Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Львівська політехніка»

Інститут механічної інженерії та транспорту
(назва інституту)

Залізничний транспорт
(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи
бакалавр
(ступінь вищої освіти)

на тему: «Дослідження впливу параметрів робочого процесу на обертовий момент колінчастого валу енергетичної установки GEVO тепловоза ТЕ33»

за освітньою програмою Локомотиви та локомотивне господарство

зі спеціальності: 273 “Залізничний транспорт”
(шифр і назва спеціальності)

Виконав: студент групи: ЛГ-41з

/Роберт ГАЙДЕЛБАХЕР/
(підпис студента) (Ім’я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник: /Руслан СЕМЧУК/
(підпис) (посада, Ім’я ПРІЗВИЩЕ)

Завідувач кафедри ЗТ
к.т.н., доц. Олена БАЛЬ
(підпис)

Львів – 2025 рік

ЗАВДАННЯ НА РОБОТУ (ОКРЕМИЙ ДОКУМЕНТ, ОДИН ЛИСТ З ДВОХ СТОРІН ЗГІДНО ШАБЛОНУ)

Hydelbacher R.V., Семчук Р. Б. (керівник). **Дослідження впливу параметрів робочого процесу на обертовий момент колінчастого валу енергетичної установки GEVO тепловоза ТЕ33**. Бакалаврська кваліфікаційна робота. – Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2025.

Розширена анотація

Схема розташування кривошипів і порядок роботи циліндра повинні забезпечувати рівномірність крутного моменту, найбільшу можливу врівноваженість двигуна і відсутність додаткових напружень від крутних коливань, найкращі умови роботи циліндрів з точки зору газообміну.

Враховуючи введення в експлуатацію тепловозів ТЕ33, актуальним є дослідження динаміки кривошипно-шатунного механізму дизеля GEVO12 та визначення впливу параметрів робочого процесу на обертовий момент колінчастого валу.

Розглянуто особливості виникнення вільних та вимушених коливань валопровода енергетичної установки. Розглянуто кінематичну схему кривошипно-шатунного механізму, а також залежності переміщення, швидкості та прискорення поршня від кута повороту кривошипу. Показано характер зміни сил тиску газів та сил інерції, що діють на поршень, залежно від кута повороту кривошипу. Проведено динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму енергетичної установки GEVO12 тепловоза ТЕ33. Встановлено основні параметри робочого процесу двигуна, які впливають на обертовий момент.

Об’єкт дослідження – колінчастий вал енергетичної установки GEVO12 тепловоза ТЕ33.

Предмет дослідження – сили та моменти, що виникають на колінчастому валу.

Мета дослідження – встановити сили та моменти, що виникають на колінчастому валу енергетичної установки GEVO12 тепловоза ТЕ33 при номінальних параметрах робочого процесу.

За результатами цієї бакалаврської роботи виконано такі завдання:

- розглянуто особливості виникнення вільних та вимушених коливань валопровода енергетичної установки;

- розглянуто кінематичну схему кривошипно-шатунного механізму, а також залежності переміщення, швидкості та прискорення поршня від кута повороту кривошипу;

- проведено динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму енергетичної установки GEVO12 тепловоза ТЕ33;

- побудовано залежності питомих сил, що діють на колінчастий вал в залежності від кута повороту кривошипа;

- встановлено, що основними параметрами робочого процесу двигуна, які впливають на обертовий момент є: коефіцієнт наповнення та степінь стиснення.

Ключові слова: тепловоз, енергетична установка, колінчастий вал, сила, момент, робочий процес.

Перелік використаних літературних джерел

1. Митрофанов О. С. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння: навч. посіб. / О. С. Митрофанов, А. Ю. Проскурін. – Миколаїв: видавець Торубара В.В., 2018. – 152 с.

2. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння: серія підручників у 6 т. Т. 1: Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин: підручник / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов; ред.: А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. – Харків: Прапор, 2004. – 384 с.

3. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння: серія підручників у 6 т. Т. 2: Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин: підручник / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов; ред.: А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. – Харків: Прапор, 2004. – 288 с.

4. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т. 6. Надійність ДВЗ. / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф Шеховцова. – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004.

5. Двигуни внутрішнього згоряння: Методичні вказівки до курсового проектування. / Укладачі Б.Є. Боднар та інші. - Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2010.

6. ДСТУ ГОСТ 12.0.230:2008 Система стандартів безпеки праці. Системи управління охороною праці. Загальні вимоги (ГОСТ 12.0.230-2007, IDT).

Bachyk V. V., Semchuk R. B. (head). **Study of the influence of work process parameters on the crankshaft torque of the GEVO power plant of the TE33 diesel locomotive**. Degree project. - Lviv Polytechnic National University, Lviv, 2024.

Extended abstract

The arrangement of the cranks and the order of operation of the cylinder must ensure uniformity of torque, the greatest possible balance of the engine and the absence of additional stresses from torsional vibrations, and the best operating conditions of the cylinders from the point of view of gas exchange.

Considering the commissioning of TE33 diesel locomotives, it is relevant to study the dynamics of the crank mechanism of the GEVO12 diesel engine and determine the influence of the parameters of the working process on the crankshaft torque.

The features of the occurrence of free and forced vibrations of the shaft line of the power plant are considered. The kinematic diagram of the crank mechanism is considered, as well as the dependence of the displacement, speed and acceleration of the piston on the angle of rotation of the crank. The nature of the change in the gas pressure forces and inertia forces acting on the piston, depending on the angle of rotation of the crank, is shown. A dynamic calculation of the crank mechanism of the GEVO12 power plant of the TE33 diesel locomotive is carried out. The main parameters of the engine operating process that affect the torque are established.

The object of research is the crankshaft of the GEVO12 power plant of the TE33 diesel locomotive.

The subject of research is the forces and moments arising on the crankshaft.

The purpose of the study is to establish the forces and moments that arise on the crankshaft of the GEVO12 power plant of the TE33 diesel locomotive at nominal parameters of the working process.

Based on the results of this bachelor thesis, the following tasks were completed:

- the peculiarities of the occurrence of free and forced vibrations of the shaft line of a power plant are considered;
- the kinematic diagram of the crank mechanism, as well as the dependence of the displacement, speed and acceleration of the piston on the angle of rotation of the crank, is considered.;
- a dynamic calculation of the crank mechanism of the GEVO12 power plant of the TE33 diesel locomotive was performed;
- dependences of specific forces acting on the crankshaft depending on the crank rotation angle were constructed;
- it has been established that the main parameters of the engine operating process that affect the torque are: the filling ratio and the compression ratio.

Key words: diesel locomotive, power plant, crankshaft, force, moment, work process.

References

1. Mytrofanov O. S. Osnovy ekspluatatsii, obsluhovuvannia ta remontu dvyhuniv vnutrishnoho zghoriannia: navch. posib. / O. S. Mytrofanov, A. Yu. Proskurin. – Mykolaiv: vydavets Torubara V.V., 2018. – 152 s.

2. Marchenko A. P. Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia: seriia pidruchnykiv u 6 t. T. 1: Rozrobka konstruktsii forsovanykh dvyhuniv nazemnykh transportnykh mashyn: pidruchnyk / A. P. Marchenko, M. K. Riazantsev, A. F. Shekhovtsov; red.: A. P. Marchenko, A. F. Shekhovtsov. – Kharkiv: Prapor, 2004. – 384 s.

3. Marchenko A. P. Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia: seriia pidruchnykiv u 6 t. T. 2: Dovodka konstruktsii forsovanykh dvyhuniv nazemnykh transportnykh mashyn: pidruchnyk / A. P. Marchenko, M. K. Riazantsev, A. F. Shekhovtsov; red.: A. P. Marchenko, A. F. Shekhovtsov. – Kharkiv: Prapor, 2004. – 288 s.

4. Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia: Seriia pidruchnykiv u 6 tomakh. T. 6. Nadiinist DVZ. / Za redaktsiieiu prof. A.P. Marchenka, zasl. diiacha nauky Ukrainy prof. A.F Shekhovtsova. – Kharkiv: Vydavn. tsentr NTU “KhPI”, 2004.

5. Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia: Metodychni vkazivky do kursovoho proektuvannia. / Ukladachi B.Ie. Bodnar ta inshi. - Dnipropetrovsk: DNUZT, 2010.

6. DSTU HOST 12.0.230:2008 Systema standartiv bezpeky pratsi. Systemy upravlinnia okhoronoiu pratsi. Zahalni vymohy (HOST 12.0.230-2007, IDT).

ЗМІСТ

ПЕРІЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ 9

ВСТУП 10

1 КРУТИЛЬНІ КОЛИВАННЯ ВАЛОПРОВОДІВ ДИЗЕЛІВ 11

1.1 Загальні відомості та поняття про крутильні коливання в ДВЗ 11

1.2 Наведення крутильних схем та їхнє умовне зображення 13

1.2 Форми коливань 15

1.3 Вільні крутильні коливання 16

1.4 Вимушені коливання 18

Висновки до розділу 1 22

2 КІНЕМАТИКА І ДИНАМІКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ 23

2.1 Кінематична схема кривошипно-шатунного механізму 23

2.2 Переміщення, швидкість та прискорення поршня 25

2.3 Динаміка кривошипного-шатунного механізму 27

Висновки до розділу 2 34

3 ВСТАНОВЛЕННЯ ОБЕРТОВОГО МОМЕНТУ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ GEVO ТЕПЛОВОЗА ТЕ33 35

Висновки до розділу 3 37

4 БЕЗПЕКА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ РЕМОНТУ ТА ОБСЛУГОВУВАННЯ РУХОМОГО СКЛАДУ 38

4.1 Джерела небезпеки під час проведення технологічних процесів 38

4.2 Забезпечення безпеки у технологічних процесах 38

Висновки до розділу 4 41

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ 42

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ 43

ПЕРІЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

ДВЗ	Двигун внутрішнього згоряння
ПНВТ	Паливний насос високого тиску
КШМ	Кривошипно-шатунний механізм
Н.М.Т.	Нижня мертва точка
В.М.Т.	Верхня мертва точка

ВСТУП

Шатунно-кривошипний механізм служить для перетворення поступального руху поршня в крутний момент колінчастого валу. Він складається з поршня в зборі з кільцями, поршневого пальця, що з’єднує поршень з шатуном, шатуна та колінчастого валу.

Від розмірів та конструкції колінчастого валу залежить все компонування двигуна, особливо його довжина, та ресурс роботи до капітального ремонту. Схема розташування кривошипів і порядок роботи циліндра повинні забезпечувати рівномірність крутного моменту, найбільшу можливу врівноваженість двигуна і відсутність додаткових напружень від крутних коливань, найкращі умови роботи циліндрів з точки зору газообміну, максимально можливу уніфікацію колінчастих валів для різних модифікацій.

Надійність колінчастого валу залежить від раціонального вибору його розмірів та конструктивних форм, від характеру та рівня напруженого стану, від втомної міцності та збереження вихідного запасу міцності в процесі експлуатації. Деформація колінчастого валу тим менша, що більше діаметри його шийок і що менше відстань між осями корінних підшипників сусідніх циліндрів, також чим більша жорсткість валу. Разом з тим необхідно прагнути зменшення маси валу, але не на шкоду його жорсткості. При визначенні напруженого стану колінчастих валів за можливості необхідно враховувати пружні деформації опор у підвісках блок-картера дизеля.

Отже, враховуючи введення в експлуатацію тепловозів ТЕ33, актуальним є дослідження динаміки кривошипно-шатунного механізму дизеля GEVO12 та визначення впливу параметрів робочого процесу на обертовий момент колінчастого валу.

Об’єктом дослідження в даній роботі є колінчастий вал енергетичної установки GEVO12 тепловоза ТЕ33.

Предметом дослідження являються сили та моменти, що виникають на колінчастому валу.

1 КРУТИЛЬНІ КОЛИВАННЯ ВАЛОПРОВОДІВ ДИЗЕЛІВ

1.1 Загальні відомості та поняття про крутильні коливання в ДВЗ

Валопровід силової установки, що бере участь у обертальному русі, є складною системою. У цю систему входять колінчастий вал так і з'єднані з ним деталі, такі як привідні шестерні розподільних кулачкових валів механізму газорозподілу і приводу ПНВТ, фланець відбору потужності, якір (або ротор) електричного генератора, пластинчаста з'єднувальна муфта, деталі кривошипно-шатунного механізму (пальці, шатунні вкладиші, шатунні кріпильні болти та ін.), вали, агрегати допоміжних систем (водяний і масляний насоси, привідні повітронагнітачі, гальмівний компресор) та їх передачі (з'єднувальні муфти) [1].

Якщо кривошипно-шатунний механізм кожного циліндра двигуна та інші вузли й деталі, що обертаються, як-от якір (ротор) електричного генератора, з'єднувальні муфти, шестерні тощо, подати як зосереджені маси - абсолютно жорсткі диски, з'єднані між собою пружними ділянками валу, умовно позбавленими маси, то подібний валопровід можна розглядати як розрахункову схему валопроводу.

Обертові маси розрахункової схеми характеризуються моментами інерції відносно осі обертання валу, а пружні ділянки валу - жорсткістю на кручення.

У процесі роботи двигуна на валопровід діють зовнішні моменти, що періодично змінюються. Це призводить до періодичної зміни миттєвої кутової швидкості валопроводу. Прискоренню обертання валопроводу сприяє зростання тиску в циліндрі під час робочого ходу поршня чергового за порядком роботи циліндра, а сповільненню обертання - зменшення тиску в циліндрі та наявність моментів опору, тобто моментів навантаження і механічних втрат (тертя, опору допоміжних агрегатів дизеля, насосних і вентиляційних втрат) [2–3].

Така періодична зміна кутової швидкості обертання колінчастого валу в сталому режимі роботи дизеля називається нерівномірністю обертання (нерівномірністю ходу) валу (валопроводу) дизеля.

Реальний колінчастий вал і з'єднані з ним вузли та деталі (складові

елементи валопроводу) є пружними тілами. Під дією змінного зовнішнього крутного моменту вузли і деталі на валу здійснюють коливальні рухи, а ділянки колінчастого валу (корінні шийки) між ними закручуються, але завдяки силам пружності матеріалу, з якого виготовлено вал, і припиненню дії зовнішнього моменту розкручуються. У цьому випадку елементи валопроводу двигуна здійснюють так звані крутильні коливання. При цьому вся система перебуває в обертанні.

Причиною виникнення та умовою існування таких коливань є наявність змінних зовнішніх моментів, що періодично впливають на елементи валопроводу, тому ці коливання називаються вимушеними.

За звичайних режимів роботи двигуна відносні кутові зміщення перерізів валопроводу в процесі коливань (амплітуди крутильних коливань) невеликі (здебільшого не перевищують кількох десятих часток градуса) і не чинять практично жодного впливу на робочий процес у циліндрах двигуна та його основні показники (потужність, момент на валу, питома витрата палива і т. д.).

З курсів фізики й теоретичної механіки відомо, що амплітуда вимушених коливань у будь-якій коливальній системі може багаторазово збільшуватися за умови збігу їхньої частоти (частоти зміни зовнішньої сили або, в системах крутильних коливань, зовнішнього моменту) із частотою власних коливань системи. Такі коливання називаються резонансними. Багаторазове збільшення амплітуди коливань окремих елементів валопроводу під час резонансних коливань призводить до відповідного збільшення кутів закручування з’єднуючих їх ділянок валопроводу, що легко може призвести до його руйнування під дією механічних напружень. Найчастіше такій небезпеці піддається колінчастий вал двигуна.

Тому під час проєктування двигуна конструктивні параметри валопроводу мають обирати таким чином, щоб повністю унеможливити виникнення його резонансних коливань за всіх експлуатаційних режимів двигуна.

З цією метою одним з етапів проєктування двигуна є обов’язковий розрахунок його валопроводу на крутильні коливання. Основні цілі цього

розрахунку:

– приведення системи реального валопроводу до розрахункової схеми; розрахунок частот і форм вільних коливань;

– визначення збурювальних моментів і моментів сил опору;

– визначення резонансних амплітуд коливань мас і напружень, що виникають у валопроводах, що дасть змогу встановити небезпечні режими роботи ДВЗ.

Результати розрахунків можуть перевірятися натурними випробуваннями на реальних двигунах.

1.2 Наведення крутильних схем та їхнє умовне зображення

Колінчастий вал дизеля та інші пов'язані з ним маси характеризуються двома величинами – моментом інерції та крутильною жорсткістю або зворотною величиною – податливістю. Податливістю ділянки називається відношення кута закручування цієї ділянки в радіанах до величини скручувального моменту і позначається *e* з індексами, що вказують на номери мас, які обмежують цю ділянку.

У реальному валопроводі ці параметри розподілені по його довжині, тобто кожна ділянка валопроводу має як момент інерції, так і податливість. Співвідношення цих параметрів для кожної ділянки у різних деталей різне. Наприклад: у корінної шийки валу момент інерції невеликий, але велика податливість, а у зубчастого колеса навпаки – великий момент інерції, але невелика податливість.

З метою спрощення розрахунку реальний валопровід (рис. 1, *а*) замінюю розрахунковою (наведеною) крутильною схемою (рис. 1, *в*). Процес заміщення називається приведенням системи.

Розрахункова схема колінчастого валу складається з абсолютно жорстких ($e = 0$) мас – кривошипів і фланця відбору потужності (на схемі їх уявляють у вигляді куль або дисків), які мають моменти інерції ($J > 0$), і пружних ділянок (зв'язків), позбавлених маси (у цьому разі $J = 0$), але володіють відмінною від

нуля піддатливістю ($e > 0$).

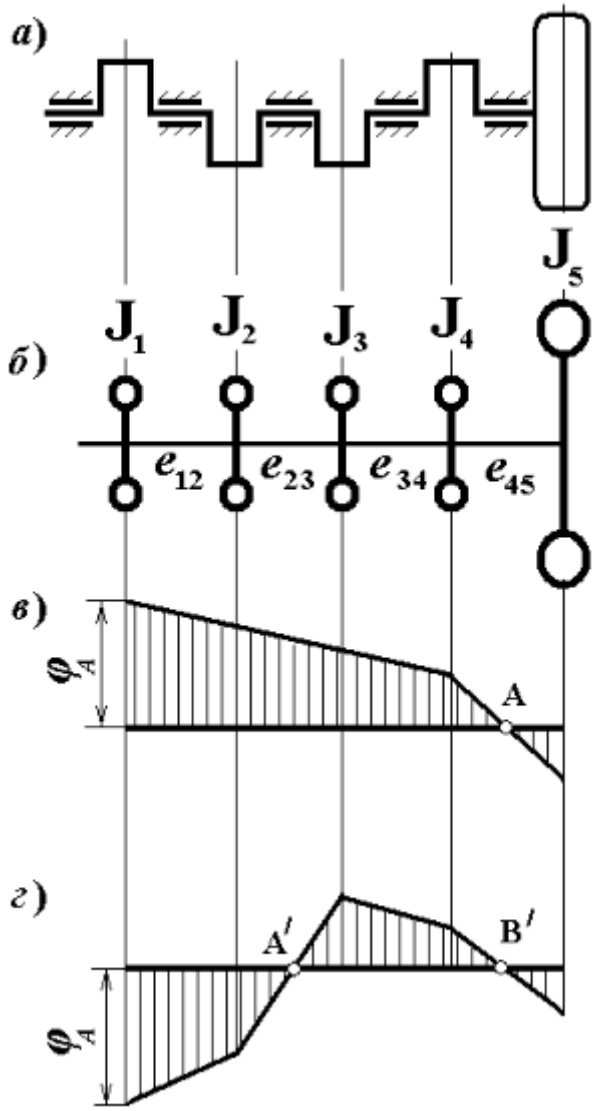

Рисунок 1 – Схема колінчастого валу 4-циліндрового двигуна (*а*), його наведена схема (*б*) і діаграми кутових амплітуд (*в*, *г*) мас, що коливаються

Щоб нова (розрахункова) система володіла тими самими динамічними характеристиками, що й реальний вал, кожна її зосереджена маса повинна мати момент інерції, що дорівнює моменту інерції дійсної маси, і розміщуватися в її центрі тяжіння. Виділені еквівалентні маси з’єднуються прямими стрижнями, які не володіють масою, але мають таку саму жорсткість (податливість), як і ділянка реального валу між перетинами, в яких ці маси зосереджені.

Крутильні схеми валопроводів реальних силових установок тепловозів можуть бути досить складними як за формою, так і за змістом (наприклад:

валопровід дизеля і гідропередачі).

1.2 Форми коливань

У теорії коливань діаграма розподілу кутових амплітуд по довжині валопроводу (рис. 1, *в*, *г*) називається формою коливань.

Ці діаграми дають змогу визначити кількість і розташування вузлів коливань нерухомих перерізів, де амплітуда кутових коливань (φ_A) дорівнює нулю. На рис. 1, *в*, *г* вузлами коливань є точки A, A' і B'. Особливість і важливість визначення вузлів коливань: незважаючи на те, що амплітуда кутових коливань у цих точках дорівнює нулю, матеріал валопроводу в цьому місці піддається знакозмінному механічному навантаженню, тобто ділянка валопроводу закручується в різні боки. І при досягненні межі міцності матеріалу валопровід буде зруйновано саме в цьому місці. За формою коливання крутильної системи можуть бути одно-, дво-, тривузловими.

Для одномасової системи ця форма є трикутною (рис. 2).

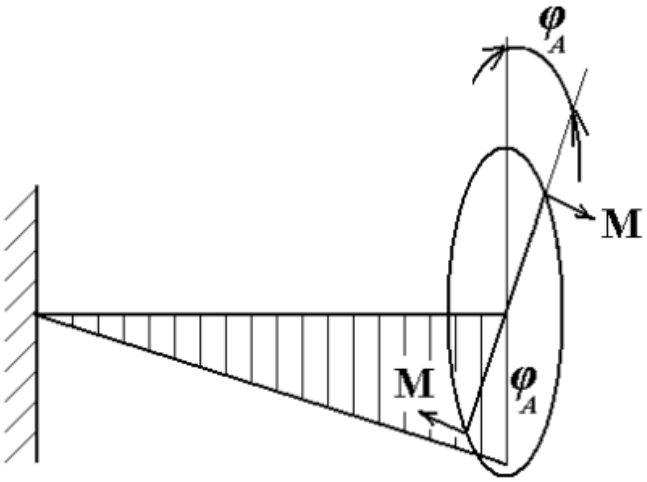

Рисунок 2 – Епюра розподілу кутових амплітуд коливань по довжині стрижня одномасової системи коливань

У двомасовій системі, коли дві маси рухаються в протилежних напрямках, форма амплітуд крутильних коливань (φ_A) має вигляд, наведений на рис. 3.

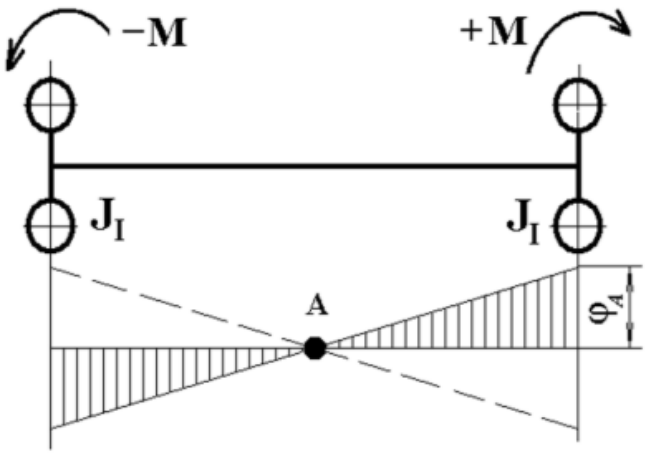

Рисунок 3 – Одновузлова форма крутильних коливань двомасової системи

За епюрою кутових амплітуд коливань стрижня можна визначити, що в стрижні є тільки один вузол коливань – точка *A*.

1.3 Вільні крутильні коливання

Валопроводи дизельних двигунів та інших силових агрегатів тепловозів, схильні до двох видів крутильних коливань:

– вільних крутильних коливань;

– вимушених крутильних коливанням.

Дамо визначення і розглянемо властивості вільних крутильних коливань різних динамічних систем, що включають в себе валопроводи багатоциліндрових тепловозних дизелів.

Вільними крутильними коливаннями системи називаються коливання, що відбуваються тільки під дією моментів сил пружності матеріалу ділянок валів цієї системи, які деформуються, без застосування зовнішніх моментів.

Як приклад розглянемо найпростішу одномасову крутильну систему, що складається з пружного стрижня і жорстко насадженого на одному його кінці масивного диска (рис. 4). Інший кінець стрижня має жорстке закріплення.

Прикладемо до диска зовнішній крутний момент $M_к$ і закрутимо пружний стрижень (стрижень досить довгий і невеликого діаметру) поворотом маховика на деякий кут φ_A, а потім відпустимо диск. Під дією сил пружності матеріалу

стрижня і сил інерції маховик починає здійснювати коливання, які називаються вільними.

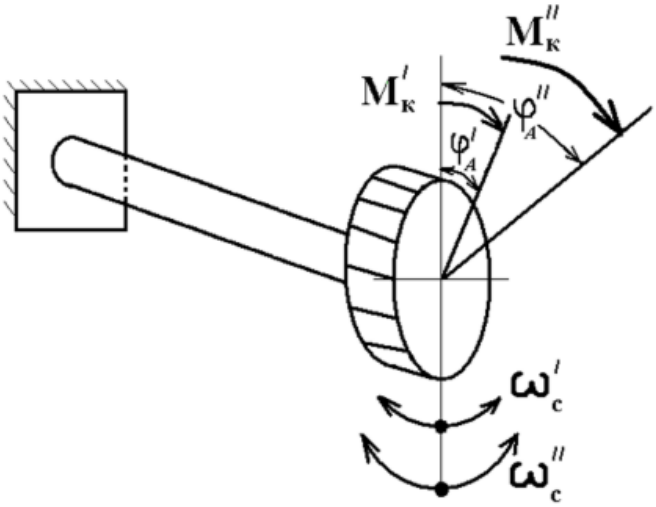

Рисунок 4 – Одномасова крутильна система пружний стрижень - маховик

Відхилення маховика від положення рівноваги до одного з крайніх положень називається амплітудою коливань (φ_A, рад). Епюра розподілу кутових амплітуд коливань уздовж стрижня (по довжині валу) має трикутний вигляд. При цьому всі маси системи (в даному випадку - єдина) здійснюють коливання з однаковою частотою (ω_c). Такі вільні коливання системи називаються власними коливаннями, їхня форма формою власних коливань, а частота, з якою вони відбуваються, – частотою власних коливань.

Кожній формі власних коливань відповідає певна частота власних коливань, яка називається власною частотою вільних коливань системи.

Очевидно, що одномасова система, крутильну схему якої представлено на рисунках 4, має єдину власну форму вільних коливань і відповідну їй єдину власну частоту вільних коливань (ω_c).

Таким чином, зміна амплітуди (φ_A) не змінює частоти коливань (ω), тобто власна частота коливань від амплітуди не залежить. З плином часу амплітуда коливань зменшується внаслідок наявності внутрішніх сил тертя в пружині та опору повітря, а частота коливань залишається постійною. На рис. 5 показано графіки амплітуд і частот власних коливань дослідної одномасової

крутильної системи пружний стрижень – маховик.

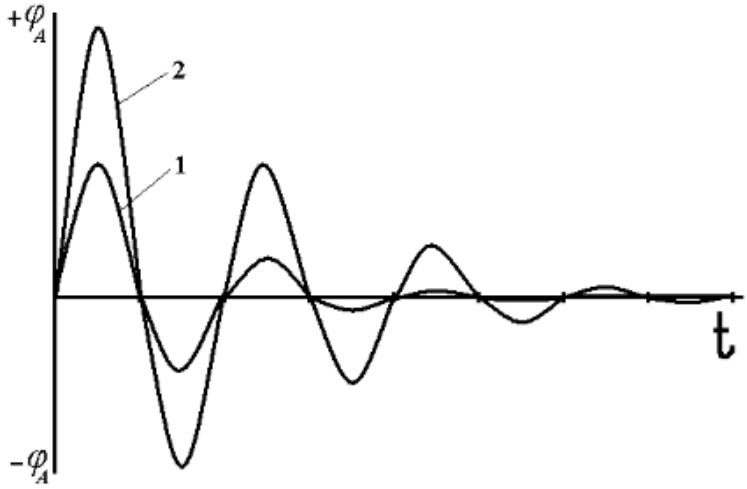

Рисунок 5 – Зміна амплітуди коливання (φ_A) диска в одномасовій крутильній системі пружний стрижень – диск: 1 – після прикладання обертового моменту $M'_к$; 2 – після прикладання обертового моменту $M''_к$

На відміну від розглянутих раніше простих схем (таких як пружний стрижень – маховик) валопровід тепловозного дизеля має не одну, а кілька частот власних коливань, тому що до кожної шатунної шийки колінчастого валу приєднано шатун і поршень, а до фланців відбору потужності – якір тягового генератора та інші пристрої й агрегати тепловоза, які обертаються разом із ним. На практиці значення частот власних коливань для багатомасових систем обчислюють у результаті розв’язання системи диференціальних рівнянь, кожне з яких описує рух однієї маси.

1.4 Вимушені коливання

Вимушені коливання виникають у пружній системі під впливом моментів зовнішніх сил, що періодично прикладаються і змінюються, – збурювальних моментів

Для поршневих двигунів внутрішнього згоряння зовнішніми силами, що виводять систему валопроводу з положення рівноваги під час робочого циклу, є сили тиску робочих газів, що діють на днище поршня в циліндрі, та сили інерції кривошипно-шатунного механізму. Оскільки сила тиску газів у циліндрі та сила

інерції, що діє на деталі кривошипно-шатунного механізму, є силами періодичними, то створювані ними сумарна сила ($P_{\Sigma i}$) та обертовий момент ($M_{\Sigma i}$), які діють на шатунну шийку циліндра, також є періодичними функціями як кута повороту колінчастого валу, так і часу. Характер зміни сумарної сили $P_{\Sigma i}$, і обертального моменту $M_{\Sigma i}$ – на колінчастому валу від одного циліндра представлено на рис. 6.

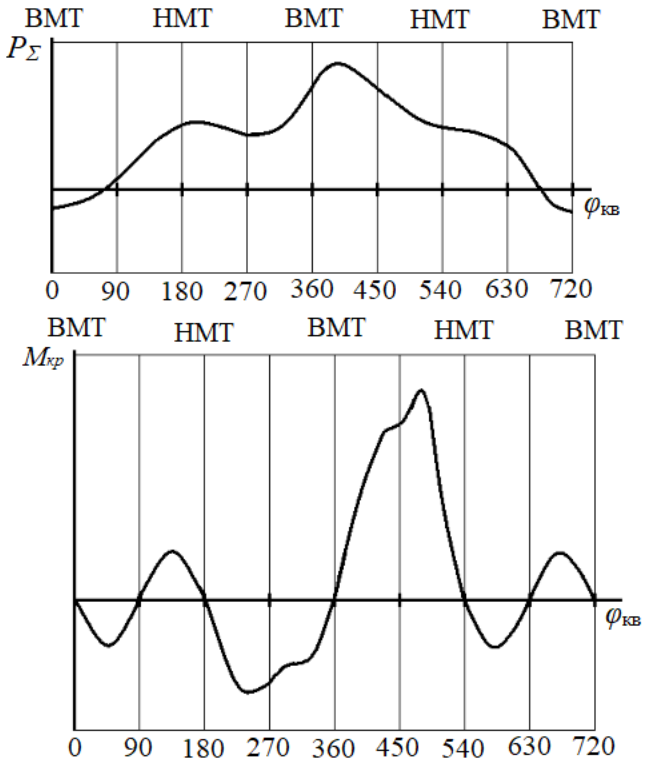

Рисунок 6 – Сумарна сила ($P_{\Sigma i}$) і обертовий момент ($M_{\Sigma i}$), що діють на *i*-ту шатунну шийку колінчастого валу 4-тактного дизеля

Оскільки тепловозний дизель є багатоциліндровою поршневою машиною, сумарний обертовий момент $M_{об}$, що діє на колінчастий вал двигуна, є векторною сумою моментів, що діють на кожну шийку колінчастого валу.

Як сума періодичних функцій, сумарний обертовий момент, що залежить від тактності (τ), від числа циліндрів дизеля (Z), від частоти обертання колінчастого валу (n), також являє собою періодичну функцію від кута повороту колінчастого вале (із періодом, $\frac{\pi \cdot \tau}{Z}$) і від часу (із періодом, $\frac{\pi \cdot \tau}{Z \cdot n}$, с).

Наприклад, залежність обертового моменту ($M_{об}$) на фланці відбору потужності від кута повороту колінчастого валу для шестициліндрового чотиритактного дизеля представлено на рис. 7.

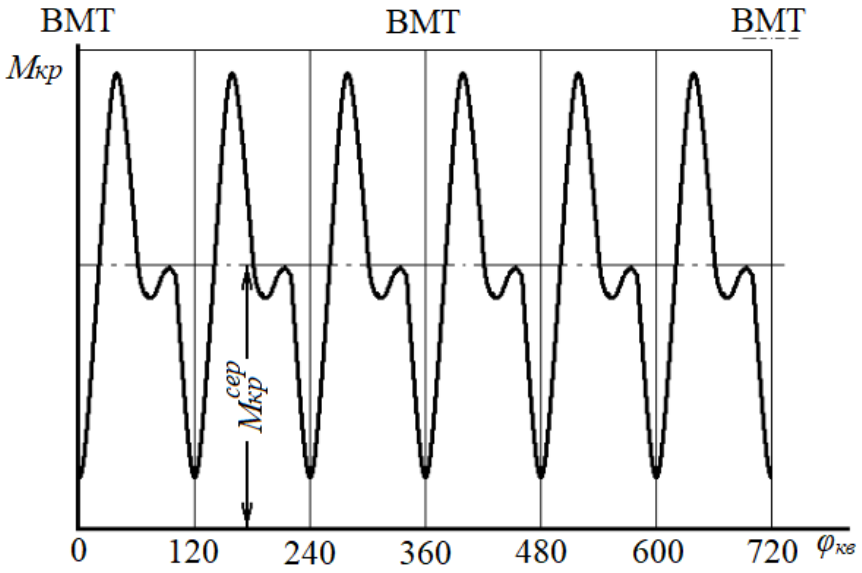

Рисунок 7 – Залежність обертового моменту на фланці відбору потужності від кута повороту колінчастого валу для 6-циліндрового 4-тактного дизеля

Форма кривої $M_{об} = f(t)$, наведена на рис. 6 і 7, досить складна. Аналітичний вираз, що описує таку криву, можна отримати, застосовуючи гармонійний аналіз, тобто представити її у вигляді ряду Фур'є із сумою нескінченної кількості гармонійних складових:

$$M_{об} = M_{об}^{сер} + \sum_{k=1}^{\infty} M_k \sin\left(k \cdot W \cdot t + \gamma_k\right), \tag{1.1}$$

де $M_{об}^{сер}$ – середній обертовий момент, Н·м;

M_k – амплітудне значення k-ї гармонійної складової;

k – порядок гармоніки ряду Фур'є;

n – кутова швидкість обертання колінчастого валу, $с^{-1}$;

γ_k – зсув фази k-ї гармонійної складової

Таким чином, можна вважати, що на колінчастий вал багатоциліндрового

поршневого двигуна діє не один обертовий момент (див. рис. 7), а нескінченна кількість гармонійних моментів:

$$M_k \cdot \sin\left(k \cdot W \cdot t + \gamma_k\right), \tag{1.2}$$

Із графіків, представлених на рис. 8, очевидно, що частота $k \cdot W$ кожного з цих моментів залежить як від порядку гармоніки *k*, так і від частоти обертання колінчастого валу *n*.

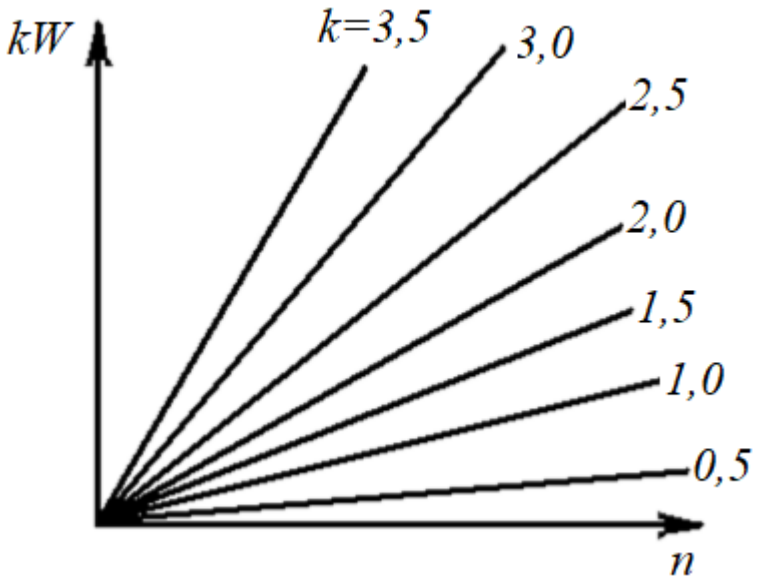

Рисунок 8 – Залежність частот гармонійних складових обертового моменту від порядку гармоніки *k* і частоти обертання колінчастого валу

У реальних розрахунках немає необхідності враховувати нескінченне число гармонік, що становлять момент збурення, оскільки амплітуда M_k зменшується зі збільшенням порядку гармоніки *k*. На практиці зазвичай обмежуються першими 10-12 складовими, оскільки внутрішні сили опору реальних систем валопроводів значно перевищують амплітуди складових збурювального моменту більш високих гармонік.

Подібно до простої системи пружний стрижень – маховик, валопровід багатоциліндрового двигуна, який працює, під дією збурювальних зовнішніх сумарних сил і моментів сил також буде здійснювати вимушені коливання.

Так само як у простій динамічній системі пружний стрижень – маховик, величина кутової амплітуди коливань валопроводу багатоциліндрового двигуна залежить від величини суми збурювальних моментів, що створюються сумарними силами P_{Σ}, які діють на кожен поршень робочих циліндрів двигуна.

Висновки до розділу 1

1. розглянуто особливості виникнення вільних та вимушених коливань валопровода енергетичної установки;

2. підкреслено необхідність встановлення моментів і сил на колінчастому валу дизеля, як основу безпечних режимів роботи енергетичної установки.

2 КІНЕМАТИКА І ДИНАМІКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ

2.1 Кінематична схема кривошипно-шатунного механізму

Кривошипно-шатунний механізм слугує для перетворення поступального руху поршня в обертальний рух колінчастого валу. Необхідність перетворення поступального руху на обертовий пояснюється тим, що обертальний рух простіше передавати на привідні машини. Існують, однак, поршневі двигуни без кривошипно-шатунного механізму. До таких двигунів належать дизель-компресори і генератори газу з поршнями, що вільно рухаються.

Нині переважна більшість двигунів внутрішнього згоряння має кривошипно-шатунний механізм. Кінематична схема нормального кривошипно-шатунного механізму показана на рис. 9. Прийнято такі позначення: r – радіус кривошипа, l – довжина шатуна, α – кут повороту кривошипа починаючи від в.м.т., β – кут відхилення шатуна від осі циліндра, що проходить через вісь колінчастого валу. На рис. 9, *б* показано кінематичну схему дезаксіального кривошипно-шатунного механізму, у якого вісь циліндра не проходить через вісь валу. Такий кривошипно-шатунний механізм застосовується в деяких двигунах з метою зменшення бокових зусиль, що передаються поршнем на стінки циліндра. Оскільки дезаксіальний механізм застосовується порівняно рідко, кінематика його надалі не розглядається.

У багаторядних двигунів застосовують зчленовані шатуни. Кінематичну схему зчленованих шатунів представлено на рис. 9, *в*. Кінематика руху поршня, пов’язаного з причіпним шатуном, дещо відрізняється від кінематики руху поршня головного шатуна. Однак як перше наближення для спрощення розрахунків можна вважати, що рух поршня причіпного шатуна відбувається за тим самим законом, що і рух поршня головного шатуна.

У кривошипно-шатунному механізмі одним з основних параметрів, що визначає взаємозв’язок між кутом повороту кривошипа і переміщенням поршня, є відношення радіуса кривошипа r до довжини шатуна l, тобто:

$$\lambda = \frac{r}{l}. \tag{2.1}$$

Що довший шатун, тобто чим менша величина λ, то менші бокові зусилля, що передаються поршнем на стінки циліндра [4]. Водночас при збільшенні довжини шатуна зростає маса рухомих частин і габаритні розміри двигуна. Тому практично величина λ змінюється у вузьких межах, тобто $\lambda = \frac{1}{3,3} ... \frac{1}{4,5}$.

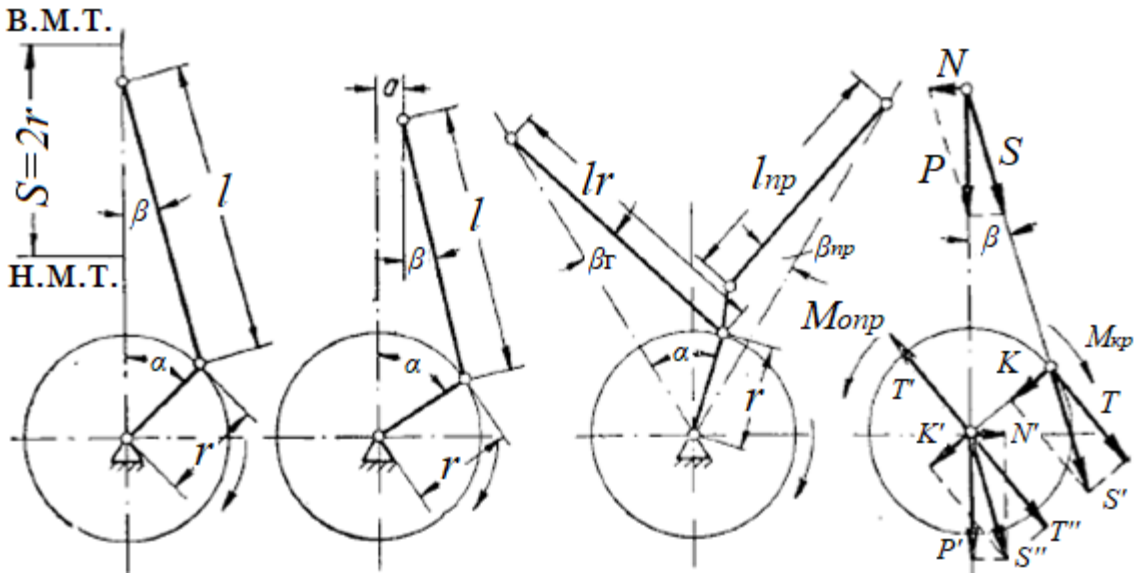

Рисунок 9 – Кінематична схема кривошипно-шатунних механізмів різних типів і схема передавання зусиль від поршня до колінчастого валу:
а – нормальний КШМ; *б* – дезаксіальний КШМ; *в* – зчленовані шатуни *V*-подібного двигуна; *г* – схема передавання зусиль від поршня до колінчастого валу в нормальному КШМ

При шатуні нескінченної довжини $\lambda = \infty$ залежність між кутом повороту кривошипа α і переміщенням поршня x виражається формулою:

$$x = r(1 - \cos\alpha). \tag{2.2}$$

де r – радіус кривошипа, м;

2.2 Переміщення, швидкість та прискорення поршня

Залежність переміщення поршня x від кута повороту кривошипа α у кривошипно-шатунного механізму з кінцевою довжиною шатуна виражається формулою:

$$x = r\left[\left(1-\cos\alpha\right)+\frac{\lambda}{4}\left(1-\cos 2\alpha\right)\right]. \qquad (2.3)$$

Як видно з порівняння формул (2.2) та (2.3), вплив довжини шатуна визначається другим членом у квадратних дужках у рівнянні (2.3).

Криві, що виражають переміщення поршня для різних значень λ показані на рис. 10.

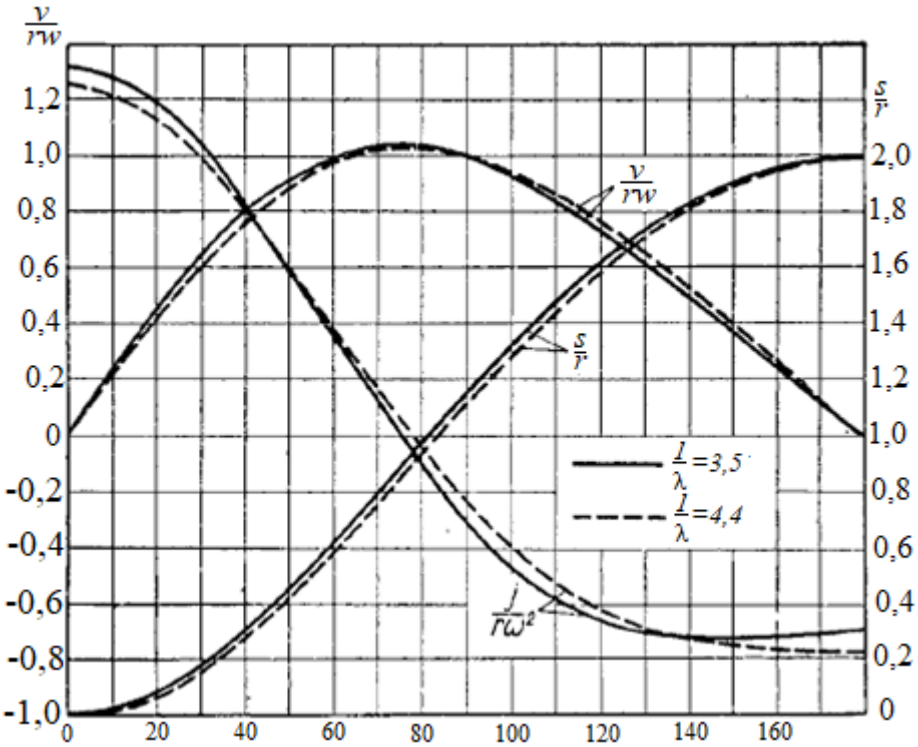

Рисунок 10 – Зміна переміщення, швидкості та прискорення поршня залежно від кута повороту кривошипу

Залежність швидкості поршня υ від кута повороту кривошипа визначається виразом:

$$\upsilon = r\omega\left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha\right). \qquad (2.4)$$

Величина ω виражає кутову швидкість обертання колінчастого валу в радіанах на секунду, яка пропорційна числу оборотів на хвилину, тобто:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}. \qquad (2.5)$$

Криві, що виражають зміну швидкості поршня в залежності від кута повороту кривошипа для різних значень λ показані на рис. 10.

Прискорення поршня енергетичної установки j визначають за формулою:

$$j = r\omega^2\left(\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha\right). \qquad (2.5)$$

Криві, що виражають залежність прискорення j від кута повороту кривошипа α, показані на рис. 10.

На рис. 11 показані криві, що виражають залежність тригонометричних функцій $\cos\alpha$, $\lambda\cos 2\alpha$ і $\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha$ від кута α при $\lambda = \frac{1}{4}$.

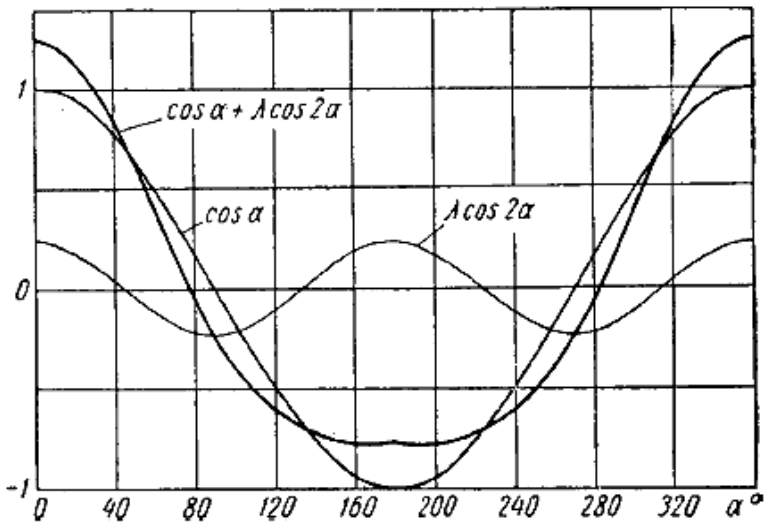

Рисунок 11 – Залежність $\cos\alpha$, $\lambda\cos 2\alpha$ і $\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha$ від кута α при $\lambda = \frac{1}{4}$

Крива $\cos\alpha$ характеризує залежність величини прискорення від кута повороту кривошипа для кривошипно-шатунного механізму з шатуном нескінченної довжини $l = \infty$. Крива $\lambda\cos 2\alpha$ характеризує вплив кінцевої довжини шатуна. Перша крива являє собою функцію першого порядку, що змінює знак (пересікає вісь абсцис) один раз за половину періоду ($\alpha = \pi$). Друга крива ($\lambda\cos 2\alpha$) – це функція другого порядку, яка двічі змінює знак за половину періоду. Складаючи прискорення першого та другого порядків, знаходимо сумарну величину прискорення під час руху поршня. Як видно з кривих на рис. 10, прискорення буде мати максимальну величину у в.м.т. при русі поршня як в одну, так і в іншу сторону.

2.3 Динаміка кривошипного-шатунного механізму

На деталі кривошипно-шатунного механізму діють сили від тиску газів, сили інерції, сили тертя та сили реакції від привідного механізму.

Загальна схема передачі зусиль від поршня колінчастому валу була показана на рис. 9.

Прикладена до поршня і спрямована по осі циліндра сила *P* може бути розкладена на спрямовану по осі шатуна силу *S*:

$$S = P \cdot \frac{1}{\cos\beta}. \tag{2.6}$$

і на перпендикулярну до осі циліндра силу *N*:

$$N = P \cdot \mathrm{tg}\beta. \tag{2.7}$$

Силу *S* можна перенести вздовж осі шатуна і, замінивши силою S' розкласти на радіальну силу *K*, спрямовану по радіусу кривошипа, і на тангенціальну силу *T*, що стосується кола, описаного радіусом кривошипа:

$$K = S' \cdot \cos(\alpha + \beta) = P \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (2.8)$$

$$T = S' \cdot \sin(\alpha + \beta) = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (2.9)$$

Силу K переносимо вздовж радіуса кривошипа до центру валу і замінюємо силою K'. Одночасно до центру валу докладемо рівні та спрямовані в протилежні сторони сили T' і T, паралельні силі T. Сили T' і T утворюють пару сил з плечем r, що обертає колінчастий вал.

Сили T'' і K' складаються і утворюють силу S'', прикладену до осі колінчастого валу. Сила S'' може бути розкладена на силу P', спрямовану по осі циліндра і рівну силі P, і силу N', перпендикулярну до сили P' і рівну силі N але спрямовану в протилежний бік. Сили N і N' утворюють пару, що перекидає двигун у бік, зворотну напрямку обертання.

Сила P' прижимає колінчастий вал до підшипника. Пара сил T і T' створює крутний момент:

$$M_{кр} = T \cdot r. \quad (2.10)$$

Сили N і N' створюють перекидальний момент:

$$M_{пер} = -M_{кр}. \quad (2.11)$$

Сили інерції частин, що рухаються, рівні добутку маси на прискорення зі зворотним знаком:

$$P_j = -mj. \quad (2.12)$$

При визначенні сил інерції замінюють дійсні маси двигуна уявними умовними масами, зосередженими в певних точках. Сили інерції умовних або наведених мас повинні дорівнювати силам інерції дійсних рухомих деталей.

Деталі кривошипно-шатунного механізму можуть бути розбиті на три групи:

1. Деталі, що здійснюють зворотно-поступальний рух вздовж осі циліндра. До них відносяться поршні, поршневі кільця, поршневі пальці, штоки, крейцкопфи. Маса цих деталей $m_{п}$ вважається зосередженою на осі поршневого пальця.

2. Частини колінчастого валу, що здійснюють обертальний рух. Маси деталей колінчастого валу замінюються масою $m_{к}$ зосередженої на осі шатунної шийки на відстані r від осі обертання.

3. Маси шатуна і його деталей, що здійснюють плоскопаралельний рух, можуть бути замінені масою $m_{ш.п.}$, зосередженою на осі поршневого пальця, що здійснює поступальний рух, і масою $m_{ш.к.}$, яка зосереджена на осі шатунної шийки і здійснює обертовий рух.

Приведення (заміна) мас проводиться у такий спосіб. Наведена маса шатунної шийки $m_{ш.ш.}$ визначається формулою:

$$m_{ш.ш.} = \frac{G_{ш.ш.}}{g} \cdot \frac{\rho_{ш.ш.}}{r}. \qquad (2.13)$$

де $G_{ш.ш.}$ – вага шатунної шийки, кг;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2;

$\rho_{ш.ш.}$ – відстань від осі обертання валу до центру шатунної шийки, м;

r – радіус кривошипа, м.

Таким же методом роблять приведення маси щоки до осі кривошипа колінчастого валу:

$$m_{щ.} = \frac{G_{щ.}}{g} \cdot \frac{\rho_{щ.}}{r}. \qquad (2.14)$$

Наведена маса всього кривошипу дорівнює:

$$m_{к} = m_{ш.ш.} + 2m_{щ.}. \qquad (2.15)$$

Приведення маси шатуна $\frac{G_{ш}}{g}$ зводиться до поділу її на дві маси: приведену до осі поршневого пальця $m_{ш.п.}$ і до радіусу кривошипа $m_{ш.к.}$.

Наближено можна прийняти

$$m_{ш.п.} = (0,2 \div 0,3)\frac{G_{ш}}{g}. \qquad (2.16)$$

$$m_{ш.к.} = (0,7 \div 0,8)\frac{G_{ш}}{g}. \qquad (2.17)$$

В результаті приведення мас весь кривошипно-шатунний механізм для визначення сил інерції можна замінити масою m_j, яка зосереджена на осі поршневого пальця і здійснює зворотно-поступальний рух, і масою, що обертається m_r зосередженою на відстані *r* від осі обертання колінчастого валу.

Сила інерції зворотно-поступально рухомих P_j дорівнює:

$$P_j = -m_i j = -m_i \cdot r \cdot \omega^2 (\cos\alpha + \lambda 2\alpha). \qquad (2.18)$$

Напрямок дії сили P_j є протилежним напрямку прискорення поршня.

Отже, у в.м.т. сила P_j має від'ємний знак і спрямована вгору, а у н.м.т. сила P_j має додатній знак і спрямована вниз.

Робота, що здійснюється крутним моментом від сил інерції P_j за повний цикл, тобто за один оборот колінчастого валу, дорівнює нулю.

Складання сил від тиску газів в циліндрі, що діють на поршень, і сил інерції зворотно-поступально рухомих мас дає сумарну силу P_Σ, прикладену до поршня:

$$P_\Sigma = P_г + P_j. \tag{2.19}$$

Величина сумарної сили P_Σ для різних моментів циклу може бути знайдена в такий спосіб.

Для кожного кута повороту кривошипу α відповідно до прийнятої величини λ знаходять переміщення поршня *x*. За переміщенням поршня на розрахунковій індикаторній діаграмі знаходять силу $P_г$ (рис. 12) і будують розгорнуту індикаторну діаграму по куту повороту кривошипа.

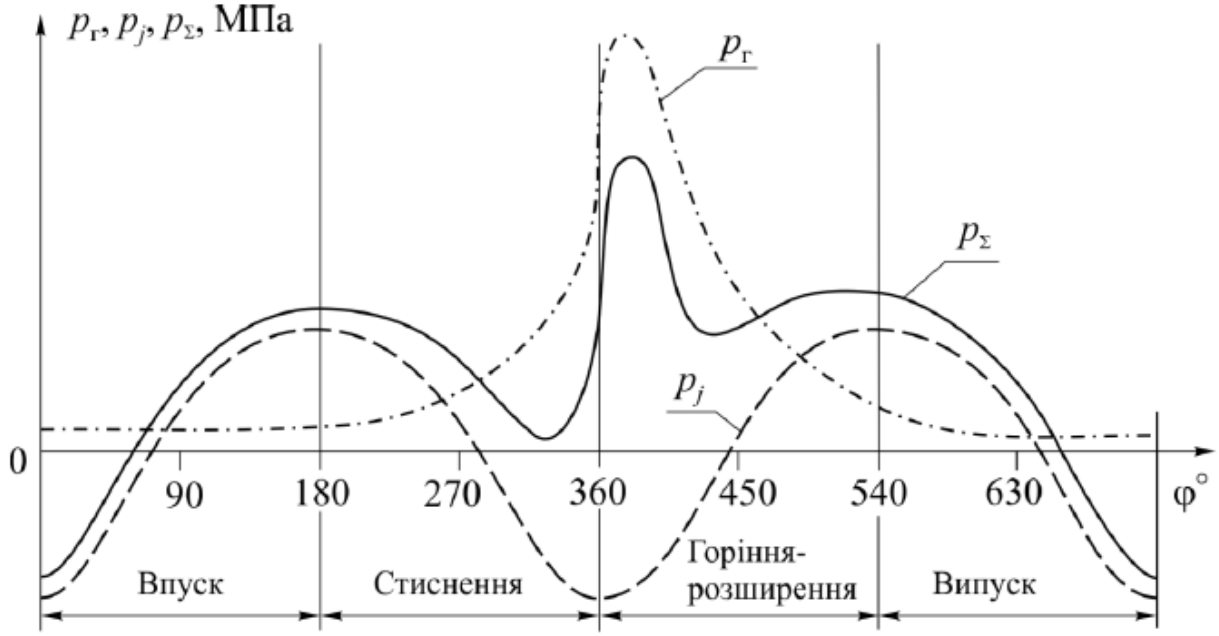

Рисунок 12 – Зміна сил тиску газів та сил інерції, що діють на поршень, залежно від кута повороту кривошипу, віднесених до одиниці площі поршня

Потім знаходять маси, прикладені до осі поршневого пальця та визначають сили інерції для тих же кутів повороту кривошипа, для яких підраховувалися

сили тиску газів $P_г$. Складаючи сили $P_г$ і P_j знаходять сумарну величину P_Σ, а також підраховують такі сумарні сили:

$$N_\Sigma = P_\Sigma \cdot tg\beta . \tag{2.20}$$

$$K_\Sigma = P_\Sigma \cdot \frac{1}{\cos\beta} . \tag{2.21}$$

$$Z_\Sigma = P_\Sigma \cdot \frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta} . \tag{2.22}$$

$$T_\Sigma = P_\Sigma \cdot \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta} . \tag{2.23}$$

Добуток тангенціальної сили T_Σ на радіус кривошипу дорівнює крутному моменту колінчастого валу:

$$M_{дв} = T_\Sigma r . \tag{2.24}$$

Так як r – величина постійна, крива зміни сили T_Σ в певному масштабі є і кривою зміни крутного моменту $M_{дв}$. Провівши середню величину $M_{дв\ сер.}$, знаходимо величину надлишкової роботи від’ємної і додатної.

У багатоциліндрових двигунів складають алгебраїчно для кожного кута повороту кривошипа крутні моменти всіх циліндрів і отримують сумарний крутний момент $M_{дв}$ (рис. 14), а потім визначають середню величину $M_{дв\ сер.}$.

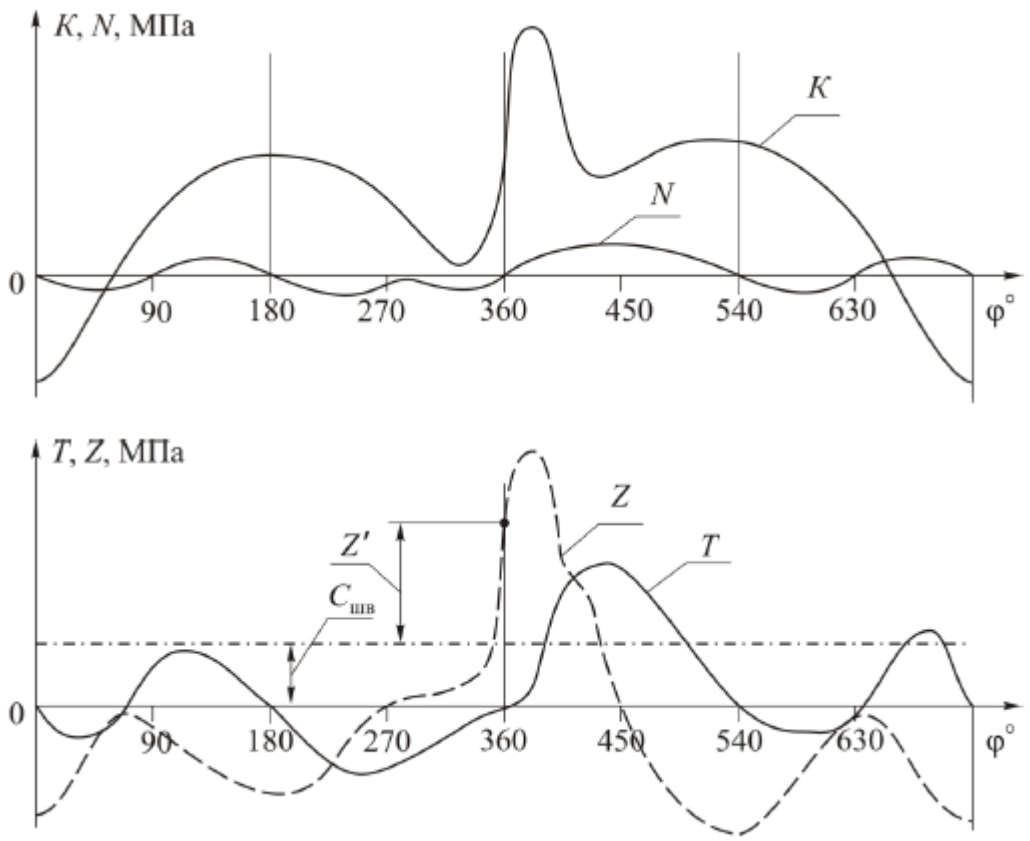

Рисунок 13 – Характер зміни сил N_Σ, K_Σ, Z_Σ, T_Σ в залежності від кута повороту кривошипа α

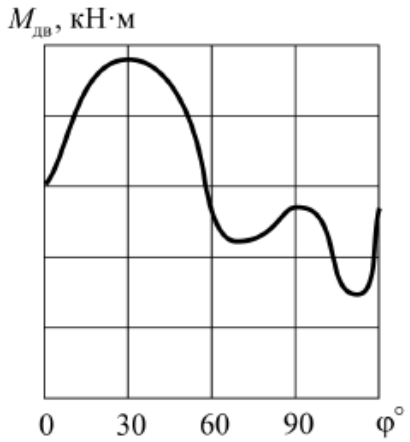

Рисунок 14 – Характер зміни сумарного обертового моменту на колінчастому валу

Слід відзначити, що внаслідок того, що у поршневих двигунів внутрішнього згоряння перетворення теплоти в корисну механічну роботу відбувається не безперервно, а послідовними циклами, колінчастий вал обертається нерівномірно.

Висновки до розділу 2

1. розглянуто кінематичну схему кривошипно-шатунного механізму, а також залежності переміщення, швидкості та прискорення поршня від кута повороту кривошипу;

2. показано характер зміни сил тиску газів та сил інерції, що діють на поршень, залежно від кута повороту кривошипу.

3 ВСТАНОВЛЕННЯ ОБЕРТОВОГО МОМЕНТУ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ GEVO ТЕПЛОВОЗА ТЕ33

Динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму енергетичної установки GEVO12 тепловоза ТЕ33 виконано на основі методичного матеріалу [5], який використовується в навчальному процесі при вивчення дисципліни «Енергетичні установки рейкового транспорту».

На основі проведених розрахунків, отримано характер зміни сил N, S, K, T і крутного моменту $M_{кр}$ в залежності від кута повороту кривошипа α (рис. 3.1–3.4).

Вихідні дані математичної моделі:

– марка енергетичної установки – GEVO12;

– тактність енергетичної установки – 4;

– розташування циліндрів – V-подібне;

– кількість циліндрів – 12;

– діаметр циліндра – 250 мм;

– хід поршня – 320 мм

– степінь стиснення – 17

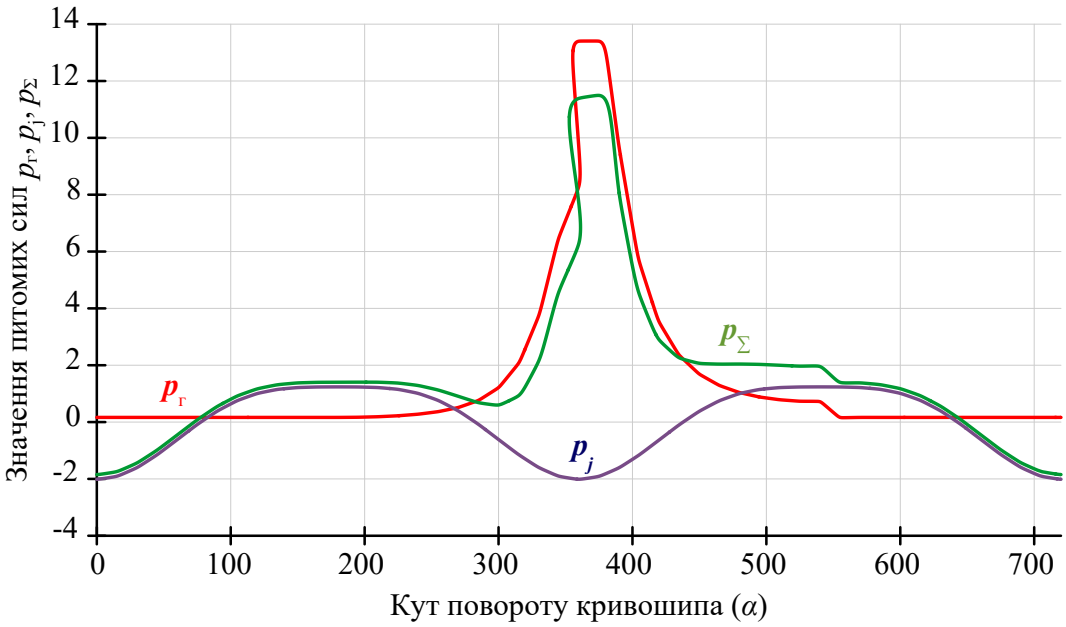

Рисунок 3.1 – Характер зміни питомих сил $p_г, p_j, p_\Sigma$ від кута α

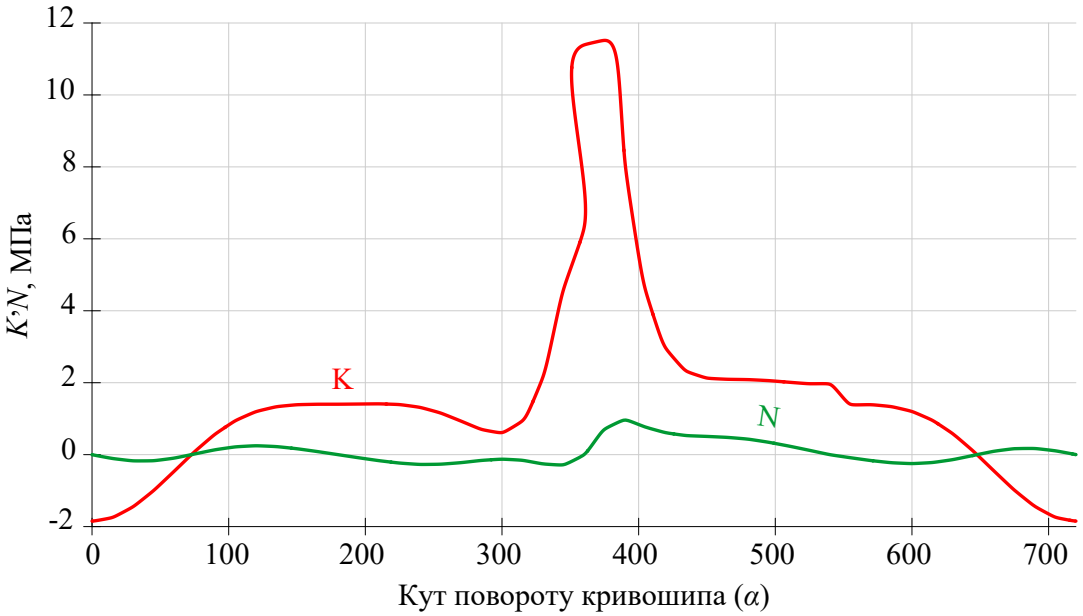

Рисунок 3.2 – Характер зміни питомих сил K, N від кута α

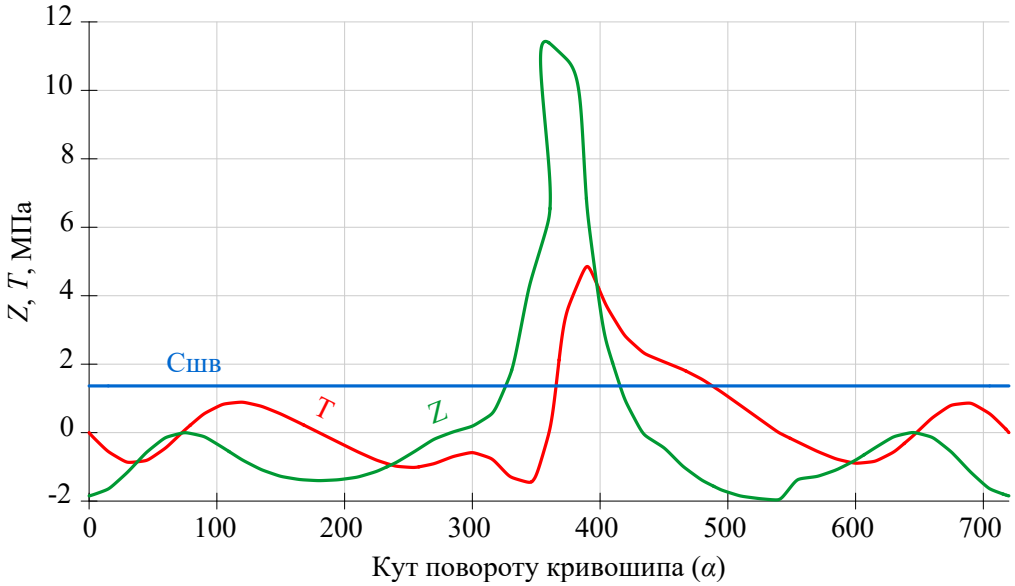

Рисунок 3.3 – Характер зміни питомих сил T, Z від кута α

Аналізуючи (рис. 3.3) спостерігається, що сила N на всьому діапазоні кута повороту кривошипа від $0°$ до $720°$ змінюється в межах від 0,398 до 1,088 по модулю. Слід зазначити, що саме ця сила має негативний вплив на надійність роботи енергетичної установки.

Враховуючи, що сила $T = f(\alpha)$ є величиною змінною, тому крутний момент за цикл змінюватиметься не лише за величиною, але й за напрямком.

Отже, було отримано сумарний обертовий момент (рис. 3.4) колінчастого валу енергетичної установки при вищезазначених вихідних даних.

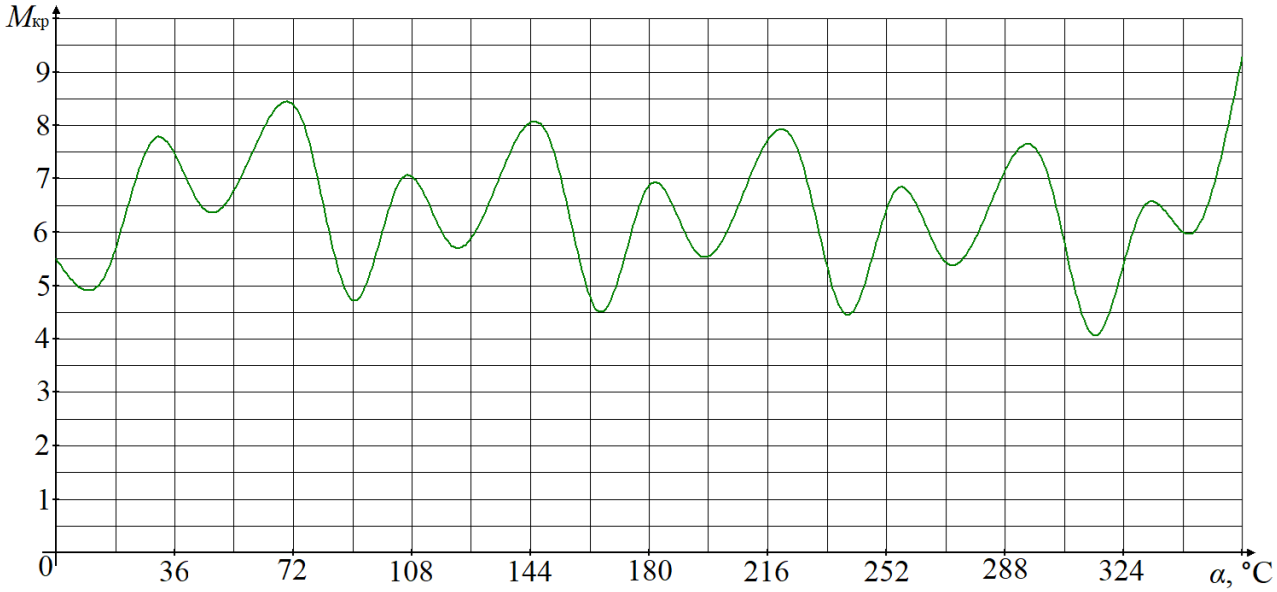

Рисунок 3.4 – Графік сумарного обертального моменту енергетичної установки

З аналізу рис. 3.4 встановлено, що максимальне значення крутного моменту енергетичної установки GEVO становить 9,1 кН·м.

Враховуючи зміни температури та тиску наддувочного повітря, степеня стиснення, коефіцієнта залишкових газів та інших параметрів робочого процесу енергетичної установки, сумарний крутний момент буде змінюватись у більшу або меншу сторону.

Висновки до розділу 3

1. проведено динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму енергетичної установки GEVO12 тепловоза ТЕ33;

2. побудовано залежності питомих сил, що діють на колінчастий вал в залежності від кута повороту кривошипа;

3. максимальне значення обертового моменту складає 9,1 кН·м.

4. основними параметрами робочого процесу двигуна, які впливають на обертовий момент є: коефіцієнт наповнення та степінь стиснення.

4 БЕЗПЕКА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ РЕМОНТУ ТА ОБСЛУГОВУВАННЯ РУХОМОГО СКЛАДУ

4.1 Джерела небезпеки під час проведення технологічних процесів

Безпеку технологічних процесів розглядають як комплекс вимог щодо безпеки виробничого обладнання та безпеки технологічних процесів виробництва.

В заводських умовах чи умовах ремонтних майстерень завжди присутні: різноманітне верстатне устаткування; зварювальні пости з оснащенням; транспортуючі засоби, що забезпечують переміщення виробів від операції до операції; ручний інструмент та ін.

Все перераховане обладнання характерне наявністю рухомих та падаючих об’єктів. Навколо них є небезпечні зони, де найчастіше при порушенні правил безпечної експлуатації та технологічної дисципліни виникають випадки травматизму.

Крім того, потенційно небезпечними можуть бути і самі технологічні процеси, наприклад робота на верстатах (токарних, свердлильних, фрезерних, стругальних, пресах, молотах), на підйомо-транспортних машинах та ін. На підприємствах технологічні процеси при ремонті рухомого складу, колійних та вантажно-розвантажувальних машин пов’язані з присутністю перерахованих вище небезпечних факторів.

4.2 Забезпечення безпеки у технологічних процесах

Безпека працівників забезпечується проведенням організаційних та технологічних заходів, а також дотриманням регламентів та правил застосування засобів захисту.

Відповідно до ДСТУ ГОСТ 12.0.230:2008 [6] виробниче обладнання повинно:

– забезпечувати безпеку працівників під час монтажу та демонтажу обладнання, під час введення його в експлуатацію та експлуатації за умови дотримання вимог, передбачених експлуатаційною документацією. Усі машини

та технічні системи повинні бути травмо-, пожежо- та вибухобезпечними. Вони не повинні бути джерелом виділення парів, газів та пилу у кількостях, що перевищують встановлені на робочих місцях норми. Шуми, вібрації, ультра- та інфразвук, а також виробничі випромінювання, що генеруються машинами та технічними системами, не повинні перевищувати допустимі рівні;

– мати органи управління та відображення інформації, що відповідають ергономічним вимогам. Вони повинні бути розташовані таким чином, щоб користування ними не викликало підвищеної втоми. Органи управління повинні перебувати у зоні досяжності оператора; зусилля, які потрібно до них докладати, повинні відповідати фізичним можливостям людини. Рукоятки, штурвали, педалі, кнопки та перемикачі повинні бути розміщені таким чином, щоб вони були максимально зручні під час експлуатації. Число та розрізнення засобів відображення інформації повинні враховувати психічні та антропометричні можливості оператора та не призводити до необхідності надмірної концентрації уваги;

– мати систему управління обладнанням, що забезпечує надійне та безпечне її функціонування у всіх передбачених режимах роботи обладнання та за всіх зовнішніх впливів в умовах експлуатації.

Безпека ведеться вже в процесі проектування технологічного обладнання; створенням пристроїв, що унеможливлюють контакт людини з небезпечними об’єктами та захищають небезпечні зони, введенням автоблокування, аварійного відключення, дистанційного керування, а також встановленням сигналізації. Особливо у небезпечних випадках має застосовуватися система дистанційного управління. Особливу роль відіграє правильне визначення меж небезпечної зони. У поняття «небезпечна зона» входить простір, в якому можлива дія на працівника небезпечного та (або) шкідливого виробничого фактора. При проектуванні габаритні розміри робочої зони повинні бути чітко визначені і строго обмежені.

Огороджувальні пристрої призначені для огородження небезпечної зони з метою запобігання травматизму. Конструктивно огороджувальні пристрої

можуть бути стаціонарними, рухомими (знімними) та переносними.

Розміри технологічного отвору стаціонарних огороджувальних пристроїв дозволяють пропускати тільки деталь, що обробляється, але не пропускають руку. Стаціонарні огородження демонтуються лише для виконання операцій зміни різального інструменту, мастила, контрольних вимірів або профілактичного ремонту. Рухомі (знімні) огороджувальні пристрої є пристроями, зблокованими з робочими органами механізму або машини. Вони закривають доступ у робочу зону лише у разі небезпеки. Решту часу ця зона відкрита. Такі огородження найпоширеніші у станкобудуванні. Переносні огородження виконуються найчастіше як тимчасові. Їх використовують при ремонтних та налагоджувальних роботах для захисту від випадкових механічних травм та опіків.

До засобів сигналізації відносяться пристрої, що дають інформацію про роботу технологічного обладнання та зміни в ході технологічного процесу. Ці пристрої попереджають про небезпеку та повідомляють про місце її виникнення. Сигналізація може бути світловою, звуковою або тою і іншою одночасно. Системи сигналізації поділяють на оперативну, попереджувальну та розпізнавальну. Оперативна сигналізація у технологічних процесах найчастіше буває автоматичною. Вимірювальні прилади забезпечуються контактами, замикання яких відбувається при значеннях виміряних параметрів, що відрізняються від допустимих значень. При замиканні контактів вмикається сигналізація. Попереджувальна сигналізація призначена для попередження про небезпеку (наприклад, концентрація шкідливої речовини в повітрі робочої зони досягла граничного значення) або початок технологічного процесу або дії (початок руху крана, маневрового локомотива, подача високої напруги в мережу та ін).

Основними вимогами правил техніки безпеки до технологічних процесів є:

– усунення безпосереднього контакту працюючих з матеріалами, заготовками, напівфабрикатами, готовою продукцією та відходами виробництва, що надають шкідливий вплив;

– заміна технологічних процесів та операцій, пов’язаних з виникненням травмонебезпечних та шкідливих виробничих факторів, процесами та операціями, при яких зазначені фактори відсутні або мають меншу інтенсивність;

– комплексна механізація та автоматизація виробництва, застосування дистанційного управління у технологічних процесах та операціях за наявності травмонебезпечних та шкідливих виробничих факторів;

– герметизація виробничого обладнання;

– застосування засобів колективного та індивідуального захисту працюючих;

– раціональна організація праці та відпочинку з метою профілактики монотонності та гіподинамії, а також обмеження тяжкості праці;

– своєчасне отримання інформації щодо виникнення небезпечних виробничих факторів на окремих технологічних операціях;

– впровадження систем контролю та управління технологічним процесом, що забезпечують захист працівників та аварійне відключення виробничого обладнання;

– своєчасне видалення та знешкодження відходів виробництва, які є джерелами травмонебезпечних та шкідливих виробничих факторів;

– забезпечення пожежо- та вибухобезпеки.

Робочі місця для обслуговуючого персоналу повинні бути безпечними та зручними. Розміри небезпечної зони мають бути визначені. На устаткуванні, обслуговування якого пов’язане з пересуванням персоналу, повинні бути передбачені безпечні за розмірами та влаштуваннями проходи, робочі майданчики, сходи тощо.

Висновки до розділу 4

1. розглянуто основні вимоги охорони праці при технологічних процесах ремонту та обслуговування рухомого складу.

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Розглянуто особливості виникнення вільних та вимушених коливань валопровода енергетичної установки.

2. Підкреслено необхідність встановлення моментів і сил на колінчастому валу дизеля, як основу безпечних режимів роботи енергетичної установки.

3. Розглянуто кінематичну схему кривошипно-шатунного механізму, а також залежності переміщення, швидкості та прискорення поршня від кута повороту кривошипу.

4. Показано характер зміни сил тиску газів та сил інерції, що діють на поршень, залежно від кута повороту кривошипу.

5. Проведено динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму енергетичної установки GEVO12 тепловоза ТЕ33.

6. Побудовано залежності питомих сил, що діють на колінчастий вал в залежності від кута повороту кривошипа.

7. Максимальне значення обертового моменту валу складає 9,1 кН·м.

8. Встановлено, що основними параметрами робочого процесу двигуна, які впливають на обертовий момент є: коефіцієнт наповнення та степінь стиснення.

9. Розглянуто основні вимоги охорони праці при технологічних процесах ремонту та обслуговування рухомого складу.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Митрофанов О. С. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння: навч. посіб. / О. С. Митрофанов, А. Ю. Проскурін. – Миколаїв: видавець Торубара В.В., 2018. – 152 с.

2. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння: серія підручників у 6 т. Т. 1: Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин: підручник / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов; ред.: А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. – Харків: Прапор, 2004. – 384 с.

3. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння: серія підручників у 6 т. Т. 2: Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин: підручник / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов; ред.: А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. – Харків: Прапор, 2004. – 288 с.

4. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т. 6. Надійність ДВЗ. / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф Шеховцова. – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004.

5. Двигуни внутрішнього згоряння: Методичні вказівки до курсового проектування. / Укладачі Б.Є. Боднар та інші. - Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2010.

6. ДСТУ ГОСТ 12.0.230:2008 Система стандартів безпеки праці. Системи управління охороною праці. Загальні вимоги (ГОСТ 12.0.230-2007, IDT).