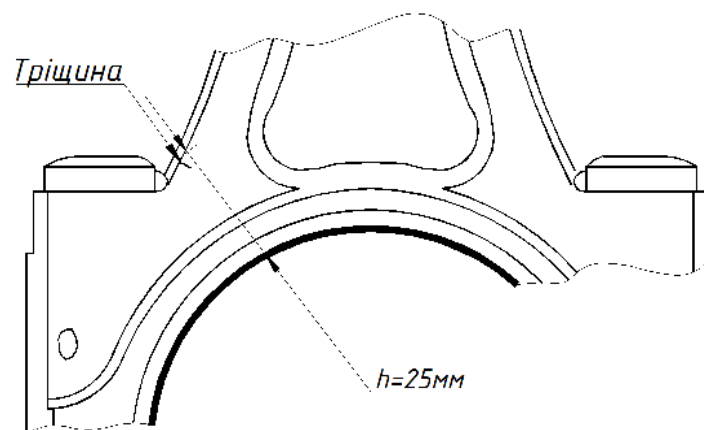


Рисунок 4.6 – Фрагмент кривошипної головки шатуна

Виконаємо оцінювання ризику експлуатації АТД з тріщиною в блоку циліндрів при відключенні циліндрів, рисунок 4.7. З розрахунків [291] відомі граничний коефіцієнт інтенсивності напружень $K_{\text{min}} = 12,45$ і фактичне значення коефіцієнта інтенсивності напружень $K = 3,9$. Ці величини, можна також розглядати як математичне очікування значень відповідних коефіцієнтів інтенсивності напружень. Тоді в кожному статистичному випробуванні значення коефіцієнтів інтенсивності розігруються роздільно і

порівнюються між собою. Відмова настає якщо в процесі випробувань, значення перевищує значення K перевищує значення K_{\min} .

Далі підраховуємо кількість відмов $N_{\text{н.і.}}$, і визначимо ймовірність відмови. Використовуючи гіпотезу про нормальний закон, статистичні випробування при $V = 0,015$ і $N_{\text{вип}} = 150000$ показали, що ймовірність відмови, становить $Q = 0$. Отже, можна зробити висновок про те, що ризик експлуатації двигуна з тріщиною блоку циліндрів при відключенні циліндрів до наступного опосвідчення відсутня. Однак, при $V = 0,31$, тобто великому розкиді вплив значущих факторів (але ще достатньому для використання гіпотези про нормальний закон розподілу), ризик вже виникне ($Q = 0,0164$). Такий розвиток подій можна вже віднести скоріше не до впливу припущень, закладених у методичку розрахунків, а до обліку впливу інших випадкових факторів, пов'язаних, з особливо не сприятливими умовами експлуатації.

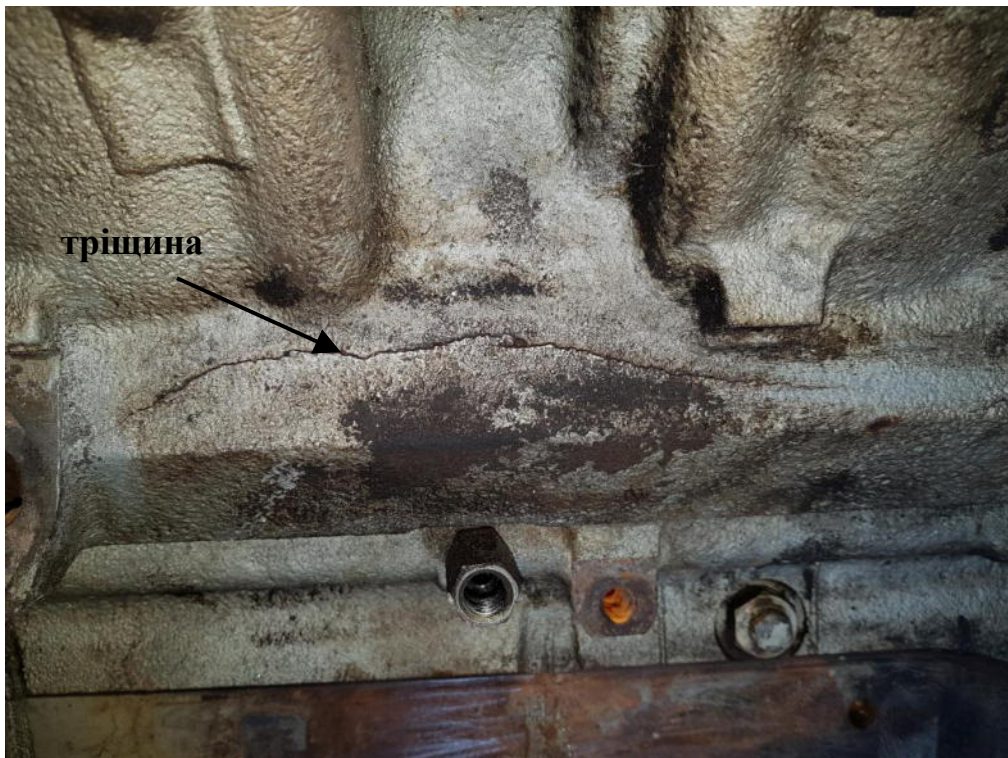


Рисунок 4.7 – Фото фрагменту блоку циліндрів з тріщиною

Таким чином прогноз і оцінювання ризику дозволяють перейти від детермінованого прогнозу залишкового ресурсу до ймовірнісного його оцінювання, що є вихідною інформацією для прийняття мотивованих рішень для управління ризиками експлуатації автотракторного двигуна при відключенні частини циліндрів.

4.3 Основні підходи до розрахунку надійності автотракторного двигуна з відключенням частини циліндрів як складної системи

Справним вважається такий стан двигуна [292-295], при якому він відповідає всім вимогам нормативно-технічної і конструкторської документації. Якщо хоча б одна з цих вимог порушено, двигун вважається несправним або частково працездатним. Однак несправний двигун може бути працездатним, виконувати функції джерела енергії на колісній машині. Так, при відмові декількох циліндрів двигун знаходиться в несправному стані, але він зберігає свою працездатність [267, 296]. Раптові часткові відмови можуть призвести до некерованої або вимушеного зниження ефективної потужності і частоти обертання, але, не будь-який з числа таких відмов призводить до небезпечного стану двигуна. Для функціонуючого двигуна небезпечний стан – це стан, при якому його потужність і обороти опускаються нижче граничних значень $N_{e_{гр}}$ і $n_{гр}$, відповідно, незалежно від причин, що викликали неприпустиме зниження параметрів.

При розгляді різних експлуатаційних станів двигуна зрізною кількістю відключених циліндрів має сенс провести ранжування відмов у відповідності з категоріями значущості наслідків: катастрофічні; важкі (небезпечні); значні; несуттєві.

Природно, кожна категорія значимістю відповідає певним сценарієм розвитку подій. До категорії «катастрофічні» слід віднести стан автотракторного двигуна, при якому неможливо підтримання ефективної потужності і частоти обертання на рівні, що забезпечує керованість колісної

машини не залежно від кількості працюючих циліндрів $N_e \leq N_{e_{гр}}$ або $n \leq n_{гр}$.

Сюди ж відноситься і повна зупинка двигуна.

Категорія «важкі» повинна відповідати такому рівню відмови двигуна, при якому основні експлуатаційні характеристики двигуна забезпечують можливість мінімальної кількості працюючих циліндрів, тобто підтримання швидкості ходу в межах 30...45 км/год.

Категорія «значні» характеризується відмовою одного або декількох циліндрів двигуна, що призводить до зниження потужності або частоти обертання колінчастого вала нижче номінального рівня.

Категорія «несуттєві» – відмови, які не впливають на основні експлуатаційні характеристики двигуна.

Класифікація категорій відмов автотракторного двигуна наведена в таблиці 4.2, де ранжирувані по тяжкості наслідків види відмов циліндрів є за своєю суттю різними сценаріями розвитку подій, при настанні того чи іншого відмови двигуна колісної машини. У графі «ознаки» наведено граничні умови, нижче яких двигун вважається несправним. Використовуючи «дерево відмов», реалізовану у відповідній програмі, можна розрахувати ймовірність відмови двигуна для таких сценаріїв.

«Жорсткий» сценарій (критерії відмови «значні», «важкі»). При будь-якій кількості відмовлених циліндрів, що приводить до вимушеного зниження потужності в порівнянні з номінальною, – двигун вважається несправним. Цим сценарієм відповідає використання в дереві подій тільки логічного зв'язку типу «АБО».

«М'який» сценарій (категорія відмови «катастрофічні»). Двигун вважається несправним за умови, що його зниженої ефективної потужності при мінімальній кількості працюючих циліндрів виявляється недостатньо для підтримки необхідного ходу, що дозволяє пересуватися колісній машині.

Граничне зниження потужності і частоти обертання автотракторного двигуна з відключеними циліндрами при реалізації моделі «м'якого» сценарію, пов'язаного з експлуатацією автотракторного двигуна з

відключеними циліндрами, необхідно розглянути випадок гранично малої потужності його, при якій зберігається, з одного боку, стійка робота двигуна, з іншого – прийнятна керованість колісною машиною.

Таблиця 4.2 – Класифікація категорій відмов циліндрів автотракторного двигуна

№ п/п	Категорія відмов	Наслідки для двигуна	Ознаки
1	Катастрофічні	Незворотні наслідки	$N_e < N_{e\text{гр}}$
2	Важкі	Небезпечне зниження характеристик двигуна, відмови такої кількості циліндрів, які не можуть бути усунені силами водія	$N_e (30 \text{ км/год}) \leq N_e \leq N_e (45 \text{ км/год})$
3	Значні	Значне збільшення операційних дій водія, що забезпечують стабільне підтримання знижених характеристик двигуна при мінімально допустимому кількості працюючих циліндрів	$N_e (30 \text{ км/год}) \leq N_e \leq N_{e\text{ном}}$
4	Неістотні	Несправності, які легко усуваються	$N_e = N_{e\text{ном}}$

Режим самих малих обертів визначається, як один із найважливіших маневрених параметрів – можливо малу безпечну швидкість ходу колісної машини. Мінімальна швидкість залежить від мінімально стійкої частоти обертання n_{min} , яку працюючі циліндри двигуна здатні підтримувати при постійному положенні органу подачі палива. Таким чином, зазвичай частота обертання n_{min} визначає нижню границю експлуатаційних режимів і є основним показником режиму самого малого ходу колісної машини.

Для двигунів, що працюють безпосередньо через трансмісію на колеса,

n_{\min} не повинна перевищувати $0,11 - 0,2n_{\text{НОМ}}$ ($n_{\text{НОМ}}$ – номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна) [5, 6].

Стійкість роботи двигуна з відключеними циліндрами при мінімальній частоті обертання залежить від конструктивних і експлуатаційних факторів. Труднощі зменшення мінімально стійкої частоти обертання обумовлені поєднанням малих частот обертання колінчастого вала і малих навантажень на автотракторний двигун, близьких до значень холостого ходу. Дійсно, $n_{\min} = 0,11 - 0,2n_{\text{НОМ}}$ середній ефективний тиск становить лише $0,99P_{e\text{НОМ}}$, а потужність зменшується до 2,7% від $N_{e\text{НОМ}}$. При частоті обертання нижче n_{\min} порушується перебіг процесів впорскування, сумішоутворення і згоряння палива, внаслідок чого виникають пропуски спалахів, самовимкнення окремих циліндрів, підвищена нерівномірність обертання вала і, нарешті, мимовільна зупинка двигуна.

Постійне вишукування шляхів зниження мінімально стійкої частоти обертання, мабуть незабаром призведе до ситуації, коли величина n_{\min} буде регламентуватися (визначатися) не протіканням робочого процесу в циліндрах двигуна, а керованістю колісної машини, тобто можливістю ефективної роботи рульових пристроїв, особливо для машин з відносно невисокою номінальною швидкістю ходу.

Сформульовані вище обмеження можуть бути використані при визначенні параметрів двигуна при відключенні циліндрів, що призводить до його зупинки з-за малості обертів і до відсутності можливості управління колісною машиною.

Відключення одного або декількох циліндрів можливо у разі пошкодження паливного насоса, форсунок, трубопроводу високого тиску, приводу паливної апаратури, при якому припиняється подача палива в відповідний циліндр, або у разі прогару клапана, відмови механізму приводу клапанів, коли в циліндрі не відбувається спалах з-за малого тиску (а, отже, і температури, що не досягає необхідного значення для самозаймання палива)

або припинення процесу газообміну.

Роботу в таких умовах слід розглядати як аварійну, крім випадків навмисного відключення циліндрів, закладених в конструкцію двигуна фірмою-виробником. Експлуатація двигуна з аварійно відключеними циліндрами можлива у виняткових випадках; коли обставини не дозволяють зупинити двигун для проведення відповідного ремонту.

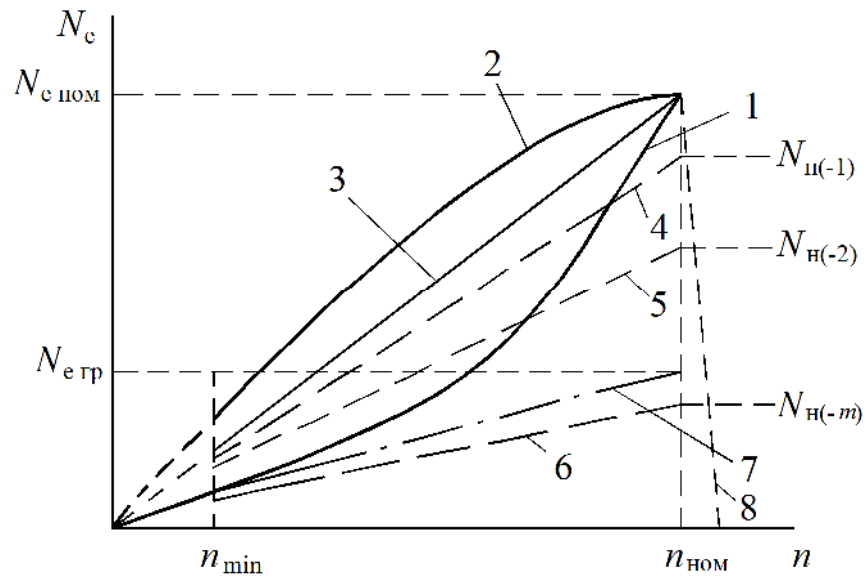
Природно, робота автотракторного двигуна в розглянутому аварійному режимі буде характеризуватися зниженням ефективної потужності, що спричинить за собою зменшення обертів (в граничному випадку – зупинку двигуна).

На рисунку 4.8 наведена навантажувальна характеристика 1 для гвинта фіксованого кроку, яка, природно, залишається постійною при будь-яких змінах в характеристиці автотракторного двигуна, а також зовнішня 2 і регуляторна 8 характеристики автотракторного двигуна. Приймемо обмежувальну характеристику автотракторного двигуна (лінія 3 на рис. 4.8), побудовану на припущенні сталості крутильного моменту M_e , який відповідає номінальній чи експлуатаційній потужності у всьому швидкісному діапазоні роботи двигуна

$$N_e = kM_e n = k'n, \quad (4.70)$$

де k і k' – коефіцієнти пропорційності, причому $k' = kM_e$.

При відключенні одного циліндру потужність двигуна при номінальній частоті обертання колінчастого вала двигуна буде відповідати значенню $N_{н(-1)}$, і відповідна їй обмежувальна характеристика позначена 4 (рис. 4.8). Аналогічно, при відключення двох циліндрів двигун розвиває потужність $N_{н(-2)}$ і відповідна їй обмежувальна характеристика 5. Далі при відключенні m циліндрів потужність $N_{н(-m)}$ відповідна обмежувальна характеристика 6.



1 – навантажувальна характеристика автотракторного двигуна;
 2 – зовнішня характеристика автотракторного двигуна;
 3 – обмежувальна характеристика автотракторного двигуна;
 4 – обмежувальна характеристика автотракторного двигуна при відключенні одного циліндра; 5 – обмежувальна характеристика автотракторного двигуна при відключенні двох циліндрів;
 6 – обмежувальна характеристика автотракторного двигуна при відключенні m циліндрів; 7 – обмежувальна характеристика автотракторного двигуна при відключенні циліндрів, яка перетинає навантажувальну характеристику в точці мінімально можливих обертів двигуна $n_{\text{ мин}}$; 8 – регуляторна характеристика автотракторного двигуна

Рисунок 4.8 – Зміни обмежувальних характеристик двигуна при відключенні циліндрів

Перетин лінії 4 з лінією 1 дає значення максимальних обертів двигуна, досяжних при відключенні одного циліндра і роботі двигуна на ведучі колеса. Характеристика 6 не має перетинання з лінією 1 при $n > n_{\text{ мин}}$, значить, при відключенні m циліндрів двигун не зможе працювати на ведучі колеса в області стійких обертів.

Отже, постає задача визначення граничної потужності двигуна $N_{e\text{ гр}}$, при якій можна побудувати обмежувальну характеристику двигуна 7 так, щоб вона перетинала навантажувальну характеристику в точці мінімально можливих обертів двигуна $n_{\text{ min}}$, таким чином робота двигуна на ведучі колеса ще можлива.

На рисунку 4.9 показана обмежувальна характеристика гранично малої потужності двигуна 1 з накладеною навантажувальною характеристикою 2, що проходить через точку $N_{e\text{ ном}}$ при частоті $n_{\text{ ном}}$.

Судячи з рисунку 4.9 не можна виходити за межу гранично малої потужності при відключенні частини циліндрів автотракторного двигуна та для стійкої частоти обертання обумовленої поєднанням малих частот обертання колінчастого вала і малих навантажень на автотракторний двигун, близьких до значень холостого ходу

Аналітичний опис навантажувальної характеристики в загальному вигляді для колісних машин виглядає так

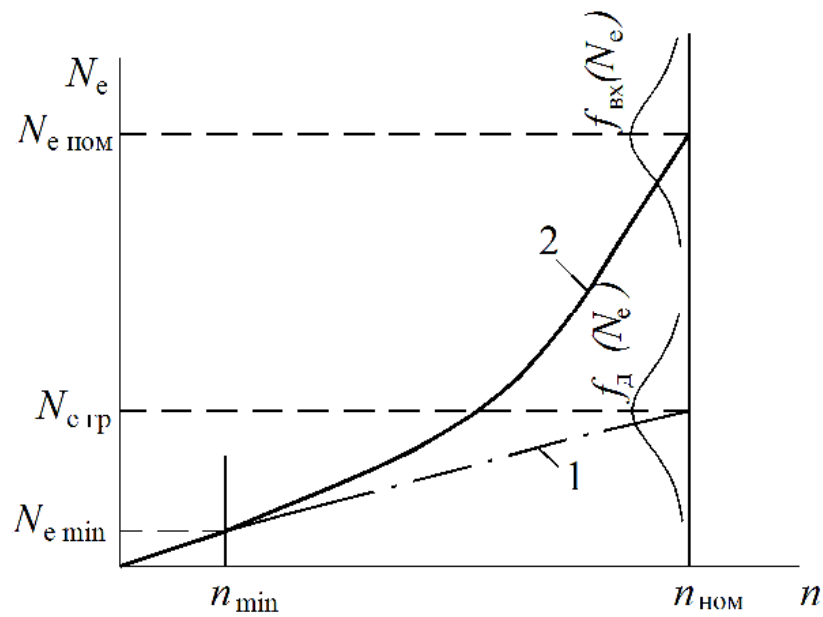
$$N_e = k'' n^3, \quad (4.71)$$

отже

$$N_{e\text{ min}} = N_{e\text{ ном}} \left(\frac{n_{\text{ min}}}{n_{\text{ ном}}} \right)^3. \quad (4.72)$$

Враховуючи рівняння розмірної характеристики (4.71), отримаємо вираз

$$N_{e\text{ гр}} = N_{e\text{ min}} \left(\frac{n_{\text{ ном}}}{n_{\text{ min}}} \right). \quad (4.73)$$



- 1 – гранично мала потужність автотракторного двигуна;
 2 – навантажувальна характеристика автотракторного двигуна

Рисунок 4.9 – Поєднання навантажувальної і розмірної характеристики гранично малої потужності двигуна з відключеними циліндрами

Підставивши (4.72) в (4.73), отримаємо

$$N_{e \text{ гр}} = N_{e \text{ ном}} \left(\frac{n_{\text{мин}}}{n_{\text{ном}}} \right)^2. \quad (4.74)$$

Останній вираз можна прийняти як обмеження граничної мінімальної потужності, при якій можлива робота двигуна. Якщо прийняти $n_{\text{мин}} = 0,11 - 0,2n_{\text{ном}}$, то

$$N_{e \text{ гр}} = 0,09 N_{e \text{ ном}}. \quad (4.75)$$

Отримане значення $N_{e \text{ гр}}$ дозволить перейти до вирішення задачі по

визначенню допустимого числа відключених циліндрів, при цьому зниження ефективної потужності двигуна нижче $N_{e\text{гр}}$ буде розглядатися як його зупинка. Слід зазначити, що як навантажувальна характеристика (яка на момент відмови циліндрів двигуна може бути і важкою та легкою), так і потужність, яку розвиває двигун, можлива за його технічним станом, є за своєю суттю випадковими величинами зі своїми характеристиками розподілу (рис. 4.9). Тому значення $N_{e\text{гр}}$ – також випадкова величина.

При відключенні циліндра ефективна потужність автотракторного двигуна зменшується на величину індикаторної потужності, яка розвивається у відключеному циліндрі, так як можна вважати, що потужність, що витрачається на подолання механічних втрат N_m в двигуні, залишається незмінною [5, 6].

Вважаючи, що індикаторна потужність рівномірно розподіляється між циліндрами, можна вважати, що при відмові одного циліндра вона зменшується на N_{i0}/i'_c , де i'_c – число циліндрів.

Індикаторна потужність двигуна при відключенні m циліндрів при постійній частоті обертання колінчастого вала

$$N_{inm} = N_{i0} - \frac{m}{i'_c} N_{i0} = N_{i0} \left(1 - \frac{m}{i'_c} \right). \quad (4.76)$$

Ефективна потужність, яку зможе розвивати двигун при відключенні одного циліндра

$$N_{e1} = N_e - \frac{1}{i'_c} N_{in}. \quad (4.77)$$

Висловивши індикаторну потужність через ефективну, отримаємо

$$N_{e1} = N_e \left(1 - \frac{1}{i'_c \eta_M} \right), \quad (4.78)$$

де η_M – механічний ККД.

При відключенні $\Delta i'_c$ циліндрів з i'_c маємо

$$N_{e\Delta i'_c} = N_e \left(1 - \Delta i'_c \frac{1}{i'_c \eta_M} \right). \quad (4.79)$$

Таким чином, поступово збільшуючи $\Delta i'_c$ у формулі (4.79), отримуємо послідовність значень $N_{e\Delta i'_c}$, ці значення порівнюємо з $N_{e_{гр}}$, визначеним за формулою (4.75). Останнє значення $\Delta i'_c$, при якому виконується умова $N_{e\Delta i'_c} > N_{e_{гр}}$, є максимально допустимим числом циліндрів, що відключили в діагностичній моделі двигуна.

Розглядаючи питання про наслідки впливу відключення (у тому числі аварійного) циліндрів на показники його надійності, слід зазначити наступне. Відключення циліндрів може приводити не тільки до зниження потужності двигуна, але і зниження надійності роботи складових його вузлів і агрегатів. Так, аналіз розрахунків колінчастих валів автотракторних двигунів показує, що відключення циліндрів може призвести до зменшення коефіцієнтів запасу у галтелях корінних і шатунних шийок і в мастильних отворах шатунних шийок. Це пов'язано з тим, що відключення деяких циліндрів супроводжується збільшенням ступеня нерівномірності обертання колінчастого вала і, отже, збільшенню амплітуди діючих напружень.

Дослідження надійності роботи агрегатів сучасних машин показує, що 3,5–5% відмов доводиться на двигун, а після капітального ремонту цей показник зростає на 20 %.

Ресурсовизначальними деталями дизелів є деталі циліндро-поршневої групи (ЦГП): поршневі кільця, поршні, гільзи циліндрів, які працюють в тяжких умовах під дією високих тисків газів, сил інерції і температур.

Техніка експлуатується переважно в надважких умовах зі змінною питомою потужністю, яка підвищує теплове і механічне навантаження на деталі циліндро-поршневої групи, що призводить до таких негативних наслідків, як зниження задиро- і зносостійкості робочих поверхонь деталей в період обкатки та експлуатації двигунів; збільшення механічних втрат в парах тертя, і як наслідок, зростання витрат пального та мастила на вигар; підвищення прориву газів в картер; зменшення терміну експлуатації двигунів.

Механічні втрати поршневої групи складаються з втрат на тертя поршневих кілець і поршня. Зміна сили тертя кілець відбувається залежно від їх пружності, температури гільзи і швидкості поршня.

Для поршневої групи АТД максимальні значення сили тертя (особливо при робочому ході) досягаються поблизу мертвих точок, а мінімальні в середній частині ходу поршня.

4.4 Висновки за розділом 4

1. Розроблено алгоритм оцінювання напрацювання деталей двигуна до відмови по втомній міцності при відключенні частини циліндрів. Обґрунтовано критерій і розроблено метод визначення ймовірності відмови АТД за коефіцієнтом запасу міцності при відключенні частини циліндрів.

2. Досліджена можливість виконання прогнозу і оцінювання ризику стосовно до випадків, коли під дією навантажень тріщина продовжує розвиватися і визначається залишкове напрацювання до відмови $N_{\text{відм}}$ цієї деталі та, коли тріщина не розвивається і можна експлуатувати двигун навіть з відключенням частини циліндрів до наступного опосвідчення без усунення тріщини в деталі. Для першого слід зазначити, що напрацювання $N_{\text{відм}}$ (в

циклах навантаження), це тільки математичне сподівання, щодо якого дійсне значення N_D може відхилитися як в більшу, так і у меншу сторону і досить значно. Це відхилення характеризується законом розподілу зі своїми параметрами.

3. Проведена класифікація категорії відмов автотракторного двигуна та проведено ранжирування по тяжкості наслідків видів відмов циліндрів за своєю суттю і різними сценаріями розвитку подій, при настанні тієї чи іншої відмови АТД колісної машини.

4. Визначені обмеження, які можуть бути використані при визначенні параметрів АТД з відключенням частини циліндрів, що призводять до його зупинки з-за малості обертів і до відсутності можливості управління колісною машиною. Визначена гранична потужність, при якій можна побудувати обмежувальну характеристику так, щоб вона перетинала навантажувальну характеристику в точці мінімально можливих обертів АТД, при цьому робота двигуна на ведучі колеса була б ще можлива.

5. Визначена максимально допустима кількість відключених циліндрів, яка може приводити не тільки до зниження потужності АТД, але і зниження надійності роботи складових його вузлів і агрегатів.

Основні результати дослідження по даному розділу опубліковані в роботах [12, 17, 42, 45–47].

РОЗДІЛ 5
ТЕОРЕТИЧНІ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ
РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ АВТОТРАКТОРНОГО ДВИГУНА
НА ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ КОЛІСНИХ МАШИН
ПРИ ВІДКЛЮЧЕННІ ЧАСТИНИ ЦИЛІНДРІВ

5.1 Зміна енергетичних параметрів автотракторного двигуна в режимі роботи без навантаження при відключенні частини циліндрів

Енергоефективність роботи автотракторних двигунів істотним чином залежить від ступеня їх завантаження. Найвищі значення економічності досягаються на номінальному режимі, а на режимах малих навантажень і холостого ходу істотно знижуються, що пов'язано з погіршенням сумішоутворення і згоряння палива, підвищенням нерівномірності подачі палива [170, 297].

Доцільність застосування цього способу підтверджується численними дослідженнями автотракторних двигунів, проте широкого застосування в практиці цей спосіб поки ще не знайшов, частково із-за відсутності обґрунтованих режимів відключення та доцільної кількості їх циліндрів і надійних пристроїв для відключення.

Робота автотракторного двигуна на режимах малих навантажень і холостого ходу, як правило, характеризується погіршенням його основних показників. У зв'язку з цим виникає необхідність у поліпшенні роботи автотракторного двигуна на цих режимах. Одним із способів є відключення частини циліндрів двигуна. Для виявлення впливу відключення частини циліндрів двигуна на його роботу на кафедрі «Технології машинобудування і ремонту машин» ХНАДУ проведені відповідні дослідження.

Дослідження характеристик на прикладі двигуна КамАЗ-740 при відключенні частини циліндрів проведені на стаціонарному стенді КІ-5274 в

умовах авторемонтного виробництва ХАРЗ-110 та ХАРЗ-126. Гальмівний стенд обладнаний вимірювальними пристроями та контрольною апаратурою згідно ГОСТ 14846-81 (СТ СЭВ 765-77) [257] і включає в себе електричну балансиру машину АКБ 101-4. Параметри роботи автотракторного двигуна КамАЗ-740 визначали при трьох варіантах випробувань:

1 – випробування автотракторного двигуна без відключення циліндрів;
2 – випробування з відключенням чотирьох циліндрів припиненням подачі палива;

3 – випробування з відключенням чотирьох циліндрів, одночасним припиненням подачі палива і відсутністю насосних втрат у відключених циліндрів циліндро-поршневої групи (ЦПГ). При відключенні насосних втрат ЦПГ, клапани залишаються працювати, але застосовується перепускний клапан на кожен циліндр, що встановлюється до отвору паливної форсунки. Варіанти випробувань на рисунках позначено відповідно цифрами 1, 2, 3.

Як відомо [199], індикаторна потужність автотракторного двигуна N_i є сума ефективної потужності N_e і потужності механічних втрат N_{MB}

$$N_{in} = N_e + N_{MB}, \text{ кВт.} \quad (5.1)$$

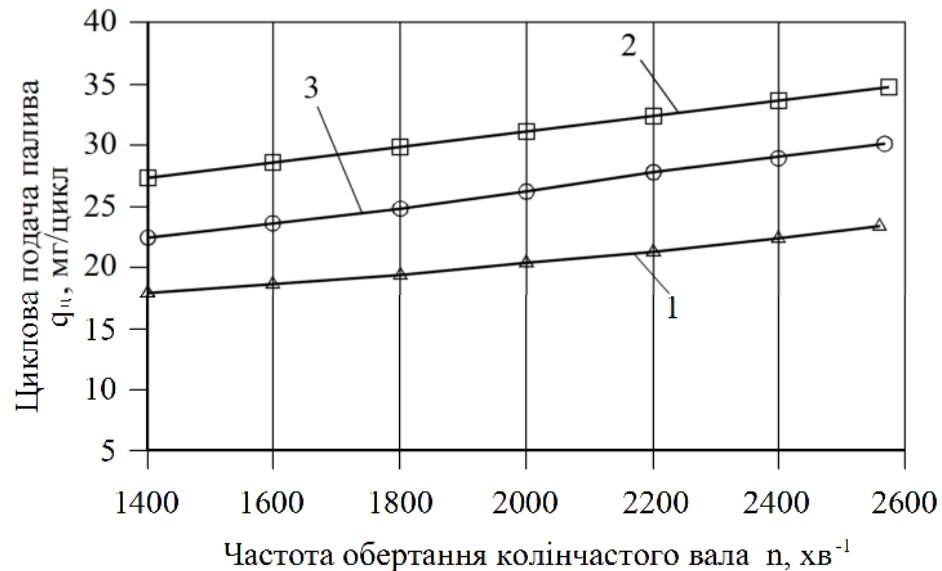
В режимі холостого ходу (без навантаження) ефективна потужність дорівнює нулю [203], тобто вся потужність, що розвивається двигуном, витрачається на подолання механічних втрат

$$N_{in} = N_{MB}. \quad (5.2)$$

При збільшенні частоти обертання колінчастого вала від 1400 хв^{-1} до 2550 хв^{-1} параметри роботи автотракторного двигуна змінювалися наступним чином.

Циклова подача палива $q_{ц}$ зростає при всіх варіантах випробувань

(рис. 5.1), тому що для підвищення частоти обертання колінчастого вала необхідно долати зростаючу потужність механічних втрат, що здійснюється нарощуванням циклової подачі шляхом збільшення активного ходу плунжера важелем подачі палива.



1 – при всіх працюючих циліндрах; 2 – при відключенні подачі палива у 50 % циліндрів; 3 – з відключенням палива у 50 % циліндрів та відсутністю насосних втрат у ЦПГ

Рисунок 5.1 – Залежність циклової подачі палива від частоти обертання двигуна

При відключенні тільки циклова подача палива (крива 2) у порівнянні з вихідним варіантом збільшується. Це сталося, тому що при відключенні подачі палива у 1 та 4 і 6 та 7 циліндрі індикаторна потужність двигуна зменшилася, при цьому частота обертання колінчастого вала знизилася, а для їх збереження на колишньому рівні збільшили циклову подачу з допомогою важеля акселератора практично вдвічі.

При варіанті з відключенням палива та відсутністю насосних втрат в ЦПГ (крива 3) циклова подача палива вище в порівнянні з вихідним, що пояснюється тими ж причинами, що і збільшення $q_{ц}$ при відключенні тільки

палива, а порівняно з другим варіантом – нижче, що викликано зниженням механічних втрат (зменшилися насосні втрати в ЦПГ).

Годинна витрата палива G_{Π} визначається за формулою

$$G_{\Pi} = \frac{1,2 \cdot q_{\Pi} \cdot n \cdot i_{\Pi}''}{10^4 \cdot \tau} = g_i \cdot N_{in} = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \cdot N_{\text{МВ}}, \text{ кг/год}, \quad (5.3)$$

де q_{Π} – циклова подача палива, мг/цикл;

n – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹;

i_{Π}'' – кількість працюючих циліндрів (для другого і третього варіантів $i_{\Pi}''=4$, для першого $i_{\Pi}''=8$);

τ – число тактів;

g_i – питома індикаторна витрата палива, г/(кВт·год);

H_u – нижча теплота згорання палива, МДж/кг;

η_i – індикаторний ККД.

Зі збільшенням частоти обертання вала автотракторного двигуна часова витрата палива підвищується при всіх варіантах випробувань, що пов'язано зі збільшенням циклової подачі q_{Π} і з збільшенням кількості циклів в одиницю часу n (рис. 5.2).

При відключенні тільки палива (крива 2) часова витрата палива зростає G_{Π} від 1,83 кг/год при $n=1400$ хв⁻¹ до 4,97 кг/год при $n=2550$ хв⁻¹, при цьому різниця з першим варіантом знаходиться в межах від 0,0 до 0,5 кг/год. При третьому варіанті G_{Π} зростає від 1,33 кг/год до 5,11 л/год, а в порівнянні з першим різниця становить від 0,41 кг/год до 1,1 кг/год. Зниження годинної витрати палива при другому і третьому варіантах порівняно з першим пояснюється тим, що при відключенні палива в частині циліндрів в інших покращився процес згорання, викликане поліпшенням випаровування (за рахунок підвищення температури), збільшенням далекобійності струменя

палива, поліпшення розпилю, зниження нерівномірності подачі по циліндрах з-за збільшення циклової подачі, тобто підвищився індикаторний ККД. Більше зниження в 3 варіанті пов'язано з тим, що додатково до поліпшення процесу згоряння відбувається зменшення втрат насосних ходів в приводі ЦПГ чотирьох циліндрів.



1 – при всіх працюючих циліндрах; 2 – при відключенні подачі палива у 50 % циліндрів; 3 – з відключенням палива у 50 % циліндрів та відсутністю насосних втрат у ЦПГ

Рисунок 5.2 – Залежність годинної витрати палива від частоти обертання автотракторного двигуна

Дійсна витрата повітря $G_{\text{пов}}$ визначається по залежності [199]

$$G_{\text{пов}} = K \sqrt{\Delta h \cdot \rho_{\text{пов}}}, \text{ кг/год}, \quad (5.4)$$

де K – постійна мірного насадка, $K=24$;

Δh – свідчення U -образного водяного манометра, показує розрідження у впускному колекторі, мм вод. ст.;

$\rho_{\text{пов}}$ – щільність повітря при температурі навколишнього (приймаємо постійною), кг/м^3 .

При 1, 2, 3 варіантах випробувань $G_{\text{пов}}$ збільшується (рис. 5.3) з-за зростаючого розрідження у впускному колекторі при підвищенні частоти обертання колінчастого вала.



1 – при всіх працюючих циліндрах; 2 – при відключенні подачі палива у 50 % циліндрів; 3 – з відключенням палива у 50 % циліндрів та відсутністю насосних втрат у ЦПГ

Рисунок 5.3 – Залежність дійсної витрати повітря від частоти обертання автотракторного двигуна

При 2 варіанті дійсна витрата повітря дещо знижується. Пояснюється це наступним: при такті випуску під час перекриття фаз газорозподілу, коли відкриті впускний і випускний клапани, що виходять відпрацьовані гази затягують в циліндр свіже повітря, а так як в даному випадку в чотири циліндра подачі палива немає, відпрацьованих газів немає, то і величина дійсної витрати повітря тому зменшується за рахунок перепускних клапанів. При відключенні насосних втрат в ЦПГ (крива 3) $G_{\text{пов}}$ порівняно з 1 та 2

варіантами зменшується майже вдвічі за рахунок того, що відсутні насосні втрати в відключених циліндрах.

Коефіцієнт надлишку повітря α визначається по залежності [199]

$$\alpha = \frac{G_{\text{пов}}}{G_{\text{п}} \cdot L_0}, \quad (5.5)$$

де L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для спалювання одного кілограма палива, кг/кг

При всіх варіантах випробувань α знижується (рис. 5.4), так як темп зростання годинної витрати палива $G_{\text{п}}$ вище, ніж темп зростання дійсного витрати повітря $G_{\text{пов}}$. Так, наприклад, при 1 варіанті $G_{\text{п}}$ збільшується в 4,01 рази, а $G_{\text{пов}}$ в 1,97 рази.



1 – при всіх працюючих циліндрах; 2 – при відключенні подачі палива у 50 % циліндрів; 3 – з відключенням палива у 50 % циліндрів та відсутністю насосних втрат у ЦПГ

Рисунок 5.4 – Залежність коефіцієнта надлишку повітря від частоти обертання двигуна

При другому варіанті випробувань коефіцієнт надлишку повітря найнижчий, з-за того що величина дійсної витрати повітря зменшується наполовину, так як тільки в половині циліндрів двигуна відбувається сумішоутворення. При третьому варіанті α нижче, ніж у вихідного двигуна, з-за того що з відключенням насосних втрат ЦПГ в частині циліндрів витрата повітря зменшився в більшій мірі, ніж витрати палива (на номінальному режимі $G_{\text{пов}}$ знизився в 2 рази, а $G_{\text{п}}$ в 1,3 рази), але вище, ніж при відключенні тільки палива, що пов'язано з різницею у витраті палива при 2 і 3 варіантах і з тим, що $G_{\text{пов}}$ при відключенні палива відрізняється від $G_{\text{пов}}$ при відключенні палива та насосних втрат ЦПГ менше, ніж у 2 рази. Залежність індикаторного ККД від коефіцієнту надлишку повітря в даному випадку відсутня, так як величина $\alpha \geq 3$.

Теоретична витрата повітря $G_{\text{Тпов}}$ визначається по залежності

$$G_{\text{Тпов}} = 0,12 \cdot V_h \cdot i''_{\text{ц}} \cdot \rho_{\text{пов}} \cdot \frac{n}{\tau} = C \cdot \rho_{\text{пов}} \cdot n \cdot i''_{\text{ц}}, \text{ кг/ГОД}, \quad (5.6)$$

де V_h – робочий об'єм одного циліндру, л;

$i''_{\text{ц}}$ – кількість працюючих циліндрів двигуна (в даному випадку у 1 і 2 варіантах $i''_{\text{ц}}=8$, у третьому $i''_{\text{ц}}=4$);

C – постійна (для двигуна КамАЗ-740 $C = 0,12 \cdot V_h / \tau = 0,02034$).

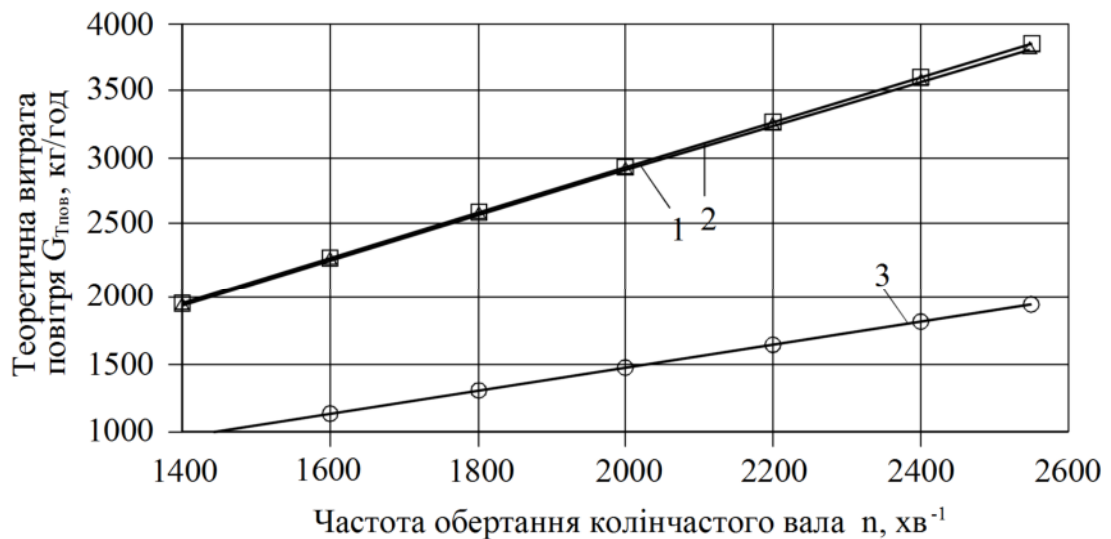
Як видно з рисунка 5.5, для всіх варіантів випробування $G_{\text{Тпов}}$ зростає за рахунок збільшення частоти обертання двигуна n .

При 1 і 2 варіантах випробувань $G_{\text{Тпов}}$ однакова при відключенні циліндрів по варіанту 3 зменшився в 2 рази за рахунок відсутності насосних втрат в 1 та 4 і 6 та 7 циліндрах.

Коефіцієнт наповнення η_v дорівнює відношенню дійсної витрати повітря $G_{\text{пов}}$ до теоретичного $G_{\text{Тпов}}$

$$\eta_v = \frac{G_{\text{пов}}}{G_{\text{Тпов}}}. \quad (5.7)$$

Для всіх варіантів випробувань η_v знижується (рис. 5.6) з-за різного темпу зміни дійсної витрати повітря і теоретичного (для 1 варіанту $G_{\text{пов}}$ зростає в 1,71 рази, $G_{\text{Тпов}}$ зростає в 1,96 рази).



1 – при всіх працюючих циліндрах; 2 – при відключенні подачі палива у 50 % циліндрів; 3 – з відключенням палива у 50 % циліндрів та відсутністю насосних втрат у ЦПГ

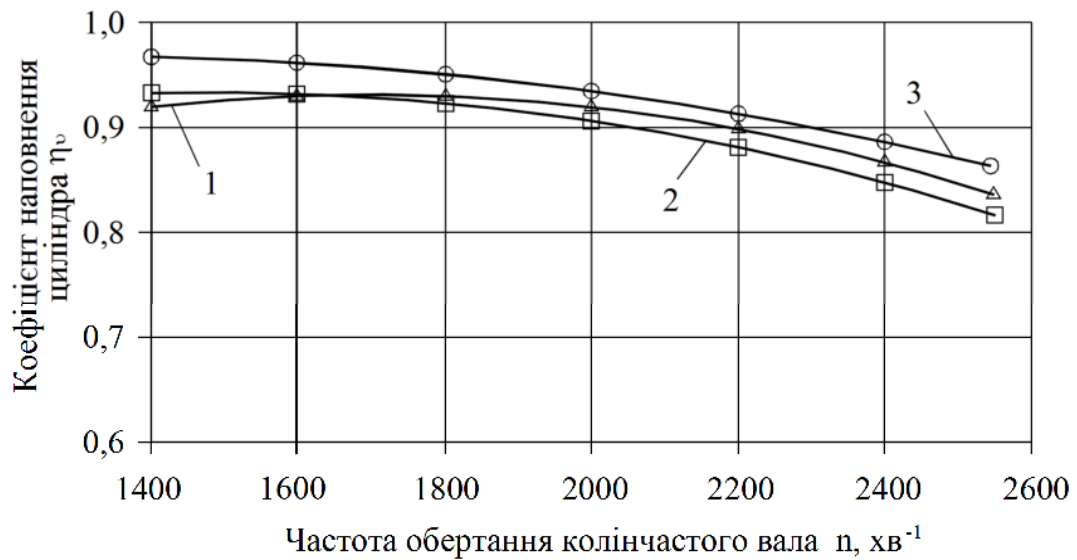
Рисунок 5.5 – Залежність теоретичної витрати повітря від частоти обертання двигуна

Зниження темпу зростання $G_{\text{пов}}$ пояснюється зменшенням щільності повітря з-за нагріву у впускному колекторі і підвищенням температури з ростом частоти обертання двигуна, а також за рахунок збільшення аеродинамічних втрат.

При варіанті з відсутністю насосних втрат в ЦПГ порівняно з вихідним двигуном коефіцієнт наповнення збільшився з-за того, що нагрівання повітря

відбувається тільки в чотирьох циліндрах, на відміну від восьми, а також через зменшення аеродинамічного опору на впуску.

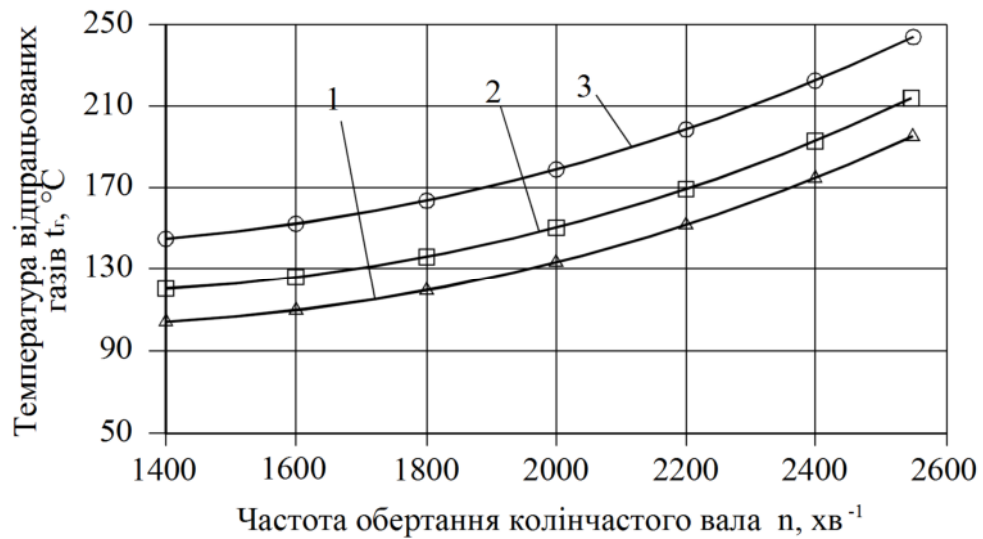
Температура відпрацьованих газів t_T зростає при всіх варіантах (рис. 5.7), так як збільшується кількість введеного за цикл тепла (збільшенням циклової подачі), зменшуються втрати тепла (з зменшенням часу циклу), догорання продовжується на такті випуску (за рахунок зменшення часу процесу згоряння).



1 – при всіх працюючих циліндрах; 2 – при відключенні подачі палива у 50 % циліндрів; 3 – з відключенням палива у 50 % циліндрів та відсутністю насосних втрат у ЦПГ

Рисунок 5.6 – Залежність коефіцієнта наповнення від частоти обертання двигуна

При другому і третьому варіантах температура відпрацьованих газів t_T збільшилася в порівнянні з першим, так як зросла циклова подача палива, при другому варіанті вона нижче, ніж при третьому, так як, відпрацьовані гази, що виходять з працюючих другого, третього, п'ятого і восьмого циліндрів, розбавляються повітрям, що виходить з 1 та 4 і 6 та 7 циліндрів.



1 – при всіх працюючих циліндрах; 2 – при відключенні подачі палива у 50 % циліндрів; 3 – з відключенням палива у 50 % циліндрів та відсутністю насосних втрат у ЦПГ

Рисунок 5.7 – Залежність температури відпрацьованих газів від частоти обертання двигуна



1 – при всіх працюючих циліндрах; 2 – при відключенні подачі палива у 50 % циліндрів; 3 – з відключенням палива у 50 % циліндрів та відсутністю насосних втрат у ЦПГ

Рисунок 5.8 – Залежність індикаторного ККД від частоти обертання двигуна

Індикаторний ККД визначається за формулою

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot L_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \eta_v \cdot \rho_{\text{пов}}}, \quad (5.8)$$

де P_i – середній індикаторний тиск, МПа.

Індикаторний ККД залежить головним чином від P_i і α , і підвищується при всіх варіантах випробування до певної частоти (рис. 5.8), так як темп зростання середнього індикаторного тиску перевершує темп зниження α , а при n вище цієї частоти індикаторний ККД незначно зменшується, тому що темп зниження α стає вище темпу зростання P_i .

При другому варіанті η_i збільшується порівняно з варіантом 1 за рахунок покращення процесів сумішоутворення і згоряння.

При третьому варіанті випробувань η_i вище в порівнянні з іншими через збільшення в два рази середнього індикаторного тиску, хоча коефіцієнт надлишку повітря знизився до 5,51.

Питома індикаторна витрата палива g_i визначається по залежності [199]

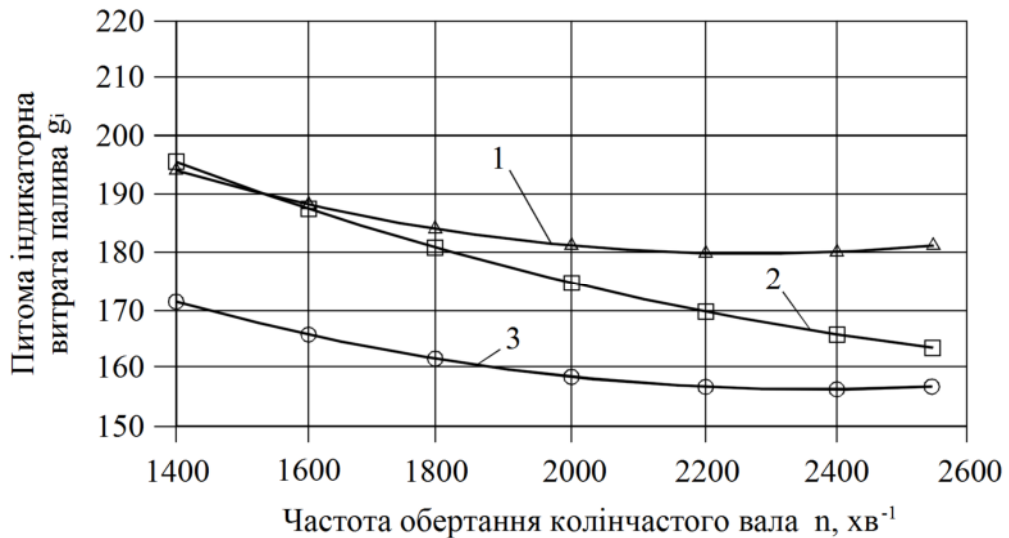
$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}. \quad (5.9)$$

Питома індикаторна витрата палива зменшується, як було сказано раніше, через поліпшення процесів сумішоутворення і згоряння із збільшенням η_i (рис. 5.9).

При варіанті 2 випробувань у порівнянні з варіантом 1 питома індикаторна витрата палива зменшується через зниження годинної витрати палива. При варіанті 3 зменшення g_i здійснюється за рахунок підвищення середнього індикаторного тиску.

Розглянуті 3 варіанти роботи двигуна без навантаження: 1 –

випробування вихідного двигуна; 2 – випробування з відключенням чотирьох циліндрів припиненням подачі палива; 3 – випробування з відключенням чотирьох циліндрів одночасним припиненням подачі палива і відсутністю насосних втрат циліндро-поршневої групи (ЦПГ) відключених циліндрів.



1 – при всіх працюючих циліндрах; 2 – при відключенні подачі палива у 50 % циліндрів; 3 – з відключенням палива у 50 % циліндрів та відсутністю насосних втрат у ЦПГ

Рисунок 5.9 – Залежність питомої індикаторного витрати палива від частоти обертання двигуна

Встановлено, що при збільшенні частоти обертання колінчастого вала від 1400 хв^{-1} до 2550 хв^{-1} при відключенні подачі палива в половину циліндрів економія палива змінюється від 0,0 до 0,53 кг/год. При відключенні палива і при відсутності насосних втрат ЦПГ економія палива змінюється від 1,2 кг/год до 3,88 кг/год.

5.2 Зміна енергетичних параметрів автотракторного двигуна в режимі навантаження при відключенні частини циліндрів

Економічність поршневих автотракторних двигунів значною мірою залежить від режимів їх роботи [177]. Якщо на номінальному або близькому до

нього режимах економічні показники звичайно досягають оптимальних або близьких до них значень, то на часткових навантаженнях і холостому ходу (ХХ) паливна економічність роботи дизелів може помітно погіршуватися. Разом з тим в експлуатаційних режимах більшості транспортних засобів режими холостого ходу і малих навантажень становлять значну частку [298].

Дослідженням режимів навантаження автотракторних двигунів, а також впливу режимів роботи на динамічні і економічні показники, а також на надійність та довговічність колісних машин присвячені роботи Е.А. Чудакова, В.Н. Болтінського, В.С. Фалькевича, Л.В. Клименко, Д.А. Рубця, В.М. Архангельського, М.І. Лур'є та ін.

Стендові дослідження двигуна проводилися [257] в умовах авторемонтного виробництва ХАРЗ-110 та ХАРЗ-126 м. Харкова за посередньою участю кафедри «Технології машинобудування і ремонту машин» ХНАДУ. Гальмівний стенд був обладнаний вимірювальними пристроями та контрольною апаратурою згідно ГОСТ 14846-81 (СТ СЭВ 765-77) [257] і включав в себе електричну балансирну машину АКБ 101-4 за допомогою якої здійснювалося навантаження.

Характеристики знімалися за трьома варіантами випробувань при різних частотах обертання вала двигуна:

- 1 – випробування автотракторного двигуна без відключення циліндрів;
- 2 – випробування з відключенням тільки подачі палива у 1 та 4 і 6 та 7 циліндрах двигуна;
- 3 – випробування з відключенням подачі палива і відсутністю насосних втрат циліндро-поршневої групи (ЦПГ) у 1 та 4 і 6 та 7 відключених циліндрах двигуна.

Відомо [6], що навантажувальна характеристика – це залежність питомої витрати палива і інших показників роботи автотракторного двигуна від ефективної потужності або від середнього ефективного тиску при постійній частоті обертання колінчастого вала. На рисунках 5.10 а, б представлені результати досліджень при частоті обертання колінчастого вала $n = 2600 \text{ хв}^{-1}$.

Годинна витрата палива (рис. 5.10 а) можна визначити по залежності [6]

$$G_{\text{п}} = g_e \cdot N_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} \cdot \frac{P_e \cdot V_h \cdot i_{\text{ц}}'' \cdot n}{30 \cdot \tau} = K \cdot \frac{P_e \cdot V_h \cdot i_{\text{ц}}'' \cdot n}{\eta_e} =$$

$$= K \cdot \frac{(P_i - P_{\text{МВ}}) \cdot V_h \cdot i_{\text{ц}}'' \cdot n}{\eta_i \cdot \eta_{\text{М}}}, \text{ кг/ГОД} \quad (5.10)$$

де $K = \frac{3600}{H_u \cdot 30 \cdot \tau} = \frac{3600}{42,7 \cdot 30 \cdot 4} = 0,7$ – постійна для даного двигуна;

$\tau = 4$ – число тактів;

$H_u = 42,7$ – нижча теплота згоряння дизельного палива, МДж/кг;

g_e – питома ефективна витрата палива, г/кВт-год;

N_e – ефективна потужність, кВт;

P_e – середній ефективний тиск, МПа;

P_i – середнє індикаторне тиск, МПа;

$P_{\text{МВ}}$ – умовний тиск механічних втрат, МПа;

η_e – ефективний ККД;

η_i – індикаторний ККД;

$\eta_{\text{М}}$ – механічний ККД;

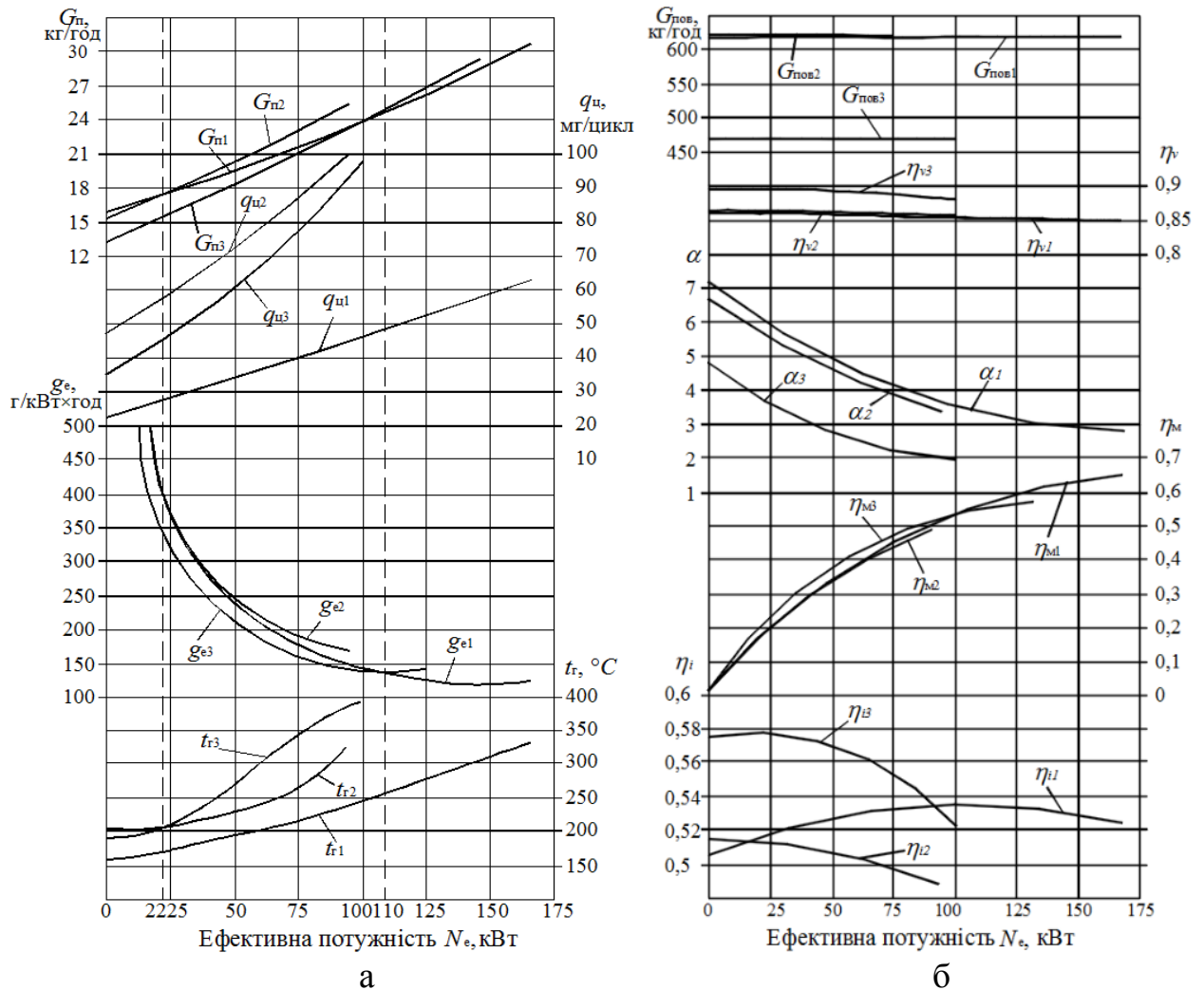
V_h – об'єм одного циліндра в літрах;

n – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹;

$i_{\text{ц}}''$ – кількість працюючих циліндрів.

Годинна витрата палива $G_{\text{п2}}$ при відключенні тільки подачі палива (варіант 2) порівняно з варіантом 1 менше на 7-0%, в інтервалі потужності від 0 до 22 кВт, внаслідок поліпшення процесу згоряння, а потім стає більше. При відключенні палива і відсутністю насосних втрат ЦПГ у відключених циліндрів (варіант 3) часова витрата палива $G_{\text{п3}}$ на малих режимах навантаження знижується порівняно з першим варіантом на 1,73 кг/год, або 21%, що пояснюється підвищенням

індикаторного і механічного ККД, зниженням насосних втрат у відключених циліндрах. При подальшому збільшенні ефективної потужності понад 110 кВт часова витрата палива стає вище, ніж у варіанті 1.



1 – при всіх працюючих циліндрах; 2 – при відключенні подачі палива в 50 % циліндрів; 3 – з відключенням палива в 50 % циліндрів та відсутністю насосних у ЦПГ

а – G_n – годинна витрата палива, $q_{ц}$ – циклова подача палива, g_e – питома ефективна витрата палива, $t_r = f(N_e)$ – температура відпрацьованих газів;

б – $G_{пов}$ – дійсна витрата повітря, η_v – коефіцієнт наповнення циліндру,

α – коефіцієнт надлишку повітря, η_m – механічний ККД,

$\eta_i = f(N_e)$ – індикаторний ККД

Рисунок 5.10 – Навантажувальна характеристика на прикладі автотракторного двигуна КамАЗ-740 ($n = 2600 \text{ хв}^{-1}$)

Циклову подачу палива $q_{ц}$ (рис. 5.10 а) можна визначити по залежності [6]

$$q_{ц} = \frac{10^4 \cdot G_{п} \cdot \tau}{1,2 \cdot n \cdot i''_{ц}} = \frac{10^4 \cdot 4 \cdot G_{п}}{1,2 \cdot n \cdot i''_{ц}} = 3,3 \cdot 10^4 \cdot \frac{G_{п}}{i''_{ц} \cdot n}, \text{ мг/цикл.} \quad (5.11)$$

При зміні навантаження на номінальній частоті обертання колінчастого вала (2600 хв^{-1}) по всім варіантам випробувань циклова подача палива зростає, так як $G_{п}$ збільшується, а $n = \text{const}$.

Крива циклової подачі при відключенні тільки палива (варіант 2) проходить вище вихідної, це пояснюється тим, що при відключенні подачі палива у циліндрах для збереження частоти обертання вала автотракторного двигуна і навантаження $q_{ц}$ було збільшено за рахунок акселератора.

Крива циклової подачі $q_{ц3}$ при відключенні палива і усуненні насосних втрат у 1 та 4 і 6 та 7 циліндрів розташовується трохи нижче, що пов'язано із зменшенням потужності механічних втрат на величину насосних втрат у чотирьох відключених циліндрах.

Питома ефективна витрата палива g_e (рис. 5.10 а) при всіх варіантах випробувань на малих режимах навантаження, близько $1200-1400 \text{ хв}^{-1}$ дорівнює нескінченності, оскільки $\eta_m \approx 0$. У міру збільшення навантаження g_e різко зменшується, оскільки зростає механічний та індикаторний ККД [6]

$$g_e = \frac{G_{п} \cdot 10^3}{N_e} = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_m \cdot \eta_i}, \text{ г/кВт·год.} \quad (5.12)$$

При другому варіанті випробувань порівняно з вихідним g_e не змінюється, а при відключенні палива і усуненні насосних втрат питома ефективна витрата палива g_{e3} найнижча з-за збільшення індикаторного і механічного ККД (рис. 5.10 б).

Температура відпрацьованих газів t_r (рис. 5.10 а) з підвищенням навантаження збільшується при всіх варіантах випробувань, причому за другим і третім варіантом t_r вище вихідного, так як змінюється кількість виділеного тепла через збільшення циклової подачі палива. При другому варіанті температура нижче, ніж при третьому через розведення відпрацьованих газів повітрям, що виходить з непрацюючих циліндрів.

Дійсна витрата повітря $G_{\text{пов}}$ (рис. 5.10 б) при всіх варіантах випробувань із збільшенням навантаження змінюється дуже незначно. Це викликано невеликим зниженням щільності повітря з-за нагріву у впускному колекторі. При відключенні тільки палива $G_{\text{пов2}}$ практично не змінюється в порівнянні з вихідним варіантом, а при третьому варіанті $G_{\text{пов3}}$ практично вдвічі нижче, ніж при першому і другому варіантах за рахунок відключення подачі свіжого заряду у 1 та 4 і 6 та 7циліндри.

Коефіцієнт наповнення $\eta_v = G_{\text{пов}}/G_{\text{Тпов}}$ (рис. 5.10 б) при всіх трьох варіантах практично не змінюються, оскільки співвідношення фактичного і теоретичного кількості повітря змінюються не суттєво.

Коефіцієнт надлишку повітря α (рис. 5.10 б) знижується внаслідок незначного зменшення дійсного витрати повітря і збільшення годинної витрати палива (рис. 5.10 а) [6]

$$\alpha = \frac{G_{\text{пов}}}{14,7 \cdot G_{\text{п}}} \quad (5.13)$$

При відключенні тільки палива (варіант 2) α_2 практично не змінюється. При відключенні палива і усуненні насосних втрат коефіцієнт надлишку повітря α_3 нижче, що пов'язано з істотним зниженням витрати повітря (через встановлення перепускного клапану у відключеному циліндрі двигуна), хоча і витрата палива теж знижується, особливо на робочому режимі навантаження з частотою обертання 1200-1400 хв⁻¹.

Механічний ККД η_m (рис. 5.10 б) при всіх варіантах випробувань зростає через збільшення індикаторної потужності, так як потужність механічних втрат прийнята, що не залежить від навантаження [6]

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_{in}} = 1 - \frac{N_{MB}}{N_{in}}, \quad (5.14)$$

де N_{in} – індикаторна потужність, кВт;

N_{MB} – потужність механічних втрат, кВт.

При всіх варіантах η_m змінюється однаково, оскільки потужність механічних втрат [299], що залежить головним чином від частоти обертання колінчастого вала, залишається постійною. По третьому варіанту механічний ККД вище більшою мірою за рахунок зниження потужності механічних втрат (зниження насосних втрат).

Індикаторний ККД η_i (рис. 5.10 б), що характеризується досконалість процесу згоряння, спочатку зростає, а потім зменшується. Зменшення η_i на малих навантаженнях пояснюється погіршенням сумішоутворення, викликаних низькою температурою (погіршення випаровування палива), погіршеним розпиленням і можливими пропусками впрыскування палива (через незначну циклову подачу палива); зменшення η_i на номінальних навантаженнях пояснюється в основному погіршенням процесу згоряння із-за нестачі повітря, про що також свідчить коефіцієнт надлишку повітря: α нижче на 1,4, що призводить до неповного згоряння палива, а значить, до димності відпрацьованих газів. Неповне згоряння супроводжується затягуванням процесу згоряння по такту розширення і, як наслідок, перегрівом деталей циліндро-поршневої групи, коксуванням палива і надмірним відкладенням нагару.

На рисунку 5.11 представлена економія палива залежно від частоти обертання вала двигуна при різних навантаженнях.

Як видно з рисунка 5.11, максимальна економія палива відбувається на малому режимі навантаження при частоті обертання колінчастого вала $n = 1400 \text{ хв}^{-1}$ ($P = 0$), причому, чим більше частота обертання вала автотракторного двигуна, тим економія менше, на номінальній частоті економія палива $\Delta G_{\text{п}}$ досягає 1,73 кг/год. З ростом навантаження економія палива зменшується і при $P_e = 0,25$ ($n = 2600 \text{ хв}^{-1}$) стає мінімальною – 0,39 кг/год, а при подальшому збільшенні навантаження відбувається перевитрата палива.

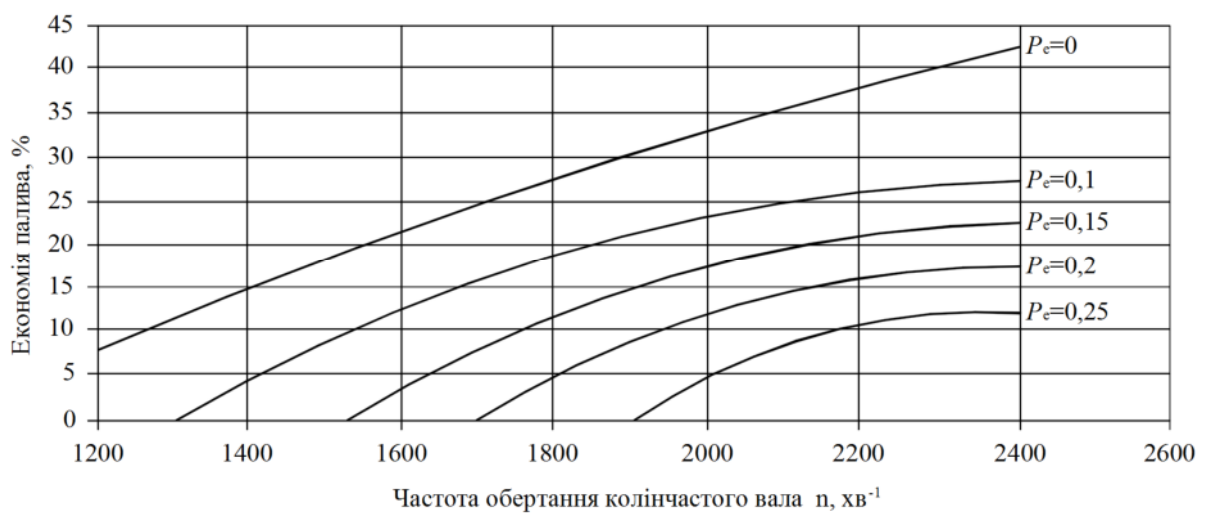


Рисунок 5.11 – Економія палива залежно від частоти обертання колінчастого вала при різних навантаженнях

Розглянуті 3 варіанти роботи навантаження двигуна: 1 – випробування вихідного двигуна; 2 – випробування з відключенням чотирьох циліндрів припиненням подачі палива; 3 – випробування з відключенням чотирьох циліндрів одночасним припиненням подачі палива і відсутністю насосних втрат циліндро-поршневої групи (ЦПГ) у відключених циліндрів.

Встановлено, що при роботі двигуна під навантаженням, годинна витрата палива при відключенні тільки подачі палива менше на 7-0%, в інтервалі потужності від 0 до 22 кВт, внаслідок поліпшення процесу згоряння, а потім збільшується.

Встановлено також, що при відключенні палива і усуненні насосних

втрат ЦПГ у відключених циліндрах часова витрата палива на малих режимах навантаження знижується порівняно з першим варіантом роботи на 1,73 кг/год, або 21%, що пояснюється підвищенням індикаторного і механічного ККД, зниженням насосних втрат у відключених циліндрах.

Доведено про доцільність використання способу відключення частини працюючих циліндрів двигуна, економії палива на режимах навантажень не більш як 70% та при подальшому збільшенні ефективної потужності навантаження двигуна часова витрата палива стає вище, ніж у варіанті 1.

5.3 Зміна потужності і механічних втрат автотракторного двигуна колісної машини при відключенні частини циліндрів

Потужність механічних втрат всіх варіантах механічного ККД змінюється однаково [299], що залежить головним чином від частоти обертання колінчастого вала та залишається постійною. Тому механічний ККД більшою мірою коренізується разом з потужністю механічних втрат (зниження насосних втрат).

Якщо у циліндр з поршнем припиняється подача палива, а він продовжує працювати вхолосту, то при цьому слід враховувати додаткові втрати енергії, що витрачаються на рух поршня і пов'язаних з ним механізмів.

Потужність механічних втрат багатоциліндрового автотракторного двигуна при різному числі працюючих циліндрів без наддуву $N_{\text{мв}}$ складається з наступних складових – потужність, що витрачається на подолання тертя $N_{\text{тер}}$, потужність, що витрачається на вчинення насосних ходів $N_{\text{нв}}$, потужність на привід допоміжних механізмів $N_{\text{дм}}$ (паливного, масляного і водяного насоса, вентилятора, газорозподільного механізму) та потужність, що втрачається за рахунок зміни теплового балансу між працюючими та непрацюючими циліндрами N_i ,

$$N_{\text{MB}} = \frac{N_{\text{in}}}{\eta_{\text{M}}} (1 - \eta_{\text{M}}), \quad (5.15)$$

або

$$N_{\text{MB}} = N_{\text{тер}} + N_{\text{нв}} + N_{\text{дм}} + N_{\text{t}}, \quad (5.16)$$

де N_{in} – індикаторна потужність двигуна;

$$\eta_{\text{M}} = \frac{N_e}{N_{\text{MB}} + N_e} \text{ – механічний ККД двигуна;}$$

N_e – ефективна потужність двигуна без відключення циліндрів.

Потужність механічних втрат двигуна при різній кількості працюючих циліндрів $N_{\text{MB}}^{i''}$ можна представити в такому вигляді [11]

$$N_{\text{MB}}^{i''} = N_{\text{MB}} \cdot \left(\frac{i''_{\text{ц}} \cdot k_1}{i'_{\text{ц}}} + \frac{\Delta i_{\text{ц}} \cdot k_2}{i'_{\text{ц}}} \right), \quad (5.17)$$

де $i'_{\text{ц}}$ – число циліндрів;

$i''_{\text{ц}}$ – число працюючих циліндрів;

$\Delta i_{\text{ц}}$ – число відключених циліндрів;

k_1 – коефіцієнт, що враховує зміну механічних втрат у працюючих циліндрах (для розрахунку приймемо допущення, що механічні втрати не змінюються від навантаження);

k_2 – коефіцієнт, що враховує зміну механічних втрат у відключених циліндрах

$$k_2 = f_{\Delta} \cdot \Delta_{\text{MB}}, \quad (5.18)$$

де f_{Δ} – коефіцієнт, що характеризує зміну втрат на тертя при прокручуванні циліндрів (для розрахунку прийmemo допущення, що вони не змінюються);

$\Delta_{\text{мв}}$ – частка потужності механічних втрат відключених циліндрів, порівняно з потужністю механічних втрат циліндрів двигуна без відключень.

При відключенні тільки подачі палива

$$\Delta_{\text{мв}} = 1 - \Delta_{\text{пн}} - \Delta_t, \quad (5.19)$$

де $\Delta_{\text{пн}}$ – частка механічних втрат, що витрачається на привід паливного насосу;

Δ_t – частка втрат від зміни температурного балансу.

При відключенні палива і усуненні насосних втрат в ЦПГ за рахунок впровадження перепускного клапану в камеру згорання

$$\Delta_{\text{мв}} = 1 - (\Delta_{\text{пн}} + \Delta_t + \Delta_{\text{нх}}), \quad (5.20)$$

де $\Delta_{\text{нх}}$ – частка втрат на насосні ходи.

При відключенні палива та усуненні насосних втрат в ЦПГ за рахунок впровадження перепускного клапану в камеру згорання, а також при можливості конструкції двигуна відключити привод ГРМ, частка потужності механічних втрат відключених циліндрів буде мати вигляд

$$\Delta_{\text{мв}} = 1 - (\Delta_{\text{пн}} + \Delta_t + \Delta_{\text{нх}} + \Delta_{\text{грм}}), \quad (5.21)$$

де $\Delta_{\text{грм}}$ – частка втрат, що витрачається на привод механізму газорозподілу.

В результаті підстановки (5.18) в (5.17) отримаємо вираз для визначення механічних втрат автотракторного двигуна при відключенні частини його циліндрів

$$N_{\text{MB}}^{i''} = N_{\text{MB}}^{i'} \cdot \left(\frac{i''}{i'} \cdot k_1 + \frac{\Delta i_{\text{ц}}}{i'} \cdot f_{\Delta} \cdot \Delta_{\text{MB}} \cdot \Delta_t \right), \quad (5.22)$$

де $N_{\text{MB}}^{i'}$ – потужність механічних втрат двигуна без відключення циліндрів.

Позначимо вираз в дужках як k_{Mt} – коефіцієнт, що характеризує зміну потужності механічних та температурних втрат двигуна при відключенні частини циліндрів

$$N_{\text{MB}}^{i''} = N_{\text{MB}}^{i'} \cdot k_{\text{Mt}}. \quad (5.23)$$

При допущеннях, що $k_1 = 1$ і $f_{\Delta} = 1$ [19]

$$k_{\text{Mt}} = \frac{i''}{i'} + \frac{\Delta i_{\text{ц}}}{i'} \cdot \Delta_{\text{MB}} \cdot \Delta_t. \quad (5.24)$$

З метою перевірки запропонованого розрахунку механічних втрат двигуна при виключенні частини циліндрів, проведені експериментальні дослідження двигуна КамАЗ-740 [257]. Стендові дослідження двигуна проводилися в умовах авторемонтного виробництва ХАРЗ-110 та ХАРЗ-126 м. Харкова за посередньою участю кафедри «Технології машинобудування і ремонту машин» ХНАДУ. Гальмівний стенд був обладнаний вимірювальними пристроями та контрольною апаратурою згідно ГОСТ 14846-81 (СТ СЭВ 765-77) [257] і включав в себе електричну балансиру машину АКБ 101-4 за допомогою якої здійснювалося навантаження.

При відключенні подачі палива і усуненні насосних втрат в ЦПГ в чотирьох циліндрах згідно з розрахунком, потужність механічних втрат зменшується на 10,7 % (рис. 5.12).

Один з основних показників механічних втрат двигуна – механічний ККД η_m . Максимальне його значення досягається при номінальній потужності двигуна, яка при відключенні циліндрів змінюється, а її величину $N_e^{i''}$ можна визначити з виразу

$$N_e^{i''} = N_e \cdot k_{PN}, \quad (5.25)$$

де k_{PN} – коефіцієнт завантаження автотракторного двигуна по потужності, що характеризує зміну ефективної потужності двигуна при відключенні частини циліндрів.

Визначимо k_{PN} з припущення, що теоретична індикаторна потужність одного працюючого циліндра

$$N_{in}^{1i''} = N_{in}^{i'} / i_{\text{ц}}', \quad (5.26)$$

де $N_{in}^{1i''}$ – теоретична індикаторна потужність одного працюючого циліндра двигуна;

$N_{in}^{i'}$ – індикаторна потужність двигуна.

Індикаторна потужність двигуна при відключенні циліндрів при максимальній подачі палива дорівнює

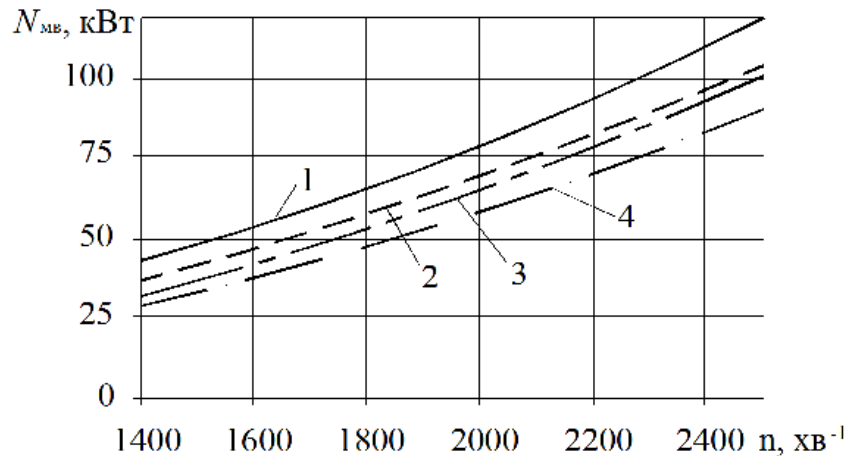
$$N_{in}^{1i''} = N_{in}^{i'} / i_{\text{ц}}' \cdot i_{\text{ц}}''. \quad (5.27)$$

За допомогою виразу

$$N_e^{i''} = N_{in}^{i''} - N_{\text{MB}}^{i''} \quad (5.28)$$

з урахуванням (5.22), (5.25), (5.27) і деяких перетворень визначимо коефіцієнт зміни потужності автотракторного двигуна при відключенні циліндрів k_{PN}

$$k_{PN} = \frac{i''_{\text{ц}}}{i'_{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{м}}} \cdot (1 - k_1 + k_1 \cdot \eta_{\text{м}}) - \frac{\Delta i_{\text{ц}}}{i'_{\text{ц}}} \cdot f_{\Delta} \cdot \Delta_{\text{мв}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{м}}} - 1 \right). \quad (5.29)$$



1 – $N_{\text{мв8}}$ в експлуатації; 2 – $N_{\text{мв4}}$ в експлуатації;

3 – $N_{\text{мв8}}$ при розрахунку; 4 – $N_{\text{мв4}}$ при розрахунку

Рисунок 5.12 – Залежність параметрів механічних втрат на прикладі двигуна КамАЗ-740 від частоти обертання колінчастого вала при всіх та половині працюючих циліндрів

При допущеннях $k_1 = 1$ і $f_{\Delta} = 1$ отримаємо [19]

$$k_{PN} = \frac{i''_{\text{ц}}}{i'_{\text{ц}}} - \frac{\Delta i_{\text{ц}}}{i'_{\text{ц}}} \cdot \Delta_{\text{мв}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{м}}} - 1 \right). \quad (5.30)$$

Таким чином потужність багаточиліндрового автотракторного двигуна при різному числі працюючих циліндрів без наддуву з урахуванням (5.25), (5.28) та (5.30)

$$N_e^{i''_{\text{ц}}} = N_e \cdot \left(\frac{i''_{\text{ц}}}{i'_{\text{ц}}} - \frac{\Delta i_{\text{ц}}}{i'_{\text{ц}}} \cdot \Delta_{\text{мв}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{м}}} - 1 \right) \right). \quad (5.31)$$

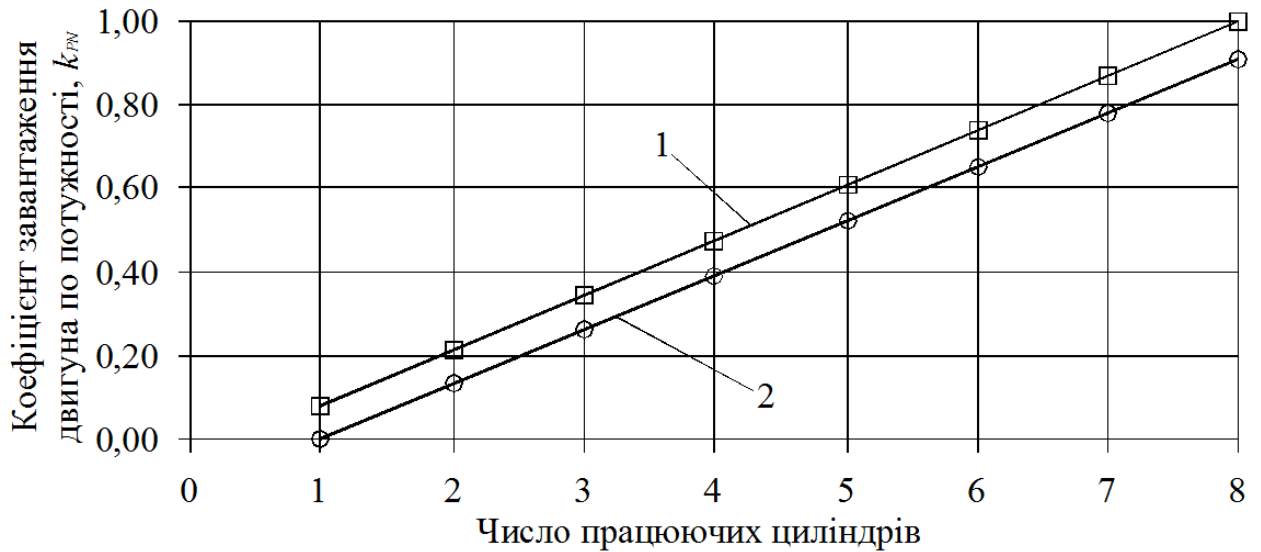
Показники механічних втрат визначали для двигуна, частки складових механічних втрат якого відомі з [159, 257]: $\Delta_{\text{пн}} = 0,015 - 0,02 \%$; $\Delta_{\text{нх}} = 0,13 - 0,15 \%$.

При експериментальному дослідженні з підвищенням частоти обертання вала двигуна від 1400 хв^{-1} до 2400 хв^{-1} при номінальній потужності $N_{\text{ном}} = 154,5 \text{ кВт}$, потужність механічних втрат вихідного двигуна збільшилася від $42,65 \text{ кВт}$ до $118,1 \text{ кВт}$, або на $\Delta N_{\text{мв}} = 75,45 \text{ кВт}$, а після усунення насосних втрат у першому, четвертому, шостому та восьмому циліндрах із зростанням частоти обертання вала двигуна в тих же межах – від $36,65 \text{ кВт}$ до $104,25 \text{ кВт}$, або на $\Delta N_{\text{мв}} = 67,6 \text{ кВт}$.

Зниження потужності механічних втрат із зменшенням числа працюючих циліндрів двигуна відбувається тому, що в відключених циліндрах припиняється процес газообміну, насосні втрати стають рівними нулю, при цьому робота, що витрачається на стиснення повітря в циліндрі, практично дорівнює роботі повітря при розширенні. Коефіцієнт зміни потужності механічних втрат двигуна $k_{\text{мт}}$ з підвищенням частоти від 1400 до 2400 хв^{-1} незначно збільшується і відрізняється від розрахункового не більше ніж на 8% .

Розрахунковий коефіцієнт навантаження по потужності двигуна k_{PN} , збільшується пропорційно кількості працюючих циліндрів і характеризує зростання максимальної ефективної потужності двигуна [11]. Розрахункові та експериментальні значення k_{PN} відрізняються не більш ніж на 5% (рис. 5.13).

Характер зміни механічного ККД від коефіцієнта завантаження двигуна при всіх працюючих і відключених циліндрах практично однаковий (рис. 5.14), а максимальна величина його при всіх працюючих циліндрах $\eta_{\text{мт}} = 0,83$; при сьоми – $0,79$; при шести – $0,68$; при п'яти – $0,5$; при чотирьох – $0,34$; при трьох – $0,14$; при двох – $0,04$ що практично неможливо тому, що потужність механічних втрат є більшою ніж ефективна потужність двигуна, як видно на рисунку 5.14 при величині механічного ККД менше 1% .



1 – розрахункова; 2 – експериментальна.

Рисунок 5.13 – Залежність розрахункового та експериментального коефіцієнта зміни номінальної потужності на прикладі автотракторного двигуна КамАЗ-740 від числа працюючих циліндрів ($n = 2400 \text{ хв}^{-1}$)

Кореляційний аналіз залежності механічного ККД від величини ефективної потужності автотракторного двигуна при різному числі працюючих циліндрів вирішує дві основні задачі. Перша задача полягає у визначенні типу рівняння регресії. Це дуже важливо, так як від правильного вибору залежить кінцевий результат вивчення взаємозв'язку між механічними втратами під час різної кількості непрацюючих циліндрів на ефективну потужність автотракторного двигуна колісної машини.

Друга задача полягає у виборі поліному рівняння регресії механічних втрат під час різної кількості непрацюючих циліндрів на ефективну потужність двигуна колісної машини з метою встановлення ступіня впливу кількості непрацюючих циліндрів на потужність двигуна в залежності від навантаження на двигун. Вона вирішується математичним шляхом визначення параметрів кореляційного рівняння.

Визначальна роль у виборі форми зв'язку між цими параметрами

належить теоретичному аналізу. Так, чим більша кількість відключених циліндрів (факторна ознака) в двигуні, тим більша потужність механічних втрат (результативна ознака) та зменшується механічний ККД. Із зростанням факторної ознаки тут, як правило, рівномірно зростає і результативний, тому залежність між ними може бути виражена рівнянням поліноміальної функції для кожного окремого випадку відключення кількості циліндрів (рис. 5.14).

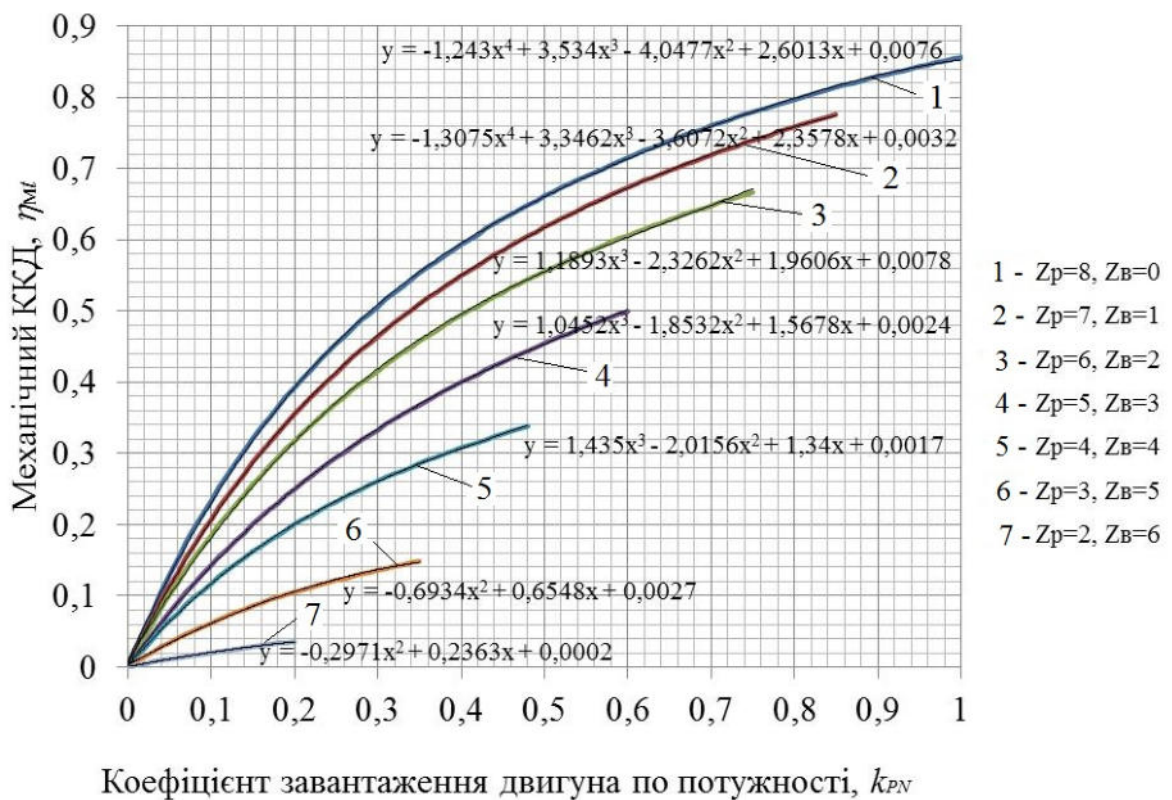


Рисунок 5.14 – Кореляційна залежність механічного ККД від величини потужності двигуна по при різному числі працюючих циліндрів.

Запропонована методика розрахунку механічних втрат, яка дозволяє з точністю близько 10% визначати вплив кількості відключених циліндрів на ефективну потужність двигуна, потужність механічних втрат і механічний ККД.

Встановлено, що при відключенні половини циліндрів: номінальна потужність станове 35-40 %, розбіжність експериментальних і розрахункових результатів коефіцієнта зміни потужності механічних втрат не більше 8 %;

розбіжність розрахункових і експериментальних результатів коефіцієнта навантаження по потужності не більше 5 %; механічний ККД при завантаженні 48 % підвищується на 7 %.

Встановлено кореляційний зв'язок механічного ККД та ефективної потужності двигуна: із збільшенням кількості відключених циліндрів (факторна ознака) в автотракторному двигуні, збільшується потужність механічних втрат (результативна ознака) та зменшується механічний ККД.

5.4 Зміна потужності і витрати палива автотракторного двигуна колісної машини при відключенні частини його циліндрів

При відключенні частини циліндрів автотракторного двигуна в процесі його роботи індикаторна потужність двигуна зменшується, в результаті чого знижується частота обертання колінчастого вала і крутильний момент автотракторного двигуна. Для їх підтримки на колишньому рівні в працюючі циліндри необхідно збільшувати циклову подачу палива. При більшій цикловій подачі в працюючих циліндрах збільшується середня індикаторне тиск і покращується процес згоряння. Необхідно з'ясувати, як відключення циліндрів впливає на параметри роботи двигуна при збереженні частоти обертання колінчастого вала і коефіцієнта завантаження, а зокрема на:

- 1) ефективну потужність двигуна;
- 2) витрата палива в залежності від навантаження двигуна.

Годинна витрата палива двигуна при відключення частини циліндрів $G_{\Pi}^{i''}$ можна виразити з урахуванням індикаторного ККД $\eta_i^{i''}$, ефективної потужності $N_e^{i''}$, потужності механічних втрат $N_{\text{МВ}}^{i''}$

$$G_{\Pi}^{i''} = \frac{3,6}{H_u \cdot \eta_i^{i''}} \left(N_e^{i''} + N_{\text{МВ}}^{i''} \right), \text{ кг/ГОД} \quad (5.32)$$

Параметри роботи двигуна без відключення циліндрів позначимо

$$i'_{\text{ц}} = i''_{\text{ц}} + \Delta i_{\text{ц}} \quad (5.33)$$

де $i'_{\text{ц}}$ – число всіх циліндрів двигуна,

$i''_{\text{ц}}$ – кількість працюючих циліндрів двигуна при відключенні частини інших;

$\Delta i_{\text{ц}}$ – число відключених циліндрів двигуна.

Індикаторний ККД характеризує процес згоряння в працюючому циліндрі. Зміна індикаторного ККД можна визначити по навантажувальній характеристиці двигуна без відключення циліндрів по залежності $\eta_i = f(P_i)$, яку з достатньою точністю можна описати рівнянням полінома четвертого ступеня [13]

$$\eta_i = a \cdot P_i^4 + b \cdot P_i^3 + c \cdot P_i^2 + d \cdot P_i + f \quad (5.34)$$

де P_i – середній індикаторний тиск, МПа;

a, b, c, d, f – емпіричні коефіцієнти. Для двигуна КамАЗ-740 при номінальній частоті обертання визначені $a = 0$; $b = 1,44$; $c = -2,02$; $d = 1,34$; $f = 0$.

По теоремі Абеля-Руффіні алгебраїчні рівняння п'ятого ступеня і вище нерозв'язні в радикалах, але цілком вирішуються іншими способами.

Вираз (5.34) можна записати в такому вигляді

$$n_i = b \cdot (P_i - x_1)(P_i - x_2), \quad (5.35)$$

де

$$x_1 = -\frac{\sqrt{c^2 - 4 \cdot a \cdot e \cdot b + c}}{2 \cdot b}; \quad (5.36)$$

$$x_2 = \frac{\sqrt{c^2 - 4 \cdot e \cdot b} - c}{2 \cdot b}. \quad (5.37)$$

Середній індикаторний тиск визначається як сума середнього тиску механічних втрат і середнього ефективного тиску автотракторного двигуна

$$P_i = P_{\text{MB}} + P_e, \quad (5.37)$$

де P_{MB} – умовний середній тиск механічних втрат двигуна,

P_e – умовний середній ефективний тиск двигуна.

Умовний середній тиск механічних втрат двигуна при відключенні частини циліндрів можна визначити так

$$P_{\text{МП}}^{i''} = k_M \cdot P_{\text{МП}}^{i'} \frac{i''}{i'}, \text{ МПа}, \quad (5.39)$$

де k_M – коефіцієнт зміни механічних втрат при відключенні частини циліндрів,

$$k_M = \frac{i''}{i'} \cdot M_1 + \frac{\Delta i''}{i'} \cdot M_2 \cdot \Delta_{\text{MB}}, \quad (5.40)$$

де M_1 – коефіцієнт, що враховує зміну механічних втрат у працюючих циліндрах (при підвищенні в них навантаження із-за відключення частини циліндрів);

M_2 – коефіцієнт, що враховує зміну механічних втрат при прокручуванні без подачі палива, що характеризує зміну втрат на тертя;

Δ_{MB} – коефіцієнт, що враховує зміну частки механічних втрат відключених циліндрів, порівняно з потужністю механічних втрат циліндрів двигуна без відключень. Вимикати циліндри з роботи можна різними

способами: відключаючи тільки подачу палива або разом з усуненням насосних втрат в циліндро-поршневій групі (ЦПГ). При відключенні тільки подачі палива

$$\Delta_{\text{мв}} = 1 - \Delta_{\text{пн}} - \Delta_t, \quad (5.41)$$

де $\Delta_{\text{пн}}$ – частка механічних втрат, що витрачається на привід паливного насосу;

Δ_t – частка втрат від зміни температурного балансу.

При відключенні палива і усуненні насосних втрат в ЦПГ за рахунок впровадження перепускного клапану в камеру згорання

$$\Delta_{\text{мв}} = 1 - (\Delta_{\text{пн}} + \Delta_t + \Delta_{\text{нх}}), \quad (5.42)$$

де $\Delta_{\text{нх}}$ – частка втрат на насосні ходи, для двигуна КамАЗ-740 $\Delta_{\text{пн}} = 3\%$, $\Delta_{\text{нх}}$ – до 7% на один відключений циліндр, $\Delta_t = 10 - 15\%$.

При відключенні палива та усуненні насосних втрат в ЦПГ за рахунок впровадження перепускного клапану в камеру згорання, а також при можливості конструкції автотракторного двигуна відключити привод ГРМ, частка потужності механічних втрат відключених циліндрів буде мати вигляд

$$\Delta_{\text{мв}} = 1 - (\Delta_{\text{пн}} + \Delta_t + \Delta_{\text{нх}} + \Delta_{\text{грм}}), \quad (5.43)$$

де $\Delta_{\text{грм}}$ – частка втрат, що витрачається на привід механізму газорозподілу.

Введемо позначення частки відключених циліндрів

$$D_{\text{ц}} = \frac{\Delta i_{\text{ц}}}{i_{\text{ц}}}; \quad (5.44)$$

Тоді частка працюючих циліндрів

$$\frac{i''_{\text{ц}}}{i'_{\text{ц}}} = 1 - D_{\text{ц}}. \quad (5.45)$$

При визначенні середнього тиску механічних втрат прийнято використовувати залежність його тільки від частоти обертання [204]

$$P_{\text{мв}} = a + b \cdot n. \quad (5.46)$$

де a і b – емпіричні коефіцієнти для відповідного двигуна.

Прийmemo допущення: $M_1 = 1$ і $M_2 = 1$, що цілком допустимо, так як ми досліджуємо роботу двигуна на режимах холостого ходу і малих навантажень. Прийняті допущення означають, що зі збільшенням навантаження на автотракторний двигун потужність і середній тиск механічних втрат приймаються незмінними, тому при роботі під навантаженням параметри механічних втрат визначаються цими ж співвідношеннями. З урахуванням (5.44) і (5.45) отримаємо

$$k_{\text{м}} = 1 - D_{\text{ц}}(1 - \Delta_{\text{мв}}). \quad (5.47)$$

З формули (5.47) видно, що коефіцієнт зміни механічних втрат при відключенні циліндрів залежить від частки виключених циліндрів прямо пропорційно. Умовний середній тиск механічних втрат при відключенні циліндрів визначається при підстановці (5.45) в (5.39)

$$P_{\text{мп}}^{i''} = \frac{P_{\text{мп}}^{i'} \cdot k_{\text{м}}}{1 - D_{\text{ц}}}. \quad (5.48)$$

Середній ефективний тиск при відключенні частини циліндрів залежить від частки вимкнених циліндрів

$$P_e^{i''} = \frac{P_e^{i'}}{1 - D_{\text{ц}}}. \quad (5.49)$$

Середній індикаторний тиск автотракторного двигуна з урахуванням (5.48) і (5.49) виражається таким чином

$$P_e^{i''} = \frac{P_e^{i'} + P_{\text{МВ}}^{i'} \cdot k_{\text{М}}}{1 - D_{\text{ц}}}, \text{ МПа.} \quad (5.50)$$

Ефективну потужність автотракторного двигуна можна виразити через коефіцієнт завантаження двигуна K_z , ступінь зміни частоти обертання K_n і номінальної потужності

$$N_e = K_n \cdot K_z \cdot N_{e_n}, \text{ кВт;} \quad (5.51)$$

$$K_n = \frac{n}{n_n}, \quad (5.52)$$

де n – поточне значення частоти обертання колінчастого вала двигуна,
 n_n – номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна.

$$K_z = \frac{M}{M_n}, \quad (5.53)$$

де M – поточне значення крутильного моменту АТД,

M_n – значення крутильного моменту АТД на номінальному режимі.

Для визначення максимальної ефективної потужності двигуна при відключенні циліндрів пропонується використовувати коефіцієнт зміни максимальної ефективної потужності k_{PN}

$$k_{PN} = \frac{N_e^{i'' \max}}{N_e}, \quad (5.54)$$

де $N_e^{i'' \max}$ – максимальна ефективна потужність двигуна при відключенні частини циліндрів при незмінній частоті обертання і максимальній подачі палива;

N_e – номінальна потужність двигуна.

Максимальна потужність автотракторного двигуна досягається при максимальній годинній витраті палива. При цьому приймаємо, що індикаторна потужність одного працюючого циліндра при відключенні частини інших не змінюється. Ефективна потужність двигуна при відключенні частини циліндрів виражається

$$N_e^{i''} = N_{in}^{i'} \frac{i''}{i'} - N_{MB}^{i'} \cdot k_M. \quad (5.55)$$

Максимальна ефективна потужність при відключенні частини циліндрів залежить від номінальної потужності автотракторного двигуна

$$N_e^{i'' \max} = N_e \left(\frac{1 - D_{\text{ц}}}{\eta_{M \max}^{i'' \max}} - k_M \left(\frac{1}{\eta_{M \max}^{i'' \max}} - 1 \right) \right). \quad (5.56)$$

Вираз в дужках і є коефіцієнт зміни максимальної ефективної потужності при відключенні циліндрів

$$k_{PN} = \frac{1 - D_{\text{ц}}}{\eta_{\text{М max}}^{i'_{\text{ц}}}} - k_{\text{М}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{М max}}^{i'_{\text{ц}}}} - 1 \right). \quad (5.57)$$

При підстановці (5.47) в (5.57) отримаємо

$$k_{PN} = 1 - D_{\text{ц}} \left(1 + \Delta_{\text{МВ}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{М max}}^{i'_{\text{ц}}}} - 1 \right) \right). \quad (5.58)$$

Як видно з формули (5.55), коефіцієнт зміни максимальної ефективної потужності k_{PN} залежить від частки виключених циліндрів прямо пропорційно. Максимальну ефективну потужність автотракторного двигуна при відключенні частини циліндрів в залежності від k_{PN} можемо визначити

$$N_e^{i''_{\text{ц}}} = k_{PN} \cdot N_e. \quad (5.59)$$

Витрата палива при відключенні частини циліндрів визначається за формулою (5.32). Оцінити годинну витрату палива при відключенні циліндрів двигуна можна, використовуючи коефіцієнт зміни годинної витрати палива $k_{G_{\text{ц}}}$

$$k_{G_{\text{ц}}} = \frac{G_{\text{ц}}^{i''_{\text{ц}}}}{G_{\text{ц}}^{i'_{\text{ц}}}}. \quad (5.60)$$

В результаті перетворення виразу (5.60) з урахуванням (5.32, 5.35, 5.36, 5.37, 5.52) отримаємо

$$k_{G_{\text{ц}}} = \frac{(P_i - x_1)(P_i - x_2)}{\left(P_i - \frac{x_1}{k_{pi}} \right) \left(P_i - \frac{x_2}{k_{pi}} \right)} \cdot \frac{1 - D_{\text{ц}}}{k_{pi}}. \quad (5.61)$$

де k_{pi} – коефіцієнт, що характеризує зміну індикаторного тиску в працюючих циліндрах при збереженні ефективної потужності двигуна.

$$k_{pi} = \frac{P_i^{i''}}{P_i} = \frac{1 - D_{\text{ц}}(1 - \Delta_{\text{мв}})(1 - \eta_{\text{м}})}{1 - D_{\text{ц}}}. \quad (5.62)$$

Витрата палива при відключенні частини циліндрів визначається за виразом

$$G_{\text{п}}^{i''} = G_{\text{п}}^{i'} \cdot k_{G_{\text{п}}}. \quad (5.63)$$

На рисунку 5.15 показані дані по розрахунковому і експериментальному визначенню максимальної ефективної потужності при відключенні чотирьох циліндрів на прикладі двигуна КамАЗ-740, звідки видно, що потужність знижується пропорційно числу працюючих циліндрів.

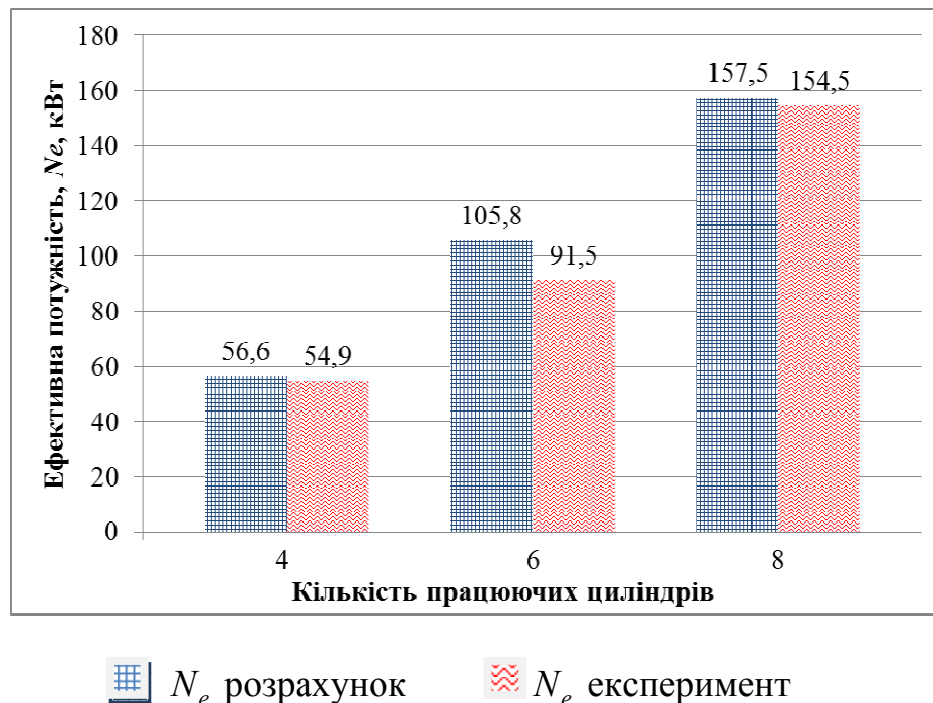
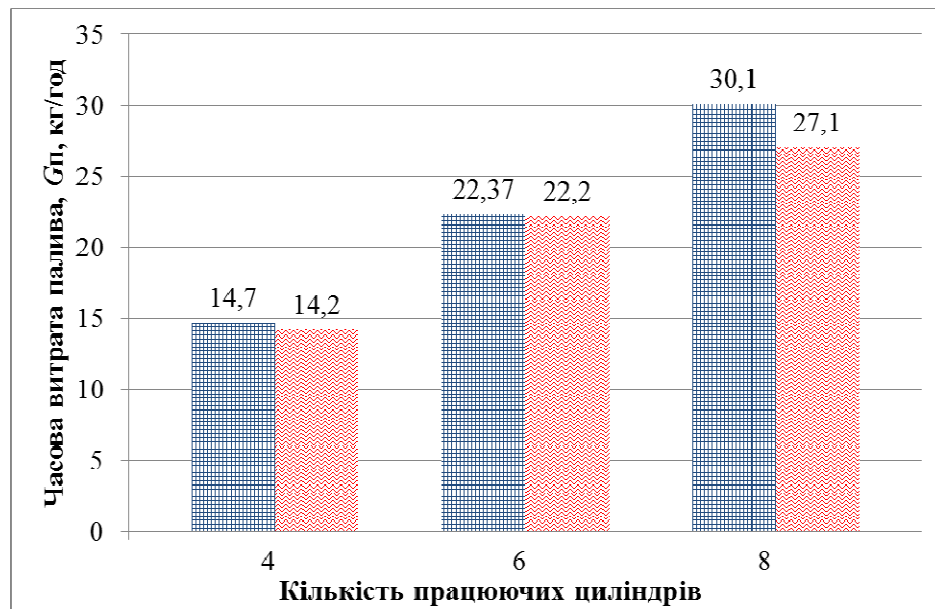


Рисунок 5.15 – Порівняння розрахункових і експериментальних значень максимальної потужності на прикладі двигуна КамАЗ-740 в залежності від числа працюючих циліндрів

На рисунку 5.16 показані дані по розрахунковому і експериментальному визначенню витрати палива при відключенні частини циліндрів.

З рисунку 5.15 можна визначити, що різниця між експериментальними і розрахунковими даними по визначенню потужності і витрати палива в середньому становить не більше 7-8%.

Розроблена методика розрахунку дозволяє визначити вплив відключення будь-якої кількості циліндрів на показники потужності та паливно-економічні показники роботи двигуна.



 $G_{\text{п}}^{i\text{н}}$ розрахунок  $G_{\text{п}}^{e\text{н}}$ експеримент

Рисунок 5.16 – Порівняння розрахункових і експериментальних даних годинної витрати палива двигуна при максимальній потужності двигуна при відключенні частини циліндрів

Встановлено, що при відключенні частини циліндрів потужність автотракторного двигуна зменшується пропорційно числу виключених циліндрів. На прикладі двигуна КамАЗ-740 потужність з 154,5 кВт при всіх працюючих циліндрах зменшується до 113,4 кВт при відключенні двох

циліндрів і до 70,3 кВт при відключенні чотирьох циліндрів.

Встановлено найбільш інтенсивне зниження витрати палива відбувається на холостому ходу, яке при відключенні половини циліндрів становить 27%. Економія палива знижується зі збільшенням завантаження двигуна і стає рівною нулю при коефіцієнті завантаження двигуна $K_z = 0,24$.

Різниця між розрахунковими й експериментальними даними по витраті палива і потужності становить на режимі максимального завантаження не більше 7-8%.

5.5 Підвищення енергоефективності колісних машин відключенням частини циліндрів автотракторного двигуна

Підвищення енергоефективності колісних машин при роботі з малим завантаженням автотракторного двигуна, характерним для транспортних робіт, може бути досягнуто збільшенням завантаження частини циліндрів двигуна при відключенні інших циліндрів. При цьому в відключених циліндрах відбувається зменшення механічних втрат двигуна, а у працюючих циліндрах – підвищення ефективності згоряння палива, що дозволяє зменшити витрату палива і призводить до зниження питомих енерговитрат на реалізацію транспортного процесу.

Паливну економічність транспортного агрегату оцінюють питомою витратою палива на 100 т-км транспортної роботи в л/(100 т-км) [300]

$$Q_{\Pi} = \frac{G_{\text{сум}} \cdot 10}{L_{\text{ван}} \cdot G_{\text{ван}} \cdot \rho_{\Pi}}, \quad (5.64)$$

де $G_{\text{сум}}$ – кількість палива, витрачене колісною машиною за певний пробіг, кг;

$L_{\text{ван}}$ – пробіг колісної машини з вантажем, км;

ρ_{Π} – щільність палива, г/см³;

$G_{\text{ван}}$ – корисний вантаж, що перевозиться колісною машиною, кг.

Паливна економічність колісних машин визначається годинною витратою палива

$$Q_{\Pi} = \frac{0,12 \cdot V_h}{H_u \cdot \eta_i \cdot \tau} \cdot i'_c \cdot n \cdot p_i, \text{ кг/год}, \quad (5.65)$$

де V_h – робочий об'єм одного циліндра, л;

i'_c – число циліндрів двигуна;

n – частота обертання колінчастого вала двигуна, хв⁻¹;

τ – число тактів двигуна;

H_u – нижча теплота згоряння палива, МДж/кг;

η_i – індикаторний ККД;

p_i – середній індикаторний тиск, МПа.

Для визначення паливної економічності двигуна при відключенні частини його циліндрів в процесі роботи колісних машин розроблена математична модель, що дозволяє визначати часову витрату палива колісних машин у залежності від кількості працюючих циліндрів двигуна, коефіцієнта завантаження та частоти обертання колінчастого вала, а також деяких експлуатаційних параметрів.

Показники колісних машин і двигуна розраховуються у наступній послідовності. Визначається коефіцієнт завантаження двигуна, (по крутильному моменту). При цьому фіксується, при якому режимі працює колісна машина (табл. 5.1).

Далі визначається частота обертання колінчастого вала двигуна

$$n = \frac{V_d \cdot i_{\text{тр}} \cdot (1 - \delta)}{0,105 \cdot R_k}, \text{ хв}^{-1}, \quad (5.66)$$

де V_d – дійсна швидкість руху, м/с;

$i_{тр}$ – передаточне число трансмісії;

δ – коефіцієнт буксування;

R_k – кінематичний радіус кочення ведучого колеса, м.

Таблиця 5.1 – Режими роботи колісної машини

Режим	Формула для визначення коефіцієнта завантаженості
1. холостий хід двигуна	–
2. холостий хід колісної машини	$\xi = \frac{G_{км} \cdot f_{тр} \cdot R_k \cdot 10^3}{\eta_{тр} \cdot i_{тр} \cdot M_{нкм}}$
3. холостий хід колісної машини із навантаженням	$\xi = \frac{(G_{км} \cdot f_{тр} + G_{пр} \cdot f_{пр}) \cdot R_k \cdot 10^3}{\eta_{тр} \cdot i_{тр} \cdot M_{нкм}}$
4. робочий режим колісної машини	$\xi = \frac{(G_{км} \cdot f_{тр} + (G'_{пр} + G_{ван}) \cdot f_{пр}) \cdot R_k \cdot 10^3}{\eta_{тр} \cdot i_{тр} \cdot M_{нкм}}$

где $G_{км}$, $G_{пр}$, $G_{ван}$ – вага відповідно колісної машини, причепа, вантажу, кН;

$f_{тр}$, $f_{пр}$ – коефіцієнти опору пересуванню колісної машини і перекочуванню причепа;

$\eta_{тр}$ – механічний ККД трансмісії;

$M_{нкм}$ – номінальний крутільний момент АТД, Н·м.

Потім для всіх чисел працюючих циліндрів $i''_ц < i'_ц$ (при частоті обертання колінчастого вала n) визначається коефіцієнт зміни максимальної потужності двигуна при відключенні частини циліндрів – k_N

$$k_N = \frac{i''_ц}{i'_ц \cdot \eta_{Mi \max}} - k_M \left(\frac{1}{\eta_{Mi \max}} - 1 \right), \quad (5.67)$$

де $i''_ц$ – кількість працюючих циліндрів двигуна;

$i'_{\text{ц}}$ – кількість всіх циліндрів двигуна;

$\eta_{Mi\max}$ – максимальне значення механічного ККД двигуна при всіх працюючих циліндрах при частоті обертання колінчастого вала n (визначається по зовнішній швидкісній характеристиці для даного двигуна без відключення циліндрів);

k_M – коефіцієнт зміни механічних втрат двигуна при відключенні частини його циліндрів

$$k_M = \left(\frac{i''_{\text{ц}}}{i'_{\text{ц}}} m_1 + \frac{\Delta i_{\text{ц}}}{i'_{\text{ц}}} \cdot f_{\Delta} \cdot \Delta_{\text{МВ}} \right), \quad (5.68)$$

m_1 – коефіцієнт, що враховує зміну механічних втрат у працюючих циліндрах (при підвищенні в них навантаження з-за відключення частини інших). Для попереднього розрахунку приймаємо, що $m_1 = 1$;

f_{Δ} – коефіцієнт, що враховує зміну механічних втрат при прокручуванні двигуна без подачі палива і характеризує зміну втрат на тертя. Приймаємо припущення, що ці втрати не змінюються: $f_{\Delta} = 1$;

$\Delta_{\text{МВ}}$ – коефіцієнт, що враховує зміну частки механічних втрат на привід паливного насоса, механізму газорозподілу і насосних ходів і залежить від способу відключення циліндрів.

Далі вибираються ті варіанти відключення циліндрів (тобто $i''_{\text{ц}}$), при яких виконується умова

$$\xi \leq k_N. \quad (5.69)$$

При вибраних значеннях чисел працюючих циліндрів $i''_{\text{ц}}$ і при всіх працюючих циліндрах i виконується розрахунок годинної витрати палива $G_{\text{П}}$

$$G_{\Pi} = \left(\xi \cdot n \cdot \frac{M_{\text{HKM}}}{9550} + N_{\text{MB}}^{i'_{\text{ц}}} \right) \frac{3,6}{H_u \eta_i}, \text{ кг/год}, \quad (5.70)$$

де N_{MB} – потужність механічних втрат двигуна при даній частоті обертання колінчастого вала n (прийнято, що не залежить від навантаження), кВт

$$N_{\text{MB}}^{i''_{\text{ц}}} = k_{\text{м}} \cdot N_{\text{ПМВ } i}$$

$N_{\text{MB}}^{i''_{\text{ц}}}$ – потужність механічних втрат автотракторного двигуна з відключеними циліндрами, кВт;

$N_{\text{MB}}^{i'_{\text{ц}}}$ – потужність механічних втрат автотракторного двигуна без відключення циліндрів, кВт

$$N_{\text{MB}}^{i'_{\text{ц}}} = \frac{p_{\text{MB}}^{i'_{\text{ц}}} \cdot V_h \cdot i'_{\text{ц}} \cdot n}{30 \cdot \tau}, \quad (5.71)$$

де $p_{\text{MB}}^{i'_{\text{ц}}}$ – умовний середній тиск механічних втрат двигуна без відключення циліндрів, МПа, для його визначення прийнята лінійна залежність від частоти обертання колінчастого вала

$$p_{\text{MB}}^{i'_{\text{ц}}} = a + b \cdot n, \quad (5.72)$$

де a і b – емпіричні коефіцієнти, які визначаються експериментально для різних типів двигунів;

H_u – нижча теплота згоряння палива (для дизеля $H_u = 42,5$ МДж/кг);

η_i – індикаторний ККД двигуна (для його визначення обрана квадратична

залежність від індикаторного тиску, задовільно описує характер зміни індикаторного ККД по навантажувальній характеристиці) [111, 177, 241]

$$\eta_i'' = Ap_i^2 + Bp_i + C, \quad (5.73)$$

де A , B , C – коефіцієнти, що отримуються в результаті теплового розрахунку, проведеного для різних навантажень при даній частоті обертання колінчастого вала;

p_i – середній індикаторний тиск в циліндрах вихідного двигуна при даній навантаженні і частоті обертання, МПа

$$p_i = p_e + p_{MB}, \quad (5.74)$$

де p_e – умовний ефективний тиск в циліндрах двигуна, МПа

$$p_e = \xi \cdot \frac{M_{HKM} \cdot 30 \cdot \tau}{9550 \cdot V_h \cdot i_{\text{ц}}'}. \quad (5.75)$$

Потім порівнюємо [6, 297] величини годинної витрати для різних значень $i_{\text{ц}}''$ і $i_{\text{ц}}'$. Менше значення відповідає рекомендованому числа працюючих циліндрів.

Для перевірки адекватності розробленої математичної моделі, роботи колісних машин, що дозволяє визначати паливну економічність автотракторного двигуна при його роботі з відключенням частини циліндрів в залежності від режимів роботи і дорожніх умов, проведено експериментальні дослідження та отримані наступні результати відображені у висновках.

Слід зазначити, що дані дослідження підтверджують підвищення паливної економічності при відключенні частини циліндрів двигуна.

Зміна основних техніко-економічних показників двигуна при роботі колісних машин достовірно описується запропонованою математичною моделлю. Так, при номінальній частоті обертання на холостому ходу двигуна розбіжність щодо зміни витрати палива складає 8,78 %, при роботі під навантаженням у точці нульової економії розбіжність за коефіцієнтом завантаження становить 2,1%, витрати палива 14%.

При русі порожньої колісної машини зниження витрати палива зростає із збільшенням швидкості; розбіжність при швидкості 10 км/год складає 22 %. При роботі з вантажем при завантаженні колісної машини 1 т при швидкості 10 км/год розбіжність становить 22 %. Таким чином, отримані залежності дозволяють зробити висновок про задовільну адекватність математичної моделі.

Під програмою відключення циліндрів ДВЗ розуміється порядок чергування процесів згоряння в циліндрах двигуна. Для 8-циліндрового двигуна з порядком роботи циліндрів 1-5-4-2-6-3-7-8 представлені дві програми відключення циліндрів, причому перша - "1 через 1", де постійно відключені два циліндри, друга – "1 через 2", де відключаються циліндри чергуються.

Результати стендових випробувань двигуна КамАЗ-740.1 з використанням запропонованої системи управління паливоподачею показали:

- при відключенні двох циліндрів постійно витрата палива знизився на 30%;
- при циклічному відключенні за програмою "1 через 2" Витрата палива знизилася на 18%;
- при відключенні одного циліндра постійно витрата палива знизилася на 14%;
- при циклічному відключенні за програмою "1 через 4" витрата палива знизився на 12%;

– при циклічному відключенні за програмою "1 через 5" витрата палива знизився на 5%.

Основним недоліком відключення частини циліндрів (крім модульних двигунів) є збільшення нерівномірності крутильного моменту і ходу АТД. в результаті чого зростають вібрації силового агрегату, які збільшують знос деталей колісної машини і погіршують санітарно-гігієнічні умови роботи водія.

Для оцінювання впливу відключення частини циліндрів на динамічні характеристики АТД була розроблена математична модель і методика (за основу взята стандартна методика розрахунку АТД) визначення сил та моментів, що діють в КШМ АТД з відключеними циліндрами, що працює на режимах холостого ходу і часткових навантажень.

Запропонований спосіб відключення частини циліндрів виключає недоліки суспільних варіантів, а також застосування даного способу призводить до зниження витрати палива АТД, що працює на холостому ходу, до 30%. Потребується система керування АТД, яка б дозволяла задавати різні програми і могла б використовуватися при виборі найбільш оптимального варіанту відключення частини циліндрів у двигунів різних розмірних груп.

5.6 Висновки за розділом 5

1. Розглянуті 3 варіанти роботи двигуна без навантаження та під навантаженням: 1 – випробування вихідного двигуна; 2 – випробування з відключенням чотирьох циліндрів припиненням подачі палива; 3 – випробування з відключенням чотирьох циліндрів одночасним припиненням подачі палива і відсутністю насосних втрат циліндро-поршневої групи (ЦПГ) відключених циліндрів.

2. Встановлено, що при збільшенні частоти обертання колінчастого вала від 1400 хв^{-1} до 2550 хв^{-1} при відключенні подачі палива в половину циліндрів економія палива змінюється від 0,0 до 0,53 кг/год. При відключенні

палива і при відсутності насосних втрат ЦПГ економія палива змінюється від 1,2 кг/год до 3,88 кг/год.

3. При експериментальному дослідженні з підвищенням частоти обертання вала двигуна від 1400 хв^{-1} до 2400 хв^{-1} при номінальній потужності $N_{\text{ном}} = 154,5 \text{ кВт}$, потужність механічних втрат вихідного двигуна збільшилася від 42,65 кВт до 118,1 кВт, або на $\Delta N_{\text{мв}} = 75,45 \text{ кВт}$, а після усунення насосних втрат у першому, четвертому, шостому та восьмому циліндрах із зростанням частоти обертання вала двигуна в тих же межах – від 36,65 кВт до 104,25 кВт, або на $\Delta N_{\text{мв}} = 67,6 \text{ кВт}$.

4. Встановлено, що при роботі двигуна під навантаженням, годинна витрата палива при відключенні тільки подачі палива менше на 7-0%, в інтервалі потужності від 0 до 22 кВт, внаслідок поліпшення процесу згоряння, а потім збільшується. Встановлено також, що при відключенні палива і усуненні насосних втрат ЦПГ у відключених циліндрах часова витрата палива на малих режимах навантаження знижується порівняно з першим варіантом роботи на 1,73 кг/год, або 21%, що пояснюється підвищенням індикаторного і механічного ККД, зниженням насосних втрат у відключених циліндрах.

5. Доведено про доцільність використання способу відключення частини працюючих циліндрів двигуна, економії палива на режимах навантажень не більш як 70% та при подальшому збільшенні ефективної потужності навантаження двигуна часова витрата палива стає вище, ніж у варіанті 1. Запропонована методика розрахунку механічних втрат, яка дозволяє з точністю близько 10% визначати вплив кількості відключених циліндрів на ефективну потужність двигуна, потужність механічних втрат і механічний ККД.

6. Встановлено, що при відключенні половини циліндрів: номінальна потужність станове 35-40 %, розбіжність експериментальних і розрахункових результатів коефіцієнта зміни потужності механічних втрат не більше 8 %; розбіжність розрахункових і експериментальних результатів коефіцієнта

навантаження по потужності не більше 5 %; механічний ККД при завантаженні 48 % підвищується на 7 %. Встановлено кореляційний зв'язок механічного ККД та ефективної потужності двигуна: із збільшенням кількості відключених циліндрів (факторна ознака) в автотракторному двигуні, збільшується потужність механічних втрат (результативна ознака) та зменшується механічний ККД. Розроблена методика розрахунку дозволяє визначити вплив відключення будь-якої кількості циліндрів на показники потужності та паливно-економічні показники роботи двигуна.

7. Встановлено, що при відключенні частини циліндрів потужність автотракторного двигуна зменшується пропорційно числу виключених циліндрів. На прикладі двигуна КамАЗ-740 потужність з 154,5 кВт при всіх працюючих циліндрах зменшується до 113,4 кВт при відключенні двох циліндрів і до 70,3 кВт при відключенні чотирьох циліндрів. Встановлено найбільш інтенсивне зниження витрати палива відбувається на холостому ходу, яке при відключенні половини циліндрів становить 27%. Економія палива знижується зі збільшенням завантаження двигуна і стає рівною нулю при коефіцієнті завантаження двигуна $K_z = 0,24$.

8. Зміна основних техніко-економічних показників двигуна при роботі колісних машин достовірно описується запропонованою математичною моделлю. Так, при номінальній частоті обертання на холостому ходу двигуна розбіжність щодо зміни витрати палива складає 8,78 %, при роботі під навантаженням у точці нульової економії розбіжність за коефіцієнтом завантаження становить 2,1%, витрати палива 14%. При русі порожньої колісної машини зниження витрати палива зростає із збільшенням швидкості; розбіжність при швидкості 10 км/год складає 22 %. При роботі з вантажем при завантаженні колісної машини 1 т при швидкості 10 км/год розбіжність становить 22 %. Таким чином, отримані залежності дозволяють зробити висновок про задовільну адекватність математичної моделі.

Основні результати дослідження по даному розділу опубліковані в роботах [1, 4, 5, 6, 9, 10, 11, 13, 18, 33].

РОЗДІЛ 6

РОЗРОБКА МЕТОДІВ КОНТРОЛЮ І ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО
СТАНУ КОЛІСНИХ МАШИН ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ І
ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ ЇХ ТЯГОВИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ З
ВИКОРИСТАННЯМ ШТУЧНОЇ НЕЙРОННОЇ МЕРЕЖІ6.1 Застосування технології нейронних мереж для діагностики
технічного стану автотракторних двигунів

Автотракторний двигун як відновлюваний об'єкт протягом терміну служби вимагає безперервного моніторингу, трудомісткість якого залежить від рівня автоматизації процесів отримання, обробки, зберігання, документування інформації про поточний стан автотракторного двигуна, послідовність і методи виконання яких визначають інформаційну технологію моніторингу.

Основними напрямками, що визначають підвищення якості інформаційних технологій моніторингу технічного стану АТД, слід вважати інтелектуалізацію процесів обробки інформації з залученням методів інтелектуального аналізу даних, які здатні забезпечити підвищення якості розпізнавання технічного стану АТД при дії зазначених вище невизначених факторів, а також інтеграцію інформаційних процесів (розподілених локальних баз даних і знань в глобальну базу даних і знань).

В основі запропонованої методології розв'язання задач контролю та діагностики технічного стану АТД використовується метод FDI (Fault Detection and Identification), заснований на порівнянні результатів вимірювань газодинамічних параметрів реального АТД з розрахунковими параметрами, обчисленими за його математичною моделлю [301–305].

На рисунку 6.1 показана типова реалізація FDI-методу, де \bar{U} – вектор керуючих впливів; \bar{Y}_m – вектор параметрів, обчислених за допомогою

математичної моделі (ММ) АТД; \bar{Y}_g – вектор вихідних параметрів двигуна, отриманих шляхом вимірювання за допомогою датчиків; $\bar{\varepsilon} = \bar{Y}_g - \bar{Y}_m$ – нев'язка, що представляє собою різницю векторів \bar{Y}_g та \bar{Y}_m .

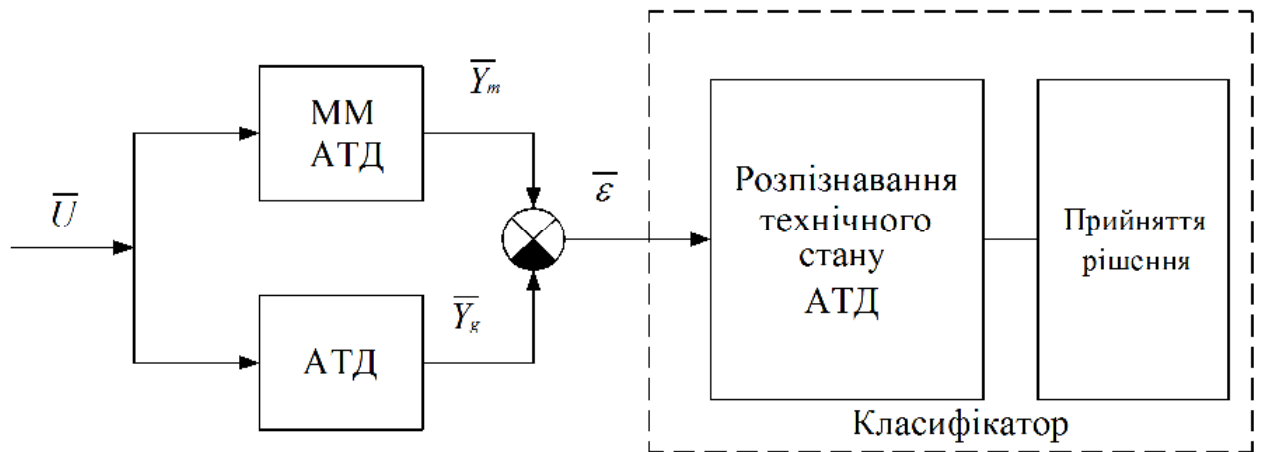


Рисунок 1.1 – Реалізація FDI-методу для діагностики технічного стану автотракторних двигунів

В якості математичної моделі АТД використовується нейромережева модель АТД. Спектр завдань, що вирішуються за допомогою такої моделі в рамках FDI-методу, досить широкий – від завдань контролю і діагностики технічного стану АТД до налагодження його параметрів (вибір раціонального відключення циліндрів для використання потрібної потужності).

Основні етапи інженерної методики побудови нейромережевої моделі включають:

- попередній аналіз даних на етапі постановки задачі і вибору архітектури нейронної мережі;
- перетворення даних (передобробка) для побудови більш ефективної процедури налаштування мережі;
- вибір архітектури нейронної мережі;
- вибір структури нейронної мережі;

- вибір алгоритму навчання;
- навчання та тестування нейронної мережі;
- аналіз точності нейромережевого рішення;
- прийняття рішення на основі отриманих результатів.

Стан АТД як об'єкта діагностування визначається значенням вектора вихідних параметрів Y , значення якого можуть змінюватися при виникненні аварійних або критичних ситуацій в роботі автотракторного двигуна.

Передбачається, що всі можливі стани можна розбити на $(r + 1)$ областей (класів) S_0, S_1, \dots, S_r . Знаходження вектора стану X в області S_0 визначається як подія, що відповідає справному стану АТД. При будь-якому з можливих відмов елементів (вузлів) в роботі АТД (раптових або поступових) вектор X належить одній з областей S_0, \dots, S_r , що розглядається як подія, пов'язана з несправним станом двигуна S_0

$$\tilde{O} \in \overline{S_0} = US_\alpha; \alpha = 1, \dots, r. \quad (6.1)$$

Тоді завдання діагностування стану АТД полягає в тому, щоб встановити відповідність між координатами вектора спостережень Y і простору станів $\{S_\alpha\}$ і на підставі спостережуваних реалізацій Y оцінити приналежність вектора стану X області S_0 або $S_\alpha \subset \overline{S_0}$, тобто визначити, до якого з класів відноситься стан конкретного примірника АТД.

Як зазначалося вище, в якості основи побудови систем діагностики АТД доцільно використовувати FDI-метод. Розглянемо особливості застосування даного методу при вирішенні завдань діагностики з використанням нейромережевих алгоритмів. Реалізація FDI-методу для діагностики технічного стану автотракторних двигунів в нейромережевому базисі (рис. 6.2) зводиться до наступної послідовності кроків:

- зберігання еталонних характеристик середньостатистичного АТД у вигляді «інформаційного портрета» на базі мережі НМ-1;

– порівняння параметрів окремо взятого АТД з даними, розрахованими за допомогою НМ-1;

– на підставі аналізу вектора отриманих нев'язок (відхилень) ΔY між значеннями вектора вимірних параметрів конкретного двигуна і вектора даних, розрахованих за допомогою НМ-1, приймається рішення про технічний стан АТД (на цьому етапі використовується друга нейронна мережа НМ-2).

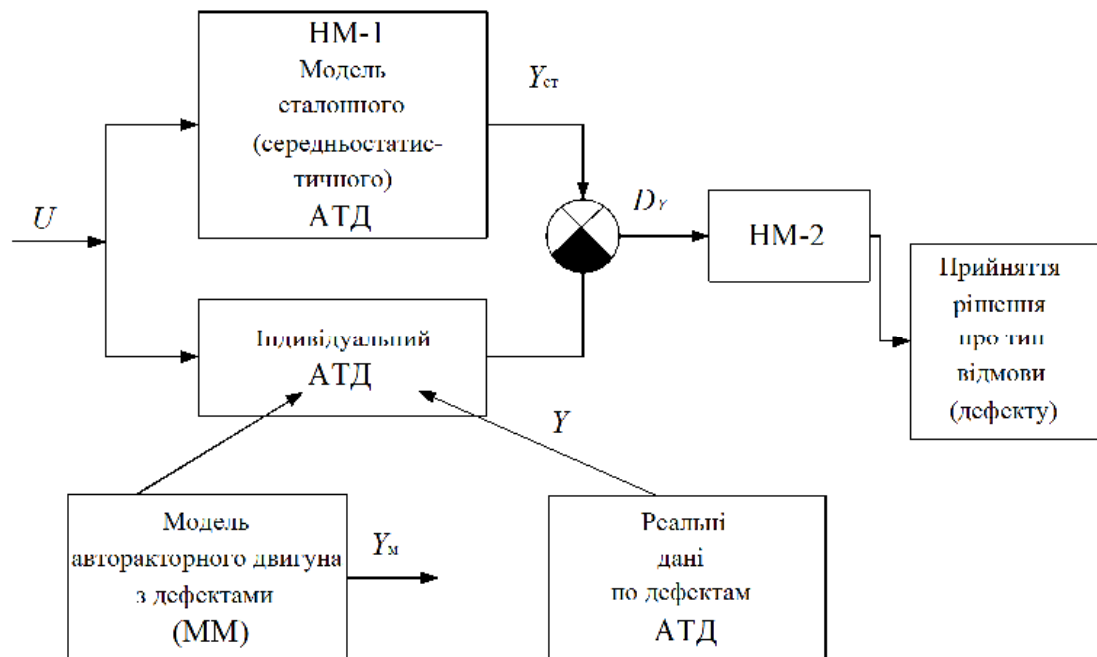


Рисунок 6.2 – Реалізація FDI-методу в нейромережевому базисі для діагностики технічного стану автотракторних двигунів

В якості характеристик індивідуального АТД на етапі налаштування (навчання) НМ-2 можуть використовуватися:

- а) математична модель двигуна з імітованими дефектами;
- б) реальні дані по дефектним АТД, отримані на етапі випробувань.

Мережа НМ-2 (рис. 6.3) являє собою бінарний нейрокласифікатор, на входи якого надходять значення зазначених вище відхилень (нев'язок) Δy_i , а виходи утворюють бінарний Вектор $R = \{R_1, R_2, \dots, R_m\}$, компоненти якого

відображають результати діагнозу.

Для вирішення завдання діагностики АТД в нейромережевому базисі використовується навчальна вибірка, яка формується в два етапи. На першому етапі вирішується пряма задача, яка пов'язана зі створенням банку даних дефектів. З цією метою на математичній моделі, що описує індивідуальний АТД, імітуються прояви дефектів, пов'язаних зі зміною, наприклад, ККД циліндро-поршневої групи, ККД термогазодинамічного режиму та ін. (рис. 6.3). На другому етапі обчислюються відхилення (нев'язки), викликані тим чи іншим дефектом АТД від його еталонного стану:

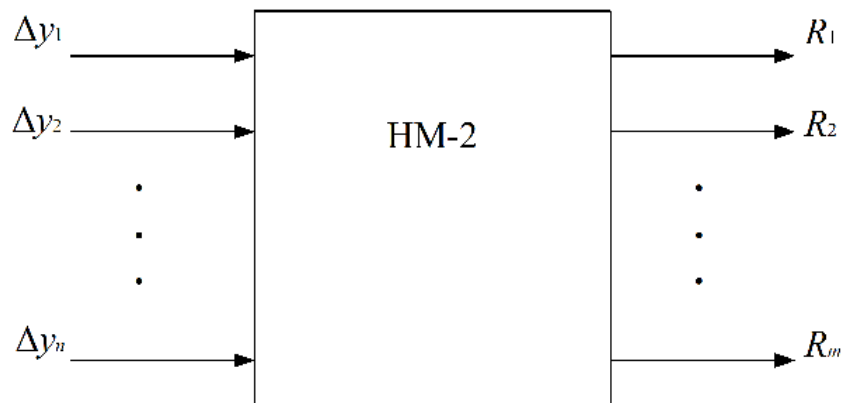
$$\Delta Y = Y_{\text{ет}} - Y_{\text{м}}.$$


Рисунок 6.3 – Класифікатор на основі НМ-2 для діагностики технічного стану автотракторних двигунів

Згідно з даними про невязки ΔY_i формується навчальна вибірка, яка в загальному вигляді може бути представлена як $\Delta Y_i \rightarrow R(i = 1, 2, \dots, n)$.

В якості діагностичних ознак (входів НМ-2) використовувалася інформація по 11 параметрам роботи автотракторного двигуна: потужність, що розвивається двигуном ΔP ; температура охолоджувальної рідини $\Delta T_{\text{ОР}}$; витрати повітря для згоряння палива ΔG ; тиск мастила Δp_M ; витрати палива Δg ; шум (детонація) $\Delta \psi$; тиск в кінці такту стиснення ΔC ; якість згоряння палива по вихлопним газам Δk ; кількість картерних газів ΔS ; тиск газів в

картері двигуна Δp_{Γ} ; кількість відключених циліндрів Δi .

Для навчання розпізнаванню дефектів нейронною мережею в складі навчальної вибірки були виділені п'ять узагальнених класів станів автотракторного двигуна (табл. 6.1)

S_0 – справний стан, відповідний вектору $R = [0; 0; 0]$;

S_1 – дефект в циліндро-поршневій групі, відповідний вектору $R = [0; 1; 0]$;

S_2 – дефект в системі паливоподачі, відповідний вектору $R = [1; 0; 0]$;

S_3 – дефект в термогазодинамічному режимі, відповідний вектору $R = [0; 1; 1]$;

S_4 – дефект герметичності камери згоряння, відповідний вектору $R = [1; 0; 1]$.

Таблиця 6.1 – Бінарна класифікація станів АТД

Номер стану	Бінарні виходи НМ			Стан	Локалізація дефекту
	R_1	R_2	R_3		
1	0	0	0	ETALON	Еталонний стан (S_0)
2	0	1	0	PiKND5%	Дефект в циліндро-поршневій групі (S_1)
3	0	1	0	KPDKND5	
4	0	1	0	GVND5%	
5	0	1	0	PiKVVD5%	
6	0	1	0	KPDKVVD5	
7	0	1	0	GVVD5%	
8	1	0	1	Fkr_c5%	
9	1	0	1	SIGSOP5	
10	1	0	1	PR_Fc5%	
11	1	0	0	KPDMVD5	Дефект в термогазодинамічному режимі (S_3)
12	1	0	0	KPDMND5	
13	1	0	0	KPDTVVD5	
14	1	0	0	KPDTND5	
15	1	0	0	ATVD5%	
16	1	0	0	ATND5%	
17	0	1	1	SIGKC5%	Дефект герметичності камери згоряння (S_4)
18	0	1	1	PR_Kc5%	

При складанні навчальної вибірки враховувалося, що поява дефекту в автотракторному двигуні зазвичай пов'язано зі зміною геометричних розмірів

частин ЦПГ, що призводить до зміни характеристик його вузлів і його термогазодинамічних параметрів. Так, зменшення ККД циліндро-поршневої групи і його ступеня стиснення, як правило, викликано закоксовуванням, зниженням пружності або полумками поршневих кілець, зношенням, або задирами дзеркала гільзи циліндра, а також руйнуванням підшипників ковзання, масляним «голодуванням», прогарами клапанів, або прокладки головки циліндрів. Зменшення ККД термогазодинамічних параметрів може бути обумовлено такими дефектами, як пізнішим запалюванням, забруднення форсунок впорскування, паливних та повітряних фільтрів, внаслідок приготування бідної чи багаті суміші, забруднення системи охолодження або не достаток охолоджувальної рідини в ній, а також порушення регулювань в системі паливоподачі і т.д.

Для перевірки якості роботи нейромережевого класифікатора (НМ-2) необхідно провести його тестування, тобто пред'являти на вхід мережі дані, що не входять до складу навчальної вибірки. У процесі тестування НМ-перцептрон розглядалися наступні випадки:

- зменшення ККД циліндро-поршневої групи низького тиску на 1 % ($-1\% \eta_{\text{пот}}$);
- зменшення ККД циліндро-поршневої групи низького тиску на 3 % ($-3\% \eta_{\text{пот}}$);
- дефекти виду при наявності шуму ($\sigma = 0,01; M = 0$);
- подвійний дефект (одночасне зменшення ККД циліндро-поршневої групи на 3 % ($-3\% \eta_{\text{пот}}$) і ККД термогазодинамічних параметрів на 3 % ($-3\% \eta_{\text{пот}}$).

Результати тестування нейромережевого класифікатора, побудованого на основі перцептрона, з урахуванням перерахованих вище випадків, показали високу якість діагностування технічного стану АТД, що підтверджується результатами, наведеними в таблиці 6.2.

Аналіз таблиці 6.2 показує, що значення виходів нейрокласифікатора в

процесі його тестування відрізняються від виходів НМ-2 на навчальній вибірці (табл. 6.1), де здійснювалося навчання мережі на прецеденти, що характеризуються 5%-м відхиленням параметрів стану АТД. За значеннями компонентів R_i при цьому можна оцінити інтенсивність дефекту (чим більше інтенсивність дефекту, тим менше відстань до відповідного прецеденту). У разі подвійного дефекту (5-й рядок таблиці 6.2) значення виходів мережі R_1 і R_2 приблизно однакові, що вказує на рівновіддаленість стану АТД до двох прецедентів (еталонних станів).

Таблиця 6.2 – Якість роботи нейромережевого класифікатора (НМ-2) для діагностики технічного стану автотракторних двигунів

№ строки	Значення виходів НМ-2			Стан
	R_1	R_2	R_3	
1	0,151	0,711	0,231	Дефект в циліндро-поршневій групі (– 1% $\eta_{\text{пот}}$)
2 (з шумом)	0,225	0,775	0,357	
3	0,181	0,821	0,351	Дефект в циліндро-поршневій групі (– 3% $\eta_{\text{пот}}$)
4 (з шумом)	0,317	0,725	0,315	
5	0,51	0,47	0,07	Дефект в циліндро-поршневій групі і термогазодинамічному режимі (– 1 % $\eta_{\text{пот}}$) (– 3% $\eta_{\text{пот}}$)

Проводилося дослідження залежності ефективності діагностування АТД від числа штатних датчиків (вимірюваних параметрів). Для дослідження цього питання з урахуванням особливостей нейромережевої реалізації процедури діагностування використовувався метод головних компонентів [220; 304]. На основі коваріаційного аналізу даних було встановлено, що серед десяти вимірюваних параметрів в якості головних компонент можна виділити 7 параметрів: ΔP , $\Delta T_{\text{ор}}$, ΔG , Δg , ΔC , $\Delta \kappa$, ΔS .

В таблиці 6.3 наведено результати діагностування стану АТД за допомогою НМ при різному числі використовуваних штатних датчиків (від семи до чотирьох).

Помилка навчання НМ при цьому обчислюється за формулою

$$A_{\text{навч}}^{\circ} = \|R_{\text{ет}} - R\|, \quad (6.2)$$

де $R_{\text{ет}}$ – вектор еталонних (бажаних) виходів НМ-2;

R – вектор фактичних виходів мережі;

$\|\bullet\|$ – евклідова норма.

Таблиця 6.3 – Зміна помилки навчання і тестування НМ в залежності від кількості датчиків, встановлених в АТД

Вимірювані параметри	Помилка навчання ($E_{\text{навч}}$)	Помилка тестування ($E_{\text{тест}}$)
$\Delta P, \Delta T_{\text{ОР}}, \Delta G, \Delta p_M, \Delta g, \Delta \psi, \Delta C, \Delta \kappa, \Delta S, \Delta p_G, \Delta i.$	0,031	0,0315
$\Delta P, \Delta T_{\text{ОР}}, \Delta G, \Delta g, \Delta C, \Delta \kappa, \Delta S.$	0,017	0,125
$\Delta P, \Delta T_{\text{ОР}}, \Delta G, \Delta C, \Delta \kappa, \Delta S.$	0,028	0,165
$\Delta P, \Delta T_{\text{ОР}}, \Delta G, \Delta \kappa, \Delta S.$	0,041	0,201
$\Delta P, \Delta G, \Delta \kappa, \Delta S.$	0,063	0,251

Бажані значення ($R_{\text{ет}}$) і на виходах НМ відповідають значенням R_1, R_2, R_3 , (табл. 6.1), число стовпців навчальної вибірки послідовно зменшувалося від 7 до 4. На рис. 6.4 показана залежність зміни помилок навчання ($A_{\text{навч}}^{\circ}$) і тестування ($A_{\text{тест}}^{\circ}$) мережі від кількості використовуваних датчиків (входів мережі). Результати аналізу (рис. 6.4) показують, що якість процесу діагностування АТД погіршується при зменшенні числа датчиків. Разом з тим використання 5-7 штатних датчиків виявляється достатнім для локалізації дефекту з точністю до вузла, так як сумарна квадратична помилка мережі при цьому не перевищує 0,03 на навчальній вибірці (тобто для еталонних дефектів) і 0,225 на тестовій вибірці (для заздалегідь невідомих дефектів).

З метою порівняльного оцінювання ефективності розробленого нейромережевого методу діагностування проводилося порівняння

запропонованого способу вирішення задачі з вирішенням цього завдання на основі методу найменших квадратів. Даний метод заснований на побудові апроксимаційної залежності $R = f(\Delta Y)$, де R – вектор виходів класифікатора (рис. 6.4), наведених у табл. 6.3, а ΔY – вектор відхилень параметрів на вході класифікатора.

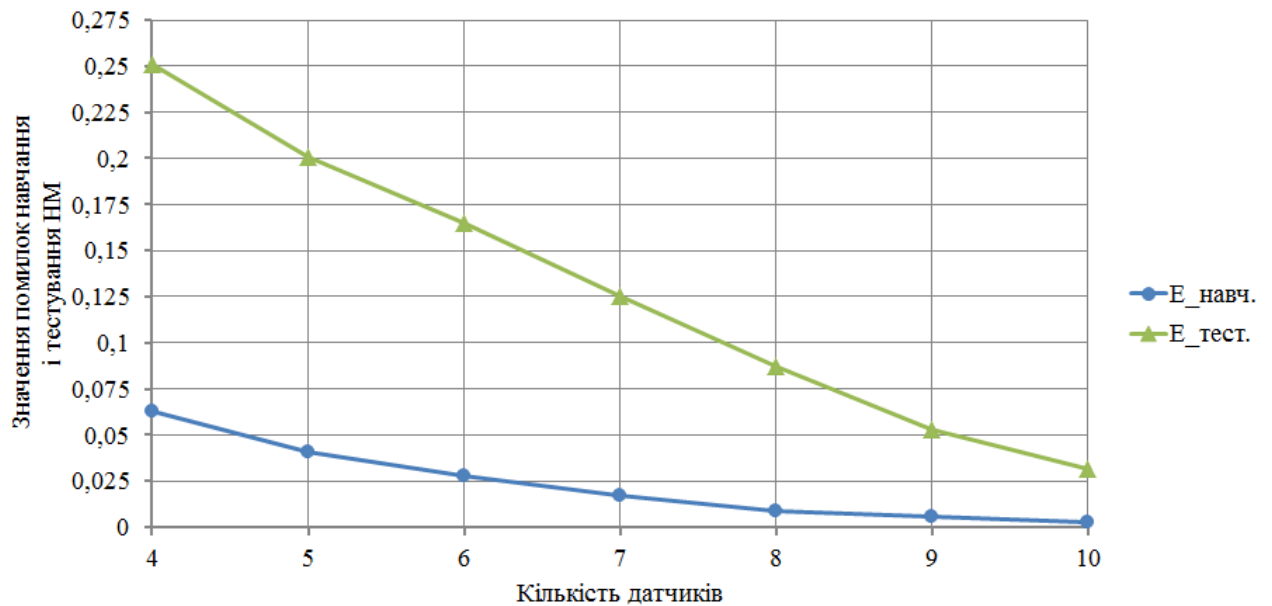


Рисунок 6.4 – Залежність якості навчання і тестування НМ від кількості вимірюваних параметрів АТД

Реалізація алгоритмів в нейромережевому базисі можлива на основі мереж Кохонена (рис. 6.4), які вважаються самонавчальними (самоорганізуються). Основу навчання таких мереж становить конкуренція між нейронами. У даному випадку мережа Кохонена має 10 входів і 5 виходів $R_1 \dots R_5$ (за кількістю узагальнених класів станів в табл. 6.1). Вагові коефіцієнти синаптичних зв'язків кожного i -го нейрона вихідного шару НМ Кохонена [307] утворюють вектор

$$w_i = [w_{i1}, w_{i2}, \dots, w_{i10}]^T, \quad (i = 1, 2, \dots, n). \quad (6.3)$$

При активації НМ Кохонена [308] вхідним вектором ΔY в конкурентній боротьбі перемагає той нейрон, ваги якого в найменшій мірі відрізняються від відповідних компонентів вхідного вектора, тобто для нейрона-переможця w_p виконується відношення

$$d(\Delta Y, w_p) = \min d(\Delta Y, w_i), \quad 1 \leq i \leq n. \quad (6.4)$$

де $d(\Delta Y, w_p)$ – відстань (в сенсі обраної метрики) між векторами ΔY і $w_i = (w_1, w_2, \dots, w_n)^T$;

n – кількість виходів НМ вихідного шару (в даному випадку $n = 5$).

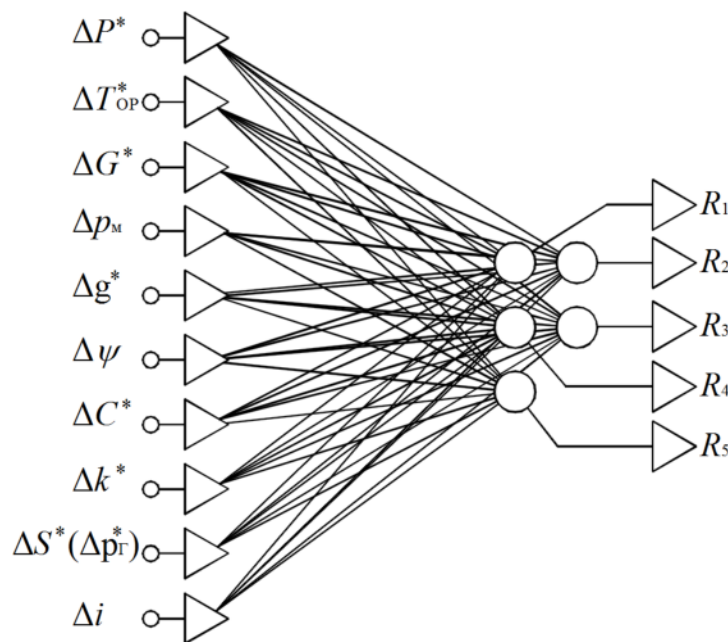


Рисунок 6.5 – Класифікатор на основі НМ Кохонена для діагностики технічного стану автотракторних двигунів при відключенні частини циліндрів

Нейрон-переможець утворює навколо себе деяку топологічну околицю $S_p(k)$ з певною енергетикою, а всі нейрони, що лежать в межах даної околиці, піддаються адаптації, в ході якої їх вектори вагових коефіцієнтів

змінюються в напрямку вектора ΔY за правилом [231]

$$w_i(k+1) = w_i(k) + \eta_i(k)[\Delta Y - w_i(k)], \quad (6.5)$$

де $\eta_i(k)$ – коефіцієнт навчання i -го нейрона з околиці $S_p(k)$ в k -й момент часу. Значення коефіцієнта навчання зменшується зі збільшенням відстані між i -м нейроном і переможцем, а вагові коефіцієнти нейронів, що знаходяться за межами околиці $S_p(k)$, не змінюються.

Метою навчання НМ Кохонена [307] на основі конкуренції нейронів вважається таке впорядкування нейронів (підбір значень їх вагових коефіцієнтів), яке мінімізує значення очікуваного спотворення, оцінюваного похибкою апроксимації вхідного вектора ΔY , значеннями вагових коефіцієнтів нейрона-переможця. При L вхідних векторах $(\Delta Y)_j$, ($j = 1, 2, \dots, L$) і евклідової метриці ця похибка може бути виражена як

$$E = \frac{1}{L} \sum_{j=1}^L \|(\Delta Y)_j - w_p(j)\|^2, \quad (6.6)$$

де $w_p(j)$ – вагові коефіцієнти нейрона-переможця при пред'явленні мережі вектора $(\Delta Y)_j$.

Результати процесу навчання НМ Кохонена (після 70-80 циклів навчання) наведені в таблиці 6.4.

Як видно з таблиці 6.4, мережа Кохонена самостійно провела кластерний аналіз. Порівняння цих результатів з даними (табл. 6.1), де наведені еталонні стани двигуна, показує їх повний збіг з класифікацією НМ. Тут 2-й рядок визначає кількість діагностованих станів, віднесених НМ до відповідного класу (із загальної кількості 11 пред'явлених їй станів).

Результати тестування невідомих станів АТД за допомогою мережі Кохонена наведені в таблиці 6.5. За аналогією з розглянутими раніше

прикладом якості роботи НМ Кохонена [307] при цьому досліджувалася на тестовій вибірці в умовах без шуму (1-й і 3-й рядки табл. 6.6), а також в умовах адитивної складової білого шуму ($\sigma = 0,01; M = 0$), для 1% і 3%-го зміни ККД циліндро-поршневої групи (2-й і 4-й рядки табл. 6.5). Останній рядок таблиці 6.6 відповідає подвійному дефекту, що складається в одночасній зміні ККД циліндро-поршневої групи і термогазодинамічних параметрів.

Таблиця 6.4 – Результати роботи НМ Кохонена для діагностики технічного стану автотракторних двигунів при відключенні частини циліндрів

Виходи мережі	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5
Кількість станів (частоти виграшів)	5	7	1	2	3
Стан	Дефект в циліндро-поршневій групі	Дефект в системі паливоподачі	Справний стан	Дефект герметичності камери згоряння	Дефект в термогазодинамічному режимі

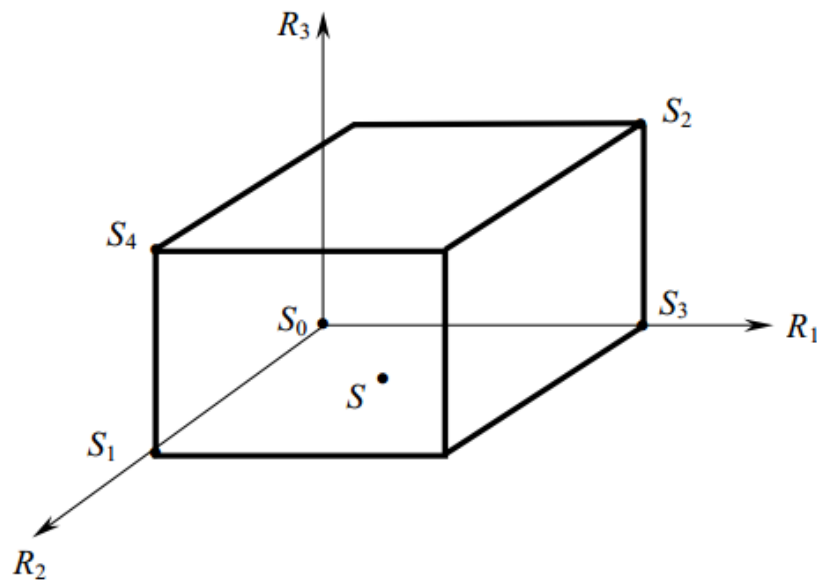
Аналіз результатів тестування класифікатора на основі НМ Кохонена [307] показує, що нейроном-переможцем (для рядків 1, 2, 3, 4) є нейрон, що має вихід R_1 , а це означає, що відповідно до таблиці 6.1 виявляється дефект в циліндро-поршневій групі. Як і раніше, за числовим значенням на кожному з виходів НМ можна судити про інтенсивність дефекту.

Таблиця 6.5 – Результати тестування класифікатора для діагностування технічного стану АТД, побудованого на основі НМ Кохонена

№ строки	Значення виходів НМ-2					Стан
	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	
1	0,62	0,091	0,01	0,014	0,1	Дефект в циліндро-поршневій групі
2 (з шумом)	0,73	0,21	0,21	0,17	0,25	
3	0,68	0,175	0,25	0,037	0,17	Дефект в циліндро-поршневій групі
4 (з шумом)	0,77	0,35	0,35	0,179	0,33	
5	0,53	0,51	0,01	0,019	0,01	Дефект в циліндро-поршневій групі і термогазодинамічних параметрів ($- 1\% \eta_{\text{кнд}}$) ($- 3\% \eta_{\text{кнд}}$)

У 5-му рядку таблиці 6.5 – два нейрона-переможця, оскільки максимальні значення сигналів мають місце для виходів R_1 і R_2 . Згідно таблиці 6.1 НМ Кохонена виявляє при цьому зазначений вище подвійний дефект (зменшення ККД циліндро-поршневої групи і термогазодинамічних параметрів).

Завершальним етапом реалізації FDI-методу для діагностування технічного стану АТД (рис.6.1) є прийняття рішення про тип відмови в АТД на основі аналізу числового вектора R . Графічна інтерпретація прийняття рішення для перцептрона і методу найменших квадратів показана на рис. 6.6, де вершини куба відповідають центрам кластерів (еталонних станів АТД) (табл. 6.1).



S_0 – центр кластера(прецедент), відповідний справному (еталонному) стану АТД; S_1 – центр кластера, відповідний дефекту циліндро-поршневої групи; S_2 – центр кластера, відповідний дефекту в системі паливоподачі; S_3 – центр кластера, відповідний дефекту в термогазодинамічному режимі; S_4 – центр кластера, відповідний дефекту герметичності камери згоряння

Рисунок 6.6 – Графічна інтерпретація процесу діагностування технічного стану АТД

Фактичний вектор стану автотракторного двигуна S може приймати значення в будь-якій точці всередині даного куба

$$S = (R_1, R_2, R_3)^T, \quad 0 \leq R_i \leq 1. \quad (6.7)$$

Визначення технічного стану АТД здійснюється за правилом «найближчого сусіда» [308], на підставі якого АТД зараховується до того класу, якому належить його найближчий сусід (або більшість з його найближчих сусідів). Вирішальне правило, на підставі якого здійснюється прийняття рішення (постановка діагнозу) записується наступним чином $S \rightarrow S_p$, якщо

$$\begin{aligned} d(S, S_p) &= \\ &= \sqrt{(S - S_0)^2 + (S - S_1)^2 + (S - S_2)^2 +} \\ &\quad \sqrt{+ (S - S_3)^2 + (S - S_4)^2 + \dots + (S - S_n)^2} =, \quad (6.8) \\ &= \sqrt{\sum_{k=1}^n (S - S_k)^2} \rightarrow \min \end{aligned}$$

де d – відстань до центру найближчого (p -го) кластера (прецеденту). При цьому відстань d обчислюється, наприклад, з використанням евклідової метрики (6.8).

Розглянемо дану процедуру на прикладі завдання діагностування подвійного дефекту, пов'язаного зі зменшенням ККД циліндро-поршневої групи і термогазодинамічних параметрів на 3 %. Величина вектора на виході НМ-2 персептрон в даному випадку $R = (0,54; 0,44; 0,02)^T$. Тоді, враховуючи еталонні стани S_0, \dots, S_4 автотракторного двигуна (табл. 6.1) і використовуючи формулу (6.8), можна обчислити відстань d від відповідного прецеденту до центрів кластерів

$$d_0(S, S_0) = 0,701; \quad d_3(S, S_3) = 0,657;$$

$$d_1(S, S_1) = 0,738; \quad d_4(S, S_4) = 1,75;$$

$$d_2(S, S_2) = 1,47.$$

Аналіз отриманих значень $d_i(S, S_i)$ показує, що результатом рішення даного завдання буде $S \in S_0 \cup S_1 \cup S_3$, тобто пропонується нейронній мережі прецедент приблизно рівновіддалений від наступних станів: справний стан (S_0), дефект в циліндро-поршневій групі (S_1) і дефект в системі паливоподачі (S_2). Таким чином, діагноз мережі – помірний за інтенсивністю дефект в 2 вузлах автотракторного двигуна (циліндро-поршневій групі і системі паливоподачі).

6.2 Застосування штучної нейронної мережі для визначення рівня зношеності циліндро-поршневої групи автотракторного двигуна

Перспективними напрямками розвитку методів і засобів діагностики є методи, засновані на нечіткій логіці або нечітких множинах, експертні системи і нейронні мережі. Методи нечіткої логіки дозволяють значно спростити опис моделі об'єктів контролю і діагностування, а також є більш простими для апаратної реалізації. Експертні системи дозволяють приймати рішення про стан об'єкта контролю, якщо оцінювання стану або пошуку несправності об'єкта контролю є важко формалізується завданням. Штучні нейронні мережі використовують для ідентифікації об'єктів контролю, розпізнавання образів і прогнозування стану технічної системи. Застосування ШНМ дозволить отримати підвищення швидкодії засобів діагностування за рахунок розпаралелювання потоків обробки діагностичної інформації.

В діагностиці технічних систем нерідко проявляються дефекти, при яких зв'язок між ознаками і причинами несправностей носить неоднозначний характер. Прості двозначні твердження типу «справний – 1»; «несправний – 0»

недостатні, оскільки чіткі правила пошуку несправностей в системі ґрунтуються на взаємній і однозначній відповідності між причиною і ознаками несправностей, тобто вони жорстко детерміновані в правилах. Сучасні діагностичні системи повинні розпізнавати небезпечні умови функціонування, причини і тип виниклої несправності. Крім цього очікується також інформація про оцінювання терміну служби виробу або його складової частини.

Таким чином, вихідні параметри діагностичної системи повинні визначати з одного боку причину і тип дефекту (несправності), з іншого боку – стан об'єкта діагностування, його відповідність оперативно-функціональному призначенню, що було досліджено у [257].

Єдиним рішенням даної проблеми є використання великої кількості лінійних систем, що не дуже практично при створенні моделей, що працюють в реальному часі. Процес створення моделей дуже складний і точність одержуваних результатів, перевірити важко. Знаючи можливості нейронних мереж моделювати складні системи володіючи невеликою кількістю інформації, дозволяє використовувати їх в аналітичних моделях.

При діагностуванні та прогнозуванні нечітка нейронна мережа відіграє роль універсального апроксиматора функції від декількох змінних, реалізуючи нелінійну функцію

$$Y = F(X), \quad (6.9)$$

де $\{X(t)\} = \{X_1(t), X_2(t), X_3(t), \dots, X_n(t)\}$ – вектори вхідної інформації (поточні виміряні значення діагностичних параметрів);

Y – реалізація векторної функції декількох змінних. [309]

В цілому локалізація дефектів за допомогою діагностичної матриці подібна роботі системи нейронів, яка отримала назву «перцептрон».

Унікальною особливістю для контролю технічного стану ЦПГ є можливість діагностування автотракторних двигунів за допомогою нейронних предикторів. Нейронний предиктор (рис. 6.7) це математична

модель на базі штучної нейронної мережі, яка здійснює передбачення вихідного вектора стану виробу по його передісторії на один крок вперед. Для використання нейронного предиктора його необхідно навчити на даних, отриманих від справного автотракторного двигуна при його роботі в різних динамічних режимах, в тому числі і при відключенні частини циліндрів. При навчанні нейронна мережа апроксимує функціональну залежність між вхідними сигналами X і вихідними Y . В якості вхідних сигналів виступають напруги, отримані в ШНМ від датчиків, які є штатними в автотракторному двигуні, і додатково ті ж сигнали, затримані на деякий час. Вихідним сигналом є передбачений на один крок електричний струм в обмотці електромагніту нормально закритого електромагнітного клапана, який перенаправляє паливо в лінію зливу (розділ 3.2) та технічний стан автотракторного двигуна.

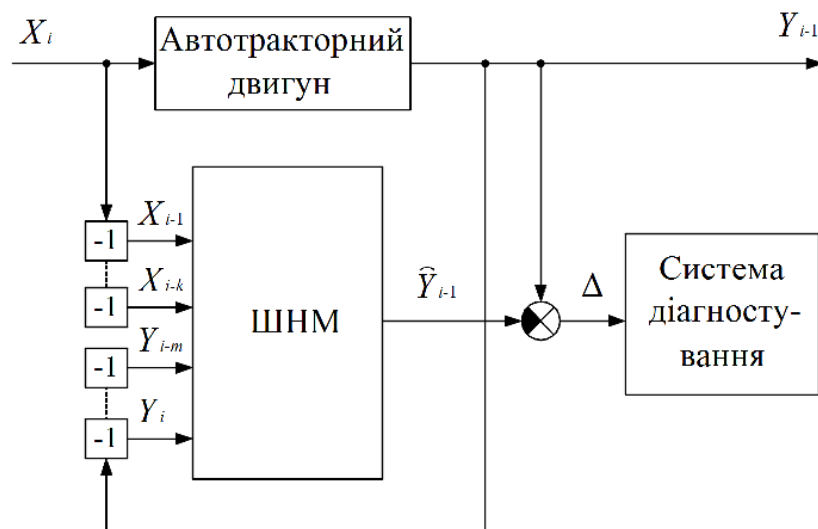


Рисунок 6.7 – Блок-схема нейронного предиктора

При цьому для отримання технічного діагнозу використовують навчену нейронечітку мережу, а на вхід мережі поставляється інформація про параметри (табл. 6.7), що характеризують реальні процеси в автотракторному двигуні. Для зручності користувача діагностичної системи числова інформація, одержувана на виході мережі, піддається додатковій інтерпретації і видається, наприклад, у вербальному вигляді (лінгвістичній формі).

Після навчання нейронний предиктор підключається до автотракторного двигуна, що діагностується шляхом відключення частини циліндрів. Точність передбачення предиктора залежить від часу навчання, обсягу і якості навчальної вибірки.

При справному автотракторному двигуні вихідний сигнал предиктора практично збігається з реально вимірним струмом, а в разі виникнення несправності виникає неузгодженість Δ . По величині і знаку неузгодженості, а також швидкості зміни величини неузгодженості можна проводити оцінювання технічного стану циліндро-поршневої групи автотракторного двигуна за допомогою періодичної зміни відключення пар циліндрів [15, 39].

Тут використовуються спеціальні вікна інтерпретатора, в якому інформація експертної системи про технічний стан механізмів автотракторного двигуна для обраного режиму функціонування виводиться в візуально-вербальному вигляді. У вікні перегляду експертної системи переглядають графічну інформацію про поведінку параметрів на режимі управління або режимі діагностування. У спеціальних рядках (табл. 6.6) виводяться різні повідомлення: види і найменування діагностичних параметрів, їх поточні значення, попередження про виникнення нештатних ситуацій або досягненні параметрів критичних значень і ін. [310].

Таблиця 6.6 – Вхідні та вихідні значення системи

№	Вхідні значення	Позначення	Вихідні значення
1	Потужність двигуна (кВт)	Потужність	Технічний стан автотракторного двигуна
2	Температура охолоджуючої рідини (°C)	Температура	
3	Витрата повітря (м ³ /км·год)	Повітря	
4	Тиск мастила (МПа)	Тиск	
5	Витрата палива (г/км/год)	Витрата	
6	Шум (дБ)	Шум	
7	Тиск в кінці такту стиснення (МПа)	Тиск такту	
8	Вихлопні гази (%)	Вихлопні гази	
9	Кількість картерних газів (л)	Кількість газів	
10	Тиск картерних газів (МПа)	Тиск газів	
11	Кількість відключених циліндрів (шт)	Відключені циліндри	

Елементи інтерфейсу експертної системи можуть бути досить легко змінені відповідно до побажань користувача. Експертна система для діагностування автотракторного двигуна, що реалізує створений метод, супроводжується програмним забезпеченням, розробленим на сучасних мовах програмування із залученням засобів візуальної розробки.

Все це призводить до рішення використовувати нейронні мережі для визначення відмов (табл. 6.7), так як нейронні мережі можуть бути натреновані певним чином з метою отримання відповідного зв'язку між входами і виходами автотракторного двигуна.

Таблиця 6.7 – Залежні значення, що є вхідними для штучної нейронної мережі, отримані від контролюючих датчиків у вигляді гармонійних напруг

Вихідні / вхідні	Мовні значення	Параметри залежних функцій			
		α	β	χ	δ
Потужність двигуна (кВт)	низька	110	110	120	125
	млява	120	125	130	135
	нормальна	130	135	140	145
	достатня	140	145	150	154
Температура охолоджуючої рідини (°C)	нормальна	70	73	77	80
	достатня	77	80	83	85
	висока	83	85	90	90
Витрата повітря ($\text{м}^3 \cdot 10^{-3}$)	нормальна	3,36	3,39	3,42	3,45
	нормальна	3,41	3,45	3,51	3,56
	мала	3,51	3,56	3,60	3,63
Тиск мастила (МПа)	млявий	1	1,5	2	2,5
	нормальний	2	2,5	3	3,5
	гарний	3	3,5	4	4,5
Витрата палива (г/км/год)	нормальна	224	226	228	230
	нормальна	227	230	234	237
	висока	234	237	240	242
Цокот, шум (дБ)	дечого	10	10	30	40
	нормальний	20	40	50	70
	багато	50	70	80	80
Тиск в кінці такту стиснення (МПа)	низький	180	180	184	188
	нормальний	184	188	190	192
	достатній	190	192	195	195
Вихлопні газы (%)	найменші	20	22	26	30
	нормальні	28	32	36	40
	найбільші	38	42	46	50
Кількість картерних газів (л/хв)	нормальна	30	25	20	15
	допустима	50	40	30	25
	критична	90	80	70	60

Вихідні / вхідні	Мовні значення	Параметри залежних функцій			
		α	β	χ	δ
Тиск картерних газів (МПа·10 ⁻³)	нормальний	0,80	0,65	0,50	0,35
	допустимий	3,0	2,5	1,5	3,0
	критичний	20,0	10,0	6,0	3,0
Кількість відключених циліндрів (шт)	менш половини	0	1	2	3
	половина	2	2	4	4
	більш половини	4	4	5	6
Технічний стан автотракторного двигуна (%)	гарний	85	95	100	100
	нормальний	65	75	85	95
	негарний	45	55	65	75
	легка відмова	25	35	45	55
	сильна відмова	0	15	25	35

Запропонований метод забезпечує отримання розширеної достовірної бази знань, швидкість обробки інформації, точність одержуваного технічного діагнозу і можливість оперативного визначення технічного стану автотракторного двигуна в режимі реального часу.

Переваги запропонованого методу полягають в наступному:

- можливість використання розширеної достовірної бази знань;
- висока швидкість обробки інформації;
- велика точність технічного діагнозу;
- можливість оперативного діагностування в режимі реального часу;
- зручність нормативного діагностування на спеціалізованих постах, станціях техобслуговування, на гірничо-збагачувальних підприємствах і т.д.

Метод штучних нейронних мереж найбільш прийнятний для визначення рівня зношеності ЦПГ по значенням параметрів гармонік залежних функцій, створюваних контролюючими датчиками автотракторного двигуна.

На підставі експериментальних досліджень, які відображають відхилення рівня несправностей циліндро-поршневої групи, в якості діагностичних параметрів запропоновано скористатися значеннями параметрів гармонійних складових параметрів залежних функцій – коефіцієнти $\alpha_{n(N)}$, $\beta_{n(N)}$, $\chi_{n(N)}$, $\delta_{n(N)}$, що представляють собою діючі значення гармонійних складових вихідних і вхідних даних від контролюючих штатних датчиків, які встановлені в автотракторному двигуні.

Алгоритм виявлення рівня несправностей циліндро-поршневої групи автотракторного двигуна представлений на рисунку 6.8.

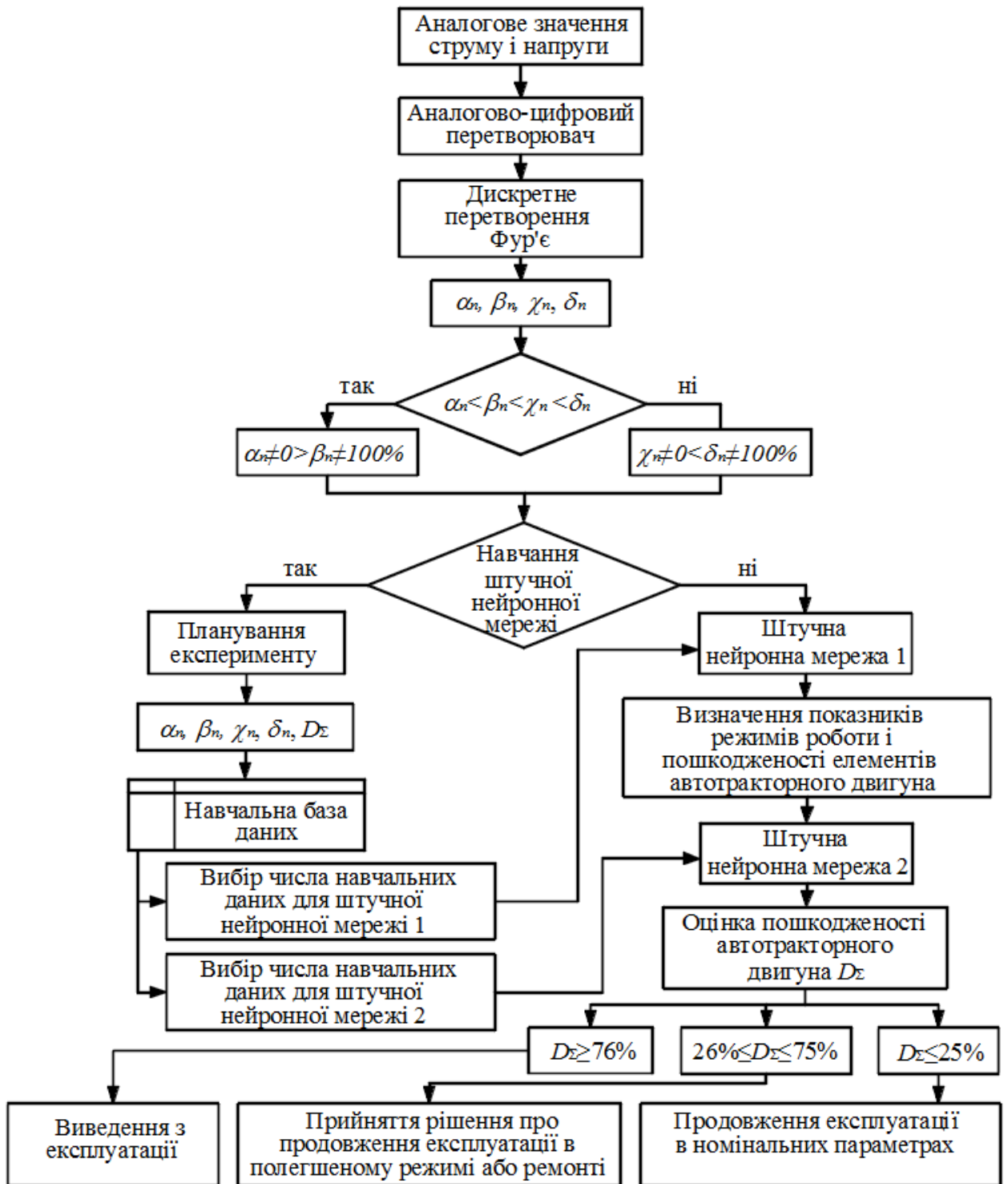


Рисунок 6.8 – Алгоритм визначення рівня зношеності ЦПГ

Значення показників режимів роботи і пошкодженості циліндро-

поршневої групи D_m є результатом аналізу штучної нейронної мережі 1, отриманого зі значень діагностичних параметрів автотракторного двигуна, що знаходяться в межах норми

$$D_m = F(\alpha_{nA}, \beta_{nA}, \chi_{nA}, \delta_{nA}, \alpha_{nB}, \beta_{nB}, \chi_{nB}, \delta_{nB}, \alpha_{nC}, \beta_{nC}, \chi_{nC}, \delta_{nC}) = \\ = F\left(\sum_{n=3,5,7,9} (w_{\alpha nA} \alpha_{nA} + w_{\beta nA} \beta_{nA} + w_{\chi nA} \chi_{nA} + w_{\delta nA} \delta_{nA} + w_{\alpha nB} \alpha_{nB} + w_{\beta nB} \beta_{nB} + \right. \\ \left. + w_{\chi nB} \chi_{nB} + w_{\delta nB} \delta_{nB} + w_{\alpha nC} \alpha_{nC} + w_{\beta nC} \beta_{nC} + w_{\chi nC} \chi_{nC} + w_{\delta nC} \delta_{nC})\right) \quad (6.10)$$

де w – вагові коефіцієнти нейронної мережі для відповідних діагностичних параметрів;

$m = 1, 2, 3, \dots, 11$ – число виходів нейронної мережі 1.

Досліджувані значення гармонійних складових вихідних і вхідних даних від контролюючих штатних датчиків за допомогою аналого-цифрового перетворювача «АЦП» перетворюються в цифровий код. Послідовність таких цифрових кодів характеризує сигнал за певний період часу. Блок дискретного перетворення Фур'є розкладає досліджуваний сигнал на гармонійні складові, з яких для аналізу беруться третя, п'ята, сьома і дев'ята гармоніки. Потім визначаються діючі значення коефіцієнти $\alpha_{n(N)}$, $\beta_{n(N)}$, $\chi_{n(N)}$, $\delta_{n(N)}$, що представляють собою діючі значення гармонійних складових вихідних і вхідних даних від контролюючих штатних датчиків, які встановлені в автотракторному двигуні.

Значення інтегрального діагностичного параметра пошкоженості є результатом аналізу штучної нейронної мережі 2, отриманого зі значень показників режимів роботи і пошкоженості циліндро-поршневої групи D_m автотракторного двигуна [311]

$$D_{\Sigma} = F\left(\sum_{m=1}^{11} w_m D_m\right). \quad (6.11)$$

Побудова нейромережевої моделі відбувається адаптивно під час навчання. Для керованого навчання мережі користувачеві необхідно організувати систему навчальних даних. Дані параметри показують моделі відомих вхідних і відповідних їм вихідних значень. Мережа вивчає і намагається встановити зв'язок між входами і виходами.

Якщо вихідні значення нейронної мережі не відповідають необхідним значенням, то проводиться оптимізація ваг нейронної мережі будь-яким з математичних алгоритмів до максимальної відповідності із заданою точністю. Складність виникає в отриманні необхідного числа навчальних даних. Це є основним недоліком застосування штучних нейронних мереж в задачах діагностики циліндро-поршневої групи автотракторного двигуна. Збільшення набору навчальних даних і зменшення числа навчальних експериментів можливе при навчанні штучної нейронної мережі шляхом використання теорії планування експерименту [311].

Для визначення значень інтегрального діагностичного параметра пошкодженості D_{Σ} і показників режимів роботи і пошкодженості елементів ЦПГ D_m необхідна база даних (табл. 6.8), основною метою якої є навчання штучних нейронних мереж.

Переважає більшість всіх прикладних задач, що вирішуються методом математичного моделювання, зводиться до знаходження деякої складної функції, що здійснює багатовимірне перетворення вектора вхідних параметрів X в вектор вихідних параметрів Y .

Принципова можливість побудови нейронної мережі, що виконує перетворення, задане будь-яким безліччю розрізняються між собою навчальних прикладів, і встановлено, що такий універсальної нейронної мережею є двошаровий персептрон, тобто персептрон з одним прихованим шаром, причому активаційні функції його нейронів повинні бути сигмоїдними.

Необхідна кількість нейронів в прихованих шарах персептрона можна визначити за формулою, що є наслідком з теорем Арнольда-Колмогорова-

Хехт-Нільсена [312]

$$\frac{N_y Q}{1 + \log_2(Q)} \leq N_w \leq N_y \left(\frac{Q}{N_x} + 1 \right) (N_x + N_y + 1) + N_y. \quad (6.12)$$

де N_y – розмірність вихідного сигналу;

Q – число елементів безлічі навчальних прикладів;

N_w – необхідне число синаптичних зв'язків;

N_x – розмірність вхідного сигналу.

Оцінивши за допомогою цієї формули необхідне число синаптичних зв'язків N_w , можна розрахувати необхідне число нейронів в прихованих шарах. Тоді, число нейронів прихованого шару двошарового перцептрона дорівнюватиме [312]

$$N = \frac{N_w}{N_x + N_y}. \quad (6.13)$$

За допомогою рівняння регресії визначається значення вихідної величини при всіх можливих поєднаннях рівнів факторів, що збільшує базу навчальних даних штучної нейронної мережі. Число експериментів, необхідних для створення всіх можливих поєднань рівнів факторів, визначається за формулою [312]

$$N_d = 2^{k-p}, \quad (6.14)$$

де k – число факторів;

p – репліка дрібного факторного експерименту;

2 – число рівнів.

При числі факторів 11 база даних, згідно з формулою (6.14),

збільшується з 32 до 2048.

Дослідивши штучну нейронну мережу 1 з різними обсягами навчальних даних в інтервалі (650, 800, 900, 1000, 1200, 1500, 2048, 2500, 3250), отримали залежність зміни достовірності результату від розміру навчальних даних, представлену на рисунку 6.9.

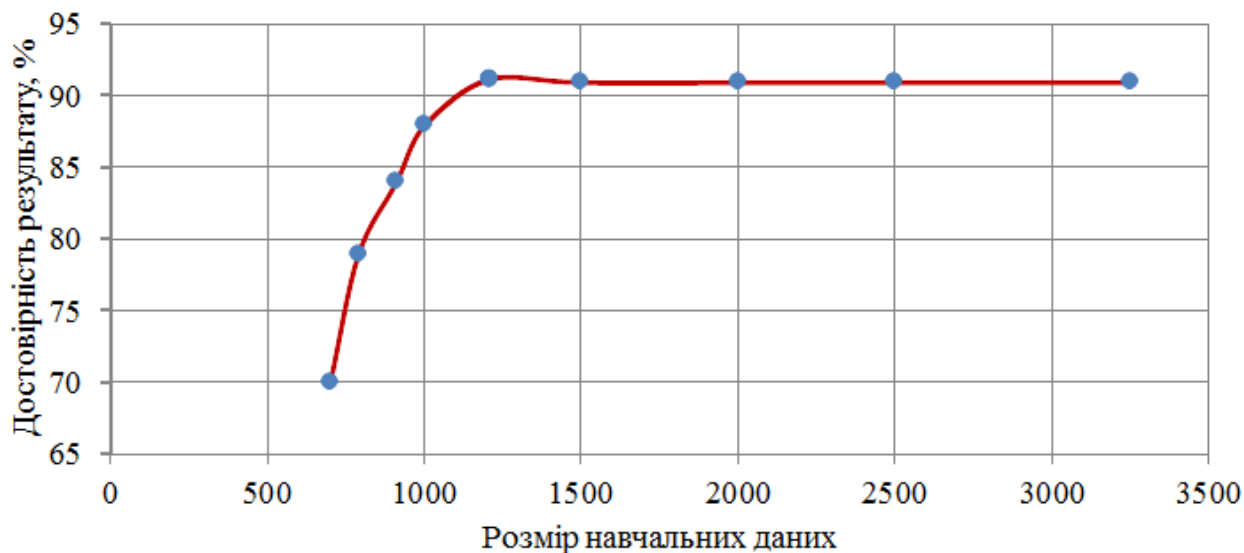


Рисунок 6.9 – Залежність зміни достовірності результату від розміру навчальних даних нейронної мережі 1

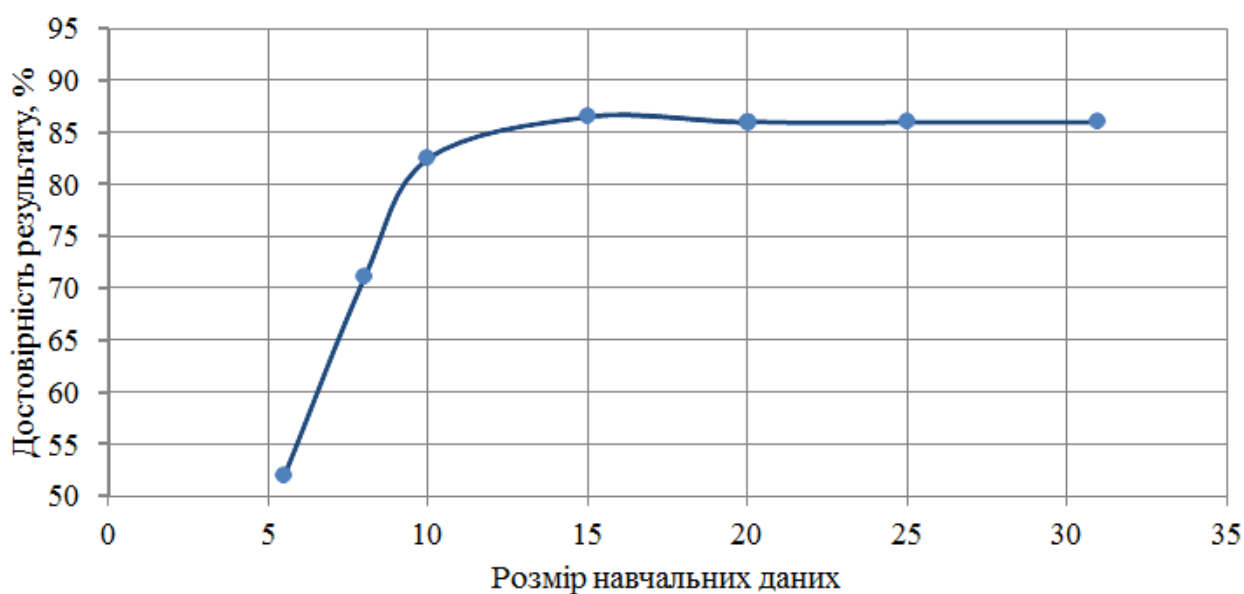


Рисунок 6.10 – Залежність зміни достовірності результату від розміру навчальних даних нейронної мережі 2

З рисунку 6.9 видно, що при забезпеченні достовірності результату розпізнавання рівної 91,2% оптимальна кількість навчальних даних становить 1200.

Дослідивши штучну нейронну мережу 2 з різними обсягами навчальних даних в інтервалі (6, 8, 10, 15, 20, 25, 30), отримали залежність зміни достовірності результату від розміру навчальних даних, представлену на рисунку 6.10.

З рисунку 6.10 видно, що при забезпеченні достовірності результату розпізнавання на 86,5% оптимальна кількість навчальних даних становить від 10 до 15.

Таким чином, застосування методу планування експерименту дає можливість скоротити необхідну кількість навчальних експериментів для нейронної мережі 1 з 2048 до 10-15 для нейронної мережі 2 при забезпеченні достовірності результату розпізнавання рівною 91,2%.

Діагностування складних технічних об'єктів, що полягає в тому, що серед параметрів складного технічного об'єкта виділяють окремі параметри, які є ознаками його технічного стану, порівнюють їх з еталонними ознаками вихідного алфавіту класів. Перспективними напрямками розвитку методів і засобів діагностики є методи, засновані на нечіткій логіці або нечітких множинах, експертні системи і нейронні мережі. Штучні нейронні мережі використовують для ідентифікації об'єктів контролю, розпізнавання образів і прогнозування стану технічної системи. Застосування ШНМ дозволить отримати підвищення швидкодії засобів діагностування за рахунок розпаралелювання потоків обробки діагностичної інформації. Метод діагностування складних технічних об'єктів, заснований на нейронечітких мережах, адаптованих до завдань діагностування циліндро-поршневої групи автотракторного двигуна.

Слід констатувати, що отримана модель придатна для точного передбачення значення параметра, оскільки, як і очікувалося, відносні відхилення значень з тестового і навчального множин від цільового значення

склали в середньому близько 35 %. Така висока величина пов'язана з малою кількістю навчальних прикладів.

Однак метою даного дослідження була тільки демонстрація застосовності апарату штучних нейронних мереж в даній предметній області, а не створення точної моделі. Виконання останнього завдання неможливо, якщо ми маємо в своєму розпорядженні таку малу кількість експериментальних реалізацій.

Слід особливо відзначити, що зі збільшенням числа проведених натурних випробувань (в тому числі з негативним результатом) з'являється можливість розширити факторний простір і, як наслідок, поліпшити побудовану модель.

Таким чином, в цій роботі представлено побудову нейромережевої прогностичної моделі на базі експериментальних даних, здатної виділяти функціональні зв'язки між параметрами без будь-якої інформації про їх передісторію. Побудована модель дозволяє прогнозувати вихідний параметр, відповідний результатам випробування установки з будь-яким запалюванням, причому із заздалегідь оціненою точністю. Отримані результати вказують принципову можливість створення прогностичних моделей вузлів і агрегатів випробовуваних автотракторних двигунів. Модель можна створити за допомогою апарату штучних нейронних мереж і використання досить великої бази даних проведених випробувань.

6.3 Висновки по розділу 6

1. Запропоновані нейромережеві технології для вирішення задач діагностування технічного стану автотракторного двигуна. Вони дозволяють працювати як з реальними даними, отриманими для індивідуального і еталонного (середньостатистичного) автотракторного двигуна, так і з даними, обчисленими за допомогою його математичної моделі, на підставі порівняння яких можна приймати обґрунтовані рішення про характер і місце

розташування того чи іншого дефекту. Це дозволяє підвищити функціональну стабільність колісної машини і поліпшити роботу його інтелектуальних бортових систем.

2. Доведено, що для зниження надмірності нейронної мережі необхідно зменшувати число нейронів прихованого шару при заданому рівні помилки навчання мережі. Мінімальне число нейронів прихованого шару для випадку 10 контролюючих штатних датчиків параметри автотракторному двигуна і п'яти класів типових дефектів вузлів АТД може бути знижено до 5-7 при високій якості розпізнавання стану автотракторного двигуна.

3. Запропоновано, на підставі експериментальних досліджень скористатися значеннями параметрів гармонійних складових параметрів залежних функцій – коефіцієнти $\alpha_{n(N)}$, $\beta_{n(N)}$, $\chi_{n(N)}$, $\delta_{n(N)}$, в якості діагностичних параметрів, що представляють собою діючі значення гармонійних складових вихідних і вхідних даних від контролюючих штатних датчиків, які встановлені в автотракторному двигуні та відображають відхилення рівня несправностей циліндро-поршневої групи.

4. В якості вхідних сигналів виступають напруги, отримані в ШНМ від датчиків, які є штатними в автотракторному двигуні, і додатково вказують на вихідний сигнал пристрою відключення подачі палива, передбачений на один крок, що містить обмотку нормально закритого електромагнітного клапана, який перенаправляє паливо в лінію зливу (розділ 3.2) та технічний стан автотракторного двигуна.

5. Рекомендований до використання алгоритм виявлення значення показників режимів роботи і несправностей циліндро-поршневої групи, що є результатом аналізу штучної нейронної мережі, які отримують результати діагностичних параметрів автотракторного двигуна.

Основні результати дослідження по даному розділу опубліковані в роботах [2, 3, 6, 7, 15, 24, 27, 32, 35, 39–41, 44].

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі теоретично узагальнено та розроблено нові методи діагностування й оцінювання взаємозв'язку між кількістю відключених циліндрів АТД та енергоперетворюючими властивостями, що дозволило вирішити наукову проблему забезпечення надійності і функціональної стабільності колісних машин при русі в режимі відключення частини циліндрів двигуна. Це дозволило отримати нові наукові результати та зробити практичні рекомендації.

1. Аналіз останніх досягнень і публікацій в області оцінювання стабільності функціонування колісних машин показав, що потрібні нові підходи до підвищення ефективності їх використання в умовах малих навантажень і обертів. Проблемі надійності й функціональної стабільності колісних машин в умовах відключення частини циліндрів АТД приділено недостатню увагу. Встановлено, що використання штучних нейронних мереж, нечіткої логіки, експертних систем в процесі діагностування АТД дозволяє підвищити точність і якість оцінювання динамічних процесів.

2. Отримана залежність кількості відключених циліндрів від миттєвого значення ефективної потужності. Встановлено, що відключення частини циліндрів найбільш ефективне на холостому ході та при малих навантаженнях моторно-трансмісійних установок колісних машин, при цьому визначено максимальну кількість відключених циліндрів за умовами забезпечення потрібної ефективної потужності АТД та надійності його складових частин. Для визначення максимальної кількості відключених циліндрів запропоновано алгоритм роботи штучної нейронної мережі з використанням даних штатного бортового комп'ютера.

3. Дослідженням встановлено вплив зниження тиску у лініях високого тиску палива на стан підтискних пружин електромагнітних клапанів, що встановлені поза межами порожнин високого тиску, що дозволило застосувати менш потужні

електромагніти та пружини. Отримані результати можуть бути використані для відключення подачі палива в окремі циліндри, що сприяє його економії та з'являється можливість діагностики несправностей при роботі циліндрів.

4. Отримана залежність величини падіння потужності на ведучих колесах машини при відключенні частини циліндрів їх двигунів з урахуванням наявності або відсутності механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах. Падіння потужності на ведучих колесах автомобіля Daewoo Lanos 1.5i при відключенні одного або двох циліндрів двигуна з урахуванням наявності механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах склала відповідно в 1,56 раз та в 3,82 рази. Усунення механічних (насосних) втрат знижує падіння потужності відповідно до 1,44 разів та до 2,98 раз. Падіння потужності на ведучих колесах автомобіля КрАЗ-255Б при відключенні двох або чотирьох циліндрів двигуна з урахуванням наявності механічних (насосних) втрат у відключених циліндрах склала відповідно в 1,44 рази та в 6,97 раз. Усунення механічних (насосних) втрат знижує падіння потужності відповідно до 1,1 разів та до 3,09 разів.

5. Експериментально встановлено, що для автомобіля Daewoo Lanos 1.5i при відключенні одного або двох циліндрів при наявності та відсутності механічних (насосних) втрат максимальна різниця значення потужності в діапазоні швидкостей $V_{\text{авт}}=2-13$ м/с (при русі на другій передачі) склала відповідно $\Delta N_{\text{max}}=1890$ Вт та $\Delta N_{\text{max}}=2694$ Вт, що складає 4,3 % та 6,1 % від максимального значення потужності на колесах. Для автомобіля КрАЗ-255Б при відключенні двох або чотирьох циліндрів при наявності та відсутності механічних (насосних) втрат максимальна різниця значення потужності в діапазоні швидкостей $V_{\text{авт}}=1-5$ м/с (при русі на другій передачі) склала відповідно $\Delta N_{\text{max}}=19917$ Вт та $\Delta N_{\text{max}}=27437$ Вт, що складає 22,3 % та 30,8 % від максимального значення.

6. Розроблений метод оцінювання надійності базових деталей АТД за втомною міцністю при відключенні частини циліндрів. Обґрунтований критерій – коефіцієнт запасу міцності при відключенні частини циліндрів

дозволив розробити метод оцінювання безвідмовності базових деталей АТД при відключенні частини циліндрів. Виконаний прогноз розвитку тріщин, які виникають на поверхні блоку циліндрів АТД внаслідок нерівномірності крутильного моменту, дозволив оцінити ризик втрати працездатності.

7. Встановлено кореляційний зв'язок механічного ККД та ефективної потужності двигуна: зі збільшенням кількості відключених циліндрів (факторна ознака) в АТД, збільшується потужність механічних втрат (результативна ознака) та зменшується механічний ККД. Розроблений метод дозволяє визначити вплив відключення будь-якої кількості циліндрів на показники потужності та паливно-економічні показники роботи автотракторного двигуна. За допомогою отриманого рівня потужності для суміщених режимів коливань при діагностуванні встановлено, що при відключенні половини циліндрів: номінальна потужність становить 35-40 %, розбіжність експериментальних і розрахункових результатів коефіцієнта зміни потужності механічних втрат не більше 8 %; розбіжність розрахункових і експериментальних результатів коефіцієнта навантаження за потужністю не більше 5 %; механічний ККД при завантаженні на 48 % підвищується на 7 %.

8. Експериментально встановлено, що з поступовим відключенням частини циліндрів виникають додаткові насосні витрати. Так, на стенді у двигуна КамАЗ-740 при збільшенні частоти обертання колінчастого вала від 1400 хв^{-1} до 2400 хв^{-1} та при номінальній потужності $N_{\text{НОМ}} = 154,5 \text{ кВт}$, потужність механічних втрат збільшилася від 42,65 кВт до 118,1 кВт, або на $\Delta N_{\text{МВ}} = 75,45 \text{ кВт}$, а після усунення насосних втрат у першому, четвертому, шостому та восьмому циліндрах із зростанням частоти обертання вала двигуна в тих же межах – від 36,65 кВт до 104,25 кВт, або на $\Delta N_{\text{МВ}} = 67,6 \text{ кВт}$.

9. Отримана математична модель зміни основних техніко-економічних показників автотракторного двигуна при роботі колісних машин в різних умовах навантаження. Так, при номінальній частоті обертання на холостому ходу двигуна розбіжність щодо зміни витрати палива складає 8,78 %, при роботі під навантаженням у точці нульової економії розбіжність за

коефіцієнтом завантаження становить 2,1 %, витрати палива 14 %. При русі порожньої колісної машини зниження витрати палива зростає із збільшенням швидкості; розбіжність при швидкості 10 км/год складає 22 %. При роботі з вантажем при завантаженні колісної машини 1 т при швидкості 10 км/год на розбіжність становить 22 %. Таким чином, отримані залежності дозволяють зробити висновок про задовільну адекватність математичної моделі.

10. Удосконалено інтелектуальну бортову систему з використанням штучної нейронної мережі. Запропоновані нейромережеві технології для вирішення задач діагностування технічного стану автотракторного двигуна дозволили працювати як з реальними даними, отриманими для індивідуального і еталонного (середньостатистичного) автотракторного двигуна, так і з даними, обчисленими за допомогою його математичної моделі, на підставі порівняння яких можна приймати обґрунтовані рішення про характер і місце розташування того чи іншого дефекту. Рекомендований до використання алгоритм виявлення несправностей циліндро-поршневої групи, що є результатом роботи штучної нейронної мережі, та здійснюється з використанням результатів аналізу діагностичних параметрів автотракторного двигуна.

11. Рекомендації, які розроблені з використанням результатів теоретичних і експериментальних досліджень забезпечення надійності та функціональної стабільності колісних машин в умовах режиму відключення частини циліндрів двигуна та діагностування з використанням штучної нейронної мережі прийняті для практичного використання державними авторемонтними підприємствами «Харківський завод спеціальних машин» та «Харківський автомобільний завод» концерну «УкрОборонПром», публічним акціонерним товариством «АвтоКрАЗ», м. Кременчук, акціонерним товариством «Харківський тракторний завод», приватним акціонерним товариством «Спецбудмаш» м. Бровари, лабораторією діагностування й технічного обслуговування Національного наукового центру «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» Української академії аграрних наук.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Подригало М.А. Керованість та стійкість тракторів і тракторних поїздів / М.А. Подригало, О.С. Полянський, Е.О. Дубінін, А.О. Молодан, В.В. Задорожня, М.П. Холодов, О. І. Хворост // Монографія. – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. – 279 с.
2. Тарасов Ю.В. Оценка эффективности рециклинга транспортных средств, вышедших из эксплуатации / Ю.В. Тарасов, А.А. Молодан // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Харьков: ХНАДУ, 2016. – Вып. 72. – С. 7-12.
3. Полянський А.С. Нормирование диагностических параметров элементов двигателя / А.С. Полянський, А.А. Молодан // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки). – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2017. – Вип. 180. – С. 142-148.
4. Полянський О.С. Підвищення паливної економічності колісних машин відключенням частини циліндрів двигуна / О.С. Полянський, А.О. Молодан, О.В. Власенко // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2017. – № 9. – С. 57-61.
5. Полянський О.С. Зміна енергетичних параметрів двигуна в режимі роботи без навантаження при відключенні циліндрів / О.С. Полянський, А.О. Молодан // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки). – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. – Вип. 190. – С. 152-161.
6. Молодан А.О. Вплив відключення частини циліндрів на режим роботи двигуна під навантаженням / А.О. Молодан // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки). – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. –

Вип. 192. – С. 151-158.

7. Полянский А.С. Совершенствование метода оценки технического состояния цилиндропоршневой группы / А.С. Полянский, А.А. Молодан // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. – № 13. – С. 27-32.

8. Подригало М.А. Применение модели многокомпонентного сложного движения для оценки энергетической эффективности автомобиля / М.А. Подригало, Р.О. Кайдалов, Д.В. Абрамов, А.А. Молодан, В.И. Гацько, А.С. Мазин // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – Луцьк: Луцький НТУ, 2017. – №1(10). – С. 73-78.

9. Коробко А. Зміна потужності і витрати палива двигуна колісної машини під час вимикання частини його циліндрів / А. Коробко, А. Молодан // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – ДНУ УкрНДІПВТ імені Леоніда Погорілого. – Дослідницьке, 2018. – Вип. 22 (36). – С. 268-274.

10. Молодан А.А. Теоретические расчеты относительного дополнительного расхода топлива при отключении цилиндров / А.А. Молодан, А.С. Полянский // Інженерія природокористування. – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. – №2 (10). – С. 14-18.

11. Молодан А.О. Вплив на потужність двигуна колісної машини механічних втрат при відключенні циліндрів / А.О. Молодан // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Технічні науки – Житомир: ЖДТУ, 2018. – №2 (82). – С. 105-110.

12. Молодан А. Основні підходи до надійності автотракторного двигуна з вимкненням циліндрів як складної системи / А. Молодан, А. Коробко // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – ДНУ УкрНДІПВТ імені Леоніда Погорілого. – Дослідницьке, 2018. – Вип. 23 (37). – С. 52-60.

13. Молодан А.О. Зміна потужності автотракторного двигуна колісної

машини з вимкненим циліндром / А.О. Молодан // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. – № 14. – С. 198-205.

14. Молодан А.О. Метод визначення додаткових витрат енергії викликаних нерівномірністю крутного моменту двигуна при відключенні циліндрів / А.О. Молодан // Вісник машинобудування та транспорту. – Вінниця: ВНТУ. – №2(8), 2018. – С. 65-73.

15. Молодан А.О. Діагностування потужності окремих циліндрів автотракторних двигунів методом їх відключення / А.О. Молодан // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки). – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2019. – Вип. 198. – С. 130-136.

16. Молодан А.О. Визначення потужності та роботи двигуна в процесі розгону колісної машини / А.О. Молодан // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки). – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2019. – Вип. 201. – С. 202-208.

17. Молодан А.О. Визначення залишкового напрацювання до відмови деталей двигуна з тріщиною з відключеними циліндрами / А.О. Молодан, О.С. Полянський // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки). – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2019. – Вип. 205. – С. 103-109.

18. Молодан А.О. Підвищення енергетичної ефективності колісних машин методом відключення циліндрів в автотракторному двигуні / А.О. Молодан // Вісник машинобудування та транспорту. – Вінниця: ВНТУ. – №2(10), 2019. – С. 48-53.

19. Молодан А.О. Визначення потужності і роботи вимушених коливань при відключенні циліндрів в двигуні колісної машини / А.О. Молодан // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – Луцьк: Луцький НТУ, 2019. – №2(13). – С. 116-123.

20. Потапов Н.Н. Математическая модель скручивания вала трансмиссии полноприводных тягово-транспортных средств при движении с заблокированным приводом / Н.Н. Потапов, А.А. Молодан, А.С. Полянский // Інженерія природокористування. – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2019. – № 4(14). – С. 6-11.

21. Дубинин Е. Совершенствование метода диагностирования рулевого управления шарнирно-сочлененной машины / Е. Дубинин, А. Полянский, А. Молодан, Д. Клец, В. Плетнёв // Motrol: Commission of motorization and energetics in agriculture; An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. Vol. 18, No 8. – Lublin. – Rzeszów, 2016 – P. 53-58. (Web of Science Core Collection).

22. Molodan A. Change of power and mechanical losses of a wheel vehicle engine with cylinders cutout / A. Molodan, O. Polyanskyi, M. Potapov. // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2018. Vol.20. No.1. P. 99-103. (Web of Science Core Collection).

23. Podrigalo, M. “The Improvement Brake’s Qualities of Vehicle by Developing the Method of the Choosing Frictional Pairs of the Brakes Mechanisms,” / Mikhail Podrigalo, Dmytro Klets, Mykhailo Kholodov, Viktor Bogomolov, Anatoliy Turenko, Andrii Molodan, Volodymyr Rudzinskyi, Yurii Tarasov, Aloksa Mykolai, Vasyl Hatsko // SAE Technical Paper 2019-01-2145, 2019. Doi:10.4271/2019-01-2145. (Scopus Q2).

24. Podrigalo, M. «New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units» / Mikhail Podrigalo, Yevhen Dubinin, Andrii Molodan, Oleksandr Polianskyi, Mykhailo Kholodov, Dmytro Klets, Anton Kholodov, Zadorozhnia Viktoriia, Oleksandr Khvorost, Potapov Mykola, Alex Stepanov // SAE Technical Paper 2020-01-2014, 2020. Doi:10.4271/2020-01-2014. (Scopus Q2).

25. Podrigalo M. Determination of the work done by the engine in the course of automobile movement / M. Podrigalo, D. Abramov, A. Molodan // «Транспорт, екологія – устойчиво развитие»: XXII научно-техніческа

конференция с международно участие, Сборник доклади. – Варна: Технически университет, 2016, 19-21 май. – С. 124-130.

26. Молодан А.О. Економія палива за рахунок визначення раціонального відключення циліндрів в двигуні / А.О. Молодан // «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців»: Наукові праці міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції присвяченої 85-річчю кафедри автомобілів, та 100-річчю з Дня народження професора А.Б. Гредескула, 20-21 жовтня 2016 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2016. – С. 149-150.

27. Полянский А.С. Выбор диагностических параметров оценки технического состояния колесных машин / А.С. Полянский, Д.М. Клец, Е.А. Дубинин, А.А. Молодан, М.А. Скорик // «Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення сил охорони правопорядку»: Збірник тез доповідей науково-практичної конференції, 27 жовтня 2016 р. – Харків: Національна академія національної гвардії України, 2016. – С. 111-113.

28. Молодан А.О. Освоєння технічних дисциплін студентами за допомогою ІТ-технологій / А.О. Молодан, Ю.В. Тарасов // Матеріали науково-методичних конференцій: «Особливості викладання фахових дисциплін технічних спеціальностей – виклики часу та перспективи», 21 березня 2017 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2017. – С. 34-35.

29. Абрамов Д. Визначення похибки вимірювання прискорення автомобіля акселерометром під час руху дорогою з позовжнім ухилом / Д. Абрамов, А. Коробко, Ю. Тарасов, А. Молодан // 13-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму 18–19 травня 2017 року. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2017. – С. 87-88.

30. Molodan A. The study of possible fuel savings when disconnecting cylinders / A. Molodan // «Транспорт, екологія – устойчиво развитие»: XXIII научно -техническа конференция с международно участие, Сборник доклади.

– Варна: Технічески університет, 2017, 15-17 Юни. – С. 350-354.

31. Молодан А.О. Визначення роботи автотракторного двигуна при включенні-виключенні циліндрів / А.О. Молодан, Д.В. Абрамов // Чотирнадцята наукова конференція ХНУПС імені Івана Кожедуба: «Новітні технології – для захисту повітряного простору». – Тези доповідей 11-12 квітня 2018 р. – Харків: Харківський національний університет повітряних сил імені Івана Кожедуба, 2018. – С. 343-344.

32. Молодан А.О. Раціональне використання потужності двигуна при відключенні циліндрів / А.О. Молодан, Ю.В. Тарасов // Матеріали всеукраїнського науково-практичного семінару: «Наукові досягнення в галузі автомобільного транспорту», 20 квітня 2018 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2018. – С. 19.

33. Молодан А.О. Зміна роботи двигуна колісної машини при відключенні циліндрів / А.О. Молодан // Матеріали II Всеукраїнської науково-технічної конференції: «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки», 25 – 26 квітня 2018 р. – Полтава: Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, 2018. – С. 84-85.

34. Polyanskii A. New approach to technical maintenance and repair of autotractor technics / A. Polyanskii, A. Molodan // «Транспорт, екологія – устойчиво развитие»: XXIV научно-техническа конференция с международно участие, Сборник доклади. – Варна: Технічески університет, 2018, 14-16 Юни. – С. 109-115.

35. Молодан А.О. Вплив методу відключення частини циліндрів на показники двигунів колісних машин / А.О. Молодан // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції: «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту», 16-19 жовтня 2018 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2018. – С. 202-204.

36. Подригало М.А. Поняття функціональної стабільності гальмових властивостей колісних транспортних засобів / М.А. Подригало,

Ю.В. Тарасов, І.О. Радченко, А.О. Молодан // «Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів»: Збірник тез доповідей науково-практичної конференції, 31 жовтня 2018 р. – Харків: Національна академія національної гвардії України, 2018. – С. 136-137.

37. Тарасов Ю.В. Підвищення ефективності і довговічності деталей циліндро-поршневої групи відремонтованих дизелів / Ю.В. Тарасов, А.О. Молодан, В.Д. Булавін, В.В. Гончаров, М.Ю. Шульга // Секція 2. «Технічне та тилове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України: сучасний стан, проблеми та перспективи»: Збірник тез доповідей науково-практична конференції, 14 березня 2019 р. – Харків: Національна академія Національної гвардії України, 2019. – С. 166-167.

38. Polyanskii A. Influence on the engine power and flow fuel of the wheel car of the cylinder parts disconnection / A. Polyanskii, A. Molodan, N. Potapov. // «Транспорт, екологія – устойчиво развитие»: XXV научно-техническа конференция с международно участие, Сборник доклади. – Варна: Технически университет, 2019, 16-18 Май. – С. 160-165.

39. Молодан А.О. Ефективність нейронно-мережових моделей в системах діагностики технічного стану двигунів на основі функціональної адаптації / А.О. Молодан, О.В. Власенко, В.Д. Булавін // «Забезпечення функціональної стабільності автомобілів та тракторів»: Матеріали всеукраїнського науково-практичного семінару, 22 травня 2019 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2019. – С. 16-17.

40. Молодан А.О. Використання нейронно-мережових моделей при діагностиці ДВЗ / А.О. Молодан, А.С. Устінов, В.В. Гончаров // «Забезпечення функціональної стабільності автомобілів та тракторів»: Матеріали всеукраїнського науково-практичного семінару, 22 травня 2019 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2019. – С. 19-20.

41. Молодан А.О. Контроль і діагностика технічного стану двигунів на основі інтелектуального аналізу даних / А.О. Молодан, В.К. Вязеленко, М.Ю. Шульга // «Забезпечення функціональної стабільності автомобілів та тракторів»: Матеріали всеукраїнського науково-практичного семінару, 22 травня 2019 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2019. – С. 23.

42. Полянський О.С. Методика розрахунку еквівалентних напружень в тріщинах деталей двигуна з відключеними циліндрами / О.С. Полянський, А.О. Молодан // «Проблеми надійності машин»: збірник матеріалів міжнародної науково-методичної конференції присвяченої пам'яті академіка В.Я. Аніловича. – Харків: Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, 2019. – С. 15-16.

43. Молодан А.О. Підвищення енергетичної ефективності колісних машин методом відключення циліндрів в автотракторному двигуні / А.О. Молодан // «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту»: матеріали XII міжнародної науково-практичної конференції, 21-23 жовтня 2019 року: збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. – Вінниця: ВНТУ, 2019. – С. 122-125.

44. Молодан А.О. Використання штучних нейронних мереж в діагностуванні потужності окремих циліндрів автотракторних двигунів при їх відключенні / А.О. Молодан, О.С. Полянський, О.В. Власенко, А.С. Устінов, В.К. Вязеленко // «Безпека на транспорті – основа ефективної інфраструктури: Проблеми та Перспективи»: Наукові праці IV Міжнародної науково-практичної конференції, 26-27 листопада 2019 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2019. – С. 213-215.

45. Polyanskii A. Cause and investigative failure analysis in nominal engine operation and partial disabling of cylinders / A. Polyanskii, A. Molodan, N. Potarov. // «Транспорт, екологія – устойчиво развитие»: XXVI научно -

техніческа конференция с международно участие, Сборник доклади. – Варна: Технически университет, 2020, 8-10 Октомври. – С. 132-137.

46. Тарасов Ю.В. Оцінка залишкового напрацювання до відмови деталі з тріщиною в двигуні з відключеними циліндрами / Ю.В. Тарасов, А.О. Молодан, О.В. Власенко, В.К. Вязеленко, А.С. Устинов // «Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів»: Збірник тез доповідей ІХ всеукраїнської науково-практичної конференції, 29 жовтня 2020 р. – Харків: Національна академія Національної гвардії України, 2020. – С. 306-308.

47. Пат. 143315 Україна, МПК F02D 41/32, F02M 63/02. Система відключення паливоподачі за допомогою електромагнітних клапанів / Молодан А.О., Полянський О.С., Подригало М.А., Дубінін Є.О., Клец Д.М., Потапов М.М., Абрамов Д.В.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № и 2020 00007; заявл. 02.01.2020; опубл. 27.07.2020, Бюл. № 14.

48. Словарь иностранных слов / [Науч. ред. А. Г. Спиркин и др.]. – 7-е изд., перераб. – М.: Рус. яз., 1980. – 622 с.

49. Энциклопедический словарь / [под ред. Б.А. Введенского]. Часть 3. – М.: БСЭ, 1955. – 744 с.

50. Дитрих Я. Проектирование и конструирование. Системный подход / Я. Дитрих. – М.: Мир, 1984. – 454 с.

51. Бахарев В. П. Проектирование и конструирование в машиностроении. Ч.1. Общие методы проектирования и расчета. Надежность техники / В.П. Бахарев, М. Ю. Куликов, И. В. Бортников, А. Г. Схиртладзе. – Старый Оскол: ТНТ, 2014. – 247 с.

52. Бахарев В. П. Проектирование и конструирование в машиностроении. Ч.2. Моделирование и прогнозирование развития технических систем машиностроения / В.П. Бахарев, А.П. Дубинин, А.Г. Схиртладзе. – Старый Оскол: ТНТ, 2014. – 203 с.

53. Б. И. Сухорученков Методы статистического контроля

параметрической безотказности технических систем по параметрам состояния в классе случайных процессов / Б. И. Сухорученков, М.В. Огороков // Двойные технологии. – 2017. – № 2. – С. 2-8.

54. Сухорученков Б. И. Методы статистического оценивания параметрической безотказности технических систем по векторным параметрам состояния / Б. И. Сухорученков, М. В. Огороков, Е. В. Швед // Двойные технологии. – 2017. – № 4 (81). – С. 2 - 12.

55. Рабинович Б.И. Прикладные задачи устойчивости стабилизированных объектов / Б.И. Рабинович. – М.: Машиностроение, 1978. – 232 с.

56. Райншке К. Модели надежности и чувствительности систем / [К. Райншке]; пер. с нем. под ред. Б.А. Козлова. – М.: Мир, 1979. – 452 с.

57. Технологические и эксплуатационные методы обеспечения качества машин: монография / В. Б. Альгин и др. [Под ред. П.А. Витязя]. – Минск: «Беларус. навука», 2010. – 109 с.

58. Подригало М. А. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. А. Карпенко и др. Под редакцией М. А. Подригало, – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 614 с.

59. Артьомов М. П. Підвищення стабільності руху орного агрегату при зміні технічних параметрів системи керування: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 "Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва / М.П. Артьомов. – Харків, 2006. – 20с.

60. Абдулгасис А. У. Влияние неустойчивости характеристик шин на неравномерность их нагружения и устойчивость движения автомобилей: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20 / А. У. Абдулгасис. – Харьков, 2011. – 214 с.

61. Волох В.О. Підвищення функціональної стабільності гідроприводу коробки передач трактора з переключенням на ходу при виконанні основних технологічних операцій: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Механізація сільськогосподарського виробництва, 05.22.02. «Автомобілі та трактори» / В. О. Волох. – Харків, 1996. – 26 с.

62. Волков В. П. Обеспечение стабильности тормозных свойств автотранспортных средств. Научное издание: монография. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 306 с.

63. Волков В. П. Оценка стабильности распределения тормозных сил между осями колесной машины / В. П. Волков // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2001. – Вып. 7-8. – С. 72–74.

64. Волков В. П. Формирование функциональной стабильности тормозных свойств колесных машин при проектировании: дис. ... доктора техн. наук: 05.22.02 / В. П. Волков. – Харьков, 2005. – 334 с.

65. Клепча К. С. Методы обеспечения параметрической безотказности дизелей в условиях Арктики / К. С. Клепча, А. А. Синков // Вестник научных конференций. – 2016. – № 5 - 1 (9). – С. 58 - 61.

66. Дикевич А. В. Параметрические показатели, обеспечивающие функциональную стабильность систем автомобиля / А.В. Дикевич, В.В. Селютин, Н.С. Севрюгина // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования. – 2015. – Т. 2. – № 2. – С. 425 - 429.

67. Севрюгина Н. С. Информативность параметрического диагностирования в оценке энергетического равновесия элементной базы автомобильного транспорта / Н. С. Севрюгина // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. – 2015. – Т. 3. – № 5–3 (16–3). – С. 78–82.

68. Арав Б. Л. Обеспечение параметрической надежности показателей тракторного дизеля с учетом условий производства и эксплуатации / Б.Л. Арав, Е. Г. Пономарев // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. – 2003. – № 1. – С. 100–102.

69. Сухорученков Б. И. Метод оценивания параметрической безотказности технических систем по автокоррелированным случайным процессам параметров состояния / Б. И. Сухорученков, М. В. Огороков //

Двойные технологии. – 2017. – № 3 (80). – С. 8–13.

70. Комаров В. В. Оценка соответствия качества автомобилей / Комаров В. В. – М.: НПСТ «Трансконсалтинг», 2003. – 176 с.

71. Д.М. Клец Научные основы системного обеспечения маневренности автомобиля с применением новых принципов действия и элементов искусственного интеллекта / Д.М. Клец // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – 2013. – Т.1. – №1 (36). – с. 114 – 125.

72. Boada V. L. Fuzzy-logic applied to yaw moment control for vehicle stability / V. L. Boada, M. L. Boada, V. Diaz // Vehicle System Dynamics. – 2005. – Vol. 43. – pp. 129 – 132.

73. Комаров В. В. Управление устойчивостью автотранспортных систем по критериям безопасности и энергоэффективности / В.В. Комаров, А.Н. Нарбут // Известия МГТУ «МАМИ». – 2009. – № 2 (8) – С. 84–94.

74. Лепешкин А. В. Критерии оценки энергоэффективности многоприводных колесных машин / А.В. Лепешкин // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 10. – С. 19–23.

75. Гащук, П.Н. Энергетическая эффективность автомобиля / П.Н. Гащук. – Львов: СВІТ, 1992. – 208с.

76. Евсеев П. П. Некоторые вопросы энергетики автомобиля / П.П. Евсеев. – К: ЗАТ "Віпол", 2006. – 236 с.

77. Говорущенко Н. Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте / Н.Я. Говорущенко. – М: Транспорт, 1990. – 135 с.

78. Directive 2009/33/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 on the promotion of clean and energyefficient road transport vehicles // Official Journal of the European Union. – 2009. – L120. – P. 5–13.

79. Нагайцев М.В. Современные мировые требования к энергетической эффективности автотранспортных средств и пути её обеспечения в России / М.В. Нагайцев // Журнал автомобильных инженеров. – 2014. – № 4. – С. 32–37.

80. Козлов А.В. Современные требования к уровню энергетической эффективности транспортных средств / А. В. Козлов, А. С. Теренченко //

Журнал автомобильных инженеров. – 2014. – № 1 (84). – С. 28–33.

81. Нагайцев М.В. Современные мировые требования к энергетической эффективности автотранспортных средств и пути её обеспечения в России. Часть 2. Формирование и реализация требований в ЕС / М.В. Нагайцев // Журнал автомобильных инженеров. – 2014. – № 5 (88). – С. 18–24.

82. Эткин Д.М. О топливной экономичности массовых автомобилей в США, её регулирования и путях повышения (по материалам публикаций) / Д.М. Эткин // Журнал автомобильных инженеров. – 2009. – № 5 (58). – С. 10–15.

83. Подригало М.А. Влияние неравномерности крутящего момента двигателя внутреннего сгорания на энергетическую экономичность колёсных транспортных средств / М.А. Подригало, А.С. Полянский, Н.М. Подригало, Д.В. Абрамов // Залізничний транспорт України. – 2015. – № 6. – С. 40–46.

84. Ленин И.М. Теория автомобильных и тракторных двигателей / И.М. Ленин. – М.: Машиностроение, 1969. – 368 с.

85. Подригало, М. А. Энергетическая экономичность автомобиля и критерии её оценки / М.А. Подригало, Д.В. Абрамов, Ю.В. Тарасов, В.М. Ефимчук // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Автомобіле – та тракторобудування. – 2015. – № 10 (1119). – С. 28–37.

86. Мацкерле Ю. Современный экономичный автомобиль. / Ю. Мацкерле [пер. с чешского В.Б. Иванова; под ред. А.Р. Бенедиктова]. – М.: Машиностроение, 1987. – 320 с.

87. Бажинов О.В. Синергетичний автомобіль. Теорія і практика / О.В. Бажинов, О.П. Смирнов, С.А. Серіков, В. Я. Двадненко – Харків: Изд-во ХНАДУ, 2011. – 236 с.

88. Бажинов О.В. Гібридні автомобілі / О. В. Бажинов, О. П. Смирнов, С. А. Серіков, А. В. Гнатов, А. В. Колесніков. – Харків: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 327 с.

89. Бортницкий П. И. Тягово–скоростные качества автомобилей / П.И. Бортницкий, В. И. Задорожный. – К.: Вища школа, 1978. – 176 с.

90. Динамика автомобиля / [Подригало М. А., Волков В. П., Бобошко А. А.

и др.]; под ред. М. А. Подригало – Х.: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.

91. Файст В. Л. Удосконалення вимог до динамічних властивостей легкових автомобілів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.20 “Експлуатація та ремонт засобів транспорту” / В.Л. Файст. – Харків, 2012. – 20 с.

92. Абрамов Д.В. Динамічні властивості і стабільність функціонування автотранспортних засобів: монографія / Д.В. Абрамов, Н.М. Подригало, М.А. Подригало та ін. – Х.: ХНАДУ, 2014. – 204 с.

93. Подригало М.А. Тяговый баланс или дисбаланс автомобиля / М.А. Подригало // Автомобильная промышленность. – М.: Машиностроение, 2010. – № 5. – С. 23–26.

94. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Навчальний посібник / В. П. Волков. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 292 с.

95. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / [Н. П. Артемов, А. Т. Лебедев, М. А. Подригало и др.] Под ред. М. А. Подригало. – Харьков: Міськдрук, 2012. – 220 с.

96. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики / С. М. Тарг. – М.: Наука, 1968. – 480 с.

97. Петров В.А. Автоматические системы транспортных машин / В.А. Петров. – М.: Машиностроение, 1974. – 336 с.

98. Волков В. П. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебное пособие / В. П. Волков, А. П. Кравченко, под ред. В. П. Волкова. – Луганск: Изд-во «Ноулидж», 2008. – 300 с.

99. Советский энциклопедический словарь / А.М. Прохоров, М.С. Гиляров, Е.М. Жуков и др. – М: Советская энциклопедия. – 1980. – 1600 с.

100. Абрамов Д.В. Коэффициент полезного действия и показатели удельного потребления энергии при движении автомобиля / Д. В. Абрамов, Н.М. Подригало, М. А. Подригало // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Технічні науки»). – 2017. – Вип. 57. – С. 8–16.

101. Абрамов Д.В. Оцінювання енергетичної економічності автомобілів за показниками питомого споживання енергії при його русі / Д.В. Абрамов, Н.М. Подригало, М.А. Подригало // Новітні технології – для захисту повітряного простору. Тези доповідей тринадцятої наукової конференції Харківського національного університету Повітряних Сил імені Івана Коржедуба 12–13 квітня 2017 року. – Х.:ХНУПС ім. І. Кожедуба, 2017. – С. 345–346.

102. Подригало Н.М. Коэффициент полезного действия трансмиссии транспортно-тяговых машин / Н.М. Подригало // Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2012. – Вип. № 122. – С. 132 - 137.

103. Подригало Н. М. Динамический коэффициент полезного действия трансмиссии автомобиля / Н.М. Подригало // Вчені записки Кримського інженерно-педагогічного університету. Технічні науки. – 2012. – Вип. 35. – С. 12–16.

104. Подригало Н.М. Концепция обеспечения эффективности и контроля функциональной стабильности моторно-трансмиссионных установок транспортно-тяговых средств: дис. ... д-ра. техн. наук: 05.22.20 / Н.М. Подригало. – Харьков, 2016. – 409 с.

105. Теория механизмов и машин / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др. / под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа. – 1987. – 496 с.

106. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Наука. – 1975. – 639 с.

107. Крайнев А.Ф. Словарь–справочник по механизмам / А.Ф. Крайнев. – М.: Машиностроение. – 1987. – 560 с.

108. Теория механизмов и машин / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др. / под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа. – 1987. – 496 с.

109. Левитская О.Н. Курс теории механизмов и машин /

О.Н. Левитская, Н.И. Левитский. Учебное пособие для вузов. – М.: Высшая школа. – 1985. – 279 с.

110. Токарев А.А. Еще раз о КПД автомобиля / А.А. Токарев // Автомобильная промышленность. – 1997. – №9. – С. 18–21.

111. Подригало М.А. Полезная работа и КПД автомобиля. Одно уточнение / М.А. Подригало, Н.М. Подригало // Автомобильная промышленность, №8, 2007, С. 19–21.

112. Федюкин В.К. Основы квалиметрии. Управление качеством продукции / В.К. Федюкин. – М.: Филинь. – 2004. – 296 с.

113. Квалиметрия, стандартизация и унификация тормозного управления колесных машин. / М.А. Подригало, В.П. Волков, Д.В. Абрамов, М.В. Байцур, В.А. Павленко, Н.М. Подригало, Ю.В. Тарасов, В.Л. Файст / Под ред. М.А. Подригало. Харьков: изд-во ХНАДУ. – 2007. – 446 с.

114. Тимошенко С.П. Статические и динамические проблемы теории упругости. / С.П. Тимошенко; под ред. Э.И. Григолюка. – К.: Наукова думка, 1975. – 563 с.

115. Евсеев П.П. Энергетические показатели функционирования автомобиля / П.П. Евсеев // Автомобильная промышленность. – 1999. – №2. – С. 15–17.

116. Евсеев П.П. Еще раз о КПД автомобиля / П.П. Евсеев // Автомобильная промышленность. – 1999. – №3. – С. 20–21.

117. Евсеев П.П. Работа, производительность и КПД автомобиля с позиций физики, стандартизации и метрологии / П.П. Евсеев // Автомобильная промышленность. – 2003. – №4. – С. 7–10.

118. Евсеев П.П. Эффективный КПД двигателя автомобиля / П.П. Евсеев // Автомобильная промышленность. – 2006. – №4. – С. 12–14.

119. Подригало Н.М. Моделирование работы двигателя внутреннего сгорания с учетом неравномерности крутящего момента / Н.М. Подригало // Матеріали III міжнародної науково-практичної конференції "Проблеми підвищення рівня безпеки, комфорту та культури дорожнього руху". 16 –17

квітня 2013 року. – Х.: ХНАДУ, 2013. – С.169–170.

120. Московкин В.В. Определение потерь мощности в агрегатах трансмиссии автомобиля, вызванных передачей крутящего момента / В.В. Московкин, И.Л. Юрин // Автомобильная промышленность. – М. Машиностроение. – 1980. – №8. – С. 9–11.

121. Подригало М. А. Оценка дополнительных энергетических потерь при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин / М.А. Подригало, Н.П. Артемов, Д.В. Абрамов, М.Л. Шуляк / Вісник національного технічного університету «ХПІ». Серія: автомобіле- та тракторобудування: Збірник наукових праць. – 2015. – № 9 (1118). – С. 98–107.

122. Подригало Н. М. Влияние неравномерности крутящего момента на динамические и мощностные показатели двигателя внутреннего сгорания колесных машин / Н. М. Подригало // Вчені записки Кримського інженерно-педагогічного університету. Технічні науки. – 2013. – Вип. 38. – С. 18–24.

123. Работа автомобильной шины / [В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров и др.]: под ред. В. И. Кнороз. – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.

124. Travesset-Baro O. Transport energy demand in Andorra. Assessing private car futures through sensitivity and scenario analysis / Oriol Travesset-Baro, Brian P. O. Gallachóir, Eric Jover, Marti Rosas-Casals // Energy Policy. – 2016. – Vol. 96. – P. 78–92.

125. Hannah E. D. Modelling future private car energy demand in Ireland / Hannah E. Daly, Brian P. O Gallachoir // Energy Policy. – 2011. – Vol. 39, Issue 12. – P. 7815–7824.

126. Fangjie Yu. Direct Energy Rebound Effect of Family Cars: An Analysis Based on a Survey in Chang-Zhu-Tan City Group / Fangjie Yu, Zhao Liu // Energy Procedia. – 2016. – Vol. 104. – P. 197–202.

127. Подригало М.А. Розробка способу та бортових засобів запобігання зіткненню автомобілів при виконанні маневру обгону / М.А. Подригало, Д.В. Абрамов, В.О. Тесля // Автомобільний транспорт: збірник наукових праць. – 2013. – Вип. 33. – С. 29–35.

128. Подригало М. А. Определение параметров выбега автомобиля, применяемых при дальнейшем расчете мощности двигателя в процессе его движения / М. А. Подригало, Д. М. Клец, Д. В. Абрамов [та ін.] // Вчені записки Кримського інженерно-педагогічного університету. Технічні науки. – 2011. – Вип. 29. – С. 6–8.

129. Подригало М. А. Визначення потужності двигуна при русі автомобіля / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Д. М. Клец [та ін.] // Новітні технології – для захисту повітряного простору: тези доповідей сьомої наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 13–14 квітня 2011 року. – Х.: ХУПС ім. Івана Кожедуба, 2011.– С. 189.

130. Пат. 80213 Україна, МПК G01L 5/13. Спосіб визначення потужності двигуна автомобіля в експлуатації / Подригало М. А., Клец Д.М., Абрамов Д.В., Коробко А. І., Мостова А. М., Тесля В. О.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № u 2012 07280; заявл. 15.06.2012; опубл. 27.05.2013, Бюл. № 10.

131. Тесля В.О. Підвищення безпеки використання автомобілів шляхом удосконалення методів оцінювання динамічних і енергетичних характеристик: Дис. на здобуття наук. ступеня кандидата техн. наук: спец. 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / В. О. Тесля. – Харків, 2015. – 192 с.

132. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: технологія: Підручник / О. А. Лудченко. – К.: Вища школа, 2007. – 527 с.

133. Медведицков С. И. Особенности поведения легкового автомобиля при различных давлениях воздуха в шинах / С. И. Медведицков // Известия волгоградского государственного технического университета. Серия: наземные транспортные системы. – 2013. – Том 6. – №. 7 - 8. – С. 24–27.

134. Патент 2361187 Российская федерация МПК G01M 15/04 Способ определения мощности двигателя внутреннего сгорания / Н. В. Щетинин, А.Г. Арженовский, Д.В. Казаков, Д.О. Мальцев, С.В. Асатурян,

С.Н. Микрюков, И.И. Чичиланов; заявитель и патентообладатель Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия. № 2007146150/06; заявл. 11.12.07; опубл. 10.07.2009.

135. Абрамов Д. В. Розробка експериментального методу визначення потужності двигуна при русі автомобіля по дорозі / Д.В. Абрамов, В.О. Тесля // Новітні технології – для захисту повітряного простору: тези доповідей дев'ятої наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 17–18 квітня 2013 року. – Х.:ХУПС ім. І. Кожедуба, 2013. – С. 238.

136. Пат. 80214 Україна, МПК G01L 5/13. Спосіб визначення потужності двигуна автомобіля в експлуатації без попереднього проведення його вибігу / Подригало М. А., Клец Д. М., Абрамов Д. В., Коробко А. І., Тесля В.О.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № и 2012 07283; заявл. 15.06.2012; опубл. 27.05.2013, Бюл. № 10.

137. Xinyu W. Lateral control of autonomous vehicles based on fuzzy logic / W. Xinyu, F. Mengyin, M. Hongbin, Y. Yang // Control Engineering Practice. – 2015. – № 34. – pp. 1–17.

138. Attia R. Nonlinear cascade strategy for longitudinal control in automated vehicle guidance / R. Attia, R. Orjuela, M. Basset // Control Engineering Practice. – 2014. – № 29. – pp. 225–234.

139. Ждановский Н.С. Диагностика автотракторных двигателей / [Н.С. Ждановский, В.А. Аллилуев, А.В. Николаенко, Б.А. Улитовский]; Под ред. проф. Н.С. Ждановского. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ленинград: Колос. – Ленингр. отд-ние, 1977. – 264 с.

140. Ждановский Н.С. Бестормозные испытания тракторных двигателей / Н.С. Ждановский. – М.; Л.: Машиностроение, 1966. – 179 с.

141. Зиняев, А.Б. Возможности повышения топливной экономичности дизелей типа ЯМЗ-238 отключением цилиндров и циклов / А.Б. Зиняев, Г.С. Олесов, Н.Н. Патрахальцев, М.В. Эммиль // Двигателестроение. – 1991. –

№ 3. – С. 39–41.

142. Валеев Д.Х. Возможности улучшения экономических и экологических свойств дизелей КамАЗ-740 отключением цилиндров и циклов на режимах холостых малых нагрузок / Д.Х. Валеев, В.А. Гергенредер, И. Ю. Олесов, Н. Н. Патрахальцев // Двигателестроение. – 1991. – № 8-9. – С. 62–63.

143. Козлов В. И. Повышение топливной экономичности дизелей с помощью системы отключения цилиндров и циклов / В.И. Козлов, Н.Н. Патрахальцев., М.В. Эммиль // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № 2. – С. 18–20.

144. Патрахальцев Н. Н. От отключения цилиндров к отключению циклов / Н. Н. Патрахальцев, Андрес Ромеро Вальдеррама, Хуан Градос Кальдерон // Автомобильная промышленность. – 1995. – № 11. – С. 23-24.

145. Патрахальцев Н.Н. Регулирование дизеля методом изменения его рабочего объема / Н.Н. Патрахальцев, С.В. Страшнов, И.С. Мельник, Б.А. Корнев // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 2. – С. 19–22.

146. Патрахальцев Н. Н. Регулирование дизеля методом отключения – включения цилиндров или циклов / Н. Н. Патрахальцев, С. В. Страшнов, Б.А. Корнев, И. С. Мельник // Двигателестроение. – 1991. – № 3. – С. 7-11.

147. Суркин В.И. Методика полевых испытаний ТГА при отключении части работающих цилиндров ДВС / В.И. Суркин, Ю. Х. Антони, В.В. Краснокуцкий, А.Т. Лепехин // Пути повышения эффективности сельскохозяйственного производства: Сб. науч. трудов. Челябинск: ЧГАУ, 1998. – С. 131–136.

148. Пат. на полезную модель. Система управления топливоподачи с помощью электромагнитных клапанов / В.И. Суркин, С.Ю. Федосеев, А.А. Петелин. № 2011110984/06(016174).

149. Пат. на полезную модель. Устройство управления работой двигателя с учетом нагрузки транспортного агрегата / В.И. Суркин, А.А. Петелин, Е. И. Бердов, С. Ю. Федосеев. № 2011110984/06(016174).

150. Суркин В. И. Основы теории и расчета автотракторных двигателей: Курс лекций / В. И. Суркин. – 2-е изд., доп. и перераб. – Челябинск: ЧГАА, – 2012. – 328 с.

151. Суркин В.И. Повышение топливной экономичности двигателя путем отключения части цилиндров / В.И. Суркин, А.Н. Медведев // Материалы XLII междунар. науч.-техн. конф. «Достижения науки – агропромышленному производству». – Челябинск: ЧГАУ, 2003. – Ч.2. С. 252–259.

152. Суркин В. П. Методика расчета параметров работы двигателя ТТА / В.П. Суркин, С. Ю.Федосеев // Особенности технического оснащения современного сельскохозяйственного производства: Сб. матер. Всерос. науч.-практ. конф. молодых ученых (24-25 апреля 2012 г.). – Орел: Орловский государственный аграрный университет. – Режим доступа: <http://www.orelsau.ru> (дата обращения: 13.02.2018).

153. Суркин В. П. Определение параметров работы двигателя ТТА при отключении части его цилиндров / В.П. Суркин, С.Ю. Федосеев // Вестник ЧГАА. – 2012. – Т. 61. – С. 91–95.

154. Суркин В.И. Анализ изменения механических потерь дизеля тракторно-транспортного агрегата при отключении части цилиндров / В.И. Суркин, С.Ю. Федосеев, А.А. Петелин // Достижения науки и техники АПК. – 2012. – № 7. – С. 80-82.

155. Суркин В.П. Анализ расхода топлива дизеля Д-240 при отключении части цилиндров / В.П. Суркин, С.Ю. Федосеев, А.А. Петелин // Материалы междунар. науч.-практ. конференции. – Волгоград: ФГБОУ ВПО Волгоградский ГАУ, 2012. – Т.2. – С. 254-258.

156. Баширов Р.М. Основы теории и расчета автотракторных двигателей / Р.М. Баширов. – Уфа: БашГАУ, 2010. – 204 с.

157. Баширов Р. М. Топливные системы для автотракторных дизелей / Р.М. Баширов – Уфа: Гилем, 2005. – 204 с.

158. Баширов Р.М. Базовые характеристики топливной системы

тракторного дизеля с отключением подач топлива / Р.М. Баширов, Р.Р. Галиуллин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2008. – № 11. – С. 46–47.

159. Баширов Р. М. Методика исследования дизелей, регулируемых пропуском впрыска топлива / Р.М. Баширов, В.Н. Хусаинов, А.М. Миннигалиев. – Уфа: БГАУ, 2011. – 112 с.

160. Пат. № 2201523. Топливная система для двигателя внутреннего сгорания Р. М. Баширов, И. И. Габитов, К. В. Костарев, А. В. Неговора, Р.Р. Галиуллин ; опубл. 27.03.2003, Бюл. № 9.

161. Пат. № 2258823 Российская Федерация, МПК F02D 17/02. Топливная система с электронно-управляемым кольцевым нагнетательным клапаном для автотракторных двигателей с регулированием режимов работы отключением подач топлива / Р. М. Баширов, Р. Р. Галиуллин, А.А. Ильин, Ф.З. Габдрафиков // Открытия. Изобретения. 2005, Бюл. № 23.

162. Пат. № 2301903 Российская Федерация, МПК F02M 59/46. Топливная система распределительного типа для автотракторных дизелей с регулированием режимов работы отключением подач топлива / Р.М. Баширов, Р.Р. Галиуллин, Э. М. Гайсин //Открытия. Изобретения. 2007, Бюл. № 18.

163. Габдрафиков Ф.З. Исследование стабилизации остаточного давления в линии нагнетания системы топливоподачи тракторного дизеля: дис. ... канд. техн. наук. – Уфа, 1989. – 162 с.

164. Габдрафиков Ф.З. Топливные системы автотракторных дизельных двигателей / Ф.З. Габдрафиков. – Учеб.пособие. – Уфа: ФГОУ ВПО БашГАУ, 2007. – 288с.

165. Габдрафиков Ф.З. Повышение экономичности работы тракторных дизелей / Ф.З. Габдрафиков, С.З. Инсафутдинов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2004. – № 7. – С. 23-25.

166. Галиуллин Р.Р. Повышение эффективных показателей тракторных дизелей электронным управлением топливоподачи: автореферат дис. ...

доктора технических наук: спец. 05.04.02 – тепловые двигатели / Р.Р. Галиуллин. – Санкт-Петербург-Пушкин, 2009. – 39 с.

167. Галиуллин Р. Р. Повышение эффективных показателей тракторных дизелей электронным управлением топливоподачи: дис. ... докт. техн. наук: спец. 05.04.02 – тепловые двигатели / Р.Р. Галиуллин. – СПб.; Пушкин, 2009. – 294 с.

168. Галиуллин Р. Р. Регулирование двигателя отключением цилиндров как фактор повышения его экономичности / Р.Р. Галиуллин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 10. – С. 11–13.

169. Галиуллин Р.Р. Регулирование режимов работы дизелей пропуском подач топлива / Р.Р. Галиуллин, Э.М. Гайсин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2005. – № 11. – С. 30-31.

170. Инсафутдинов С.З. Совершенствование методики оценки неравномерности подачи топливных систем тракторных дизелей: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05 20 03 – технологии и средства технической обслуживания в сельском хозяйстве / С.З. Инсафутдинов. – Оренбург, 2005. – 152с.

171. Минкин Л.М. Математическое моделирование вибрации двигателя при отключении цилиндров / Л. М. Минкин, Л. В. Корчемный, М.А. Зленко // Двигателестроение. – 1985. № 10. – С. 25–27.

172. Шатров Е.В. Метод расчета эффективных показателей двигателя с отключаемыми цилиндрами по нагрузочным характеристикам стандартного двигателя / Е.В. Шатров, М.А. Зленко // Двигателестроение. – 1985. – № 4. – С. 24–28.

173. Гайсин Э.М. Повышение топливной экономичности тракторных дизелей регулированием режимов их работы пропуском подачи топлива: диссертация ... кандидата технических наук: спец. 05.04.02 – тепловые двигатели / Э.М. Гайсин. – Санкт-Петербург-Пушкин, 2007 – 129 с.

174. Драгунов Г.Д. Метод оценки эффективности отключения цилиндров автомобильного дизеля / Г.Д. Драгунов, А.Н. Медведев // Двигателестроение. – 2007. – № 4. – С. 20-23.

175. Драгунов Г.Д. Эффективность отключения части цилиндров для повышения топливной экономичности дизеля КамАЗ 740.10 / Г.Д. Драгунов, И.А. Мурог, А.Н. Медведев // Двигателестроение. – 2010. – № 2. – С. 34–36.

176. Медведев А.Н. Повышение топливной экономичности автомобильных дизелей отключением части цилиндров: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.04.02 – тепловые двигатели / А.Н. Медведев. – Челябинск, 2008. – 16 с.

177. Медведев А.Н. Повышение топливной экономичности автомобильных дизелей отключением части цилиндров: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.04.03 – тепловые двигатели / А.Н. Медведев. – Челябинск, 2008. – 138 с.

178. Суркин В.И., Медведев А.Н. Повышение топливной экономичности двигателя путем отключения части цилиндров / В.И. Суркин, А.Н. Медведев // Материалы XLII междунар. науч.-техн. конф. «Достижения науки – агропромышленному производству». – Челябинск: ЧГАУ, 2003. – Ч.2. – С. 252–259.

179. Андрюхина Т.Н. Улучшение показателей топливной экономичности бензиновых двигателей путем применения систем отключения цилиндров / Т.Н. Андрюхина, Р.Р. Шарапов // Современная техника и технологии. – 2012. – № 12. – [Электронный ресурс]. Дата оновления: 18.09.2015. Режим доступа: <http://technology.snauka.ru/2012/12/1426> (дата звернения: 13.02.2018).

180. Антони Ю. Х. Перспективы использования метода отключения цилиндров тракторного двигателя / Ю.Х. Антони // Проблемы аграрного сектора Южного Урала и пути их решения: Сб. науч. трудов. – Челябинск: ЧГАУ, 1999. – С. 152–153.

181. Евстифеев Б.В. Улучшение эксплуатационной экономичности тепловозного дизеля 6ЧН 21/21 с отключаемыми цилиндрами / Б.В. Евстифеев, Ю.В. Соин, Ф.Г. Ким // Двигателестроение. – 1991. – № 8-9. С. 55-56.

182. Соснин Д.А. Новейшие автомобильные электронные системы / Д.А. Соснин, В.Ф. Яковлев – учеб. пособ. для спец. по рем. автомоб., студ. и преп. вузов и колледжей. – М.: СОЛОН-Пресс, 2005. – 240 с.

183. Green Car Congress "Volkswagen to implement cylinder deactivation in 1.4 TSI engines". 2012 year. – [Электронный ресурс]. Дата оновлення: 28.07.2013. Режим доступа: <http://www.greencarcongress.com> (дата звернення: 14.02.2018)

184. Research paper published by Quant Zheng, Delphi Automotive Systems. Paper number: 2004-01-0669.

185. Schaeffler Technologies AG & Co. INA "Variable valve train systems" Web Publication. 2011 year. – [Электронный ресурс]. Дата оновлення: 20.02.2016. Режим доступа: <http://www.ina.com> (дата звернення: 14.02.2018)

186. An Electronic Fuel Injection System for Diesel Engines. February 1985. P. E. Glikin.

187. B. Vinodh "Technology for Cylinder Deactivation". Society of Automobile Engineers (SAE) / B. Vinodh and A. Univ. – Technical paper number: 2005-01-0077. 2005.

188. Delphi Automotive Systems «Delphi Cylinder Deactivation for Overhead Valve Engines». Web Publication. 2006 year. – [Электронный ресурс]. Дата оновлення: 08.01.2018. Режим доступа : <http://www.delphi.com> (дата обращения: 14.02.2018)

189. Patent USA № 4411229. Cylinder deactivation device / N.A. Curtis, J.E. Karner. – 1982.

190. Patent USA № 4492191. Fuel cut-off device for fuel injection pumps for multi-cylinder internal combustion engines / Aouki Fujio, Isoburo Hiroshi (Diesel Kikico.). 1985.

191. Коваль И.А. Снижение эксплуатационного расхода топлива / И.А. Коваль, А.Э. Симеон, Ю.В. Луцицкий // Двигателестроение, 1980. – № 1. – С. 45–47.

192. Бердов Е.И. Повышение эффективности использования МТА на

базе тракторов двойного назначения выбором рациональных масс о-во-энергетических параметров / Е.И. Бердов, Е.Г. Щепетов // Вестник ЧГАУ, 2008. – Т. 53. – С. 9–13.

193. Сборник нормативных материалов на работы, выполняемые машинно-технологическими станциями (МТС). М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2001. – 190 с.

194. Баширов Р.М. Выключение цилиндров – как метод повышения экономичности двигателей / Р.М. Баширов, Р.Р. Галиуллин, Э.М. Гайсин // «Ресурсосберегающие технологии технического сервиса». Часть 1. Современные способы и оборудование диагностирования сельскохозяйственной техники. Улучшение энергетических и экологических показателей автотракторной техники // Материалы международной научно-практической конференции. – Уфа: Башкирский ГАУ, 2007. – С. 39–44.

195. Баширов Р.М. Сравнительные исследования эффективности последовательного отключения цилиндров дизеля Д50 / Р.М. Баширов, Р.Р. Галиуллин, Э.М. Гайсин // Отчет о научно-исследовательской работе. Уфа, 2007. – 35 с.

196. Cylinder cutout with sequential turbocharging gives 50 percent power increase. I Modern Power Systems. – 1982. – №2–11, pp. 40–43.

197. Morse W. H., Rife J. M., Compression Engine Brake Performance with Turbocharged Diesel Engines. II "SAE Tech.Pap.Ser." – 1979, № 790769. pp.7.

198. Мероприятия по оптимизации выброса выхлопных газов двигателями MTU на железнодорожных дорогах Германии. Emissionsoptimierung an MTU-Motoren der Deutschen Bahn AG / Schmidt R.-M.// ETR: Eisenbahn techn/Rdsch. 1996. – Bd. 45 – № 1-2. S.61.

199. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: [Учеб. пособие для ВУЗов] / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высшая школа, 1971. – 127 с.

200. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей: [Учебник] / А.С. Орлин, М.Г. Круглов. – М.:

Машиностроение, 1983. – 95 с.

201. Березний В.В. Теоретическое обоснование возможности повышения экономичности дизелей при отключении части цилиндров // Двигателестроение. 1982. № 9. С. 24-26.

202. Островский Г.Л. Снижение токсичности бензинового двигателя путем совершенствования системы регулирования мощности / Г.Л. Островский // Двигателестроение. – 1980. – № 8. – С. 52-54.

203. Чудаков Е. А. Пути повышения экономичности автомобиля / Е.А. Чудаков. – Л.: Изд-во академии наук СССР, 1948. – 168 с.

204. Березний В.В. Экономические и энергетические показатели работы дизелей при регулировании отключением цилиндров / В.В. Березний // Двигателестроение. – 1980. – № 8. – С. 47-49.

205. А.С. 1416738 СССР. Устройство для регулирования крутящего момента многоцилиндрового дизеля / М. В. Эммиль [и др.]. № 4087163/25-06; заявл. 08.05.86; опубл. 15.08.88, Бюл. № 30.

206. А.С. № 1548497 СССР. Система подачи топлива в дизель / О.В. Камышин, И. Д. Олесов, В. Г. Павлюков, Н. Н. Патрахальцев. № 4343224/25-06; заявл. 23.11.87; опубл. 07.03.90. Бюл. №9.

207. Пат. № 2108472 Российская Федерация. Способ работы дизеля автосамосвала (варианты) / Б.Е. Поликер [и др.]. № 96114326/06; заявл. 16.07.96; опубл. 10.04.98.

208. Хусаинов В. Н. Обоснование методики и разработка технических средств для исследования эффективности конвертации дизелей на регулирование режимов работы пропуском рабочих ходов поршней: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.04.02 – тепловые двигатели / В.Н. Хусаинов. – СПб.; Пушкин, 2011. – 20 с.

209. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания / В.И. Крутов. – М.: МАШГИЗ, 1963. – 624 с.

210. Пинский Ф.И. Методы автоматического регулирования распределения нагрузки цилиндров в микропроцессорных САУ дизелей /

Ф.И. Пинский, Н.Х. Мьяльдзин // Двигателестроение. – 1991. – № 8-9. – С. 43–45.

211. Корчемный Л. В. Колебания силового агрегата при отключении цилиндров двигателя / Л.В. Корчемный, Л.М. Минкин // Автомобильная промышленность. – 1985. – № 7. – С. 34-36.

212. Patent No P 3106787. Mehrzylindrige Hubkolbenbrennkraftmaschine mit einer Vorrichtung zum Abschalten von Hubventilen (Audi NSU) / R. Bierling 5-13. – 1981.

213. Patent USA № 4414935 Cylinder deactivation device with slotted sleeve mechanism / Curtis N.A., Renshaw C.N. – 1983.

214. Patent USA No 4409930. Split type internal combustion engine / Dosono Kichihiko (Nissan Motor Co Ltd). – 1933.

215. V 3-6-4 advanced design shifts into controversy.// "Des. News". – 1981. – vol. 37.-No 17.

216. Cylinder cutout with sequential turbocharging gives 50 per cent power increase. // Modern Power Systems. – 198E. – 2-11, pp. 40-43.

217. Горбунов В.В. Отключатели цилиндров и циклов дизеля / В.В. Горбунов, И.Ю. Олесов // Грузовик. – 1999. – № 9. – С. 26–29.

218. Евстифеев, Б.В. Перспективы использования систем отключения части цилиндров / Б.В. Евстифеев, Ю.В. Соин, И.В. Назаров // Локомотив. – 1996. – №7. – С.40–42.

219. Пат. 2191912 Российская федерация, RU МПК F02D41/00; F02M 63/02. Система управления топливоподачей с помощью электромагнитных клапанов / Хрящев Ю.Е., Гусев О.А., Крутов В.В., Филиппов А.А., Круглов А.Н., Шабров В.А., Дьяченко Д.В., Трепов А.Н., Еремин Г.В., Матросов Л.В.; заявитель ОАО Ярославский завод дизельной аппаратуры. – № 99121960/06; заявл. 18.10.1999; опубл. 27.10.2002.

220. Айвазян, С. А. Прикладная статистика. Исследование зависимостей / С. А. Айвазян, И. С. Енюков, Л. Д. Мешалкин. – М.: Финансы и статистика, 1985. – 385 с.

221. Васильев В.И. Нейросетевой контроль параметров газотурбинного

двигателя / В.И. Васильев, С.В. Жернаков, Л.Б. Уразбахтина // Нейрокомпьютеры: разработка и применение. – М.: Радиотехника. – 2001. – №1. – С. 37-43.

222. Дмитриев С.А. Особенности использования *FU-GE-NE-SYS* алгоритмов в процессе синтеза нейронной модели состояния авиационного двигателя / С. А. Дмитриев, А. Г Кучер. Л А. Журавлева и др. – Авиационно-космическая техника и технологии. – Вып. 19. – Харьков ХГАТУ, 2000. – С. 372-376.

223. Жернаков С.В. Диагностика и прогнозирование состояния газотурбинного двигателя гибридными нейронечеткими экспертными системами // Известия РАН. Теория и системы управления. – 1999. – № 5. – С. 95-101.

224. Жернаков С. В. Применение экспертных систем с нейросетевыми базами знаний к диагностике контролю устройств авиационных двигателей // Информационные технологии. – М.: Машиностроение. – 2000. – № 12. – С. 37-44.

225. Жернаков С.В. Нейросетевая экспертная система комплексного мониторинга и управления эксплуатацией авиационных двигателей // Нейрокомпьютеры: разработка, применение. – М.: Радиотехника. – 2001. – № 6. – С. 33-40.

226. Жернаков С.В. Применение динамических экспертных систем с нейросетевыми базами знаний в процессе эксплуатации авиационных двигателей / Информационные технологии. – М.: Машиностроение. – 2001. – № 6. – С. 42-48.

227. Жернаков С.В. Интеллектуальный мониторинг и диагностика параметров газотурбинного двигателя гибридными экспертными системами // Автоматизация и современные технологии. – М.: Машиностроение. – 2001. – № 12. – С. 16-22.

228. Жернаков С.В. Активная диагностическая экспертная система // Проблемы машиностроения и надежности машин. – М.: РАН. – 2002. – № 1. –

С. 92-99.

229. Жернаков СВ. Контроль и диагностика параметров газотурбинного двигателя нейронными сетями // Нейрокомпьютеры: разработка, применение. – М.: Радиотехника. – 2003. – № 8-9. – С. 51-66.

230. Научный вклад в создание авиационных двигателей / под ред. В.А. Скибина и В. И. Солонина. – Кн. 1. – М.: Машиностроение, 2000. – 625 с.

231. Нейрокомпьютеры в авиации (самолеты) / под ред. В.И. Васильева, Б.Г. Ильясова, С.Т. Кусимова. – М.: Радиотехника, 2004. – 496 с.

232. Advanced Multivariable Control Systems of Aeroengines // Eds.: Sun Jianguo, V.L Vasilyev, B.G. Ilyasov, Beijing, China, BUAA Press, 2005. – 621 p.

233. Isermann, R. Fault Diagnosis of Machines via Parameter Estimation and Knowledge Processing – Automatica 29, 1993. – p.815-836.

234. Narendra, K. S. Neural Networks for Control. Theory and Practice // Proceedings of the IEEE, Vol. 84, No 10, 1996, p. 1385 -1405,

235. Patton, R. J. Issues in Fault Diagnosis for Dynamic Systems / R. J. Patton, P. M. Frank, R. N. Clark. – Springer- Verlag, London, 2000. – 536 p.

236. Zedda M. Fault Diagnosis of a Turbofan Engine Using Neural Networks: a Quantitative Approach / M. Zedda, R. Singh // Proceedings of the 34 th AIAA / ASME / SAE / ASEE, Joint Propulsion Conference & Exhibit, 1998. – p. 1-10.

237. Беляков В.В. Многокритериальная оптимизация в задачах оценки подвижности, конкурентоспособности автотракторной техники и диагностики сложных технических систем / В.В. Беляков, М.Е. Бушуева, В.И. Сагунов. – Н. Новгород: НГТУ, 2001. – 271 с.

238. Арсеньев Е.С. Обеспечение работы дизельного двигателя на холостом ходу методом выключения цилиндров / Е.С. Арсеньев, В.М. Мочалов, В.М. Рудов, В.И. Манохин // Научно-технический сборник в/ч 63539: сб. науч. тр. – 1980. – № 4. – С. 22-27.

239. Электромобиль: техника и экономика / В.А. Щетина, Ю.Я. Морговский, Б.И. Центр, В.А. Богомазов. – Л.: Машиностроение, 1987. – 236 с.

240. Кайдалов Р.О. Дослідження кінематики і динаміки гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля / Р.О. Кайдалов // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ «ХПІ», 2016. – Вип. 36.

241. Подригало Н.М. Влияние неравномерности крутящего момента на КПД автотракторных двигателей / Н.М. Подригало // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва. – 2012. – Т. 2. Вип. 124. – С. 118-126.

242. Кайдалов Р.О. Дослідження можливості зниження енергетичних втрат автомобіля при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс / Р.О. Кайдалов // Системи обробки інформації. – 2016, випуск 9 (146). – С. 13-17.

243. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для ВУЗов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. [Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова] // 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.

244. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний: ГОСТ 18509-88. – [Введен в действие с 1990-01-01]. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 70 с. – (Стандарт СССР).

245. Магнус К. Колебания: Введение в исследования колебательных систем / К. Магнус: [Пер. с нем.]. – М.: Мир, 1982. – 304 с.

246. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер: [Пер. с англ. Л.Г. Корнейчука; Под ред. Э.И. Григолюка] // М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.

247. Хімченко А.В. Зниження нерівномірності крутного моменту двигуна з відключенням циліндрів на режимах часткового навантаження / А.В. Хімченко, Д.Г. Мішин, А.В. Бузов // Двигатели внутреннего сгорания/ – 2013. – № 1. – С. 46-51.

248. Peters, G. Cylinder deactivation on 4 cylinder engines: A torsional vibration analysis [text]/ Gilbert Peters // Eindhoven University of Technology (TU/e). – 2007. – 75 с.

249. Колегаев Р.Н. Определение оптимальной долговечности технических систем / Р.Н. Колегаев. – М.: Советскоерадио, 1967. – 112 с.

250. Лебедев А.Т. Оценка наработки мобильных машин по выполненной двигателем механической работе / А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С. Полянский, Д.В. Абрамов, В.Н. Плетнев, В.О. Тесля // Механіка та машинобудування. Науково технічний журнал. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2011 – №2. – 295 с.

251. . Пат. 101997 Україна, МПК G01L 5/13. Спосіб визначення зміни потужності на ведучих колесах автомобіля в процесі експлуатації / Абрамов Д.В., Кайдалов Р.О., Коробко А.І., Нікорчук А.І., Подригало М.А., Тарасов Ю.В.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № u 201503553; заявл. 16.04.2015; опубл. 12.10.2015, Бюл. № 19.

252. Артемов Н.П. Мобильный регистрационно-измерительный комплекс для проведения динамических испытаний колёсных машин / Н.П. Артемов, М.А. Подригало, Д.М. Клец, Д.В. Абрамов, А.И. Коробко, О.А. Назарько, А.Н. Мостовая, В.О. Тесля // Совершенствование эксплуатационных свойств транспортно-технологических машин и комплексов: международная научно-практическая конференция, 18-20 апреля: материалы. – Сургут, 2012. – С. 19-23.

253. Lebedev A. Operating of mobile machine units system using the model of multicomponent complex movement / A. Lebedev, N.Artemov, M. Shuljak, [et. all] // Автомобильный транспорт: сборник научных трудов. – 2015. – Вып. 36. – С. 60-66.

254. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг. – М.: Наука, 1968. – 478 с.
255. Kolpahchyan P. G. Study of the asynchronous traction drive's operating modes by computer simulation / P.G. Kolpahchyan, A.A. Zarifyan. Problem formulation and computer model. – Transp. Prob. Int. Sci. J, vol. 10, is. 2, 2015. – pp. 125–136.
256. Андрющенко А. А. Показатели энергетической эффективности пассажирских электровозов с асинхронным тяговым приводом при питании от сети постоянного тока / А.А. Андрющенко, А.А. Зарифьян, П.Г. Колпахчян // Изв. ПГУПС. – 2015. – № 2. – С. 21–29.
257. Молодан А.А. Оценка технического состояния цилиндропоршневой группы двигателя с учетом разделения потоков газов, проходящих в картер: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту. – Харків, ХНАДУ, 2011. – 184 с.
258. Подригало М. А. Застосування методу парціальних прискорень для оцінювання тягово-швидкісних властивостей автомобілів та бойових машин / М. А. Подригало, Д.В. Абрамов, Р.О. Кайдалов // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – 2016. – №2 (28). – С. 16–21.
259. Медведев А.Н. Повышение топливной экономичности и экологической безопасности дизельных двигателей / А.Н. Медведев, Е.П. Меркулов // Научный вестник: сб. науч. тр. – Челябинск: Изд-во ЧВАИ, 2003. – №16 – С. 38-45.
260. Абрамов Д.В. Експериментальні дослідження потужності двигуна автомобіля в дорожніх умовах / Д.В. Абрамов, В.О. Тесля // Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України: зб. тез доповідей V науково-практичної конференції 28 березня 2013. – Х.: Академія внутрішніх військ МВС України, 2013. – С. 99.
261. Daewoo Lanos с двигателем 1,5i. Устройство, эксплуатация, обслуживание, ремонт. – Иллюстрированное руководство. – М.: ООО

«Книжное издательство «За рулем», 2011. – 272 с.

262. Приходько В.И. Справочник по автомобилям КраЗ / В.И. Приходько, И.Т. Селин. – Харьков: Прапор, 1977. – 152 с.

263. Пат. 51031 Україна, МПК G 01 P 3/00. G 01 P 15/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М. А., Коробко А. І., Клец Д.М., Файст В.Л.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № и 2010 01136; заявл. 04.02.10; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.

264. Transystem GM-3 [Електронний ресурс]. Дата оновлення: 28.07.2013. URL: <http://www.pilgrim-gps.ua/products/transystem-gm3.html> (дата звернення: 08.06.2017).

265. Jo K. Interacting multiple model filter-based sensor fusion of GPS with in-vehicle sensors for real-time vehicle positioning / K. Jo, K. Chu, M. Sunwoo // IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems. – 2012. – Vol. 13. – № 1. – pp. 329–343.

266. Мясников Ю.Н. Надежность и техническая диагностика судовых энергомеханических систем (НТДИКА) / Ю.Н. Мясников. – СПб.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2008. – 183 с.

267. Проников А.С. Надежность машин / А.С. Проников. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.

268. Погодаев Л.И. Теория и практика прогнозирования износостойкости и долговечности материалов и деталей машин / Л.И. Погодаев, Н.Ф. Голубев. – СПб.: СПГУВК, 1997. – 415 с.

269. Возницкий, И.В. Повреждения и поломки дизелей. Примеры и анализ причин: учебное пособие для специальности 2405 / И.В. Возницкий. – СПб.: Моркнига, 2006. – 116 с.

270. Кудлаев Э.М. Оценивание параметров распределения Вейбулла Гнеденко / Э.М. Кудлаев // Техническая кибернетика. – 1986. – №6. – С. 3-18.

271. Маслов Н.Н. Качество ремонта автомобилей / Маслов Н.Н. – М.: Транспорт, 1975. – 368 с.

272. Прейсман В.И. Основы надежности сельскохозяйственной техники / Прейсман В.И. – [2-е изд., доп. и перераб.]. – К.: Выща шк. Головное изд-во, 1988. – 247 с.

273. Методические указания. Прогнозирование остаточного ресурса по изменению параметров его технического состояния при эксплуатации: РД 26.260.004-91. – [Введен в действие с 1992-01-01]. – М.: Изд-во стандартов, 1992. – 89 с. – (Руководящий документ).

274. Салтыков М.А. Прочность ДВС. Методы и средства обеспечения / М.А. Салтыков. – Учебное пособие. – М.: МГОУ, 1995. – 90 с.

275. Ефремов Л.В. Теория и практика исследования крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий / Л.В. Ефремов. – СПб.: Наука, 2007. – 276 с.

276. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В.П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.

277. Коллинз, Дж. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение / Дж. Коллинз; пер. с англ. – М.: Мир, 1984. – 624 с.

278. Джонсон, Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке / Н. Джонсон, Ф. Лион. – М.: Мир; 1980. – 510 с.

279. Румб, В.К. Силовой анализ поршневых двигателей на персональной ЭВМ: метод, указания / В.К. Румб, В.В. Медведев. - СПб.: ИЦ СПбГМТУ, 2001. – 31 с.

280. Половинкин, В.Н. Направления решения проблемы акустической экологии и повышения надежности ДВС / В.Н. Половинкин, М.А. Минасян, В.Н. Ковалев, Б.Д. Виноградов // Двигателестроение. – 1991. - № 4. – С. 15-20.

281. Paris P.C. A rational analytic theory of fatigue / P.C. Paris, M.P. Gomez, W.E. Anderson // The Trend in Engineering at the University of Washington. – 1961. – V.13. – №1. – P. 9-14.

282. Кочаев В.П.: Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность / В.П. Кочаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков. – М.:

Машиностроение, 1985. – 224 с.

283. Кудрявцев П.И. Нераспространяющиеся усталостные трещины / П.И. Кудрявцев. - М.: Машиностроение, 1982. – 171 с.

284. Трошенко В.Т. Трещиностойкость металлов при циклическом нагружении / В.Т. Трошенко, В.В. Покровский, А.В. Прокопенко. – Киев: Наукова думка, 1987. – 256 с.

285. Пестриков В.М. Механика разрушения твердых тел: курс лекций / В.М. Пестриков, Е.М. Морозов. – СПб: Профессия, 2002. – 320 с.

286. Head A.K. The growth of fatigue cracks / A.K. Head // Phil. Mag. – 1953. – V. 44. – Ser. 7. – №356. – P. 925-938.

287. Frost N.E. The effect of environment: on the propagation of fatigue cracks in mild steel / N.E. Frost // Appl. Mat. Res. – 1964. – №3 – P. 131.

288. Dugdale, D.S. Yielding of steel sheets containing slits / D:S. Dugdale // J. Mech. and Phys. Solids. – 1960: – V.8. – №2. – P. 100-108.

289. Forman, R.G. / Numerical analysis of crack propagation in a cyclicloaded structure / R.G. Forman, V.E. Kearney, R.M. Engle // ASME Trans. J. Basic Eng. – 1967. – V.89. – Ser.D. – №3. – P. 459-464.

290. Медведев ВШ. Оценка риска эксплуатации ДВС при использовании деталей с трещинами / В.В. Медведев // Турбины и дизели. – 2008. - №2. – С.12-14.

291. Прочность судового оборудования. В 2 ч. 4.1. Конструирование и расчеты прочности судовых двигателей внутреннего сгорания: учебник / В.К. Румб, В.В. Медведев. – СПб.: СПбГМТУ, 2006. – 536 с.

292. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения: ГОСТ 27.002-89. – [Введен в действие с 1990-01-07]. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 33 с. – (Стандарт СССР).

293. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.

294. Хазов Б.Ф. Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования / Б.Ф. Хазов, Б.А. Дидусев. – М.: Машиностроение,

1986. – 224 с.

295. Goodell F.S. Reliability and Maintainability by Design: A Blueprint for Success. *Journal of Aircraft*, v. 24, № 8. – 1987. – p. 481-483.

296. Решетов Д.Н. Надежность машин / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев. – М.: Высшая школа, 1988. – 238 с.

297. Федосеев С.Ю. Анализ характеристики холостого хода / С.Ю. Федосеев [и др.] // *Вестник ЧГАА*. – 2011. – Т. 58. – С. 166-169.

298. Жегалин О.И. Вероятностная оценка режимов работы тракторного двигателя / О.И. Жегалин [и др.] // *Тракторы и сельхозмашины*. – 1985. – № 9. – С. 6-9.

299. Куций П.В. Поліпшення експлуатаційних показників транспортних засобів в неусталених режимах оптимізацією способу регулювання дизелів: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту. – Київ, НТУ, 2015. – 206 с.

300. Краткий автомобильный справочник. 10-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1984. – 220 с.

301. Ахмедзянов А.М. Диагностика технического состояния по термогазодинамическим параметрам / А.М. Ахмедзянов, Н.Г. Дубравский, А.П. Тунаков. – М.: Машиностроение, 1983. – 206 с.

302. Васильев В.И. Автоматический контроль и диагностика систем управления силовыми установками летательных аппаратов / В.И. Васильев, Ю.М. Гусев, А.И. Иванов и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

303. Епифанов С.В. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, Б.И. Кузнецов, И.Н. Богаенко и др. – Киев: Техника, 1998. – 312 с.

304. Надежность, диагностика, контроль авиационных двигателей / В.Т. Шепель, М.Л. Кузьменко, С.В. Сарычев и др. – Рыбинск: РГТА, 2001. – 352 с.

305. *Advanced Multivariable Control Systems of Aeroengines* // Eds.: Sun Jianguo, V.I. Vasilyev, B.G. Ilyasov, Beijing, China, BUAA Press, 2005. – 621 p.

306. Жернаков С.В. Применение технологии нейронных сетей для диагностики технического состояния авиационных двигателей / С.В. Жернаков // Интеллектуальные системы в производстве, 2006. – №2. – С. 70-83.

307. Нейронные сети Кохонена. – [Электронный ресурс]. Дата оновлення: 28.01.2016. URL: <https://neuronus.com/theory/nn/955-nejronnye-seti-kokhonena.html> (дата звернення 01.05.2018).

308. Применение нейронных сетей для задач классификации. – [Электронный ресурс]. Дата оновлення: 18.05.2017. URL: <https://basegroup.ru/community/articles/classification> (дата звернення 08.05.2018).

309. Викторова Е.В. Применение нечетких нейронных сетей для технической диагностики дорожных машин / Е.В. Викторова // Вестник ХНАДУ, – 2012, – вып. 56. – С. 98-102.

310. Нгуєн Мінх Тієн. Діагностика автомобільного двигуна на основі нейронної мережі / Мінх Тієн Нгуєн. – Молодий вчений. – 2019. – № 26 (264). – С. 76-81. – URL: <https://moluch.ru/archive/264/61089> (дата звернення: 24.01.2021).

311. Прахов И.В. Применение искусственных нейронных сетей в спектральном методе диагностики машинных агрегатов / И.В. Прахов, А.Г. Бикметов // Technical Sciences: Fundamental Research, 2015. – № 9. – С. 502-506.

312. Теорема Колмогорова-Арнольда – Хехт-Нильсена. – [Электронный ресурс]. Дата оновлення: 18.01.2015. <https://lektsii.org/12-28326.html> дата звернення 28.01.2021).

Додаток А

Результати експериментальних даних двигуна КамАЗ-740
до та після капітального ремонту

Таблиця А.1

Перелік параметрів, що визначалися при дослідженнях

№ з/п	Найменування параметра	Позначення параметра	Похибка засобів вимірювання
1	Крутильний момент, Н·м (кгс·м)	M_K	$\pm 0,005 M_{K \max}$
2	Частота обертання колінчастого вала, хв ⁻¹	n	$\pm 0,005 n_{\text{ном}}$, но не більше 10 мин ⁻¹
3	Витрата палива, л/год	G_{Π}	$\pm 0,005 G_{\text{Тном}}$
4	Тиск масла в головній мастильній магістралі, МПа (кгс/см ²)	P'_m	$\pm 0,02 (\pm 0,2)$
5	Тиск картерних газів, кПа (мм вод.ст.)	$P_{\text{к.г.}}$	$\pm 0,01 (\pm 1)$
6	Кількість картерних газів, л/хв	Q	± 1
7	Температура навколишнього повітря, °С	$t_{\text{навк}}$	± 1
8	Температура охолоджуючої рідини на виході з двигуна, °С	$t_{\text{рід}}$	± 3
9	Температура масла в піддоні або перед мастильним радіатором, °С	t_m	± 3
10	Температура палива на вході в фільтр грубої очистки палива, °С	t_{Π}	± 1
11	Відносна вологість навколишнього повітря, %	$\varphi_{\text{навк}}$	± 3
12	Тривалість роботи дизеля, хв або год	τ	$0,01 \tau$

**Перевірка стану циліндро-поршневої групи
двигуна КамаЗ-740 до ремонту**

№ відкл. цил.	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	7-й	8-й	без відкл.	
$n_{дв}, хв^{-1}$	Кількість картерних газів, л/хв									
№061059	600	58,5	58,4	60,5	60,6	60,8	59,2	55,8	56,6	61,8
	1000	59,0	59,1	61,5	62,1	62,3	61,5	57,3	58,1	63,2
	1500	59,2	59,3	61,7	62,5	63,5	62,0	59,0	59,1	64
	2000	59,6	59,5	62,1	62,8	64,9	62,3	59,4	59,5	64,4
	2600	59,9	59,8	62,5	63,2	66,3	62,7	59,9	59,9	64,8
№794223	600	56,1	55,0	55,1	55,1	55,2	54,8	51,3	51,1	58,2
	1000	56,4	55,5	55,8	55,4	55,6	55,1	51,7	51,8	58,5
	1500	57,2	56,7	56,6	56,2	56,2	56,2	52,8	52,6	59,2
	2000	58,6	57,3	57,2	57,1	57,4	57,8	53,1	52,9	59,6
	2600	58,9	58,1	58,1	57,9	58,0	58,2	55,1	54,8	59,8
№882003	600	30,8	30,9	31,1	31,2	31,1	30,8	29,6	29,8	33,0
	1000	31,6	31,4	31,5	31,7	31,5	31,3	30,8	30,9	33,3
	1500	32,4	32,1	32,2	32,5	32,1	32,3	31,1	31,3	33,6
	2000	32,8	32,7	32,8	33,2	32,9	33,0	32,0	31,9	33,8
	2600	33,5	33,3	33,5	33,6	33,4	33,6	32,6	32,3	33,9
№951450	600	34,1	33,3	33,2	34,2	33,9	34,0	34,2	34,1	36,2
	1000	34,5	34,0	34,1	35,1	35,0	34,8	35,0	34,9	36,6
	1500	36,1	35,8	35,9	36,0	36,2	35,9	35,9	35,8	37,2
	2000	36,8	36,6	36,6	36,7	36,8	36,8	36,8	36,7	37,4
	2600	37,1	36,9	37,3	37,1	37,2	37,2	37,1	37,0	37,7
№881458	600	34,1	34,5	34,2	34,2	33,9	34,7	34,6	34,8	35,2
	1000	34,5	34,9	34,7	34,7	34,4	35,1	35,2	35,3	35,6
	1500	34,9	35,3	35,1	35,2	34,9	35,5	35,6	35,7	36
	2000	35,3	35,9	35,8	35,6	35,5	38,9	36,9	36,2	36,4
	2600	36,1	36,7	36,5	36,2	36,3	36,8	37,1	37,0	36,9
№869458	600	37,4	38,1	37,9	37,8	37,5	37,2	36,9	37,4	38,8
	1000	37,9	38,7	38,7	38,7	38,2	38,0	37,8	38,2	39,4
	1500	38,5	39,2	39,2	39,1	38,8	38,5	38,3	38,8	39,6
	2000	38,7	39,4	39,4	39,3	39,1	38,9	38,6	39,3	39,9
	2600	39,2	39,7	39,8	39,7	40,3	39,4	39,2	39,7	40,4
№988969	600	79,9	79,7	80,1	79,8	79,6	79,4	78,2	79,6	83,8
	1000	81,8	81,7	82,2	82,0	81,9	82,3	81,8	82,3	85,2
	1500	83,9	83,8	84,4	83,9	83,7	83,9	83,6	83,1	86,3
	2000	84,7	84,7	85,4	85,3	85,2	85,8	85,3	85,2	86,8
	2600	85,9	85,8	86,0	86,1	86,5	86,3	86,0	86,6	87,7

№ відкл. цил.	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	7-й	8-й	без відкл.	
$n_{дв}, \text{ХВ}^{-1}$	Кількість картерних газів, л/хв									
№995582	600	65,9	63,8	66,1	65,4	65,3	66,3	65,8	64,6	71,1
	1000	66,8	64,9	67,3	66,6	66,7	67,8	67,0	66,3	71,6
	1500	68,0	67,1	69,0	67,2	68,1	68,6	68,9	67,9	72,7
	2000	69,2	68,6	70,7	68,3	69,6	69,8	69,6	68,2	73,9
	2600	71,1	70,0	82,0	69,8	70,8	70,9	71,2	69,9	75,3
№295510	600	70,6	71,5	71,7	82,0	71,8	71,7	70,6	72,3	75,1
	1000	71,7	72,7	72,9	73,0	72,8	73,0	82,1	73,7	75,7
	1500	73,0	73,8	73,8	73,9	73,5	73,9	73,1	74,2	76,8
	2000	74,4	74,5	75,1	75,2	74,8	74,8	74,7	75,1	78,6
	2600	75,9	76,2	78,2	77,4	76,0	76,1	76,6	77,1	80,1
№453644	600	67,7	68,7	70,6	66,7	64,8	65,6	66,8	67,7	69,4
	1000	68,8	69,6	71,5	68,2	66,7	67,2	68,7	69,8	71,1
	1500	69,3	70,6	72,8	70,0	67,9	68,6	69,6	70,2	72,8
	2000	70,7	71,8	73,7	70,8	68,0	68,0	69,5	71,8	74,3
	2600	71,5	72,3	74,8	72,1	69,7	69,6	72,2	72,5	75,8
№771716	600	51,5	50,0	50,5	51,5	50,4	49,5	49,6	50,4	54,6
	1000	52,2	51,5	51,2	52,2	51,9	50,9	51,1	51,9	55,5
	1500	53,2	52,0	53,5	54,0	53,1	52,0	52,3	52,3	56,8
	2000	55,0	53,5	54,6	55,1	54,5	53,5	54,0	54,2	58,2
	2600	56,1	55,0	55,2	56,1	55,8	54,8	55,9	56,0	59,9
№761885	600	60,0	61,1	63,8	62,6	66,1	63,1	62,6	60,8	67,7
	1000	62,1	62,8	64,3	64,5	67,8	64,0	63,5	63,1	68,2
	1500	63,8	64,5	66,8	66,2	68,6	64,8	64,8	65,0	68,9
	2000	65,6	66,8	68,2	68,0	69,8	65,3	66,0	66,8	69,4
	2600	66,7	67,7	69,7	68,8	71,2	66,1	67,2	68,1	69,8
№711007	600	75,0	73,5	72,0	70,0	70,0	71,0	70,1	74,2	77,0
	1000	75,2	73,7	72,9	71,0	71,2	71,7	82,1	76,1	78,6
	1500	76,1	74,8	73,8	73,1	72,2	73,1	73,7	77,0	79,1
	2000	76,8	75,2	74,6	74,7	73,3	74,4	74,0	78,2	81,9
	2600	78,0	77,1	76,0	76,0	75,2	76,1	75,2	79,0	83,3
№808028	600	83,5	83,6	82,0	78,7	79,0	79,7	80,0	82,0	86,5
	1000	84,5	84,6	83,9	79,8	81,1	81,3	81,8	84,0	87,8
	1500	85,8	86,2	85,0	82,0	83,2	83,8	83,8	85,2	90,3
	2000	86,2	87,1	86,1	83,6	85,1	85,0	85,2	87,1	92,0
	2600	88,0	88,8	84,9	85,2	86,2	86,2	87,1	88,2	95,1
№282828	600	51,5	50,2	50,1	50,0	49,8	48,5	47,0	48,7	53,7
	1000	52,2	51,5	51,6	51,1	50,8	49,8	48,8	49,9	54,4
	1500	53,6	53,0	53,0	53,3	52,2	51,2	50,9	51,5	55,4
	2000	55,0	54,6	54,2	54,0	54,2	53,0	51,8	52,6	56,2
	2600	56,0	55,2	55,0	55,8	54,6	55,1	53,2	54,0	57,0

№ відкл. цил.	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	7-й	8-й	без відкл.	
$n_{дв}, \text{ХВ}^{-1}$	Кількість картерних газів, л/хв									
№055726	600	56,5	56,0	57,1	53,5	55,3	51,0	54,2	55,3	58,1
	1000	57,6	57,6	85,2	55,0	57,0	53,2	55,9	57,0	58,8
	1500	58,9	58,3	59,1	56,0	58,1	54,3	56,8	58,1	59,9
	2000	59,8	59,7	60,1	57,1	59,0	55,6	57,3	59,6	60,7
	2600	60,8	60,5	61,6	58,0	60,1	57,3	58,5	62,1	61,5
№286595	600	47,8	47,0	46,7	44,7	43,0	45,0	46,5	47,7	49,2
	1000	48,2	48,6	48,2	46,2	45,2	46,7	48,0	48,8	50,4
	1500	49,4	49,4	49,2	47,7	46,8	47,8	48,8	49,6	51,0
	2000	50,1	50,3	50,4	48,9	48,1	48,9	49,6	50,7	51,8
	2600	52,0	51,5	51,2	49,7	50,1	50,1	50,7	51,2	52,6
№573003	600	55,4	56,5	57,0	55,0	55,4	56,5	57,2	55,5	60,4
	1000	56,2	57,0	57,9	56,8	56,2	67,0	58,1	57,0	61,2
	1500	57,0	58,0	59,2	57,9	57,1	61,2	58,5	58,5	62,6
	2000	57,7	58,9	60,0	58,1	58,2	63,3	59,6	59,7	63,4
	2600	58,8	60,0	61,2	59,8	60,1	64,0	60,8	60,9	64,5
№581770	600	51,5	52,0	52,0	52,5	53,5	54,0	55,0	56,0	56,0
	1000	52,8	53,0	53,2	53,7	54,0	54,6	55,7	56,8	56,9
	1500	54,2	54,2	55,0	54,2	55,0	55,8	56,8	58,0	57,7
	2000	56,2	55,6	58,0	55,0	57,1	56,6	57,9	59,8	58,4
	2600	57,8	57,1	58,8	56,1	58,8	57,8	58,1	62,0	59,0
№537988	600	74,0	75,0	74,4	73,3	71,9	72,0	73,6	74,6	76,3
	1000	74,9	76,8	75,0	74,8	73,0	73,0	74,4	75,5	77,0
	1500	76,0	77,6	75,5	74,9	74,1	74,4	75,5	76,0	77,8
	2000	78,6	79,1	76,2	75,6	75,0	75,0	77,2	77,0	78,5
	2600	80,8	81,6	77,1	76,2	76,2	76,0	79,2	77,7	79,2
№4468	600	83,5	82,3	82,0	81,0	86,0	85,0	84,2	85,1	87,9
	1000	84,5	83,3	83,1	83,2	87,2	88,0	85,0	86,7	88,8
	1500	88,0	84,4	84,1	84,2	88,0	89,0	86,1	87,2	90,2
	2000	87,9	85,6	85,2	86,0	88,8	89,3	87,2	87,9	91,0
	2600	88,8	86,2	87,1	87,0	89,8	90,2	88,0	88,7	91,9
№670106	600	85,6	84,5	83,3	80,1	82,1	84,4	83,7	88,4	90,4
	1000	87,0	85,8	85,0	83,8	81,8	85,8	84,5	89,7	91,2
	1500	88,8	88,0	86,8	84,8	83,2	87,0	86,0	90,5	92,6
	2000	89,2	89,5	87,5	85,5	85,0	88,1	88,1	90,8	93,2
	2600	92,0	91,5	89,5	89,0	87,0	90,0	90,2	92,8	95,0
№407544	600	42,3	41,3	40,4	43,4	40,4	41,9	42,1	41,4	45,1
	1000	43,7	42,9	41,9	44,9	42,1	43,1	43,9	42,4	46,2
	1500	44,8	45,0	43,8	45,9	43,9	45,0	44,8	43,7	47,4
	2000	46,1	46,0	45,0	46,7	44,8	45,9	45,9	44,8	48,4
	2600	47,8	47,7	46,7	48,2	46,6	47,2	47,6	46,8	49,6

№ відкл. цил.	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	7-й	8-й	без відкл.	
$n_{дв}, хв^{-1}$	Кількість картерних газів, л/хв									
б/н	600	49,0	48,5	47,2	46,8	45,8	45,6	46,6	47,8	49,1
	1000	49,8	49,6	49,0	48,5	47,3	47,0	47,7	48,8	50,0
	1500	50,8	50,7	50,1	50,5	49,2	48,9	49,1	50,2	51,2
	2000	52,0	51,9	51,9	51,9	50,5	49,8	50,8	5,3	52,6
	2600	52,8	53,3	52,5	52,9	52,0	51,3	52,4	52,8	53,8
№476525	600	54,1	53,6	53,8	53,6	54,0	52,5	53,5	51,5	56,7
	1000	55,8	54,8	55,2	55,1	55,7	53,5	53,7	53,2	57,6
	1500	57,2	56,3	57,6	56,2	57,2	55,3	55,6	55,0	58,5
	2000	59,6	58,8	59,8	58,0	58,5	56,9	57,2	56,9	59,2
	2600	60,0	59,9	60,9	59,0	59,2	58,8	58,5	58,0	60,1
№4120	600	65,4	64,0	64,1	64,2	63,0	64,3	65,5	64,6	67,6
	1000	66,4	65,2	65,1	66,0	65,2	66,1	66,3	66,2	68,7
	1500	68,4	66,8	67,9	67,0	67,2	67,8	67,8	68,1	69,7
	2000	70,0	68,9	68,2	68,6	69,1	69,2	69,3	70,0	70,6
	2600	71,8	69,9	70,0	70,0	70,3	70,3	71,2	71,6	72,8

Таблиця А.3

**Кількісні характеристики витрати експлуатаційних матеріалів
і тиску в циліндрах в момент кінця такту стиснення
двигуна КамаЗ-740 до ремонту**

№ двигуна	Тиск в кінці такту стиснення, МПа								Витрата палива, кг/год	Витрата масла на угар, в % від витрати палива
	№ циліндру									
	1	2	3	4	5	6	7	8		
061059	20,0	20,5	20,0	21,0	21,0	20,5	19,0	19,5	27,3	2,64
794223	21,0	20,5	20,5	21,0	20,0	20,5	18,0	19,0	28,1	5,83
882003	23,0	24,0	24,0	24,0	23,5	23,0	22,5	22,5	25	0,28
951450	23,5	23,0	23,0	23,5	23,0	23,0	24,0	23,5	25,6	0,3
881458	23,0	23,0	23,0	23,0	22,5	23,5	23,0	23,0	26,9	0,34
869458	22,5	23,0	22,5	23,0	23,0	23,0	22,0	23,0	27,8	0,42
988969	19,1	19,2	19,5	19,1	19,3	19,0	18,5	19,3	30,5	4,9
995582	19,8	19,1	19,5	19,4	19,4	19,6	19,5	19,0	29,2	2,75
295510	18,3	18,9	18,7	19,0	18,4	18,3	18,0	18,9	30,1	2,97
453644	20,1	20,3	21,0	19,7	19,2	19,7	19,8	19,6	29,9	4,73
771716	22,1	21,5	21,4	21,8	21,0	20,7	20,6	21,4	29,4	1,7
761885	20,2	20,6	21,2	21,0	21,8	20,9	20,9	20,4	28,9	3,84

№ двигуна	Тиск в кінці такту стиснення, МПа								Витрата палива, кг/год	Витрата масла на угар, в % від витрати палива
	№ циліндру									
	1	2	3	4	5	6	7	8		
711007	21,5	21,1	21,0	21,4	20,9	20,4	20,3	20,9	29,1	2,86
808028	19,3	19,2	19,0	18,6	18,9	18,8	19,1	19,4	33,9	5,13
282828	21,2	20,3	20,0	19,9	19,7	19,2	19,0	19,2	28,2	1,66
055726	21,3	21,3	21,5	20,2	20,6	19,3	20,3	21,1	29,1	2,75
286595	22,1	22,2	21,9	21,7	20,9	21,2	21,4	21,8	26,2	0,57
573003	21,1	20,9	21,4	20,8	20,3	20,5	20,6	20,7	28,5	2,49
581770	20,8	21,0	21,0	21,2	21,5	21,6	22,0	21,9	28,2	1,47
537988	18,3	18,5	18,2	18,0	17,9	18,2	18,4	18,8	29,7	0,77
4468	17,8	17,6	17,5	17,7	18,0	17,9	17,9	18,1	34,5	4,4
670106	17,7	18,1	18,2	18,5	17,8	17,7	18,0	17,2	34,1	6,1
407544	22,3	22,3	22,1	21,9	21,7	22,5	22,3	22,0	28,2	0,58
б/н	21,8	21,9	22,0	22,2	22,0	21,8	20,5	20,2	27,6	3,91
476525	20,2	20,1	21,2	22,0	20,4	20,9	20,8	21,2	27,6	2,4
4120	19,7	18,2	19,1	19,0	19,3	19,9	20,5	21,0	28,9	3

Таблиця А.4

**Перевірка стану циліндро-поршневої групи
двигуна КамаЗ-740 після ремонту**

№ відкл. цил.	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	7-й	8-й	без відкл.	
$n_{дв}, \text{ХВ}^{-1}$	Кількість картерних газів, л/хв									
№061059	600	21,2	20,8	21,0	20,9	20,4	22,0	20,0	21,1	20,5
	1000	21,8	21,4	21,5	21,6	21,3	22,5	20,6	21,8	20,9
	1500	22,7	21,9	22,2	22,1	22,0	223,0	21,3	22,5	21,7
	2000	23,2	22,7	22,9	23,0	23,0	24,1	22,0	23,1	22,2
	2600	23,5	23,6	23,9	24,0	24,0	25,0	23,1	24,4	22,8
№794223	600	19,8	20,0	21,6	21,5	21,5	20,5	20,0	21,2	20,8
	1000	20,2	20,5	22,2	22,0	22,1	21,1	21,0	22,3	21,2
	1500	21,0	22,0	23,4	23,0	23,5	23,3	22,5	23,0	22,5
	2000	21,6	23,0	24,5	24,0	24,3	24,2	23,0	24,0	23,1
	2600	22,2	24,2	25,0	24,5	24,7	24,7	23,5	24,8	23,9
№882003	600	18,0	18,5	18,2	18,0	17,0	17,5	18,5	18,0	17,7
	1000	18,6	19,2	18,8	19,0	18,2	18,5	19,2	19,0	18,1
	1500	19,5	20,0	19,5	20,0	19,0	19,2	19,8	19,5	18,5
	2000	20,5	20,6	20,2	21,2	20,0	20,1	20,5	20,3	19,1
	2600	21,5	22,2	22,0	23,0	20,5	21,0	22,0	21,2	19,5

№ відкл. цил.	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	7-й	8-й	без відкл.	
$n_{дв}, \text{хв}^{-1}$	Кількість картерних газів, л/хв									
№951450	600	18,0	18,3	18,0	17,5	17,5	18,5	18,0	18,2	17,8
	1000	18,6	19,0	19,0	18,6	18,8	19,3	19,0	19,3	18,3
	1500	20,7	20,5	20,1	19,3	19,8	20,5	20,0	20,0	19,1
	2000	20,8	20,9	21,0	20,1	20,3	21,2	21,0	21,0	19,5
	2600	21,3	21,6	21,7	20,7	20,6	23,1	22,3	21,5	20,0
№881458	600	17,0	16,7	16,6	16,2	16,0	17,2	16,5	17,0	16,6
	1000	17,3	17,2	17,0	16,8	16,6	17,8	17,0	17,5	17,0
	1500	17,7	17,7	17,5	17,8	17,7	18,3	18,0	18,0	18,2
	2000	18,6	19,3	18,4	18,9	18,8	19,9	19,0	19,5	19,4
	2600	20,1	21,2	19,4	19,5	19,6	21,7	20,8	21,2	20,8
№869458	600	17,5	17,2	17,0	16,5	16,9	17,1	17,0	17,2	17,7
	1000	18,0	17,8	17,5	17,1	17,3	17,7	17,4	17,6	18,1
	1500	18,6	18,4	18,5	18,0	18,1	18,6	18,1	18,2	18,6
	2000	19,2	18,9	19,2	18,6	18,9	19,6	18,9	19,0	19,6
	2600	20,8	19,6	20,5	19,2	19,5	21,2	19,9	20,6	20,7
№988969	600	18,5	17,0	16,5	17,5	17,0	18,0	18,0	17,4	17,1
	1000	19,2	17,3	17,0	17,9	18,0	19,0	19,1	18,3	17,5
	1500	19,7	17,8	18,0	18,6	18,5	19,8	19,6	19,1	18,0
	2000	21,2	18,5	19,0	19,1	19,1	20,3	20,2	19,7	18,6
	2600	22,1	19,6	20,1	20,6	20,7	21,4	20,5	20,3	19,3
№995582	600	23,0	23,0	23,5	23,0	22,5	22,0	23,2	21,5	22,8
	1000	24,1	23,5	24,5	23,8	23,3	23,2	24,5	22,8	23,2
	1500	25,0	24,3	25,3	24,7	24,2	24,1	25,2	23,5	24,5
	2000	26,0	25,5	26,2	25,5	25,3	25,0	26,3	24,9	25,2
	2600	26,7	26,2	27,0	26,6	26,5	26,1	27,2	25,8	25,8
№295510	600	18,6	18,0	18,5	17,0	19,2	19,0	18,5	17,1	18,1
	1000	19,2	19,0	19,6	18,2	20,3	20,4	20,0	18,5	18,7
	1500	20,4	20,2	20,5	19,8	21,0	21,1	21,5	19,2	19,1
	2000	21,2	21,1	21,0	20,5	22,1	23,0	23,0	21,0	19,9
	2600	22,7	22,5	22,5	21,5	23,0	23,5	23,5	22,1	20,4
№453644	600	13,5	13,3	14,0	13,5	14,0	13,5	13,8	13,6	13,1
	1000	14,0	13,8	14,5	14,0	14,4	14,0	14,3	14,0	13,8
	1500	14,5	14,4	14,9	14,5	14,8	14,5	14,7	14,5	14,3
	2000	15,0	14,9	15,3	15,0	15,3	15,1	15,2	15,0	14,9
	2600	15,4	15,2	15,6	15,3	15,8	15,6	15,7	15,6	15,6
№526063	600	14,0	14,2	13,9	13,8	14,0	14,3	14,1	14,0	14,3
	1000	15,0	15,1	14,8	14,7	15,0	15,3	15,0	15,0	15,3
	1500	15,7	15,8	15,5	15,6	16,0	16,1	15,8	16,0	15,9
	2000	16,5	16,6	16,3	16,1	16,8	16,7	16,3	16,5	16,6
	2600	17,0	17,3	17,2	17,0	17,5	16,9	16,8	17,0	17,1

№ відкл. цил.	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	7-й	8-й	без відкл.	
$n_{дв}, \text{ХВ}^{-1}$	Кількість картерних газів, л/хв									
№771716	600	16,2	15,0	15,3	15,7	15,7	15,5	16,0	15,2	15,5
	1000	16,8	15,5	15,8	16,2	16,3	16,0	16,5	16,2	15,8
	1500	17,3	16,0	16,3	16,9	16,8	16,7	16,8	17,0	16,3
	2000	17,9	16,5	16,8	17,3	17,2	17,1	17,3	17,5	16,8
	2600	17,5	17,0	17,5	18,0	17,8	17,9	18,2	18,0	17,1
№761885	600	15,0	15,3	14,5	14,8	14,5	15,0	15,0	15,1	15,1
	1000	15,3	15,8	15,2	15,3	15,0	15,5	15,4	15,6	15,5
	1500	15,8	16,2	16,0	15,8	15,7	17,0	16,2	16,5	16,1
	2000	16,2	16,8	16,6	16,2	16,5	17,0	17,0	17,2	16,7
	2600	16,8	17,3	17,2	17,2	17,0	17,3	17,2	17,5	17,2
№711007	600	19,2	19,0	19,5	20,3	20,0	19,5	19,0	19,5	19,3
	1000	19,8	20,0	20,0	21,1	20,8	20,3	20,0	20,3	19,9
	1500	2,5	21,0	21,0	21,8	21,6	20,6	20,3	20,8	20,5
	2000	21,2	21,5	21,5	22,2	22,0	21,5	21,6	22,0	21,0
	2600	21,8	22,0	22,0	22,7	22,6	22,1	23,3	23,5	21,8
№808028	600	20,5	21,2	20,0	20,5	20,3	20,2	19,6	19,8	20,0
	1000	21,0	20,9	20,8	20,9	20,8	20,7	20,5	20,9	20,7
	1500	21,9	22,0	22,0	22,0	21,7	21,4	21,3	21,5	21,5
	2000	22,2	22,3	22,5	22,1	22,0	21,8	21,7	22,0	22,2
	2600	22,9	22,9	23,8	22,9	22,7	22,3	22,5	22,8	23,0
№282828	600	18,0	17,5	17,7	17,8	18,0	17,9	17,8	18,7	18,0
	1000	19,0	18,6	18,6	18,5	18,3	18,3	18,5	19,0	18,9
	1500	19,3	19,2	19,9	19,8	19,7	19,7	19,8	19,5	19,3
	2000	20,9	20,8	21,0	22,0	22,1	21,0	21,0	21,7	20,9
	2600	22,4	22,3	22,5	24,5	25,9	22,7	22,6	23,5	21,3
№055726	600	17,1	17,0	17,6	17,5	17,2	16,9	17,0	17,0	17,1
	1000	18,3	18,0	18,8	18,0	18,1	17,9	17,8	17,9	17,8
	1500	19,8	19,0	19,6	18,8	18,7	18,6	18,8	18,5	18,8
	2000	21,2	20,8	20,5	19,5	19,4	19,7	19,6	19,6	19,6
	2600	22,6	22,5	21,8	20,8	20,0	21,1	20,2	20,5	20,8
№286595	600	18,1	18,0	18,4	18,5	18,5	16,8	18,3	17,9	17,9
	1000	19,5	18,9	18,9	19,0	19,0	18,0	18,8	18,2	18,3
	1500	20,6	19,8	19,9	19,5	19,6	19,7	19,3	18,9	18,5
	2000	21,5	21,3	21,8	21,1	21,1	21,3	20,0	20,3	18,9
	2600	22,9	23,1	24,3	22,5	22,5	23,6	21,3	21,4	20,0
№573003	600	16,5	16,0	16,3	16,2	16,0	16,5	16,2	16,0	16,5
	1000	17,2	17,0	17,0	17,0	16,8	16,8	16,9	17,0	17,0
	1500	17,7	17,4	17,5	17,5	17,7	17,9	17,6	17,7	18,0
	2000	18,3	18,0	18,0	18,0	18,2	18,3	18,5	18,1	18,5
	2600	19,1	18,8	18,7	18,8	19,0	19,0	19,1	18,8	19,3

№ відкл. цил.	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	7-й	8-й	без відкл.	
$n_{дв}, \text{ХВ}^{-1}$	Кількість картерних газів, л/хв									
№581770	600	15,2	14,6	14,4	14,2	14,9	14,7	14,8	15,2	14,2
	1000	15,9	16,0	15,5	15,5	15,6	15,8	16,0	16,5	15,8
	1500	16,4	16,5	15,9	16,0	16,1	16,5	16,2	17,0	16,3
	2000	17,3	17,2	17,0	17,0	17,0	17,2	16,9	17,5	17,1
	2600	18,9	18,9	18,0	18,0	17,9	18,1	17,9	18,5	18,1
№537988	600	16,1	17,0	16,6	16,5	16,0	16,1	16,0	16,3	16,2
	1000	17,0	17,5	17,2	17,0	16,8	17,0	17,0	17,3	17,0
	1500	18,0	18,5	18,0	17,8	17,5	18,0	17,9	18,0	17,6
	2000	18,5	19,0	19,0	18,8	18,3	18,8	19,0	19,1	18,7
	2600	19,3	20,0	19,9	19,6	19,1	19,8	20,1	20,0	19,8
№4468	600	15,3	15,2	15,1	15,0	15,0	15,3	15,1	15,0	15,0
	1000	16,1	16,3	16,2	16,0	16,0	16,3	16,1	16,0	16,0
	1500	17,1	17,3	17,2	17,0	17,0	17,3	17,1	17,1	16,7
	2000	18,0	18,2	18,0	18,0	17,9	18,1	18,0	18,0	17,7
	2600	19,0	18,5	18,8	18,9	18,8	19,2	19,0	19,0	18,7
№670106	600	14,4	15,4	14,4	14,2	14,0	14,1	14,3	14,5	14,0
	1000	15,1	16,2	15,5	15,2	15,0	15,1	15,3	15,5	14,8
	1500	16,0	18,0	16,5	16,0	16,0	16,1	16,2	16,1	15,7
	2000	17,1	19,2	16,9	16,9	17,0	17,0	17,1	17,1	16,8
	2600	18,1	21,1	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0	18,2	17,5
№407544	600	14,5	14,5	14,5	14,7	14,8	14,4	14,3	14,5	14,0
	1000	15,2	15,3	15,3	15,5	15,5	15,4	15,2	15,5	14,8
	1500	16,0	16,1	16,3	16,5	16,5	16,3	16,1	16,8	15,6
	2000	16,8	16,9	17,0	17,2	17,0	17,0	17,9	17,8	16,5
	2600	17,9	17,8	17,9	18,5	17,8	18,0	18,8	18,9	17,6
б/н	600	20,8	21,0	20,9	20,4	20,6	20,5	20,8	20,9	21,7
	1000	21,5	21,8	21,9	21,3	21,5	21,6	21,8	21,8	22,3
	1500	22,8	23,0	22,8	22,4	22,6	22,7	22,8	22,7	23,5
	2000	23,7	24,3	23,8	23,3	23,7	23,8	23,9	24,0	24,2
	2600	25,0	25,9	24,8	24,8	24,9	25,1	25,0	24,9	25,8
№476525	600	18,8	19,6	19,2	18,7	19,1	17,5	18,0	18,2	18,4
	1000	19,9	20,8	20,6	19,8	21,2	18,6	19,2	19,5	19,6
	1500	21,2	22,2	21,9	20,5	22,6	19,4	20,1	20,4	20,4
	2000	22,6	23,0	23,0	21,7	23,4	20,3	22,0	21,8	21,7
	2600	23,5	25,1	24,8	23,1	24,9	21,5	22,9	23,2	22,6
№4120	600	22,5	23,9	25,1	26,1	24,6	23,3	22,9	26,6	23,1
	1000	23,6	25,1	27,2	27,3	26,2	25,5	24,1	28,7	24,6
	1500	25,1	26,3	29,1	28,7	27,8	26,3	25,7	30,0	25,8
	2000	26,4	27,7	30,6	29,9	29,1	27,7	26,4	31,2	27,0
	2600	27,8	29,1	32,1	32,9	31,8	28,9	27,9	33,1	28,2

**Кількісні характеристики витрати експлуатаційних матеріалів
і тиску в циліндрах в момент кінця такту стиснення
двигуна КамАЗ-740 після ремонту**

№ двигуна	Тиск в кінці такту стиснення, МПа								Витрата палива, кг/год	Витрата масла на угар, в % від витрати палива
	№ циліндру									
	1	2	3	4	5	6	7	8		
061059	24,3	23,8	24,2	23,1	24,0	24,2	23,9	24,2	24,2	0,51
794223	23,8	23,6	23,5	22,9	23,2	23,9	24,1	23,8	24,5	0,48
882003	23,2	23,8	23,5	24,2	24,0	23,6	24,0	24,2	25,1	0,55
951450	24,1	25,0	24,8	24,7	24,4	24,3	24,0	24,0	24,3	0,30
881458	22,2	23,0	24,5	22,8	23,2	23,3	23,5	22,8	25,8	0,45
869458	23,8	23,3	23,0	23,1	23,2	23,8	23,5	23,0	24,9	0,25
988969	24,1	24,2	24,0	24,2	24,5	24,6	25,1	24,9	24,1	0,20
995582	24,9	25,0	25,1	24,8	24,7	25,0	25,2	24,9	24,2	0,30
295510	25,1	25,0	24,9	25,0	25,2	25,3	25,0	25,1	24,3	0,25
453644	22,5	22,6	23,0	23,2	22,7	22,0	22,4	23,0	25,5	0,65
771716	23,8	23,6	23,7	23,9	24,0	23,9	23,7	23,6	24,9	0,45
761885	22,8	23,2	23,0	23,2	24,0	23,8	23,1	23,3	25,3	0,53
711007	23,6	23,8	24,0	24,1	23,7	25,2	22,2	23,3	25,1	0,44
808028	22,2	22,8	23,0	23,5	22,3	22,4	22,5	22,8	26,0	0,58
282828	23,5	22,9	22,8	23,2	23,0	23,1	22,5	23,3	25,2	0,41
055726	22,9	23,0	23,1	23,3	22,9	23,0	23,0	23,0	25,3	0,35
286595	24,0	24,2	23,8	24,2	24,3	24,0	24,5	24,0	24,9	0,25
573003	24,0	23,8	23,7	23,6	24,0	24,2	24,0	24,3	24,8	0,25
581770	23,3	23,2	23,1	24,0	24,0	24,2	24,0	24,1	24,9	0,35
537988	23,8	23,5	23,3	23,9	24,0	24,1	24,0	23,5	25,3	0,44
4468	25,0	25,5	26,1	25,3	25,0	25,1	25,8	25,3	24,0	0,33
670106	24,9	25,1	24,5	24,6	25,1	25,0	24,8	24,9	24,7	0,41
407544	23,3	23,2	23,0	22,5	23,0	23,1	23,2	23,5	25,3	0,43
б/н	24,2	24,5	24,3	24,0	24,1	24,0	23,5	23,8	25,8	0,35
476525	25,3	26,1	25,8	25,8	26,3	26,6	26,0	26,7	23,5	0,21
4120	22,0	22,5	22,2	23,0	23,1	22,9	22,7	22,3	26,1	0,63

Додаток Б

Список публікацій за темою дисертації та відомості
про апробацію результатів дисертації

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Подригало М.А. Керованість та стійкість тракторів і тракторних поїздів / М.А. Подригало, О.С. Полянський, Е.О. Дубінін, А.О. Молодан, В.В. Задорожня, М.П. Холодов, О. І. Хворост // Монографія. – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. – 279 с.

2. Тарасов Ю.В. Оценка эффективности рециклинга транспортных средств, вышедших из эксплуатации / Ю.В. Тарасов, А.А. Молодан // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Харьков: ХНАДУ, 2016. – Вып. 72. – С. 7-12.

3. Полянський А.С. Нормирование диагностических параметров элементов двигателя / А.С. Полянський, А.А. Молодан // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки). – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2017. – Вип. 180. – С. 142-148.

4. Полянський О.С. Підвищення паливної економічності колісних машин відключенням частини циліндрів двигуна / О.С. Полянський, А.О. Молодан, О.В. Власенко // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2017. – № 9. – С. 57-61.

5. Полянський О.С. Зміна енергетичних параметрів двигуна в режимі роботи без навантаження при відключенні циліндрів / О.С. Полянський, А.О. Молодан // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки). – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. – Вип. 190. – С. 152-161.

6. Молодан А.О. Вплив відключення частини циліндрів на режим

роботи двигуна під навантаженням / А.О. Молодан // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки). – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. – Вип. 192. – С. 151-158.

7. Полянский А.С. Совершенствование метода оценки технического состояния цилиндропоршневой группы / А.С. Полянский, А.А. Молодан // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. – № 13. – С. 27-32.

8. Подригало М.А. Применение модели многокомпонентного сложного движения для оценки энергетической эффективности автомобиля / М.А. Подригало, Р.О. Кайдалов, Д.В. Абрамов, А.А. Молодан, В.И. Гацько, А.С. Мазин // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – Луцьк: Луцький НТУ, 2017. – №1(10). – С. 73-78.

9. Коробко А. Зміна потужності і витрати палива двигуна колісної машини під час вимикання частини його циліндрів / А. Коробко, А. Молодан // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – ДНУ УкрНДІПВТ імені Леоніда Погорілого. – Дослідницьке, 2018. – Вип. 22 (36). – С. 268-274.

10. Молодан А.А. Теоретические расчеты относительного дополнительного расхода топлива при отключении цилиндров / А.А. Молодан, А.С. Полянский // Інженерія природокористування. – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. – №2 (10). – С. 14-18.

11. Молодан А.О. Вплив на потужність двигуна колісної машини механічних втрат при відключенні циліндрів / А.О. Молодан // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Технічні науки – Житомир: ЖДТУ, 2018. – №2 (82). – С. 105-110.

12. Молодан А. Основні підходи до надійності автотракторного двигуна з вимкненням циліндрів як складної системи / А. Молодан, А. Коробко // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – ДНУ

УкрНДІПВТ імені Леоніда Погорілого. – Дослідницьке, 2018. – Вип. 23 (37). – С. 52-60.

13. Молодан А.О. Зміна потужності автотракторного двигуна колісної машини з вимкненим циліндром / А.О. Молодан // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2018. – № 14. – С. 198-205.

14. Молодан А.О. Метод визначення додаткових витрат енергії викликаних нерівномірністю крутного моменту двигуна при відключенні циліндрів / А.О. Молодан // Вісник машинобудування та транспорту. – Вінниця: ВНТУ. – №2(8), 2018. – С. 65-73.

15. Молодан А.О. Діагностування потужності окремих циліндрів автотракторних двигунів методом їх відключення / А.О. Молодан // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки). – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2019. – Вип. 198. – С. 130-136.

16. Молодан А.О. Визначення потужності та роботи двигуна в процесі розгону колісної машини / А.О. Молодан // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки). – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2019. – Вип. 201. – С. 202-208.

17. Молодан А.О. Визначення залишкового напрацювання до відмови деталей двигуна з тріщиною з відключеними циліндрами / А.О. Молодан, О.С. Полянський // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки). – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2019. – Вип. 205. – С. 103-109.

18. Молодан А.О. Підвищення енергетичної ефективності колісних машин методом відключення циліндрів в автотракторному двигуні / А.О. Молодан // Вісник машинобудування та транспорту. – Вінниця: ВНТУ. – №2(10), 2019. – С. 48-53.

19. Молодан А.О. Визначення потужності і роботи вимушених

коливань при відключенні циліндрів в двигуні колісної машини / А.О. Молодан // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – Луцьк: Луцький НТУ, 2019.– №2(13). – С. 116-123.

20. Потапов Н.Н. Математическая модель скручивания вала трансмиссии полноприводных тягово-транспортных средств при движении с заблокированным приводом / Н.Н. Потапов, А.А. Молодан, А.С. Полянский // Інженерія природокористування. – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2019. – № 4(14). – С. 6-11.

21. Дубинин Е. Совершенствование метода диагностирования рулевого управления шарнирно-сочлененной машины / Е. Дубинин, А. Полянский, А. Молодан, Д. Клец, В. Плетнёв // Motrol: Commission of motorization and energetics in agriculture; An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. Vol. 18, No 8. – Lublin. – Rzeszów, 2016 – P. 53-58. (Web of Science Core Collection).

22. Molodan A. Change of power and mechanical losses of a wheel vehicle engine with cylinders cutout / A. Molodan, O. Polyanskyi, M. Potapov. // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2018. Vol.20. No.1. P. 99-103. (Web of Science Core Collection).

23. Podrigalo, M. “The Improvement Brake’s Qualities of Vehicle by Developing the Method of the Choosing Frictional Pairs of the Brakes Mechanisms,” / Mikhail Podrigalo, Dmytro Klets, Mykhailo Kholodov, Viktor Bogomolov, Anatoliy Turenko, Andrii Molodan, Volodymyr Rudzinskyi, Yurii Tarasov, Aloksa Mykolai, Vasyl Hatsko // SAE Technical Paper 2019-01-2145, 2019. Doi:10.4271/2019-01-2145. (Scopus Q2).

24. Podrigalo, M. «New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units» / Mikhail Podrigalo, Yevhen Dubinin, Andrii Molodan, Oleksandr Polianskyi, Mykhailo Kholodov, Dmytro Klets, Anton Kholodov, Zadorozhnia Viktoriia, Oleksandr Khvorost, Potapov Mykola, Alex Stepanov // SAE Technical Paper 2020-01-2014, 2020. Doi:10.4271/2020-01-2014. (Scopus Q2).

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

25. Podrigalo M. Determination of the work done by the engine in the course of automobile movement / M. Podrigalo, D. Abramov, A. Molodan // “Транспорт, екологія – устойчиво развитие”: XXII научно-техническа конференция с международно участие, Сборник доклади. – Варна: Технически университет, 2016, 19-21 май. – С. 124-130. (Заочна форма участі)

26. Молодан А.О. Економія палива за рахунок визначення раціонального відключення циліндрів в двигуні / А.О. Молодан // «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців»: Наукові праці міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції присвяченої 85-річчю кафедри автомобілів, та 100-річчю з Дня народження професора А.Б. Гредескула, 20-21 жовтня 2016 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2016. – С. 149-150. (Очна форма участі)

27. Полянский А.С. Выбор диагностических параметров оценки технического состояния колесных машин / А.С. Полянский, Д.М. Клец, Е.А. Дубинин, А.А. Молодан, М.А. Скорик // “Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення сил охорони правопорядку”: Збірник тез доповідей науково-практичної конференції, 27 жовтня 2016 р. – Харків: Національна академія національної гвардії України, 2016. – С. 111-113. (Очна форма участі)

28. Молодан А.О. Освоєння технічних дисциплін студентами за допомогою ІТ-технологій / А.О. Молодан, Ю.В. Тарасов // Матеріали науково-методичних конференцій: ”Особливості викладання фахових дисциплін технічних спеціальностей – виклики часу та перспективи”, 21 березня 2017 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2017. – С. 34-35. (Очна форма участі)

29. Абрамов Д. Визначення похибки вимірювання прискорення автомобіля акселерометром під час руху дорогою з позовжнім ухилом / Д. Абрамов, А. Коробко, Ю. Тарасов, А. Молодан // 13-й міжнародний

симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму 18–19 травня 2017 року. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2017. – С. 87-88. (Заочна форма участі)

30. Molodan A. The study of possible fuel savings when disconnecting cylinders / A. Molodan // «Транспорт, екологія – устойчиво развитие»: XXIII научно-техническа конференция с международно участие, Сборник доклади. – Варна: Технически университет, 2017, 15-17 Юни. – С. 350-354. (Заочна форма участі)

31. Молодан А.О. Визначення роботи автотракторного двигуна при включенні-виключенні циліндрів / А.О. Молодан, Д.В. Абрамов // Чотирнадцята наукова конференція ХНУПС імені Івана Кожедуба: «Новітні технології – для захисту повітряного простору». – Тези доповідей 11-12 квітня 2018 р. – Харків: Харківський національний університет повітряних сил імені Івана Кожедуба, 2018. – С. 343-344. (Заочна форма участі)

32. Молодан А.О. Раціональне використання потужності двигуна при відключенні циліндрів / А.О. Молодан, Ю.В. Тарасов // Матеріали всеукраїнського науково-практичного семінару: «Наукові досягнення в галузі автомобільного транспорту», 20 квітня 2018 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2018. – С. 19. (Очна форма участі)

33. Молодан А.О. Зміна роботи двигуна колісної машини при відключенні циліндрів / А.О. Молодан // Матеріали II Всеукраїнської науково-технічної конференції: «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки», 25 – 26 квітня 2018 р. – Полтава, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, 2018. – С. 84-85. (Заочна форма участі)

34. Polyanskii A. New approach to technical maintenance and repair of autotractor technics / A. Polyanskii, A. Molodan // «Транспорт, екологія – устойчиво развитие»: XXIV научно -техническа конференция с

международно участие, Сборник доклади. – Варна: Технически университет, 2018, 14-16 Юни. – С. 109-115. (Заочна форма участі)

35. Молодан А.О. Вплив методу відключення частини циліндрів на показники двигунів колісних машин / А.О. Молодан // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції: «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту», 16-19 жовтня 2018 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2018. – С. 202-204. (Очна форма участі)

36. Подригало М.А. Поняття функціональної стабільності гальмових властивостей колісних транспортних засобів / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, І.О. Радченко, А.О. Молодан // «Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів»: Збірник тез доповідей науково-практичної конференції, 31 жовтня 2018 р. – Харків: Національна академія національної гвардії України, 2018. – С. 136-137. (Заочна форма участі)

37. Тарасов Ю.В. Підвищення ефективності і довговічності деталей циліндро-поршневої групи відремонтованих дизелів / Ю.В. Тарасов, А.О. Молодан, В.Д. Булавін, В.В. Гончаров, М.Ю. Шульга // Секція 2. «Технічне та тилове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України: сучасний стан, проблеми та перспективи»: Збірник тез доповідей науково-практична конференції, 14 березня 2019 р. – Харків: Національна академії Національної гвардії України, 2019. – С. 166-167. (Заочна форма участі)

38. Polyanskii A. Influence on the engine power and flow fuel of the wheel car of the cylinder parts disconnection / A. Polyanskii, A. Molodan, N. Potapov. // Транспорт, екология – устойчиво развитие”: XXV научно-техническа конференция с международно участие, Сборник доклади. – Варна: Технически университет, 2019, 16-18 Май. – С. 160-165. (Заочна форма участі)

39. Молодан А.О. Ефективність нейронно-мережових моделей в системах діагностики технічного стану двигунів на основі функціональної

адаптації / А.О. Молодан, О.В. Власенко, В.Д. Булавін // «Забезпечення функціональної стабільності автомобілів та тракторів»: Матеріали всеукраїнського науково-практичного семінару, 22 травня 2019 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2019. – С. 16-17. (Очна форма участі)

40. Молодан А.О. Використання нейронно-мережових моделей при діагностиці ДВЗ / А.О. Молодан, А.С. Устінов, В.В. Гончаров // «Забезпечення функціональної стабільності автомобілів та тракторів»: Матеріали всеукраїнського науково-практичного семінару, 22 травня 2019 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2019. – С. 19-20. (Очна форма участі)

41. Молодан А.О. Контроль і діагностика технічного стану двигунів на основі інтелектуального аналізу даних / А.О. Молодан, В.К. Вязеленко, М.Ю. Шульга // «Забезпечення функціональної стабільності автомобілів та тракторів»: Матеріали всеукраїнського науково-практичного семінару, 22 травня 2019 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2019. – С. 23. (Очна форма участі)

42. Полянський О.С. Методика розрахунку еквівалентних напружень в тріщинах деталей двигуна з відключеними циліндрами / О.С. Полянський, А.О. Молодан // «Проблеми надійності машин»: збірник матеріалів міжнародної науково-методичної конференції присвяченої пам'яті академіка В.Я. Аніловича. – Харків: Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, 2019. – С. 15-16. (Очна форма участі)

43. Молодан А.О. Підвищення енергетичної ефективності колісних машин методом відключення циліндрів в автотракторному двигуні / А.О. Молодан // «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту»: матеріали XII міжнародної науково-практичної конференції, 21-23 жовтня 2019 року: збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. – Вінниця: ВНТУ, 2019. – С. 122-125. (Заочна форма участі)

44. Молодан А.О. Використання штучних нейронних мереж в діагностуванні потужності окремих циліндрів автотракторних двигунів при їх відключенні / А.О. Молодан, О.С. Полянський, О.В. Власенко, А.С. Устінов, В.К. Вязеленко // «Безпека на транспорті – основа ефективної інфраструктури: Проблеми та Перспективи»: Наукові праці IV Міжнародної науково-практичної конференції, 26-27 листопада 2019 р. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2019. – С. 213-215. (Очна форма участі)

45. Polyanskii A. Cause and investigative failure analysis in nominal engine operation and partial disabling of cylinders / A. Polyanskii, A. Molodan, N. Potarov. // Транспорт, екология – устойчиво развитие”: XXVI научно - техническа конференция с международно участие, Сборник доклади. – Варна: Технически университет, 2020, 8-10 Октомври. – С. 132-137. (Заочна форма участі)

46. Тарасов Ю.В. Оцінка залишкового напрацювання до відмови деталі з тріщиною в двигуні з відключеними циліндрами / Ю.В. Тарасов, А.О. Молодан, О.В. Власенко, В.К. Вязеленко, А.С. Устінов // «Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів»: Збірник тез доповідей IX всеукраїнської науково-практичної конференції, 29 жовтня 2020 р. – Харків: Національна академія Національної гвардії України, 2020. – С. 306-308. (Заочна форма участі)

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

47. Пат. 143315 Україна, МПК F02D 41/32, F02M 63/02. Система відключення паливоподачі за допомогою електромагнітних клапанів / Молодан А.О., Полянський О.С., Подригало М.А., Дубінін Є.О., Клец Д.М., Потапов М.М., Абрамов Д.В.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № u 2020 00007; заявл. 02.01.2020; опубл. 27.07.2020, Бюл. № 14.

Відомості про апробацію результатів дисертації

Основні результати теоретичних й експериментальних досліджень дисертаційної роботи доповідались та отримали позитивну оцінку на міжнародній науково-практичній і науково-методичній конференції, присвяченій 85-річчю кафедри автомобілів і 100-річчю з Дня народження професора А.Б. Гредескула, «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців» (Харків, ХНАДУ, 20–21 жовтня 2016 р., очна форма участі); науково-практичній конференції «Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення сил охорони правопорядку» (Харків, НАНГУ, 27 жовтня 2016 р., очна форма участі); науково-методичній конференції «Особливості викладання фахових дисциплін технічних спеціальностей – виклики часу та перспективи» (Харків, ХНАДУ, 21 березня 2017 р., очна форма участі); 13-му міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (Львів, КІНПАТРИ ЛТД, 18–19 травня 2017 р., заочна форма участі); чотирнадцятій науковій конференції «Новітні технології – для захисту повітряного простору» (Харків, ХНУПС імені Івана Кожедуба, 11–12 квітня 2018 р., заочна форма участі); всеукраїнському науково-практичному семінарі «Наукові досягнення в галузі автомобільного транспорту» (Харків, ХНАДУ, 20 квітня 2018 р., очна форма участі); II всеукраїнській науково-технічній конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (Полтава, ПНТУ імені Юрія Кондратюка, 25–26 квітня 2018 р., заочна форма участі); міжнародній науково-практичній конференції «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту» (Харків, ХНАДУ, 16–19 жовтня 2018 р., очна форма участі); науково-практичній конференції «Технічне та тилове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України: сучасний стан, проблеми та перспективи» (Харків, НАНГУ, 14 березня 2019 р., заочна форма участі); всеукраїнському науково-практичному семінарі «Забезпечення функціональної стабільності автомобілів та тракторів» (Харків, ХНАДУ, 22 травня 2019 р., очна форма участі);

міжнародній науково-методичній конференції, присвяченій пам'яті академіка В.Я. Аніловича «Проблеми надійності машин» (Харків, ХНТУСГ імені Петра Василенка, 12–13 листопада 2019 р., очна форма участі); XII міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (Вінниця, ВНТУ, 21–23 жовтня 2019 р., заочна форма участі); IV міжнародній науково-практичній конференції «Безпека на транспорті – основа ефективної інфраструктури: проблеми та перспективи» (Харків, ХНАДУ, 26–27 листопада 2019 р., очна форма участі); всеукраїнських науково-практичних конференціях «Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів» (Харків, НАНГУ, 31 жовтня 2018 р., 29 жовтня 2020 р., заочна форма участі); XXII, XXIII, XXIV, XXV, XXVI науково-технічних конференціях з міжнародною участю «Транспорт, екологія – устойчиво развитие» (Варна, ТУ, 19–21 травня 2016 р., 15–17 червня 2017 р., 14–16 червня 2018 р., 16-18 травня 2019 р., 8–10 жовтня 2020 р., заочна форма участі); науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу ХНАДУ (9–13 травня 2016 р., 10–12 травня 2017 р., 7–11 травня 2018 р., 13–17 травня 2019 р., 4–8 травня 2020 р., очна форма участі).

Додаток В
Акти впровадження

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Директор ДЦ «ХЗСМ»

О.Д.Горобець

2018



АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
здобувача наукового ступеня доктора технічних наук
Молодана Андрія Олександровича

Комісія у складі:

Голова комісії – Є.М.Стрілець - перший заступник директора
та члени комісії:

- В.В.Воронцов – головний конструктор
- О.А.Ілляшенко – головний технолог

встановила, що результати дисертаційного дослідження здобувача наукового ступеня доктора технічних наук Молодана Андрія Олександровича, а саме:

- допустима кількість відключених циліндрів, яка може приводити не тільки до зниження потужності двигуна, але і до зниження надійності роботи складових його вузлів і агрегатів;
- алгоритм вибору кількості відключених циліндрів в залежності від миттєвого значення потужності. При використанні запропонованого способу управління енергетичною ефективністю автотракторного двигуна при роботі з неповним навантаженням програма бортового комп'ютера з фактичної потужності, визначає необхідне для роботи двигуна мінімальне число працюючих циліндрів.

Голова комісії

Є.М.Стрілець

Члени комісії

В.В.Воронцов

О.А.Ілляшенко



ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор державного підприємства
«Харківський автомобільний завод»

О.Ф. Грабовець

2019 р

АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
здобувача наукового ступеня доктора технічних наук
Молодана Андрія Олександровича

Даний акт складено комісією у складі:

Ткаченко В.Г. – головний інженер державного підприємства
«Харківський автомобільний завод»;

Подригало М.А. – д.т.н, проф., завідувач кафедри технології
машинобудування і ремонту машин Харківського національного
автомобільно-дорожнього університету;

Абрамов Д.В. – д.т.н, доцент кафедри технології машинобудування і
ремонті машин Харківського національного автомобільно-дорожнього
університету.

Комісія провела роботу по визначенню фактичного використання
державним підприємством «Харківський автомобільний завод» розробок
здобувача Молодана Андрія Олександровича і встановила, що під час
діагностування потужності окремих циліндрів автотракторних двигунів після
ремонті методом їх відключення можливо використовувати наукові результати
дисертації, а саме:

– вимір потужності, що розвивається окремими циліндрами при здійсненні
розгону двигуна для визначення повної потужності, потім відключається циліндр,
потужність якого потрібно виміряти, і повторюється розгін;

– по різниці показань між першим і другим розгонами визначається
індикаторна потужність у відключеному циліндрі.

Також результати дисертаційної роботи можуть використовуватися заводом
при проведенні дослідних робіт з діагностування якості ремонту, що виконуються
на нашому підприємстві.

Члени комісії:

В.Г. Ткаченко

М.А. Подригало

Д.В. Абрамов

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор технічної Приватного
акціонерного товариства «АвтоКрАЗ»

С.В. Бузина

« 17 » серпня 2020 року



АКТ

про реалізацію результатів наукових досліджень здобувача
наукового ступеня доктора технічних наук
Молодана Андрія Олександровича

Комісія у складі:

голова комісії – заступник директора технічного з нової техніки ПрАТ «АвтоКрАЗ», кандидат технічних наук Дунь Сергій Вікторович та члени комісії: головний конструктор – Васечек Сергій Володимирович, заступник головного конструктора – начальник відділу робочого проектування Мельник Сергій Миколайович встановила, що результати досліджень, які викладено у дисертаційній роботі докторанта ХНАДУ, канд. техн. наук Молодана А.О., а саме:

– метод визначення додаткових витрат енергії, що зумовлено відключенням частини циліндрів ДВЗ;

– метод визначення залежності ККД автомобіля від миттєвої реалізації потужності ДВЗ.

розроблено особисто автором і реалізується при виконанні дослідно-конструкторських робіт у Приватному акціонерному товаристві «АвтоКрАЗ».

Голова комісії



С.В. Дунь

Члени комісії



С.В. Васечек

С.М. Мельник



Харківський
тракторний
завод

ПРИВАТНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
«ХАРКІВСЬКИЙ ТРАКТОРНИЙ ЗАВОД»
61007, Україна, м. Харків, пр. Московський, 275
тел.: +38 0572 93 51 80 , факс: +38 0572 94 17 60
e-mail: info@xtz.com.ua



Акт впровадження АТ «Харківський тракторний завод»
за результатами дисертаційної роботи
Молодана Андрія Олександровича

Акціонерним товариством «Харківський тракторний завод» прийнято до використання при проведенні дослідно-конструкторських та науково-дослідних робіт наступні результати дисертаційної роботи Молодана Андрія Олександровича, яка буде представлена на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук:

- методика оцінки додаткових витрат енергії, зумовлених роботою стиснення робочих циліндрів у відключених циліндрах двигуна;
- методика визначення ККД колісної машини від миттєвої реалізованої потужності шляхом обробки записів бортового реєстратора параметрів руху.

Цей акт не є підставою для фінансової відповідальності та фінансових розрахунків.

Директор технічний



В.С. Пивовар

23.09.2020

ЗАТВЕРДЖУЮ
 директор ТОВ «Спецбудмаш»
 Ю.В. Басюк
 2021 р.



Довідка

про використання результатів наукових досліджень здобувача
 наукового ступеня доктора технічних наук
 Молодана Андрія Олександровича

Товариство з обмеженою відповідальністю «Спецбудмаш» прийняло до використання при виконанні науково-дослідних і проектно-конструкторських робіт результати дисертаційної роботи Молодана Андрія Олександровича, що представлено на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук.

До використання прийняті наступні результати:

- підвищення енергетичної ефективності автотракторного двигуна колісної машини методом відключення частини циліндрів ДВЗ;
- обґрунтування допустимої кількості відключених циліндрів, яка може приводити не тільки до зниження потужності автотракторного двигуна, але і до зниження надійності його роботи;
- вдосконалення методики визначення ККД колісної машини від миттєвої реалізованої потужності шляхом обробки записів бортового реєстратора параметрів руху.

Начальник виробництва



О.В. Мельников

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор Національного наукового
центру «Інститут механізації та
електрифікації сільського
господарства»



Вашу В.В. Адамчук
80 *січня* 2021 р.

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
здобувача наукового ступеня доктора технічних наук
Молодана Андрія Олександровича

Даний акт складено комісією у складі:

Третяк В. М. – к.т.н. – завідувач відділу мобільних енергетичних засобів та біоенергетики ННЦ «ІМЕСГ»;

Говоров О. Ф. – к.т.н. – старший науковий співробітник відділу мобільних енергетичних засобів та біоенергетики ННЦ «ІМЕСГ»;

Подригало М.А. – д.т.н, проф., завідувач кафедри технології машинобудування і ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету;

Комісія визначила, що в Національному науковому центрі «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» при проведенні пошукових науково-дослідних робіт зі створення альтернативних систем живлення дизельних двигунів з додаванням біоетанолу використовувались теоретичні напрацювання канд. техн. наук Молодана Андрія Олександровича, які полягають в методі оцінки впливу відключення частини циліндрів на економічні та потужнісні показники моторно-трансмісійних установок колісних та гусеничних машин, а саме:

- підвищення енергетичної ефективності автотракторного двигуна колісної машини методом відключення частини циліндрів ДВЗ;
- обґрунтування допустимої кількості відключених циліндрів, яка може приводити не тільки до зниження потужності автотракторного двигуна, але і до зниження надійності його роботи.

Результати теоретичних досліджень також можуть використовуватись при створенні перспективних систем живлення двигунів, які працюють на альтернативних видах палива.

Члени комісії:

В.М. Третяк В.М. Третяк
О.Ф. Говоров О.Ф. Говоров
М.А. Подригало М.А. Подригало

Додаток Д

Паспорт вимірювально-реєстраційного комплексу для випробувань
мобільних машин і їх елементів «ВРКВММ 4-001»



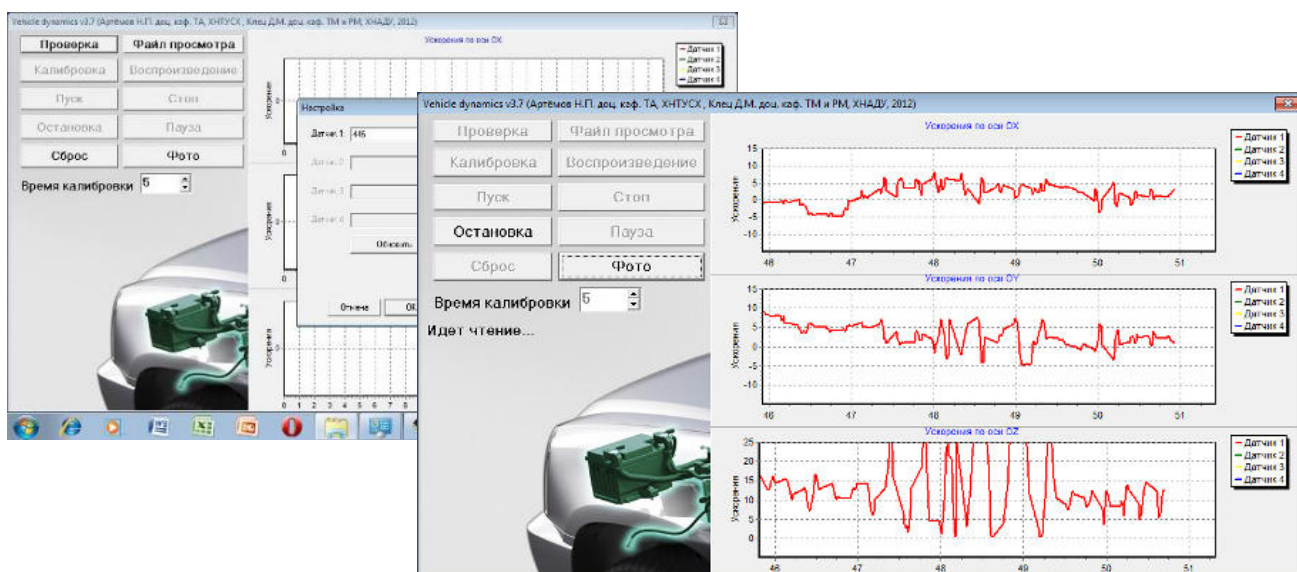
ВИМІРЮВАЛЬНО-РЕЄСТРАЦІЙНИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ВИПРОБУВАНЬ МОБІЛЬНИХ МАШИН І ЇХ ЕЛЕМЕНТІВ

Модифікація:

«ВРКВММ 4-001»

ПАСПОРТ

4-001.000.00 ПС



Д.1 Основні технічні характеристики

Діапазон параметрів, що контролюються:

прискорення..... $\pm 1,5 g$

Межа основної допустимої відносної похибки прискорення, %. ± 1

Напруга живлення..... 220 В, 50 Гц

Габаритні розміри комплексу, мм

вимірювального блоку..... 270x420

обчислювального блоку 80x90

Маса комплексу, кг

вимірювальний блок 0,2

обчислювальний блок..... 2,3

Умови експлуатації:

температура навколишнього середовища $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+45\text{ }^{\circ}\text{C}$;

відносна вологість навколишнього середовища..... до 80 % при $25\text{ }^{\circ}\text{C}$;

атмосферний тиск від 66,6 кПа до 106,6 кПа

.....(від 500 мм рт.ст. до 800 мм рт.ст.)

Рекомендовані системні вимоги: Процесор – 1,66 GHz, оперативна пам'ять – 1 Гб, відеокарта – 512 МБ, ОС – Win 7.

Середній термін експлуатації, років – не менше 6

Технічні характеристики акселерометра наведено в таблиці Е.1.

Якщо не зазначено інше: $-40\text{ }^{\circ}\text{C} \leq T_A \leq 105\text{ }^{\circ}\text{C}$, $2,2\text{ V} \leq V_{DD} \leq 3,6\text{ V}$, прискорення вісь X = 0g, вісь Y = 0g, вісь Z = -1g.

Таблиця Д.1 – Технічні характеристики акселерометра

Характеристика	Символ	Min	Оптимальне	Max	Одиниця вимірювання
Робочий діапазон Напруга живлення	V_{DD}	2,2	3,3	3,6	V
Сила струму	I_{DD}	-	500	800	μA
Діапазон робочих температур	T_A	-40	-	+105	$^{\circ}C$
Діапазон вимірювання прискорення, X-вісь, Y-вісь, Z-вісь	g_{FS}	-	$\pm 1,5g$	-	g
Вихідний сигнал Zero-g ($T_A = 25^{\circ}C, V_{DD} = 3,3V$)	V_{OFF}	1,485	1,65	1,815	V
Zero-g	V_{OFF}, T_A				
X-вісь		$\pm 2,6$	$\pm 0,6$	$\pm 3,8$	
Y-вісь		$\pm 5,8$	$\pm 5,8$	$\pm 5,9$	
Z-вісь		$\pm 1,0$	$\pm 0,8$	$\pm 0,8$	
Чутливість ($T_A = 25^{\circ}C, V_{DD} = 3,3V$) 1.5g	$S_{1,5g}$	740	800	860	mV/g
Чутливість	V, T_A				$\%/^{\circ}C$
X-вісь		$\pm 0,02$	$\pm 0,02$	$\pm 0,02$	
Y-вісь		$\pm 0,01$	$\pm 0,01$	$\pm 0,01$	
Z-вісь		$\pm 0,01$	$\pm 0,00$	$\pm 0,01$	
Пропускна здатність X, Y	f_{-3db}	-	350	-	Гц
Z	f_{-3db}	-	150	-	Гц
Шум RMS (0,1 Гц – 1 кГц)	n_{RMS}	-	4,7	-	mVrms
Спектральна густина потужності RMS (0,1Гц–1кГц)	n_{PSD}	-	350	-	
Час керування Power-Up Час відгуку	$t_{RESPONSE}$	-	1,0	2,0	ms
Enable Час відгуку	t_{ENABLE}	-	0,5	2,0	ms
Резонансна частота чутливого елементу	f_{GCELL}	-	6,0	-	кГц
X, Y	f_{GCELL}	-	3,4	-	кГц
Z	f_{CLK}	-	11	-	кГц
Внутрішня частота дискретизації					
Нелінійність, $X_{OUT}, Y_{OUT}, Z_{OUT}$	NL_{OUT}	-1,0	-	+1,0	%FSO
Cross-Axis чутливість осей	$V_{XY,XZ,YZ}$	-	-	5,0%	%

Д.2 Комплектність

Д.2.1 Комплектність приведена в таблиці Е.2

Таблиця Д.2 – Комплектність

Найменування	Позначення	Кіл. приладів, шт	Примітка
Блок обчислювальний (РС) з блоком живлення	РС Asus	1	
Акселерометри	ММА7260QT	4	
Програмне забезпечення	Vehicle Dynamics V 3.7	1	
Паспорт	4-001.00.00 ПС	1	
Корпус	–	1	

Д.3 Опис і робота

Д.3.1 Комплекс призначений для вимірювання кінематичних, динамічних і потужнісних характеристик мобільних машин (ММ) і їх елементів при дорожніх і стендових випробуваннях.

Д.3.2 Комплекс використовується для визначення динамічних властивостей вантажних і легкових автомобілів, автобусів і автопоїздів, тракторів, військової колісної і гусеничної техніки, а також їх елементів в процесі експлуатації, при проведенні автотехнічної експертизи і інших випадках, що вимагають оперативного контролю стану ММ.

Д.3.3 Комплекс визначає лінійні прискорення і сповільнення ММ, а також проводить розрахунок кутових швидкості і прискорення, миттєвого радіусу повороту, координату центру пружності ММ, лінійну швидкість V .

Д.3.4 Комплекс забезпечує додаткові функціональні можливості:

– результати вимірювання параметрів ММ відображаються в реальному

часі на екрані обчислювального блоку;

- можливість обробки зареєстрованих даних в прикладному програмному забезпеченні (наприклад Microsoft Office Excel, MATLAB тощо);

- можливість перегляду записів зареєстрованих даних;

- можливість введення температурної корекції та поправки на встановлення датчиків.

Д.3.5 Експлуатаційні обмеження

Д.3.5.1 До експлуатації допускаються комплекси, які пройшли метрологічну атестацію у відповідності з методикою атестації і мають відповідну відмітку в паспорті.

Д.3.5.2 До роботи з комплексом допускаються особи, ознайомлені з цим паспортом.

Д.3.5.3 Перед експлуатацією необхідно провести зовнішній огляд обчислювального блоку і акселерометрів, перевірити:

- відсутність механічних пошкоджень;

- надійність з'єднання роз'ємів.

Д.3.5.4 Не допускається нанесення комплексу механічних ударів.

Д.3.5.5 У разі збоїв в роботі комплексу, не передбачених цим паспортом, вимкнути живлення і знову включити через 10 секунд. Якщо після цього знайдені збої в роботі, комплекс відправити в ремонт.

Д.3.6 Живлення комплексу

Д.3.6.1 Живлення комплексу здійснюється від Li-ion акумулятора. Заряджати акумулятор необхідно згідно технічних вимог до обчислювального блоку.

Д.3.6.2 При зберіганні комплексу заряджати акумулятор необхідно не рідше 1 разу у 14 днів.

Д.3.6.3 Процес заряджання проводити відповідно до вимог інструкції з експлуатації PC Asus.


Д.3.7 Підготовка комплексу до використання


Д.3.7.1 Роботу з комплексом виконує 1 оператор.

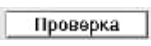

Д.3.7.2 Встановити необхідну кількість акселерометрів на горизонтальних поверхнях, жорстко з'єднаних з елементами кузова або несівної системи ММ, всередині або ззовні і закріпити їх за допомогою струбцин або двосторонньої клейкої стрічки (в комплект не входить) чи спеціального пристосування. Напрямок стрілки осі X повинен співпадати з поздовжньою віссю ММ. Стрілка осі Z повинна бути направлена вгору.

Д.3.7.3 Під'єднати кабелі акселерометрів до PC Asus до USB-роз'ємів напряду або через концентратор.

Д.3.7.4 Встановити мобільну машину перед ділянкою відведеною для випробувань.

Д.3.7.5 Ввімкнути PC Asus натисканням кнопки . Зачекати завантаження операційної системи.

Д.3.7.6 Запустити програмне забезпечення Vehicle Dynamics V 3.7: на «Робочому столі» натиснути два рази на ярлик . На дисплеї з'явиться вікно програми (рисунок Д.1).

Д.3.7.7 Натиснути кнопку . На екрані з'явиться вікно для введення номерів акселерометрів (3 останні цифри номера акселерометра) (рисунок Д.2). У відповідних місцях ввести номери акселерометрів: спочатку вводяться номери акселерометрів під'єднаних з лівої сторони, потім номери акселерометрів під'єднаних з правої сторони. Натиснути кнопку .

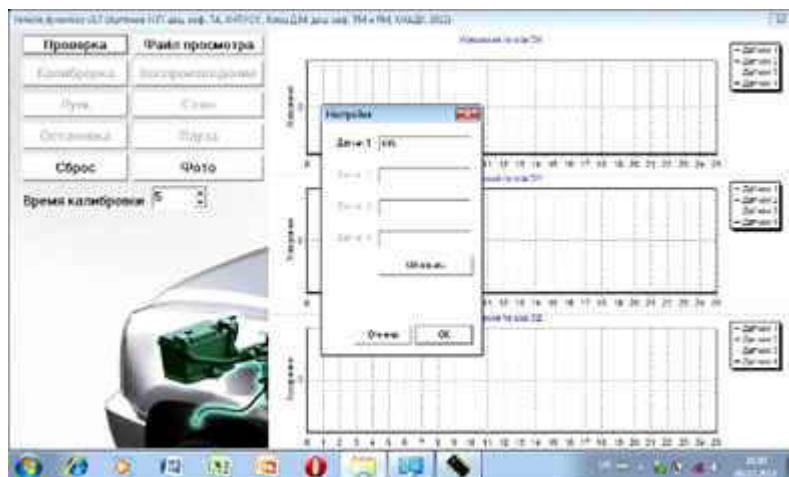


Рисунок Д.1 - Вікно програми Vehicle Dynamics V 3.7



Рисунок Д.2 - Вікно для введення номерів акселерометрів

Д.3.7.8 Натиснути кнопку і зачекати час указаний в полі . В ході виконання цієї операції буде розрахована поправка на відхилення від горизонтальності поверхні, на якій встановлені акселерометри.

Д.3.7.9 Комплекс готовий до використання

Д.3.8 Використання комплексу

Д.3.8.1 Натиснути кнопку . На екрані з'явиться напис . Розпочати рух ММ відповідно до методики проведення випробувань. Процес вимірювання лінійних прискорень буде відображатись на екрані у реальному часі (рисунок Д.3).

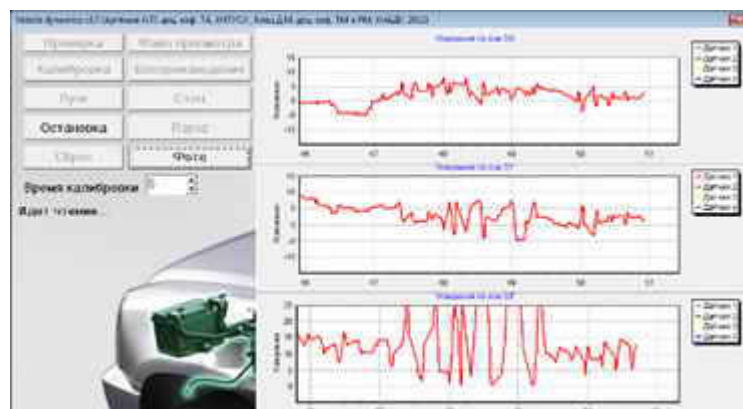
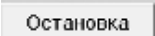

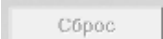



Рисунок Д.3 - Екран відображення процесу вимірювання

лінійних прискорень


Д.3.8.2 Закінчення процесу вимірювання здійснюється натисканням кнопки .

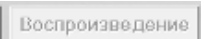
Д.3.8.3 Відновити процес запису можна натисканням кнопки .



Д.3.8.4 Для збереження файлу з виміряними даними і початку запису нового файлу натиснути кнопку .

Д.3.8.5 По закінченні вимірювань закрити програму Vehicle Dynamics V 3.7 натиснувши  у правому верхньому куті. Вимкнути PC Asus. Від'єднати акселерометри від PC Asus. Обережно зняти акселерометри з ММ.

Д.3.9 Перегляд зареєстрованих даних

Д.3.9.1 Для перегляду зареєстрованих даних у вікні програми Vehicle Dynamics V 3.7 натиснути кнопку . У вікні, що відкриється, вибрати папку, де розташовано виконавчий файл, потім папку, ім'я якої складається з дати проведення випробувань у форматі «рр-мм-дд». Вибрати необхідний файл (формат імені файлу «гг-мм-сс.№№№№») і відкрити його, натиснувши два рази на ньому.

Д.3.9.2 Розпочинається процес перегляду натисканням кнопки .

Д.3.9.3 Призупиняється процес перегляду натисканням кнопки , зупиняється – .

Д.3.9.4 Кнопка  зберігає екран у форматі «.bmp».

Д.4 Ресурси, терміни служби і зберігання

Д.4.1 Термін служби комплексу не менше 6 років при дотриманні вимог діючої експлуатаційної документації.

Д.4.2 При зберіганні комплексу необхідно не менше ніж два рази у місяць заряджати акумулятор PC Asus.



НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ПРОБЛЕМ МАШИНОБУДУВАННЯ
ім. А.М. Підгорного

Україна,
61046, м. Харків,
94-27-44

Ідентифікаційний
код

Телефон: (0572) 94-55-14
Факс: (0572) 94-46-35

Справка о стендовых испытаниях акселерометров

Проведены стендовые испытания трехкомпонентных акселерометров Freescale Semiconductor MMA7260Q в датчиках типа ДЛШ на виброустановке с вибростендом ВЭД-10 и использованием следующих измерительных средств:

- генератор сигналов специальной формы Г6-26;
- частотомер ЧЗ-33;
- усилитель мощности У4.2;
- источник питания ЛИПСИ-50;
- осциллограф С1-55;
- вольтметр универсальный В7-21А;
- измеритель вибрации ИВПА-07 с датчиком MMA 7160.

Получены амплитудные характеристики этих акселерометров на частоте 10 Гц.

По результатам испытаний установлено:

- амплитудные характеристики соответствуют паспортным характеристикам;
- показания однокомпонентного датчика MMA 7160 и трехкомпонентных акселерометров вдоль соответствующих осей совпадают в пределах погрешности;
- влияние на составляющие по неконтролируемым осям, в пределах погрешности на установку датчика по измеряемой оси.

В проведении испытаний принимали участие :

- доцент, канд.техн.наук Артемов Н.П. – ХНТУСХ им.П Василенко
доцент, канд.техн.наук Клец Д.М. – ХНАДУ.

Заведующий отделом вибрационных
и термочных исследований
д.т.н., проф.

Н.Г. Шульженко

Старший научный сотрудник
отдела вибрационных и термочных исследований, канд. техн. наук

Ю.Г. Ефремов

Главный конструктор отдела
вибрационных и термочных исследований

В.И. Любимов



Згодився Шульженко Н.Г. у двох версіях: зав. ОК



Національний науковий центр
"Інститут метрології"

СВІДОЦТВО
ПРО ДЕРЖАВНУ МЕТРОЛОГІЧНУ АТЕСТАЦІЮ
№ 2176 від 24.03.2013

Вимірювально-реєстраційний комплекс для випробувань мобільних машин та їх елементів модифікації ВДВММ 4-001 з акселерометрами № 06085445, 06085446

(назва, позначення, порядковий номер, дата виготовлення)

Виробник Наукова школа професора М.А. Подригало, м. Харків
(назва підприємства)

Належить Наукова школа професора М.А. Подригало, м. Харків
(назва підприємства або організації)

Призначення вимірювання динаміки мобільних машин і їх елементів
(стисла характеристика об'єкту, для якого призначено засіб вимірювальної техніки)

Умови проведення t = (20 ± 0,5) °C, φ = 48 %, p = 101,2 кПа
(температура, вологість тощо)

Результати метрологічної атестації

Назва метрологічної характеристики	Одержане значення метрологічної характеристики	Тип (клас, розряд) робочих еталонів, застосованих під час метрологічної атестації
1	2	3
Діапазон параметрів прискорення	Від 0,005 м/с ² до 10 м/с ²	Державний первинний еталон одиниці прискорення для трьохкомпонентної акселерометрії ДЕТУ 02-05-05
Найбільше значення основної допустимої відносної похибки прискорення	Не перевищує ± 1 %	

За результатами державної метрологічної атестації (протокол № 1 від 14.03.2013 р.) вимірювально-реєстраційний комплекс для випробувань мобільних машин та їх елементів модифікації ВДВММ 4-001 визнаний таким, що відповідає вимогам експлуатаційної документації і придатний до застосування як робочий засіб вимірювальної техніки

Повірку під час експлуатації проводити за МПУ 01/04-2013 „Метрологія. Вимірювально-реєстраційний комплекс для випробувань мобільних машин та їх елементів модифікації ВДВММ 4-001. Методика повірки”.

Міжповірочний інтервал – 1 рік.

Заст. генерального директора
з науково-метрологічної роботи



(підпис)

О.В. Прокопов

(ініціали, прізвище)

Вчений-зберігач

(підпис)

Р.С. Проскурня

Додаток Е

Патент, який засвідчує право інтелектуальної власності

УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 143315

СИСТЕМА ВІДКЛЮЧЕННЯ ПАЛИВОПОДАЧІ ЗА
ДОПОМОГОЮ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ КЛАПАНІВ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 27.07.2020.

Заступник Міністра розвитку економіки, торгівлі та сільського господарства України

Д.О. Романович





УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **143315** (13) **U**
 (51) МПК
F02D 41/32 (2006.01)
F02M 63/02 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО РОЗВИТКУ
 ЕКОНОМІКИ, ТОРГІВЛІ ТА
 СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: **u 2020 00007**
 (22) Дата подання заявки: **02.01.2020**
 (24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **27.07.2020**
 (46) Публікація відомостей про видачу патенту: **27.07.2020, Бюл.№ 14**

(72) Винахідник(и):
Молодан Андрій Олександрович (UA),
Полянський Олександр Сергійович (UA),
Подригало Михайло Абович (UA),
Дубінін Євген Олександрович (UA),
Клец Дмитро Михайлович (UA),
Потапов Микола Миколайович (UA),
Абрамов Дмитрій Володимирович (UA)

(73) Власник(и):
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ,
 вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA),
Молодан Андрій Олександрович,
 просп. Тракторобудівників, 100-а, кв. 38, м. Харків, 61118 (UA),
Полянський Олександр Сергійович,
 вул. Садовий проїзд, 20, кв. 9, м. Харків, 61100 (UA),
Подригало Михайло Абович,
 вул. Державінська, 2, кв. 148, м. Харків, 61001 (UA),
Дубінін Євген Олександрович,
 вул. Бібліка, 2-а, кв. 85, м. Харків, 61115 (UA),
Клец Дмитро Михайлович,
 пров. Студентський, 4, гурт. № 2, м. Харків, 61024 (UA),
Потапов Микола Миколайович,
 Журавлівська набережна, 3-а, м. Харків, 61013 (UA),
Абрамов Дмитрій Володимирович,
 пров. Крилова, 5, м. Харків, 61090 (UA)

UA 143315 U

(54) СИСТЕМА ВІДКЛЮЧЕННЯ ПАЛИВОПОДАЧІ ЗА ДОПОМОГОЮ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ КЛАПАНІВ

(57) Реферат:

Система відключення паливоподачі за допомогою електромагнітних клапанів складається з паливного бака, паливного насоса високого тиску, форсунок, що встановлені з можливістю впорскування палива у циліндри дизельного двигуна, ліній високого тиску палива, ліній зливання палива, електромагнітних клапанів, встановлених в кожній лінії високого тиску палива з можливістю перепускання палива в лінію зливання, електронного блока керування і датчиків частоти обертання та положення колінчастого вала, датчика положення педалі керування. Крім цього, містить електронний блок керування електромагнітними клапанами, за допомогою якого визначаються моменти зниження тиску у лініях високого тиску палива, та містить підтискні пружини, що розташовані за межами порожнин високого тиску електромагнітних клапанів.