

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет “Запорізька політехніка”

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до практичних занять та самостійної роботи з дисципліни
«Паливна апаратура дизелів»
для студентів освітньо-професійних програм
«Двигуни внутрішнього згорання»,
«Колісні та гусеничні транспортні засоби»
усіх форм навчання

Методичні вказівки до практичних занять та самостійної роботи з дисципліни «Паливна апаратура дизелів» для студентів освітньо-професійних програм «Двигуни внутрішнього згорання», «Колісні та гусеничні транспортні засоби» усіх форм навчання / Укладачі: Георгій СЛИНЬКО, Наталя РЯБОШАПКА. Запоріжжя: НУ “Запорізька політехніка”, 2025. 66 с.

Укладачі: Георгій СЛИНЬКО, професор, д.т.н.
Наталя РЯБОШАПКА, ст.викл.

Рецензент: Наталія ЄВСЄЄВА, доцент, к.т.н.

Відповідальний за випуск: Віктор АЛМАЄВ, зав.лаб.

Затверджено на засіданні кафедри
“Автомобілі, теплові двигуни та
гібридні енергетичні установки”
протокол № 1
від “29” серпня 2025 р.

Рекомендовано до видання
НМК Транспортного факультету
протокол № 1
від “11” вересня 2025 р.

ЗМІСТ

	стор.
Перелік основних умовних позначень, скорочень та термінів	5
Вступ.....	6
1 Загальні вказівки.....	7
1.1 Мета викладання та задачі вивчення дисципліни.....	7
1.2 Загальні рекомендації щодо вивчення дисципліни.....	8
1.3 Програма навчальної дисципліни та питання для самоконтролю.....	10
2 Принципи побудови математичної моделі системи паливоподачі дизеля	26
2.1 Рівняння руху механічних елементів.....	27
2.2 Динамічні розрахунки.....	29
2.3 Рівняння стисливості палива в порожнинах системи паливоподачі.....	30
2.4 Нестационарні процеси у гідравлічних каналах (паливопроводах).....	31
2.5 Витрати через щілини, що дроселюють.....	35
2.6 Площа відкриття круглого вікна.....	35
2.7 Площа відкриття конусного клапана f (клапани ПНВТ, форсунка).....	36
2.8 Витік палива через радіальний зазор між рухомим елементом та втулкою при концентричній щілині.....	37
3 Динамічний розрахунок системи паливоподачі дизеля.....	38
3.1 Визначення основних розмірів плунжерної пари ПНВТ	38
3.2 Розрахунок основних параметрів форсунки	39
3.3 Визначення закону переміщення плунжера ПНВТ.....	43
4 Математична модель типової системи паливоподачі дизеля.....	46
5 Зміст індивідуальних завдань	57
5.1 План-схема визначення параметрів, що варіюються...	57
5.2 Робота з програмою розрахунку	58

5.3 Аналіз розрахункових результатів та оформлення звіту.....	63
Рекомендована література.....	65

ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ ТА ТЕРМІНІВ

Параметри стану робочої рідини (палива)

P – тиск;
 p – безрозмірний тиск;
 Q – об'ємна витрата, подача насоса;
 q – безрозмірна витрата;
 V – швидкість;
 v – безрозмірна швидкість;
 ρ – щільність;
 ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості;
 E – модуль пружності;
 $C_{\text{ш}}$ – швидкість звуку в паливі;
 μ – коефіцієнт витрати.

Геометричні параметри

X – переміщення;
 x – безрозмірне переміщення;
 f – площа перерізу;
 φ – безрозмірна площа перерізу;
 d – діаметр елемента;
 r – радіус елемента;
 ℓ – довжина елемента;
 W – об'єм камери;
 Δ – радіальний зазор.

Загальні позначення

G – сила;
 C – жорсткість елемента;
 M – наведена маса елемента;
 t – поточний час;
 τ – безрозмірний час;
 K – коефіцієнт посилення (прискорення);
 k – безрозмірний коефіцієнт;
 H^* – коефіцієнт в'язкого демпфування;
 ПНВТ – паливний насос високого тиску.

ВСТУП

Паливна система дизеля призначається для виконання таких функцій: збереження запасу палива, очистки його від води й домішок, дозування палива згідно з режимом роботи двигуна та подача циклової порції палива за встановленою характеристикою у циліндри згідно з порядком їх роботи та фазами впорскування; розподілення палива по камері згорання, забезпечення необхідних динамічних якостей двигуна, особливо на перехідних режимах роботи.

При розробці системи паливоподачі дизельного двигуна широко використовують метод динамічного розрахунку процесів, що протікають в ній. Даний метод на відміну від статичного методу дозволяє врахувати стисливість палива, інерційність переміщення механічних елементів та отримати близьку до реальності картину процесів, що відбуваються в часі.

Основою динамічного розрахунку системи є математична модель, тобто система диференціальних і алгебраїчних рівнянь, що описує процеси, що відбуваються. Слід зазначити, будь-яка математична модель простіше, ніж описуваний фізичний об'єкт. Неможливо математично описати всі фізичні властивості, умови та процеси в об'єкті дослідження. Крім того, хоча сучасна обчислювальна техніка і програмне забезпечення дозволяють вирішувати практично будь-яку систему нелінійних рівнянь, надмірне ускладнення математичної моделі ускладнює процес вирішення, обмежує можливості аналізу, синтезу і зовсім не гарантує досягнення необхідної точності розрахунків. З іншого боку, спрощення моделі можуть призвести до суттєвих відмінностей результатів теоретичних досліджень від реальних фізичних процесів. Тому побудова математичної моделі заснована на компромісі між ступенем деталізації моделі та очікуваною точністю результатів моделювання. При цьому для досягнення максимальної адекватності математичної моделі реальним процесам потрібні експериментальні дослідження, необхідні для уточнення параметрів, коригування моделі та алгоритму її розв'язання.

1 ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ

1.1 Мета викладання та задачі вивчення дисципліни

Вивчення дисципліни *«Паливна апаратура дизелів»* базується на вивченні циклу дисциплін підготовки бакалаврського рівня: "Вища математика", "Теорія механізмів і машин", "Автомобілі. Основи конструкції", "Деталі машин", "Експлуатаційні властивості автомобіля", «Теоретичні основи теплотехніки», «Теорія двигунів внутрішнього згорання», «Гідравліка, гідро- і пневмоприводи», «Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання», «Конструкція двигунів внутрішнього згорання», «Експлуатація і ремонт двигунів внутрішнього згорання», «Електричне обладнання ДВЗ», «Палива, мастила та охолоджуючі рідини» тощо.

Метою викладання дисципліни «Паливна апаратура дизелів» є формування у здобувачів вищої освіти знань і компетентностей щодо теорії, принципу дії, влаштуванню та технічним характеристикам систем паливоподачі дизельних двигунів; ознайомлення студентів з методами та засобами діагностики технічного стану систем паливоподачі, розширення досвіду у відношенні перспективних напрямків вдосконалення цих систем.

Основними *задачами* навчальної дисципліни є формування теоретичних знань та практичних навичок майбутніх фахівців. Здобувач вищої освіти повинен знати та уміти:

- принцип роботи і технічні характеристики систем паливоподачі дизельних двигунів;
- виконувати розрахунки системи паливоподачі дизельних двигунів;
- напрями та шляхи підвищення їхнього технічного рівня на основі сучасних досягнень світової і вітчизняної науки та техніки.

Результатами навчання мають бути:

- знання і розуміння засад математичних методів моделювання та оптимізації систем паливної апаратури дизелів;
- знання принципів дії, конструкції і технічних характеристик систем та приладів паливної апаратури дизелів;
- вміння використовувати нормативні та довідкові дані для контролю відповідності технічної документації паливної апаратури дизе-

лів і технологій її виготовлення стандартам, технічним умовам та іншим нормативним документам;

- навички обслуговування, ремонту та експлуатації паливної апаратури дизельних двигунів;

- вміння враховувати при прийнятті рішень основні фактори техногенного впливу на навколишнє середовище і основні методи захисту довкілля, охорони праці та безпеки життєдіяльності.

1.2 Загальні рекомендації щодо вивчення дисципліни

Викладання дисципліни передбачає наступні форми організації навчального процесу: лекції, практичні заняття, самостійну роботу студента, консультації.

Мета даних методичних вказівок – забезпечити єдність процесів самостійного опрацювання тексту рекомендованих підручників (посібників) та самоконтролю за якістю засвоєння програмного матеріалу з дисципліни.

Здобувачу освіти необхідно врахувати, що практичні заняття дають очікуваний ефект тільки за умовою попереднього пророблення ним відповідного теоретичного матеріалу.

Головна мета вищої освіти є формування із студента фахівця, який здатний до розвитку та засвоєння нових знань відповідно до вимог сучасності. Тому самостійна робота студента лежить в основі освітнього процесу і формує такі риси особистості, як: самостійність, творче мислення, вміння планувати роботу, вибирати спосіб (способи) найбільш швидкого і раціонального розв’язання поставленої проблеми (задачі), швидко і якісно вносити корективи в процесі виконання та аналізувати виконану роботу, бачити перспективи розвитку.

Необхідно наголосити, що самостійна робота виконується за завданням і при методичному керівництві викладача, але без його особистої участі. Самостійна робота підрозділяється на самостійну роботу на аудиторних заняттях і на позааудиторну самостійну роботу.

Самостійна робота студентів повинна бути основою вищої освіти тому, що тільки знання які студент отримав самостійно будуть визначати його в майбутньому, як фахівця.

Метою практичних занять є динамічний розрахунок типової системи паливоподачі дизеля. При виконанні цієї роботи студент має освоїти основні підходи та принципи побудови математичної моделі

системи паливоподачі; визначити вихідні дані для розрахунку; виконати динамічний розрахунок системи; подати у графічному вигляді отримані результати та проаналізувати їх.

Вирішувати задачі необхідно, дотримуючись свого варіанта.

Формування умов варіантів задач треба переписувати повністю.

Вирішення задач необхідно супроводжувати короткими поясненнями і докладними обчисленнями. В процесі вирішення задач необхідно спочатку наводити формули, які покладено в основу обчислень, виконати розрахунок в аналітичній формі і лише потім підставляти відповідні числові значення і проводити обчислення. Необхідно вказувати одиниці вимірювання величин, які задано у вихідних даних, і величин, що знайдено внаслідок розв'язання задач.

При вирішенні задач необхідно дотримуватись прийнятої системи позначок, термінів та Міжнародної системи одиниць.

Після повного розв'язку задачі студент повинен проаналізувати одержані результати та розмірності і прийняти на їх основі ефективне інженерне рішення.

Методами контролю є: усний контроль (усне опитування), письмовий, тестовий, графічний, практична перевірка, а також методи самоконтролю і самооцінки.

Оцінювання успішності студентів денної форми навчання здійснюється окремо за кожен з двох блоків модулів на відповідному рубіжному модульному контролі за 100-бальною шкалою.

При оцінюванні роботи студента увага також приділяється якості, самостійності та своєчасності здачі виконаних завдань викладачу, згідно з графіком навчального процесу.

Студента слід вважати атестованим, якщо сума балів, одержаних за результатами підсумкової/семестрової перевірки успішності, дорівнює або перевищує 60. Залік проставляється не в балах, а "зараховано/незараховано".

Розглядуваний курс займає важливе місце в системі підготовки фахівця інженера-механіка, тому що сприяє реалізації заданих техніко-експлуатаційних якостей паливної апаратури дизельних ДВЗ.

1.3 Програма навчальної дисципліни та питання для самоконтролю

Тематичний план дисципліни

Тема 1. Загальні уявлення про паливні системи дизельних двигунів та процес паливоподачі. Призначення і будова паливних систем дизеля; класифікація паливних систем; дизельне пальне, вимоги до його якості; паливні фільтри, їх класифікація.

Література: [1], [2], [3], [5], [7].

Тема 2. Вплив паливної апаратури на ефективні та економічні показники дизеля; функції паливних систем дизеля та вимоги, що ставляться до них; параметри паливоподачі.

Література: [2], [3], [5], [7].

Тема 3. Процес паливоподачі та супроводжуючі його фізичні явища. Поняття про методи розрахунку процесу впорскування; рівняння для швидкості витікання палива з отвору та перепаду тиску в ньому; аналіз цих рівнянь; особливості та недоліки систем.

Література: [2], [3], [5], [7].

Тема 4. Контур високого тиску палива; вибір закону паливоподачі; регулювання кута початку паливоподачі.

Література: [2], [3], [5], [7].

Тема 5. Паливні насоси високого тиску (ПНВТ). Класифікація ПНВТ; схеми паливних насосів з різними способами регулювання подачі; конструкції ПНВТ форсованих дизелів. Паливопроводи високого тиску.

Література: [2], [3], [5], [7].

Тема 6. Плунжерні пари ПНВТ. Особливості конструкції та принцип дії плунжерних пар; вибір закону паливоподачі; регулювання кута початку паливоподачі; розрахунок розмірів плунжерної пари.

Література: [2], [3], [5], [7].

Тема 7. Клапани та форсунок ПНВТ. Типи, принцип роботи та розрахунок клапана. Конструкція, принцип дії та розрахунок основних параметрів форсунок; конструкції форсунок форсованих дизелів.

Література: [2], [3], [5], [7].

Тема 8. Електронні системи керування у дизельних двигунах. Вимоги до електронних систем керування паливоподачею у дизелях; особливості цих систем; датчики та виконавчі пристрої електрон-

ного керування паливоподачею та запалюванням у дизелях. Акумуляторні паливні системи.

Література: [4], [6].

Теми для самостійної роботи:

Тема 1. Процес паливоподачі та супроводжуючі його фізичні явища: вплив стисливості палива; податливості трубопроводу та приводу ПНВТ на подачу, швидкість звуку та хвильові явища в нагнітальному трубопроводі, розриви суцільності нагнітального трубопроводу, в'язкість палива.

Запитання для самоперевірки:

1.1 Що розуміють під процесом паливоподачі в системах живлення дизельного двигуна?

1.2 Які етапи включає процес паливоподачі в системі високого тиску?

1.3 Як стисливість палива впливає на формування тиску в паливопроводах високого тиску?

1.4 Яким чином зміна температури впливає на стисливість і в'язкість палива? Який вплив має в'язкість палива на гідравлічний опір і процес упорскування?

1.5 Що таке податливість (еластичність) трубопроводів і як вона впливає на динаміку подачі палива?

1.6 Як змінюється тиск у системі при високій податливості трубопроводу?

1.7 Який вплив має податливість корпусу плунжерної пари або паливного насоса високого тиску (ПНВТ)?

1.8 Як визначається швидкість поширення звукових хвиль у паливі? Які чинники впливають на величину швидкості звуку в паливі?

1.9 Що таке хвильові процеси в нагнітальному трубопроводі і чому вони виникають?

1.10 Як хвильові явища впливають на точність дозування палива?

1.11 У яких умовах можуть виникати розриви суцільності (кавітація) в паливній системі?

1.12 Які наслідки мають розриви суцільності палива для роботи ПНВТ і форсунки?

1.13 Як попередити кавітацію в паливних системах високого тиску?

1.14 Як моделюють вплив стисливості та хвильових процесів на подачу палива?

1.15 Які методи діагностики дозволяють оцінити вплив хвильових процесів у паливопроводі?

1.16 Яким чином враховується вплив фізичних властивостей палива при проєктуванні ПНВТ?

Тема 2. Принципи побудування математичної моделі системи паливоподачі дизеля; математична модель типової системи паливоподачі дизеля; методи розрахунку процесу паливоподачі (статичний, критеріальний, динамічний).

Запитання для самоперевірки:

2.1 Яка мета побудови математичної моделі системи паливоподачі дизеля?

2.2 Які основні фізичні процеси враховуються при математичному моделюванні паливоподачі?

2.3 Які припущення зазвичай приймаються для спрощення моделі?

2.4 Які основні елементи включає типова математична модель системи паливоподачі дизеля?

2.5 Які диференціальні рівняння описують зміну тиску палива в трубопроводі високого тиску?

2.6 Як у моделі враховуються стисливість палива та податливість трубопроводів?

2.7 Як описується процес руху плунжера в ПНВТ у межах математичної моделі?

2.8 Які граничні умови приймаються при моделюванні?

2.9 У чому полягає сутність статичного методу розрахунку паливоподачі?

2.10 Які параметри можуть бути оцінені за допомогою статичного методу?

2.11 Що таке критеріальний метод розрахунку і як він застосовується до систем паливоподачі? Які безрозмірні критерії використовуються у критеріальному методі?

2.12 У чому полягає відмінність динамічного методу від статичного?

2.13 Як у динамічному методі враховуються коливання тиску та хвильові явища? Які типи рівнянь використовуються у динамічному методі?

2.14 Як перевіряється адекватність математичної моделі системи паливоподачі?

2.15 Які програмні засоби або пакети математичного моделювання застосовуються для аналізу системи паливоподачі?

2.16 Які основні помилки або складнощі можуть виникати при побудові математичної моделі?

2.17 Які параметри системи паливоподачі найбільш чутливі до змін у моделі?

2.18 Як моделювання допомагає у вдосконаленні конструкції ПНВТ і форсунок?

Тема 3. Відомості про матеріали паливних систем; тертя та зношування прецизійних сполучень ПНВТ, витікання палива; профілювання кулачків.

Запитання для самоперевірки:

3.1 Які основні вимоги ставляться до матеріалів, що використовуються в елементах паливних систем дизелів? Які матеріали застосовуються для виготовлення плунжерів і гільз ПНВТ?

3.2 Які властивості матеріалів визначають їхню зносостійкість у паливних системах? Чому важливе хіміко-технологічне покриття (азотування, хромування) робочих поверхонь деталей паливної апаратури?

3.3 Як агресивність сучасних палив (біодизель, паливо з присадками) впливає на вибір матеріалів?

3.4 Що таке прецизійні сполучення в контексті паливної апаратури?

3.5 Які основні режими тертя виникають у плунжерній парі? Які чинники впливають на інтенсивність зношування плунжерної пари?

3.6 Як впливає якість палива (наявність води, механічних домішок) на термін служби прецизійних сполучень? Які заходи вживаються для зменшення зношування тертьових пар ПНВТ?

3.7 Чим зумовлене мікровитікання палива з прецизійних пар? Як зазори в плунжерній парі впливають на герметичність і витрату палива?

3.8 Які допустимі втрати палива через витік у ПНВТ? Як витікання палива впливає на тиск у системі та точність дозування?

3.9 Які методи діагностики дозволяють виявити надмірне витікання палива?

3.10 Яке призначення кулачка в приводі паливного насоса високого тиску?

3.11 Які типи профілю кулачків застосовуються для досягнення плавності подачі палива? Як форма профілю кулачка впливає на динаміку руху плунжера?

3.12 Які вимоги ставляться до точності виготовлення кулачка для ПНВТ?

3.13 Які методи використовуються для оптимізації профілю кулачка при комп'ютерному моделюванні?

Тема 4. Дворежимний та всережимний механічні відцентрові регулятори, їх схеми та принцип роботи. Допоміжні агрегати паливних систем (паливопідкачувальний насос, паливні фільтри, автоматичні муфти випередження впорскування палива).

Запитання для самоперевірки:

4.1 Яке призначення регуляторів у паливній системі дизельного двигуна?

4.2 У чому полягає принцип дії механічного відцентрового регулятора?

4.3 Яка відмінність між дворежимним і всережимним регуляторами?

4.4 Які режими роботи двигуна контролює дворежимний регулятор?

4.5 Як змінюється подача палива у всережимному регуляторі в залежності від навантаження та частоти обертання?

4.6 Яку роль відіграють вантажі (відцентрові маси) в роботі регулятора? Як реалізується взаємодія регулятора з рейкою паливного насоса?

4.7 Як забезпечується стабілізація частоти обертання холостого ходу та номінального режиму?

4.8 Як впливає жорсткість пружин регулятора на його характеристики?

4.9 Які недоліки притаманні механічним регуляторам порівняно з електронними?

4.10 Наведіть функціональну схему дворежимного регулятора.

4.11 Наведіть функціональну схему всережимного регулятора.

4.12 Які елементи входять до складу механічного регулятора і яку функцію виконує кожен з них?

4.13 Як змінюється регулювальна характеристика при зміні вантажів або пружини?

4.14 Як на схемі показано взаємодію між регулятором і паливною рейкою?

4.15 Яке призначення паливопідкачувального насоса в системі живлення дизельного двигуна?

4.16 Які типи підкачувальних насосів застосовуються (мембранні, плунжерні, шестеренні)?

4.17 Як забезпечується самовсмоктування палива в підкачувальному насосі?

4.18 Як впливає несправність насоса на роботу ПНВТ?

4.19 Яке призначення фільтрів грубого й тонкого очищення?

4.20 Як будова паливного фільтра впливає на ефективність очищення?

4.21 Які вимоги до тонкощі фільтрації для прецизійних елементів паливної апаратури?

4.22 Як виявити забруднення паливного фільтра в експлуатації?

4.23 Що таке випередження впорскування і чому воно потрібне?

4.24 Як працює автоматична муфта випередження впорскування палива?

4.25 Які фактори впливають на величину випередження?

4.26 Як конструктивно реалізується зміна моменту початку подачі палива в муфті? Які несправності муфти можуть вплинути на роботу двигуна?

4.27 Яка різниця між статичною та динамічною характеристикою випередження?

Тема 5. Конструкція та принцип дії розподільчих насосів.

Запитання для самоперевірки:

5.1 Яке призначення розподільчого паливного насоса в системі паливоподачі дизельного двигуна?

5.2 У чому полягає принципова відмінність розподільчого насоса від секційного (рядного) паливного насоса високого тиску (ПНВТ)?

5.3 Для яких типів двигунів найчастіше застосовуються розподільчі ПНВТ?

5.4 Які основні вузли входять до складу розподільчого насоса?

5.5 Яке призначення:

- кулачкового валу;
- ротора (розподільника);
- регулятора подачі палива;
- плунжерної пари;
- клапана зворотного тиску?

5.6 Яку роль виконує гідравлічний серводвигун у деяких типах розподільчих насосів?

5.7 Як здійснюється засмоктування, стискання та подача палива в розподільчому насосі?

5.8 Яким чином розподільчий насос забезпечує послідовну подачу палива до всіх циліндрів двигуна?

5.9 Як змінюється об'єм подачі палива залежно від навантаження та частоти обертання?

5.10 Як реалізовано регулювання моменту початку впорскування палива в розподільчому ПНВТ?

5.11 Які існують типи розподільчих насосів за типом приводу плунжера: з осьовим та радіальним переміщенням?

5.12 Як відрізняються одно- та двоплунжерні системи розподілу?

5.13 Як впливає кількість циліндрів двигуна на конструкцію розподільчого насоса?

5.14 Які переваги мають розподільчі насоси порівняно з секційними? Які основні недоліки або обмеження розподільчих ПНВТ?

5.15 Які типові несправності розподільчих насосів і як вони проявляються?

5.16 Які вимоги до якості палива для стабільної роботи розподільчого насоса?

5.17 Як здійснюється технічне обслуговування розподільчих насосів?

5.18 Яким чином електронне керування інтегрується в роботу розподільчого насоса (EDC – Electronic Diesel Control)?

5.19 Які датчики та виконавчі механізми забезпечують точну подачу палива у сучасних системах?

Тема 6. Матеріали та технології виробництва форсунок.

Запитання для самоперевірки:

6.1 Які експлуатаційні умови визначають основні вимоги до матеріалів деталей форсунки? Які механічні властивості (наприклад, твердість, межа витривалості, ударна в'язкість) є критичними для розпилювальної голки й корпусу форсунки?

6.2 Чому корозійна та кавітаційна стійкість відіграють особливу роль при виборі матеріалу?

6.3 Які леговані сталі найчастіше застосовують для виготовлення голок та розпилювачів форсунок? Наведіть їх марку та характеристики.

6.4 Які переваги забезпечують нержавіючі сталі порівняно з традиційними конструкційними?

6.5 Чому карбідо-твердосплавні матеріали використовують у дизельних системах Common Rail?

6.6 Як сучасні сплави на основі кобальту чи нікелю покращують термостійкість і зносостійкість?

6.7 Які режими гартування та відпуску рекомендують для легованих сталей деталей форсунок?

6.8 У чому різниця між цементацією й азотуванням робочих поверхонь?

6.9 Як високочастотна поверхнева обробка впливає на зносостійкість розпилювача?

6.10 Як алмазоподібні вуглецеві (DLC) покриття впливають на коефіцієнт тертя й ресурс?

6.11 Чим відрізняється борування від традиційного хромування в аспекті протикорозійних властивостей?

6.12 Які методи прецизійного внутрішнього шліфування та доводження застосовують для калібрування отворів розпилювача?

6.13 Як ультразвукова обробка та полірування покращують чистоту поверхні отворів?

6.14 Які труднощі виникають під час електроерозійного свердління мікроотворів і як їх долають?

6.15 Які перспективи має селективне лазерне плавлення (SLM) для виготовлення складних каналів у корпусах форсунок?

6.16 Як використання гібридного підходу «друк + механічне доведення» може скоротити цикл виробництва?

6.17 Які неруйнівні методи контролю забезпечують перевірку якості мікроотворів?

6.18 Як тест на герметичність та рівність факела розпилу підтверджують правильність геометрії отворів?

6.19 Які екологічні вимоги впливають на вибір технологічних мастильних і миючих рідин під час обробки форсунок?

6.20 Як перехід на безсвинцеві покриття відображається на собівартості та довговічності деталей?

6.21 Які матеріали розглядають як альтернативу сталям і карбідам для підвищення стійкості до біопалив?

6.22 Як інтелектуальні (smart) покриття з адаптивною мікропористою структурою можуть самовідновлюватися під час роботи?

6.23 У чому переваги інтеграції сенсорних вставок у корпус форсунки для моніторингу температури й тиску?

Тема 7. Паливні системи спеціальних схем та конструкцій.

Запитання для самоперевірки:

7.1 Які системи паливоподачі відносяться до спеціальних схем і конструкцій? У чому полягає основна відмінність спеціальних паливних систем від класичних (механічних секційних або розподільчих)?

7.2 Для яких типів двигунів і умов експлуатації застосовуються паливні системи спеціальних схем?

7.3 У чому полягає принцип мультифазного уприскування?

7.4 Що таке насос-форсунка і як вона поєднує функції насоса та форсунки?

7.5 У яких двигунах переважно застосовуються насос-форсунки (Unit Injector, UIS)?

7.6 Чим відрізняються насосні секції з електронним керуванням (Unit Pump, UPS) від насос-форсунок?

7.7 Як забезпечується синхронізація уприскування в системах UIS і UPS?

7.8 У чому полягає принцип роботи газодизельної паливної системи?

7.9 Які технічні завдання вирішують двопаливні системи (наприклад, дизель-біогаз, дизель-етанол)?

7.10 Як реалізується автоматичне перемикання між видами палива в таких системах?

7.11 Які особливості конструкції паливних систем при роботі на альтернативних видах палива (біодизель, метанол, рослинна олія)?

7.12 Які особливості має паливоподача в двигунах з турбонаддувом та змінними фазами газорозподілу?

7.13 Як змінюється тиск упорскування залежно від наддуву?

7.14 Які системи використовуються для точного дозування палива при змінному навантаженні?

7.15 У чому полягає суть модульної паливної системи?

7.16 Як реалізується інтеграція електричних насосів високого тиску в такі системи?

7.17 Які перспективи мають гібридні паливні системи, що поєднують механічні та електронні елементи?

7.18 Які електронні системи керування забезпечують роботу паливних систем спеціальних конструкцій?

7.19 Як здійснюється зворотний зв'язок у таких системах (сенсори, ЕБУ)?

7.20 Які параметри підлягають моніторингу й діагностиці під час експлуатації?

7.21 Які інноваційні рішення у галузі паливоподачі впроваджуються для зниження викидів та підвищення ефективності?

7.22 Які матеріали та технології використовуються в паливних системах нового покоління (наприклад, для водневих або аміачних двигунів)?

7.23 Які труднощі виникають при проектуванні паливної системи для гібридних або мультипаливних ДВЗ?

Тема 8. Розрахунок основних параметрів та вихідних даних системи паливоподачі дизеля (визначення основних розмірів плунжерної пари ПНВТ).

Запитання для самоперевірки:

8.1 Яка основна мета розрахунку параметрів системи паливоподачі дизельного двигуна?

8.2 Які параметри визначаються під час розрахунку паливоподачі?

8.3 Чому критично важливе точне визначення розмірів плунжерної пари для роботи ПНВТ?

8.4 Які вихідні параметри двигуна необхідні для розрахунку системи паливоподачі?

8.5 Як об'єм циліндра, кількість циліндрів та частота обертання колінчастого валу впливають на розрахунок?

8.6 Яким чином враховується питома витрата палива на 1 кВт·год потужності?

8.7 Як визначається кількість палива, що подається на один робочий цикл?

8.8 Яку роль відіграє ККД паливної системи при підборі розмірів плунжера?

8.9 Як обчислюється подача палива плунжерною парою за цикл?

8.10 Яка залежність подачі палива від діаметра плунжера та його ходу?

8.11 Як враховується стисливість палива при розрахунку об'єму подачі?

8.12 Як впливають втрати тиску в системі на необхідну геометричну подачу плунжера?

8.13 Як визначити діаметр плунжера при заданій подачі палива та ході плунжера?

8.14 Які межі діаметра та ходу плунжера приймаються у практиці проектування ПНВТ? Що таке ефективна довжина плунжерного ходу та як вона враховується у розрахунках?

8.15 Як розраховується об'єм плунжерної камери?

8.16 Як впливає форма профілю кулачка на продуктивність плунжера?

8.17 Як тиск упорскування впливає на навантаження в плунжерній парі?

8.18 Яким чином визначаються сили, що діють на плунжер при нагнітанні палива?

8.19 Як формується діаграма подачі в залежності від кутової швидкості кулачкового вала?

8.20 Які конструктивні обмеження слід враховувати при виборі діаметра й ходу плунжера? Як теплове розширення впливає на робочий зазор у плунжерній парі?

8.21 Які вимоги висуваються до точності обробки та посадок у плунжерній парі?

8.22 Як визначити мінімально допустимий зазор між плунжером і втулкою для уникнення заклинювання?

8.23 Які заходи дозволяють зменшити витікання палива через плунжерну пару?

8.24 Як перевірити відповідність вибраних розмірів плунжера заданому тиску та подачі?

8.25 У яких випадках потрібна корекція початково вибраного діаметра або ходу плунжера?

8.26 Як впливають коливання температури палива на точність подачі?

Тема 9. Розрахунок основних параметрів форсунки.

Запитання для самоперевірки:

9.1 Яке призначення форсунки в системі паливоподачі дизельного двигуна? Які типи форсунок існують?

9.2 Які основні вимоги ставляться до конструкції та роботи форсунки?

9.3 Як впливає конструкція форсунки на якість розпилу палива і процес згоряння?

9.4 Які параметри двигуна необхідні для розрахунку форсунки?

9.5 Як на вибір параметрів форсунки впливають тиск упорскування, кількість палива, що впорскується, тривалість упорскування?

9.6 Які характеристики камери згоряння враховуються при проектуванні форсунки?

9.7 Як визначається кількість отворів у розпилювачі форсунки? Яким чином розраховується діаметр отворів розпилювача?

9.8 Які чинники впливають на вибір форми та довжини отворів?

9.9 Як визначається кут розпилу та що впливає на його вибір?

9.10 Як забезпечується рівномірний розподіл палива в камері згоряння?

9.11 Як розраховується гідравлічний прохідний переріз отворів?

9.12 Що таке коефіцієнт витрати форсунки й як він визначається?

9.13 Як визначити гідравлічний опір розпилювача?

9.14 Яким чином оцінюється швидкість витікання палива з отворів?

9.15 Які сили діють на голку форсунки при відкриванні та закриванні?

9.16 Як визначається тиск відкривання форсунки?

9.17 Як розраховується жорсткість і попереднє стискання пружини форсунки?

9.18 Який вплив має маса голки на динаміку її відкривання?

9.19 Як впливають частота обертання двигуна і тривалість циклу на параметри впорскування?

9.20 Що таке фаза впорскування і як вона корелює з кутом повороту колінчастого вала?

9.21 Як змінюється тиск у форсунці протягом циклу уприскування?

9.22 Яким чином обирається тривалість подачі палива через форсунку?

9.23 Які матеріали застосовуються для виготовлення розпилювача та голки форсунки?

9.24 Як впливають технологічні допуски на точність подачі палива?

9.25 Які методи обробки використовують для забезпечення герметичності та зносостійкості прецизійної пари форсунки?

9.26 Як перевірити відповідність обраної геометрії форсунки заданій витраті палива?

9.27 У яких випадках необхідно змінювати кількість отворів чи їхній діаметр?

9.28 Як враховуються властивості палива (в'язкість, щільність) у процесі розрахунку форсунки?

9.29 Які наслідки має невідповідність параметрів форсунки умовам роботи двигуна?

Тема 10. Система живлення газодизелів.

Запитання для самоперевірки:

10.1 Що таке газодизельний двигун? У чому полягає його принцип дії?

10.2 Які переваги та недоліки мають газодизельні двигуни у порівнянні з традиційними дизелями?

10.3 Як класифікуються газодизельні системи живлення за способом підведення газу?

10.4 Які типи палив використовуються в газодизельних системах? Назвіть основні характеристики природного газу, біогазу, скрапленого газу.

10.5 Поясніть призначення і принцип роботи основних елементів газодизельної системи живлення:

– редуктора (газового регулятора),

- дозатора газу,
- змішувача повітря й газу,
- подачі дизельного палива.

10.6 Яка роль дизельного палива в роботі газодизеля? Як змінюється його витрата при роботі на газовому паливі?

10.7 Що таке коефіцієнт заміщення дизельного палива газом? Від чого він залежить?

10.8 Як забезпечується безпека при роботі газодизельного двигуна? Які заходи вживаються для уникнення витоків газу?

10.9 Як впливає використання газу на показники токсичності та екологічності вихлопу двигуна?

10.10 Поясніть особливості керування подачею газу при різних режимах роботи двигуна.

10.11 Які системи діагностики та контролю використовуються в газодизельних двигунах?

10.12 У чому полягають особливості запуску газодизельного двигуна в холодну пору року?

10.13 Поясніть схему роботи газодизельного двигуна в режимі з повним і частковим заміщенням дизельного палива газом.

10.14 Які існують способи переобладнання дизельного двигуна на газодизельний режим?

10.15 Як змінюються показники економічності газодизельного двигуна в порівнянні зі звичайним дизелем?

Тема 11. Основні напрямки удосконалення паливних систем дизелів.

Запитання для самоперевірки:

11.1 У чому полягають основні завдання паливної системи дизеля? Які основні вимоги ставляться до сучасної паливної системи дизельного двигуна?

11.2 Які недоліки традиційних механічних систем упорскування палива обумовили необхідність їх удосконалення?

11.3 Назвіть основні напрямки модернізації паливних систем дизелів.

11.4 Які конструктивні особливості мають насос-форсунки (UIS) і інжектори з роздільним приводом (UPS)? Як вони впливають на ефективність упорскування?

11.5 Які технічні рішення дозволяють знизити емісію оксидів азоту та твердих частинок при роботі дизеля?

11.6 Як впровадження електронного керування паливоподачею впливає на економічність та екологічність двигуна?

11.7 У чому полягають переваги багатоступеневого та пилкоподібного упорскування палива?

11.8 Як впливає точність дозування палива на роботу дизельного двигуна?

11.9 Які матеріали та технології використовуються для підвищення довговічності та зносостійкості елементів паливної апаратури?

11.10 Які функції виконує блок керування (ECU) в сучасних електронних паливних системах?

11.11 Охарактеризуйте вплив паливної апаратури на процес згоряння дизельного палива.

11.12 У чому полягають особливості роботи паливної системи дизелів на альтернативних видах палива (біодизель, синтетичне паливо)?

11.13 Які сучасні тренди у розвитку паливних систем дизелів спостерігаються у провідних світових виробників?

Тема 12. Електронні системи керування у дизелях; вимоги до електронних систем паливоподачею; особливості підсистем керування паливоподачею; датчики та виконавчі пристрої. Акумуляторні паливні системи (Common Rail), їх переваги.

Запитання для самоперевірки:

12.1 Які основні функції виконує електронна система керування у дизельному двигуні?

12.2 Які вимоги висуваються до електронних систем паливоподачі дизельних двигунів? Які переваги надає електронне керування паливоподачею порівняно з механічним?

12.3 Як впливають сучасні екологічні норми на побудову електронних систем у дизелях?

12.4 У чому полягає роль електронного блоку керування (ECU) у дизельних двигунах? Які основні підсистеми входять до складу електронної системи керування дизеля?

12.5 Які типи датчиків використовуються в системі керування паливоподачею дизеля?

12.6 Яку роль виконує датчик положення колінчастого вала в дизельному двигуні? Для чого потрібен датчик тиску у паливній рейці та як він працює?

12.7 Як працює датчик температури охолоджувальної рідини, і як він впливає на процес упорскування? Які функції виконує датчик масової витрати повітря (MAF) або абсолютного тиску (MAP)?

12.8 Які основні виконавчі пристрої входять до системи електронного керування дизелем?

12.9 У чому відмінність між форсунками з електромагнітним та п'єзoeлементним приводом?

12.10 Яким чином управляється паливний насос високого тиску (ПНВТ) в електронних системах?

12.11 Що таке акумуляторна паливна система Common Rail?

12.12 У чому полягає принцип дії системи Common Rail?

12.13 Які основні елементи входять до складу паливної системи Common Rail?

12.14 Яку функцію виконує паливний акумулятор (рейл) у системі?

12.15 Як здійснюється впорскування палива у системі Common Rail?

12.16 Які типи датчиків використовуються в Common Rail і яку інформацію вони збирають?

12.17 Які переваги Common Rail порівняно з традиційною рядною паливною апаратурою?

12.18 Як впливає використання Common Rail на паливну економічність дизельного двигуна? 12.9 У чому полягає вплив системи Common Rail на зменшення токсичності відпрацьованих газів?

12.19 Що таке багатофазне (багатоступеневе) впорскування палива? Які його переваги?

12.20 Як реалізується електронне керування в системах Common Rail?

12.21 Які технічні складнощі та недоліки характерні для систем Common Rail?

12.22 Як забезпечується висока точність дозування палива в системі Common Rail?

12.23 Як впливають тиск упорскування та фаза впорскування на процес згоряння в дизельному двигуні?

12.24 Які рівні тиску характерні для сучасних систем Common Rail (1-го, 2-го та 3-го поколінь)?

12.25 Як система Common Rail реагує на зміну навантаження та частоти обертання колінчастого вала?

12.26 У чому полягає різниця між системами Common Rail для легкових і вантажних автомобілів?

12.27 Як впливає якість палива на роботу системи Common Rail?

12.28 Які заходи технічного обслуговування необхідні для забезпечення надійної роботи Common Rail?

2 ПРИНЦИПИ ПОБУДОВИ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛЯ

Розробка математичної моделі системи включає:

- аналіз схеми системи, виключення несуттєвих вузлів;
- запис відповідних рівнянь, обчислення коефіцієнтів рівнянь;
- приведення рівнянь до виду, зручному для розрахунків на комп'ютері.

Динаміка системи описується такими групами рівнянь:

- диференціальними рівняннями руху механічних елементів з урахуванням сухого та в'язкого тертя, гідродинамічних сил, упорів (обмежувачів переміщення);
- диференціальними рівняннями стисливості рідини (палива) у порожнинах системи з урахуванням змінного модуля пружності палива та змінного об'єму порожнин;
- диференціальними рівняннями руху в'язкої стисливої рідини (палива) у сполучних каналах;
- алгебраїчними рівняннями витрат через елементи, що дроселюють;

- алгебраїчними рівняннями перетікання через радіальні зазори в механічних елементах;
- рівнянням вхідного впливу функції від часу.

2.1 Рівняння руху механічних елементів

Рівняння руху механічних елементів (плунжер, голка форсунки, клапан тощо) мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} M_i \frac{d^2 X_i}{dt^2} + H_i^* \frac{dX_i}{dt} + G_{mp.i} \operatorname{sign} \frac{dX_i}{dt} + C_i X_i &= \Delta P_i f_i - G_{np.i} - G_{gi}; \\ A_{2i} \leq X_i \leq A_{1i} - \text{упори}, \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

де M_i – наведена маса елемента; X_i – переміщення елемента; H_i^* – коефіцієнт в'язкого демпфування; $G_{тр.i}$ – величина сухого тертя; ΔP_i – перепад тиску на елементі; $G_{пр.i}$ – сила попереднього підтискання пружини; G_{gi} – динамічна сила (гідродинамічна сила на голці або клапані); C_i – жорсткість пружини; f_i – ефективна площа елемента.

При визначенні наведеної маси рухомого елемента в загальному випадку враховують масу рідини в прилеглих порожнинах і масу навантаження. Якщо динаміка з'єднувальних каналів не описується окремими рівняннями, то наведена до рухомого елемента маса рідини в каналі:

$$M_p = m_p \left(\frac{f_e}{f_T} \right)^2, \quad (2.2)$$

де m_p – дійсна маса рідини в каналі; f_e – площа торця рухомого елемента; f_T – площа перерізу каналу.

Наведена маса пружини дорівнює 1/3 власної маси пружини.

При концентричному розташуванні рухомого елемента (клапана, голки форсунки, плунжера) у втулці коефіцієнт в'язкого тертя визначається формулою Петрова:

$$H^* = \frac{\pi d \ell_{\pi} \nu \rho}{\Delta}, \quad (2.3)$$

де d – діаметр рухомого елемента; ℓ_{π} – довжина частини елемента, що контактує з втулкою; Δ – радіальний зазор; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості дизельного палива; ρ – щільність палива.

Силу сухого тертя знаходять дослідним шляхом, причому у більшості випадків тертя вважають кулонівським (пряма 1 на рис. 2.1).

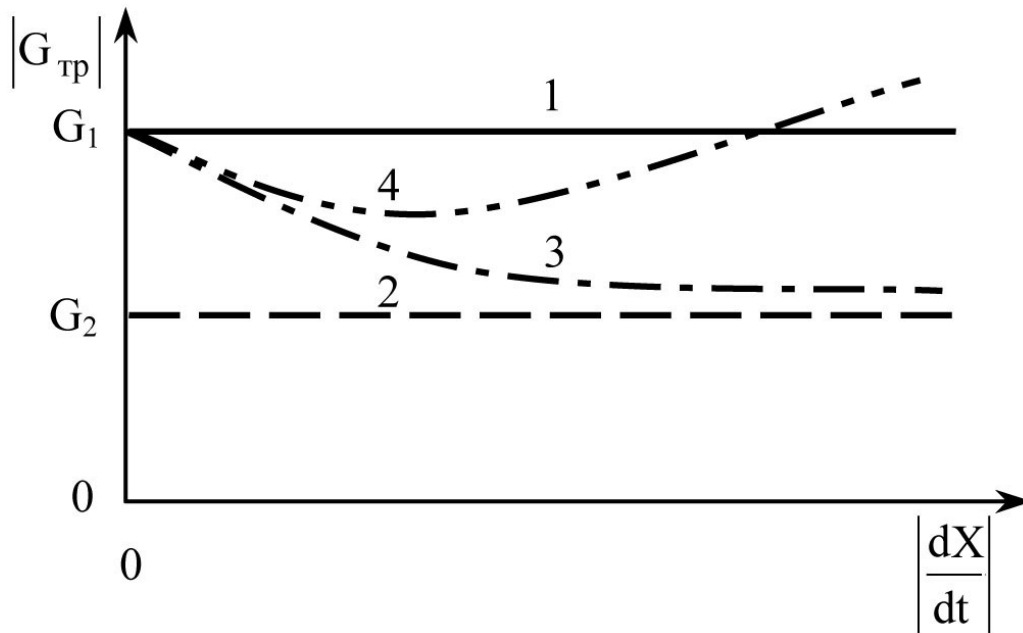


Рисунок 2.1 – Апроксимація сил сухого тертя

При апроксимації по Булгакову сила тертя спокою G_1 більша за силу тертя руху G_2 (пряма 2 на рис. 2.1). Під час досліджень гідросистем встановлено падаючий характер сил сухого тертя (крива 3 на рис. 2.1). У цьому випадку сумарна сила в'язкого та сухого тертя має вигляд кривої 4. Для визначення кількісних характеристик такої моделі потрібні дуже трудомісткі експериментальні дослідження. Тому в загальному випадку слід визнати доцільним математичний опис сухого тертя у вигляді

$$\left. \begin{aligned} G_c &= G_{тр} \operatorname{sign} \frac{dX}{dt} \quad \text{при} \quad \frac{dX}{dt} \neq 0, \\ |G_c| &\leq G_{тр} \quad \text{при} \quad \frac{dX}{dt} > 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

а величину $G_{тр}$ визначати експериментально.
У системі (2.4)

$$\operatorname{sign} \frac{dX}{dt} = \frac{dX/dt}{|dX/dt|} - \text{Функція Кронекера.}$$

$$\operatorname{sign} \frac{dX}{dt} = 1 \quad \text{при} \quad \frac{dX}{dt} > 0,$$

$$\operatorname{sign} \frac{dX}{dt} = -1 \quad \text{при} \quad \frac{dX}{dt} < 0.$$

Гідродинамічна сила G_g , створювана струменем палива, протікає через напірний клапан ПНВТ (чи форсунку), чи діє у бік зменшен-

ня дросельного вікна, тобто у бік закриття елемента, і описується виразом:

$$G_g = K_g Q \sqrt{\Delta P}, \quad (2.5)$$

де K_g – чисельний коефіцієнт, що залежить від кута витоку палива та конструктивних параметрів елемента (клапана, голки форсунки); Q – об'ємна витрата палива через елемент; ΔP – перепад тиску на дросельному вікні елемента.

2.2 Динамічні розрахунки

Динамічні розрахунки зручно проводити за рівняннями, представленими у безрозмірному вигляді. Наведемо рівняння (2.1) до безрозмірного вигляду, застосовуючи такі безрозмірні параметри:

$$\left. \begin{aligned} p_i &= \frac{P_i}{P_0} - \text{безрозмірний тиск;} \\ x_i &= \frac{X_i}{X_0} - \text{безрозмірне переміщення;} \\ \tau &= \frac{t}{t_0} - \text{безрозмірний час;} \\ a_i &= \frac{A_i}{X_0} - \text{безрозмірне обмеження переміщення.} \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

У наведених виразах індекс "б" характеризує базову величину.

Опускаючи індекс i та використовуючи (2.6), отримуємо з (2.1) безрозмірне рівняння

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 x}{d\tau^2} &= -k \frac{dx}{d\tau} - k_2 \text{sign} \frac{dx}{d\tau} - k_3 x + k_4 \Delta p - k_5 - k_g; \\ a_2 &\leq x \leq a_1 - \text{упори;} \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

де k_i – безрозмірні коефіцієнти, що визначаються такими виразами

$$\left. \begin{aligned} k_1 &= \frac{H^* t_6}{M}; & k_2 &= \frac{G_{тр} \cdot t_6^2}{M \cdot X_6}; & k_3 &= \frac{C \cdot t_6^2}{M}; \\ k_4 &= \frac{f \cdot P_6 \cdot t_6^2}{M \cdot X_6}; & k_5 &= \frac{G_{пр} \cdot t_6^2}{M \cdot X_6}; & k_g &= \frac{G_g \cdot t_6^2}{M \cdot X_6}. \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

2.3 Рівняння стисливості палива в порожнинах системи паливоподачі

Рівняння стисливості палива в порожнинах системи паливоподачі з урахуванням змінного обсягу порожнин і змінного модуля пружності

$$\frac{W_i \pm f_i X_i}{E(P_i)} \cdot \frac{dP_i}{dt} = \sum \left(Q_i \pm f_i \frac{dX_i}{dt} \right), \quad (2.9)$$

де W_i – номінальний об'єм порожнини; f_i – площа торця рухомого елемента; Q_i – витрата палива, що надходить у порожнину.

Наведений модуль пружності палива

$$E_{np}(P_i) = E_n \cdot \frac{1 + 1/\gamma^*}{\frac{1}{\gamma^*} + \frac{P_{атм} E_n}{P_{i абс}^2}}, \quad (2.10)$$

де γ^* – відносна кількість повітря, що міститься в паливі в нерозчиненому стані; E_n – модуль пружності чистого палива ($E_n \approx 1600$ МПа).

З урахуванням (2.6) наведемо рівняння (2.9) до безрозмірного вигляду:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_i}{d\tau} &= \frac{k_{6i}(p_i)}{1 \pm k_{7i} x_i} \cdot \sum \left(q_i \mp k_{8i} \frac{dx_i}{d\tau} \right); \\ p_i &\geq p_{нар}; \end{aligned} \right\} \quad (2.11)$$

де

$$k_{6i} = \frac{Q_6 t_6 E_{пр}(P_i)}{P_6 \cdot W_i}; \quad k_{7i} = \frac{X_6 f_i}{W_i}; \quad k_{8i} = \frac{X_6 f_i}{Q_6 t_6}. \quad (2.12)$$

$p_{нар}$ – безрозмірний тиск насиченої пари.

2.4 Нестационарні процеси у гідравлічних каналах (паливопроводах)

Нестационарні процеси у гідравлічних каналах (паливопроводах) описують різними математичними моделями. Усі моделі можна розділити на два класи: у зосереджених та у розподілених параметрах.

При описі динаміки каналу в зосереджених параметрах передбачається (за аналогією з електротехнікою), що канал володіє активним опором R , створеним тертям, індуктивністю L завдяки інерційності рідини і ємністю C внаслідок стисливості палива. Причому стисливість палива враховують зосередження його обсягу у фіксованих місцях каналу. Найбільш поширені П- і Г-подібне зосередження. Для Г-подібного зосередження (рис. 2.2 б) обсяг палива розташовують в кінці каналу (трубопроводу). Тоді

$$\left. \begin{aligned} P_1 - P_2 &= L \frac{dQ_1}{dt} + RQ_1; \\ Q_3 &= C \frac{dP_2}{dt}; \quad Q_1 = Q_2 + Q_3. \end{aligned} \right\} \quad (2.13)$$

Тут

$$L = \rho \frac{\ell_T}{f_T}, \quad R = \frac{8 \nu \rho \ell_T}{f_T r_T^2}, \quad C = \frac{f_T \ell_T}{E}, \quad (2.14)$$

де ℓ_T , r_T , f_T – відповідно довжина, радіус і площа перерізу каналу.

Введемо базові величини (при довільному значенні базової швидкості V_6)

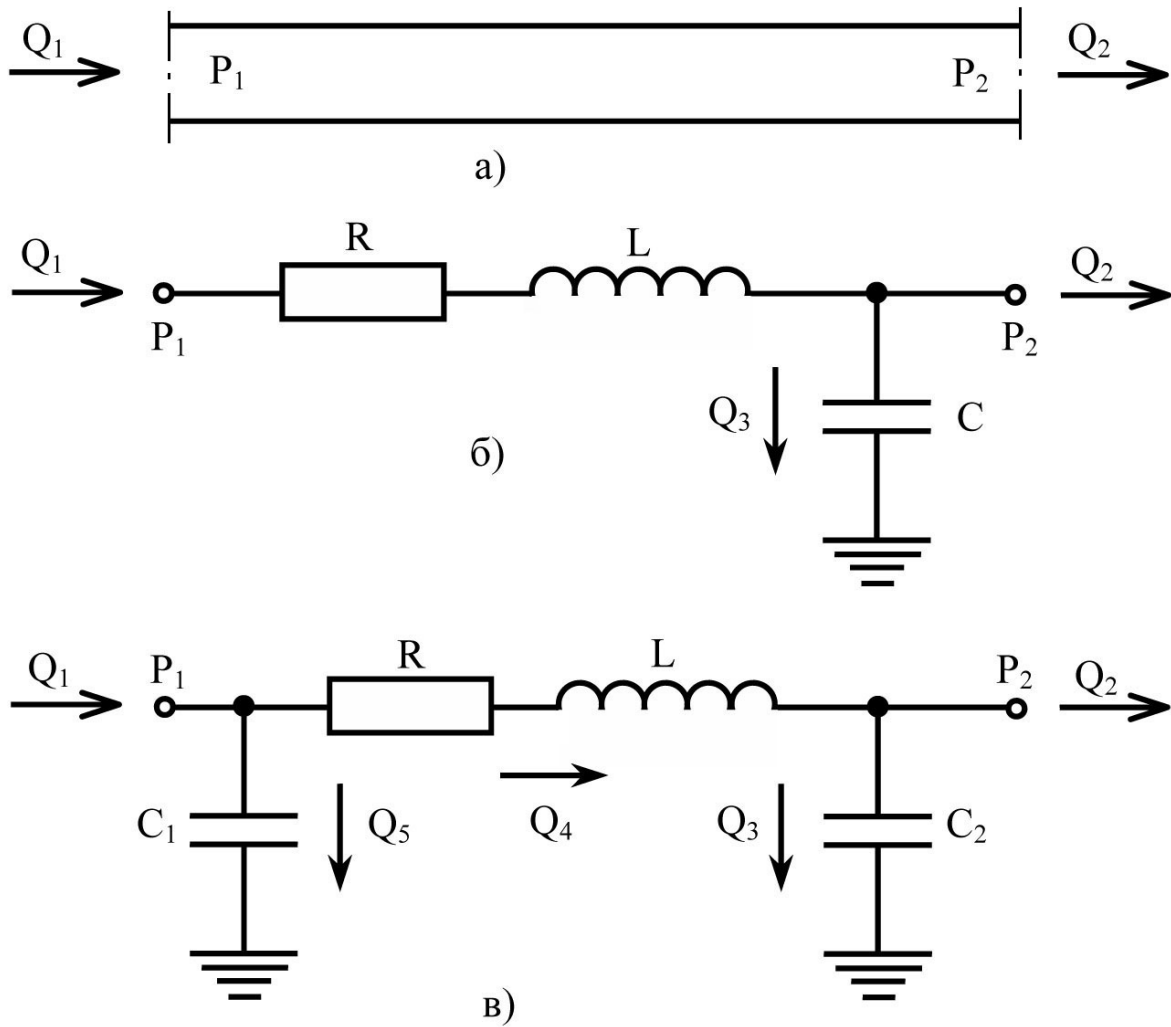
$$X_6 = \ell_T; \quad t_6 = \ell_T / C_p; \quad P_6 = \rho C_n V_6; \quad Q_6 = V_6 \cdot f_T, \quad (2.15)$$

де C_p – швидкість звуку в рідині (паливі).

Тоді безрозмірна індуктивність та ємність каналу $\bar{C} = \bar{L} = 1$, безрозмірний опір каналу ($\bar{R} = \psi$)

$$\psi = \frac{8\nu}{r_T^2} \cdot \frac{\ell_T}{C_p}.$$

і система рівнянь (1.13) набуде вигляду



а – схема каналу;
 б – Г-подібне зосередження;
 в – П-подібне зосередження

Рисунок 2.2 – Електричні аналоги каналу у зосереджених параметрах

$$\left. \begin{aligned} \frac{dq_1}{d\tau} + \psi q_1 &= p_1 - p_2; \\ \frac{dp_2}{d\tau} &= q_3; \quad q_1 = q_2 + q_3. \end{aligned} \right\} \quad (2.16)$$

При П-подібному зосередженні (об'єми палива зосереджені на обох кінцях каналу – рис. 2.2, в) маємо $C_1 = C_2 = 0.5C$ і, отже

$$\left. \begin{aligned} \frac{dq_4}{d\tau} + \psi q_4 &= p_1 - p_2; \\ \frac{dp_1}{d\tau} &= 2q_5; \quad \frac{dp_2}{d\tau} = 2q_3; \\ q_1 &= q_4 + q_5; \quad q_4 = q_2 + q_3. \end{aligned} \right\} \quad (2.17)$$

Більш повний опис нестационарних процесів у паливопроводі в розподілених параметрах отримано шляхом спрощення рівнянь Нав'є-Стокса для нестационарного ламінарного ізотермічного руху в'язкої рідини, що слабко стискається в циліндричному каналі круглого перерізу, схема якого наведена на рис. 2.3.

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial U_x}{\partial t} &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\nu}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial U_x}{\partial r} \right); \\ \frac{\partial U_x}{\partial X} &= -\frac{1}{E} \cdot \frac{\partial P}{\partial t} - \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot U_r); \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

де $U_x(X, r, t)$ – місцева осьова швидкість; X, r – координати в осьовому та радіальному напрямках; $U_r(X, r, t)$ – місцева радіальна швидкість.

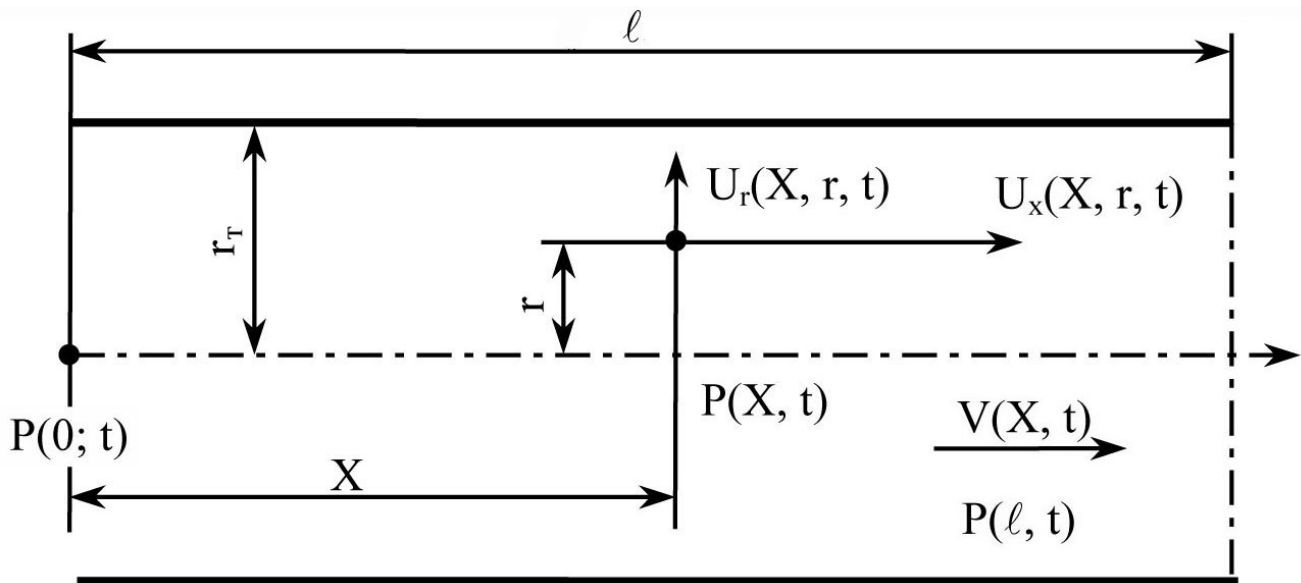


Рисунок 2.3 – Схема паливного каналу

Усереднюючи параметри перетину потоку, перейдемо до одно-мірної моделі

$$\left. \begin{aligned} -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial t} &= C_p^2 \frac{\partial V}{\partial X}; \\ -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial X} &= \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{8\nu}{r_T^2} V + E^*; \end{aligned} \right\} \quad (2.19)$$

де $V(X, t)$ – середня за перерізом швидкість потоку (палива);

$$E^*(X, t) = \frac{4\nu}{r_T^2} \int_0^t \frac{\partial v(X, t)}{\partial t_1} W^*(t - t_1) dt_1, \quad (2.20)$$

де W^* – вагова функція.

У другому рівнянні системи (2.19) два останні доданки визначають сили в'язкісного тертя, причому $\frac{8\nu V}{r_T^2}$ збігається з силами тертя

в рівнянні Пуазейля для ламінарного потоку, що встановився, і зазвичай називається квазістаціонарним тертям. Інтеграл (2.20) враховує з певною вагою всю передісторію зміни середньої швидкості в перерізі каналу (перебудову профілю швидкостей) і надалі називається нестационарним тертям.

Швидкість поширення звуку (збурення) у паливі визначається рівнянням

$$C_p = \sqrt{\frac{E_{np}}{\rho}}, \quad (2.21)$$

де E_{np} визначається виразом (2.10).

Швидкість звуку залежить від жорсткості трубопроводу, тобто від радіуса r_T та товщини стінки δ . У дизелях паливопроводи виконуються здебільшого зі сталі (модуль пружності сталі $E_{тр} = 2 \cdot 10^{11}$ Па) із співвідношенням $r_T/\delta < 10$. При модулі пружності дизельного палива $E_{п} \approx 1400 \dots 1600$ МПа та зазначених співвідношеннях трубопроводу падіння швидкості C_p при обліку $E_{тр}$ не перевищує (5 ... 7) %, що дозволяє в розрахунках знехтувати жорсткістю трубопроводу.

У безрозмірному вигляді рівняння (2.19) та (2.20), враховуючи (2.15), мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{\partial v}{\partial \tau} + \psi v + \varepsilon; \\ -\frac{\partial p}{\partial \tau} &= \frac{\partial v}{\partial x}; \end{aligned} \right\} \quad (2.22)$$

$$\text{де } \varepsilon = \frac{\psi}{2} \int_0^{\tau} \frac{\partial v}{\partial \tau_1} W^*(\tau - \tau_1) d\tau_1. \quad (2.23)$$

Вагова функція W^* може бути з достатньою точністю апроксимована сумою трьох експонентів

$$W^*(\tau) = \sum_{k=1}^3 m_k \exp\left(-n_k \psi \frac{\tau}{8}\right) \quad (2.24)$$

при $m_1 = 40$; $m_2 = 8,1$; $m_3 = 1$; $n_1 = 8000$; $n_2 = 200$; $n_3 = 26,4$.

2.5 Витрати через щілини, що дроселюють

Витрати через щілини, що дроселюють описуються рівнянням:

$$Q_i = \mu_i f_i \sqrt{\frac{2}{\rho} |\Delta P_i|} \cdot \text{sign } \Delta P_i, \quad (2.25)$$

де f_i – площа щілини; ΔP_i – перепад тисків на щілині.

Базове значення витрати

$$Q_6 = \mu_6 f_6 \sqrt{\frac{2}{\rho} |\Delta P_6|}. \quad (2.26)$$

Приймаючи безрозмірну площу

$$\varphi_i = \frac{\mu_i f_i}{\mu_6 f_6},$$

наведемо рівняння (2.25) до безрозмірного вигляду

$$q_i = \varphi_i \sqrt{|\Delta p_i|} \cdot \text{sign } \Delta p_i. \quad (2.27)$$

2.6 Площа відкриття круглого вікна

Площа відкриття круглого вікна (впускний та випускний отвір у втулці ПНВТ) при переміщенні плунжера визначається рівняннями при $\mu_i = \mu_6$ – рис. 2.4 (h – відкриття вікна).

$$\varphi_i = \frac{r_i^2 \cdot \psi_i^*}{f_6}; \quad \bar{h} = \frac{h}{r}; \quad (2.28)$$

$$\psi_i^* = \left\{ \begin{array}{ll} 0 & \text{при } \bar{h} < 0; \\ 0.8 \bar{h}^{1.5} \left(\sqrt{2 - \bar{h}} + 0.94 \right) & \text{при } 0 \leq \bar{h} < 1; \\ \pi - 0.8 (2 - \bar{h})^{1.5} \left(\sqrt{\bar{h}} + 0.94 \right) & \text{при } 1 \leq \bar{h} < 2; \\ \pi & \text{при } 2 \leq \bar{h}. \end{array} \right\} \quad (2.29)$$

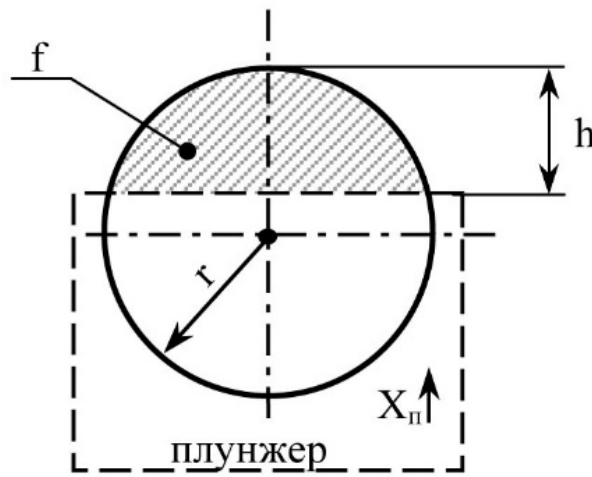


Рисунок 2.4 – Схема відкриття (закриття) круглого вікна втулки ПНВТ

2.7 Площа відкриття конусного клапана f (клапани ПНВТ, форсунка)

За рис. 2.5

$$f = \pi X \sin \frac{\alpha}{2} \left(d - X \frac{\sin \alpha}{2} \right). \quad (2.30)$$

При $X \ll d$ наближено знаходимо лінійну залежність

$$f = \pi d X \sin 0.5 \alpha. \quad (2.31)$$

У наведених рівняннях X – усунення (відкриття) клапана; d – діаметр клапана; α – кут конусності клапана.

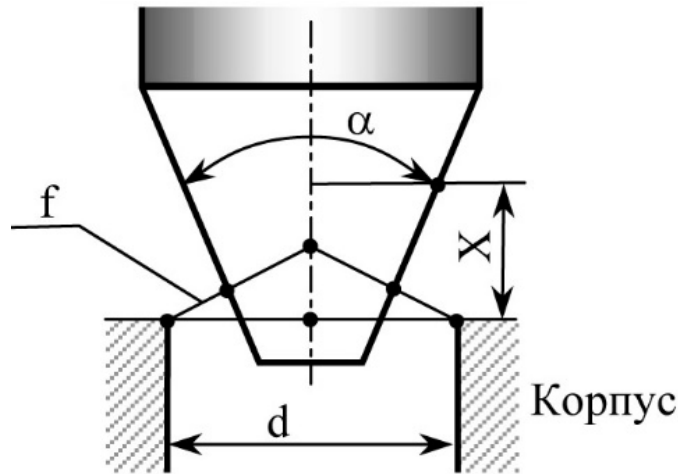


Рисунок 2.5 – Схема конусного клапана

2.8 Витік палива через радіальний зазор між рухомим елементом та втулкою при концентричній щілині

Витік палива через радіальний зазор між рухомим елементом (плунжером, голкою) та втулкою при концентричній щілині описується рівнянням Пуазейля:

$$Q_{ym} = \frac{\pi d_e \Delta^3}{12 \nu \rho \ell_n} \cdot \Delta P. \quad (2.32)$$

У безрозмірному вигляді

$$q_{ym} = k_{35} \Delta p, \quad (2.33)$$

де

$$k_{35} = \frac{\pi d_e \Delta^3 \sqrt{\frac{\rho}{2} P_o}}{12 \nu \rho \ell_n \mu_o f_o}, \quad (2.34)$$

d_e – діаметр елемента; ΔP – перепад тисків на щілині; ℓ_n – довжина щілини.

3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛЯ

3.1 Визначення основних розмірів плунжерної пари ПНВТ

У цьому розділі розглянуто методику визначення основних параметрів плунжерної пари насоса із золотниковим регулюванням.

Вихідним параметром для розрахунку є циклова подача палива

$$g_{\text{ц}} = \frac{g_e N_e \tau_T}{60 n \cdot i}, \quad (3.1)$$

де g_e – питома ефективна витрата палива [г/(кВт·год)]; N_e – ефективна потужність двигуна (кВт); τ_T – коефіцієнт тактності ($\tau_T = 1$ – для двотактних двигунів; $\tau_T = 2$ – для чотиритактних двигунів); n – частота обертання колінвалу двигуна [об/хв]; i – число циліндрів.

Об'єм робочої порожнини $W_{\text{п}}$ ПНВТ визначається рівнянням

$$W_{\text{п}} = \varphi_{\text{п}} \frac{W_{\text{ц max}}}{\varepsilon_{\text{н}}}, \quad (3.2)$$

де $W_{\text{ц max}}$ – об'єм, що відповідає максимально можливій подачі,

$$W_{\text{ц max}} = \frac{g_{\text{ц}}}{\rho_{\text{п}}}, \quad (3.3)$$

де $\rho_{\text{п}}$ – щільність палива.

Значення коефіцієнта подачі насоса $\varepsilon_{\text{н}}$ та коефіцієнта $\varphi_{\text{п}}$ для насоса із золотниковим регулюванням наведено у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Значення вихідних коефіцієнтів

Насос	$\varphi_{\text{п}}$	$\varepsilon_{\text{н}}$	m
Золотниковий	2.0 ... 2.5	0.66 ... 0.95	0.7 ... 1.8

Позначимо відношення повного ходу плунжера $h_{\text{п}}$ до його діаметра $d_{\text{п}}$ через

$$m = h_{\text{п}}/d_{\text{п}}.$$

Тоді значення $h_{\text{п}}$ та $d_{\text{п}}$ можна визначити з виразу

$$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4W_{\text{ц max}} \cdot \varphi_{\text{п}}}{\pi \cdot m \cdot k \cdot \varepsilon_{\text{н}}}}, \quad (3.4)$$

де k – кількість насосів на один циліндр; значення m наведені у табл. 3.1.

Остаточні розраховані значення d_{π} і h_{π} заокруглюють до найближчого розміру згідно з ДСТУ.

Зазначимо, що у математичній моделі системи паливоподачі, наведеної нижче, та програмі розрахунків позначення повного ходу плунжера ПНВТ h_{π} замінено для зручності позначення X_{π} .

Діаметр впускного (наповнювального) вікна втулки

$$d_0 = d_{\pi} \sqrt{\frac{V_{\text{ср}}}{V_{\text{к}} \cdot i_0}}, \quad (3.5)$$

де i_0 – кількість вікон; $V_{\text{к}}$ – середня швидкість рідини у вікні, зазвичай $V_{\text{к}} = (0.5 \dots 2)$ м/с; $V_{\text{ср}}$ – середня швидкість плунжера дільниці геометричної подачі.

$$V_{\text{ср}} = \frac{h_{\pi} n}{30 \cdot \tau_{\text{т}}} \left[\frac{\text{мм}}{\text{с}} \right],$$

де n – [об/хв].

Прохідний переріз випускного вікна втулки ПНВТ зазвичай приймають рівним перерізу вікна впускного, тобто $d_0 = d_{0\text{с}}$. Тут $d_{0\text{с}}$ – діаметр випускного вікна.

3.2 Розрахунок основних параметрів форсунки

Соплові отвори форсунок. Площа, число, діаметр та розташування соплових отворів є одними з основних параметрів усієї паливної системи, від правильності вибору яких залежить техніко-економічна ефективність робочого процесу дизеля.

Діаметр соплового отвору залежить від прийнятого способу сумішоутворення, розташування форсунки в камері згорання, типу та розмірів камери.

У дизелях з нерозділеними камерами згорання діаметр соплового отвору $d_{\text{с}}$ (рис. 3.1) залежить від відстані, яку факел розпиленого палива проходить за період затримки займання.

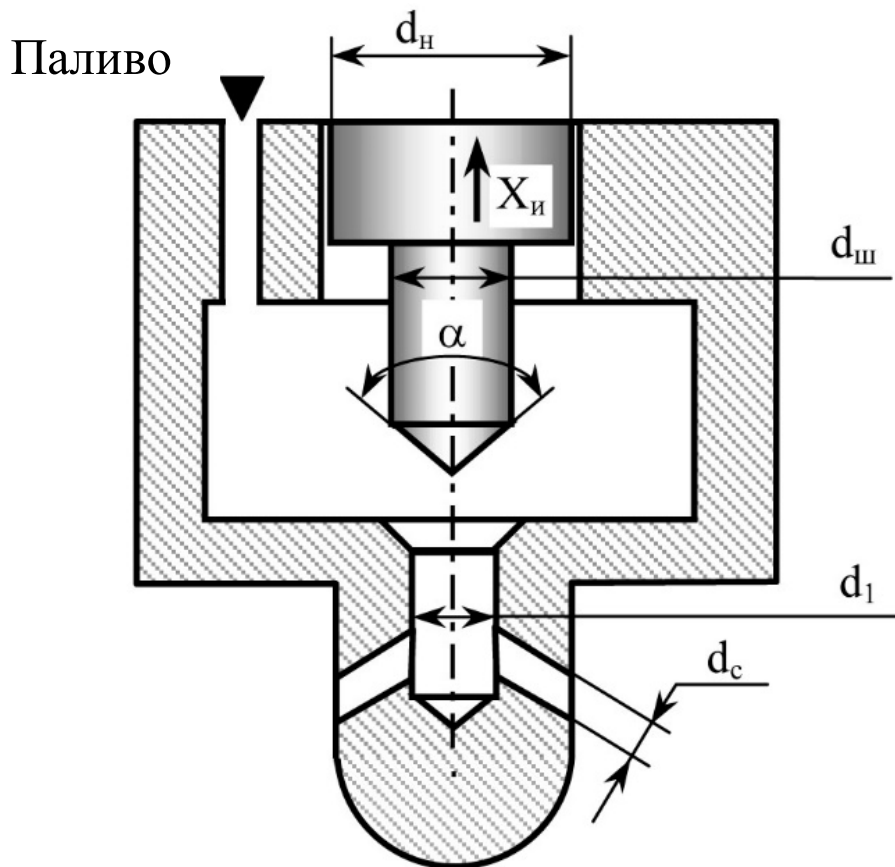


Рисунок 3.1 – Схема розпилювача форсунки

Зв'язок між цими параметрами, середньою швидкістю витоку палива через сопловий отвір, фізичними властивостями палива та повітря, середнім тиском у передсопловому каналі форсунки виражається складними емпіричними залежностями, що ускладнює процес розрахунку. При цьому внаслідок невизначеності тиску в передсопловому каналі практично неможливо отримати досить високу точність розрахунків. Тому в практиці зазвичай використовують такі спрощені співвідношення, виходячи із середньої швидкості витоку палива через сопловий отвір $U_{сф} = 150...250$ м/с при середньому тиску в передсопловому каналі $P_{сер} = 30...80$ МПа:

– при осьовому розташуванні форсунки

$$d_c = (0.00075 \dots 0.002) D_{ц}, \quad (3.6)$$

– при встановленні форсунки з боків камери

$$d_c = (0.001 \dots 0.0025) D_{ц}; \quad (3.7)$$

– при встановленні з протилежних сторін по діаметру циліндра, що зустрічається в дизелях з поршнями, що розходяться.

$$d_c = (0.0015 \dots 0.003) D_{ц}; \quad (3.8)$$

де $D_{ц}$ – діаметр циліндра.

Кількість i_c соплових отворів при розташуванні форсунок по осі циліндра у важких дизелях з нерозділеними камерами згорання $i_c = 6...16$, у малопотужних дизелях $i_c = 1...6$.

У дизелях з розділеними камерами згорання в основному використовують розпилювачі з одним сопловим отвором, діаметр якого

$$d_c = \sqrt{\frac{4W_{ц\max}}{\pi t_{дп} U_{сф}}}, \quad (3.9)$$

де

$$t_{дп} = \frac{\Phi_{дп}}{360 n}, \quad (3.10)$$

$\Phi_{дп}$ – кутова тривалість дійсної подачі палива.

Середній тиск упорскування для цих дизелів

$$P_{сер} = 10...20 \text{ МПа.}$$

Середня швидкість витікання палива через сопло

$$U_{сер} = \mu_c \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{сер} - P_z)}, \quad (3.11)$$

де $\mu_c = 0.6...0.8$; $P_z = 10 \dots 12 \text{ МПа}$ – тиск у циліндрі.

Діаметр D_c для форсунок дизелів змінюється від 0.15 до 1 мм (через 0.05 мм).

Діаметр передсоплового каналу (див. рис. 3.1).

$$d_1 = \sqrt{\frac{4(1.5...2.5) \cdot i_c f_c}{\pi}}, \quad (3.12)$$

де $f_c = \frac{\pi d_c^2}{4}$ – площа прохідного перерізу сопла.

Діаметр d_1 повинен бути таким, щоб з одного боку прохідний переріз під ущільнюючим конусом голки не повинен створювати додаткового опору руху палива, з іншого боку, він не повинен бути надто великим, тому що при цьому збільшуються розміри наконечника голки, її підйом та об'єм передсоплового каналу.

Площа прохідного перерізу f_i під конусом голки форсунки при її відкритті визначаються виразом (2.30). Очевидно, що максимальне значення даної площі $f_{i\max}$ відповідає максимальному підйому голки $X_{i\max}$.

У практиці дизелебудування найбільшого застосування отримали голки з кутом конуса $\alpha = 60^\circ$.

Площа прохідного перерізу f_i (див. рис. 3.1) під конусом голки має перевищувати сумарну площу соплових отворів у 1.5 ... 3 рази. Це зумовлює визначення максимального ходу голки $X_{i \max}$ до упору. У дизелях зазвичай ця величина становить $X_{i \max} = 0.5 \dots 1.3$ мм.

При $f_i/i_c \cdot f_c < 1.5$ створюється додатковий опір під голкою при $f_i/i_c \cdot f_c > 3$ збільшуються розміри розпилювача без помітного зростання ефективного прохідного перерізу форсунки, зростають маси рухомих деталей форсунки, збільшуються сили інерції та спостерігаються інші небажані явища.

Диференціальна площа голки $f_{\text{дп}}$ (ефективна площа камери форсунки)

$$f_{\text{дп}} = \frac{\pi}{4} (d_i^2 - d_{\text{ш}}^2) = \delta_{\text{д}} f_i; \quad (3.13)$$

де

$$\delta_{\text{д}} = 1 - \left(\frac{d_{\text{ш}}}{d_i} \right)^2; \quad (3.14)$$

$$f_i = \frac{\pi d_i^2}{4}. \quad (3.15)$$

Для дизельних форсунок під час проєктування рекомендується

$$\delta_{\text{д}} = 0.65 \dots 0.75.$$

З (3.14) отримуємо діаметр голки

$$d_i = \frac{d_{\text{ш}}}{\sqrt{1 - \delta_{\text{д}}}}. \quad (3.16)$$

Більшість форсунок розпилювачів мають діаметр голки $d_i = 6 \dots 16$ мм.

Діаметр голки можна оцінити приблизно і діаметром плунжера паливного насоса $d_{\text{п}}$:

$$d_i = (0.35 \dots 0.60) d_{\text{п}}. \quad (3.17)$$

Розрахунок сили попереднього підтискання пружини форсунки $G_{\text{пр } i}$ обумовлений геометричними розмірами d_1 , $d_{\text{ш}}$, d_i та заданим тиском відкриття форсунки $P_{\text{оф}}$. У момент відкриття форсунки $P_2 = P_{\text{оф}}$ і без урахування сили тертя отримуємо

$$G_{npi} = \frac{\pi}{4} (d_i^2 - d_1^2) \cdot P_{of} + \frac{\pi d_1^2}{4} P_z - \frac{\pi d_i^2}{4} P_c. \quad (3.18)$$

де P_c – тиск у пружинній порожнині форсунки. Жорсткість пружини $C_{пр\phi}$ зазвичай становить $C_{пр\phi} = 100...400$ Н/мм.

3.3 Визначення закону переміщення плунжера ПНВТ

Переміщення плунжера ПНВТ здійснюється кулачком або кулачковою шайбою, профілі яких визначають закон подачі палива та динаміку насоса. Одним із способів проектування профілю паливного кулачка є завдання закону зміни швидкості плунжера ПНВТ і визначення цього закону кривої шляху плунжера, що забезпечує бажану характеристику подачі. При цьому, виходячи з величин динамічної напруженості деталей насоса, сил інерції деталей, що переміщуються, рекомендуються значення прискорень плунжера ПНВТ, що знаходяться в межах $150 \dots 400$ м/с². Найменші значення відносяться до тихохідних дизелів, а великі – до швидкохідних. Для високофорсованих дизелів прискорення плунжера ПНВТ досягає 600 м/с². Якщо прискорення плунжера перевищує зазначені межі, слід збільшити кут ϕ_r повороту колінвала, що відповідає геометричній тривалості подачі палива. Один із найбільш застосовуваних законів зміни швидкості плунжера наведено на рис. 3.2. Очевидно, що точка А визначає кінець профілю кулачка. У цей момент плунжер насоса досягає верхнього крайнього положення.

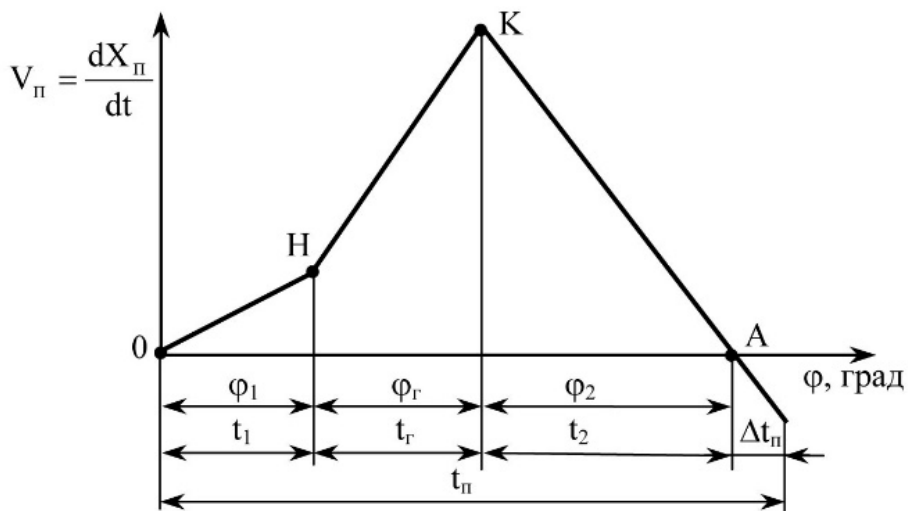


Рисунок 3.2 – Залежність швидкості переміщення плунжера ПНВТ $\frac{dX_n}{dt}$ від кута повороту колінвала ϕ_r

Відповідно до рис. 3.2 кут профілю кулачка

$$\theta = \varphi_1 + \varphi_r + \varphi_2, \quad (3.19)$$

де φ_1 – кут повороту коленвала, що відповідає переміщенню плунжера ПНВТ від початку його руху до моменту повного перекриття впускного отвору;

φ_r – геометрична тривалість подачі палива, що відповідає переміщенню плунжера ПНВТ від моменту повного перекриття отвору впуску до початку відкриття випускного (відсічного) отвору. Переміщення плунжера у вказаному діапазоні є його активним ходом;

φ_2 – кут повороту колінвалу, що відповідає переміщенню плунжера ПНВТ від моменту відкриття випускного отвору до моменту, коли плунжер досягає свого верхнього крайнього положення.

На рис. 3.2 точка "0" відповідає моменту початку руху плунжера ПНВТ; точка "Н" відповідає моменту початку активного ходу плунжера; точка "К" відповідає моменту відкриття впускного вікна втулки ПНВТ.

Зазвичай відкриття випускного вікна (відсічка подачі палива) відбувається при максимальному тиску згорання в циліндрі, що відповідає режиму найбільшої економічності та $10 - 15^\circ$ кута повороту колінвалу після В.М.Т.

Для паливних насосів

$$\theta = (3.0 \dots 8.5)\varphi_r \quad (3.20)$$

При проєктуванні кут φ_2 зазвичай визначають із співвідношення

$$\varphi_2 = (0.25 \dots 0.5)\theta. \quad (3.21)$$

Вибір значення кута φ_r необхідно виконати, користуючись такими рекомендаціями:

– для тихохідних дизелів з короткими трубопроводами

$$\varphi_r = 16^\circ \dots 41^\circ;$$

– для тихохідних дизелів з довгими трубопроводами

$$\varphi_r = 44^\circ \dots 50^\circ;$$

– для швидкохідних дизелів з короткими трубопроводами

$$\varphi_r = 24^\circ \dots 55^\circ;$$

– для швидкохідних дизелів з довгими трубопроводами

$$\varphi_r = 42^\circ \dots 70^\circ.$$

Тимчасові інтервали в секундах, що відповідають кутам повороту колінвалу (див. рис. 3.2), визначаються виразами

$$t_1 = \frac{\varphi_1}{360n}; \quad t_r = \frac{\varphi_r}{360n}; \quad t_2 = \frac{\varphi_2}{360n}, \quad (3.22)$$

де n [об/хв] – частота обертання колінвалу дизеля.

Лінійні рівняння, що описують закон зміни швидкості плунжера за рис. 3.2, мають такий вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dX_{\Pi}}{dt} &= K_1 t && \text{при } 0 \leq t \leq t_1; \\ \frac{dX_{\Pi}}{dt} &= K_1 t_1 + K_2 (t - t_1) && \text{при } t_1 < t \leq (t_1 + t_r); \\ \frac{dX_{\Pi}}{dt} &= K_1 t_1 + K_2 t_r - K_3 (t - t_1 - t_r) && \text{при } (t_1 + t_r) < t \leq t_{\Pi}; \\ &&& t_{\Pi} = t_1 + t_r + t_2 + \Delta t_{\Pi}; \end{aligned} \right\} \quad (3.23)$$

де t – поточний час, [с]; K_1, K_2, K_3 – прискорення руху плунжера [м/с²] відповідно для інтервалів $\varphi_1, \varphi_r, \varphi_2$; Δt_{Π} – додатковий час, необхідний для завершення динамічних процесів у системі.

Очевидно, що

$$X_{\Pi \max} = \int_0^{t_A} V_{\Pi} dt, \quad (3.24)$$

де $t_A = t_1 + t_r + t_2$, V_{Π} – швидкість плунжера ПНВТ.

Звідси

$$X_{\Pi \max} = 0.5 K_1 t_1^2 + K_1 t_1 t_r + 0.5 K_1 t_1 t_2 + 0.5 K_2 (t_r^2 + t_1 t_2).$$

Перетворюючи останнє рівняння, отримуємо

$$\left. \begin{aligned} K_2 &= \frac{2X_{\Pi \max} - K_1 t_1 (t_1 + 2t_r + t_2)}{t_r^2 + t_1 t_2}; \\ K_3 &= -\frac{K_1 t_1 + K_2 t_r}{t_2}. \end{aligned} \right\} \quad (3.25)$$

При проектуванні доцільно приймати для тихохідних дизелів $K_1 = 80 \dots 120$ м/с², для швидкохідних дизелів $K_1 = 150 \dots 250$ м/с².

З (3.25) за раніше розрахованими величинами повного ходу плунжера $X_{\Pi \max}$, тимчасовим інтервалом t_1, t_r, t_2 і обраного значення K_1 підбирають значення коефіцієнтів K_2 і K_3 рівнянь (3.23). При цьому необхідно дотримуватися наведених рекомендацій щодо значень при-

скорень плунжера ПНВТ.

4 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТИПОВОЇ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛЯ

Розрахункову схему системи наведено на рис. 4.1. Система містить ПНВТ, що включає плунжер 1 із золотниковим регулюванням, втулку 2 з впускним вікном діаметром d_0 і випускним вікном діаметром d_{0c} ; нагнітальний клапан 3 із пружиною 4; з'єднувальний паливопровід 5 довжиною ℓ_t та внутрішнім діаметром d_t ; форсунку, що складається з корпусу 6, голки 7, пружини 8. Нижнє положення верхнього торця плунжера відповідає осі $X_{\text{п}} = 0$. Максимальний (повний) хід плунжера – $X_{\text{п max}}$. B – відстань між осями вікон у втулці ПНВТ. $X_{\text{п}}$, $X_{\text{к}}$, X_{i} – переміщення відповідно до плунжера, клапана, голки; $X_{\text{отс}}$ – відстань між нижньою кромкою торця золотника та нижньою точкою випускного отвору; P_0 , P_c – тиск відповідно на вході впускного вікна та на виході випускного вікна (залишковий тиск у зливних трубопроводах); $P_{\text{н}}$, P_1 , P_2 – тиск відповідно в робочій порожнині ПНВТ, на початку та наприкінці сполучного паливопроводу; $C_{\text{прк}}$, $C_{\text{прф}}$ – жорсткість пружин клапана та форсунки; Q_1 , Q_2 – витрата палива на початку та наприкінці паливопроводу; $W_{\text{н}}$, W_2 – об'єми робочої порожнини ПНВТ та камери форсунки; $Q_{\text{ц}}$, $Q_{\text{с}}$ – витрата палива відповідно з камери форсунки в передсопловий канал і через сопло форсунки; $Q_{\text{ут ф}}$ – витікання палива по радіальних зазорах між голкою та корпусом форсунки; $d_{\text{п}}$, d_{i} , $d_{\text{ш}}$, d_1 , $d_{\text{с}}$ – діаметр відповідно плунжера, голки, штока голки, передсоплового каналу, сопла; P_z – тиск у циліндрі двигуна.

Процеси, що відбуваються в системі паливоподачі, описані такими безрозмірними рівняннями:

– витрата через впускне вікно втулки ПНВТ з (2.27) і (2.29)

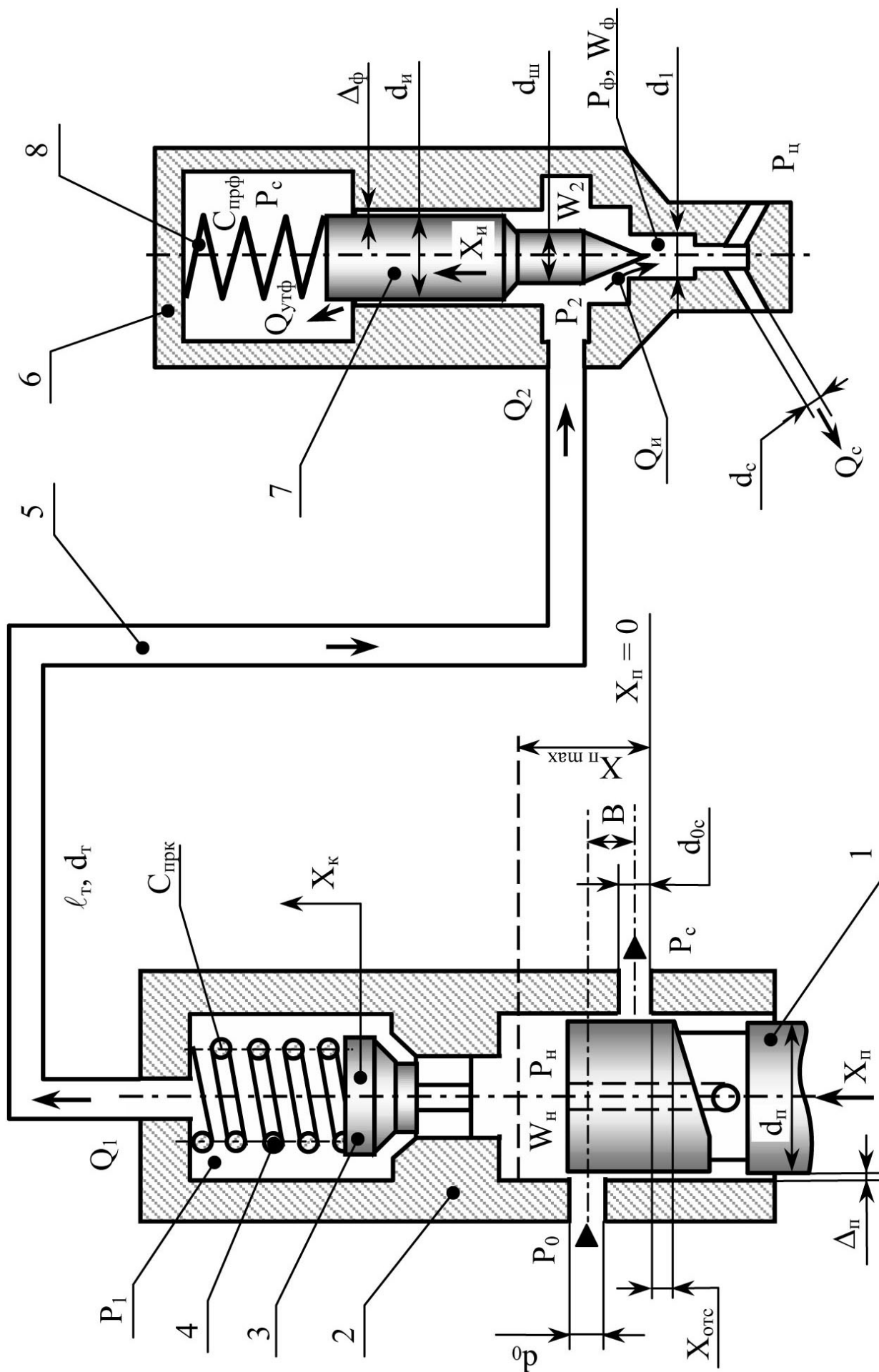


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема паливopодачі дизеля

$$\left. \begin{aligned} q_0 &= \varphi_0 \sqrt{|p_0 - p_n|} \cdot \text{sign}(p_0 - p_n); \\ \varphi_0 &= k_0 \psi_0; \\ \psi_0 &= \begin{cases} 0 & \text{при } \bar{h}_0 < 0; \\ 0.8 \bar{h}_0^{1.5} \left(\sqrt{2 - \bar{h}_0} + 0.94 \right) & \text{при } 0 \leq \bar{h}_0 < 1; \\ \pi - 0.8 (2 - \bar{h}_0)^{1.5} \cdot \left(\sqrt{\bar{h}_0} + 0.94 \right) & \text{при } 1 \leq \bar{h}_0 < 2; \\ \pi & \text{при } \bar{h}_0 \geq 2; \end{cases} \end{aligned} \right\} (4.1)$$

$$\text{де } \bar{h}_0 = \frac{B + d_0 - X_{\Pi}}{r_0} = 2 + (b - x_n) k_r;$$

$$k_r = \frac{X_6}{r_0}; \quad b = \frac{B}{X_6}; \quad k_0 = \frac{r_0^2}{f_6}; \quad r_0 = \frac{d_0}{2};$$

– витрата через випускне вікно втулки ПНВТ (до відсічення) по (2.27) і (2.29) – рис. 4.2, а

$$\left. \begin{aligned} q_{oc} &= \varphi_{oc} \sqrt{|p_n - p_c|} \cdot \text{sign}(p_n - p_c); \\ \varphi_{oc} &= k_{oc} \psi_{oc}; \\ \psi_{oc} &= \begin{cases} 0 & \text{при } \bar{h}_{oc} < 0; \\ 0.8 \bar{h}_{oc}^{1.5} \left(\sqrt{2 - \bar{h}_{oc}} + 0.94 \right) & \text{при } 0 \leq \bar{h}_{oc} < 1; \\ \pi - 0.8 (2 - \bar{h}_{oc})^{1.5} \cdot \left(\sqrt{\bar{h}_{oc}} + 0.94 \right) & \text{при } 1 \leq \bar{h}_{oc} < 2; \\ \pi & \text{при } \bar{h}_{oc} \geq 2; \end{cases} \end{aligned} \right\} (4.2)$$

$$\text{де } \bar{h}_{oc} = \frac{d_{oc} - X_{\Pi}}{r_{oc}} = 2 - k_{roc} x_n;$$

$$k_{roc} = \frac{X_6}{r_{oc}}; \quad k_{oc} = \frac{r_{oc}^2}{f_6}; \quad r_{oc} = \frac{d_{oc}}{2};$$

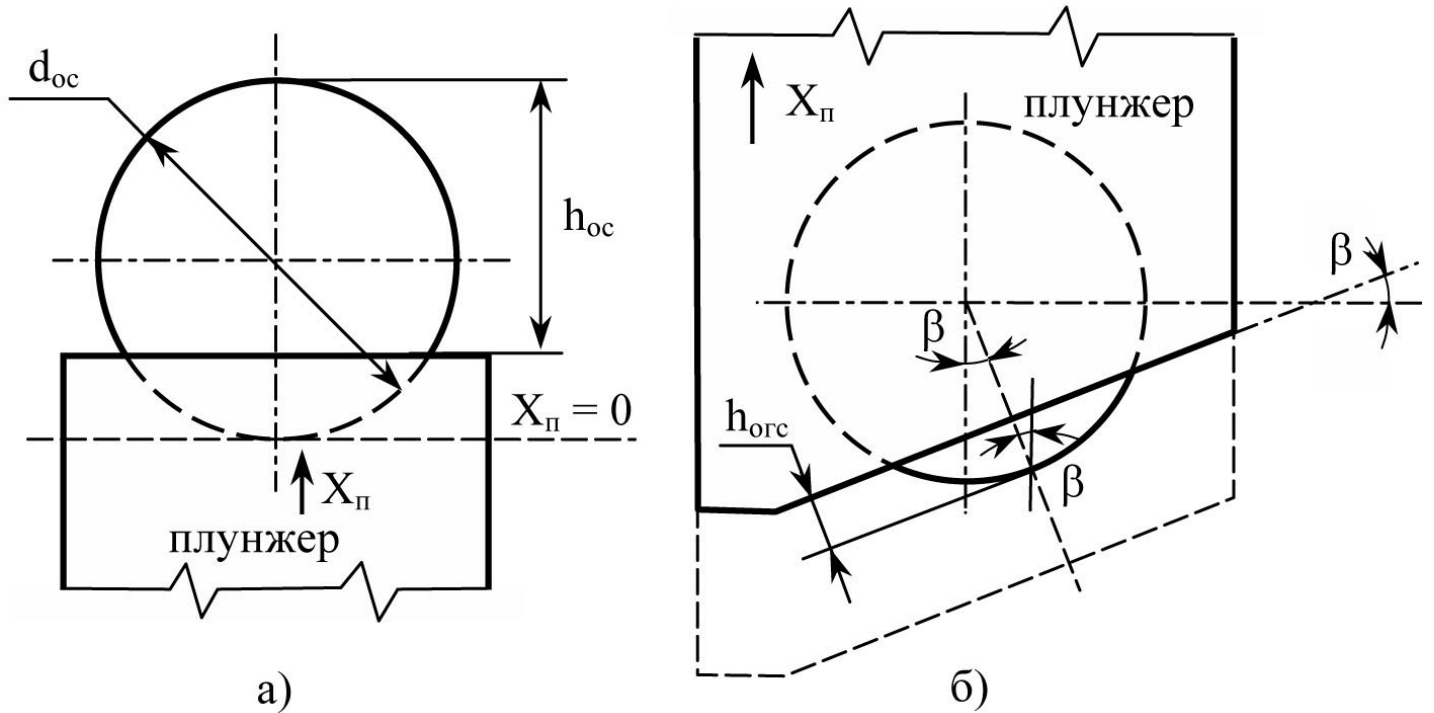


Рисунок 4.2 – Схема закриття випускного вікна (а) та розрахункова схема відкриття випускного вікна після відсікання (б)

– витрата через випускне вікно (після відсічки по (2.27) і (2.29))
– рис. 4.2, б

$$\left. \begin{aligned} q_{отс} &= \varphi_{отс} \sqrt{|p_n - p_c|} \cdot \text{sign}(p_n - p_c); \\ \varphi_{отс} &= k_{отс} \psi_{отс}; \\ \psi_{отс} &= \begin{cases} 0 & \text{при } \bar{h}_{отс} < 0; \\ 0.8 \bar{h}_{отс}^{1.5} \left(\sqrt{2 - \bar{h}_{отс}} + 0.94 \right) & \text{при } 0 \leq \bar{h}_{отс} < 1; \\ \pi - 0.8 (2 - \bar{h}_{отс})^{1.5} \cdot \left(\sqrt{\bar{h}_{отс}} + 0.94 \right) & \text{при } 1 \leq \bar{h}_{отс} < 2; \\ \pi & \text{при } \bar{h}_{отс} \geq 2; \end{cases} \end{aligned} \right\} (4.3)$$

$$\text{де } \bar{h}_{отс} = \frac{\left(X_{п} - X_{п \max} + \frac{k_{np} d_{oc}}{\cos \beta} \right) \cos \beta}{r_{oc}} = 2k_{np} + (x_n - x_{n \max}) k_{roc} \cdot \cos \beta$$

$k_{omc} = k_{oc}$; $k_{np} = 0.5$ – коефіцієнт корекції ступеня відкриття випускного вікна.

– витрата через нагнітальний клапан – рис. 4.3

$$\left. \begin{aligned} q_k &= \varphi_k \sqrt{|p_H - p_1|} \cdot \text{sign}(p_H - p_1); \\ \varphi_k &= k_{HK} \sqrt{\bar{h}_k^2 + \bar{\Delta}_k^2}; \\ \bar{h}_k &= x_k - x_{ko} \quad \text{при} \quad \bar{h}_k \geq 0; \\ \text{при} \quad \bar{h}_k < 0 \quad \varphi_k &= 0; \\ k_{HK} &= \frac{\mu_k \pi d_k X_{\bar{\sigma}}}{\mu_{\bar{\sigma}} f_{\bar{\sigma}}}; \quad \bar{\Delta}_k = \frac{\Delta_k}{X_{\bar{\sigma}}}; \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

– баланс витрат палива у робочій порожнині ПНВТ згідно з (2.11) та (2.12)

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_H}{d\tau} &= \frac{k_{6H}}{1 - k_{7H} x_n} \left(q_0 - q_{ym} - q_{oc} - q_{omc} - q_k + k_{8H} \frac{dx_n}{d\tau} \right); \\ p_H &\geq p_{nap}; \end{aligned} \right\} \quad (4.5)$$

де $k_{6H} = \frac{Q_{\bar{\sigma}} E_{np} t_{\bar{\sigma}}}{W_H P_{\bar{\sigma}}}$; $k_{7H} = \frac{X_{\bar{\sigma}} f_{\Pi}}{W_H}$; $k_{8H} = \frac{X_{\bar{\sigma}} f_{\Pi}}{t_{\bar{\sigma}} Q_{\bar{\sigma}}}$ хп – безрозмірне перемі-

щення плунжера ПНВТ; $W_H = f_{\Pi} X_{\Pi \max}$;

E_{np} – наведений модуль пружності палива; f_i – площа торця плунжера, q_{ym} – витікання палива з робочої порожнини ПНВТ за радіальними зазорами між плунжером та втулкою;

– переміщення нагнітального клапана (2.7), (2.8)

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 x_k}{d\tau^2} &= -k_{2k} \text{sign} \frac{dx_k}{d\tau} - k_{3k} x_k + k_{4k} \Delta p - k_{5k} - k_{dk}; \\ 0 &\leq x_k \leq x_{k \max}; \end{aligned} \right\} \quad (4.6)$$

де $\Delta p = p_H - p_1$;

$$k_{2k} = \frac{G_{\text{трк}} t_{\bar{\sigma}}^2}{M_k X_{\bar{\sigma}}}; \quad k_{3k} = \frac{C_{\text{прк}} t_{\bar{\sigma}}^2}{M_k}; \quad k_{4k} = \frac{f_{\text{кт}} P_{\bar{\sigma}} t_{\bar{\sigma}}^2}{M_k X_{\bar{\sigma}}};$$

$$k_{5\kappa} = \frac{G_{\text{прк}} t_6^2}{M_{\kappa} X_6}; \quad k_{\partial\kappa} = 0;$$

$G_{\text{трк}}$ – сила сухого тертя; $C_{\text{прк}}$ – жорсткість пружини; $f_{\text{кт}}$ – ефективна площа клапана; $G_{\text{прк}}$ – сила попереднього підібгання пружини; M_{κ} – наведена маса клапана;

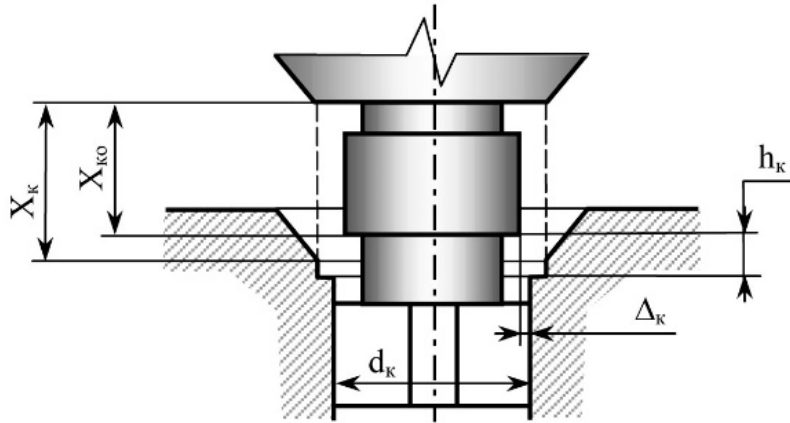


Рисунок 4.3 – Схема відкриття нагнітального клапана

– баланс витрат у робочій порожнині (кишені) форсунки по (2.11), (2.12)

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_2}{d\tau} &= \frac{k_{6u}}{1 + k_{7u}x_u} \left(q_2 - q_u - k_{8u} \frac{dx_u}{d\tau} - q_{ym\phi} \right); \\ p_2 &\geq p_{нар}; \end{aligned} \right\} \quad (4.7)$$

$$\left. \begin{aligned} q_{ym\phi} &= k_{ym\phi} (p_2 - p_c); \\ k_{ym\phi} &= \frac{\pi d_{и} \Delta_{\phi}^3 P_6}{12 \rho v \ell_{и} Q_6}; \end{aligned} \right\} \quad (4.8)$$

$$\text{де } k_{6u} = \frac{Q_6 E_{\text{пр}} t_6}{W_2 P_6}; \quad k_{7u} = \frac{X_6 f_{и}}{W_2}; \quad k_{8u} = \frac{X_6 f_{и}}{t_6 Q_6};$$

$f_{и} = \frac{\pi}{4} (d_{и}^2 - d_{ш}^2)$; $\ell_{и}$ – довжина кільцевої щілини; x_i – безрозмірне переміщення голки форсунки; q_2 – безрозмірна витрата палива в кінці трубопроводу;

– витрата палива з кишені форсунки в передсопловий канал (2.27) і (2.30)

$$\left. \begin{aligned} q_u &= \varphi_u \sqrt{|p_2 - p_\phi|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_\phi); \\ \varphi_u &= k_\phi \left(\bar{d}_1 - \frac{x_u}{2} \text{sign} \alpha_\phi \right) x_u \sin \frac{\alpha_\phi}{2}; \end{aligned} \right\} \quad (4.9)$$

де $\bar{d}_1$ – безрозмірний діаметр передсоплового каналу; α_ϕ – кут конуса голки форсунки; $k_\phi = \frac{\pi X_\phi^2}{f_\phi}$;

– витрата через соплові отвори форсунки

$$q_c = i_c \cdot \varphi_c \sqrt{|p_\phi - p_z|} \cdot \text{sign}(p_\phi - p_z); \quad (4.10)$$

де $\varphi_c = \frac{f_c}{f_\phi}$; $f_c = \frac{\pi d_c^2}{4}$;

i_c – кількість сопел;

– баланс витрат у передсопловому каналі, вважаючи його об'єм незмінним ($W_\phi = \text{const}$)

$$\frac{dp_\phi}{d\tau} = k_{6\phi} (q_u - q_c); \quad (4.11)$$

де $k_{6\phi} = \frac{Q_\phi E_{\text{пр}} t_\phi}{W_\phi P_\phi}$;

– переміщення голки форсунки (2.7), (2.8)

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 x_u}{d\tau^2} &= -k_{1u} \frac{dx_u}{d\tau} - k_{2u} \text{sign} \frac{dx_u}{d\tau} - k_{3u} x_u + k_{4u} p_2 + \\ &+ k_{41u} p_\phi - k_{42u} p_c - k_{5u}; \\ 0 &\leq x_u \leq x_{u \max}; \end{aligned} \right\} \quad (4.12)$$

$$\text{де } k_{1u} = \frac{H_{\text{и}}^* t_{\text{б}}}{M_{\text{и}}}; \quad k_{2u} = \frac{G_{\text{три}} t_{\text{б}}^2}{M_{\text{и}} X_{\text{б}}}; \quad k_{3u} = \frac{C_{\text{при}} t_{\text{б}}^2}{M_{\text{и}}};$$

$$k_{4u} = \frac{\pi (d_{\text{и}}^2 - d_1^2) P_{\text{б}} t_{\text{б}}^2}{4 M_{\text{и}} X_{\text{б}}}; \quad k_{41u} = \frac{\pi d_1^2 P_{\text{б}} t_{\text{б}}^2}{4 M_{\text{и}} X_{\text{б}}};$$

$$k_{42u} = \frac{\pi d_{\text{и}}^2 P_{\text{б}} t_{\text{б}}^2}{4 M_{\text{и}} X_{\text{б}}}; \quad k_{5u} = \frac{G_{\text{при}} t_{\text{б}}^2}{M_{\text{и}} X_{\text{б}}};$$

$H_{\text{и}}^*$ – коефіцієнт в'язкого демпфування по (4.3);

$G_{\text{три}}$ – сухе тертя; $M_{\text{и}}$ – наведена маса голки; $G_{\text{при}}$ – сила попереднього підтискання пружини.

Рух палива у сполучному трубопроводі (див. рис. 4.1) описано системою рівнянь у зосереджених параметрах із застосуванням базових величин (2.6). Дана система безрозмірних рівнянь при П-подібному зосередженні (див. рис. 2.2) має такий вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dq_4}{d\tau} &= k_{\kappa} (p_1 - p_2) - k_{\text{м}} q_4; \\ \frac{dp_1}{d\tau} &= k_{\text{w}} (q_1 - q_4); \\ \frac{dp_2}{d\tau} &= k_{\text{w}} (q_4 - q_2); \end{aligned} \right\} \quad (4.13)$$

$$\text{де } k_{\kappa} = \frac{f_{\text{т}} t_{\text{б}} P_{\text{б}}}{\rho \ell_{\text{т}} Q_{\text{б}}}; \quad k_{\text{м}} = \frac{8\nu t_{\text{б}}}{r_{\text{т}}^2}; \quad k_{\text{w}} = \frac{2Q_{\text{б}} E t_{\text{б}}}{f_{\text{т}} \ell_{\text{т}} P_{\text{б}}}; \quad f_{\text{т}} = \pi r_{\text{т}}^2 - \text{площа}$$

перерізу трубопроводу.

Закон переміщення плунжера ПНВТ $X_{\text{п}}$ визначається автоматично з програмою розрахунків шляхом вирішення системи (3.23).

Наведена математична модель системи паливоподачі дизеля отримана за таких припущень:

- відсутня стисливість палива у пружинній порожнині нагнітального клапана;
- відсутні витоку палива за радіальними зазорами між плунжером і втулкою ПНВТ ($q_{\text{ут}} = 0$);

- відсутня податливість стін паливопроводу;
- тиск у зливних каналах постійний $p_c = p_{\text{іст}}$;
- коефіцієнти витрат μ_i дросельних елементів постійні;
- кількість газу, що міститься в паливі в нерозчиненому стані, постійна;

- щільність та модуль пружності палива не залежать від тиску.

Параметри математичної моделі системи паливоподачі поділяються на постійні і варіюються. Постійні параметри введені в програму розрахунків та їх значення можуть змінюватися під час розрахунку системи паливоподачі лише за погодженням з викладачем. До цих параметрів належать:

1. Тиск на вході в ПНВТ $P_0 = 0.2 \text{ МПа};$
2. Тиск у зливному трубопроводі $P_c = 0.02 \text{ МПа};$
3. Радіальний зазор у плунжерній парі ПНВТ $\Delta_{\text{п}} = 0.003 \text{ мм};$
4. Відстань між осями впускного та випускного вікон втулки ПНВТ $B = 4 \text{ мм};$
5. Кут нахилу відсічної кромки золотника плунжера ПНВТ $\beta = 30^\circ;$
6. Коефіцієнт витрати напірного клапана $\mu_{\text{до}} = 0.7;$
7. Діаметр нагнітального (напірного) клапана $d_k = 7.5 \text{ мм};$
8. Хід відсічної кромки нагнітального клапана ... $h_k = 3 \text{ мм};$
9. Радіальний зазор нагнітального клапана $\Delta_{\text{до}} = 0.003 \text{ мм};$
10. Максимальне переміщення нагнітального клапана- $X_{k \text{ max}} = 4 \text{ мм};$
на
11. Наведена маса нагнітального клапана $M_k = 0.01 \text{ кг};$
12. Жорсткість пружини нагнітального клапана ... $C_{\text{пр}} = 5 \text{ Н/мм};$
13. Сила попереднього підібгання пружини нагнітального клапана $G_{\text{пр}} = 10 \text{ Н};$

14. Сила сухого тертя на нагнітальному клапані...	$G_{\text{тр до}} = 0.2 \text{ Н};$
15. Наведений модуль пружності палива	$E_{\text{пр}} = 1350 \text{ МПа};$
16. Тиск насичених парів палива	$P_{\text{пар}} = - 90 \text{ кПа};$
17. Коефіцієнт кінематичної в'язкості палива.....	$\nu = 0.1 \text{ см}^2/\text{с};$
18. Щільність палива	$\rho = 920 \text{ кг/м}^3;$
19. Наведена маса голки форсунки	$M_i = 0.03 \text{ кг};$
20. Максимальне переміщення голки форсунки	$X_{i \text{ max}} = 1 \text{ мм};$
21. Жорсткість пружини форсунки	$C_{\text{пр}} = 150 \text{ Н/мм};$
22. Сила попереднього стиснення пружини форсунки	$G_{\text{пр}} = 400 \text{ Н};$
23. Об'єм передсоплового каналу форсунки	$W_{\phi} = 0.5 \text{ см}^3;$
24. Тиск у циліндрі двигуна	$P_z = 10 \text{ МПа};$
25. Довжина контактної поверхні голки форсунки...	$\ell_{\phi} = 50 \text{ мм};$
26. Кут конусності голки форсунки	$\alpha = 30^\circ.$

До параметрів системи, що варіюються, відносяться:

1. Радіус впускного отвору втулки ПНВТ	$r_0;$
2. Радіус випускного отвору втулки ПНВТ	$r_{\text{ос}};$
3. Діаметр плунжера ПНВТ	$d_{\text{п}};$
4. Діаметр голки форсунки	$d_i;$
5. Діаметр штока голки	$d_{\text{ш}};$
6. Діаметр передсоплового каналу	$d_1;$
7. Діаметр сопла форсунки	$d_c;$
8. Кількість сопел	$i_c;$
9. Початковий об'єм камери (кишені) форсунки	$W_2;$

10. Радіальний зазор на голці форсунки Δ_i ;
 11. Довжина сполучного трубопроводу ℓ_T ;
 12. Внутрішній діаметр сполучного трубопроводу d_T .

До змінних також відносяться вихідні параметри, що вводяться в програму через стартове вікно. До них відносяться:

1. Кути, що визначають профіль кулачка (див. рис. 3.2) $\varphi_1; \varphi_2; \varphi_T$;
 2. Додатковий час $\Delta t_{\text{п}}$;
 3. Частота обертання колінвалу двигуна n
 4. Максимальне переміщення плунжера ПНВТ $X_{\text{п max}}$;
 5. Прискорення переміщення плунжера ПНВТ K_1 .

Значення базових величин, прийнятих у математичній моделі, наведено у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Базові величини

Параметр	Позначення, розмірність	Величина
Переміщення механічного елемента	X_6 , мм	10
Тиск	P_6 , МПа	20
Площа відкриття дросельного елемента	f_6 , мм ²	6.25
Витрата	Q_6 , см ³ /с	1000
Час	t_6 , мс	2

Значення базових величин X_6 , P_6 ; t_6 , f_6 прийняті довільно. Значення базової витрати визначається виразом (2.26).

5 ЗМІСТ ІНДИВІДУАЛЬНИХ ЗАВДАНЬ

Виконати на комп'ютері динамічний розрахунок системи паливоподачі чотиритактного дизеля, схема якої наведена на рис. 4.1, при осьовому розташуванні форсунки. Варіанти вихідних даних наведено у таблиці 5.1. Побудувати графіки зміни в часі (і в залежності від кута повороту колінвала φ) наступних параметрів: переміщення плунжера ПНВТ $X_{\text{п}}$; тиск у робочій порожнині ПНВТ $P_{\text{п}}$; тиск після нагнітального клапана P_1 ; тиск у кінці з'єднувального трубопроводу P_2 ; переміщення нагнітального клапана $X_{\text{к}}$; переміщення голки форсунки $X_{\text{і}}$; витрати палива через сопла форсунки $Q_{\text{с}}$.

Динамічний розрахунок системи паливоподачі виконується за програмою lab-dvs.exe. Для виконання розрахунку необхідно визначити чисельні значення параметрів, що варіюються, і закону подачі палива, ввести отримані дані в програму розрахунків.

5.1 План-схема визначення параметрів, що варіюються

5.1.1 Розраховується циклове подання палива за рівнянням (3.1).

5.1.2 Виходячи з рекомендованих значень коефіцієнтів (див. табл. 3.1) визначаються за (3.4) розрахункові значення повного ходу плунжера $h_{\text{п}}$ та його діаметр $d_{\text{п}}$. Розрахункові значення округляються до найближчих значень згідно з ДЕСТ.

5.1.3 Розраховуються діаметри впускного та випускного вікон втулки ПНВТ (3.5). Розрахункові значення округляються до найближчих значень згідно з ДЕСТ.

5.1.4 Розраховуються діаметр соплового отвору форсунки $d_{\text{с}}$ (3.6) і діаметр передсоплового каналу (3.12).

5.1.5 За рівняннями (3.13) – (3.17) розраховуються діаметральні розміри голки форсунки $d_{\text{і}}$ та $d_{\text{ш}}$. Розрахункові значення округляються до найближчих значень згідно з ДЕСТ.

5.1.6 Розраховуються сили попереднього підібгання пружини форсунки $G_{\text{пр і}}$ (3.18).

5.2 Робота з програмою розрахунку

Для запуску програми достатньо відкрити файл lab-dvs.exe. Стартове вікно програми показано на рис. 5.1.

На першому етапі необхідно запровадити задані вихідні дані $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_r, n$ [об/хв] (див. табл. 5.1), розрахункове значення $X_{п\max}$ та прийняте значення прискорення $K1 = [м/с^2]$. Необхідно також встановити значення ΔT (позначення ΔT у стартовому вікні відповідає позначенню $\Delta t_{п}$ за рис. 3.2). Рекомендовані значення $\Delta T = (0.01...0.04)$ с.

Натиснувши кнопку «Визначити K2, K3» визначаємо значення прискорень K2, K3 (див. рис. 3.2) та рівняння (3.23; 3.25). Якщо значення K2 та K3 не відповідають рекомендованим, то за погодженням з викладачем змінюють кут φ_r .

На кнопці «Параметри системи» потрапляємо в наступне вікно програми, де вводяться варіюються і при необхідності коригуються постійні параметри системи. Для цього необхідно вибрати відповідний розділ параметрів та внести необхідні зміни. На рис. 5.2 показано це вікно з накладеним розділом «Напірний клапан».

Динамический расчёт системы топливоподачи дизеля

Исходные данные

$\varphi_1 = 96$ $n = 2000$ об/мин

$\varphi_2 = 96$ $K1 = 100$ м/с²

$\varphi_r = 48$ $X_{n\max} = 18$ мм

$\Delta T = 0.004$ с

Определить K2, K3 K2= 349.9999 м/с²

Очистить K3= -274.9999 м/с² Выйти из программы

Параметры системы Далее>>

Рисунок 5.1 – Стартовое вікно програми

Таблиця 5.1 – Варіанти завдань

Варіанти	Питома ефективна витрата палива, g_e , г/(кВт·годину)	Ефективна потужність, N_e , кВт	Частота обертання колінвалу, n , об/хв	Кількість циліндрів, i	Довжина трубопроводу між насосом та форсункою ℓ_{τ} , м	Діаметр циліндра $D_{ц}$, мм	Кількість соплових отворів, i_c	φ_1 , град.	φ_2 , град.	φ_{Γ} , град.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	236	62	4200	3	0,5	92	2	120	120	60
2	284	81	4300	4	1	85	4	120	120	60
3	222	88	4250	5	0,8	81	2	120	120	60
4	242	169	2600	6	0,8	108	4	96	96	48
5	290	224	2100	6	1	125	4	96	96	48
6	273	234	2200	6	1	120	4	96	96	48
7	238	235	2000	6	0,8	127	4	96	96	48
8	300	346	1900	8	0,8	127	6	96	96	48
9	292	40	1850	4	0,6	105	2	96	96	48
10	286	77	2200	4	0,6	110	2	96	96	48
11	280	115	2100	4	1	120	4	96	96	48
12	284	130	2100	4	1	130	4	96	96	48
13	241	136	2800	8	0,8	110	2	120	120	60
14	242	155	2600	8	0,8	120	2	120	120	60
15	245	175	2100	8	1	130	2	96	96	48
16	285	180	2100	6	1	120	4	96	96	48
17	236	62	4200	3	0,5	92	2	120	120	60
18	284	81	4300	4	0,8	85	4	120	120	60
19	222	88	4250	5	0,8	81	2	120	120	60
20	286	77	2200	4	0,6	110	4	96	96	48
21	236	62	4200	3	0,6	92	3	120	120	60
22	284	81	4300	4	0,8	85	2	120	120	60
23	222	88	4250	5	0,5	81	3	120	120	60
24	280	115	2100	4	0,6	120	4	96	96	48
25	241	136	2800	8	0,5	110	4	120	120	60

Form2

Варьируемые параметры системы

Насос высокого давления

Форсунка

Постоянные параметры системы

Насос высокого давления

Напорный клапан

Параметры топлива

Форсунка

Трубопровод

Базовые величины

OK

Рисунок 5.2 – Вікно параметрів системи

Після введення необхідних даних повертаємось у стартове вікно програми (див. рис. 5.1) та натискаємо кнопку «Далі>>». У новому вікні з'являються результати розрахунку як масиву числових значень, які можна зберегти у текстовому файлі – рис. 5.3.

Тут: t – безрозмірний час; X_{Π} – безрозмірне переміщення плунжера ПНВТ; $X_{\Pi 1}$ – безрозмірна швидкість плунжера ПНВТ; P_{Π} , P_1 , P_2 – безрозмірний тиск відповідно у робочій порожнині ПНВТ, на початку та наприкінці сполучного трубопроводу; X_i – безрозмірне переміщення голки форсунки; q_c – безрозмірна витрата палива через форсунку; X_k – безрозмірне переміщення напірного клапана; q_k – безрозмірна витрата палива через напірний клапан.

Form11

Результаты счета

t	Xn	Xn1	Pn	P1	P2	Xi	qc	Xk	qk
00,000	0,0000E+00	0,0000E+00	1,0000E-03	5,0000E-01	5,0000E-01	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00
00,500	4,9989E-03	1,9995E-02	5,8529E-03	5,0000E-01	4,9999E-01	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00
01,000	1,9994E-02	3,9994E-02	6,3090E-03	4,9999E-01	4,9999E-01	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00
01,500	4,4993E-02	5,9997E-02	6,9749E-03	4,9999E-01	4,9998E-01	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00
02,000	7,9986E-02	7,9997E-02	7,9338E-03	4,9998E-01	4,9998E-01	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00
02,500	1,2503E-01	9,9996E-02	9,1150E-03	4,9997E-01	4,9997E-01	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00
03,000	1,8008E-01	1,2000E-01	9,9750E-03	4,9997E-01	4,9997E-01	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00
03,500	2,4515E-01	1,4000E-01	1,0525E-02	4,9996E-01	4,9996E-01	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00
04,000	3,2022E-01	1,5999E-01	1,1611E-02	4,9996E-01	4,9996E-01	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00
04,500	4,1760E-01	2,2999E-01	1,3487E-02	4,9995E-01	4,9995E-01	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00
05,000	5,4991E-01	2,9999E-01	3,1704E-02	4,9994E-01	4,9995E-01	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00
05,500	7,1718E-01	3,6999E-01	2,7873E+00	4,9994E-01	4,9994E-01	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00
06,000	9,1939E-01	4,3998E-01	1,7368E+00	1,7358E+00	5,2488E-01	0,0000E+00	0,0000E+00	3,9791E-01	1,1735E-01
06,500	1,1254E+00	3,8502E-01	1,2638E+00	1,2626E+00	1,6246E+00	1,0000E-01	4,2509E-02	3,9117E-01	1,1677E-01
07,000	1,3039E+00	3,3001E-01	1,3740E+00	1,3681E+00	1,9863E+00	1,0000E-01	4,8953E-02	3,2981E-01	8,6864E-02
07,500	1,4549E+00	2,7501E-01	2,7041E+00	2,4506E+00	1,4315E+00	1,0000E-01	3,8724E-02	3,0115E-01	2,3102E-02
08,000	1,5785E+00	2,2001E-01	1,6047E+00	1,6008E+00	2,3604E+00	1,0000E-01	5,4718E-02	3,2740E-01	6,5211E-02
08,500	1,6746E+00	1,6501E-01	1,9724E+00	1,9739E+00	2,0485E+00	1,0000E-01	4,9973E-02	3,5090E-01	1,6173E-01
09,000	1,7433E+00	1,1001E-01	2,3670E+00	2,3787E+00	1,6680E+00	1,0000E-01	4,3357E-02	3,7103E-01	3,5574E-01
09,500	1,7845E+00	5,5008E-02	1,3978E+00	1,3653E+00	2,2766E+00	1,0000E-01	5,3495E-02	3,8693E-01	-5,5789E-01
10,000	1,7982E+00	1,0824E-05	1,9191E+00	1,8859E+00	1,4970E+00	1,0000E-01	4,0103E-02	3,8540E-01	-5,8897E-01
10,500	1,7845E+00	-5,4987E-02	6,5700E-01	1,6132E+00	1,3618E+00	1,0000E-01	3,7238E-02	2,3664E-01	0,0000E+00
11,000	1,7433E+00	-1,0998E-01	-4,5000E-03	9,0308E-01	1,5761E+00	1,0000E-01	4,1649E-02	0,0000E+00	0,0000E+00
11,500	1,6746E+00	-1,6499E-01	-4,5000E-03	1,4505E+00	8,4782E-01	1,0000E-01	2,3683E-02	0,0000E+00	0,0000E+00
00,000	0,0000E+00	-2,1999E-01	5,0000E-11	2,5000E-08	2,5000E-08	0,0000E+00	3,0203E-02	0,0000E+00	0,0000E+00
00,500	4,9989E-03	1,9995E-02	-2,2500E-10	2,1915E-09	1,9452E-08	0,0000E+00	-6,3867E-06	0,0000E+00	0,0000E+00
01,000	1,9994E-02	3,9994E-02	1,3614E-04	1,0906E-08	1,1933E-08	0,0000E+00	1,5429E-05	0,0000E+00	0,0000E+00
01,500	4,4993E-02	5,9997E-02	6,2355E-05	2,1303E-08	2,9633E-09	0,0000E+00	1,5429E-05	0,0000E+00	0,0000E+00
02,000	7,9986E-02	7,9997E-02	1,2616E-04	-1,5424E-09	2,2672E-08	0,0000E+00	-6,3867E-06	0,0000E+00	0,0000E+00
02,500	1,2503E-01	9,9996E-02	2,4319E-04	1,9693E-08	4,3521E-09	0,0000E+00	1,5429E-05	0,0000E+00	0,0000E+00
03,000	1,8008E-01	1,2000E-01	4,8232E-04	1,2859E-08	1,0248E-08	0,0000E+00	-6,3867E-06	0,0000E+00	0,0000E+00
03,500	2,4515E-01	1,4000E-01	9,7427E-04	1,4427E-09	2,0096E-08	0,0000E+00	1,5429E-05	0,0000E+00	0,0000E+00
04,000	3,2022E-01	1,5999E-01	1,6107E-03	2,3887E-08	7,3370E-10	0,0000E+00	-6,3867E-06	0,0000E+00	0,0000E+00
04,500	4,1760E-01	2,2999E-01	3,4874E-03	4,1994E-09	1,7718E-08	0,0000E+00	-6,3867E-06	0,0000E+00	0,0000E+00
05,000	5,4991E-01	2,9999E-01	2,1704E-02	9,2056E-09	1,3398E-08	0,0000E+00	1,5429E-05	0,0000E+00	0,0000E+00
05,500	7,1718E-01	3,6999E-01	2,7773E+00	2,1663E-08	2,6512E-09	0,0000E+00	-6,3867E-06	4,1931E-01	0,0000E+00
06,000	9,1939E-01	4,3998E-01	1,2230E+00	1,2854E+00	3,4907E-05	0,0000E+00	1,5429E-05	3,0579E+01	5,4179E+00
06,500	1,1254E+00	3,8502E-01	5,5151E+01	2,5272E+01	2,7376E+02	2,6829E+00	-6,3867E-06	4,0000E+01	-2,0542E+03
07,000	1,3039E+00	3,3001E-01	7,4806E+04	2,3077E+06	1,0313E+07	1,0000E+01	-6,3867E-06	0,0000E+00	0,0000E+00
07,500	1,4549E+00	2,7501E-01	7,4823E+04	2,3982E+07	2,7784E+07	1,0000E+01	-6,3867E-06	0,0000E+00	0,0000E+00

Стоп Сохранить Закрыть

Рисунок 5.3 – Приклад виведення результатів розрахунків

Отримані результати розрахунків представляються студентом як графіки наступних залежностей: $X_n = f(t)$; $P_n = f(t)$; $P_{1,2} = f(t)$; $X_k = f(t)$; $X_i = f(t)$; $Q_c = f(t)$. Паралельно осі абсцис (тимчасової осі) проводиться вісь зміни кута повороту колінвала ДВЗ. Зв'язок між часом t і кутом повороту колінвала φ визначається виразом (3.22). Графічні результати можуть бути представлені у розмірному чи безрозмірному вигляді.

Програма розрахунків передбачає використання комп'ютерних програм для графічного інтерпретування отриманих результатів.

5.3 Аналіз розрахункових результатів та оформлення звіту

Аналіз розрахункових результатів полягає у визначенні основних параметрів подачі палива в дизелі, таких як:

- період затримки та упорскування палива;
- дійсний та геометричний кути випередження подачі палива;
- період активного упорскування палива;
- геометрична тривалість подачі палива;
- дійсна тривалість подачі палива;
- період довприскування;
- тисків відкриття та закриття голки форсунки;
- максимальний тиск у порожнині ПНВТ;
- залишковий тиск у системі.

Звіт оформлюється в електронному виді в форматі Word або у вигляді рукопису на аркушах А4. Першою сторінкою є титульний лист – рис. 5.4.

Структура звіту повинна складатися з наступних розділів:

- зміст;
- вступ;
- основні вихідні дані та параметри системи;
- результати розрахунків та їх аналіз;
- список літератури.

У розділі «ВСТУП» наводиться розрахункова схема системи паливоподачі та короткий її опис. Тут же наводяться задані згідно з варіантом вихідні дані для розрахунку.

У розділі «ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ТА ПАРАМЕТРИ» наведено докладний виклад розрахунків щодо визначення розмірів плунжерної пари ПНВТ та форсунки. У разі коригування вихідних даних та основних параметрів наводяться їх нові значення та вказуються причини змін. У розділі «РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ ТА ЇХ АНАЛІЗ» наводяться графіки розрахунків та викладаються результати аналізу одержаних результатів. Графіки можуть бути виконані або на міліметровому папері, або в електронному вигляді. Допускається виконання графіків у розмірному чи безрозмірному вигляді.

Приклади графічного представлення результатів розрахунку на рис. 5.5, 5.6.

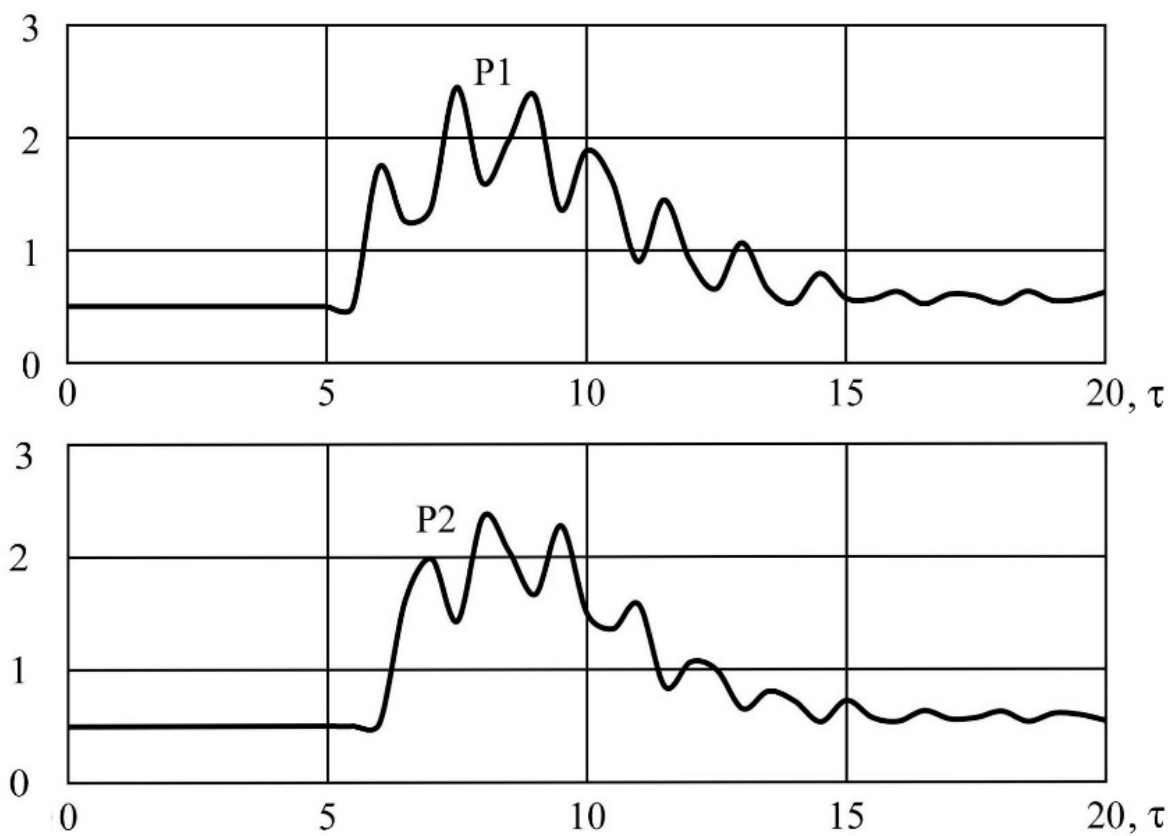


Рисунок 5.5 – Динамічні процеси в системі паливоподачі дизеля

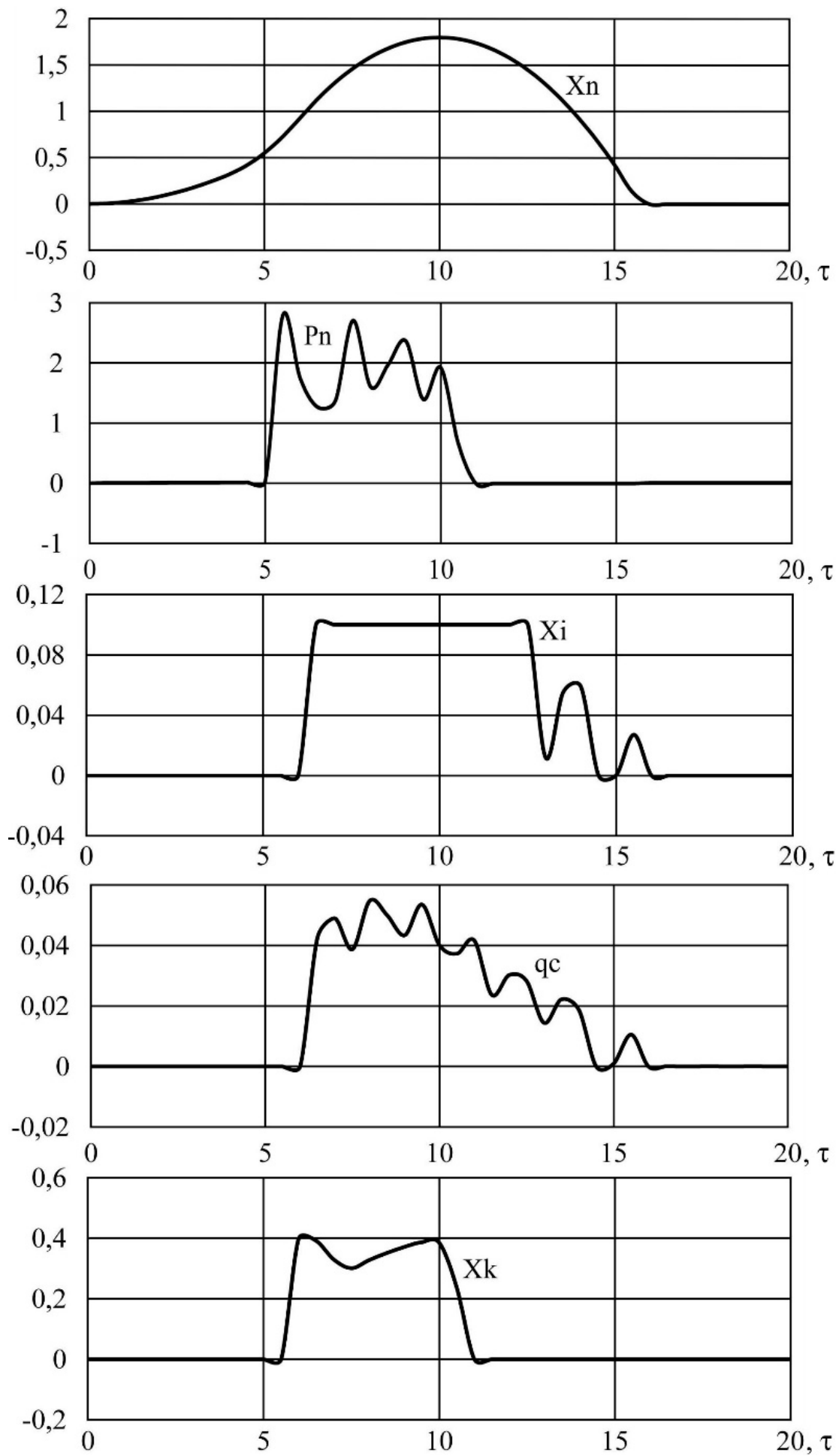


Рисунок 5.6 – Динамічні процеси в системі паливоподачі дизеля

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Клименко Л. П., Прищепов О. Ф., Андрєєв В. І., Голдун В. Ю. Елементи електронних систем керування автомобільними двигунами : навч. посіб. Миколаїв : Вид-во ЧДУ імені Петра Могили, 2013. 132 с.

Режим доступу:

<https://dspace.chmnu.edu.ua/jspui/bitstream/123456789/172/1/%D0%95%D0%BB%D0%B5%D0%BC%D0%B5%D0%BD%D1%82%D0%B8%20%D0%B5%D0%BB%D0%B5%D0%BA%D1%82%D1%80%D0%BE%D0%BD%D0%BD%D0%B8%D1%85%20%D1%81%D0%B8%D1%81%D1%82%D0%B5%D0%BC%20%D0%BA%D0%B5%D1%80%D1%83%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D0%BD%D1%8F%20%D0%B0%D0%B2%D1%82%D0%BE%D0%BC%D0%BE%D0%B1%D1%96%D0%BB%D1%8C%D0%BD%D0%B8%D0%BC%D0%B8%20%D0%B4%D0%B2%D0%B8%D0%B3%D1%83>

2. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. Київ : Арістей, 2006. 476 с.

Режим доступу:

<http://files.khadi.kharkov.ua/laboratoriji/item/1449-%D0%B0%D0%B2%D1%82%D0%BE%D0%BC%D0%BE%D0%B1%D1%96%D0%BB%D1%8C%D0%BD%D1%96-%D0%B4%D0%B2%D0%B8%D0%B3%D1%83%D0%BD%D0%B8.html>

3. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: в 6 т. Харків : Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. Т1 : Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. 492 с.

Режим доступу:

<http://mbk.mk.ua/wp-content/uploads/2020/05/1553523240.pdf>

4. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: в 6 т. Харків : Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. Т3 : Комп'ютерні системи керування ДВЗ. 344 с.

Режим доступу:

<http://mbk.mk.ua/wp-content/uploads/2020/05/1553523240.pdf>

5. Дяченко В.Г. Двигуни внутрішнього згоряння : Підручник. Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. 488 с.

Режим доступу:

<https://faculty6.khai.edu/library/literature/loadliterature/filename/1552851120.pdf>

6. Клименко Л. П., Прищепов О. Ф., Андреев В. І., Голдун В. Ю. Елементи електронних систем керування автомобільними двигунами : навч. посіб. Миколаїв : ЧДУ імені Петра Могили, 2013. 132 с. – Режим доступу:

<https://dspace.chmnu.edu.ua/jspui/bitstream/123456789/172/1/%D0%95%D0%BB%D0%B5%D0%BC%D0%B5%D0%BD%D1%82%D0%B8%20%D0%B5%D0%BB%D0%B5%D0%BA%D1%82%D1%80%D0%BE%D0%BD%D0%BD%D0%B8%D1%85%20%D1%81%D0%B8%D1%81%D1%82%D0%B5%D0%BC%20%D0%BA%D0%B5%D1%80%D1%83%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D0%BD%D1%8F%20%D0%B0%D0%B2%D1%82%D0%BE%D0%BC%D0%BE%D0%B1%D1%96%D0%BB%D1%8C%D0%BD%D0%B8%D0%BC%D0%B8%20%D0%B4%D0%B2%D0%B8%D0%B3%D1%83>

7. Дацюк Л.М., Вржещ М.В. Трактори і автомобілі : навч. посіб. Луцьк: Луцький НТУ, 2017. 236 с. – Режим доступу:

<https://lib.lntu.edu.ua/sites/default/files/2021-03/%D0%9F%D0%BE%D1%81%D1%96%D0%B1%D0%BD%D0%B8%D0%BA%20%D0%A2%D0%90%2020.03.2017.pdf>