

УДК 621.431:62-868

DOI: 10.18372/0370-2197.3(104).18979

В.І. КУБІЧ¹, О.Г. ЧЕРНЕТА², А.В. КАНСЬКИЙ¹¹ Національний університет «Запорізька політехніка», м. Запоріжжя, Україна² Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське, Україна

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЯВУ ВІБРАЦІЙ ДВИГУНА Z14XEP НА ХОЛОСТИХ ОБЕРТАХ ПРИ НАВАНТАЖЕННІ СИСТЕМОЮ ГІДРОПІДСИЛЮВАЧА РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ

Наведено результати визначення амплітудно-частотної характеристики вібрації двигуна Z14XEP автомобіля Opel Астра G (F69) на обертах холостого ходу в залежності від положення рульового колеса. Привід у дію системи гідравлічного підсилення з електричним приводом насоса у цілому викликає збільшення амплітуди коливань двигуна на 24,2% у повздожній та вертикальній площині, що мало місце до заміни рідини, та на 14,4% після її заміни. При цьому визначено, що незалежно від стану гідравлічної рідини на початку її циркуляції через порожнини силового циліндра підсилювача частота механічних коливань двигуна зменшується у повздожній та вертикальній площині на 25%. У поперечній площині зменшення частоти коливань складає на 35% за виключенням заміни гідравлічної рідини, коли частота коливань залишається незмінною. Встановлено, що якісний стан гідравлічної рідини системи гідропідсилювача суттєво впливає на зміну механічних коливань двигуна тільки при відхиленні рульового колеса від нейтрального положення. При цьому визначено, що зменшення в'язкості нової гідравлічної рідини на 8,3% у порівнянні із рідинної, що була замінена, викликає зміни тільки амплітуди коливань двигуна. У повздожній площині амплітуда коливання зменшуються на 13,3%, у вертикальній площині – на 15,1%, а у поперечній площині коливання збільшуються на 25,4%.

Ключові слова: амплітуда, в'язкість, гідравлічна рідина, коливання, осцилограма вібрацій, частота

Вступ. Малі механічні коливання, що виникають у пружних тілах, називаються вібрацією. Ці коливання сприймаються як струс і супроводжують роботу різних вузлів, механізмів, агрегатів. Якісна та кількісна характеристика вібрацій дає можливість стверджувати про рівень технічного стану дослідного об'єкта та визначати діапазони параметрів впливу на її зміни. Безумовно, прояв вібрацій може бути різним за частотою і амплітудою, та відображати особливості протікання робочих процесів у дослідному об'єкті. Виміри вібрацій представляються підґрунтям для проведення віброакустичної діагностики, що є складовою забезпечення експлуатаційної надійності технічних систем під час їх використання за призначенням. Тому обраний напрямок досліджень представляється актуальним.

Аналіз публікацій та постановка мети досліджень. Прояв вібрацій та їх оцінка у агрегатів машинного обладнання досить широкого кола призначення розглядається багатьма дослідниками. Результати відображенні у ряді наукових

публікацій [1-5] та інших. Так у роботі [1] показано, що вимірювання рівня вібрації машинного обладнання при різних режимах його роботи дає можливість прогнозувати працездатність пристрою протягом терміну експлуатації. За допомогою інформаційно-вимірювальної системи діагностики отримано вібраційні сигнали, які виміряні на рухомих вузлах електричної машини, виконано аналіз їх спектральної потужності виміряного сигналу в залежності від його частоти [2]. Дослідниками розглянуті коливальні процеси вузлів, що генерують вібрації у газотурбінному двигуні. При цьому, технічний стан визначається за рахунок зіставлення двох спектрограм спектрального аналізу сигналів вібрації, що отримані за допомогою вузьконаправленого віброперетворювача [3]. Досить значимим є обґрунтування необхідності контролю технічного стану дизельних двигунів під час їх експлуатації. Запропоновано для контролю технічного стану дизельних двигунів використовувати метод вимірювання вібрацій [4].

Поряд із наведеним у роботі [5] авторами аналізуються ймовірні причини вібрацій двигуна Z14XEP автомобіля Opel Астра G на обертах холостого ходу, що передаються на кузов автомобіля. При цьому здійснено оцінку пружності гумових елементів опор силового агрегату, яка виявила просідання опори коробки передач. Гумовий елемент був не пошкоджений, без розривів. Також під час експлуатації цього автомобіля на рульовому колесі тактильно почали відчуватися незначні вібрації при відхиленні рульового колеса від нейтрального положення, коли двигун працює на режимі обертів холостого ходу. Такий ефект безумовно впливає на комфортність керування автомобіля та заслуговує уваги з точки зору визначення причин прояву.

З досвіду експлуатації автомобілів відомо, що такий ефект може проявлятися з наступного. По-перше, за рахунок збільшення навантаження на двигун для приводу насоса гідропідсилювача, що викликає незначне зменшення його частоти обертів холостого ходу, прояву вібрацій, які є допустимими та гасяться подушками силового агрегату. При цьому, за алгоритмом керування подачею насоса гідропідсилювача за рахунок її недостатності може проявлятися асинхронність змін тисків у порожнинах силового циліндра гідропідсилювача, що і викликає вібрації, які передаються від рейки до шестерні та на рульовий вал. По-друге, на малих кутах відхилення рульового валу – початок повороту золотника, система гідропідсилення не встигає врівноважити стабілізуючі моменти, які діють на керовані колеса, і, як наслідок, має місце асинхронність тиску у порожнинах силового циліндру. У даному випадку прямого механічного зв'язку двигуна із джерелом вібрацій, які явно викликаються зазначеною асинхронністю змін тисків у порожнинах силового циліндра гідропідсилювача, немає, оскільки насос гідропідсилювача даного автомобіля має електричний привід. По-третє, прояв вібрацій може бути викликаний у наслідок зміни властивостей гідравлічної рідини (ГР) у гідропідсилювачі, заповітрування системи гідропідсилювача, забруднення отворів та каналів розподільвача

системи гідропідсилювача, несправність насосу тощо. По-четверте, в залежності від стану гідравлічної рідини (якщо рідина довго не змінювалась), електричний насос гідропідсилювача може споживати більше електричного струму та енергії для руху рідини по системі гідропідсилювача. Це сприяє більшому навантаженню на генератор автомобіля, тим самим навантажує двигун на частоті обертання холостого ходу, це навантаження провокує прояв вібрації двигуна, що передається на кузов автомобіля. Наведене передбачає проведення великого обсягу дослідних робіт, і з урахуванням того, що данні питання поглиблено практично не розглядаються, тому пропонується, у першу чергу, розглянути зв'язок між параметрами вібрацій двигуна та якісним станом ГР.

Метою роботи є визначення змін у прояві амплітуди та частоти коливань двигуна, що працює на обертах холостого ходу при навантаженні системою гідропідсилювача рульового керування за умовою заміни у неї гідравлічної рідини за строком відпрацювання

Методика проведення досліджень. Для визначення амплітудно-частотної характеристики вібрацій, з якими працює двигун, використовувався багатодатчиковий модуль Steval-mki062v1 та програмне забезпечення INEMO Software Tool, яке давало можливість графічно отримувати осцилограми вібрацій. Модуль у своєму складі має акселерометр і гіроскоп, які побудовані із застосуванням мікроелектромеханічних систем, що давало можливість отримувати амплітудно-частотну характеристику прискорень механічної системи – двигуна автомобіля. Модуль закріплювався на кришці головки блоку циліндрів. При цьому орієнтування корпусу модуля відносно руху автомобіля було наступним: OX – поздовжня ось; OY – поперечна ось; OZ – вертикальна ось (рис. 1). Виміри проводилися при частоті обертання холостого ходу двигуна $n=790 \text{ хв}^{-1}$ при нейтральному положенні рульового колеса та при його відхиленні на кут $\alpha=5^\circ \dots 10^\circ$.





Рис.1. Методичне забезпечення досліджень:

- a* – загальний вид автомобіля з позначенням осей координат напрямлення дії вібрацій;
б – засоби вимірювання: 1 – датчик; 2 – монітор; *в* – двигун автомобіля: 1 – кришка головки блоку циліндрів; 2 – багатодатчиковий модуль; 3 – провід USB

Система гідропідсилювача рульового керування попередньо була заповнена рідиною зеленого кольору, марка була не відома, термін напрацювання якої склав 17 років (50200 км пробігу автомобіля). Її було замінено на рідину Motul Multi HF відповідно до переліку ГР, які рекомендовані для використання у системі гідропідсилювача рульового керування дослідного автомобіля. Основні нормативні показники ГР наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Нормативні показники гідравлічних рідин

Найменування рідини	Густина ρ_{15} , г/см ³	В'язкість γ_{40} , мм ² /с	В'язкість γ_{100} , мм ² /с
Pentosin CHF11S	0,83	18,7	6,0
Motul Multi HF	0,823	19,0	6,2
Swag	0,83	18,5	6,2
Febi	0,83	18,5	6,2
Pentosin CHF202	0,84	19,3	6,1

Для порівняльної оцінки кінематичної в'язкості та густин заміненої ГР та нової ГР використані методики розрахункового визначення зазначених характеристик, які наведено в роботі [6]. При цьому в'язкість визначалась методом реєстрації часу витікання певного об'єму через калібрований отвір при температурі 28°C а густина – зважуванням 10 см³ дослідних ГР на електронних вагах з точністю 0,0001 г.

Результати дослідження та їх обговорення. За результатами проведених вимірів отримані осцилограми вібрацій двигуна. Окремі фрагменти осцилограм наведено на рис. 2.

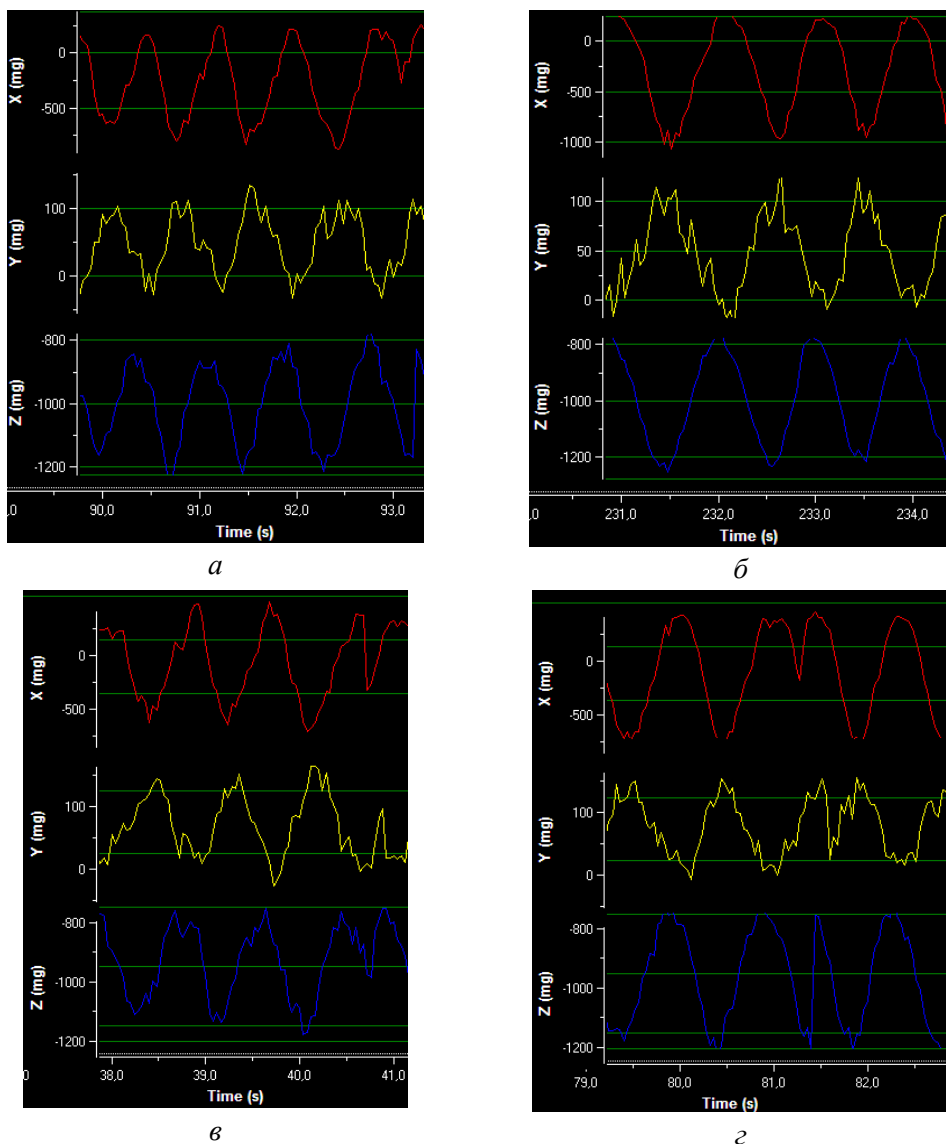


Рис.2. Осцилограми вібрацій до заміни рідини (*a*, *б*) та після її заміни у гідропідсилювачі (*в*, *г*): *a*, *в* – нейтральне положення рульового колеса; *б*, *г* – поворот рульового колеса праворуч

В результаті обробки отриманих осцилограм розраховані середньостатистичні значення амплітуди (A , mg) та частоти (f , Гц) коливань та їх відхилення корпусу двигуна. Данні наведено в табл. 2.

Таблиця 2

Зведені дання по параметрам механічних коливань

Положення рульового коlesa	Параметр	Ось OX		Ось OY		Ось OZ	
		до заміни ГР	після заміни ГР	до заміни ГР	після заміни ГР	до заміни ГР	після заміни ГР
Нейтраль	Амплітуда A , mg	494±5	484±5	75±13	63±2	174±18	171±17
	Частота ν , Гц	1,2±0,1	1,3±0,02	1,4±0,05	1,1±0,04	1,3±0,15	1,3±0,06
Поворот праворуч	Амплітуда A , mg	651±47	565±11	59±7	79±3	233±17	198±6
	Частота ν , Гц	0,9±0,1	0,9±0,05	0,9±0,16	0,97±0,07	0,98±0,12	0,99±0,06

Результати визначення кінематичної в'язкості та густини дослідних ГР наведено в табл. 3.

Аналіз даних, які наведені в табл. 1, 2, вказують на наступне.

По-перше, привід у дію системи гідравлічного підсилення з електричним приводом насоса викликає збільшення амплітуди коливань двигуна на 24,2% у повздовжній та вертикальній площині, що мало місце до заміни рідини, та на 14,4% після її заміни. При цьому визначається, що незалежно від стану ГР на початку її циркуляції через порожнини силового циліндра підсилювача частота механічних коливань двигуна зменшується у повздовжній та вертикальній площині на 25%, а у поперечній площині – на 35%. Виключенням є майже незмінність частоти коливань у повздовжній площині після заміни ГР на нову.

Таблиця 3

Експлуатаційні показники ГР

Найменування ГР	Показник	
	В'язкість γ_{28} , мм ² /с	Густина ρ_{28} , г/см ³
ГР, що відпрацювала	24,8±1,1	0,815
Motul Multi HF	22,8±0,8	0,788

По-друге, визначається вплив в'язкісного стану ГР на рівень вібрації двигуна при відхиленні рульового колеса від нейтрального положення. Зменшення в'язкості нової ГР у порівнянні із заміненою ГР на 8,3% викликає зміни тільки амплітуди коливань двигуна. При цьому, у повздовжній площині амплітуда коливання зменшуються на 13,3%, у вертикальній площині – на 15,1%, а у поперечній площині коливання збільшуються на 25,4%.

Наявність механічних коливань двигуна у цілому за визначеними параметрами амплітудно-частотної характеристики вібрацій, не звертаючи увагу на стан ГР, пояснюється наступним. На двигунах із упорскуванням палива регулювання частоти холостого ходу здійснюється паралельно двома алгоритмами: зміною подачі повітря – звичайне кількісне регулювання, за складом паливно-повітряної суміші слідує ЕБК зміною кута випередження запалення. Перший варіант повільний, так як необхідно умовно заповнити або спустошити задросельний простір, але при цьому є можливість змінювати навантаження у великих межах. Другий варіант швидкий, при цьому набір і скидання навантаження для чотирициліндрового двигуна має місце на наступному такті. Для реалізації другого алгоритму ЕБК подає більшу кількість паливо-повітряної суміші, ніж необхідно при даному навантаженні, наприклад, при частоті обертання холостого ходу 790 хв^{-1} . При такій кількості суміші та оптимальному куті випередження запалення обороти будуть завищені, наприклад, 1100 хв^{-1} . І для їх зниження ЕБК робить кут випередження запалення більш пізнім. При цьому ефективність робочих циклів падає, обороти знижуються. Таке регулювання здійснюється кожний такт. У випадку, якщо меж регулювання кутом недостатньо, ЕБК застосовує перший алгоритм і змінює кількість паливно-повітряної суміші, при цьому паралельно змінює кут випередження запалення. При виході з режиму роботи на холостому ході ЕБК плавно переходить на оптимальні кути, закриває регулятор холостого ходу, і регулювання здійснюється за рахунок роботи педалі акселератора. Виходячи з наведеного, на обертах холостого ходу будуть проявлятися допустимі вібрації, як наслідок, нерівномірності роботи циліндрів за кутом випередження запалення. Ці нерівномірності визначаються дією сил та їх моментами у кривошипно-шатунівому механізмі, які не будуть мати однакові значення за кожним тактом за кутом повороту колінчастого валу. Так, коливання у повздовжньому напрямку (ось ОХ) коливання викликаються нормальною силою, що діє на стінку циліндра, у вертикальному напрямку (ось ОZ) коливання обумовлюються не врівноваженням сил інерції другого порядку, у поперечному напрямку (ось ОУ) коливання є результатом дії складових попередніх сил. Таким чином, коливання є неминучими та повинні гаситися подушками силового агрегату на обертах холостого ходу, що закладено конструктивно у дослідному автомобілі. Описаний вище процес навантаження двигуна ускладнюється за рахунок незначного просідання обертів холостого ходу при формуванні додаткової сили у силовому циліндрі гідропідсилювача.

Звертаючи увагу на описану вище картину формування вібрацій двигуна, слід зазначити наступне. Відсутність заповітрювання гідравлічної системи та заміна ГР зумовила зменшення навантаження на двигун і, відповідно, просадку по частоті обертання колінчастого валу, оскільки зменшення в'язкості застосованої ГР зменшило опір її руху через отвори, канали і трубопроводи системи гідропідсилення та знизило відбір потужності для приводу насоса гідропідсилювача. Із визначеного витікає, що залишкові вібрації на рульовому колесі на дослідному режимі є слідством особливостей протікання робочих процесів руху ГР у системі гідропідсилення і алгоритму керування роботою гідравлічного насоса при зміні частоти обертання колінчастого валу двигуна. Підтвердженням цього є повне зникання зазначених вібрацій на рульовому колесі при виході з режиму роботи двигуна на холостому ході.

Висновки. За результатами проведених досліджень у цілому отримана картина прояву амплітудно-частотної характеристики вібрацій справного двигуна Z14XEP при його роботі на частоті холостого ходу, що може розглядатися як вихідні данні для оцінки технічного стану при наступному діагностуванні із зазначеними приладами.

Визначено протилежність змін у значеннях амплітуди та частоти механічних коливань двигуна на його опорах: збільшення амплітуди і зменшення частоти за умовою початку руху ГР через силовий циліндр гідропідсилювача.

Встановлено, що якісний стан ГР системи гідропідсилювача рульового керування суттєво впливає на зміну механічних коливань двигуна, які виникають за наслідками особливостей роботи алгоритму керування двигуном на обертах холостого ходу, тільки при відхиленні рульового колеса від нейтрального положення.

Список літератури

1. Стахова А. П., Квасніков В. П. Автоматизація виявлення дефектів машинного обладнання засобами вібродіагностики. Вісник Черкаського державного технологічного університету. №1, 2021. С. 32-42.
2. Гижко Ю. І. Спектральний аналіз вібрацій рухомих частин електричних машин. Технічна електродинаміка. №4, 2011. С. 46-50.
3. Чепурний Ю. В., Мартинець Б. З. Метод діагностування газотурбінного двигуна по прямому спектру вібрації. Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил. №2(60), 2019. С. 153-158.
4. Веретенников І. М., Кот В. В., Кухтін М. О. Визначення технічного стану дизельних двигунів методом вимірювання вібрацій. Conference: Grundlagen der modernen wissenschaftlichen Forschung. 12. August, Zürich, Schweiz. 2022. PP. 115-118. https://www.researchgate.net/publication/362867884_VIZNACENNA_TEHNICNOGO_STATU_DIZELNIH_DVIGUNIV_METODOM_VIMIRUVANNA_VIBRACIJ

5. Канський А. В., Кубіч В. І. Виявлення причини передачі вібрації двигуна Z14XEP на кузов автомобіля OPEL ASTRA G (F69). Тиждень науки-2024. Транспортний факультет. Тези доповідей науково-технічної конференції, Запоріжжя, 15-19 квітня 2024 р. – Запоріжжя, НУ «Запорізька політехніка», 2024. С.18-19

6. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисциплін «Експлуатаційні матеріали автомобілів та тракторів», «Палива, мастила і охолоджуючі рідини» для здобувачів вищої освіти спеціальності 133 Галузеве машинобудування, освітні програми «Експлуатація, випробування та сервіс автомобілів та тракторів», «Двигуни внутрішнього згорання» усіх форм навчання / Укл.: В. І. Кубіч, Р. Ф. Сухонос – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2023. – 48 с.

Стаття надійшла до редакції 05.08.2024

Кубіч Вадим Іванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки», Національний університет «Запорізька політехніка», вул. Гоголя, 64 А, м. Запоріжжя, Україна, 69063, E-mail: schmirung@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-6230-9263>.

Чернета Олег Георгійович - канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри «Автомобілів та транспортно-логістичних систем» Дніпровський державний технічний університет, вул. Дніпробудівська, 2, м. Каменське, Україна, 51918, E-mail: OCherneta@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-3871-6923>

Канський Антон Володимирович – здобувач вищої освіти за рівнем бакалавр кафедри «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки», Національний університет «Запорізька політехніка», вул. Гоголя, 64А, м. Запоріжжя, Україна, 69063, antonkansky@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0003-4504-2706>

V. I. KUBICH, O.G. CHERNETA, A.V. KANSKYI

PECULIARITIES OF THE Z14XEP ENGINE VIBRATION AT IDLE SPEED UNDER POWER STEERING LOAD

The paper presents the results of determining the amplitude-frequency characteristic of the Z14XEP engine vibration of the Opel Astra G (F69) at idle speed depending on the steering wheel position. The opposite of changes in the values of the amplitude and frequency of mechanical vibrations of the engine on its supports was determined: an increase in amplitude and a decrease in frequency under the condition of the beginning of the movement of the hydraulic fluid through the power cylinder of the hydraulic booster. The actuation of the hydraulic boost system with an electric pump drive generally causes an increase in the amplitude of engine oscillations by 24.2% in the longitudinal and vertical planes, which occurred before the fluid was replaced, and by 14.4% after its replacement. It was determined that, regardless of the state of the hydraulic fluid at the beginning of its circulation through the cavities of the amplifier's power cylinder, the frequency of mechanical vibrations of the engine decreases in the longitudinal and vertical planes by 25%. In the transverse plane, the oscillation frequency is reduced by 35%, except when the hydraulic fluid is changed, when the oscillation frequency remains unchanged. It has been established that the quality of the hydraulic fluid of the power steering system significantly affects the change in mechanical vibrations of the engine only when the steering wheel is deviated from the neutral position. It was determined that a decrease in the viscosity of the new hydraulic fluid by 8.3% compared to the fluid that was replaced causes changes only in the amplitude of engine oscillations. In the longitudinal plane, the oscillation amplitude decreases by 13.3%, in the vertical plane - by 15.1%, and in the transverse plane, the oscillation increases by 25.4%. Reducing the viscosity of the hydraulic fluid used reduced the resistance to its movement through the holes, channels and pipelines of the power steering system and reduced the power take-off to drive the power steering pump.

Keywords: amplitude, viscosity, hydraulic fluid, vibration, vibration waveform, frequency

References

1. Stakhova A. P., Kvasnikov V. P. Avtomatyzatsiia vyiavlennia defektiv mashynnoho obladnannia zasobamy vibrodiahnostyky. Visnyk Cherkaskoho derzhavnogo tekhnolohichnoho universytetu. №1, 2021. S. 32-42.
2. Hyzhko Yu. I. Spektralnyi analiz vibratsii rukhomykh chastyn elektrychnykh mashyn. Tekhnichna elektrodynamika. №4, 2011. S. 46-50.
3. Chepurnyi Yu. V., Martynets B. Z. Metod diahnostuvannia hazoturbinnoho dvyhuna po priamomu spektru vibratsii. Zbirnyk naukovykh prats Kharkivskoho natsionalnoho universytetu Povitrianykh Syl. №2(60), 2019. S. 153-158.
4. Veretennikov I. M., Kot V. V., Kukhtin M. O. Vyznachennia tekhnichnoho stanu dyzelnykh dvyhuniv metodom vymiriuvannia vibratsii. Conference: Grundlagen der modernen wissenschaftlichen Forschung. 12. August, Zürich, Schweiz. 2022. RR. 115-118. https://www.researchgate.net/publication/362867884_VIZNACENNA_TEHNICNOGO_STANU_DIZELNIH_DVIGUNIV_METODOM_VIMIRUVANNA_VIBRACIJ
5. Kanskyi A. V., Kubich V. I. Vyiavlennia prychny peredachi vibratsii dvyhuna Z14XEP na kuzov avtomobilia OPEL ASTRA G (F69). Tyzhden nauky-2024. Transportnyi fakultet. Tezy

dopovidei naukovo-tekhnichnoi konferentsii, Zaporizhzhia, 15-19 kvitnia 2024 r. – Zaporizhzhia, NU «Zaporizka politehnika», 2024. S.18-19

6. Metodichni vkazivky do vykonannia laboratornykh robot z dystsyplin «Ekspluatatsiini materialy avtomobiliv ta traktoriv», «Palyva, mastyla i okholodzhuiuchi ridyny» dlia zdobuvachiv vyshchoi osvity spetsialnosti 133 Haluzeve mashynobuduvannia, osvithni prohramy «Ekspluatatsiia, vyprobuvannia ta servis avtomobiliv ta traktoriv», «Dvyhuny vnutrishnoho zghorannia» usikh form navchannia / Ukl.: V. I. Kubich, R. F. Sukhonos – Zaporizhzhia : NU «Zaporizka politehnika», 2023. – 48 s.

Kubich Vadim Ivanovich – PhD, Associate Professor, Associate Professor of the Department of of Automobiles, Heat Engines and Hybrid Power Plants National University «Zaporizhzhia Polytechnic», 64-A Gogol str., Zaporizhzhia, Ukraine, 69063, E-mail: schmirung@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-6230-9263>.

Cherneta Oleg Georgievich - PhD, Associate Professor, Associate Professor of the Department of automobiles and automotive industry Dniprovsky State Technical University, Kamianske, Str. Dniprobudovskaya, 2, Kamenske, Ukraine, 51918, E-mail: OCherneta@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-3871-6923>

Kanskii Anton Volodymyrovych - Bachelor's degree in the Department of Automobiles, Heat Engines and Hybrid Power Plants National University «Zaporizhzhia Polytechnic», 64-A Gogol str., Zaporizhzhia, Ukraine, 69063, E-mail: antonkansky@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0003-4504-2706>