

Міністерство освіти і науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

РЕВЕЛЮК ІВАН СЕРГІЙОВИЧ



УДК 621.436.12

**ВИБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СИЛІКОНОВОГО ДЕМПФЕРА
КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА
ВИСОКООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ**

Спеціальність 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки
14 – електрична інженерія

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2018

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння Харківського національного автомобільно-дорожнього університету Міністерства освіти і науки України та в Державному підприємстві «Харківське конструкторське бюро з двигунобудування» Державного концерну «Укроборонпром».

Науковий керівник: доктор технічних наук, старший науковий співробітник
Грицюк Олександр Васильович,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Григор'єв Олександр Львович,
Національний технічний університет
“Харківський політехнічний інститут”,
м. Харків, професор кафедри вищої математики

кандидат технічних наук, старший науковий співробітник
Лєвтеров Антон Михайлович,
Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного
НАН України, м. Харків, старший науковий співробітник
відділу водневої енергетики

Захист відбудеться «20» грудня 2018 р. о 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.01 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: 61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25, конференц-зал.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за адресою: 61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

Автореферат розісланий «19» листопада 2018 р.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради,
кандидат технічних наук, доцент

Р.В. Смолянук

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. В даний час в світі спостерігається значне зростання ринку транспортних послуг. Серед них окрему нішу займають комбіновані перевезення вантажів і пасажирів автомобільним транспортом. Одним з показників, що впливають на розвиток ринку вантажно-пасажирських перевезень, є вартість палива, витрати на яке можуть становити від 25 до 70% експлуатаційних витрат. Внаслідок цього роль витрат на паливо в означеному секторі має більше значення, ніж в секторі легкових автомобілів.

Незважаючи на те, що сучасні технології – наприклад, пряме упорскування бензину і концепція мінімізації – допомагають й надалі вдосконалювати бензинові двигуни, скорочуючи питому витрату палива, дизелі все ж таки перевершують їх в цьому відношенні. Сучасні дизелі приблизно на 30% більш економічні, ніж бензинові двигуни з прямим упорскуванням того ж покоління.

Одним з транспортних засобів, які визначають потребу в дизелі власної розробки і виготовлення, є вітчизняний автобус малого класу категорії МЗ, повною масою від 5 до 8 тонн, який в типажах "Богдан", "Еталон" і "І-VAN" виготовляється в п'яти містах України (Черкаси, Луцьк, Бориспіль, Чернігів, Запоріжжя). Існуючий парк міських і приміських автобусів цієї категорії, що перевозять пасажирів за різними маршрутами на території України, становить близько 90 тисяч одиниць. Він потребує постійного капітального ремонту (з заміною двигунів) і поновлення.

Вищевикладене підтверджує актуальність реалізації державного інвестиційного проекту «Слобожанський дизель», одним із завдань якого є створення конструкції і освоєння виробництва нової серії шестициліндрових рядних чотиритактних дизелів потужністю 110 – 130 кВт.

У свою чергу, одним з основних завдань науково-технічного супроводу при проектуванні рядних дизелів з великою кількістю циліндрів (6 і більше) є вирішення проблеми гасіння динамічного навантаження на їх вузли і деталі, яке викликане крутильними коливаннями.

Динамічне навантаження від крутильних коливань є одним з основних чинників, що впливає на надійність та ресурс роботи ДВЗ і трансмісії. Особливо негативно на довговічність роботи, надійність і рівень шуму трансмісії та ДВЗ впливають резонансні крутильні коливання. Оскільки в даний час продовжують посилюватися вимоги до надійності, шуму і вібрації транспортних засобів, підвищення ресурсу роботи, надійності і зниження шуму силової установки є актуальним завданням, що й визначило напрямок даного дисертаційного дослідження.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана на кафедрі ДВЗ ХНАДУ та в ДП «ХКБД» (м. Харків) відповідно до задач інвестиційного проекту «Створення виробництва вітчизняного малолітражного автомобільного дизеля потужністю 100-175 к.с. подвійного призначення (Слобожанський дизель)», державний реєстр пропозиції № 06-13 від 05.08.2013 р. і відповідно до договору між ДП «Харківський автомобільний завод» та ДП «ХКБД» (№63153 від 08.08.2014 р.) на виконання робіт за темою «Модернізація

автомобільної техніки дизельними двигунами в інтересах Міністерства оборони України».

Мета дослідження. Метою дисертаційного дослідження є вибір та обґрунтування параметрів силіконового демпфера крутильних коливань колінчастого вала, які забезпечують потрібне зменшення навантаження та амплітуди цих коливань при його роботі у всьому діапазоні частот обертання.

Задачі дослідження. Для досягнення поставленої мети було сформульовано наступні завдання:

1. Проаналізувати існуючі способи гасіння крутильних коливань системи колінчастого вала дизеля.
2. Провести попередні розрахунки крутильних коливань системи колінчастого вала високообертового дизеля.
3. Визначити фактичні значення жорсткості кривошипа колінчастого вала, що проектується.
4. Спроекувати установку для фізичного моделювання процесів крутильних коливань, що виникають у системі колінчастого вала, та для визначення коефіцієнту гасіння силіконового демпфера.
5. Уточнити математичну модель синфазної течії в'язкої рідини в зазорах демпфера.
6. Створити науково-технічні передумови для розв'язання інженерної задачі проектування системи колінчастого вала вітчизняного малолітражного дизеля 6ЧН8,8/8,2.
7. Розробити методику перевірки ефективності роботи силіконового демпфера гасіння крутильних коливань.
8. Обрати та обґрунтувати основні параметри силіконового демпфера гасіння крутильних коливань для підвищення надійності роботи системи колінчастого валу дизеля.

Об'єкт дослідження – процеси, що виникають в системі колінчастого вала в результаті впливу крутильних коливань на резонансних режимах роботи двигуна.

Предмет дослідження – конструктивні характеристики елементів системи колінчастого вала та параметри силіконового демпфера його крутильних коливань.

Методи дослідження. В онову дослідження покладені фундаментальні положення теорії ДВЗ, теорії коливань, гідродинаміки, прикладної математики та математичної фізики, теорії міцності та надійності. Для досягнення поставленої мети у дослідженні були використані такі методи:

- експериментально-розрахунковий метод для визначення жорсткості кривошипу колінчастого вала;
- метод математичного планування експерименту (для обробки результатів експериментально-розрахункового визначення жорсткості кривошипу);
- метод фізичного моделювання для процесів, що виникають в системі колінчастого вала в результаті впливу крутильних коливань;
- метод експериментального визначення значення коефіцієнта гасіння силіконового демпфера;

– методи математичного моделювання та операційного числення для розрахунку моменту сил опору маховика демпфера;

– розрахунковий метод визначення амплітуд вимушених коливань та дотичних напружень в критичних перетинах від крутильних коливань колінчастого вала.

Наукова новизна отриманих результатів:

1. Обґрунтована необхідність застосування демпфуючого елемента в системі колінчастого вала вітчизняного високообертового рядного шестициліндрового дизельного двигуна.

2. Удосконалено методику експериментально-розрахункового визначення фактичного значення жорсткості кривошипа колінчастого вала та запропоновано простий інженерний спосіб експериментального визначення цього значення для рядних поршневих двигунів.

3. Уточнено математичну модель синфазної течії в'язкої рідини в зазорах демпфера, в якій вперше враховано інерційність рідини.

4. Вперше введено критерії проектування системи колінчастого вала високообертового дизеля з прийнятними напруженнями та амплітудами від крутильних коливань.

5. Вперше розроблено методику перевірки ефективності роботи силіконового демпфера.

Практичне значення отриманих результатів:

1. Запропоновано простий інженерний спосіб експериментального визначення жорсткості кривошипу колінчастого вала на прикладі рядних чотирициліндрових поршневих двигунів.

2. Розроблено та запропоновано метод визначення значення коефіцієнту гасіння силіконового демпфера.

3. Спроектовано та створено установку для фізичного моделювання процесів, що виникають в системі колінчастого вала у результаті дії крутильних коливань.

4. Доведено до формату практичного використання пакет програм для визначення за допомогою ЕОМ коефіцієнтів поліному другого ступеня методом найменших квадратів, що дозволяє значно прискорити розв'язання оптимізаційних задач, та підтверджено моделюванням залежності чисельного значення показника скручування і вигину вала від крутного моменту і довжини ділянки, яка деформується.

Результати досліджень впроваджені і використовуються в ДП «ХКБД» (м. Харків), ТОВ «НВП Дизель Груп» (м. Харків) і передані для вживання й впровадження в науково-дослідній лабораторії кафедри ДВЗ ХНАДУ, а також для використання у навчальному процесі цієї кафедри при підготовці студентів за спеціальністю 142 «Енергетичне машинобудування», професійне спрямування «Двигуни внутрішнього згоряння».

Особистий внесок здобувача. Основні положення дисертації здобувачем розроблені особисто. Серед них:

– вибір типу демпфера для дизеля, що проектується, на основі виконаного аналізу конструкцій демпфуючих елементів, які використовуються на сучасних ДВЗ;

- уточнення математичної моделі синфазної течії в'язкої рідини у каналах демпфера крутильних коливань;
- проведення експериментально-розрахункового дослідження з визначення жорсткості кривошипа колінчастого вала;
- проектування та створення установки для фізичного моделювання процесів крутильних коливань, які мають місце у системі колінчастого вала;
- проведення експериментального дослідження серійного демпфера, що є прототипом досліджуваного демпфера, з метою визначення оптимального значення коефіцієнта гасіння;
- вибір основних параметрів силіконового демпфера.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати досліджень, що включено в дисертацію, доповідались на: XX, XXI, XXII Міжнародних конгресах двигунобудівників (СМТ Коблево, 2015, 2016, 2017 рр.); Міжнародній науково-практичній конференції, присвяченій 85-річчю заснування ХНАДУ, 85-річчю заснування автомобільного факультету та з нагоди Дня автомобіліста і дорожника (м. Харків, ХНАДУ, 2015 р.); Міжнародній науково-практичній та науково-методичній конференції, присвяченій 85-річчю кафедри автомобілів, та 100-річчю з Дня народження професора А.Б. Гредескула (м. Харків, ХНАДУ, 2016 р.); Міжнародній науково-практичній конференції “Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців” (м. Харків, ХНАДУ, 2017 р.), а також на науково-технічних конференціях ХНАДУ і семінарах кафедри ДВЗ ХНАДУ (м. Харків, ХНАДУ, 2015-2017 рр.).

Публікації. Основні наукові результати дисертації опубліковано у 8 наукових роботах. Серед них 1 стаття у міжнародній наукометричній базі даних Scopus та 4 праці – у наукових фахових виданнях.

Обсяг і структура роботи. Дисертація складається з вступу, 4 розділів, висновків і додатків. Загальний обсяг роботи складає 176 сторінок і включає 66 рисунків за текстом, 20 таблиць за текстом, 122 найменування літератури на 12 сторінках, 4 додатки на 21 сторінці.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертації, сформульовані її мета й основні завдання дослідження, наведені шляхи їх рішення, визначено об'єкт і предмет дослідження, наукову новизну й практичну цінність роботи, надано інформацію щодо особистого внеску здобувача, апробацію й впровадження результатів роботи.

Перший розділ присвячений аналізу проблеми зменшення навантаження від крутильних коливань колінчастого вала (КВ), існуючих способів їх демпфірування та формуванню провідної ідеології дисертаційного дослідження.

Показано, що останнім часом все більшого розмаху у всьому світі, у тому числі в Європі, набирає тенденція виробництва вантажно-пасажирських автомобілів, мікроавтобусів і автобусів з дизельними двигунами. Виробники цих транспортних засобів вже давно зрозуміли ефективність використання високообертового малолітражного дизеля. Ринкова привабливість для цих автомобілів до 2020 року, зокрема частка різних силових установок для транспортних засобів, залежить від

багатьох факторів. Одним з цих чинників є витрати на паливо. Вони становлять від 25 до 70 % витрат на експлуатацію автомобіля. Внаслідок цього роль витрат на паливо має набагато більше значення ніж у сегменті легкових автомобілів.

У рамках цієї тенденції перспективним шляхом бачиться розвиток вітчизняного дизелебудування, а саме розробка та проектування рядного шестициліндрового високообертового дизеля потужністю 150-175 к.с.

Однією з проблем, яка виникає при проектуванні таких дизелів, являється підвищення динамічних навантажень на елементи кривошипно-шатунного механізму у результаті впливу крутильних коливань, які виникають в системі КВ. Особливо небезпечним є явище, коли частота вимушених коливань (частота обертів КВ) збігається з однією з власних частот коливань системи КВ, а саме резонансні режими роботи двигуна. При роботі на цих режимах за невеличкий проміжок часу максимальні амплітуди, на які деформується КВ, зростають у декілька разів. Те саме відбувається і з динамічними навантаженнями на елементи кривошипно-шатунного механізму, що неминуче призведе до повного руйнування КВ.

Однак цього можна уникнути, якщо застосовувати заходи, що будуть гасити крутильні коливання, тим самим знижуючи амплітуди та динамічні навантаження. Різні способи вирішення цієї проблеми відображено у працях таких вчених, як С.П. Тимошенко, В.П. Терських, Я.І. Драбкін, R. Grammel, H. Holzer, В.М. Карабан, В.М. Шатохін, А. О. Прохоренко, О.М. Гоц та інших.

У роботі проведено аналіз найбільш поширених способів зниження динамічних навантажень, серед яких основними є наступні:

1. *Зміна власної частоти системи.* Це може бути зроблено тільки за рахунок зміни жорсткостей та моментів інерції тих її ділянок, які знаходяться поза системою двигуна. При цьому бажано небезпечну частоту обертання КВ зміщувати в бік збільшення.

2. *Зміна порядку роботи циліндрів двигуна.* Такий захід в ряді випадків приводить до значного послаблення окремих резонансних режимів. Так, перехід від класичного порядку роботи циліндрів шестициліндрового рядного двигуна 1-5-3-6-2-4 до порядку 1-2-4-6-5-3 приводить до зменшення амплітуд коливань на режимах $n = 1300 \text{ хв}^{-1}$ і $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$. Але необхідно пам'ятати, що при цьому погіршуються умови роботи корінних підшипників. ДП «ХКБД» вже має негативний досвід спроби відказу від класичного порядку, що призвело до руйнування четвертої корінної опори та на суттєвий період затримало створення вітчизняного танкового дизеля 6ТД-1.

3. *Встановлення гасителя крутильних коливань.* Гасителі поділяються на антивібратори та демпфери тертя. Антивібратори знаходять застосування на двигунах великої розмірності. Для автотракторних двигунів найбільшого поширення набули гумові та силіконові демпфери. Їх встановлюють у місцях найбільших амплітуд коливань. Силіконові демпфери особливо ефективні в установках з багатоциліндровими чотиритактними двигунами внутрішнього згоряння, в яких виникає одночасно декілька резонансів різних порядків, в зв'язку з чим застосування маятникових антивібраторів стає складним. Переважно демпфери встановлюються на носок КВ дизеля, де амплітуди крутильних коливань досягають

найбільших значень. При цьому вони нерідко поєднують ще й функцію приводу допоміжного обладнання.

4. *Введення між двигуном та трансмісією елемента, що згладжує коливання.* Так, фірми «Audi», «Skoda» та «Volkswagen» на свої чотирициліндрові двигуни нових поколінь встановлюють двомасові маховики. Пружний елемент між масами маховика гасить крутильні коливання, а також зменшує шум за рахунок поглинання вібрацій.

У цьому ж методичному рішенні останнім часом з'явилася велика кількість робіт, пов'язаних з розробкою інтегрованого стартер-генератора.

Проаналізувавши усі переваги і недоліки представлених способів зниження динамічних навантажень на елементи системи КВ вибір було зроблено на користь класичного рідинного демпфера, в якому у якості рідини обрано поліметилсилоксанову рідину (силіконове масло) ПМС-50000 з кінематичною в'язкістю 50 000 сСт. Приклад такого демпфера наведено на рис. 1.

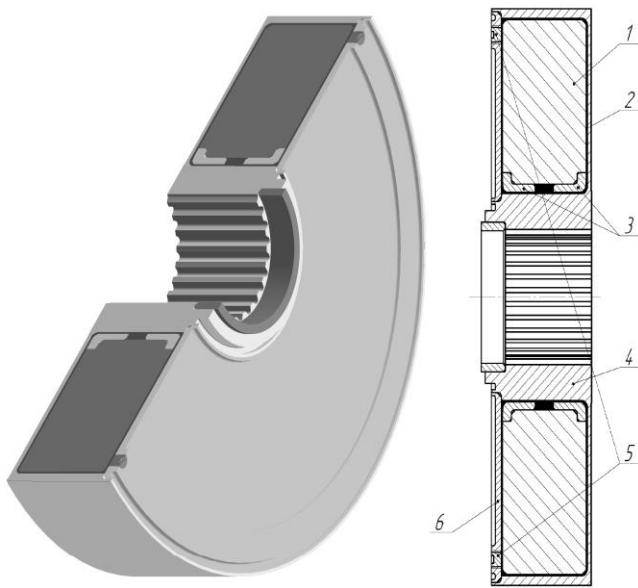


Рисунок 1 – Силіконовий демпфер конструкції ДП «ХКБД»: 1 – маховик; 2 – силіконова рідина; 3 – підшипник ковзання; 4 – корпус демпфера; 5 – пробка; 6 – кришка корпусу демпфера

Не в останню чергу цей вибір було зроблено в результаті того, що в ДП «ХКБД» вже був накопичений достатній досвід з цього напрямку.

Саме тому доцільним бачиться гасіння крутильних коливань за допомогою силіконового демпфера з використанням практичного досвіду ДП «ХКБД» в цій сфері.

У другому розділі розв'язуються задачі попереднього моделювання крутильних коливань системи КВ, а також описуються методики та методи, що необхідні для вирішення поставлених завдань.

Попереднє моделювання крутильних коливань системи КВ високообертового рядного шестициліндрового дизеля 6ЧН8,8/8,2 (заводські індекси ДА, ДТНА) здійснювалося за допомогою програмного комплексу AVL EXCITE Designer (version 2011). Модель системи КВ, що використовувалась для розрахунків, представлена на рис. 2.

У створеній моделі реалізована багатовузлова схема приводу ведучих коліс автомобіля з заданими масовими моментами інерції (ММІ), коефіцієнтами демпфірування, передавальними відношеннями, коефіцієнтами жорсткості елементів. Перевагою використання AVL EXCITE Designer є формування вихідних даних за всією зовнішньою швидкісною характеристикою, для чого в цій роботі використані доступні здобувачеві протокольні результати великої кількості моторних випробувань, які проведено в ДП «ХКБД». Приклади розрахунку для

класичного порядку роботи циліндрів шестициліндрового рядного двигуна (1-5-3-6-2-4) представлені на рис. 3 та 4. На рис. 3

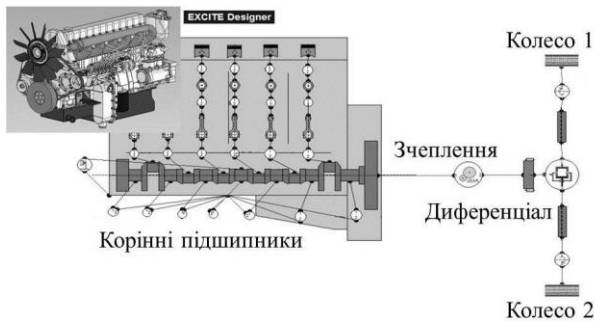


Рисунок 2 – Розрахункова схема дизеля 6ЧН8,8/8,2

Отримані в результаті розрахунків і наведені на рис. 4 графіки відносної амплітуди $a_{кв}$ чотирьох форм вільних коливань показують (для частот обертання КВ резонансних режимів одно- і двовузлової форми коливань, що потрапляють в робочий діапазон) наявність екстремумів шуканої фізичної величини в точках 1 (носок КВ). Навпаки, поблизу маховика (точка 19) на всіх графіках присутній вузол коливань.

Наведені результати дослідження доводять необхідність зниження амплітуди крутильних коливань носка КВ рядного шестициліндрового дизеля. Тому для гасіння крутильних коливань у вітчизняному дизелі 6ЧН8,8/8,2 установка силіконового демпфера, який обрано вище, доцільна саме на носок КВ.

представлені на рис. 3 та 4. На рис. 3 наведено частотну діаграму крутильних коливань КВ дизеля 6ЧН8,8/8,2. Діаграма дозволяє встановити резонансні режими коливань в робочому діапазоні частот обертання КВ (n). Так, для одновузлової форми коливань гармонік головного порядку (3, 6, 9, 12) резонансними є режими $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$ і $n = 2460 \text{ хв}^{-1}$. Для двовузлової форми – резонансні режими мають $n = 3350 \text{ хв}^{-1}$ і $n = 4450 \text{ хв}^{-1}$.

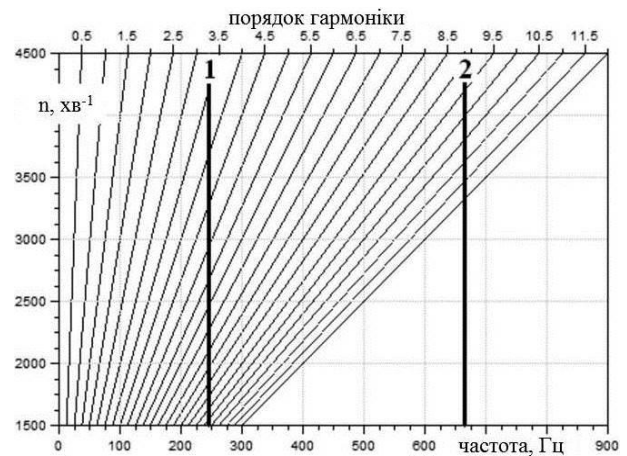


Рисунок 3 – Частотна діаграма крутильних коливань дизеля

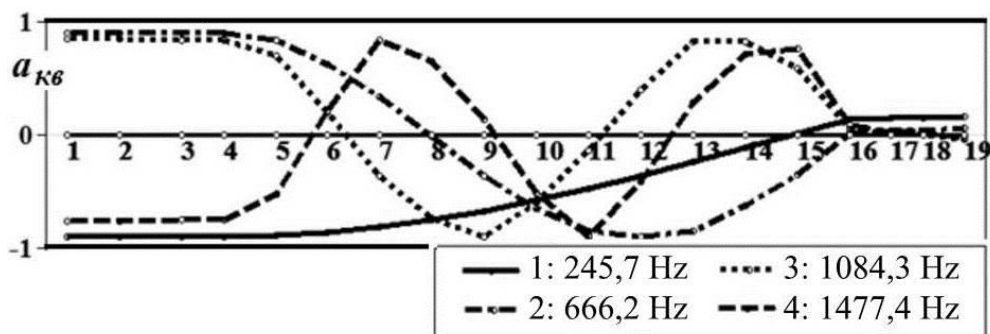


Рисунок 4 – Відносні амплітуди ($a_{кв}$) різних форм коливань КВ

Одна з розроблених методик стосується перевірки ефективності роботи силіконових демпферів шляхом знаходження дійсного значення коефіцієнта гасіння Φ . Вона базується на фізичному моделюванні процесів крутильних коливань, що виникають в системі КВ дизеля, який проектується.

Коефіцієнт гасіння можна визначити, встановивши силіконовий демпфер на двигун і провівши повний цикл випробувань на крутильні коливання. Однак на етапі проектування двигуна даний шлях реалізувати неможливо. Тому у роботі застосовано фізичне моделювання досліджуваних процесів. Для цього було розроблено метод з визначення значення коефіцієнту гасіння силіконового демпфера. Він полягає в наступному: для визначення коефіцієнта гасіння силіконового демпфера при фізичному моделюванні його роботи необхідно визначити амплітуду динамічного моменту на резонансному режимі (M_a) роботи експериментальної установки без гасителя. Після чого встановити випробовуваний гаситель і повторити експеримент, визначивши амплітуду динамічного моменту на резонансному режимі (M_{ag}) роботи установки з гасителем. Знаючи значення цих амплітуд, слід визначити коефіцієнт гасіння Φ .

Таким чином було визначено наступний алгоритм експериментального визначення ефективності роботи демпфера.

При роботі установки без гасителя було встановлено кут качання, починаючи з мінімального, такий, щоб при резонансі амплітуда динамічного моменту становила $M_a = 1500 \dots 2000 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Амплітуду динамічного моменту на резонансі визначали за показаннями вольтметра, що вимірює ефективне значення напруги U_{ϑ} . Амплітуду динамічного моменту визначали за формулою:

$$M_a = \kappa \cdot U_{\vartheta} \cdot \sqrt{2}, \quad (1)$$

де κ – це тарувальний коефіцієнт.

Після чого встановлювався випробовуваний гаситель на установку і на режимах резонансу вимірювалось максимальне значення напруги $U_{\vartheta g}$ по вольтметру. Амплітуду динамічного моменту визначали за формулою:

$$M_{ag} = \kappa \cdot U_{\vartheta g} \cdot \sqrt{2}. \quad (2)$$

Ефективність роботи гасителя визначалась за залежністю:

$$\Phi = M_a / M_{ag} = U_{\vartheta} / U_{\vartheta g}. \quad (3)$$

Спроектована та виготовлена установка відповідає наступним вимогам:

- забезпечує зміну частоти збудження системи в широкому діапазоні;
- має можливість змінювати кутову амплітуду збудження;
- забезпечує достатню точність вимірювань.

Схема установки для перевірки гасителів крутильних коливань представлена на рис. 5. У цій установці коливання системи виникають в результаті руху качання пружного елемента. Вона складається з кривошипного збудника 3, пружного елемента - ресори 4, і інерційної маси, в яку входять маховик 2 і випробовуваний гаситель 1. Кривошипний збудник задає рух качання (крутильні коливання) системі і дозволяє регулювати частоту вимушених коливань.

Принцип дії установки полягає в тому, що кривошипний збудник динамічних переміщень, що приводиться від електродвигуна постійного струму, перетворює обертальний рух вала електродвигуна в рух качання, тим самим викликаючи коливання системи.

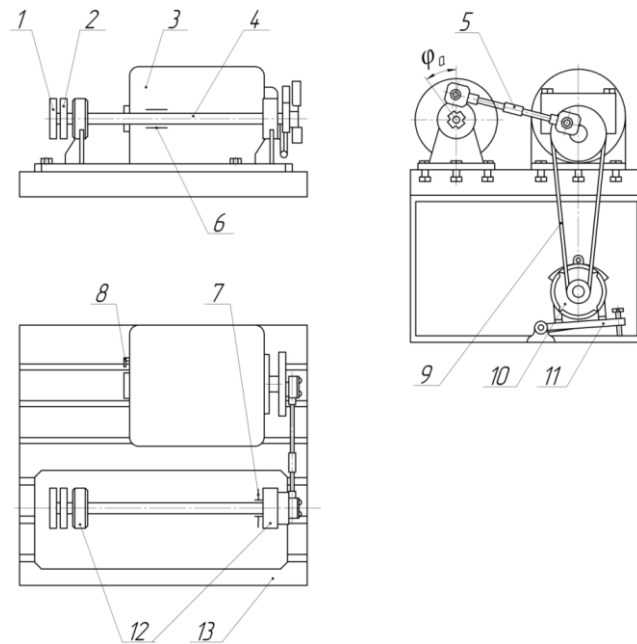


Рисунок 5 – Схема установки для перевірки гасителів крутильних коливань:

1 – контрольований гаситель; 2 – маховик; 3 – збудник динамічних переміщень; 4 – пружний елемент (ресора) коливної системи; 5 – чотириланковий механізм; 6 – тензорезистори; 7 – вимірювач кутовий амплітуди збудження; 8 – датчик частоти збуджуючих коливань; 9 – клиноремінна передача; 10 – електродвигун постійного струму; 11 – рухома опорна плита електродвигуна; 12 – опорні стійки коливної системи; 13 – станина; φ_a – кутова амплітуда збудження ланки, що задає коливання

Після проведення тарування при роботі установки без гасителя встановлюється кут качання, починаючи з мінімального, такий, щоб при резонансі амплітуда динамічного моменту становила $M_a = 1500 \dots 2000$ Н·м. Амплітуду динамічного моменту на резонансі визначали за показаннями вольтметра, що вимірює ефективне значення напруги U_{ϑ} . Амплітуду динамічного моменту запропоновано визначати за формулою:

$$M_a = \kappa \cdot U_{\vartheta} \cdot \sqrt{2}. \quad (4)$$

Далі встановлювався випробовуваний гаситель на установку. При параметрах збудження, обраних раніше, проводився дослід. На режимах резонансу вимірялось максимальне значення напруги $U_{\varepsilon\vartheta}$. Амплітуду динамічного моменту визначали за формулою:

$$M_{a\varepsilon} = \kappa \cdot U_{\varepsilon\vartheta} \cdot \sqrt{2}. \quad (5)$$

Ефективність роботи гасителя визначали за формулою:

$$\Phi = U_{\vartheta} / U_{\varepsilon\vartheta}. \quad (6)$$

Таким чином, алгоритм, що запропоновано, дозволяє визначити дійсне значення коефіцієнта гасіння силіконового демпфера.

Також у рамках дисертаційного дослідження було створено математичну модель, яка описує процеси, що протікають у шарі силіконової рідини між корпусом та маховиком демпфера під час його роботи.

На усталеному режимі маховик (рис.1) обертається разом з валом, але при виникненні кутових прискорень на стінках каналів виникають дотичні напруження, які намагаються зберегти кутову швидкість незмінною. При цьому зазначені напруження виявляються однаковими у поперечних перетинах каналу, тому рідина в каналі коливається синфазно.

При моделюванні синфазної течії в зазорі між корпусом і маховиком позначимо ширину зазору $2h$, а щільність та кінематичну в'язкість рідини як ρ_c та ν_c , відповідно. Нехай корпус і маховик демпфера мають кутові швидкості обертання $\omega_k(t)$ і $\omega_m(t)$, відповідно, де t – це час. За ними визначимо дві нові кутові швидкості для спільно спрямованого (ω_{cn} , формули розташовані ліворуч) і протилежно спрямованого (ω_{np} , формули розташовані праворуч) обертання:

$$\omega_{cn} = \frac{1}{2}(\omega_k + \omega_m), \quad \omega_{np} = \frac{1}{2}(\omega_k - \omega_m). \quad (7)$$

Рівняння для відносних швидкостей рідини $V(x, r, t)$ мають вигляд:

$$\left\{ \frac{\partial V}{\partial t} - \nu_c \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} = r \cdot \frac{d\omega_{cn}}{dt}; V(\pm h, r, t) = 0, \quad \left\{ \frac{\partial V}{\partial t} - \nu_c \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} = \frac{x}{h} \cdot r \cdot \frac{d\omega_{np}}{dt}; V(\pm h, r, t) = 0. \quad (8)$$

Тут $x \in [-h; h]$ – це координата поздовжнього перерізу зазору; r – відстань від осі обертання; $(x/h) \cdot r \omega_{np}(t)$ – квазістаціонарне поле швидкостей в зазорі, що одержується з теорії Пуазейля після нехтування силами інерції.

Після застосування до (8) операційного числення отримаємо звичайні диференціальні рівняння другого порядку для зображень $V(x, r, s)$:

$$\left\{ sV - \nu_c \frac{d^2 V}{dx^2} = rs\omega_{cn}(s); V(\pm h, r, s) = 0, \quad \left\{ sV - \nu_c \frac{d^2 V}{dx^2} = \frac{x}{h} rs\omega_{np}(s); V(\pm h, r, s) = 0, \quad (9)$$

де s – це змінна Лапласа.

Рішення крайових задач (9) виражаються через гіперболічні функції:

$$V = \left(1 - \frac{ch(\sqrt{s/\nu_c} x)}{ch(\sqrt{s/\nu_c} h)} \right) \cdot r\omega_{cn}(s), \quad V = \left(\frac{sh(\sqrt{s/\nu_c} x)}{sh(\sqrt{s/\nu_c} h)} - \frac{x}{h} \right) \cdot r\omega_{np}(s). \quad (10)$$

Використовуючи формулу $\tau = -\rho_c \nu_c \cdot dV/dx$ при $x = h$, знаходимо зображення для дотичних напружень τ_{cn}, τ_{np} на внутрішній стінці корпусу:

$$\tau_{cn}(r, s) = r\rho_c \psi_{cn}(s) \cdot s\omega_{cn}(s), \quad \tau_{np}(r, s) = r\rho_c \cdot \frac{\nu_c}{h} \cdot \omega_{np}(s) - r\rho_c \psi_{np}(s) \cdot s\omega_{np}(s), \quad (11)$$

де:

$$\psi_{cn}(s) = \frac{sh(\sqrt{s/\nu_c} h)}{\sqrt{s/\nu_c} \cdot ch(\sqrt{s/\nu_c} h)}, \quad \psi_{np}(s) = \frac{ch(\sqrt{s/\nu_c} h)}{\sqrt{s/\nu_c} \cdot sh(\sqrt{s/\nu_c} h)}. \quad (12)$$

Розклавши передавальні функції в ряди по їх полюсам отримаємо:

$$\psi_{cn}(s) = \sum_{j=1}^{\infty} \frac{2}{s \cdot h^2/\nu_c + y_j^2}, \quad \psi_{np}(s) = \sum_{j=1}^{\infty} \frac{2}{s \cdot h^2/\nu_c + z_j^2}, \quad (13)$$

де $y_j = \pi \cdot (j - 0,5)$; $z_j = \pi \cdot j$, $j = 1, 2, 3, \dots$ – це корені косинуса та синуса

Ряди (13) мають швидку збіжність, тому при розрахунку замінюються сумами перших 5 доданків. При оберненому перетворенні Лапласа кожному доданку відповідає експонента, що дозволяє знаходити значення відповідного моменту сил опору маховика як рішення лінійного диференційного рівняння першого порядку. Після цього момент $\tau(r, t) \cdot r$ дотичного напруження $\tau = \tau_{cn} + \tau_{np}$ інтегрується по площі внутрішніх (циліндричної та плоских) частин стінки корпусу Ω ; результат

$$M_c(t) = \iint_{\Omega} \tau(r, t) \cdot r \, dS \quad (14)$$

записується як пропорційний моменту інерції θ_c силіконової рідини, що надає усім подальшим перетворенням прозорий фізичний зміст. Отже, миттєве значення моменту сил опору демпфера можна знайти у вигляді наступної суми:

$$M_c(t) = M_{кв.см}(t) + \sum_{j=1}^{\infty} M_{np.j}(t) + \sum_{j=1}^n M_{cn.j}(t), \quad (15)$$

де квазістатичний момент знаходимо за формулою:

$$M_{кв.см}(t) = \theta_c \frac{v_c}{2h^2} (\omega_m(t) - \omega_k(t)), \quad (16)$$

а інерційні моменти є рішеннями звичайних диференційних рівнянь

$$\frac{dM_{cn.j}}{dt} + \frac{v_c}{h^2} y_j^2 M_{cn.j} = \theta_c \frac{v_c}{h^2} \cdot \frac{d(\omega_m + \omega_k)}{dt}, \quad \frac{dM_{np.j}}{dt} + \frac{v_c}{h^2} z_j^2 M_{np.j} = \theta_c \frac{v_c}{h^2} \frac{d(\omega_k - \omega_m)}{dt}. \quad (17)$$

Співвідношення (15) – (17) використовуються разом з системою диференційних рівнянь, яка описує коливання кутових швидкостей обертання маховика і корпусу демпфера, а також кривошипів та маховика КВ дизеля.

З'ясовано, що при моделюванні роботи демпфера, який показано на рис. 1, інерційними складовими (17) можна знехтувати та фрикційний зв'язок корпусу з маховиком розраховувати за квазістатичною теорією Пуазейля. Але при збільшенні зазорів до 2...4 мм та зменшенні в'язкості ПМС до 500...1000 сСт (що пропонується робити у демпері, який подано до патентування) обмежуватися при розрахунку лише квазістаціонарним моментом сил опору (16) неприпустимо.

У третьому розділі визначено жорсткість кривошипа КВ. Визначення жорсткості коліна КВ являє собою проблему, яка поки що не має загальноприйнятого однозначного рішення через складність конструкції цієї деталі і деякої невизначеності в моделюванні впливу на жорсткість вала зазорів в корінних підшипниках. Для визначення жорсткості КВ застосовуються розрахункові та експериментальні методи, однак виконання оцінки жорсткості КВ за допомогою розрахункових методів не дає достатньо точних результатів.

Це відбувається через те, що при розрахунках застосовуються емпіричні формули. Існує безліч таких формул для розрахунку жорсткості КВ, як вітчизняних авторів, так і зарубіжних. Найбільш часто вживаними серед них є формули, які розроблені С.С. Зіманенком, фірмою Sulzer AG, Коломенським машинобудівельним заводом, В.П. Терських, W. Ker Wilson, В.С. Carter і С.П. Тимошенком. Однак всі ці формули не враховують конструктивні особливості КВ, такі як галтелі, отвори для підведення масла, форму щік та противаг та інше. У свою чергу всі ці конструктивні особливості впливають на сумарну жорсткість кривошипа. Так, наприклад,

експериментально встановлено, що жорсткість кривошипа зі щоками без скоса на 7-14% вище, ніж у кривошипа зі скосами.

Розрахунки, проведені за перерахованими вище формулами для кривошипа КВ дизеля серії ДА, показали, що результати визначення жорсткості кривошипа КВ розрізняються майже в 1,35 рази і лежать в діапазоні від 524,8 до 705,7 кН·м/рад. Такий діапазон розбіжностей не дозволяє зупинитися на якомусь методі розрахунку і робить актуальним пошук нових методів визначення жорсткості кривошипа КВ.

Необхідність отримання аналітичних залежностей, як результату проведеного експерименту, обґрунтувала передування постановці самого експерименту його математичного планування (МПЕ). Застосування МПЕ в різноманітних дослідженнях дизельної елементної бази і дизелів в цілому – це факт добре відомий, проте в даній роботі виникла необхідність нестандартного підходу до вибору керованих факторів і узагальненого оціночного критерію результату експерименту. В результаті обрано такі керовані чинники: навантажувальний момент M і відстань L від точки прикладання даного моменту до точки закріплення КВ. Узагальненим оціночним критерієм вибрано переміщення Δh прапорця, що встановлюється на заданій корінній шийці відповідно до методики досліджень. План експерименту обмежувався тими експериментальними точками, які закладені в ортогональний план другого порядку для двох змінних.

В якості об'єкта випробувань вибрано вже існуючий КВ чотирициліндрового автомобільного дизеля ДА10 – як прототип КВ, що розробляється, щодо розмірності і конструкції кривошипа. В ході експериментального дослідження проведено чотири подібних експерименти, які відрізнялись лише положенням КВ та напрямком прикладення моменту, що скручує.

Чотири положення для кожної з точок закріплення КВ обрані для усереднення отриманих результатів внаслідок того, що кривошип КВ в процесі випробувань, поряд зі скручуванням, піддається також і вигину, що вносить суттєві викривлення в вимірювані величини. Як спроба виключення впливу згинального моменту і проводилися чотири групи випробувань.

Отримані в ході експериментальних досліджень дані дали повний опис залежності чисельного значення показника скручування і вигину вала від крутного моменту і довжини ділянки, що деформується. Подальша обробка даних звелася до створення математичної моделі досліджуваної функції і побудови графіків, які дозволили зробити висновки про характер залежності.

Для побудови математичної залежності використаний широко поширений і визнаний метод апроксимації - метод найменших квадратів. Згідно з практикою вирішення подібних завдань дану функціональну залежність з достатньою для інженерних розрахунків точністю можна описати степеневим поліномом. Якщо величина скручування має лінійну залежність від крутного моменту і довжини вала, то для опису деформації в нашому експерименті запропоновано використання полінома другого ступеня, що підвищило точність апроксимації і дозволило зробити висновки про отримані експериментальні дані.

Для визначення коефіцієнтів методом найменших квадратів в середовищі MatLAB була розроблена та у цій роботі доведена до практичного використання

програма ApproximationLSM, яка дозволяє обробляти експериментальні дані з кількістю незалежних факторів до 10. Крім вирішення системи рівнянь, програма дозволяє розв'язати задачу оптимізації побудованої функції.

В результаті дослідження були отримані 12 поліноміальних рівнянь (по чотири рівняння на кожен з трьох індикаторів, які відповідають чотирьом положенням закріплення КВ). Після чого вказані рівняння були зведені в три групи. Кожна група рівнянь описувала переміщення одного індикатора, закріпленого на певній шийці. В результаті отримано три сумарних рівняння, кожне з яких характеризує деформування певної ділянки КВ:

$$\Delta h_1 = 37,55256 + 0,17794M + 0,09238L - 0,00067M^2 - 0,00044L^2 + 0,00112ML, \quad (18)$$

$$\Delta h_2 = 31,11100 - 0,06175M - 0,25527L - 0,00018M^2 + 0,00044L^2 + 0,00103ML, \quad (19)$$

$$\Delta h_3 = 21,69852 - 0,16109M - 0,10686L + 0,00032M^2 + 0,00017L^2 + 0,00028ML. \quad (20)$$

Аналіз результатів проведеного дослідження було виконано на підставі вивчення графічних залежностей при почерговому фіксуванні кожної зі змінних функції. Аналіз графіків показав, що бажаної лінеаризації піддаються лише залежності для індикатора 2. Графік залежності Δh індикатора 2 від L при $M = \text{const}$ представлено на рис. 6.

На основі проаналізованих даних було запропоновано простий інженерний спосіб експериментального визначення жорсткості кривошипу колінчастого вала для рядних чотирициліндрових поршневих двигунів, а саме: послідовно застопоривши поршень першого циліндра на середині його ходу як до ВМТ, так і до НМТ, навантажити за годинниковою стрілкою і проти неї маховик і, вимірюючи деформацію четвертої корінної шийки, провести визначення шуканої жорсткості кривошипа.

Результатом розрахунків є отримання усередненого значення жорсткості одного кривошипа $c_{кр} = 499,5 \text{ кН} \cdot \text{м/рад}$.

Як і прогнозувалося, отримане значення жорсткості кривошипа КВ відрізняється від всіх значень жорсткості, отриманих раніше розрахунковим шляхом. Разом з тим воно досить близько від цих значень, що підтверджує правильність отриманих результатів і дозволяє прийняти дане значення жорсткості для подальших розрахунків власних частот системи КВ дизеля, що проектується.

Близькість експериментальних і розрахункових значень жорсткості кривошипа КВ дала можливість, взявши формулу, по якій отримані значення жорсткості кривошипа будуть найбільш близькими до отриманих експериментальним шляхом, вивести поправний коефіцієнт. Введення поправного коефіцієнта наблизило результати розрахунків до експериментальних значень. Наприклад, для формули, розробленої W. Ker Wilson (де $c_{кр}$ визначається через K_t) з найближчою до експериментального значення розрахунковою величиною жорсткості одного кривошипа ($c_{кр} = 524,8 \text{ кН} \cdot \text{м/рад}$) запропонована формула буде виглядати наступним чином:

$$c_{кр} = \zeta \cdot K_t \quad (21)$$

де ζ – поправний коефіцієнт, який дорівнює 0,952.

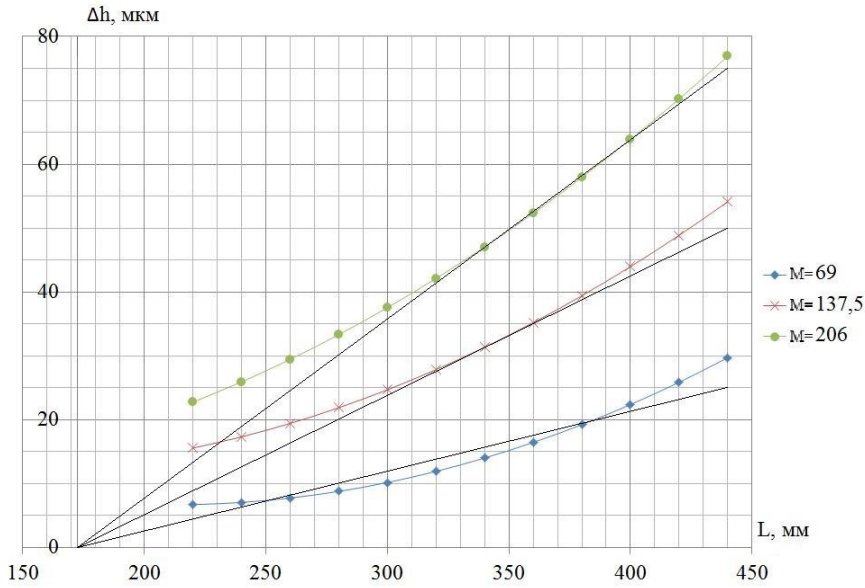


Рисунок 6 – Графік залежності Δh індикатора 2 від розміру L при крутному моменті $M = \text{const}$ (Н·м)

Таке нововведення дасть можливість в майбутньому, при проектуванні нових двигунів, які не мають виконаних в металі КВ зі схожими геометричними розмірами кривошипа, отримати уточнене значення жорсткості. Однак, варто зазначити, що такий підхід обмежується лише єдиним параметричним рядом двигунів.

Четвертий розділ присвячено етапу вибору та обґрунтуванню параметрів елементів

системи колінчастого вала.

На прикладі проектування дизеля 6ЧН8,8/8,2 (серії ДА15, «Дизель Груп», Україна) власної розробки конкретизована послідовність дій по вирішенню завдань дослідження. На даному етапі розрахунки проводились на базі методики, що розроблена професором А.О. Прохоренком, і в співавторстві з ним. При проведенні нового дослідження схема коливальної системи КВ приймалася відповідно до рис. 7.

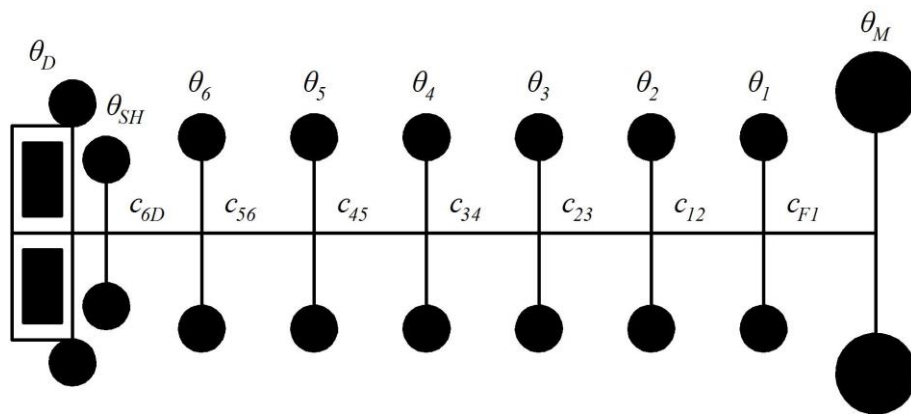


Рисунок 7 – Схема коливальної системи рухомих елементів КШМ:
 θ_D – ММІ демфера; θ_{SH} – ММІ шківів; $\theta_6 \dots \theta_1$ – ММІ кривошипів; θ_M – ММІ маховика; $c_{6D} \dots c_{F1}$ – коефіцієнти жорсткості ділянок КВ

Розрахунки проводилися для коливальної системи без демфера, а також для системи з демпером. При виборі вихідних параметрів демфера, з яким проводилися розрахунки, в першу чергу бралися до уваги його габаритні розміри.

Оскільки демпфер вписується в заданий (досить обмежений) простір, масові моменти інерції (ММІ) його складових при проведенні розрахунку були обрані максимально можливими, виходячи з конструктивних обмежень. При проведенні розрахунків значення дисипативного коефіцієнту приймалось рівним 1, 10 та 100 Н·м·с. Це пояснюється тим, що його величина впливає лише на кількісну картину результатів, але практично не впливає на якісну, що стало очевидним за результатами розрахунків.

На рис. 8 за усталеною формою наведено діаграму Кемпбелла, що дозволяє визначити резонансні режими, необхідні для подальших розрахунків. При аналізі отриманих даних було встановлено, що небезпечними гармоніками є 3, 4,5 і 6 по I власній частоті, і 6, 7,5 і 9 – по II частоті. Виходячи з цього, методику виконання розрахунку амплітуди і напруг від крутильних коливань використано не для всього діапазону швидкісних режимів двигуна, а лише для резонансних частот обертання.

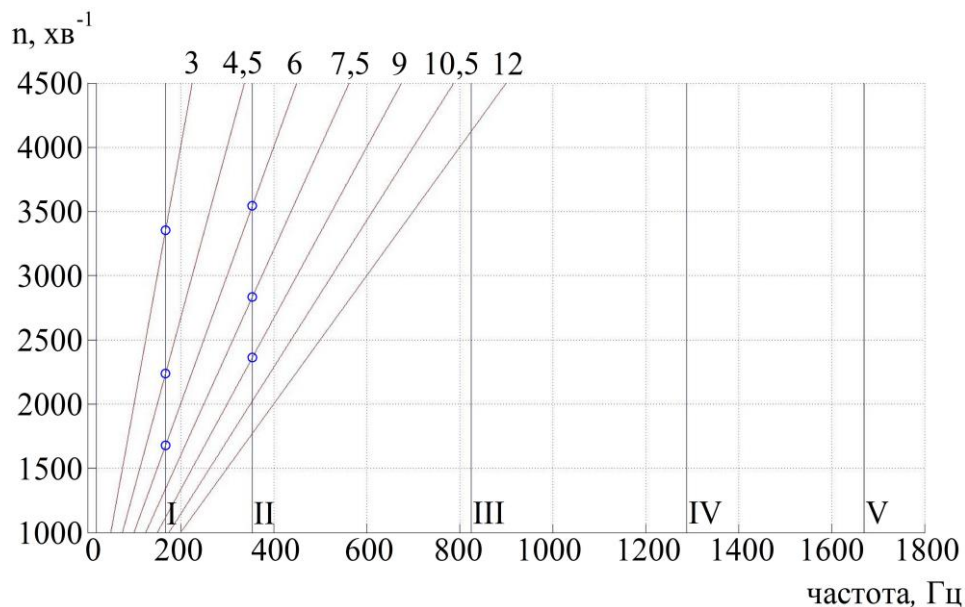


Рисунок 8 – Частотна діаграма крутильних коливань: 3...12 – гармоніки; I...V – власні частоти коливань

У результаті розрахунків було отримано масив даних залежності дотичних напружень, амплітуд та небезпечних частот обертання від змінних параметрів системи КВ, а саме ММІ маховика та корпусу демпфера та жорсткості носка КВ. Аналіз результатів показує, що мінімальні значення амплітуд коливань і дотичних напружень елементів КВ досягаються при максимальних значеннях ММІ маховика демпфера $\theta_{мд}$ і мінімальних значеннях масового моменту інерції корпусу демпфера $\theta_{кд}$. Крім того, збільшення жорсткості носка КВ "виводить" деякі небезпечні режими роботи двигуна за область дійсних частот обертання.

На рис. 9 представлені результати розрахунків обраного режиму у вигляді поля розподілу значень дотичних напружень відносно значення $\tau_{рек}$. При цьому $\tau_{рек}$ – той рівень дотичних напружень, перевищення якого на резонансних режимах не рекомендується. Згідно досліджень професора О.М. Гоца рекомендоване значення дотичних напружень не повинно перевищувати рівень у 25 МПа.

З представлених на рис. 9 даних видно, що навіть при значенні дисипативного коефіцієнта $C = 10 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$ значення дотичних напружень вже впритул наближаються до рівня рекомендованих значень дотичних напружень. Очевидно, що при забезпеченні значення дисипативного коефіцієнта в позначеному діапазоні (20 – 40) $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$ дотичні напруження будуть нижче гранично допустимих. Також з рис. 9 видно, що найбільш небезпечним є резонансний режим гармоніки третього порядку на I власній частоті. На етапі доведення демпфера, для експериментального визначення значення коефіцієнта гасіння, саме на цей режим і повинна бути налаштована експериментальна установка для перевірки ефективності силіконових демпферів.

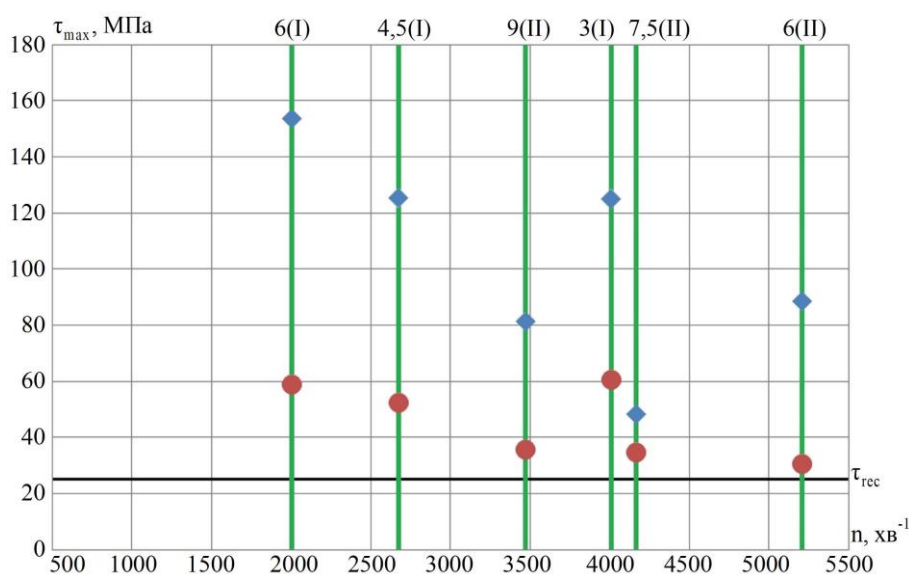


Рисунок 9 – Поле розподілу розрахункових значень дотичних напружень з відібраними характеристиками елементів системи КВ:

◆ – $C=1 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$; ● – $C=10 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$

В результаті проведеного дослідження визначено, що для високообертового малолітражного дизеля, однією з основних переваг якого є високі питомі показники (кВт/л і кВт/кг), визначальними умовами проектування системи КВ є габаритні розміри і маса елементів кривошипно-шатунного механізму. Тому в якості критеріїв для проектування елементів системи КВ, поряд з динамічними навантаженнями, пропонується використовувати ММІ корпусу і маховика демпфера, а також діаметр і жорсткість носка КВ.

Використання запропонованих критеріїв дозволило вибрати, обґрунтувати та рекомендувати для вітчизняного дизеля 6ЧН8,8/8,2 наступні конструктивні характеристики: ММІ маховика демпфера становитиме $\theta_{\text{мд}} = 0,083 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, ММІ корпусу демпфера – $\theta_{\text{кд}} = 0,026 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, діаметр носка КВ – $d_{\text{нкв}} = 0,042 \text{ м}$ і жорсткість носка КВ – $c_{\text{нкв}} = 200 \text{ кН} \cdot \text{м/рад}$.

ВИСНОВКИ

Дисертація присвячена вирішенню науково-практичної задачі з вибору та обґрунтування параметрів силіконового демпфера крутильних коливань КВ, які забезпечують потрібне зменшення навантаження на елементи системи КВ та амплітуди цих коливань при його роботі у всьому діапазоні частот обертання. Після виконання завдань дослідження отримані наступні наукові і практичні результати:

1. Проаналізовано існуючі способи гасіння крутильних коливань системи КВ дизеля. В результаті аналізу в якості елемента гасіння крутильних коливань для вітчизняного високообертового рядного шестициліндрового дизельного двигуна 6ЧН8,8/8,2 (заводські індекси ДА, ДТНА) обрано силіконовий демпфер.

2. Проведено попередні розрахунки крутильних коливань системи КВ високообертового рядного шестициліндрового дизеля 6ЧН8,8/8,2, в результаті яких встановлено резонансні режими коливань в робочому діапазоні частот обертання КВ.

3. Проведено експериментально-розрахункове визначення фактичного значення жорсткості кривошипа КВ, що проектується. Отримане значення жорсткості дозволило провести уточнюючі розрахунки крутильних коливань системи КВ дизеля, що проектується, та запропонувати формулу для більш точного визначення жорсткості кривошипа колінчастого вала розрахунковим шляхом.

4. Спроектована установка для фізичного моделювання процесів крутильних коливань, що виникають в системі КВ, і визначення коефіцієнта гасіння силіконового демпфера.

5. Уточнено математичну модель синфазної течії в'язкої рідини в зазорах демпфера, в якій вперше враховано інерційність рідини. Показано, що уточнення актуальні при зазорах більше 1 мм та в'язкості ПМС не більше 1000 сСт

6. Створено науково-технічні передумови для вирішення інженерної задачі проектування системи колінчастого вала вітчизняного малолітражного дизеля 6ЧН8,8/8,2.

7. Розроблено і впроваджено методику перевірки ефективності роботи силіконового демпфера гасіння крутильних коливань. Методика апробована на гасителях серійного виробництва дизелів 3ТД-3А, виготовлених ДП «Завод ім. В.О. Малишева». Результатом цього стало визначення математичного очікування коефіцієнта гасіння силіконового демпфера.

8. Обрані конструктивні характеристики силіконового демпфера гасіння крутильних коливань системи КВ вітчизняного високообертового рядного шестициліндрового дизельного двигуна 6ЧН8,8/8,2 (заводські індекси ДА, ДТНА), а саме ММІ маховика демпфера $\theta_{\text{мд}} = 0,083 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, ММІ корпусу демпфера $\theta_{\text{кд}} = 0,026 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, діаметр носка КВ $d_{\text{нкв}} = 0,042 \text{ м}$ і жорсткість носка КВ $c_{\text{нкв}} = 200 \text{ кН} \cdot \text{м/рад}$.

9. Результати досліджень впроваджені у виробництво ДП «ХКБД» (м. Харків) та ТОВ «НВП Дизель Груп» і у навчальний процес кафедри ДВЗ ХНАДУ.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у міжнародній наукометричній базі даних Scopus

1. Abramchuk, F., Grytsyuk, O., Prokhorenko, A., Reveliuk, I. (2018). Specifying the procedure for designing the elements of the crankshaft system for a small high-speed diesel engine. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3 (1 (93)), P. 60–66. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.133353.

Статті в наукових фахових виданнях

2. Ревелюк І.С. Обоснование выбора способа демпфирования крутильных колебаний коленчатого вала высокооборотного дизеля 6ЧН8,8/8,2 на этапе его проектирования / А.В. Грицюк, Ф.И. Абрамчук, В.К. Савич, А.Н. Врублевский, И.С. Ревелюк // *Двигатели внутреннего сгорания*. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2015. – № 1. – С. 38–43.

3. Ревелюк І.С. Методический подход к разработке экспериментальной установки для проверки эффективности силиконовых демпферов крутильных колебаний / А.В. Грицюк, И.С. Ревелюк, В.К. Савич, В.И. Вахрушев // *Двигатели внутреннего сгорания*. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2016. – № 2. – С. 25–32. DOI: 10.20998/0419-8719.2016.2.05.

4. Ревелюк І.С. Метод экспериментально-расчетного определения жесткости кривошипа коленчатого вала / А.В. Грицюк, И.С. Ревелюк, Д.В. Левченко // *Двигатели внутреннего сгорания*. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2017. – № 1. – С. 21–27. DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.05.

5. Ревелюк І.С. Континуальные модели синфазного течения силиконового масла по кольцевым каналам демпферов крутильных колебаний вала дизеля / И.С. Ревелюк // *Вісник Національного технічного університету “ХПІ”. Серія “Математичне моделювання в техніці та технологіях”*. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2017 – №30 (1252). – С. 97-110.

Опубліковані праці апробаційного характеру

6. Ревелюк І.С. Анализ способов демпфирования крутильных колебаний коленчатого вала высокооборотного дизеля / А.В. Грицюк, И.С. Ревелюк // *Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті / Наукові праці міжнародної науково-практичної конференції присвяченої 85-річчю заснування ХНАДУ, 85-річчю заснування автомобільного факультету та з нагоди Дня автомобіліста і дорожника*. Харків, 15-16 жовтня 2015 р. – Харків: ТОВ «Видавництво «Форт», 2015. – С.245-246.

7. Ревелюк І.С. Экспериментальное определение жесткости коленчатого вала двигателя 4ДТНА1 / А.В. Грицюк, И.С. Ревелюк // *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*. Харків, 20-21 жовтня 2016 р. – Харків: ТОВ «Видавництво «Форт», 2016. – С.207-208.

8. Ревелюк І.С. Основные этапы решения задачи демпфирования колебаний коленчатого вала при проектировании ДВС / И.С. Ревелюк // *Автомобільний транспорт і*

автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців / Наукові праці міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 19-20 жовтня 2017 р. – Харків: ТОВ «Видавництво «Форт», 2017. – С.317-318.

АНОТАЦІЇ

Ревелюк І.С. Вибір та обґрунтування параметрів силіконового демпфера крутильних коливань колінчастого вала високообертового дизеля. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.03 – «Двигуни та енергетичні установки». – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, МОН України, Харків, 2018.

Дисертація присвячена вибору та обґрунтуванню параметрів силіконового демпфера крутильних коливань системи колінчастого вала високообертового дизеля. В роботі проведено розрахунково-експериментальне дослідження з визначення жорсткості кривошипу колінчастого вала, що в свою чергу дозволило провести більш точні розрахунки крутильних коливань системи колінчастого валу, результатом яких стало визначення власних частот коливань. Це дало змогу визначити резонансні режими роботи дизеля. Розроблений метод перевірки ефективності роботи рідинного демпфера, що був апробований на демпфері, який встановлюється на дизелях серії ЗТД, що випускаються ДП «Завод ім. В.О. Малишева» дозволив встановити значення математичного очікування коефіцієнта гасіння Φ , що є одним з параметрів рідинного демпфера, що проектується.

На підставі проведених досліджень з метою зменшення динамічних навантажень на вузли та агрегати дизеля були запропоновані критерії для проектування рухомих елементів КШМ. В результаті чого, на підставі цих критеріїв, були вибрані основні параметри силіконового демпфера крутильних коливань, а також системи колінчастого вала в цілому.

Результати наукових досліджень використовуються ДП «ХКБД» та ТОВ «НВП Дизель Груп».

Ключові слова: високообертовий малолітражний дизель, колінчастий вал, жорсткість кривошипа, коефіцієнт гасіння, крутильні коливання.

Ревелюк И.С. Выбор и обоснование параметров силиконового демпфера крутильных колебаний коленчатого вала высокооборотного дизеля. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03 – «Двигатели и энергетические установки». – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, МОН Украины, Харьков, 2018.

Диссертация посвящена выбору и обоснованию параметров силиконового демпфера крутильных колебаний системы коленчатого вала высокооборотного дизеля. В работе проведено расчетно-экспериментальное исследование по определению жесткости кривошипа коленчатого вала, которое, в свою очередь, позволило провести более точные расчеты крутильных колебаний системы коленчатого вала, результатом которых стало определение собственных частот колебаний. Это позволило определить резонансные режимы работы дизеля. Для уточнения расчета силы сопротивления маховика была решена задача моделирования синфазного течения вязкой жидкости в зазорах демпфера с учетом инерционности жидкости. Также, по результатам данного

исследования, был предложен простой инженерный способ экспериментального определения жесткости кривошипа коленчатого вала для рядных четырехцилиндровый поршневых двигателей и введен поправочный коэффициент для получения более точного значения жесткости кривошипа расчетным путем.

Разработанный метод проверки эффективности работы жидкостного демпфера, апробированный на демпфере, который устанавливается на дизелях серии ЗТД, выпускаемых ГП «Завод им. Малышева» позволил установить значение математического ожидания коэффициента гашения Φ , которое является одним из параметров проектируемого жидкостного демпфера. С целью проведения проверки эффективности работы жидкостного демпфера была спроектирована и изготовлена установка, принцип действия которой заключается в том, что кривошипный возбудитель динамических перемещений, приводимый от электродвигателя постоянного тока, преобразует вращательное движение вала электродвигателя в качательное движение, тем самым вызывая колебания системы.

На основании проведенных исследований с целью уменьшения динамических нагрузок на узлы и агрегаты дизеля были предложены критерии для проектирования подвижных элементов КШМ. В результате чего, на основании этих критериев, были выбраны основные параметры силиконового демпфера крутильных колебаний, а также системы коленчатого вала в целом.

Результаты научных исследований используются ГП «ХКБД» и ООО «НПП Дизель Групп».

Ключевые слова: высокооборотный малолитражный дизель, коленчатый вал, жесткость кривошипа, коэффициент гашения, крутильные колебания.

Reveliuk I.S. Selection and justification of the parameters of silicone damper of torsional vibrations of high-speed diesel crankshaft. – On the rights of a manuscript.

Thesis for obtaining the degree of candidate of technical science on specialty 05.05.03 – Engines and Power Units. – Kharkov National Automobile and Highway University, MES of Ukraine, Kharkov, 2018.

The thesis is devoted to the selection and justification of the parameters of silicone damper of torsional vibrations of high-speed diesel crankshaft. In the research, a calculation and experimental investigation was carried out to determine the stiffness of the crankshaft throw, which in turn allowed more accurate calculations of the torsional vibrations of the crankshaft system, which resulted in the determination of the natural frequencies of the vibration. This allowed us to determine the resonant modes of operation of the diesel engine. The developed method for testing the efficiency of the liquid damper, officially accepted on a damper, which is installed on ЗТД diesel engines produced by the Malyshev Plant, made it possible to establish the value of the mathematical expectation of the extinction coefficient F , which is one of the parameters of a projected liquid damper.

The criteria for designing mobile elements of a main circulation system which bases on the conducted researches with the purpose of reduction of dynamic loads on units and aggregates of a diesel engine were proposed. As a result, based on these criteria, the main parameters of the torsional vibration damper were selected, as well as the crankshaft system as a whole.

The obtained results are used at SE «KEDB» and "RPE Diesel Group" Ltd.

Keywords: high-circulating fuel-efficient diesel, crankshaft, throw stiffness, extinction coefficient, torsional vibrations.