

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
"ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"

Григор'єв Олександр Львович

УДК 621.436-43.001.24

РОЗРОБКА УНІВЕРСАЛЬНИХ МЕТОДІВ
ГІДРОДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ, ДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ ТА
ОПТИМІЗАЦІЙНОГО СИНТЕЗУ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ
ДИЗЕЛІВ

Спеціальність: 05.05.03 - теплові двигуни

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків - 2004

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Паливна апаратура (ПА) відноситься до найбільш відповідальних агрегатів дизеля. Параметри упорскування визначають найважливіші економічні й екологічні показники двигуна, його довговічність і надійність. Традиційні для високооберткових і середньооберткових дизелів (ВОД і СОД) системи "гідромеханічного упорскування" часто не здатні забезпечити бажані значення сукупності цих показників, зокрема - для транспортних дизелів, що мають широкий діапазон робочих режимів. Тому поліпшення характеристик ПА було і залишається вагомою науковою проблемою.

Провідні двигунобудівні фірми активно розробляють нові т.зв. "системи електронного упорскування", проте масове застосування таких систем стримується високою вартістю, особливостями виробництва та технічного обслуговування ПА. Конкуренція між "старою" і "ноюю" ПА - гарний стимул для їх удосконалення. ПА традиційного типу має суттєві резерви і, якщо їх використати, зможе утримати лідируючі позиції. Але для цього потрібно поглибити теоретичну базу досліджень і прискорити впровадження перспективних розробок.

Методи гідродинамічного розрахунку паливних систем (ПС), динамічного аналізу й оптимізаційного синтезу їх основних елементів відносяться до звичайного "інструментарію", що традиційно використовується в двигунобудуванні. Можливості сучасної вимірювальної і обчислювальної техніки дозволяють якісно змінити ці методи і використати уточнені фізичні і математичні моделі. При цьому головними недоліками, що перешкоджають прискоренню наукових досліджень, є вузька спеціалізація методів гідродинамічного розрахунку, відсутність універсальних підходів до задач динамічного аналізу і комплексних багатокритеріальних підходів до задач оптимізаційного синтезу.

Комплекс універсальних розрахункових методів, розроблений і доведений здобувачем до практичного використання, націлений на подолання зазначених недоліків. Застосування запропонованого комплексу скоротило терміни виконання декількох перспективних розробок. Більша частина нових методів збереже свою актуальність і при переході до систем з електронним керуванням упорскуванням, котрі є найскладнішими гідравлічними пристроями, що працюють в умовах граничних динамічних навантажень.

Викладене вище обумовлює актуальність обраної теми дисертації, спрямованої на вирішення значної науково-технічної проблеми підвищення технічного рівня дизелів за рахунок суттєвого поліпшення характеристик упорскування палива, що має важливе прикладне значення.

Зв'язок роботи з науковими планами і програмами. Напрямок дослідження відповідає Державній програмі розвитку двигунобудування в Україні на 1996-2000 роки, а також планам Мінважмаша і Мінавтопрома СРСР на 1986-91 роки та постанові ДКНТ СРСР № 60 від 07.03.90, якими керувалися на початковому етапі цієї роботи. В основу дисертації покладені дослідження, виконані здобувачем в НТУ "ХПІ" та Українській державній академії залізничного транспорту (УкрДАЗТ). Дослідження проводилися по 9-ти госпдоговірних темах, укладених у період 1986-98 р.р., у т.ч. темі 12453 "Розробка методів динамічного розрахунку пружин ПА" (ДР № 01870003577), темі 12102 "Підвищення довговічності кулачкових механізмів паливних насосів заводу "Комуніст"" (ДР № 01840003858), темі 19/4-106 "Розробка системи живлення і виготовлення окремих вузлів газодизельного електроагрегату АГДА" (ДР № 019033274), темі 19/8 "Модернізація форсунок із двохступеневим упорскуванням палива для забезпечення зменшення витрат палива при експлуатації тепловозів" (ДР № 0194V001114). Частина досліджень виконувалася по прямих трудових договорах з ЗАТ "ОКБ ВПД" (м. Харків) та АТВТ "ПервомайськДизельМаш" (ПДМ), а також по договорах про використання винаходів по патентах України № 36170А і № 22446, укладеним Кременчуцьким державним політехнічним університетом (КДПУ) і УкрДАЗТ з промисловими підприємствами, зокрема з холдинговою компанією "Авто-Краз" (за ліцензією ДР № 1333).

Мета й основні задачі дослідження. Метою дослідження є розробка комплексу універсальних розрахункових методів динамічного аналізу й оптимізаційного синтезу

основних елементів ПА ВОД і СОД, що дозволяє прискорити створення і впровадження принципово нових і модернізованих зразків цієї апаратури, які при невеликих додаткових витратах забезпечують істотну економію палива і поліпшують інші показники технічного рівня двигунів.

Об'єкт дослідження - процес упорскування палива у ВОД і СОД, у т.ч. вільнопоршневих (ВПД) і газових (ГД) двигунів. *Предмет дослідження* - розрахункові методи динамічного аналізу й оптимізаційного синтезу основних елементів ПА дизелів. *Методи дослідження* - аналітичні, чисельні і чисельно-аналітичні методи моделювання роботи ПА і її основних елементів; оптимізація конструкції і параметрів ПА; експериментальне дослідження нових зразків ПА на безмоторних і моторних стендах; експлуатаційні випробування.

Для досягнення мети в роботі сформульовані наступні основні задачі:

- розробити універсальну математичну модель гідромеханічного вузла дизельної ПА, наукові основи динамічного аналізу гідромеханічних вузлів і універсальний алгоритм їхнього гідродинамічного розрахунку;

- розробити наукові основи нових методів урахування гідравлічного опору трубопроводів, що використовують уточнені моделі течії палива;

- розробити новий універсальний метод гідродинамічного розрахунку розподіленої ПС, що дозволяє досліджувати гідромеханічні вузли з великим числом порожнин і клапанів; застосувати цей метод для дизелів різного типу, у т. ч. для тепловозних дизелів, для акумулюючої ПА ВПД, а також для ПС і гідроприводу газового клапана ГД, і довести адекватність методу;

- розробити наукові основи динамічного аналізу пружин ПА, що заснований на уточнених математичних моделях з розподіленими параметрами; одержати чисельно-аналітичні рішення для рівнянь цих моделей і, спираючись на ці рішення, створити відповідний комплекс методів розрахунку;

- уточнити систему обмежень і критеріїв, що враховується при проектуванні кулачків паливних насосів (ПН) високого тиску; розробити універсальну методику оптимізації профілю кулачка (включаючи неробочу частину профілю та випадки хитного і нерівномірного обертання кулачкового валу); виконати апробацію методики на прикладах розрахунку кулачків для ПН двигуна маневрового тепловоза, кар'єрного самоскида і ВПД;

- створити розрахунковий метод аналізу динамічної стійкості і герметичності прямих і зворотних клапанів ПС; застосувати цей метод при розробці плоского клапана, встановленого в сопловому наконечнику форсунки, і виконати перевірку адекватності методу;

- розробити наукові основи нового способу керування кутовою швидкістю обертання кулачків ПН, що дозволяє за рахунок регульованого нерівномірного обертання домогтися звуження діапазону робочих режимів ПА;

- розробити принципові схеми, методики проектування і розрахунку основних елементів приводів регульованого нерівномірного обертання валу ПН, що є оптимальними для транспортних дизелів різних типів; створити дослідний зразок такого регульованого привода (РП) і одержати експериментальне підтвердження його працездатності та очікуваного позитивного ефекту;

- розробити наукові основи нового способу стабілізації характеристик упорскування на режимах малих циклових подач палива в циліндр дизеля або газодизеля, заснований на використанні модуляторів імпульсів тиску (МІТ);

- розробити методику оптимізації основних параметрів МІТ, встановлюваних у ПС тепловозного дизеля; створити дослідний зразок МІТ і одержати експериментальне підтвердження того, що він забезпечує істотне зниження витрати палива, особливо, - на режимах холостого ходу;

- розробити методику оптимізації основних параметрів МІТ, встановлюваних у ПС ГД; створити дослідний зразок і одержати експериментальне підтвердження того, що він забезпечує істотне зниження запальної порції палива.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному.

1. У дисертації для ПА були запропоновані, науково обґрунтовані і всебічно досліджені *принципово нові* технічні рішення і концептуальні підходи:

- метод інтенсифікації упорскування палива на часткових швидкісних режимах, що використовує регульоване нерівномірне обертання вала ПН (захищений трьома патентами, у т.ч. як *новий спосіб*);
- метод інтенсифікації упорскування малих циклових подач палива в циліндри дизеля і ГД, що використовує МІТ (захищений патентом);
- комплексний підхід до динамічного аналізу циліндричних пружин і ін. пружних елементів ПА, що використовує уточнені моделі з розподіленими параметрами й універсальний чисельно-аналітичний метод рішення їхніх рівнянь;
- концепція створення методики гідродинамічного розрахунку ПС на базі уперше виділених узагальнених структурних елементів схеми - гідромеханічних вузлів;
- комплексний підхід до урахування впливу гідравлічного опору трубопроводів, що використовує уточнені моделі течії палива по нагнітальному тракті й універсальні чисельно-аналітичні методи інтегрування запропонованих рівнянь;
- підхід до забезпечення герметичності плоского диференціального клапана, що враховує можливість його малих переміщень поблизу сідла;
- метод прискорення посадки голки у форсунках дизеля і ГД, що використовує ефект гідромеханічної стабілізації швидкості її переміщення;
- оптимізаційний підхід до проектування неробочої частини несиметричного профілю кулачка ПН, що мінімізує вібраційну активність профілю;
- комплексний підхід до оптимізації ПА, що базується на чисельно-аналітичних рішеннях лінеаризованої моделі ПС і варіаційних методах розрахунку кулачків.

2. Складені й обґрунтовані *нові математичні моделі*, а також *системи обмежень і критеріїв проектування*, в яких були узагальнені відомі та враховані додаткові динамічні фактори, що суттєво впливають на роботу ПА:

- універсальна (матрична) модель гідромеханічного вузла, здатна описати складний вузол з будь-яким числом порожнин і клапанів;
- лінеаризована модель гідромеханічного вузла, призначена для його динамічного аналізу, у т.ч. на динамічну стійкість клапанів;
- універсальна модель акумулюючого ПН для ВПД;
- модель форсунки зі змінним числом працюючих соплових отворів;
- універсальна (операторна) модель пружини стиску;
- модель течії палива в зазорі між плоским клапаном, що рухається, і сідлом;
- модель для дослідження параметричного резонансу в регуляторі;
- модель гідроприводу газового клапана ГД;
- основні принципи (обмеження) задачі проектування РП валу ПН;
- система обмежень і критеріїв проектування неробочої частини кулачка ПН.

3. У дисертації були запропоновані й обґрунтовані *істотні уточнення* відомих математичних моделей і задач проектування основних елементів ПА, що суттєво поширюють області їх застосування:

- моделі течії палива в прецизійному циліндричному зазорі (врахована зміна зазору, викликана пружною деформацією втулки);
- моделі ламінарної течії палива по трубопроводу (врахована її нестационарність);
- моделі ПН із пружинним приводом нагнітаючого плунжера (враховані подовжні коливання тарілчастої пружини);
- моделі циліндричної пружини стиску (враховані реальні для механізмів ПА граничні умови, а також зіткнення витків і тертя);
- моделі замикаючого механізму форсунки (врахована реальна геометрична форма пружини і можливі розриви кінематичного ланцюга);
- лінеаризованої моделі ПС, у т.ч. оснащеної МІТ (враховані особливості роботи на режимах холостого ходу, а також при її установці на ГД);
- системи обмежень і критеріїв проектування кулачків ПН (враховані випадки нерівномірного

обертання, хитання вала, а також часткові режими).

Практичне значення отриманих результатів визначається наступним.

1. Досліджені *перспективні напрямки* глибокої модернізації ПА:

- метод інтенсифікації упорскування на часткових швидкісних режимах ВОД;
- метод упорскування гранично малих циклових подач палива в циліндри ГД;
- три метода зниження стабільної частоти холостого ходу тепловозного дизеля;
- метод прискорення посадки голки у форсунках дизеля і ГД;
- метод одержання високого і стабільного залишкового тиску палива в ПС;
- комплексний метод підвищення технічного рівня ПА транспортного ВОД.

2. Розроблені або істотно уточнені наступні *розрахункові методи динамічного аналізу* основних елементів ПА:

- універсальний алгоритм гідродинамічного розрахунку вузла ПС;
- універсальна методика гідродинамічного розрахунку ПА ВПД;
- інтегральні методи гідродинамічного розрахунку нагнітального тракту;
- метод гідродинамічного розрахунку тракту з урахуванням місцевих опорів;
- універсальний чисельно-аналітичний метод урахування впливу в'язкого тертя на коливання механічних або гідромеханічних систем будь-якої складності;
- універсальний матричний метод інтегрування рівнянь руху багатомасової механічної системи з зосередженими параметрами;
- розрахунковий метод визначення динамічної стійкості клапанів;
- алгоритм розрахунку форсунки зі змінним числом працюючих сопел;
- методика гідродинамічного розрахунку гідроприводу газового клапана ГД;
- універсальний чисельно-аналітичний метод динамічного аналізу пружин ПА;
- методи розрахунку пружин з урахуванням зіткнень витків і тертя;
- чисельно-аналітичний метод розрахунку замикаючого механізму форсунки.

3. У дисертації були розроблені або істотно уточнені наступні *методи оптимізаційного синтезу* основних елементів ПА:

- проектування неробочої частини для несиметричного профілю кулачка ПН;
- проектування робочої частини профілю кулачка (універсальна: враховані випадки нерівномірного обертання, хитання валу, значення часткових режимів);
- проектування профілю кулачкової шайби для РП нерівномірного обертання;
- визначення параметрів МІТ для ПС тепловозного дизеля;
- визначення параметрів МІТ для ПС ГД.

Рівень реалізації наукових розробок. Розроблені методи гідродинамічного розрахунку використані для проектування ПА вільнопоршневого двигуна КД-2, генератора СПН-2 і дизель-компресорів ДКА-2,-3,-4 (в ЗАТ "ОКБ ВПД"), форсунки зі змінним числом працюючих сопел для дизеля Д100 та ПС з МІТ для дизелів ЧН 31/36, ЧН 21/21, ЧН 26/27 (в УкрДАЗТ для ДП "Завод ім. Малишева" ("ЗіМ")), газового дизель - генератора ГДГ 630/750 та електроагрегату АГДА (в УкрДАЗТ для ПДМ та ВО "Русский дизель", м. С.- Петербург).

Методи оптимізаційного синтезу кулачків ПН використані при проектуванні нового розподільчого вала тепловозного дизеля 12 ЧН 26/27 (в ДП "ЗіМ"), ПН з кулачковим приводом нагнітаючого плунжера для ВПД КД-2 (в ЗАТ "ОКБ ВПД"), кулачкового вала для ПН дизеля 6 ДМ 21А (в ХПІ для заводу "Коммунист" ВО "Волгадизельмаш").

Методи динамічного аналізу пружин ПА і замикаючого механізму форсунок використані при проектуванні дослідного зразка МІТ (в УкрДАЗТ для ДП "ЗіМ" та ПДМ), кулачкового механізму привода плунжера ПН дизеля 6 ДМ 21А (в ХПІ для заводу "Коммунист"), розробці пакету прикладних програм для розрахунків на міцність пружин ПА (в ХПІ для ЯЗДА).

Розроблений метод інтенсифікації упорскування на часткових швидкісних режимах автомобільного дизеля, що використовує нерівномірне обертання валу ПН, прийнятий до впровадження холдинговою компанією "Авто-Краз".

Метод інтенсифікації упорскування на режимі холостого ходу тепловозного дизеля, що використовує МІТ, впроваджений на трьох дизелях К6S310DR маневрових тепловозів ЧМЭ 3

депо "Харків - Сортувальний" Південної залізниці і прийнятий до впровадження в ДП "ЗіМ".

Метод упорскування гранично малої запальної порції палива в циліндр ГД, що використовує МІТ, впроваджений на ПДМ.

Розроблені матричні математичні моделі і методи динамічного аналізу механічних і гідромеханічних пристроїв використані в підручнику [1].

Особистий внесок здобувача. Здобувачем розроблені всі математичні моделі і задачі оптимізаційного синтезу, зазначені в п.п.2,3 розділу "*Наукова новизна...*", і виконані всі роботи зі створення методів і алгоритмів розрахунку і методик оптимізації елементів ПА, зазначені в п.п.2,3 розділу "*Практичне значення...*". Крім того, їм особисто було виконане наступне:

- запропонований, науково обґрунтований і теоретично досліджений спосіб інтенсифікації упорскування на часткових режимах, що використовує РП;
- розроблені принципові схеми і розрахункові методи кінематичного і силового аналізу для двох типів РП (карданний і важільно-зубчастий механізми);
- розроблено методику експериментального дослідження зразка РП (з важільно-кулачковими перетворювачами) і виконаний аналіз результатів;
- розроблено наукові основи використання МІТ для інтенсифікації упорскування палива на режимі холостого ходу тепловозного дизеля, запропонована компактна схема уніфікованого МІТ, проведені за його участю безмоторні випробування дослідних зразків ПА для двигунів ЧН 31/36, ЧН 21/21 і їх аналіз;
- розроблено наукові основи використання МІТ для упорскування гранично малих запальних порцій палива в циліндр ГД, проведене розрахункове дослідження з оптимізації параметрів МІТ, встановлюваних у ПС газодизеля 6 ГЖЧН 26/34, і виконаний аналіз результатів випробувань дослідного зразка;
- запропонований і розроблений концептуальний підхід до динамічного аналізу пружин і ін. пружних елементів ПА, що використовує моделі з розподіленими параметрами і чисельно-аналітичний метод рішення їхніх рівнянь;
- запропонована і розроблена концепція створення методики гідродинамічного розрахунку ПС, що використовує узагальнені елементи - гідромеханічні вузли;
- запропонований і розроблений концептуальний підхід до урахування впливу гідравлічного опору трубопроводів, що використовує уточнені моделі течії палива і чисельно-аналітичних методів інтегрування їхніх рівнянь;
- запропонований і розроблений концептуальний підхід до забезпечення герметичності плоского клапана, що враховує його переміщення поблизу сідла;
- запропонований метод прискорення посадки голки у форсунках дизеля і ГД;
- запропонований оптимізаційний підхід до проектування неробочої частини профілю кулачка ПН;
- створено концепцію оптимізації ПА, що має кулачковий привід ПН.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертації доповідалися на V-VII міжнародних Конгресах двигунобудівників (Київ-Харків-Рибач'є, 2000-2002), VIII Міжнародному конгресі по теорії механізмів і машин (Прага, 1991), IX-XII міжнародних семінарах "Високі технології в машинобудуванні" (Харків-Алушта, 1999-2002), міжнародних науково-технічних конференціях "Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я" (Харків-Мишкотьц-Магдебург, 1998-2001, 2003), міжнародної конференції "Диференціальні й інтегральні рівняння. Математична фізика і спеціальні функції" (Самара, 1992), IV Всесоюзної конференції "Сучасні проблеми будівельної механіки і міцності літальних апаратів" (Харків, 1991), науково-технічної конференції "Проблеми міцності, надійності і довговічності зубчастих передач і редукторів" (Харків, 1991); науково-технічному семінарі країн СНД "Поліпшення експлуатаційних показників двигунів, тракторів і автомобілів" (С.-Петербург, 1996); 2-ому республіканському науково-технічному семінарі по поліпшенню показників теплових двигунів і ресурсозбереженню (Мелітополь, 1996); науково-технічних конференціях УкрДАЗТ (1995-2002) і КДПУ (1998-2001).

Публікації. Результати дисертаційної роботи опубліковані в підручнику (один

співавтор), двох статтях у наукових журналах, статті в працях міжнародного конгресу, двох статтях у наукових працях вузів, чотирьох статтях у матеріалах наукових конференцій і семінарів, п'ятдесят одній статті в збірниках наукових праць, двох статтях, виданих у формі інформаційного листка, восьми тезах доповідей; отримано п'ять патентів і одне авторське свідоцтво на винахід.

Обсяг і структура дисертації. Дисертаційна робота складається з вступу, п'яти розділів, висновків, п'яти додатків. Повний обсяг дисертації складає 496 сторінок, з них 19 ілюстрацій по тексту, 171 ілюстрація на 80 сторінках, 49 таблиць на 19 сторінках; 5 додатків на 63 сторінках; 215 найменувань використаних літературних джерел на 21 сторінці. Обсяг основного тексту дисертації складає 302 сторінки (12,5 друк. аркуша).

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі розкриті сутність і стан наукової проблеми й обґрунтована актуальність розглянутої теми, сформульована мета, основні задачі дослідження і шляхи їхнього вирішення.

У першому розділі виконаний огляд нових розрахункових методів аналізу і синтезу ПА дизелів. Основний акцент зроблений на практичній спрямованості методів і їхньої актуальності в умовах змін, що відбуваються в цій галузі двигунобудування. Відзначено, що перспективним напрямком розвитку ПА ВОД і СОД є використання акумулюючого ПН і електронної системи керування форсункою. Але "класична схема" ПА ще не вичерпала потенційних можливостей

Для реалізації цих можливостей запропонований ряд глибоких конструктивних змін ПА, що включає розробку принципово нових механічних і гідромеханічних вузлів, таких як РП насоса (рис.1), МІТ (рис.2), форсунка конструкції В.Д. Зонова (рис.3), насос конструкції О.Я. Хесіна і М.Л. Карася (рис.4). Роботи над ПА, оснащеними МІТ і(або) РП, були розпочаті нами в 80-ті роки, потім їх підтримали ін. дослідники (Г.Б. Розенбліт, С.М. Литвин, С.О. Король, О.М. Врублевський, С.М. Доценко), і зараз ці теми є науковими напрямками, що сформувалися. Впровадження цих нововведень складе серйозну альтернативу переходові до систем "електронного упорскування".

Прискореній розробці цих і ін. зразків перешкоджає відсутність загальних методів їх динамічного аналізу, у т.ч. - універсальної методики гідродинамічного розрахунку, що має надійні, науково обґрунтовані алгоритми. Пряме використання відомих методик Ю.Я. Фоміна, І.В. Астахова для розрахунку нових типів ПА неможливе, а будь-яка їхня модернізація вимагала спеціальної математичної підготовки. Проте, накопичений досвід і можливості сучасної обчислювальної техніки достатні для того, щоб створювати якісно нові методи динамічного розрахунку ПА, і точні, і доступні інженеріві.

Ключ до створення універсальних методів дає запис рівнянь математичної моделі в матрично - векторній формі. Для рішення деяких задач (напр., дослідження динамічної стійкості клапанів ПС) доцільно використовувати аналітичні методи розрахунку. Динамічний аналіз трубопроводів і пружин ПС є тим "практичним полем", на якому формується новий науковий напрямок по розробці чисельно - аналітичних методів для моделювання механічних і гідромеханічних коливань в елементах двигуна і його ПА.

Іншою перешкодою є відсутність комплексного підходу до задачі оптимізаційного синтезу основних елементів ПА. У створених останнім часом методах оптимізації ПА основна увага приділена скалярної частині задачі; у дисертації розроблено кілька таких методів, використуваних при проектуванні ПС із МІТ для тепловозного дизеля і ГД, гідроприводу газового клапана ГД, акумулюючої ПА для ВПД. Але для ПА безпосереднього упорскування головним у цій задачі був і залишається вибір профілю кулачка ПН. У роботах Р.В. Казачкова, О.А. Грунауера, І.І. Тартаковського, Б.Н. Файнлейба й ін. дослідників на початку 80-х років була сформульована система обмежень задачі проектування для робочої частини профілю і знайдений науково обґрунтований метод її вирішення (*метод фазових діаграм*). Накопичений за ці роки досвід використання цього й ін. методів вирішення оптимізаційних

задач був узагальнений у формі універсальних і особових принципів оптимізації, а також врахований при створенні універсальної методики проектування оптимального профілю, застосовної для багатьох типів двигунів.

Швидкоплинність паливоподачі у автомобільних і автотракторних ВОД дозволяє розподілити цей процес у часі і сформулювати для насоса самостійну оптимізаційну задачу. Такий підхід може бути реалізований і для ВПД, а також (частково) для СОД маневрових тепловозів, де одним з основних робочих режимів є холостий хід. Але і після розподілу модель залишається складною і не може бути основою для ефективного алгоритму багатопараметричної (і багатокритеріальної) оптимізації. У дисертації, на відміну від робіт Ю.В. Морозова, Л.В. Грехова й ін. авторів, які застосовують *багатофакторний аналіз і рівняння регресії*, для цієї мети використовувалися спрощені (лінеаризовані) моделі ПС. На їхній базі при використанні аналітичних або чисельно - аналітичних методів вивчався вплив параметрів ПС на показники її робочого процесу, а також проводився добір і обґрунтування проміжних (робочих) критеріїв (*принцип лінеаризації*).

Відомо, що формулювання оптимізаційної задачі починається з визначення обмежень. Досвід оптимізації ПА свідчить про те, що частину загальноприйнятих обмежень потрібно відразу ж переводити в критерії (*принцип багатокритеріальності*); того ж потребує і сучасний підхід І.М. Соболя і Р.Б. Статнікова до задач інженерної оптимізації. Технічний рівень ПА визначається багатьма параметрами, і часто важливіше збільшити в 2 рази технологічність або ресурс насоса, чим на 5% - величину максимального тиску упорскування. Обмеження задачі оптимізації потрібно дотримуватися, але, разом з тим, необхідно шукати схемні й ін. нові технічні рішення, що дозволять обійти найбільш "сильні" обмеження або послабити їх (*принцип технічної новизни*). Напр., можна миритися із широким діапазоном робочих режимів насоса транспортного дизеля, а можна, як показано в дисертації, істотно знизити його за рахунок конструктивних змін привода. ПА є добре вивченою областю, і в ній тільки після реалізації серйозних конструктивних змін можна розраховувати на те, що багатопараметрична оптимізація дасть істотний ефект.

Загальний порядок оптимізації ПА із кулачковим приводом плунжера показаний на рис.5; його реалізація призводить до побудови *компромісних кривих (поверхонь)* і одержання *паретовських множин*. Цей порядок відповідає принципам оптимізації, сформульованим у дисертації.

Досвід рішення оптимізаційних задач свідчить про те, що в задачах з багатьма параметрами результат оптимізації, як правило, вже слабо залежить від числа параметрів, що варіюються (*принцип заміщення*). Тому *варіаційна частина* (оптимізація профілю кулачка) у нашій задачі важливіше *скалярної частини* (вибору нових значень для ін. параметрів ПА).

Встановлено, що між швидкістю плунжера і критеріями інтенсивності упорскування має місце пряма залежність (*принцип монотонності*).

Рівень вібрації пружини плунжера залежить від всього профілю, тому й оптимізація повинна включати *неробочу частину (принцип комплексності)*.

У другому розділі описаний універсальний метод динамічного розрахунку гідромеханічного вузла ПС дизеля. Для ПА, що має традиційну гідравлічну схему, звичайно використовуються методики розрахунку І.В. Астахова - Т.Ф. Кузнецова або Ю.Я. Фоміна. Ці методики розрізняються порядком урахування гідравлічного опору, що виникає при русі стовпа палива по нагнітальному трубопроводі. Проте головна відмінність складається в методах інтегрування рівнянь, що описують зміну параметрів стану в т.зв. "кінцевих об'ємах" лінії високого тиску (інакше - гідромеханічних вузлах) - у насосі й у форсунці.

В обох методиках вузли розглядаються як системи з зосередженими параметрами, описувані звичайними диференціальними рівняннями. Проф. Ю.Я. Фомін зберіг неявну консервативну схему інтегрування рівнянь (*різницевий метод*), що використовувалась для розрахунків без ЕОМ. Проф. І.В. Астахов і його послідовники (Б.Н. Файнлейб, Л.М. Голубков, Л.В. Грехов та ін.) відмовилися від цього методу, і перейшли до використання *явних різницевих схем типу Рунге-Кута*. У цих схемах баланс мас виконується приблизно, а дизельне паливо слабо стисливе. Тому при виконанні розрахунку вони зштовхнулися з

нестійкістю рішення, причому ця нестійкість виникала тоді, коли спостерігався малий перепад тисків палива між порожнинами, зв'язаними каналом відносно великого прохідного перетину. Для усунення нестійкості порожнини насоса (форсунки) в методиці І.В. Астахова поєднувалися, але якщо вузол містить багато каналів, то необхідний у цьому випадку облік усіх можливих варіантів гідравлічної схеми призводить до складного алгоритму.

При використанні наближених методів інтегрування диференціальних рівнянь звичайно вважають, що чим дрібніше крок, тим вище точність методу. Проте при цьому не враховується наближений характер моделі. У прикладній гідродинаміці компактно розміщений об'єм рідини звичайно представляють у вигляді порожнини з рівномірним розподілом тиску (надплунжерної, штуцерної). Але такий підхід правомірний, коли тривалість поширення звукової хвилі по об'єму менше кроку інтегрування. Інакше цей об'єм можна умовно розбити при моделюванні на кілька порожнин, але отриману систему рівнянь по явній розрахунковій схемі (типу Рунге-Куты) проінтегрувати неможливо.

Б.А. Крук шукав вихід з цього протиріччя в представленні порожнини вузла як *систем з розподіленими параметрами* (трубопроводів характерного діаметра), але ця спроба була вдалою тільки для конструкцій форсунок з подовженою кишеною розпилювача. Інший вихід полягає в застосуванні *консервативних розрахункових схем, що згладжують*; вони не тільки зберігають точні баланси при масообміні, але і дозволяють інтегрувати ці рівняння з тим кроком за часом, що порівняний з характерним масштабом зміни аналізованих характеристик. Для динаміки гідромеханічних вузлів такі схеми є неявними і вимагають рішення систем нелінійних рівнянь, але, як показує досвід, вибір на користь неявних консервативних схем є виправданим.

Створення універсального методу гідродинамічного розрахунку вузла мало свої етапи; охарактеризуємо кожний із них.

- Виконано аналіз динамічних моделей, використовуваних для ПС.

На основі результатів цього аналізу і його узагальнення були виділені (замість традиційних блоків "Насос", "Форсунка", "Модулятор" і т.п., що використовуються, напр., в *методиках ЦНІТА* або *МДТУ*) нові структурні елементи схеми - т.зв. "гідромеханічні вузли". *Вузлом* була названа частина лінії високого тиску ПА, що складає з порожнин, зв'язаних між собою короткими дросельними отворами або клапанами. Даний вузол зв'язаний з іншими вузлами системи за допомогою *трубопроводів*. Так, ПС класичного типу складається з двох вузлів (насос і форсунка), зв'язаних одним трубопроводом. У ПС з МІТ (рис.2) установлені три вузли (насос, модулятор, форсунка) і два трубопроводи. Хвилі тиску поширюються по трубопроводах з кінцевою швидкістю (швидкістю звуку a), тому при динамічному розрахунку системи зміна параметрів будь-якого її вузла в межах даного кроку за часом не устигає вплинути на зміну параметрів інших вузлів, і рівняння вузлів можуть інтегруватися незалежно.

- Розроблено універсальну математичну модель гідромеханічного вузла.

Рівняння моделі були записані в скалярній і матричній формі. Скалярна форма запису цих рівнянь включає:

- рівняння об'ємного балансу для кожної порожнини ($i = 1, 2, \dots, n$) -

$$\alpha \cdot v_i \cdot dp_i / dt = -dv_i / dt - \sum_k f_{i,k}^{mp} \cdot U_{T,i,k} - \sum_j \mu f_{ij}(h_1, \dots, h_m, t) \cdot s(p_i - p_j),$$

- рівняння руху для кожного клапана (голки), що рухається, ($j = 1, \dots, m$) -

$$m_j \cdot dc_j / dt = \sum_i (\partial v_i / \partial h_j) \cdot p_i - F_{np,j}; \quad dh_j / dt = c_j,$$

- а також формули для визначення об'єму порожнини $v_i = v_i(h_1, \dots, h_m, t)$;

швидкостей течії палива між порожнинами, $s(\Delta P) = \sqrt{(2/\rho) \cdot |\Delta P|} \cdot \text{sign}(\Delta P)$,

і з порожнини в трубопровід, $U_{T,i,k} = (a \cdot \rho)^{-1} \cdot [p_i - p_{ocm} - 2 \cdot W_{i,k}(t)]$;

зусилля пружини $F_{np,j}$ на тім її кінці, що рухається,

$$F_{np.j}(t) = z_{np} \cdot (h_0 + T_{np} \cdot [c_j(t)/2 + c_j(t - T_{np}) + c_j(t - 2 \cdot T_{np}) + \dots]), \quad (2)$$

де t - час; $\alpha = \alpha(p_i)$ - коефіцієнт стискальності палива; v_i, p_i - об'єм i -ї порожнини і тиск палива в ній; $a = a(p_i), \rho = \rho(p_i)$ - швидкість звуку в паливі і щільність палива; $f_{i,k}^{mp}$ - площа поперечного перерізу трубопроводу; μf_{ij} - ефективні площі каналів, що з'єднують дану порожнину з іншими внутрішніми (а якщо $i = j$ - то зовнішніми) порожнинами вузла; $p_{ост}, W_{i,k}, p_i^0$ - тиск залишковий, у зворотній хвилі і у зовнішній порожнині; h_j, c_j - переміщення і швидкість запірного елемента; m_j - його маса; m_{np}, z_{np}, h_0 - маса, жорсткість і попередня деформація пружини; T_{np} - період її вільних коливань, $T_{np} = 2 \cdot \sqrt{m_{np} / z_{np}}$.

Формула (2) є аналітичним рішенням системи рівнянь у частинних похідних, що описує подовжні коливання витків пружини, тому використана динамічна модель вузла є комбінованою.

Матрично-векторна форма запису моделі виглядає особливо компактно:

$$V \times d\vec{p} / dt = -\vec{Q}(\vec{h}, \vec{p}, t) - [FK] \times \vec{c} - [FT] \times \vec{p} + \vec{Q}_0(t);$$

$$[M] \times d\vec{c} / dt = [FK]^T \times \vec{p} - [Z] \times \vec{c} - \vec{F}_0(t); \quad d\vec{h} / dt = \vec{c}(t),$$

де \vec{p}, \vec{c} - вектори-стовпці, складені з тисків p_i і швидкостей c_j ;

$[V], [FT], [M], [Z]$ - діагональні матриці розміру $[n \times n]$ або $[m \times m]$,

$$V_{ii} = \alpha(p_i) \cdot v_i; \quad FT_{ii} = \sum_k f_{ik}^{mp} / (a\rho); \quad M_{jj} = m_j; \quad Z_{jj} = \sqrt{m_{np.j} \cdot z_{np.j}};$$

$[FK]$ - прямокутна матриця розміру $[n \times m]$, складена з площ поперечного перерізу клапанів, $FK_{i,j} = \partial v_i / \partial h_j$; компоненти вектора \vec{Q} мають вигляд

$$Q_i = \sum_{j \neq i} \mu f_{ij}(\vec{h}, t) \cdot s(p_i - p_j) + \mu f_{ii}(\vec{h}, t) \cdot s(p_i - p_i^0(t)); \quad \vec{F}_0, \vec{Q}_0 - \text{відомі функції часу.}$$

У відношенні закону збереження маси (палива) використовується модель є замкнутою (консервативною). Ознакою замкнутості моделі у відношенні закону збереження імпульсу і елементом контролю при складанні її рівнянь є *коса симетрія* для матричних коефіцієнтів. По відношенню до закону збереження енергії ця модель, як і всі ін. гідродинамічні моделі ПС залишається відкритою.

В розділі наведені приклади використання цієї моделі для вузлів, що мають традиційну й ускладнену схему (у т.ч. електромагнітне керування).

- Розроблено наукові основи динамічного аналізу гідромеханічних вузлів.

Вони включають елементи *частотного* і *структурного аналізу*, необхідні для цілей дослідження. При аналізі використана лінеаризована модель (усі рівняння якої перетворені до універсального матричного виду) і частотне рівняння вузла:

$$\det[A_{узл}(t_0) - \lambda \cdot D_{узл}(t_0)] = 0, \quad (3)$$

$$\text{де } D_{узл} = \begin{bmatrix} V & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 \\ 0 & 0 & E \end{bmatrix}; \quad A_{узл} = \begin{bmatrix} -FT & -FQ & -Q & -FK & -FH \\ & FK^T & & -Z & 0 \\ & 0 & & E & 0 \end{bmatrix};$$

$E, 0$ - одинична і нульова матриці; FQ - діагональна матриця,

$$FQ_{ii} = \mu f_{ii} \cdot \partial s(p_i - p_i^0) / \partial p_i; \quad Q_{ij} = \partial Q_i / \partial p_j; \quad FH_{ik} = \partial Q_i / \partial h_k.$$

- Виконано динамічний аналіз ПН і форсунки.

Аналіз показав, що після відкриття клапанів частина власних частот переміщається вліво по комплексній площині (рис.6) і приймає такі великі (по модулю) значення, що

рівняння математичних моделей цих вузлів стають *жорсткими*. З цієї причини для інтегрування необхідно застосовувати спеціальні методи. У дисертації (як і раніше Ю.Я. Фомінін для простих вузлів) використовувалася неявна схема другого порядку (*інтерполяційна формула Адамса*). У результаті застосування схеми відомі значення \vec{p} , \vec{c} , \vec{h} на початку кроку інтегрування Δt і шукані значення \vec{P} , \vec{C} , \vec{H} цих же динамічних параметрів наприкінці кроку інтегрування були зв'язані системою нелінійних співвідношень:

$$\begin{aligned} \vec{C} &= \Phi_c(\vec{P}) = [[M] + \Delta t/2 \cdot [Z]]^{-1} \times (([M] - \Delta t/2 \cdot Z) \times \vec{c} + \\ &+ \Delta t/2 \cdot ([FK]^T \times (\vec{P} + \vec{p}) + \vec{F}_0(t_0) + F_0(t_0 + \Delta t))) ; \quad \vec{H} = \Phi_h(\vec{C}) = \vec{h} + \Delta t/2 \cdot (\vec{C} + \vec{c}) ; \\ \vec{P} &= \Phi_p(\vec{P}, \vec{C}, \vec{H}) = \vec{p} - \Delta t/2 \cdot ([V] + \Delta t/2 \cdot FT)^{-1} \times \\ &\times (\vec{Q}(\vec{H}, \vec{P}, t_0 + \Delta t) + \vec{Q}(\vec{h}, \vec{p}, t_0) + [FK] \times (\vec{C} + \vec{c}) + [FT] \times \vec{p}) . \end{aligned}$$

яким була надана форма векторного рівняння: $\vec{P} = \Phi_p(\vec{P}, \Phi_c(\vec{P}), \Phi_h(\Phi_c(\vec{P})))$. (4)

Для вирішення рівняння (4) були розроблені, обґрунтовані теоретично і перевірені на практиці два ітераційних алгоритми: *універсальний* і *різницевий*.

Універсальний алгоритм призначений для вузлів, що мають розгалужену гідравлічну схему, напр., для форсунки (рис.3) і насосу (рис.4). У цьому принципово новому алгоритмі роль невідомих величин грають тиски P_i в порожнинах вузла; для їх знаходження організовані вкладені ітераційні цикли.

Різницевий алгоритм узагальнює алгоритм методики Ю.Я. Фоміна. У ньому роль невідомих величин грають перепади тисків $\Delta P_{i,j} = P_i - P_j$ між порожнинами, а також переміщення H_j диференціальних клапанів. Він розроблений для вузлів, що мають проточну (або переважно проточну) схему.

Для алгоритмів отримані формули для кроку інтегрування Δt .

- Розглянуті приклади використання універсального методу динамічного аналізу вузлів ПС.

Проаналізовано відомі і нові схеми акумулюючого ПН для ВПД і розроблена універсальна (для цього класу пристроїв) схема (рис.7) і методика гідродинамічного розрахунку. Схема вузла включає 4 порожнини з паливом, 3 клапана з їх пружинами, плунжер з газовим поршнем. У рамках цієї роботи була відкоригована *формула Башти* для витоків палива Q через прецизійний циліндричний зазор:

$$\text{замість } Q \propto \delta_{cp}^3 \text{ маємо } Q \propto \delta_{cp} \cdot (\delta_{cp}^2 + (\delta_0 - \delta_{cp})^2),$$

що істотно уточнює розрахунки для конструкцій з тонкостінними втулками (рис.8).

Виконано аналіз умов забезпечення герметичності плоского диференціального клапана, встановлюваного в сопловому наконечнику форсунки (рис.3). Показано, що в області малих підйомів клапана (*менших 1 мкм*) його швидкість істотно обмежується *насосним ефектом*, що виникає в прецизійному зазорі між клапаном і сідлом. У результаті прояву ефекту клапан буде робити поблизу сідла *мікропереміщення* вверх (під дією тиску палива в період упорскування) і вниз (під дією сили пружини в паузах між упорскуваннями), але збереже герметичність.

За допомогою частотного рівняння (3) виконаний аналіз умови динамічної стійкості зворотного клапана ПН (рис.9), що впливає на його здатність стабілізувати рівень залишкового тиску $p_{зал}$. Передвіщено теорією (і підтверджено експериментом), що кульковий клапан не зможе забезпечити високий рівень тиску $p_{зал}$. Для розширення області динамічної стійкості необхідно змінити тип залежності $\mu f(h_k)$ площі прохідного перетину зворотного клапана від його підйому - вона повинна бути пологою, а не крутою, як це прийнято для прямих клапанів. На базі цієї нової концепції сформульовані конкретні

рекомендації з вибору параметрів клапанів.

У третьому розділі описані універсальні методи динамічного розрахунку нагнітальних трубопроводів і пружин ПС дизеля. Тут досліджуються елементи ПА, робота яких описується динамічними моделями з розподіленими параметрами. До них традиційно відноситься нагнітальний трубопровід, для розрахунку якого ще в 50-60-ті роки І.В. Астаховим і Ю.Я. Фомінін були створені дві базові методики. В даний час вони використовуються найчастіше, але робота з їх удосконалення продовжується. У розділі вміщені пропозиції з істотного уточнення обох методик і (на основі їх синтезу) пропонується універсальний метод гідродинамічного розрахунку трубопроводу.

У 80-ті роки моделі з розподіленими параметрами почали застосовуватися і для пружин ПА, причому як при гідродинамічному розрахунку ПС, так і при динамічному розрахунку робочих напруг у пружині. Проте необхідність розрахунку коливань клапанної, форсунової або плунжерної пружини і зараз усвідомлюється не всіма дослідниками (як це вже відбулося з коливаннями стовпа палива в трубопроводі), але відповідний науковий напрямок сформувався, отримав істотні результати і його визнання - справа часу.

В розділі розглядаються й *комбіновані моделі*, що включають елементи з розподіленими і зосередженими параметрами. За допомогою таких моделей, напр., описується робота замикаючого механізму форсунки. Більшість методів цього розділу поєднує загальний підхід - пошук аналітичного (чисельно-аналітичного) рішення задачі. Принципова можливість одержання такого рішення зв'язана з тим, що використовувані математичні моделі складені з лінійних або кусочно-лінійних диференціальних рівнянь. Охарактеризуємо основні результати цього розділу.

• Розроблені два нових методи гідродинамічного розрахунку нагнітального тракту, що враховують місцеві гідравлічні опори, котрі виникають при поворотах потоків, зміні перетину і дроселюванні. Обидва методи зводяться до модернізації методики Ю.Я. Фоміна, у якій телеграфне рівняння

$$(1/a^2) \cdot \partial^2 U / \partial t^2 - \partial^2 U / \partial x^2 + (2 \cdot K / a^2) \cdot U = 0 \quad (5)$$

інтегрується уздовж його характеристик $x - a \cdot t = const$, де U - середня по перетині швидкість палива; x - координата перетину; K - фактор гідравлічного опору.

Для розрахунку слабких опорів (коефіцієнт утрат $\xi_m < 10$) виконана наступна модернізація. Нехай опір розташований на відрізку трубопроводу між перетинами x_0 і $x_0 + \Delta x$. Визначаємо фактор місцевого гідравлічного опору K_m формулою $K_m = \xi_m / (4 \cdot \Delta x) \cdot U_m$ і при розрахунку цього відрізка додаємо цю величину до відомого фактора K .

Якщо $\xi_m > 10$ (дросель), то урахування місцевого опору удалося звести до рішення квадратного рівняння, що визначає величину перепаду тисків на дроселі. Цей універсальний метод є простіший, ніж, напр., відомий метод І.Д. Васильченко, і також узагальнений на випадок, коли до і після дроселя потік має різні площі перетину. Метод розроблявся для ПН акумулюючого типу конструкції ЦНТА із випуском палива до форсунок через канал у дозуючому плунжері (рис.10).

• Запропонований й обґрунтований новий підхід до урахування гідравлічного опору трубопроводів ПС, що використовує уточнені моделі течії палива по нагнітальному тракту й універсальні чисельно-аналітичні методи інтегрування їхніх рівнянь. Т.Ф. Кузнецов одержав наближене аналітичне рішення рівняння (5), проте його метод дає істотну погрішність (особливо - по величині тисків у насоса, а також для довгих трубопроводів і в'язких сортів палива). У дисертації отримані точні рішення телеграфного рівняння, представлені у формі інтегралів Дюамеля. Для прямої і зворотної хвилі тиску F вони мають вигляд:

$$F(x, t) = (1/2) \cdot \left[U(x, t \pm (a \cdot \rho)^{-1} \cdot \int_0^t g(t - \tau) \cdot P(x, \tau) d\tau \right],$$

де $g(r,t) = \delta_0(t - K \cdot r) \cdot \exp[-K \cdot t] \left[I_0(K \cdot r) - I_1(K \cdot r) \right]$ - ядро інтегралів; $\delta_0(x)$ - дельта-функція Дірака; $I_0(x), I_1(x)$ - модифіковані функції Беселя; P - тиск.

Виконана апроксимація ядра призвела до найпростіших розрахункових формул, що уточнюють рішення Т.Ф. Кузнєцова. У результаті був розроблений новий метод розрахунку *нестационарної турбулентної* течії палива по трубопроводу, настільки ж простий, як метод Т.Ф. Кузнєцова, і практично настільки ж точний, як метод Ю.Я. Фоміна.

• Розроблений і застосований для проектування гідроприводу газового клапана ГД (рис.11) метод розрахунку *нестационарної ламінарної* течії палива по трубопроводу. Для рівнянь в'язкої течії, записаних в полярній системі координат:

$$\partial V / \partial t = -1/\rho \cdot \partial P / \partial x + \nu / r \cdot \partial / \partial r \cdot r \cdot \partial V / \partial r ; \quad V(R,t) = 0,$$

було знайдено *чисельно-аналітичне* рішення –

$$V(r,x,t) = \int_0^t (-1/\rho) \cdot \partial P(x,\theta) / \partial x \cdot g(r,t-\theta) d\theta,$$

де ядро $g(r,t) = \Phi((1-r/R) / \sqrt{(2 \cdot \nu \cdot t / R^2)})$; $\Phi(x)$ - функція Лапласа; ν - в'язкість; R - радіус каналу.

Створено методики динамічного аналізу й оптимізації цього привода.

При застосуванні методу для ПА ВОД виявилось, що гідравлічний опір трубопроводу при *нестационарній ламінарній* течії мало відрізняється від того, котре визначається за формулою Блазіуса для *турбулентного стаціонарного* режиму. Для теорії ПА цей висновок є новий, проте він добре кореспондується з результатами В.Зілке (фірма "Боїнг") та ін. сучасних гідромеханіків.

• Виконано заглиблений динамічний аналіз тарілкової пружини із привода нагнітаючого плунжера ПН ВПД (рис.10). Зіставлялися два методи розрахунку пружини: *квазістатичний* (рівномірна деформація) і динамічний (модель еквівалентного стрижня, формула (2)). Доведено, що коливання пружини суттєво впливають на характер роботи акумулятора і параметри упорскування.

• Розроблена універсальна (*континуальна і дискретна*) модель циліндричної пружини стиску, використовується для аналізу вільних і змущених коливань витків при реальних умовах її закріплення в механізмах ПА, а також з урахуванням можливих зіткнень і тертя. Моделі враховують три ступені волі перетину (рис.12).

Континуальна модель має дві форми - *матричну*:

$$\{ M \cdot \partial^2 \bar{x} / \partial t^2 = \partial \bar{q} / \partial \theta + B \cdot \bar{q} ; \quad \bar{q} = C \cdot \partial \bar{x} / \partial \theta - B^T \cdot \bar{x} ,$$

$$\text{де } B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ -1 & 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad M = \text{diag}\{\rho \cdot F, I_2, I_3\}, \quad C = \text{diag}\{c_1, c_2, c_3\},$$

і *операторну*: $\partial^2 \bar{x} / \partial t^2 + 2 \cdot \mu \cdot \partial \bar{x} / \partial t = L_\theta[\bar{x}] + 2 \cdot h \cdot L_\theta[\partial \bar{x} / \partial t],$

де $L_\theta[\cdot] = M^{-1} \cdot \{ C \cdot \partial^2 / \partial \theta^2 + (B \cdot C - C \cdot B^T) \cdot \partial / \partial \theta - B \cdot C \cdot B^T \},$

μ, h - коефіцієнти зовнішнього і внутрішнього тертя.

Дискретна модель (рис.13) описують звичайні диференціальні рівняння; вона служить для динамічного аналізу у випадку багаточисельних зіткнень витків.

Крім зазначених систем диференціальних рівнянь у модель пружини входять граничні умови на її кінцях. У дисертації розглянуті наступні типи умов: *твердого, циліндричного* (два види), *сферичного і пружного закладення, обпирання* (на підігнутий торцевий виток), а також *симетричні і несиметричні*. Показано, що будь-який тип граничних умов записується в універсальній матричній формі $G_1(\theta_i) \times \bar{x} + G_2(\theta_i) \times \bar{q} = 0$, де G_1, G_2 - деякі *ненегативні матриці*; $\theta_{1,2} = \pm \pi \cdot i_e$ - координати кінців пружини; i_e - число витків.

Отримано *характеристичне і вікове* рівняння пружини:

$$\det \left\| \lambda^2 E + B + \alpha E \times A \times B^T - \alpha E \right\| = 0; \det \left\| \begin{matrix} G_1 \theta_1 \times X \theta_1, \lambda + G_2 \theta_1 \times Q \theta_1, \lambda \\ G_1 \theta_2 \times X \theta_2, \lambda + G_2 \theta_2 \times Q \theta_2, \lambda \end{matrix} \right\| = 0,$$

де X, Q - матриці фундаментальних рішень; λ - частота; α - хвилеве число. Розроблено оригінальний метод рішення вікового рівняння - *послідовну локалізацію спектра* при зміні граничних умов (рис.14) - і модифікація для симетричних умов закріплення пружини.

- За допомогою універсальної моделі досліджений вплив динаміки і технології на максимальні напруги в пружинах ПА. Результати, отримані для форсунок пружин ВО "Волгадизельмаш", наведені в таблиці. Модель *гвинтового бруса* відрізняється від *прямого* тим, що враховує інерцію витків при крутінні і вигині. Використання динамічних моделей пружини призводить до значного збільшення розрахункових значень напруг. Розрахунки, виконані для ін. типів граничних умов (*обпирання та циліндричне або сферичне закладення*), показали, що відповідні зміни напруг складають 5-10%.

- Запропонований й обґрунтований новий підхід до динамічного аналізу пружин ПА і замикаючого механізму форсунки (рис.15), що використовує складні моделі з розподіленими параметрами й універсальний чисельно - аналітичний метод інтегрування їхніх рівнянь. Модель замикаючого механізму включає рівняння динамічної деформації пружини (гвинтового бруса) та штанги (еквівалентного стрижня) і рівняння руху проміжної маси (опори пружини). Метод дозволяє представити будь-яку динамічну характеристику $z(t)$, напр., дотичну напругу $\tau_k(t)$ в перетині, інтегралом Дюамеля:

$$z(t) = \int_0^t W_Z(t-\tau) \cdot c_2(\tau) d\tau + z_0, \quad (6)$$

де z_0 - статичне значення, що відповідає попередньому зтягуванню пружини.

Особливість методу полягає в тому, що ядро $W_Z(\tau)$ визначається один раз, а використовується багаторазово. Розроблені ефективні алгоритми побудови ядер і, на цій базі, створений новий метод розрахунку пружних елементів форсунки.

- Виконано заглиблений динамічний аналіз роботи замикаючого механізму форсунки після відсічення подачі і знайдена можливість прискорення посадки голки. Для цього можна використовувати *ефект стабілізації швидкості переміщення голки*: $C_2 \rightarrow C_2^*$ (див. рис.16, де F_ϕ, P_ϕ - тиск в прямій хвилі і кишені розпилювача; C_2 - швидкість посадки гілки). Якщо за допомогою додаткового механізму, що прискорює, надати голці високу початкову швидкість, то тривалість посадки голки зменшиться, а швидкість удару об сідло залишиться колишньою. Запропоновано кілька типів прискорювачів (*статичні, динамічні*) і показано, що при упорскуванні запальної порції в ГД роль динамічного прискорювача може відігравати штатна пружина форсунки.

- При використанні розрахункових і експериментальних методів досліджений вплив тертя на вільні і змушені коливання витків пружин ПА. Розроблено універсальний чисельно - аналітичний метод урахування впливу тертя при несталих коливаннях. Показано, що при розрахунку пружин клапана і форсунки внутрішнім тертям можна зневажити, а вплив зовнішнього тертя врахувати шляхом відповідного коректування ядра (замість ядра W_Z - ядро $W_Z^*(t) = W_Z(t) \cdot \exp(-\mu \cdot t)$) і уточнення формули (6):

$$z(t) = \int_0^t W_Z^*(t-\tau) \cdot [c_2(\tau) + \mu \cdot h_2(\tau)] d\tau + z_0.$$

В експериментах із пружинами плунжера ПН СОД було визначене декремент загасання й отримана оцінка $K \square 80$ для величини коефіцієнта резонансного посилення основної гармоніки. Це означає, що при динамічному аналізі пружини плунжера необхідно враховувати сталі періодичні коливання, а її вібрація може вплинути на роботу привода.

У четвертому розділі описані нові методи оптимізації швидкості нагнітання палива плунжерним насосом дизеля. Всі процеси, що відбуваються в ПС, в остаточному підсумку, визначаються швидкістю руху нагнітаючого плунжера ПН. У системах безпосереднього упорскування ця швидкість визначається кінематикою механічного (кулачкового) привода плунжера і залежить від режиму дизеля. У системах, що використовують акумулюючі ПН, ця залежність виражена слабкіше, але від цього проблема оптимізації не стає простішою.

Вище була сформульована система принципів оптимізації; їхня реалізація призвела до створення групи методів оптимізації.

- Була уточнена система обмежень і критеріїв, що враховується при проектуванні кулачків ПН для різного типу двигунів, і створена універсальна методика оптимізації профілю *робочої частини* кулачка (що включає випадок хитного або нерівномірного обертання кулачкового вала). Нова методика, як і базова, враховує наступні обмеження проектування:

радіусів кривизни r увігнутих і опуклих ділянок - $1/\rho_m \leq 1/r \leq 1/R_M$;

кута тиску - $\vartheta \leq \vartheta_M$ і контактних напруг в парі кулачок – ролик - $\sigma \leq \sigma_M$;

а також умова безвідривної роботи кулачка і ролика - $F_{np} \geq -k_z \cdot F_{ин}$. (7).

Обмеження були переписані у вигляді універсальної нерівності

$$f_n(y, v) \leq d v / d y \leq f_e(y, v) \quad \text{і граничних умов} \quad v(y_0) = 0, \quad v(y_0 + h) = 0, \quad (8)$$

де v - аналог швидкості; y - відстань між осями ролика і кулачка,

і враховані по *методу фазових діаграм Грунауера - Тартаковського*.

Оптимальному профілю відповідає *релейна* діаграма з однією *точкою переключення* (рис.17). Коректування торкнулося умови (7), у правій частині якої було враховане кутове прискорення кулачкового вала, а також форми ядра $W_{cp}(t)$ функціонала (1). Крім того, для випадку хитного вала (рис.18) гранична умова (8) для фазової діаграми не нульова.

Виконано апробацію цієї методики для дизеля 12 ЧН 26/27 маневрового тепловоза і для комбінованого ВПД моделі КД-2.

Для тепловозного дизеля інтенсивність хвилі подачі на режимі холостого ходу (*критерій оптимізації*) була підвищена на 15%. На новому кулачку початок активного ходу плунжера було збільшено і він практично збігся з вершиною фазової діаграми; доведено, що це відповідає максимумові критерію.

Для ВПД перевірялася можливість використання ПН безпосереднього упорскування. Виявилось, що на номінальному режимі (циклічність 2000 $\mu/\text{хв}$, рис.19, крива 1) насос з новим оптимальним кулачком здатний забезпечити високу інтенсивність упорскування. Проте при пуску (циклічність 1100 $\mu/\text{хв}$, крива 2) швидкість плунжера на кінцевій фазі активного ходу зменшується в 5 разів. Цим було доведено, що для ВПД треба застосовувати ПА акумулюючого типу.

- Розроблено систему обмежень і критеріїв для проектування *неробочої частини* несиметричного кулачка ПН. Створено методику розрахунку профілю, що забезпечує максимальне (при заданих обмеженнях) зниження рівня коливань у витках пружини плунжера. Методика використовує два методи: *структурної* і *кусочно-лінійної* оптимізації. Перший метод вирішує *задачу усунення однієї-трьох гармонік, що резонують* на основній власній частоті пружини; для цього діаграма профілю на ділянці опускання штовхальника утворюється з діаграми робочої ділянки шляхом її перевероту, розвороту, зсуву і комбінацією цих рухів. Другий метод вирішує *задачу усунення резонуючих і обмеження всіх гармонік*, для чого використовується кусочно-лінійна апроксимація закону зміни швидкості плунжера на ділянці його опускання і відомий метод математичного програмування (*симплекс-метод*). Застосування методів для дизеля 6 ДМ 21А (рис.20 а - базовий профіль; б, в - спроектовані по 1-му і 2-му методах) дозволило зменшити припустиму резонансну частоту пружини плунжера з 250 Гц до 140 Гц, що полегшило задачу її проектування.

- Виконано заглиблений динамічний аналіз роботи привода нагнітаючого плунжера акумулюючого ПН для ВПД, що використовує тарілчасту пружину (рис.9) або газовий

поршень (рис.4,21). Розроблено метод вибору довжини і зусилля затягування цієї пружини, геометричного початку подачі палива, ходу клапана і діаметра трубопроводу, що забезпечують оптимальний закон руху плунжера й інтенсивне упорскування палива. При використанні методів гідродинамічного розрахунку виконано вибір схеми насоса з газовим поршнем, для чого проведена оптимізація 4-х варіантів схеми по 7-9 параметрах. Виявилось, що найбільший тиск палива в імпульсі подачі (на рівні 60-70 МПа) і найменшу тривалість упорскування (1,8-2 мс) забезпечує насос з випуском палива через вертикальний диференціальний клапан (рис.4). Правильність вибору схеми насоса в ЗАТ "ОКБ ВПД" підтверджена експериментально.

- Запропонований і науково обґрунтований новий спосіб стабілізації показників упорскування і звуження швидкісного діапазону робочих режимів ПА транспортного дизеля, що використовує регульоване нерівномірне обертання валу ПН. Таке обертання збільшує швидкості нагнітання палива на часткових швидкісних режимах роботи дизеля (рис.1). Для цього в приводі насоса з власним кулачковим валом або розподільчого вала тепловозного дизеля встановлюється новий механічний вузол - регульований привід (рис.22). Розроблено універсальні принципи, яким зобов'язаний задовольняти такий привід: синхронізації роботи насоса і дизеля, ідентичності упорскування в усі циліндри, регулювання фази й обмеження амплітуди коливань, оптимізації кута випередження, *моногармонічності* коливань й ін.

- Запропоновані і розроблені оригінальні принципіві схеми, а також методики проектування і розрахунку елементів конструкції РП (рис.23-25), оптимальних для транспортних дизелів різних типів.

Запропонований і захищений патентом принципово новий спосіб утворення регульованого нерівномірного обертання, що використовує ланцюг із двох аналогічних перетворювачів і зміни фаз їх передатних функцій. Отримана формула для передатної функції j всього РП:

$$j = J(\Psi + \delta_1) / J(\Psi + \delta_2),$$

де Ψ - кут повороту внутрішнього вала; $J(\varphi)$ - передатна функція для кутових швидкостей валів перетворювача; δ_1, δ_2 - регулюючи фази (рис.23-25).

Доведено, що перетворювачі такого здвоєного РП є кінематичними аналогами шарніру Гука. Для важільно - кулачкового РП розроблений метод розрахунку профілю кулачкової шайби.

- Виконано динамічний аналіз ПН і його регулятора (АР) при нерівномірному обертанні вала. Отримано оцінки для границь діапазону регулювання ступеня нерівномірності обертання та динамічних навантажень у приводі.

Виявилось, що нерівномірне обертання вала не робить істотного впливу на роботу секцій насоса, але може призвести до порушень у роботі АР. Розроблено математичну модель для аналізу коливань рейки (рис.26):

$$m_p \cdot \ddot{h}_p + (j_{np} \cdot Z_{np} - \alpha \cdot m_{cp} \cdot \omega^2) \cdot \dot{h}_p = j_{np} \cdot F_{np.o}; \quad (J(y) \cdot \omega)'' = Z_{ynp} \cdot (\omega_s(t) - \omega),$$

лінеаризація цієї моделі привела до диференціального рівняння другого порядку з періодичним коефіцієнтом (*рівнянню Мат'є*) і передбачила виникнення *параметричного резонансу* (який був зареєстрований в експерименті з ПА дизеля ЯМЗ-238 на одному з режимів холостого ходу). Для усунення резонансу необхідна зміна схеми АР або перекомпонування ПН (рис.22).

- Створено перший дослідний зразок РП ВОД (рис.25) і в результаті комплексу безмоторних і моторних досліджень (проведених С.О. Королем в КДПУ за нашою участю) отримане підтвердження його працездатності й ефективності. Доведено, що за рахунок відповідної зміни величини j_m максимального передатного відношення цей зразок дозволяє стабілізувати значення основних показників упорскування для всіх режимів зовнішньої швидкісної характеристики (ЗШХ) дизеля ЯМЗ-238 на рівнях, близьких до номінального (рис.27 і 1). На часткових режимах і режимах холостого ходу (XX) максимальний тиск

упорскування збільшений (у порівнянні із серійної ПА) у 1,4-1,8 рази, а тривалість упорскування T_e скорочена на 20-35 %. Установлено, що використання РП на дизелі ЯМЗ-238 дозволяє істотно знизити експлуатаційні витрати палива: для режимів **XX** - на 7-8%, часткових режимів ЗШХ- на 3-5% .

- Показано, що звуження діапазону робочих швидкостей плунжера ПН на ВОД дозволяє зменшити глибину негативного коректування ЗШХ і підвищує ефективність установки МІТ, оскільки т.зв. *розрахунковий критичний режим* (РКР) значно зміщується вправо (рис.28). Установка МІТ знижує максимальні навантаження в РП і підвищує надійність його роботи. Спільне використання МІТ, РП, клапанів подвійної дії (що забезпечують рівень тиску $p_{зал} = 10-12$ МПа) і форсунок зі зменшеним діаметром голки (до 4-5 мм) дозволяє виконати *глибоку комплексну модернізацію* ПА й одержати для всіх режимів ЗШХ тиск упорскування 90-120 МПа при максимальному тиску палива в насосі 60-70 МПа.

У п'ятому розділі описані дослідження з використання МІТ для поліпшення упорскування малих циклових подач. ПС із МІТ (рис.2) уперше була заявлена в 1986 році (а.с. 1290801) і вивчалася в нашій кандидатській дисертації. Але тоді *модулятор*, заявлений за назвою *резонансний елемент - демпфер*, використовувався для інтенсифікації упорскування на режимах ЗШХ ВОД і мав ін. співвідношення параметрів. Зазначимо, що аналогічне застосування МІТ для режимів повного і середнього навантаження СОД неможливо, оскільки його ПА має несприятливе співвідношення між довжиною трубопроводу L , об'ємною швидкістю плунжера насоса Q_n і цикловою подачею (рис.29).

Застосування МІТ виявилось корисним для режимів малих подач. На розрахунковому режимі МІТ формував імпульс подачі, що має практично прямокутні фронти (рис.28). МІТ акумулював у своєму об'ємі частину подачі палива і збільшував активний хід плунжера насоса. Завдяки цим якостям для МІТ знайдено (за пропозицією проф. Г.Б. Розенбліта) ще дві "ніші" - ПА дизелів маневрових тепловозів і ПА для упорскування запальної порції в циліндр газового СОД. Охарактеризуємо основні результати цього напрямку досліджень.

- Розроблений чисельно - аналітичний метод гідродинамічного розрахунку ПС тепловозного дизеля, при використанні якого розкриті причини її нестабільної і неякісної роботи на режимі **XX**. Основою для розробки методу стала можливість розподілу процесу паливоподачі на два самостійних процеси: формування імпульсу подачі в насосі; трансформації цього імпульсу у форсунці.

Після цього розподілу була складена лінеаризована модель насоса:

$$d p_n / d \tau + \beta \cdot (p_n - 2 \cdot F_n(\tau - 1)) = \beta \cdot p_n(\tau); \quad F_n(\tau) = p_n(\tau) - F_n(\tau - 1),$$

де $\tau = t / (2 \cdot T)$; $\beta = 2 \cdot f_T \cdot L_T / V_n$; $f_n C_n = [f_T / (a \rho)] \cdot p_0$, позначення - на рис.30,

і отримані нові формули для *гідралічних характеристик форсунки*:

статичних (при нерухомій голці) і *динамічних* (при голці, що рухається,).

Моделювання (рис.31) показало, що:

- імпульс подачі має коливальний характер, що викликано інерційністю стовпа палива в трубопроводі;
- хвиля подачі має недостатню кругість фронтів, і саме це, а не мала амплітуда імпульсу, призводить до того, що за час подачі малої порції палива голка не устигає вийти на упор;
- відхилення параметрів ПС значно впливають на її характеристики.

- Для усунення зазначених недоліків був запропонований і науково обґрунтований новий підхід до стабілізації й інтенсифікації характеристик упорскування на режимі **XX**, що передбачає установку МІТ. Робота ПС із МІТ на режимі **XX** СОД в основному відповідає теорії, розробленої в кандидатській дисертації для режимів повних навантажень ВОД, але відрізняється двома моментами: формований імпульс подачі є слабким (він менше тиску $P_{ф.0}$ підйому голки); на величину і форму імпульсу істотно впливають зусилля пружини МІТ, коливання палива в каналах форсунки й ін. фактори.

- Розроблено методіку оптимізації ПС із МІТ для тепловозного дизеля. *Критерій*:

збільшення інтенсивності і стабільності упорскування на режимі ХХ. *Метод*: погоджений вибір 12-ти параметрів системи для оптимального настроювання модулятора. *Обмеження*: обов'язковий вихід голки на верхній упор і припустимі значення амплітуди переміщення плунжера МІТ, швидкості деформації його пружини і рівня максимальних тисків палива в системі. *Етапи проектування*: використання спрощеної методики для визначення доцільності встановлення МІТ; використання методів гідродинамічного розрахунку для уточнення параметрів дослідного зразка; уточнення регулювань модулятора за результатами експериментального дослідження. Досвід застосування методики для тепловозних двигунів ЧН 31/36, ЧН 21/21, ЧН 26/27 довів її адекватність і можливість уніфікації нового вузла для дизелів даного класу.

- Створено уніфікований дослідний зразок модулятора (рис.32), що пройшов тривалі експлуатаційні випробування на дизелі тепловоза ЧМЭ-3. Для зменшення габариту МІТ використана підвісна втулка.

У ході безмоторних, моторних і експлуатаційних випробувань підтверджено, що ПС із МІТ забезпечує стабільне і якісне упорскування при істотному зниженні частоти ХХ.

Для дизеля 6 ЧН 31/36 тепловоза ЧМЭ-3 модулятор приєднувався до штуцера форсунки. Проводилося дослідження на безмоторному стенді й (в період 1995-98 р.р.) експлуатаційні випробування 3-х машин. *Результати*: показники упорскування істотно поліпшені на всіх режимах, на режимі ХХ - у 1,5-2 рази; частота ХХ (при стабільному упорскуванні) знижена на 15 %; годинна витрата палива зменшена на 7-10 %.

Для дизеля 6 ЧН 21/21 тепловоза ТГМ-4 при дослідженні ПА на безмоторному стенді доведено, що МІТ дозволяє знизити частоту ХХ на 22 %. Проте МІТ встановлювався в розрив трубопроводу, що ускладнило компонування ПА.

Для дизеля 12 ЧН 26/27 (Д80) О.М. Врублевським за нашою участю було виконане дослідження на безмоторному і моторному стенді (рис.33). *Результати*: на режимі ХХ показники інтенсивності упорскування поліпшені в 1,5-2 рази; на всіх режимах повних і середніх навантажень встановлення МІТ призвело до зниження тиску палива у насоса на 11-17 %; максимальний тиск палива у форсунки зріс (у середньому на 3-4 %); у комплексі зі зниженням частоти ХХ (від 350 до 300 хв⁻¹) забезпечено зменшення витрати палива на цьому режимі на 25,5 %. На режимі з частотою 300 хв⁻¹ витрата палива при встановленні МІТ знижена на 4 %, а індикаторний к.к.д. зріс на 3 %; на номінальному режимі і середніх навантаженнях основні показники упорскування штатної і дослідної ПА ідентичні.

- Виконано поглиблений динамічний аналіз ПА, що забезпечує подачу запальної порції дизельного палива в циліндр ГД, який дозволив розкрити причини її нестабільної роботи при упорскуванні малих і гранично малих циклових подач. Процентна частка запальної порції рідкого палива - критерій технічного рівня ГД. Виявлено причини, що перешкоджають її зниженню: надмірно малий активний хід плунжера; коливання залишкового тиску палива; надмірна площа розпилюючих отворів і, як наслідок, зайвий хід голки.

При 5 %-й частці активний хід стає меншим 1 % номінальної величини, що робить регулювання насосів неможливим. При 7-10 %-й частці різко зростає вплив ділянок дроселювання палива, що знижує крутість фронтів імпульсу (рис.34 а). Штатний клапан не забезпечує стабільний рівень цих тисків; це призводить до розкиду подач по циліндрах і, головне, пропускові подачі запальної порції, що не припустимо. Диференціальний ефект і інерційність голки створюють *пориг пропусної здатності форсунки*; при штатному розпилювачі він складає для середньої по циліндрах подачі 5-7 % номінального значення.

Г.Б. Розенблїт, С.М. Литвин, О.А. Курїц та ін. дослідники домагалися підвищення стабільності упорскування малих запальних порцій дизельного палива за рахунок зменшення числа і діаметра сопел форсунки; нами було запропоновано супроводжувати ці зміни зменшенням ходу голки. Проте в роботі доведено теоретично (і це було перевірено на практиці для дизелів ЧН 40/46 та ЧН 26/34), що потенційні можливості вказаних традиційних шляхів обмежені граничним значенням, що становить 5-7 % номінальної циклової подачі. Показано, що при такій запальній порції активний хід плунжера становить 8-10 %

номінального (рис.34 б), а площа сопел зменшується в 3-4 рази. Але подальше зменшення площі призводить до неприпустимого зростання тиску палива.

- Запропонований і науково обґрунтований новий підхід до стабілізації характеристик упорскування гранично малих подач дизельного палива в ГД, що (додатково з модернізацією форсунки) передбачає встановлення МІТ і розгерметизацію клапана (рис.35, поз.1). Показано, що відвід палива під плунжер МІТ дозволяє істотно збільшити активний хід плунжера насоса. При використанні лінеаризованої моделі процесу паливоподачі вивчені особливості роботи ПС із МІТ на *розрахунковому режимі* (запальна доза) і режимі **ХХ** (перед подачею газу). Показано, що на розрахунковому режимі імпульс подачі має прямокутну форму (рис.34 в)

$$\text{із тривалістю } T = 2 \cdot L / a \text{ й амплітудою } F_{m.max} = a \cdot \rho \cdot f_n \cdot c_n / f_T,$$

а циклова подача стабілізується на рівні $Q_{\text{ц}} \approx Q_{\text{ц}}^*$ (рис.36). Ефект стабілізації подачі поблизу розрахункового режиму ПС із МІТ був передвіщений теорією і підтверджений експериментально.

- Розроблено методику оптимального комплексного вибору параметрів модуляторів і форсунок, встановлюваних у ПС ГД. *Критерієм* вибору було забезпечення стабільного упорскування для гранично малої запальної дози палива. Враховувалися умови запуску на рідкому паливі, стабільність активного ходу плунжера; інші *обмеження*, а також *етапи проектування* були ті ж, що і для тепловозного дизеля. Методика застосована для агрегату ГДГ 630/750 (6 ГЖЧН 26/34). Параметри МІТ потрапили в діапазон регулювань уніфікованого зразка.

- Створено дослідний зразок нової ПА і С.М. Литвином та С.М. Доценко на ПДМ за нашою участю проведені порівняльні моторні випробування. Підтверджено, що модернізована ПА забезпечує стабільну роботу ГД при упорскуванні гранично малих запальних порцій, що становлять 2-4 % від номінальної циклової подачі. В енергетичному цеху ПДМ взимку 2001/02 року проведені тривалі експлуатаційні випробування ГДГ 630/750 (зав. № 27), оснащеного модернізованою ПА, котрі підтвердили значне (у 2-3 рази в порівнянні з базовим зразком) зниження витрати дизельного палива. Витрати на впровадження окупилися за 290 годин роботи агрегату.

ВИСНОВКИ

В дисертації розроблено комплекс універсальних розрахункових методів динамічного аналізу й оптимізаційного синтезу основних елементів ПА ВОД і СОД. В створених аналітичних методах набула подальшого розвитку теорія ПА розподіленого типу. Завдяки застосуванню чисельно - аналітичних методів вдалося суттєво уточнити використанні фізичні і математичні моделі та, водночас, запобігти значного ускладнення розрахунку. Чисельні методи гідродинамічного розрахунку ПС та оптимізації профілю кулачка ПН отримали науково обґрунтовані ефективні алгоритми. Все це дозволяє прискорити створення і впровадження принципово нових і модернізованих зразків ПА. При застосуванні цього комплексу були розроблені нові перспективні напрями глибокої модернізації ПА, що забезпечують істотну економію палива і поліпшують ін. показники технічного рівня двигунів.

Дисертаційне дослідження дозволило одержати нові важливі наукові і практичні результати.

1. Виділено узагальнений структурний елемент динамічної моделі дизельної ПА - гідромеханічний вузол. Розроблено його універсальну (матричну) математичну модель, створено наукові основи динамічного аналізу й універсальний алгоритм гідродинамічного розрахунку.

2. Розроблено наукові основи нового підходу до урахування гідравлічного опору трубопроводів, що використовує уточнені моделі течії палива й універсальні чисельно-аналітичні методи інтегрування їхніх рівнянь.

3. Розроблено і застосовано для дизелів різного типу (автомобільних, тепловозних, ВПД, ГД) нову універсальну методику гідродинамічного розрахунку ПС. Доведено

адекватність розрахункового методу і можливість досліджування складних гідромеханічних вузлів з любым числом порожнин і клапанів.

4. Розроблено наукові основи нового підходу до динамічного аналізу пружин ПА і замикаючого механізму форсунки, що використовує уточнені математичні моделі з розподіленими параметрами й універсальний чисельно - аналітичний метод вирішення їхніх рівнянь. Створено методи розрахунку цих елементів, знайдені шляхи прискорення посадки голки після відсічення подачі.

5. Розроблено й уточнено систему обмежень і критеріїв, що враховується при проектуванні кулачків ПН, та створено універсальну методику проектування оптимального профілю кулачка (що включає розрахунок неробочої частини профілю, а також випадок хитного або нерівномірного обертання кулачкового валу). Виконано апробацію цієї методики на прикладах розрахунку кулачків ПН двигунів 4Д80Б маневрового тепловоза, 6 ДМ 21А великовантажного кар'єрного автомобіля і комбінованого ВПД моделі КД-2.

6. Створено новий розрахунковий метод аналізу динамічної стійкості і герметичності клапанів ПС, що заснований на використанні їх лінеаризованої матричної моделі. Метод використано для розробки плоского клапана, що встановлюється в сопловому наконечнику форсунки, та конструювання зворотного клапана, що зберігає герметичність при високому залишковому тиску.

7. Розроблено наукові основи нового способу стабілізації показників упорскування і звуження діапазону робочих режимів ПА транспортного дизеля, що використовує регульоване нерівномірне обертання власного кулачкового валу ПН або розподільчого валу тепловозного дизеля.

8. Розроблено принципові схеми, методики проектування і розрахунку основних елементів приводів регульованого нерівномірного обертання вала насоса, що є оптимальними для транспортних дизелів різних типів; вперше створено дослідний зразок такого приводу для ПН ВОД й отримано експериментальне підтвердження його працездатності і ефективності використання на двигуні.

9. Розкрито основні причини нестабільної роботи ПС тепловозного дизеля і ГД при малих та гранично малих циклових подачах палива і розроблено наукові основи нового універсального підходу до стабілізації характеристик упорскування на цих режимах, що передбачає використання МІТ.

10. Розроблено методику оптимального вибору основних параметрів МІТ, встановлених у ПС тепловозного дизеля; створено дослідний зразок ПА і (для трьох типів двигунів) підтверджено в експерименті, що він забезпечує стабільне і якісне упорскування при зниженні частоти холостого ходу на 10-15 %.

11. Розроблено методику оптимального вибору основних параметрів МІТ, встановлених у ПС ГД; створено дослідний зразок ПА і підтверджено в експерименті, що він забезпечує зниження запальної порції палива у 2-3 рази.

ОСНОВНІ ПУБЛІКАЦІ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Геворкян Ю.Л., Григорьев А.Л. Основы линейной алгебры и её приложений в технике / Учебник. - Харьков: НТУ "ХПИ", 2002. - 542с. *Здобувачем розроблені матричні моделі і методи динамічного аналізу гідромеханічних вузлів.*

2. Григорьев А.Л., Петров П.П. Моделирование рабочего процесса свободнопоршневого дизель-гидронасоса // Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков: ХПИ, 1993. - Вып. 54. - С. 102-111. *Здобувачем розроблена математична модель і виконаний динамічний аналіз гідронаосу, у т.ч. на стійкість клапана.*

3. Розенблит Г.Б., Григорьев А.Л., Врублевский А.Н., Куриц А.А. Улучшение характеристик впрыскивания топлива на режиме холостого хода тепловозного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков: ХГПУ, 1997. - Вып. 56-57. - С. 16-27. *Здобувачем проведено динамічний аналіз і виявлені причини нестабільності.*

4. Розенблит Г.Б., Врублевський О.М., Куриц О.А., Григор'єв О.Л. Модернізація паливної

апаратури двигунів маневрових тепловозів з метою підвищення їх експлуатаційної паливної економічності // *Залізничний транспорт України*.-1998.-№1(4-5).-С.60-61. *Здобувачем виконано оптимізацію параметрів ПС з МТ.*

5.Григор'єв О.Л., Врублевський О.М. Математична модель для гідродинамічного розрахунку паливної системи з модулятором імпульсів тиску упорскування палива // *Зб. наук. праць Харківської державної академії залізничного транспорту*.-Харків:ХарДАЗТ,1998.-Вип.32.-С.87-92. *Здобувачем розроблено математичну модель і алгоритм гідродинамічного розрахунку.*

6.Король С.А., Григор'єв А.Л. Основные принципы организации регулируемого неравномерного вращения кулачкового вала топливного насоса дизеля // *Вестник Харьковского государственного политехнического университета*.-Харьков: ХГПУ,1998.-Вып.23.-С.13-22. *Здобувачем розроблені принципи і варіант реалізації.*

7.Король С.А., Григор'єв А.Л. Рычажно-зубчатый привод вала топливного насоса дизеля // *Вестник Харьковского государственного политехнического университета*.-Харьков:ХГПУ,1998.-Вып.25.-С.120-130. *Здобувачем розроблено схему привода і вивчені основні принципи його роботи.*

8.Король С.А., Григор'єв А.Л. Выбор оптимальной схемы замыкания высшей пары в рычажно-кулачковом приводе вала топливного насоса дизеля // *Проблемы создания новых машин и технологий*.-Кременчуг:КГПИ,1998.-Вып. 2.-С.272-276. *Здобувачем запропоновано варіант замикання, що використовує протифазний рух роликів, і пророблений його варіант з пружним зв'язком.*

9.Король С.А., Григор'єв А.Л. Особенности автоматического регулирования топливным насосом с неравномерно вращающимся кулачковым валом // *Вестник Харьковского государственного политехнического университета*.-Харьков: ХГПУ,1999.-Вып.29.-С.71-75. *Здобувачем розроблені схеми насоса і регулятора.*

10.Григор'єв А.Л., Вештак И.А. Динамический анализ цилиндрической пружины при симметричных условиях закрепления её крайних витков // *Вестник Харьковского государственного политехнического университета*. - Харьков: ХГПУ,1999.-Вып.42.-С.125-134. *Здобувачем знайдено спосіб урахування симетрії.*

11.Григор'єв А.Л. Уточнённый метод учёта гидравлического сопротивления трубопровода при гидродинамических расчётах топливной аппаратуры дизелей // *Вестник Харьковского государственного политехнического университета*. -Харьков: ХГПУ,1999.-Вып.58.-С.58-68.

12.Король С.А., Григор'єв А.Л. Определение уровня сил, действующих в элементах рычажно-зубчатого привода вала топливного насоса дизеля // *Вестник Харьковского государственного политехнического университета*. – Харьков: ХГПУ,1999.-Вып.59.-С.92-98. *Здобувачем виконано динамічний аналіз РП.*

13.Григор'єв А.Л. Метод и результаты расчета неустановившегося ламинарного течения топлива по нагнетательному трубопроводу топливной аппаратуры дизеля // *Вестник Харьковского государственного политехнического университета*. - Харьков: ХГПУ,1999.-Вып.60.-С.86-96.

14.Григор'єв А.Л. Оптимальное профилирование участка подъёма толкателя на несимметричном кулачке топливного насоса дизеля // *Високі технології в машинобудуванні: Зб. наук. праць*. – Харків: ХДПУ,1999. -С.88-92.

15.Григор'єв А.Л. Математическое моделирование гидропривода газового клапана газодизеля // *Вестник Харьковского государственного политехнического университета*. -Харьков:ХГПУ,1999.-Вып.62.-С.3-11.

16.Григор'єв А.Л., Вештак И.А. Проектирование пружин, испытывающих динамические нагрузки // *Вестник Харьковского государственного политехнического университета*.-Харьков:ХГПУ,1999.-Вып.65.-С.122-128. *Здобувачем розроблений порядок проектування.*

17.Григор'єв А.Л. Особенности гидродинамического расчёта топливного насоса высокого давления с подпружиненным аккумулярующим плунжером // *Вестник Харьковского*

государственного политехнического университета. - Харьков: ХГПУ, 1999.-Вып.68.-С.3-10.

18. Григорьев А.Л., Зонов В.Д., Товкач С.В. Оптимизация параметров гидропривода газового клапана газодизеля // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. - Харьков: ХГПУ, 1999.-Вып.75.-С.59-64. *Здобувачем виконаний динамічний аналіз і оптимізаційні розрахунки приводу.*

19. Григорьев А.Л., Врублевский А.Н., Литвин С.Н., Доценко С.М. Использование модулятора импульсов давления для интенсификации впрыскивания запальной порции дизельного топлива в цилиндры газодизеля // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. - Харьков: ХГПУ, 1999.-Вып.85.-С.3-12. *Здобувачем виконана теоретична частина дослідження.*

20. Король С.А., Григорьев А.Л. К выбору оптимального варианта регулируемого привода кулачкового вала топливного насоса дизеля // Проблемы создания новых машин и технологий. - Кременчуг: КГПИ, 1999.-Вып.1.-С.280-282. *Здобувачем виконано кінематичний аналіз важільно-ексцентрикового РП.*

21. Григорьев А.Л., Хесин А.Я. Оптимизация параметров аккумулирующей топливной аппаратуры с пружинным приводом плунжера // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. - Харьков: ХГПУ, 2000.-Вып.89.-С.97-104. *Здобувачем виконано моделювання і оптимізацію приводу.*

22. Григорьев А.Л., Вештак И.А., Иванова В.Н. Оптимальное профилирование участка опускания толкателя на кулачке топливного насоса дизеля // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. - Харьков: ХГПУ, 2000.-Вып.95.-С.3-11. *Здобувачем виконано постановку задачі, розроблений метод структурної оптимізації.*

23. Григорьев А.Л. Разработка методов ускорения посадки иглы в форсунках дизеля и газодизеля // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. - Харьков: ХГПУ, 2000.-Вып.101.-С.72-77.

24. Григорьев А.Л. Универсальный метод динамического расчёта гидромеханического узла // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. - Харьков: ХГПУ, 2000.-Вып.104.-С.75-84.

25. Григорьев А.Л. Динамический анализ гидромеханических узлов дизельной топливной аппаратуры // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. - Харьков: ХГПУ, 2000.- Вып.124.- С.27-39.

26. Григорьев А.Л., Король С.А. Новый метод снижения частоты холостого хода тепловозного дизеля // Високі технології в машинобудуванні: Зб. наук. пр.-Харків: ХДПУ, 2000.-Вип.1(3).-С.79-84. *Здобувачем запропонований і науково обґрунтований метод зниження частоти ХХ, що використовує РП.*

27. Григор'єв О.Л., Король С.О. Стабілізація показників упорскування палива на режимах зовнішньої швидкісної характеристики високообертового автомобільного дизеля // Зб. наук. праць Харківської державної академії залізничного транспорту. - Харків: ХарДАЗТ, 2000.-Вип.43.-С.28-35. *Здобувачем запропоновано і досліджений теоретично варіант спільного використання МІТ і РП.*

28. Литвин С.Н., Доценко С.М., Григорьев А.Л., Врублевский А.Н. Новый способ модернизации топливной аппаратуры при конвертировании дизель – генератора с жидкого топлива на газ // Авиационно-космическая техника и технология. - Харьков: Гос. аэрокосм. ун-т "Харьк. авиац. ин-т", 2000.-Вып.19.-С.64-69. *Здобувачем виконано теоретичний аналіз роботи ПС при упорскуванні запальної дози і проведено обґрунтування використання модуляторів.*

29. Григорьев А.Л., Врублевский А.Н. Универсальный метод гидродинамического расчёта топливного насоса свободнопоршневого двигателя // Вестник Национального технического университета "ХПИ".-Харьков: НТУ"ХПИ", 2001.-Вып.1.-С.65-80. *Здобувачем розроблено математичну модель і методику розрахунку.*

30. Єрощенко С.А., Григор'єв О.Л., Зонов В.Д. Математичне моделювання процесу паливоподачі в форсунках спеціальної конструкції // Зб. наук. праць Харківської державної академії залізничного транспорту. - Харків: ХарДАЗТ, 2001.-Вип.45.-С.82-88. *Здобувачем*

розроблено матричну модель форсунки.

31. Григорьев А.Л. Выбор метода интегрирования уравнений гидромеханического узла дизельной топливной аппаратуры // Вестник Национального технического университета "ХПИ". - Харьков: НТУ "ХПИ", 2001. - Вып. 2. - С. 73-87.

32. Григорьев А.Л., Король С.А. Испытания топливного насоса автомобильного дизеля с неравномерно вращающимся кулачковым валом // Вестник Национального технического университета "ХПИ". - Харьков: НТУ "ХПИ", 2001. - Вып. 7. - С. 46-55. *Здобувачем розроблена модель регулятора; пояснена причина резонансу.*

33. Григорьев А.Л., Король С.А. Использование регулируемого неравномерного вращения вала топливного насоса автомобильного дизеля для стабилизации основных показателей впрыскивания // Авиационно-космическая техника и технология. - Харьков: Гос. аэрокосм. ун-т "Харьк. авиац. ин-т", 2001. - Вып. 26. - С. 110-113. *Здобувачем розроблені принципи регулювання для режимів ЗШХ.*

34. Григорьев А.Л., Дериенко А.И. Операторные уравнения для определения частот собственных колебаний цилиндрической пружины // Високі технології в машинобудуванні: Зб. наук. пр. - Харків: НТУ "ХПИ", 2001. - Вип. 1(4). - С. 111-119. *Здобувачем розроблена операторна форма рівнянь динамічної моделі пружини.*

35. Литвин С.Н., Доценко С.М., Григорьев А.Л., Врублевский А.Н. Перспективы дальнейшего снижения расхода дизельного топлива газодизельными двигателями // Авиационно-космическая техника и технология. - Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т "ХАИ", 2002. - Вып. 30. - С. 11-14. *Здобувачем обґрунтована зміна схеми запуску.*

36. Григорьев А.Л., Дериенко А.И. Алгебраический метод определения собственных частот продольных колебаний цилиндрической пружины // Високі технології в машинобудуванні: Зб. наук. пр. - Харків: НТУ "ХПИ", 2002. - Вип. 1(5). - С. 101-109. *Здобувачем розроблено метод локалізації спектра пружини.*

37. Доценко С.М., Григорьев А.Л., Литвин С.Н., Врублевский А.Н. Теоретическое и экспериментальное исследование топливной аппаратуры газового дизель - генератора / Зб. наук. праць Українського державного морського технічного університету. - Миколаїв: УДМУ, 2002. - № 7 (385). - С. 85-95. *Здобувачем виконано теоретичну частину дослідження.*

38. Григорьев А.Л. Анализ условий устойчивости обратного клапана дизельного топливного насоса // Двигатели внутреннего сгорания. - 2002. - № 1. - С. 8-13.

39. Григорьев А.Л., Дериенко А.И. Влияние трения на колебания цилиндрических пружин топливной системы дизеля // Вестник Национального технического университета "ХПИ". - Харьков: НТУ "ХПИ", 2003. - Т. 1, вып. 8. - С. 134-145. *Здобувачем розроблено операторний метод урахування впливу тертя.*

40. Григорьев А.Л. Оптимальное профилирование кулачков топливных насосов маневровых тепловозов // Вестник Национального технического университета "ХПИ". - Харьков: НТУ "ХПИ", 2003. - Т. 2, вып. 9. - С. 64-71.

41. Патент 36170А України на винахід, МКІ F02М 39/00. Пристрій для управління кутовою швидкістю обертання вала приводу плунжера паливного насоса / Григор'єв О.Л., Король С.О., Єлістратов В.О. (Україна) - № 99116136; Заявл. 10.11.99; Опубл. 16.04.01. - Бюл. № 3. - 8 с. *Здобувачем розроблено схему спареного РП.*

42. Патент 39302А України на винахід, МКІ F02М 39/00. Пристрій для управління кутовою швидкістю обертання вала приводу плунжера паливного насоса / Григор'єв О.Л., Король С.О. (Україна) - № 2000010239; Заявл. 17.01.2000; Опубл. 15.06.01. - Бюл. № 5. - 6 с. *Здобувачем розроблено схему з протифазним рухом.*

43. Патент 22446 України на винахід, МКІ F02М 63/06. Пристрій для упорскування палива в дизель і газодизель / Розенбліт Г.Б., Григор'єв О.Л., Куріц О.А., Врублевський О.М. (Україна) - № 95114859; Заявл. 14.11.95; Опубл. 15.08.01. - Бюл. № 7. - 4 с. *Здобувачем отримано формули для співвідношення параметрів.*

44. Патент 49949 України на винахід, МКІ F02М 39/00. Спосіб управління кутовою швидкістю обертання вала приводу плунжера паливного насоса. / Григор'єв О.Л., Король С.О. (Україна) - № 99105697; Заявл. 19.10.99; Опубл. 15.10.02. - Бюл. № 10. - 5 с. *Здобувачем*

розроблено принципи організації обертання.

45.Грунауэр А.А., Григорьев А.Л., Тартаковский И.И. Моделирование динамических характеристик пружины в задачах оптимизационного синтеза кулачковых механизмов / Eighth World Congress on the theory of machines and mechanisms. Post-congress proceedings. - Prague: Institute of termomechanics Czechoslovak Academy of Sciences,1991.-V.6.-S.47-50. *Здобувачем розроблений чисельно - аналітичний метод динамічного розрахунку пружин.*

46.Григорьев А.Л., Грунауэр А.А., Тартаковский И.И. Выбор критерия и обоснование метода оптимизации в задаче профилирования кулачков топливного насоса дизеля // Теория механизмов и машин. Сб. науч. тр. -К.,1993.-С.72-87. *Здобувачем розроблена лінеаризована модель ПС, критерій інтенсивності упорскування представлений у формі інтегрального функціонала.*

47.Король С.А., Григорьев А.Л. Рычажно-кулачковый привод вала топливного насоса дизеля // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. -Харьков:ХГПУ,1998.-Вып.23.-С.3-12. *Здобувачем розроблено схему кінематичного замикання і методіку розрахунку профілю.*

48.Король С.А., Григорьев А.Л. Кинематический расчёт рычажно-зубчатого привода вала топливного насоса дизеля // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. -Харьков:ХГПУ,1998.-Вып.25.-С.131-141. *Здобувачем розроблено методіку кінематичного розрахунку привода.*

49.Григорьев А.Л. Операторный метод расчёта вынужденных колебаний цилиндрических пружин // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Сб.науч.тр.-Харьков:ХГПУ,1998.-Вып.6.-Ч.4.-С.54-58.

50.Розенблит Г.Б., Григорьев А.Л., Зонов В.Д. Анализ причин и определение условий, обеспечивающих герметичность плоского дифференциального клапана форсунки // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. - Харьков: ХГПУ,1999.- Вып.58.- С.82-91. *Здобувачем розроблено фізичну і математичну модель, виконаний динамічний аналіз форсунки.*

51.Григорьев А.Л. Матричный метод интегрирования уравнений движения механической системы // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Сб. науч. тр.-Харьков:ХГПУ,1999.-Вып.7.-Ч.1.-С.262-268.

52.Григорьев А.Л., Вештак И.А. Моделирование запирающего механизма дизельной форсунки при использовании интегралов Дюамеля // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Сб. науч. тр.-Харьков:ХГПУ,1999.-Вып.7.-Ч.1.-С.269-273. *Здобувачем розроблено математичну модель і алгоритм розрахунку.*

53.Григорьев А.Л., Вештак И.А. Методика динамического расчёта пружины, работающей с соударениями витков//Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Сб. науч. тр.-Харьков:ХГПУ,1999.-Вып.7.-Ч.2.-С.81-85. *Здобувачем розроблено порядок визначення параметрів зіткнення.*

54.Григорьев А.Л. Порядок учёта местных гидравлических сопротивлений при гидродинамическом расчёте дизельной топливной аппаратуры // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Сб. науч. тр.- Харьков: ХГПУ,1999.- Вып.7.- Ч.2.-С.260-264.

АНОТАЦІЇ

Григор'єв О.Л. Розробка універсальних методів гідродинамічного розрахунку, динамічного аналізу та оптимізаційного синтезу основних елементів паливної апаратури дизелів. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.03.03 - теплові двигуни. - Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", м. Харків, 2003.

Дисертація присвячена проблемі поліпшення характеристик упорскування палива в

дизелях. Розроблений комплекс універсальних розрахункових методів динамічного аналізу й оптимізаційного синтезу основних елементів паливної апаратури високообертових і середньобертових дизелів, що дозволяє прискорити створення і впровадження принципово нових і модернізованих зразків цієї апаратури, які забезпечать істотну економію палива і поліпшать інші показники технічного рівня двигунів.

Наведені приклади застосування розроблених методів для інтенсифікації упорскування палива на режимах повних і часткових навантажень автомобільного двигуна, для зниження стабільної частоти холостого ходу тепловозного дизеля, для забезпечення стабільного упорскування гранично малих запальних порцій палива і подачі газу в циліндр газодизеля, при проектуванні паливної апаратури акумулюючого типу для вільнопоршневого двигуна.

Ключові слова: гідродинамічний розрахунок, математичне моделювання механічних систем, динамічний аналіз, оптимізація профілю кулачка, перетворювач кутових швидкостей, модулятор імпульсів тиску, чисельно - аналітичне рішення, стабільність паливоподачі.

Григорьев А.Л. Разработка универсальных методов гидродинамического расчёта, динамического анализа и оптимизационного синтеза основных элементов топливной аппаратуры дизелей. - Рукопись.

Диссертация на соискание учёной степени доктора технических наук по специальности 05.05.03 - тепловые двигатели. - Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", г. Харьков, 2003.

Диссертация посвящена проблеме улучшения характеристик впрыскивания топлива в дизелях. Разработан комплекс универсальных расчётных методов динамического анализа и оптимизационного синтеза основных элементов топливной аппаратуры высокооборотных и среднеоборотных дизелей. В созданных аналитических методах получила дальнейшее развитие теория топливной аппаратуры разделённого типа. Широкое применение численно - аналитических методов позволило уточнить используемые физические и математические модели и, одновременно, избежать усложнения расчёта. Новые численные методы гидродинамического расчёта топливной системы и оптимизации профиля кулачка топливного насоса получили научно обоснованные эффективные алгоритмы, что позволяет ускорить создание и внедрение принципиально новых и модернизированных образцов этой аппаратуры. При использовании комплекса разработаны перспективные направления глубокой модернизации топливной аппаратуры, которые обеспечивают существенную экономию топлива и улучшат др. показатели технического уровня двигателей.

В работе выделен обобщённый структурный элемент динамической модели дизельной топливной аппаратуры - гидромеханический узел. Разработана его универсальная матричная модель, созданы научные основы динамического анализа и универсальный алгоритм гидродинамического расчёта.

Разработаны научные основы нового подхода к учёту гидравлического сопротивления трубопроводов, использующего уточнённые модели течения топлива по нагнетательному тракту и универсальные численно-аналитические методы интегрирования их уравнений.

Разработана (и применена на практике для дизелей различного типа - автомобильных, тепловозных, свободнопоршневых и газовых) новая универсальная методика гидродинамического расчёта топливной системы. Доказана адекватность расчётного метода и возможность моделирования сложных гидромеханических узлов с большим числом полостей и клапанов.

Разработаны научные основы нового подхода к динамическому анализу пружин топливной аппаратуры и запирающего механизма форсунки, использующего сложные математические модели с распределёнными параметрами и универсальный численно - аналитический метод решения их уравнений. Создан комплекс методов инженерного расчёта этих элементов, найдены пути ускорения перемещения иглы после отсечки подачи топлива.

Разработана и уточнена система ограничений и критериев, учитываемая при проектировании кулачков топливных насосов, и создана универсальная методика оптимального профилирования кулачка (включающая расчёт нерабочей части профиля, а

также случай качающегося или неравномерно вращающегося кулачкового вала). Выполнена апробация этой методики на примерах расчёта кулачков топливных насосов маневрового тепловоза, большегрузного карьерного автомобиля и свободнопоршневого двигателя.

Создан расчётный метод анализа динамической устойчивости и герметичности клапанов топливной системы, основанный на использовании её линеаризованной матричной модели. Метод применён для разработки плоского клапана, устанавливаемого в сопловом наконечнике форсунки, и обратного клапана, сохраняющего герметичность при высоком остаточном давлении.

Созданы научные основы способа стабилизации показателей впрыскивания и сужения диапазона рабочих режимов топливной аппаратуры транспортного дизеля, использующего регулируемое неравномерное вращение собственного кулачкового вала насоса (или распределительного вала тепловозного дизеля). Разработаны принципиальные схемы, методики проектирования и расчёта основных элементов конструкции для приводов регулируемого неравномерного вращения вала насоса, оптимальных для транспортных дизелей различных типов; создан первый опытный образец привода и получено экспериментальное подтверждение его работоспособности и технической эффективности.

Вскрыты основные причины нестабильной работы топливной системы тепловозного дизеля и газодизеля при малых (и предельно малых) цикловых подачах топлива и разработаны научные основы нового универсального подхода к стабилизации характеристик впрыскивания на этих режимах, предусматривающего установку модуляторов импульсов давления. Разработана методика оптимального выбора основных параметров модуляторов, устанавливаемых в топливной системе тепловозного дизеля; для трёх типов двигателей подтверждено в эксперименте, что модернизированная топливная аппаратура обеспечивает стабильное впрыскивание при снижении частоты холостого хода на 10-15 %. Разработана методика оптимального выбора основных параметров модуляторов, устанавливаемых в топливной системе газодизеля; подтверждено в эксперименте, что модернизированная топливная аппаратура обеспечивает снижение запальной порции в 2-3 раза (по сравнению с базовым образцом).

Ключевые слова: гидродинамический расчёт, математическое моделирование механических систем, динамический анализ, оптимизация профиля кулачка, преобразователь угловых скоростей, модулятор импульсов давления, численно - аналитическое решение, стабильность топливоподачи.

Grygoryev A.L. The development of universal hydrodynamic calculation methods, dynamic analysis and optimization synthesis of main diesel engine fuel systems basic elements.
- Manuscript.

The dissertation for the presenting doctors degree in technical sciences of specialty 05.05.03 - heat engines. - National technical university "Kharkiv polytechnic institute", Kharkiv, 2003.

The dissertation is dedicated to the problems of the improvement of the fuel injection characteristics of the diesel engines. The complex of the universal calculation methods of the dynamic analysis and the optimization synthesis of the basic elements of the high and middle reverse diesel engines' fuel equipment is created. This let's to speed up the creation and the inculcation of the principle new and upgraded samples of this equipment, which in their turn will secure the essential economy of the fuel and improve the other indexes of the technical level of the engines.

The examples of the using of the developed methods for the intensification of the fuel injection in the regimes of the full and the fractional load of the car engine are shown. Also the examples as for the reducing of the stable frequency of the light running of the locomotive diesel engine and the making safe the stable injection of the low limit cycle fuel portions and the gas injection into the gas diesel engine's cylinder by the projecting of the fuel equipment of the accumulation type for the engine are shown.

Key words: the hydrodynamic calculation, the math projecting of the mechanic systems, the dynamic analysis, the optimization of the can profile, the converter of the angular speed, the modulator of the pressure impulses, the calculated analytic solution, the stability of the fuel injection.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

- ВОД** - високообертвий дизель
- ВПД** - вільнопоршневий двигун
- ЗШХ** - зовнішня швидкісна характеристика
- ГД** - газодизель
- МІТ** - модулятор імпульсів тиску
- ПА** - паливна апаратура
- ПН** - паливний насос високого тиску
- ПС** - паливна система (лінія високого тиску)
- РП** - регульований привід нерівномірного обертання валу
- СОД** - середньобертвий дизель
- ХХ** - холостий хід

Відповідальний за випуск к.т.н., доц. Прохоренко А.О.

Підп. до друку 15.04.2004 р. Формат видання 145x215.
Формат паперу 60x90/16. Папір Captain. Друк - ризографія.
Обсяг 1,9 авт. арк. Наклад 100 прим. Зам. №

Видавничий центр НТУ "ХПІ". Свідоцтво ДК № 116 від 10.07.2000 р.
Друкарня НТУ "ХПІ", 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21