

Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного
Національна академія наук України
Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Авраменко Андрій Миколайович

УДК 621.436.2(06)

ДИСЕРТАЦІЯ

НАУКОВІ ОСНОВИ РОЗВ'ЯЗАННЯ СПРЯЖЕНИХ ЗАДАЧ ТЕРМОГАЗОДИНАМІКИ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ГОМОГЕННОГО ПРОЦЕСУ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

05.05.03 – двигуни та енергетичні установки

14 – Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук.

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

 А.М. Авраменко

Науковий консультант Абрамчук Федір Іванович, доктор технічних наук,
професор

Харків – 2020

АНОТАЦІЯ

Авраменко А.М. Наукові основи розв'язання спряжених задач термогазодинаміки при моделюванні гомогенного процесу дизельного двигуна. - Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» (14 – Електрична інженерія). – Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, м. Харків; Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти та науки України, м. Харків, 2020.

Дисертацію присвячено вирішенню проблеми підвищення паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів, шляхом розв'язання спряжених задач термогазодинаміки, з використанням сучасного способу організації робочого процесу дизельного двигуна.

В роботі розглядаються дизельні двигуни 2Ч10,5/12 і 16ЧН26/27 та їх модифікації з гомогенним сумішоутворенням та згорянням – Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI).

Об'єкт дослідження – робочі процеси дизельного та HCCI двигунів, процеси упорскування та розпилювання палива, процеси теплопередачі в деталях камери згоряння (КЗ) дизельного та HCCI двигунів, поля температур і термопружних напружень в деталях КЗ.

Предмет дослідження – спряжені задачі термогазодинаміки при моделюванні робочого процесу дизельного та HCCI двигунів, паливно-економічні та екологічні показники дизельних двигунів, показники теплонапруженого стану деталей КЗ.

Методи дослідження: методи чисельного моделювання процесів теплопровідності та напруженості, методи чисельного моделювання процесів упорскування та розпилювання палива, методи моделювання процесів утворення шкідливих речовин; експериментальні методи застосовані для дослідження теплового стану головки циліндра та поршня, реєстрації

індикаторних діаграм та токсичності відпрацьованих газів (ВГ). Основні методи проведеного експериментального дослідження – термометрія та індиціювання з використанням датчика тиску тензометричного типу. Розрахункові методи використовувались для моделювання робочого циклу дизельного та НССІ двигунів та розв'язання спряжених задач термогазодинаміки.

Метою роботи є розв'язання спряжених задач термогазодинаміки при моделюванні робочого процесу дизельного двигуна шляхом використання циклу НССІ для підвищення паливно-економічних та екологічних показників дизельних двигунів зі зниженням рівня теплонапруженого стану деталей КЗ.

Наукова новизна одержаних результатів:

1. Вперше розроблено методологію розв'язання контактних задач з використанням методу скінчених елементів (МСЕ) для дослідження й поліпшення умов роботи ущільнення між опорним буртом головки циліндра й циліндром для дизельних двигунів з повітряним охолодженням. Це дало змогу підвищити точність результатів моделювання шляхом урахування: особливостей процесів тепломасообміну у КЗ та порожнинах охолодження; їх взаємовпливу й особливостей спільної термомеханічної деформації контактуючих поверхонь. На основі цього розроблено комплекс заходів щодо підвищення ефективності та надійності роботи дизельного двигуна. Встановлено фактори, що впливають на умови роботи ущільнення в нормальних умовах експлуатації, основними з яких є рівень контактних тисків між опорним буртом головки циліндра й циліндром, а також значення температур і термомеханічних деформацій деталей КЗ й силових шпильок в широкому діапазоні зміни режимних параметрів.

2. Вперше, з використанням методу скінчених об'ємів (МСО) та МСЕ, розроблено метод чисельного моделювання процесу теплообміну в порожнинах охолодження головки циліндра дизельного двигуна шляхом розв'язання спряжених задач термогазодинаміки з урахуванням нестационарних процесів тепломасообміну в циліндрі дизельного двигуна

при роботі на різних режимах експлуатації, що дозволило підвищити точність та адекватність результатів моделювання.

3. Отримав подальший розвиток та удосконалений метод опису ГУ при розв'язанні задач механіки та теплопровідності при моделюванні теплонапруженого стану деталей КЗ дизельних двигунів з повітряним і рідинним охолодженнями шляхом використання запропонованого методу розв'язання спряжених задач термогазодинаміки.

4. Удосконалено метод теоретичних досліджень процесів роботи дизельного двигуна з урахуванням факторів термодинамічної і гідродинамічної незрівноваженості, зумовлених особливостями робочих процесів, пов'язаних з дисипативними та іншими явищами, характерними для реальних умов експлуатації дизельних двигунів транспортного призначення.

5. Вперше розроблено методологію чисельного моделювання з використанням МСО процесу НССІ двигуна з урахуванням термомеханічних деформацій деталей КЗ в реальних умовах експлуатації.

6. Вперше запропоновано метод комплексного аналізу та шляхів підвищення інтегральних паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів, що враховує взаємовплив ефективних, екологічних та ресурсних показників двигуна.

7. Вперше сформульовані теоретичні основи реалізації робочого циклу НССІ двигуна з урахуванням термомеханічних деформацій деталей КЗ. Стосовно до автотракторного та тепловозного дизельних двигунів використання циклу НССІ дозволило вирішити багатокритеріальну компромісну проблему: знизити рівень викидів NO_x та масовий викид сажі з ВГ, а також підвищити ресурсні показники за фактором обмежень, зумовлених рівнем теплонапруженого стану елементів КЗ.

Практичне значення одержаних результатів у тому, що:

1. Розроблено методологію математичного моделювання тепломасообмінних процесів у порожнинах охолодження головок циліндрів дизельних двигунів з урахування динаміки процесів у КЗ.

2. Запропоновані способи поліпшення умов роботи теплонапружених деталей КЗ, які захищені патентами України.
3. Виявлені резерви зниження емісії оксидів азоту та твердих часточок з ВГ дизельних двигунів, шляхом реалізації робочого циклу з гомогенним сумішоутворенням та згорянням – НССІ зі зменшеними локальними температурами та збільшеною повнотою згоряння палива.
4. Розроблено рекомендації з підвищення паливно-економічних, екологічних і ресурсних показників дизельних двигунів, що дозволило знизити рівень викидів NO_x більш ніж на 20 %, знизити температуру поршня та головки циліндрів на 15-20 °С, та знизити питому витрату палива на 2-5 %.

Зазначені результати передані для впровадження і використання в ТОВ “НВП Дизель Груп”, м. Харків, Науково-технічний центр Інженерної академії України, м. Харків, ТОВ "ЗАПОРІЗЬКИЙ ТЕПЛОВОЗОРЕМОНТНИЙ ЗАВОД", м. Запоріжжя, ДП “Житомирський бронетанковий завод”, Компанія X-Motors, м. Харків, а також використовуються у навчальному процесі при підготовці студентів спеціальності 142 “Енергетичне машинобудування”, спеціалізації “Двигуни внутрішнього згоряння”, а також в практиці науково-дослідних робіт, що проводяться на кафедрі ДВЗ ХНАДУ та ІПМаш ім. А.М. Підгорного НАН України.

Особистий внесок здобувача складає:

Основні положення дисертації здобувачем розроблені особисто.

Серед них:

– розроблено методологію уточнення опису спряжених задач термогазодинаміки при моделюванні теплонапруженого стану деталей КЗ дизельних двигунів з повітряним і рідинним охолодженнями, що дозволило зменшити суб’єктивний внесок при моделюванні теплонапруженого стану деталей КЗ та підвищити точність та достовірність розрахунків на 15-30 % в залежності від наявних експериментальних даних;

- розроблено метод теоретичних досліджень процесів роботи дизельного двигуна з урахуванням факторів термодинамічної і гідродинамічної незрівноваженості у КЗ та порожнинах охолодження, зумовлених особливостями теплообмінних процесів, характерними для реальних умов експлуатації широкого кола дизельних двигунів транспортного та стаціонарного призначень;
- розроблено методологію розв’язання контактних задач для дослідження й поліпшення умов роботи ущільнення між опорним буртом головки циліндра й циліндром, що враховує особливості процесів тепломасообміну у КЗ та порожнинах охолодження і їх взаємовплив та особливості спільної термомеханічної деформації контактуючих поверхонь, що дозволило розробити комплекс заходів, реалізація яких дозволить підвищити ефективність і надійність роботи дизельного двигуна;
- встановлено фактори, що впливають на умови роботи ущільнення між опорним буртом головки циліндра й циліндром для дизельних двигунів з повітряним охолодженням в нормальних умовах експлуатації, основними з яких є рівень контактних тисків між опорним буртом головки циліндра й циліндром, а також рівень температур і термомеханічних деформацій деталей КЗ й силових шпильок в широкому діапазоні зміни режимних параметрів;
- запропоновано методологію чисельного моделювання робочого циклу НССІ двигуна, яка враховує локальний розподіл палива й повітря по циліндру й особливості процесу запалення гомогенної паливоповітряної суміші та вплив термомеханічної деформації деталей КЗ на процеси, що протікають в циліндрах;
- розроблено метод чисельного моделювання процесу теплообміну в порожнинах охолодження головки циліндра дизельного двигуна шляхом розв’язання спряжених задач термогазодинаміки з урахуванням нестационарних процесів тепломасообміну в циліндрі дизельного двигуна при роботі на різних режимах експлуатації; використання розробленого

методу дозволяє підвищити точність та достовірність результатів чисельного моделювання;

– розроблено метод експериментальних досліджень паливно-економічних, екологічних і ресурсних показників дизельних двигунів, що дозволив одночасно оцінювати вплив режимних факторів на паливно-економічні, екологічні й ресурсні показники дизельного двигуна, після узагальнення результатів це дало можливість розробити критерії для верифікації спряжених задач термогазодинаміки стосовно дизельних двигунів з повітряним охолодженням;

– отримано залежність зниження емісії оксидів азоту з ВГ та твердих часточок при застосуванні гомогенного сумішоутворення та згоряння при реалізації робочого циклу зі зниженими локальними температурами та збільшенні повноти згоряння палива;

– показано, що для НССІ двигуна 2Ч10,5/12 при застосуванні гомогенного сумішоутворення та згоряння знижується рівень теплового навантаження на деталі КЗ та зменшуються градієнти температур, що дало змогу при роботі на режимі номінальної потужності знизити максимальну температуру поршня на 20 °С, а вогневого днища головки циліндра на 15 °С та знизити рівень термопружних напружень в середньому на 5 %;

– показано, що для НССІ двигуна 16ЧН26/27 при застосуванні гомогенного сумішоутворення та згоряння знижується рівень теплового навантаження на деталі КЗ та зменшуються градієнти температур, що дало змогу при роботі на режимі номінальної потужності знизити максимальну температуру поршня на 10 °С, а вогневого днища головки циліндра на 15 °С та знизити рівень термопружних напружень в середньому на 10-15 %;

– розроблено інтегральний показник, який враховує взаємовплив показників токсичності, ефективного ККД та ресурсних показників на характеристику дизельного двигуна при роботі на експлуатаційних режимах;

– виконано обробку результатів всіх експериментів, що представлені в роботі.

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертації з урахуванням тенденцій розвитку двигунобудування, зокрема використання технології чисельного моделювання процесів у дизельних двигунах. Викладено наукову новизну і практичну цінність отриманих результатів, показано апробацію роботи.

У першому розділі розглянуті сучасні розрахунково-теоретичні методи дослідження та підвищення паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів.

У другому розділі розглядається структура досліджень, постановка і методологія розв'язання спряжених задач термогазодинаміки, наведено математичний опис процесу теплообміну між робочим тілом та стінками КЗ при розв'язанні спряженої задачі термогазодинаміки. Наведено методологію, основні етапи та результати чисельного моделювання процесів упорскування та розпилювання палива в дизельних двигунах. У розділі розглянуто загальний підхід з дослідження процесів течії палива в розпилювачі форсунки та його упорскування у камеру згоряння. Наведено методіку чисельного моделювання процесу течії палива в розпилювачі форсунки автотракторного та тепловозного дизельних двигунів. Визначено комплекс математичних моделей для моделювання робочих циклів дизельного та НССІ двигунів. Наведено етапи чисельного моделювання робочих циклів дизельних та НССІ двигунів.

У третьому розділі приведені етапи та результати чисельного моделювання процесів тепломасообміну у системах охолодження дизельних двигунів. Наведено результати чисельного моделювання процесу обдування циліндра та головки циліндра двигуна 2Ч10,5/12 потоком охолоджуючого повітря при роботі двигуна на режимі номінальної потужності.

У четвертому розділі наведено загальний підхід, основні рівняння математичних моделей та етапи чисельного моделювання теплонапруженого стану деталей камери згоряння.

У п'ятому розділі розглядаються експериментальні дослідження паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів на базі дизельного двигуна 2Ч10,5/12.

У шостому розділі наведені результати порівняльних розрахунково-теоретичних та експериментальних досліджень з підвищення паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів. Розрахункові дані добре узгоджені з результатами експерименту, що свідчить про адекватність математичних моделей, які використовувалися при моделюванні робочих циклів та формуванні токсичних компонентів у камері згоряння двигуна 2Ч10,5/12.

Ключові слова: дизельний двигун, НССІ двигун, спряжена задача термогазодинаміки, теплопередача в ДВЗ, головка циліндра, поршень, екологічні показники, теплонапружений стан.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Монографія

1. Авраменко А.М. Сучасні методи дослідження економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів: монографія. Х., ІПМаш НАН України, 2019. 204 с. ISBN 978-966-02-9043-3.

Публікації у наукових фахових виданнях:

2. Тринев А.В., Косулин А.Г., Коваленко В.Т., Авраменко А.Н. [та інш.]. Экспериментальное определение температуры деталей клапанного узла автотракторного дизеля на нестационарных режимах нагружения. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2008. № 1. С. 75–80.

3. Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Трехмерная конечноэлементная модель анализа нестационарных термоупругих напряжений поршня быстроходного дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2008. № 2. С. 49–55.
4. Авраменко А.Н. Расчетный анализ теплового состояния блочной головки цилиндров. *Вестник НТУ “ХПИ”*: сб. науч. тр. 2008. № 46. С. 20–23.
5. Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетный анализ стационарных термоупругих напряжений гильзы цилиндра быстроходного дизеля. *Автомобильный транспорт*: сб. науч. тр. 2008. Вып. 23. С. 132–134.
6. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетный анализ напряженно-деформированного состояния составного поршня транспортного дизеля. *Проблемы машиностроения*. 2009. Т 12. № 1. С. 79–85.
7. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетное моделирование нестационарной термомоупругости составного поршня транспортного дизеля. *Проблемы машиностроения*. 2009. Т 12. № 2. С. 76–84.
8. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетная оценка теплонапряженного состояния гильзы цилиндра форсированного транспортного дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2009. № 2. С. 53–56.
9. Абрамчук Ф.И., Авраменко А.Н. Разработка узловой модели комплекта поршня быстроходного дизеля. *Автомобильный транспорт*: сб. науч. тр. 2009. Вып. 24. С. 61–64.
10. Авраменко А.Н. Оценка экономических, экологических и прочностных показателей быстроходного дизеля. *Вестник НТУ “ХПИ”*: сб. науч. тр. 2009. № 47. С. 127–132.
11. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Разработка трехмерной конечноэлементной модели нестационарных термомоупругих напряжений поршня тракторного дизеля. *Проблемы машиностроения*. 2010. Т 13. № 3. С. 38–46.

12. Авраменко А.Н. Численное моделирование рабочего цикла и оценка теплонапряженного состояния поршня автотракторного дизеля. *Автомобильный транспорт*: сб. науч. тр. 2010. Вып. 26. С. 73–77.
13. Абрамчук Ф.И., Авраменко А.Н. Программный комплекс для моделирования внутрицилиндровых процессов ДВС. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2010. № 2. С. 7–12.
14. Абрамчук Ф.І., Авраменко А.М. Покращення екологічних показників транспортного дизеля за рахунок використання двофазного впорскування палива. *Вісник національного транспортного університету*. 2011. № 22. С. 67–74.
15. Авраменко А.Н. Улучшение экологических показателей быстроходного дизеля за счёт многостадийной подачи топлива. *Автомобильный транспорт*: сб. науч. тр. 2011. Вып. 28. С. 43–47.
16. Авраменко А.Н. Улучшение энергоэкологических и прочностных показателей быстроходного дизеля. *Вестник НТУ «ХПИ»*: сб. науч. тр. 2012. № 20. С. 104–109.
17. Левтеров А.М., Авраменко А.Н., Мараховский В.П., Бганцев В.Н. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена в бортовом кавитаторе системы поддержания стабильности автомобильных смесевых топлив. *Промышленная теплотехника*. 2016. Т. 38. № 3. С. 42–48.
18. Авраменко А.Н. Математическое моделирование тепло- и массообменных процессов в камере сгорания тепловозного дизеля. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2015. № 9. С. 20–25.
19. Левтеров А.М., Авраменко А.Н., Бганцев В.Н. Индицирование автомобильного дизеля с использованием оригинального малогабаритного датчика давления. *Вестник ХНАДУ*. 2016. Вып. 72. С. 35–40. (*Index Copernicus, Google Scholar, eLIBRARY*)
20. Abramchuk F., Makovyey R., Avramenko A. Method of improving energy, ecological and strength characteristics of the vehicle diesel engine -

- Автомобильный транспорт*: сб. науч. тр. 2016. Вып. 38. С. 47–54. (DOAJ, Index Copernicus, Google Scholar)
21. Авраменко А.Н. Численное моделирование процесса обработки водотопливной эмульсии в бортовом гидродинамическом кавитаторе. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2016. №1. С. 63 – 66. (*Ulrich`s Periodicals Directory*)
- 22 Авраменко А.Н. Mathematical modeling of the combustion process and formation of noxious substances in a diesel engine combustion chamber. *Автомобильный транспорт*: сб. науч. тр. 2016. Вып. 39. С. 120–126. (DOAJ, Index Copernicus, Google Scholar)
23. Авраменко А.Н. Сравнительная расчетная оценка показателей рабочего цикла тепловозного двигателя. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2018. № 1. С. 14–19. (*Ulrich`s Periodicals Directory*)
24. Авраменко А.М., Левтеров А.М., Бганцев В.М., Гладкова Н.Ю. [та інш]. Перспективи застосування мікродомішок водню для поліпшення екологічних показників дизельного двигуна. *Проблеми машинобудування*. 2019. Т. 22. № 2. С. 70–75.
25. Avramenko A. Selecting a k-ε turbulence model for investigating n-decane combustion in a diesel engine combustion chamber. *French-Ukrainian Journal of Chemistry*. 2019. Vol 7. № 2. P. 80-87, видання входить до БД *Web of Science Core Collection*.
26. Пат. 30002, Україна, МПК (2006.01) F01L 3/00. Клапаний вузол двигуна внутрішнього згоряння / Марченко А.П., Триньов О.В., Авраменко А.М., Сіротін С.О., Хлопко О.П.; заявник і патентоутримувач Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”. – № u 2007 09462; заявл. 20.08.2007; опубл. 11.02.2008, Бюл. № 3.
27. Пат. 82477, Україна, МПК (2006.01) F01L 3/00, F01P 1/00. Охолоджуваний клапаний вузол теплонапруженого дизеля / Шеховцов А.Ф., Триньов О.В., Авраменко А.М.; заявник і патентоутримувач

Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”. – № u 20041108869; заявл. 01.11.2004; опубл. 25.04.2008, Бюл. № 8.

28. Пат. 81787, Україна, МПК (2006.01) F01L 3/00, F01P 1/00. Клапанний вузол / Шеховцов А.Ф., Триньов О.В., Авраменко А.М.; заявник і патентоутримувач Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”. – № а 200506039; заявл. 21.06.2005; опубл. 11.02.2008, Бюл. № 3.

29. Пат. 97284, Україна, МПК (2006.01) F02M27/08, F02M27/04, B05B 1/00. Паливний кавітатор / Левтеров А.М., Авраменко А.М., Мараховський В.П., Бганцев В.М.; заявник і патентоутримувач Ін-т проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. – № u201409044; заявл. 11.08.2014; опубл. 10.03.2015, Бюл. № 5.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав

30. Abramchuk F.I., Avramenko A.M. Nonsteady stress-strain of a diesel engine cylinder head. *Russian Engineering Research*. 2011. Vol. 31. №. 2. P. 104–106. Allerton Press, Inc., 2011., видання входить до БД SCOPUS.

31. Авраменко А.Н. Методика расчетной оценки теплонапряженного состояния головки цилиндра дизельного двигателя с воздушным охлаждением. *Наука и техника*. 2016. №. 1. №. 5. P. 420–426, видання входить до БД Web of Science Core Collection.

32. Abramchuk F., Avramenko A. Numerical Simulation of Heat-and-Mass Transfer Processes in the Cooling Passages of a Cylinder Head in a Diesel Locomotive Engine. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 63. №. 1. P. 26–32., видання входить до БД SCOPUS.

33. Abramchuk F., Avramenko A. Numerical simulation of the fuel flow in the spray nozzle of the injector in a car-and-tractor diesel engine. [Electronic resource] / *Industrial Combustion*. Article number 201614, October 2019. P. 1–26. URL: <https://ifrf.net/research/archive/numerical-simulation-of-the-fuel-flow-in-the-spray-nozzle-of-the-injector-in-a-car-and-tractor-diesel-engine/> (viewed on 30.12.2019).

34. Abramchuk F., Avramenko A. Impact of modern methods of managing diesel engine processes on harmful substances emission level. *Procedia Environmental Science, Engineering and Management*. 2019. Vol. 6. №. 4. P. 523–533., видання входить до БД SCOPUS.

35. Abramchuk F., Avramenko A. (ONLINE). Prospects of Using Steel Pistons in Transport Diesel Engines. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*. 2019. <https://doi.org/10.3311/PPtr.12466>. P. 1–7.

Наукові праці, у яких опубліковані додаткові наукові результати дисертації

36. Kondratenko O.M., Vambol S.O., Stokov O.P., Avramenko A.M. Mathematical model of the efficiency of diesel particulate matter filter. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2015. Issue 6. P. 55–61., видання входить до БД SCOPUS.

Матеріали конференцій

37. Авраменко А.М. Чисельне моделювання робочого циклу швидкохідного дизеля [Текст] / А.М. Авраменко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XVIII міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 12-14 травня 2010 р. – Харків, 2010. – С. 162.

38. Авраменко А.М. Покращення екологічних показників швидкохідного дизеля за рахунок багатостадійного впорскування палива [Текст] / А.М. Авраменко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XIX міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 01- 03 червня 2011 р. – Харків, 2011. – С. 137.

39. Авраменко А.Н. Улучшение энергоэкологических и прочностных показателей быстроходного дизеля [Текст] / А.Н. Авраменко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XXI міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 29-31 травня 2013 р. – Харків, 2013. – С. 172.

40. Авраменко А.Н. Использование тонкостенных стальных поршней в дизельных двигателях с воздушным охлаждением [Текст] / А.Н. Авраменко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XXVI міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 16-18 травня 2018 р. – Харків, 2018. – С. 37.
41. Авраменко А.Н. Исследование рабочего цикла дизеля с использованием численных методов [Текст] / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Авраменко // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців”. Харків, 20-21 жовтня 2016 р. – Харків: ХНАДУ, 2016. – С. 192.
42. Avramenko A. Reducing the level of thermoelastic stresses in the piston of a vehicle diesel engine by affecting the engine cycle / A. Avramenko // INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE. “TECHNICS, TECHNOLOGIES, EDUCATION and SAFETY”. Sofia, Bulgaria, 30 May - 02 June 2018, – Sofia, Bulgaria, 2018., ISSUE 2 (5). – P. 160-162.
43. Avramenko A. Numerical modelling of burn processes in a composite-fuel diesel engine / A. Avramenko // MODERN SCIENTIFIC CHALLENGES AND TRENDS: a collection scientific works of the International scientific conference. Warsaw, Poland, 20th June 2018. – Warsaw, Poland.: Sp. z o. o. "iScience", 2018 – P. 68-70.
44. Авраменко А.М. Вплив сучасних способів організації робочих процесів на екологічні показники дизельного двигуна [Текст] / Ф.І. Абрамчук, А.М. Авраменко // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції “Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні”. Харків, 15-18 жовтня 2019 р. – Харків: ХНАДУ, 2019. – С. 170-171.

ABSTRACT

Avramenko A.M. Scientific basics of solving thermal gas dynamics conjugate problems when simulating a diesel engine homogeneous process. – Qualifying scientific work with manuscript copyright.

Thesis for a Doctor Degree of Technical Science, specialty 05.05.03 “Engines and Power Plants” (14 – Electrical Engineering). – A.M. Pidhirnyi Institute for Mechanical Engineering Problems NAS of Ukraine, Kharkiv; Kharkiv National Automobile and Road University of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2020.

The dissertation addresses the solution of problems in improving the technical-and-economic, environmental and service life indices of diesel engines by solving thermal gas dynamics conjugate problems with the use of an advanced method for managing a diesel operating cycle.

Diesel engines 2F10.5/12 and 16FS26/27 and their modifications with homogeneous mixture formation and combustion are considered in the work

Object of research – diesel and Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engine operating cycles, fuel injection and atomisation processes, and heat transfer processes in the parts of combustion chambers (CC) of diesel and HCCI engines, and temperature and thermoelastic stress fields in combustion chamber parts.

Subject of research – conjugate problems in thermal-gas dynamics when simulating the working process in diesel and HCCI engines, the fuel-and-economic and environmental indices of diesel engines, and the heat stressed state of combustion chamber parts.

Methods of research: methods for numerical simulation of heat transfer and stress processes, methods for numerical simulation of fuel injection and atomisation processes, and methods for simulating the processes of formation of hazardous substances; experimental methods were used for investigating the thermal state of the cylinder head and piston, and recording the indicator diagrams

and exhaust gases (EG) toxicity. The basic methods of experimental investigation were thermal measurements and indication using a strain gauge pressure sensor. Computational methods were used for simulating the operating cycle of diesel and HCCI engines by solving thermal gas dynamics conjugate problems.

The goal of research is solving conjugate problems in thermal-gas dynamics when simulating the workin process in a diesel engine by using the HCCI cycle to improve the fuel-and-economic and environmental indices of diesel engines with abatement of the heat stressed state of combustion chamber parts.

The scientific novelty of the results obtained consists in the following:

1. For the first time, a methodology was developed for solving contact problems using finite element method (FEM) to investigate and improve the operating conditions of the seal between the hold down shoulder of the cylinder head and the cylinder in air-cooled diesel engines. It takes into account the specific features of heat-and-mass transfer processes in the combustion chamber and cooling cavities, and their mutual influence, and the features of joint thermo-mechanical strain of contacting surfaces. This enabled developing a complex of measures for improving diesel engine operating effectiveness and reliability. Factors were established, which affect the operating conditions of the seal under normal running conditions. The main ones are the level of contact pressures between the hold down shoulder of the cylinder head and the cylinder, and the temperatures and thermo-mechanical strain of CC parts and the hold-down studs over a wide range of changing duty parameters.
2. For the first time, using the finite volume method (FVM) and FEM a method was developed for numerical simulation of heat transfer in the cooling cavities of the diesel engine cylinder head by solving conjugate problems in thermal gas dynamics with account of unsteady heat-and-mass transfer processes in the diesel engine cylinder during different duties.
3. A system approach was used to develop a method for describing the boundary conditions when solving mechanics and heat transfer problems in simulation of the

thermal stress state of CC parts of diesel engines with air and fluid cooling by using the suggested method for solving conjugate thermal gas dynamics problems.

4. A method was developed for theoretical research in the processes of diesel engine operation with account of thermal dynamic and fluid dynamic unbalance factors stemming from the specific features of engine processes related to dissipation and other phenomena typical of actual conditions of operating diesel engines for transport vehicles.

5. For the first time, a methodology was developed for numerical simulation of HCCI engine process with account of the thermo-mechanical strain of CC parts under actual operating conditions.

6. For the first time, a method was suggested for comprehensive analysis of the integral fuel-and-economic, environmental and service life indices of diesel engines and the ways of improving them. It accounts for the mutual impact of effectiveness, environmental and service life indices of the engine.

7. For the first time, the theoretical foundations of the HCCI engine life cycle are formulated taking into account the thermomechanical deformations of the CC parts. With respect to tractor and diesel engines, the use of the HCCI cycle made it possible to solve the multicriteria trade-off problem: to reduce NO_x emissions and mass emissions of soot from EG, and to increase resource performance by the factor constraints due to the level of heat stress of the CC elements.

The practical significance of the results obtained is as follows:

1. A method was developed for mathematical simulation of heat-and-mass transfer processes in the cooling cavities of diesel engine cylinder heads with account of the dynamics of processes in the combustion chamber;
2. Methods were suggested for improving the operating conditions of thermal stressed CC parts. The methods are protected with patents of Ukraine;
3. Provisions were identified for reducing the emissions of nitrogen oxide and solids in the exhaust gases of diesel engines by implementing an operating cycle

with homogeneous charge compression ignition (HCCI) and reduced local temperatures and increased fuel efficiency;

4. Recommendations were worked out for improving the fuel-and-economic, environmental and service life indices of diesel engines. They helped reduce the level of NO_x emission by more than 20%, lower the temperature of the piston and cylinder head by 15-20 °C, and reduce specific fuel consumption by 2-5 %.

The above-mentioned research results were handed over for implementation and usage at LLC NVP Diesel Group, Kharkiv; the Scientific and Engineering Centre of the Engineering Academy of Ukraine, Kharkiv; LLC ZAPORIZHIA DIESEL LOCOMOTIVE REPAIR PLANT, Zaporizhia; the SE Zhytomirskiyi Armor Plant; the X-Motors Company, Kharkiv; for usage in the educational process for training students in the specialty 142 “Power Machine Building”, specializations “Internal combustion engines”, and for usage in the practice of academic-and-research activities at the ICE Chair of the KhNARU and IPMash them A.M. Pidhirnyi NAS of Ukraine.

The personal contribution of the Doctoral Candidate is as follows:

- Developed a method for refining the description of conjugate problems in thermal gas dynamics when simulating the thermal stressed state of combustion chamber parts in air and fluid-cooled diesel engines. This mitigated the subjective contribution when simulating the thermal stressed state of combustion chamber parts and increased the accuracy and validity of computations by 15-30 % depending on available experimental data;
- Developed a method of theoretical studies of the processes of diesel engine operation was developed taking into account the factors of thermodynamic and hydrodynamic imbalance in the short circuit and cooling cavities, due to the peculiarities of the heat exchange processes, characteristic for the real operating conditions of a wide range of diesel engines of transport and stationary;
- Developed a methodology for solving contact problems to investigate and improve the operating conditions of the seal between the hold down shoulder of the cylinder head and the cylinder. The method accounts for the specific features of

heat-and-mass transfer processes in a CC and the cooling cavities and their mutual influence, and the features of joint thermo-mechanical strain of contacting surfaces. The method enabled to develop a plan of actions for improving the effectiveness and reliability of diesel engine operation;

- Established the factors that affect the service conditions of the seal between the hold down shoulder of the cylinder head and the cylinder for air-cooled diesel engines under normal operating conditions. The main conditions are the level of contact pressures between the hold down shoulder of the cylinder head and the cylinder, and the temperatures and thermo-mechanical strain of CC parts and the hold-down studs over a wide range of variation of duty parameters;
- Suggested a methodology for numerical simulation of the operating cycle of an HCCI engine that accounts for local distribution of fuel and air in the cylinder and the features of ignition of the homogeneous fuel-and-air mixture, and the impact of thermo-mechanical strain of CC parts on in-cylinder processes;
- Developed a method for numerical simulation of heat transfer in the cooling cavities of the diesel engine cylinder head by solving conjugate thermal gas dynamics problems with account of unsteady heat-and-mass transfer in a diesel engine cylinder when running at different duties. The method enables increasing the accuracy and validity of numerical simulation results;
- Developed a method for experimental research in the fuel-and-economic, environmental and service life indices of diesel engines for simultaneous evaluation of the impact of duty factors on the fuel-and-economic, environmental and service life indices of a diesel engine. Following the consolidation of results, this helped develop criteria for verification of conjugate thermal gas dynamics problems for air-cooled diesel engines;
- Found a functional dependence of reduction of emission of nitrogen oxides and solids in exhaust gases when using homogeneous charge compression ignition to implement an operating cycle with reduced local temperatures and increased fuel efficiency;

- Demonstrated that, for the HCCI engine 2F10,5/12, the use of homogeneous charge compression ignition reduces the level of the thermal load on CC parts and the temperature gradients. With rated power operation, this reduced the maximum piston temperature by 20 °C and that of the cylinder underhead by 15 °C, and reduced the level of thermoelastic stresses on average by 5 %;
- Demonstrated that, for the HCCI engine 16FS26/27, the use of homogeneous charge compression ignition reduces the level of the thermal load on CC parts and the temperature gradients. With rated power operation, this reduced the maximum piston temperature by 10 °C and that of the cylinder underhead by 15 °C, and reduced the level of thermoelastic stresses on average by 10-15 %;
- Developed integral indices, they account for the mutual influence of toxicity, effective efficiency and service life indices on diesel engine performance when running at operational duty conditions; and
- Processed the results of all experiments presented in the dissertation.

The **Introduction** substantiates the topicality of the dissertation subject with account of engine building development trends, in particular, the use of the technique of numerical simulation of diesel engine processes. The scientific novelty and practical value of the results obtained is described, and the validation of the research effort is demonstrated.

Section 1 discusses modern computational-and-theoretical methods of investigating and improving the fuel-and-economic, environmental and service life indices of diesel engines.

Section 2 discusses the structure of research, formulation and methodology for solving conjugate problems of thermogasodynamic, provides a mathematical description of the process of heat exchange between the working body and the walls of the short circuit when solving the conjugate problem of thermogasodynamic. Presents the methodology, basic stages and results of numerical simulation of the processes of fuel injection and atomisation in diesel engines. The Section discusses a general approach to investigating fuel flow processes in the injection nozzle and fuel injection into the combustion chamber. A

technique is given for numerical simulation of the processes of fuel flow in the injectors of automotive-and-tractor engines and diesel locomotive engines. Determines the set of mathematical models for simulating the operating cycles of diesel and HCCI engines. The stages of numerical simulation of the operating cycles of diesel and HCCI engines are given.

Section 3 describes the stages and results of numerical simulation of heat-and-mass transfer processes in diesel engine cooling systems. The results of numerical simulation of airflow in the cylinder and cylinder head of engine 2F10,5/12 with cooling air during engine operation at rated power duty are given.

Section 4 presents the general approach, the basic mathematical model equations and the stages of numerical simulation of the thermal stressed state of combustion chamber parts.

Section 5 presents the experimental investigations in the fuel-and-economic, environmental and service life indices of diesel engines based on diesel engine 2F10,5/12.

Section 6 presents the results of comparative computational-and-theoretical and experimental research in improving the fuel-and-economic, environmental and service life indices of diesel engines. Computational data are in good agreement with experimental results. This is proof of the adequacy of the mathematical models used for simulating the operating cycles and the formation of toxic components in the combustion chamber of engine 2F10,5/12.

Key words: diesel engine, HCCI engine, associated problem of thermodynamics, heat transfer in ICE, head of cylinders, piston, ecological state, heat-stressed state.

LIST OF APPLICANT PUBLICATIONS

Монографія

1. Авраменко А.М. Сучасні методи дослідження економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів: монографія. Х., ППМаш НАН України, 2019. 204 с. ISBN 978-966-02-9043-3.

Публікації у наукових фахових виданнях:

2. Тринев А.В., Косулин А.Г., Коваленко В.Т., Авраменко А.Н. [та інш.]. Экспериментальное определение температуры деталей клапанного узла автотракторного дизеля на нестационарных режимах нагружения. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2008. № 1. С. 75–80.
3. Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Трехмерная конечноэлементная модель анализа нестационарных термоупругих напряжений поршня быстроходного дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2008. № 2. С. 49–55.
4. Авраменко А.Н. Расчетный анализ теплового состояния блочной головки цилиндров. *Вестник НТУ “ХПИ”*: сб. науч. тр. 2008. № 46. С. 20–23.
5. Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетный анализ стационарных термоупругих напряжений гильзы цилиндра быстроходного дизеля. *Автомобильный транспорт*: сб. науч. тр. 2008. Вып. 23. С. 132–134.
6. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетный анализ напряженно-деформированного состояния составного поршня транспортного дизеля. *Проблемы машиностроения*. 2009. Т 12. № 1. С. 79–85.
7. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетное моделирование нестационарной термомоупругости составного поршня транспортного дизеля. *Проблемы машиностроения*. 2009. Т 12. № 2. С. 76–84.
8. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетная оценка теплонапряженного состояния гильзы цилиндра форсированного транспортного дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2009. № 2. С. 53–56.
9. Абрамчук Ф.И., Авраменко А.Н. Разработка узловой модели комплекта поршня быстроходного дизеля. *Автомобильный транспорт*: сб. науч. тр. 2009. Вып. 24. С. 61–64.
10. Авраменко А.Н. Оценка экономических, экологических и прочностных показателей быстроходного дизеля. *Вестник НТУ “ХПИ”*: сб. науч. тр. 2009. № 47. С. 127–132.

11. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Разработка трехмерной конечноэлементной модели нестационарных термрупругих напряжений поршня тракторного дизеля. *Проблемы машиностроения*. 2010. Т 13. № 3. С. 38–46.
12. Авраменко А.Н. Численное моделирование рабочего цикла и оценка теплонапряженного состояния поршня автотракторного дизеля. *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр.* 2010. Вып. 26. С. 73–77.
13. Абрамчук Ф.И., Авраменко А.Н. Программный комплекс для моделирования внутрицилиндровых процессов ДВС. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2010. № 2. С. 7–12.
14. Абрамчук Ф.І., Авраменко А.М. Покращення екологічних показників транспортного дизеля за рахунок використання двофазного впорскування палива. *Вісник національного транспортного університету*. 2011. № 22. С. 67–74.
15. Авраменко А.Н. Улучшение экологических показателей быстроходного дизеля за счёт многостадийной подачи топлива. *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр.* 2011. Вып. 28. С. 43–47.
16. Авраменко А.Н. Улучшение энергоэкологических и прочностных показателей быстроходного дизеля. *Вестник НТУ “ХПИ”*: сб. науч. тр. 2012. № 20. С. 104–109.
17. Левтеров А.М., Авраменко А.Н., Мараховский В.П., Бганцев В.Н. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена в бортовом кавитаторе системы поддержания стабильности автомобильных смесевых топлив. *Промышленная теплотехника*. 2016. Т. 38. № 3. С. 42–48.
18. Авраменко А.Н. Математическое моделирование тепло- и массообменных процессов в камере сгорания тепловозного дизеля. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2015. № 9. С. 20–25.
19. Левтеров А.М., Авраменко А.Н., Бганцев В.Н. Индицирование автомобильного дизеля с использованием оригинального малогабаритного

- датчика давления. *Вестник ХНАДУ*. 2016. Вып. 72. С. 35–40. (*Index Copernicus, Google Scholar, eLIBRARY*)
20. Abramchuk F., Makovyey R., Avramenko A. Method of improving energy, ecological and strength characteristics of the vehicle diesel engine - *Автомобильный транспорт: сб. научн. тр.* 2016. Вып. 38. С. 47–54. (*DOAJ, Index Copernicus, Google Scholar*)
21. Авраменко А.Н. Численное моделирование процесса обработки водотопливной эмульсии в бортовом гидродинамическом кавитаторе. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2016. №1. С. 63 – 66. (*Ulrich`s Periodicals Directory*)
- 22 Авраменко А.Н. Mathematical modeling of the combustion process and formation of noxious substances in a diesel engine combustion chamber. *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр.* 2016. Вып. 39. С. 120–126. (*DOAJ, Index Copernicus, Google Scholar*)
23. Авраменко А.Н. Сравнительная расчетная оценка показателей рабочего цикла тепловозного двигателя. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2018. № 1. С. 14–19. (*Ulrich`s Periodicals Directory*)
24. Авраменко А.М., Левтеров А.М., Бганцев В.М., Гладкова Н.Ю. [та інш]. Перспективи застосування мікродомішок водню для поліпшення екологічних показників дизельного двигуна. *Проблеми машинобудування*. 2019. Т. 22. № 2. С. 70–75.
25. Avramenko A. Selecting a k-ε turbulence model for investigating n-decane combustion in a diesel engine combustion chamber. *French-Ukrainian Journal of Chemistry*. 2019. Vol 7. № 2. P. 80-87, видання входить до БД *Web of Science Core Collection*.
26. Пат. 30002, Україна, МПК (2006.01) F01L 3/00. Клапаний вузол двигуна внутрішнього згорання / Марченко А.П., Триньов О.В., Авраменко А.М., Сіротін С.О., Хлопко О.П.; заявник і патентоутримувач Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”. – № u 2007 09462; заявл. 20.08.2007; опубл. 11.02.2008, Бюл. № 3.

27. Пат. 82477, Україна, МПК (2006.01) F01L 3/00, F01P 1/00. Охолоджуваний клапанний вузол теплонапруженого дизеля / Шеховцов А.Ф., Триньов О.В., Авраменко А.М.; заявник і патентоутримувач Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”. – № u 20041108869; заявл. 01.11.2004; опубл. 25.04.2008, Бюл. № 8.
28. Пат. 81787, Україна, МПК (2006.01) F01L 3/00, F01P 1/00. Клапанний вузол / Шеховцов А.Ф., Триньов О.В., Авраменко А.М.; заявник і патентоутримувач Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”. – № а 200506039; заявл. 21.06.2005; опубл. 11.02.2008, Бюл. № 3.
29. Пат. 97284, Україна, МПК (2006.01) F02M27/08, F02M27/04, B05B 1/00. Паливний кавітатор / Левтеров А.М., Авраменко А.М., Мараховський В.П., Бганцев В.М.; заявник і патентоутримувач Ін-т проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. – № u201409044; заявл. 11.08.2014; опубл. 10.03.2015, Бюл. № 5.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав

30. Abramchuk F.I., Avramenko A.M. Nonsteady stress-strain of a diesel engine cylinder head. *Russian Engineering Research*. 2011. Vol. 31. №. 2. P. 104–106. Allerton Press, Inc., 2011., видання входить до БД SCOPUS.
31. Авраменко А.Н. Методика расчетной оценки теплонапряженного состояния головки цилиндра дизельного двигателя с воздушным охлаждением. *Наука и техника*. 2016. №. 1. №. 5. P. 420–426, видання входить до БД Web of Science Core Collection.
32. Abramchuk F., Avramenko A. Numerical Simulation of Heat-and-Mass Transfer Processes in the Cooling Passages of a Cylinder Head in a Diesel Locomotive Engine. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 63. №. 1. P. 26–32., видання входить до БД SCOPUS.
33. Abramchuk F., Avramenko A. Numerical simulation of the fuel flow in the spray nozzle of the injector in a car-and-tractor diesel engine. [Electronic resource] / *Industrial Combustion*. Article number 201614, October 2019. P. 1–26. URL:

<https://ifrf.net/research/archive/numerical-simulation-of-the-fuel-flow-in-the-spray-nozzle-of-the-injector-in-a-car-and-tractor-diesel-engine/> (viewed on 30.12.2019).

34. Abramchuk F., Avramenko A. Impact of modern methods of managing diesel engine processes on harmful substances emission level. *Procedia Environmental Science, Engineering and Management*. 2019. Vol. 6. №. 4. P. 523–533., видання входить до БД SCOPUS.

35. Abramchuk F., Avramenko A. (ONLINE). Prospects of Using Steel Pistons in Transport Diesel Engines. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*. 2019. <https://doi.org/10.3311/PPtr.12466>. P. 1–7.

Наукові праці, у яких опубліковані додаткові наукові результати дисертації

36. Kondratenko O.M., Vambol S.O., Stokov O.P., Avramenko A.M. Mathematical model of the efficiency of diesel particulate matter filter. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2015. Issue 6. P. 55–61., видання входить до БД SCOPUS.

Матеріали конференцій

37. Авраменко А.М. Чисельне моделювання робочого циклу швидкохідного дизеля [Текст] / А.М. Авраменко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XVIII міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 12-14 травня 2010 р. – Харків, 2010. – С. 162.

38. Авраменко А.М. Покращення екологічних показників швидкохідного дизеля за рахунок багатостадійного впорскування палива [Текст] / А.М. Авраменко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XIX міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 01- 03 червня 2011 р. – Харків, 2011. – С. 137.

39. Авраменко А.Н. Улучшение энергоэкологических и прочностных показателей быстроходного дизеля [Текст] / А.Н. Авраменко // Інформаційні

технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XXI міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 29-31 травня 2013 р. – Харків, 2013. – С. 172.

40. Авраменко А.Н. Использование тонкостенных стальных поршней в дизельных двигателях с воздушным охлаждением [Текст] / А.Н. Авраменко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XXVI міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 16-18 травня 2018 р. – Харків, 2018. – С. 37.

41. Авраменко А.Н. Исследование рабочего цикла дизеля с использованием численных методов [Текст] / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Авраменко // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців”. Харків, 20-21 жовтня 2016 р. – Харків: ХНАДУ, 2016. – С. 192.

42. Avramenko A. Reducing the level of thermoelastic stresses in the piston of a vehicle diesel engine by affecting the engine cycle / A. Avramenko // INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE. “TECHNICS, TECHNOLOGIES, EDUCATION and SAFETY”. Sofia, Bulgaria, 30 May - 02 June 2018, – Sofia, Bulgaria, 2018., ISSUE 2 (5). – P. 160-162.

43. Avramenko A. Numerical modelling of burn processes in a composite-fuel diesel engine / A. Avramenko // MODERN SCIENTIFIC CHALLENGES AND TRENDS: a collection scientific works of the International scientific conference. Warsaw, Poland, 20th June 2018. – Warsaw, Poland.: Sp. z o. o. "iScience", 2018 – P. 68-70.

44. Авраменко А.М. Вплив сучасних способів організації робочих процесів на екологічні показники дизельного двигуна [Текст] / Ф.І. Абрамчук, А.М. Авраменко // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції “Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні”. Харків, 15-18 жовтня 2019 р. – Харків: ХНАДУ, 2019. – С. 170-171.

ЗМІСТ

ВСТУП	33
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАЛИВНО- ЕКОНОМІЧНИХ, ЕКОЛОГІЧНИХ І РЕСУРСНИХ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ.....	43
1.1. Розрахункові методи дослідження ДВЗ.....	43
1.2. Вплив процесу упорскування палива на робочий процес дизельних двигунів.....	45
1.3. Чисельне моделювання робочих процесів дизельних двигунів.....	50
1.4. Постановка спряжених задач термогазодинаміки.....	54
1.5. Особливості організації робочого процесу НССІ двигунів.....	60
1.6. Сучасні методи підвищення якості моделювання процесів в ДВЗ.....	67
1.6.1. Моделювання процесів упорскування та розпилювання палива в дизельних двигунах.....	67
1.6.2. Моделювання процесів тепломасообміну в системах охолодження дизельних двигунів.....	69
1.6.3. Сучасні підходи з поліпшення умов роботи поршнів двигунів.....	71
1.6.4. Сучасні підходи з поліпшення умов роботи головок циліндрів дизельних двигунів.....	74
1.7. Сучасні методи експериментального дослідження процесів дизельних двигунів.....	77
Висновки за розділом 1.....	83

РОЗДІЛ 2. МЕТОДОЛОГІЧНИЙ ПІДХІД ДО РОЗВ'ЯЗАННЯ СПРЯЖЕНИХ ЗАДАЧ ТЕРМОГАЗОДИНАМІКИ З ЧИСЕЛЬНИМ МОДЕЛЮВАННЯМ ПРОЦЕСІВ УПОРСКУВАННЯ Й РОЗПИЛЮВАННЯ ПАЛИВА ТА РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ АВТОТРАКТОРНОГО ТА ТЕПЛОВОЗНОГО ДВИГУНІВ.....	85
2.1. Структура досліджень.....	85
2.2. Постановка спряжених задач термогазодинаміки.....	86
2.3. Чисельне моделювання процесів упорскування та розпилювання палива в автотракторному та тепловозному двигунах.....	91
2.3.1 Моделювання процесів течії палива у розпилювачі форсунки.....	91
2.3.2. Моделювання процесів розпилювання палива у камері згоряння автотракторного та тепловозного двигунів.....	108
2.4. Чисельне моделювання робочих процесів автотракторного та тепловозного двигунів.....	117
2.4.1. Основні рівняння математичної моделі.....	117
2.4.2. Побудова розрахункової області для опису камери згоряння автотракторного та тепловозного двигунів.....	120
2.4.3. Побудова розрахункової сітки для чисельного моделювання робочих процесів автотракторного та тепловозного двигунів.....	127
2.4.4. Формування та обґрунтування граничних умов для моделювання робочих процесів автотракторного та тепловозного двигунів.....	129
2.5. Особливості організації робочого процесу НССІ двигунів.....	134
Висновки за розділом 2.....	136

РОЗДІЛ 3. ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОМАСООБМІНУ У СИСТЕМАХ ОХОЛОДЖЕННЯ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ.....	139
3.1. Формування масиву вихідних даних.....	139
3.2. Результати чисельного моделювання процесу охолодження головки й циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12 набігаючим потоком повітря.....	144
3.3. Чисельне моделювання процесу течії охолоджуючої рідини та теплообміну в порожнинах охолодження головки дизельного двигуна 16ЧН26/27.....	147
Висновки за розділом 3.....	158
РОЗДІЛ 4. ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ДЕТАЛЕЙ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ.....	160
4.1. Загальний підхід.....	160
4.2. Моделювання теплонапруженого стану поршня.....	163
4.2.1 Моделювання теплонапруженого стану поршня штатної конструкції автотракторного двигуна 2Ч10,5/12.....	163
4.2.2 Моделювання теплонапруженого стану поршня нової конструкції автотракторного двигуна 2Ч10,5/12.....	169
4.2.3 Моделювання теплонапруженого стану поршня тепловозного двигуна 16ЧН26/27.....	175
4.3. Моделювання теплонапруженого стану головки циліндра.....	178
4.4. Моделювання теплонапруженого стану циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12.....	195
Висновки за розділом 4	200
РОЗДІЛ 5. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАЛИВНО- ЕКОНОМІЧНИХ, ЕКОЛОГІЧНИХ ТА РЕСУРСНИХ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ.....	202
5.1. Дослідження показників автотракторного дизельного двигуна 2Ч10,5/12 в умовах моторного стенда.....	202

	32
5.2. Обробка результатів експериментальних досліджень.....	215
5.3. Оцінка похибок вимірювання.....	216
5.4. Результати експериментальних досліджень показників дизельного двигуна Д21А.....	224
Висновки за розділом 5.....	239
РОЗДІЛ 6. РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕВАГ РОБОЧОГО ЦИКЛУ НССІ ДВИГУНА В ПОРІВНЯННІ З ЦИКЛОМ ДИЗЕЛЯ	240
6.1. Результати чисельного моделювання робочих процесів дизельних та НССІ двигунів	240
6.2. Оцінка рівня викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизельних та НССІ двигунів.....	249
6.3. Розрахункова оцінка температур, напружень та деформацій в деталях камери згоряння дизельних та НССІ двигунів	271
6.4. Комплексна оцінка емісії шкідливих речовин дизельних та НССІ двигунів	289
Висновки за розділом 6.....	296
ВИСНОВКИ.....	297
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	301
ДОДАТКИ.....	334

ВСТУП

Актуальність теми. Останнім часом основна увага в сучасному двигунобудуванні приділяється проблемам поліпшення економічних та екологічних показників дизельних двигунів при забезпеченні заданого моторесурсу. Жорсткість вимог до токсичності відпрацьованих газів (ВГ) дизельних двигунів викликає необхідність при розробці нової модифікації двигуна вирішувати ряд компромісних задач, які неминуче впливають на його паливно-економічні показники.

Удосконалення конструкції та показників дизельних двигунів й, відповідно, розрахунково-теоретична та експериментальна оцінка показників робочого циклу вимагають значних матеріальних витрат.

Розв'язання спряжених задач термогазодинаміки дозволяє значно скоротити вплив різних факторів на опис граничних умов (ГУ) при математичному моделюванні теплонапруженого стану деталей камери згоряння (КЗ), який пов'язаний з вибором ділянок, на яких задаються ГУ, описом самих ГУ та характером їх зміни при зміні режиму роботи двигуна.

Використання сучасних програмних комплексів дозволяє розрахунковим шляхом оцінювати економічні та екологічні показники ДВЗ ще на стадії проектування, що дає можливість істотно скоротити строки створення й доведення нової модифікації двигуна.

Організація робочого циклу дизельного двигуна з гомогенним сумішоутворенням та згорянням Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) дозволяє підвищити екологічні показники двигуна, але регулювання потужності та доведення робочого циклу, особливо дослідження циклу з використанням чисельних методів викликає значні складнощі.

Тому розробка єдиного методологічного підходу до вирішення цієї проблеми є актуальною науково-технічною проблемою.

Дослідженням робочих процесів HCCI двигунів займались такі вчені, як проф. Rolf D. Reitz (США), J.Chauvin (Франція) та інші. В роботах цих

авторів основна увага приділялася питанням, пов'язаним з організацією робочого циклу НССІ двигуна та вибором раціональних налаштувань паливної апаратури. В роботах проф. М.Д. Чайнова увага приділялася розв'язанню спряжених задач термогідродинаміки у порожнинах охолодження головок циліндрів ДВЗ та аналізу теплового стану деталей КЗ. При цьому невизначеними залишалися питання, пов'язані з розв'язанням спряжених задач термогазодинаміки у КЗ при моделюванні теплонапруженого стану деталей КЗ з урахуванням динаміки процесів у циліндрі дизельного двигуна. Особливо при моделюванні процесів в КЗ НССІ двигуна.

Оскільки інформація про вирішення кола окреслених питань саме таким шляхом у літературних джерелах практично відсутня, то тему та відповідні дослідження, які складають зміст дисертації, слід вважати актуальними.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана у відділі водневої енергетики Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України та на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння Харківського національного автомобільно-дорожнього університету МОН України. Тема дисертаційної роботи безпосередньо пов'язана з дослідженнями, що проводилися за держбюджетними та госпдоговірними темами. Здобувач був відповідальним виконавцем таких тем, науково-дослідних робіт та проектів: “Біологічні ресурси і новітні технології біоенергоконверсії” (ДР № 0113U003754); “Підвищення ефективності використання моторних палив з відновлювальних джерел на транспортних засобах в Україні” (ДР № 0115U001554).

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є розв'язання спряжених задач термогазодинаміки при моделюванні робочого процесу дизельного двигуна шляхом використанням циклу НССІ для підвищення паливно-економічних та екологічних показників дизельних двигунів зі зниженням рівня теплонапруженого стану деталей КЗ.

Для досягнення цієї мети вирішувалися наступні завдання:

1. Удосконалити комплекс моделей для розв'язання спряжених задач термогазодинаміки при моделюванні теплонапруженого стану деталей КЗ дизельних двигунів з повітряним і рідинним охолодженнями.
2. Розробити метод чисельного моделювання процесів теплообміну в порожнинах охолодження головки циліндра дизельного двигуна, проаналізувати переваги спільного дослідження теплообмінних процесів у порожнинах охолодження з урахуванням динаміки процесів у циліндрі дизельного двигуна.
3. Розробити методологію розв'язання контактних задач, з використанням методу скінчених елементів (МСЕ), для дослідження й поліпшення умов роботи ущільнення між опорним буртом головки циліндра й циліндром для дизельних двигунів з повітряним охолодженням, що враховує особливості спільної термомеханічної деформації контактуючих поверхонь, які формують ущільнення.
4. Розробити метод теоретичних досліджень процесів роботи дизельного двигуна з урахуванням факторів термодинамічної і гідродинамічної незрівноваженості, зумовлених особливостями робочих процесів, характерними для реальних умов експлуатації дизельних двигунів транспортного призначення.
5. Розробити методологію чисельного моделювання робочого циклу НССІ двигуна, враховуючи локальний розподіл палива й повітря по циліндру й особливості процесу запалення гомогенної паливоповітряної суміші та термомеханічну деформацію деталей КЗ.
6. Розробити метод багатопараметричних експериментальних досліджень паливно-економічних, екологічних і ресурсних показників дизельних двигунів, що дозволяє одночасно оцінювати вплив режимних факторів на зазначені показники дизельного двигуна.
7. Визначити вплив особливостей робочого циклу НССІ двигуна на рівень теплонапруженого стану деталей КЗ.

8. Розробити шляхи поліпшення паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів.

Об'єкт дослідження – робочі процеси дизельного та НССІ двигунів, процеси упорскування та розпилювання палива, процеси теплопередачі в деталях КЗ дизельного та НССІ двигунів, поля температур і термопружних напружень в деталях КЗ.

Предмет дослідження – спряжені задачі термогазодинаміки при моделюванні робочого процесу дизельного та НССІ двигунів, паливно-економічні та екологічні показники дизельних двигунів, показники теплонапруженого стану деталей КЗ.

Методи дослідження: методи чисельного моделювання процесів теплопровідності та напруженості, методи чисельного моделювання процесів упорскування та розпилювання палива, методи моделювання процесів утворення шкідливих речовин; експериментальні методи застосовані для дослідження теплового стану головки циліндра та поршня, реєстрації індикаторних діаграм та токсичності ВГ. Основні методи проведеного експериментального дослідження – термометрія та індиціювання з використанням датчика тиску тензометричного типу. Розрахункові методи використовувались для моделювання робочого циклу дизельного та НССІ двигунів та розв'язання спряжених задач термогазодинаміки.

Наукова новизна одержаних результатів:

1. Вперше розроблено методологію розв'язання контактних задач з використанням методу скінчених елементів (МСЕ) для дослідження й поліпшення умов роботи ущільнення між опорним буртом головки циліндра й циліндром для дизельних двигунів з повітряним охолодженням. Це дало змогу підвищити точність результатів моделювання шляхом урахування: особливостей процесів тепломасообміну у КЗ та порожнинах охолодження; їх взаємовпливу й особливостей спільної термомеханічної деформації контактуючих поверхонь. На основі цього розроблено комплекс заходів щодо підвищення ефективності та надійності роботи дизельного двигуна.

Встановлено фактори, що впливають на умови роботи ущільнення в нормальних умовах експлуатації, основними з яких є рівень контактних тисків між опорним буртом головки циліндра й циліндром, а також значення температур і термомеханічних деформацій деталей КЗ й силових шпильок в широкому діапазоні зміни режимних параметрів.

2. Вперше, з використанням методу скінчених об'ємів (МСО) та МСЕ, розроблено метод чисельного моделювання процесу теплообміну в порожнинах охолодження головки циліндра дизельного двигуна шляхом розв'язання спряжених задач термогазодинаміки з урахуванням нестационарних процесів тепломасообміну в циліндрі дизельного двигуна при роботі на різних режимах експлуатації, що дозволило підвищити точність та адекватність результатів моделювання.

3. Отримав подальший розвиток та удосконалений метод опису ГУ при розв'язанні задач механіки та теплопровідності при моделюванні теплонапруженого стану деталей КЗ дизельних двигунів з повітряним і рідинним охолодженнями шляхом використання запропонованого методу розв'язання спряжених задач термогазодинаміки.

4. Удосконалено метод теоретичних досліджень процесів роботи дизельного двигуна з урахуванням факторів термодинамічної і гідродинамічної незрівноваженості, зумовлених особливостями робочих процесів, пов'язаних з дисипативними та іншими явищами, характерними для реальних умов експлуатації дизельних двигунів транспортного призначення.

5. Вперше розроблено методологію чисельного моделювання з використання МСО процесу НССІ двигуна з урахуванням термомеханічних деформацій деталей КЗ в реальних умовах експлуатації.

6. Вперше запропоновано метод комплексного аналізу та шляхів підвищення інтегральних паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів, що враховує взаємовплив ефективних, екологічних та ресурсних показників двигуна.

7. Вперше сформульовані теоретичні основи реалізації робочого циклу НССІ двигуна з урахуванням термомеханічних деформацій деталей КЗ. Стосовно до автотракторного та тепловозного дизельних двигунів використання циклу НССІ дозволило вирішити багатокритеріальну компромісну проблему: знизити рівень викидів NO_x та масовий викид сажі з ВГ, а також підвищити ресурсні показники за фактором обмежень, зумовлених рівнем теплонапруженого стану елементів КЗ.

Практичне значення одержаних результатів:

1. Розроблено методологію математичного моделювання тепломасообмінних процесів у порожнинах охолодження головок циліндрів дизельних двигунів з урахування динаміки процесів у КЗ.
2. Запропоновані способи поліпшення умов роботи теплонапружених деталей КЗ, які захищені патентами України.
3. Виявлені резерви зниження емісії оксидів азоту та твердих часточок з ВГ дизельних двигунів, шляхом реалізації робочого циклу з гомогенним сумішоутворенням та згорянням – НССІ зі зменшеними локальними температурами та збільшеною повнотою згоряння палива.
4. Розроблено рекомендації з підвищення паливно-економічних, екологічних і ресурсних показників дизельних двигунів, що дозволило знизити рівень викидів NO_x більш ніж на 20 %, знизити температуру поршня та головки циліндрів на 15-20 °С, та знизити питому витрату палива на 2-5 %.

Зазначені результати передані для впровадження і використання в ТОВ “НВП Дизель Груп”, м. Харків, Науково-технічний центр Інженерної академії України, м. Харків, ТОВ "ЗАПОРІЗЬКИЙ ТЕПЛОВОЗРЕМОНТНИЙ ЗАВОД", м. Запоріжжя, ДП “Житомирський бронетанковий завод”, Компанія X-Motors, м. Харків, а також використовуються у навчальному процесі при підготовці студентів спеціальності 142 “Енергетичне машинобудування”, спеціалізації “Двигуни внутрішнього згоряння”, а також в практиці науково-дослідних робіт, що

проводяться на кафедрі ДВЗ ХНАДУ та ІПМаш ім. А.М. Підгорного НАН України.

Особистий внесок здобувача.

Основні положення дисертації здобувачем розроблені особисто. Серед них:

- розроблено методологію уточнення опису спряжених задач термогазодинаміки при моделюванні теплонапруженого стану деталей КЗ дизельних двигунів з повітряним і рідинним охолодженнями, що дозволило зменшити суб'єктивний внесок при моделюванні теплонапруженого стану деталей КЗ та підвищити точність та достовірність розрахунків на 15-30 % в залежності від наявних експериментальних даних [58, 144, 211, 222];
- розроблено метод теоретичних досліджень процесів роботи дизельного двигуна з урахуванням факторів термодинамічної і гідродинамічної незрівноваженості у КЗ та порожнинах охолодження, зумовлених особливостями теплообмінних процесів, характерними для реальних умов експлуатації широкого кола дизельних двигунів транспортного та стаціонарного призначень [104, 144, 236, 240];
- розроблено методологію розв'язання контактних задач для дослідження й поліпшення умов роботи ущільнення між опорним буртом головки циліндра й циліндром, що враховує особливості процесів тепломасообміну у КЗ та порожнинах охолодження і їх взаємовплив та особливості спільної термомеханічної деформації контактуючих поверхонь, що дозволило розробити комплекс заходів, реалізація яких дозволить підвищити ефективність і надійність роботи дизельного двигуна [282-286];
- встановлено фактори, що впливають на умови роботи ущільнення між опорним буртом головки циліндра й циліндром для дизельних двигунів з повітряним охолодженням в нормальних умовах експлуатації, основними з яких є рівень контактних тисків між опорним буртом головки циліндра й циліндром, а також рівень температур і термомеханічних деформацій деталей

КЗ й силових шпильок в широкому діапазоні зміни режимних параметрів [104];

– запропоновано методологію чисельного моделювання робочого циклу НССІ двигуна, яка враховує локальний розподіл палива й повітря по циліндру й особливості процесу запалення гомогенної паливоповітряної суміші та вплив термомеханічної деформації деталей КЗ на процеси, що протікають в циліндрах [95, 96, 222];

– розроблено метод чисельного моделювання процесу теплообміну в порожнинах охолодження головки циліндра дизельного двигуна шляхом розв'язання спряжених задач термогазодинаміки з урахуванням нестационарних процесів тепломасообміну в циліндрі дизельного двигуна при роботі на різних режимах експлуатації; використання розробленого методу дозволяє підвищити точність та достовірність результатів чисельного моделювання [104, 144, 157, 165];

– розроблено метод експериментальних досліджень паливно-економічних, екологічних і ресурсних показників дизельних двигунів, що дозволив одночасно оцінювати вплив режимних факторів на паливно-економічні, екологічні й ресурсні показники дизельного двигуна, після узагальнення результатів це дало можливість розробити критерії для верифікації спряжених задач термогазодинаміки стосовно дизельних двигунів з повітряним охолодженнями [104, 133, 134, 195];

– отримано залежність зниження емісії оксидів азоту з ВГ та твердих часточок при застосуванні гомогенного сумішоутворення та згоряння при реалізації робочого циклу зі зниженими локальними температурами та збільшенні повноти згоряння палива [93, 104];

– показано, що для НССІ двигуна 2Ч10,5/12 при застосуванні гомогенного сумішоутворення та згоряння знижується рівень теплового навантаження на деталі КЗ та зменшуються градієнти температур, що дало змогу при роботі на режимі номінальної потужності знизити максимальну температуру

поршня на 20 °С, а вогневого днища головки циліндра на 15 °С та знизити рівень термопружних напружень в середньому на 5 % [104, 211];

– показано, що для НССІ двигуна 16ЧН26/27 при застосуванні гомогенного сумішоутворення та згоряння знижується рівень теплового навантаження на деталі КЗ та зменшуються градієнти температур, що дало змогу при роботі на режимі номінальної потужності знизити максимальну температуру поршня на 10 °С, а вогневого днища головки циліндра на 15 °С та знизити рівень термопружних напружень в середньому на 10-15 % [104, 222];

– розроблено інтегральний показник, який враховує взаємовплив показників токсичності, ефективного ККД та ресурсних показників на характеристику дизельного двигуна при роботі на експлуатаційних режимах [104];

– виконано обробку результатів всіх експериментів, що представлені в роботі [104, 174].

Результати дисертаційного дослідження доповідались та обговорювались на: міжнародних конгресах двигунобудівників (2008, 2009, 2010, рр., с. Рибаче); Міжнародних конгресах двигунобудівників (2015, 2018 р., с.м.т. Коблево, Миколаївська обл.); міжнародній науково-практичній конференції “Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров’я” MicroCAD (2010, 2011, 2013, 2018 рр.); міжнародній науково-практичній конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців” – 2016. – Харків: ХНАДУ; міжнародній науково-практичній конференції “TECHNICS TECHNOLOGIES EDUCATION SAFETY” – 2018. – Sofia, Bulgaria; international scientific conference "MODERN SCIENTIFIC CHALLENGES AND TRENDS" - Warsaw, Poland, 2018; міжнародній науково-практичній конференції “Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні” – 2019. – Харків: ХНАДУ.

Публікації. Дисертантом за матеріалами роботи опубліковано 44 наукових праці (загальним обсягом 26,3 умовних друкованих аркушів), 12 з яких одноосібні, у тому числі 1 одноосібна монографія. 6 статей надруковано в виданнях, які входять до міжнародних наукометричних баз SCOPUS та

Web of Science Core Collection, 24 статті – у фахових виданнях за переліком МОН України, 6 статей - в іноземних фахових виданнях, 8 тез доповідей на конференціях. За матеріалами дослідження отримано 2 патенти України на винахід та 2 патенти України на корисну модель.

Обсяг і структура роботи. Дисертація складається з вступу, 6 розділів, висновків, 3 додатків. Повний обсяг дисертації складає 352 сторінки; з них 202 ілюстрації за текстом; 28 ілюстрацій на 12 сторінках; 39 таблиць за текстом; 5 таблиць на 5 сторінках; 3 додатки на 19 сторінках; 307 найменувань використаних літературних джерел на 33 сторінках.

РОЗДІЛ 1.

СУЧАСНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАЛИВНО-ЕКОНОМІЧНИХ, ЕКОЛОГІЧНИХ І РЕСУРСНИХ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Розвиток сучасних програмних комплексів, наприклад OpenFOAM у середовищі CAELinux, особливо комерційних, наприклад таких, як AVL [1–3], дозволяє розглядати процеси у двигуні комплексно з урахуванням багатьох факторів.

1.1. Розрахункові методи дослідження ДВЗ

Для дослідження процесів у ДВЗ останнім часом широко застосовуються розрахункові методи, які мають певні переваги перед експериментальними [4–27]. Особливо це стосується дослідження робочих процесів ДВЗ [28–48] та паливної апаратури [49–57]. Так, у роботі автора [4] розглянуто підхід згідно з яким проводиться імітаційне моделювання робочого процесу суднового дизельного двигуна.

Імітаційне моделювання – це метод дослідження, при якому досліджуваний об'єкт замінюється моделлю, яка з достатньою точністю описує реальний об'єкт [4].

Вихідною інформацією для математичного моделювання є взаємозв'язок конструктивних параметрів та процесів, що протікають у циліндрах ДВЗ [4].

Сучасні чисельні методи, реалізовані в програмних продуктах компанії AVL з використанням нового підходу, дозволяють збільшити частку досліджень на початкових етапах розробки нового двигуна [4]. Це дозволяє значно скоротити витрати ресурсів на створення конкурентоспроможних двигунів нового покоління.

Програмне забезпечення AVL, розроблене департаментом передових технологій моделювання [2, 3] (Advanced Simulation Technologies), можна умовно розділити на два класи:

- програми для моделювання динаміки рідини та газу в одновимірній і тривимірній постановці (програмні комплекси FIRE, BOOST та HYDSIM);
- програми для моделювання механічних систем за допомогою методів динаміки багатомасових систем (програмні комплекси EXCITE та CRUISE).

Програмне забезпечення AVL [2, 3] дозволяє проводити:

- моделювання процесів у паливних системах;
- моделювання сумішоутворення та згоряння;
- розрахунок характеристик ДВЗ та оцінку токсичності відпрацьованих газів;
- моделювання аеродинамічних потоків ззовні та з середини автомобіля (або силового відсіку);
- моделювання акустичних характеристик двигуна та автомобіля в цілому;
- оцінку рівня вібрації та акустичних характеристик силового приводу в цілому;
- прогнозування утомної міцності;
- трибологічні розрахунки;
- моделювання їзових циклів та токсичності відпрацьованих газів;
- моделювання гібридних силових установок з ДВЗ.

Комплекс AVL Fire – розрахунковий комплекс для аналізу двигунів внутрішнього згоряння, що спеціалізується на 2D та 3D моделюванні процесів газообміну, сумішоутворення та згоряння, а також формування токсичних компонентів [3]. Комплекс AVL Fire використовують при проектуванні двигуна для аналізу й оптимізації геометричної форми впускних каналів і камери згоряння, розрахунку вихрового числа й

коефіцієнта наповнення, параметрів закону паливоподачі й формування робочої суміші, процесів запалення, згоряння й утворення токсичних компонентів [3]. Також комплекс AVL Fire використовується для моделювання гідродинамічної кавітації в соплових отворах форсунок і розрахунках систем охолодження ДВЗ [3].

1.2. Вплив процесу упорскування палива на робочий процес дизельних двигунів

Згідно з даними літературного огляду та проведеного патентного пошуку [58–73], сучасними тенденціями в організації робочого процесу дизельного двигуна при роботі на штатному (дизельному) паливі є: використання мікропроцесорних систем керування, збільшення тиску упорскування палива, пошарове сумішоутворення, перехід від об'ємно-плівкового до об'ємного способу сумішоутворення [66, 68, 73]. В роботах закордонних авторів [74–84] розглянуто перспективи використання робочого циклу НССІ та його вплив на паливно-економічні та екологічні показники двигунів.

В роботах авторів розглядаються переваги використання системи рециркуляції відпрацьованих газів – exhaust gas recirculation (EGR) [21, 78, 85], та її вплив на показники двигуна.

В роботах [74, 79, 80–84, 85] розглядаються особливості роботи НССІ двигунів в залежності від способів формування паливоповітряної суміші та параметрів роботи системи EGR.

Керування тиском упорскування на поточних режимах роботи дизельного двигуна

Підвищення тиску упорскування збільшує інтенсивність подачі палива в камеру згоряння і в такий спосіб позитивно впливає на скорочення тривалості упорскування палива. Також при цьому поліпшується якість

розпилювання палива й скорочується час індукції, що позитивно впливає на показники робочого процесу.

Згідно з роботою [86] при підвищенні тиску упорскування до певного рівня відзначається зниження емісії оксидів азоту (NO_x) і твердих частинок (ТЧ) - (рисунок 1.1).

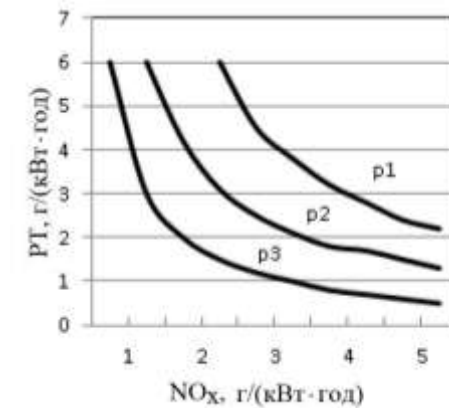


Рисунок 1.1. Вплив тиску упорскування палива на емісію оксидів азоту [86]

Керування формою характеристики упорскування палива

Одним з недоліків паливної апаратури дизельного двигуна без мікропроцесорної системи керування є залежність тиску упорскування палива від частоти обертання колінчастого валу й рівня навантаження.

При реалізації процесу упорскування палива за традиційною схемою з використанням паливного насоса високого тиску з механічним керуванням проблематично на кожному режимі роботи дизельного двигуна реалізувати двофазне і тим більше багатофазне упорскування. Без попереднього підупорскування паливо в камері згоряння запалюється повільно. Перспективною є організація подачі палива у дві стадії (фази) – пілотної дози малого об'єму (1–2 мм³) і далі основної дози палива [86].

Такий підхід до організації робочого процесу дизельного двигуна дозволить знизити затримку samozапалювання палива й змістити процес згоряння до об'ємного, коли паливо розподілене по об'єму камери згоряння запалюється одночасно в багатьох місцях, поліпшуючи тим самим повноту

його згоряння й знижуючи викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами (насамперед сажі й оксидів азоту).

Таким чином, зниження затримки самозапалювання палива шляхом подачі пілотної дози палива дозволяє реалізувати процес тепловиділення на ділянці «швидкого згоряння» більш плавно, у міру подачі палива в камеру згоряння й тим самим знизити жорсткість роботи двигуна, рівень шуму й вібрацій та поліпшити екологічні показники (рисунок 1.2).

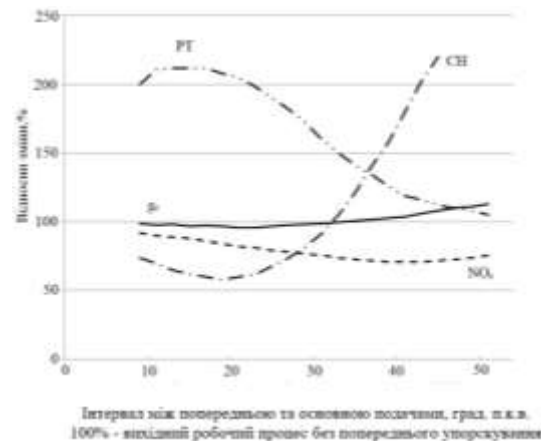


Рисунок 1.2. Вплив інтервалу між пілотною та основною подачами палива на токсичність відпрацьованих газів дизельного двигуна [86]

При реалізації багатофазного упорскування палива виділяють кілька ділянок [86]:

- раннє попереднє упорскування (для зниження рівня шуму й затримки самозапалювання палива), момент упорскування цієї дози встановлюється в діапазоні від 90 до 10° перед верхньою мертвою точкою (ВМТ);

- пізнє попереднє упорскування для зниження викидів шкідливих речовин і зменшення рівня шуму, момент упорскування цієї дози – від 40° перед ВМТ до 0°;

- плавне наростання інтенсивності упорскування основної дози палива (у діапазоні від 25° перед ВМТ до 15° після ВМТ);

- коротке підупорскування для інтенсифікації окислювання продуктів неповного згоряння палива (у діапазоні 50–75° після ВМТ);

– пізнє упорскування для періодичного відновлення оксидів азоту в нейтралізаторі (у діапазоні від 120 до 220° п.к.в. після ВМТ).

Керування кутом випередження упорскування палива

Установка ранніх кутів упорскування палива призводить до підвищення температури в циліндрі на початкових стадіях згоряння палива, що сприяє більш інтенсивному й повному вигорянню палива та супроводжується поліпшенням паливної економічності й зниженням рівня токсичності (продуктів неповного згоряння), але неминуче призводить до зростання рівня емісії оксидів азоту.

Більш пізні кути упорскування палива призводять до зниження максимальної температури циклу, відповідно зменшується рівень емісії оксидів азоту, але при цьому погіршуються показники паливної економічності й збільшується рівень викидів продуктів неповного згоряння палива.

Одним з перспективних напрямків організації робочого процесу дизельного двигуна при роботі на штатному та альтернативних видах палива є теплова ізоляція стінок камери згоряння [87].

Стінки камери згоряння покривають різними теплоізолюючими покриттями, наприклад пористими [87], що дозволяє підвищити пристінну температуру й поліпшити умови випаровування палива зі стінок камери згоряння, знизити ймовірність відкладення нагару на стінках, а у випадку використання пористих покриттів дозволяє організувати дифузійне згоряння в камері утвореній стінками поршня [87].

У результаті проведених досліджень автори [87] відзначають поліпшення процесу гомогенізації суміші палива з повітрям, зменшення втрат теплоти в стінки камери згоряння, що підвищить ефективність роботи дизельного двигуна.

Одними з перспективних сучасних напрямків організації робочого процесу дизельного двигуна є способи, що дозволяють реалізувати рівномірне заповнення камери згоряння дизельним паливом й, відповідно, зменшити нерівномірність розподілу по об'єму камери згоряння локальних коефіцієнтів надлишку повітря [60, 72].

Такі підходи були реалізовані двома основними шляхами: 1 – установка додаткової паливної форсунки у впускний канал дизельного двигуна, що подавала пілотну дозу палива (до 20 % від основної циклової подачі); 2 – використання багатофазного упорскування (від 3 до 10 підупорскувань) [73], за допомогою якого вдається реалізувати рівномірний розподіл паливоповітряної суміші в камері згоряння, що сприяє більш повному вигорянню палива.

На рисунку 1.3 наведено схему розташування основних елементів камери згоряння й паливних форсунок для способу реалізації робочого процесу дизельного двигуна з установкою додаткової паливної форсунки у впускному каналі.

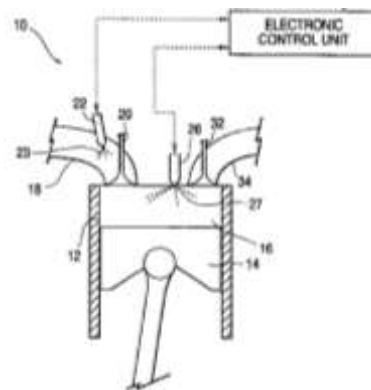


Рисунок 1.3. Реалізація робочого процесу дизельного двигуна з установкою додаткової паливної форсунки у впускному каналі [72]

Запропонований спосіб організації робочого процесу дизельного двигуна припускає упорскування палива першою форсункою (установленою у впускному каналі) за сигналом від електронного блоку керування на такті випуску, коли впускний клапан ще закритий.

Пілотна доза палива, потрапляючи на стінки впускного клапана й впускного каналу, випаровується й після відкриття впускного клапана на такті впуску надходить у камеру згоряння. Відповідно до режиму роботи дизельного двигуна за сигналом від електронного блоку керування основну дозу палива подає друга форсунка, розташована в головці циліндрів. При такому способі організації робочого процесу дизельного двигуна вдається поліпшити умови сумішоутворення й згоряння, знизити жорсткість роботи дизельного двигуна й поліпшити екологічні показники.

1.3. Чисельне моделювання робочих процесів дизельних двигунів

Підвищення вимог до паливної економічності й токсичності відпрацьованих газів сучасних дизельних двигунів зумовлює необхідність використовувати нові підходи до організації робочих процесів, альтернативні види палива та системи нейтралізації відпрацьованих газів [88–99].

Використання сучасних програмних комплексів дозволяє досліджувати робочі процеси ДВЗ із використанням методу чисельного експерименту.

Найбільш інформативними є методики чисельних досліджень робочих процесів ДВЗ, реалізовані в програмному комплексі AVL Fire [100].

При цьому є можливість розглядати роботу двигуна в цілому разом із трансмісією й автомобілем [100].

У результаті таких чисельних експериментів з'являється можливість детально проаналізувати показники двигуна в складі транспортного засобу й одержати, наприклад розподіл характеристик токсичності відпрацьованих газів у грамах на 100 км пробігу автомобіля [100].

Досліджуючи параметри робочих процесів на характерних режимах, можна комплексно оцінювати ефективність впливу конструктивних, регулювальних і режимних параметрів двигуна після модернізації на показники паливної економічності й токсичності відпрацьованих газів.

Алгоритм чисельного моделювання робочого процесу дизельного двигуна наведено на рисунку 1.4.

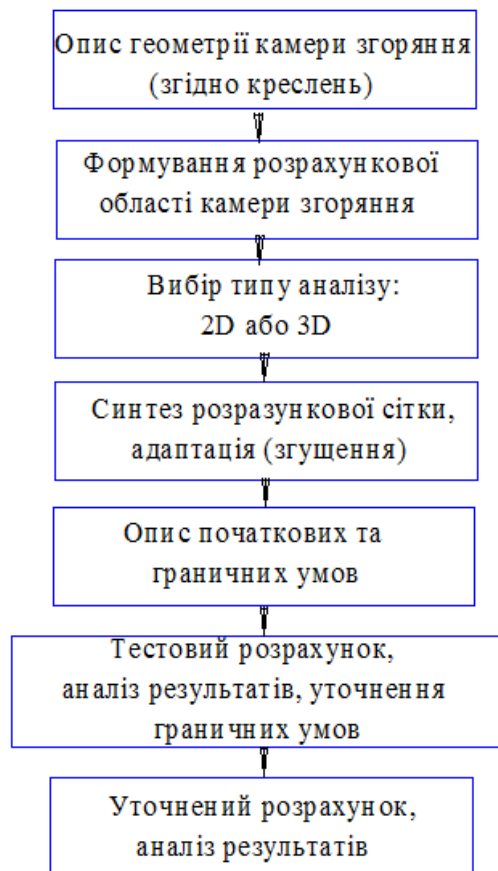


Рисунок 1.4. Алгоритм чисельного моделювання робочого процесу дизельного двигуна

Згідно з алгоритмом (рисунок 1.4), при чисельному моделюванні робочого процесу дизельного двигуна треба сформувати геометрію камери згоряння, потім сформувати розрахункову область (зліпок з об'єму, який утворюється деталями камери згоряння), спростити розрахункову область (за необхідності), виділити фрагмент (сектор), за необхідності. Далі для розв'язання задачі у тривимірній осесиметричній постановці, сформувати розрахункову сітку, провести її адаптацію поблизу твердих стінок (для коректного моделювання пристінних ефектів), описати початкові та граничні умови (на підставі даних експерименту, попередніх розрахунків та результатів інших авторів). Далі виконати тестовий розрахунок,

проаналізувати результати чисельного моделювання, порівняти отримані результати з даними експерименту, попередніх розрахунків та результатів інших авторів, скорегувати (за необхідності) граничні умови та провести уточнений розрахунок.

Приклад розрахункової сітки для чисельного моделювання робочого процесу дизельного двигуна наведено на рисунку 1.5 [101].

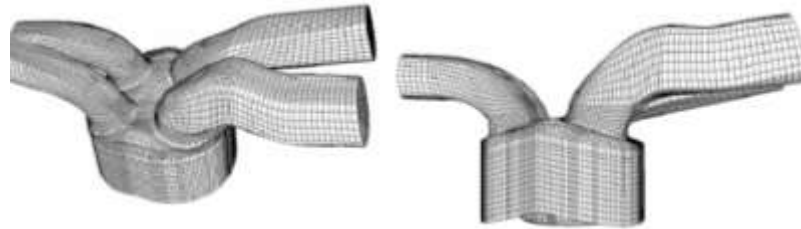


Рисунок 1.5 Приклад розрахункової сітки для чисельного моделювання робочого процесу дизельного двигуна (150 тис. розрахункових комірок)

Розрахункова область та сітка містить впускні та випускні канали й область, яка описує об'єм камери згоряння. Чисельне моделювання було проведено з використанням програмного комплексу KIVA [101].

Перевагою такого підходу (коли розглядається повнорозмірна розрахункова область, що має об'єм камери згоряння, підобласті впускних та випускних каналів й клапанів) полягає у тому, що в розрахунку є можливість врахувати вплив завихрення повітря в каналах та локальні пульсації тисків. До недоліків розгляду повнорозмірної задачі можна віднести значні витрати ресурсів на її розв'язання.

В роботі автора [102] розглядається робочий процес дизельного двигуна у тривимірній осесиметричній постановці (рисунок 1.6).

Основною перевагою такого підходу (чисельне моделювання робочого процесу дизельного двигуна у тривимірній осесиметричній постановці)

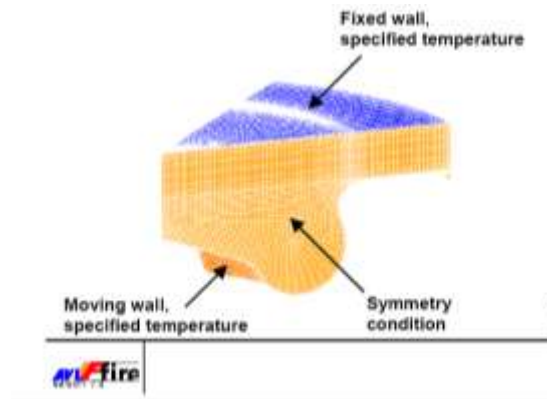


Рисунок 1.6. Фрагмент камери згоряння дизельного двигуна та приклад опису розрахункової сітки [102]

полягає у значній економії часу на розв'язання задачі та можливості розглянути більше розрахункових варіантів за фіксований проміжок часу. Також до переваг такого підходу слід віднести менші вимоги до можливостей обчислювальної техніки.

На рисунку 1.7 наведено приклад розподілу масової частки сажі (твердих частинок) у меридіональному перетині камери згоряння [102].

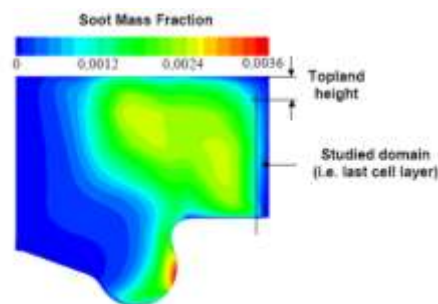


Рисунок 1.7. Приклад розподілу масової частки сажі (твердих частинок) у меридіональному перетині камери згоряння

Основною перевагою чисельного моделювання робочого процесу дизельного двигуна є можливість отримувати, як локальні значення досліджуваних параметрів (тиск, швидкість, температура, концентрація – рисунок 1.7) так і їх осереднені по об'єму камери згоряння значення [102].

Приклад порівняння розрахункових та експериментальних індикаторних діаграм для дизельного двигуна наведено на рисунку 1.8 [103].

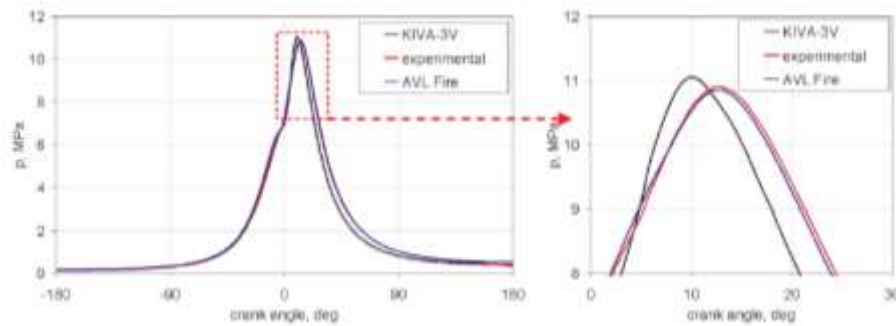


Рисунок 1.8. Приклад порівняння розрахункових та експериментальних індикаторних діаграм

Як видно з наведених результатів (рисунок 1.8) при використанні чисельних методів для моделювання робочого процесу дизельного двигуна вдається домогтися узгодження результатів розрахунку на експерименту, що свідчить про перспективність такого підходу.

1.4. Постановка спряжених задач термогазодинаміки

Розв'язання спряжених задач газ – стінка та відповідно спільна оцінка параметрів робочого процесу з оцінкою показників теплонапруженого стану деталей ДВЗ дозволяє вирішити цілий ряд проблем, що виникають у процесі розробки двигунів нової конструкції та доведення існуючих.

Суб'єктивний внесок в опис граничних умов задачі теплопровідності призводить до викривлення реального розподілу граничних умов по теплообмінній поверхні досліджуваних деталей, не дає змоги враховувати конструктивні особливості конкретного двигуна та спричиняє зниження точності результатів чисельного моделювання [58, 104].

Процес тепломасообміну в ДВЗ є надзвичайно складним, навіть на сталих режимах, (особливо в дизельних двигунах для яких характерні високі значення градієнтів температур та швидкостей потоку), це пов'язано з малим часом робочого циклу, складною конфігурацією деталей камері згоряння, зворотно-поступальним рухом поршня та клапанів, наявністю декількох робочих тіл (газ, паливо, охолоджуюча рідина та мастило) та використанням

матеріалів з різко відмінними теплофізичними властивостями (сталі, чавуни, алюмінієві сплави та інш.).

Вивченням процесу теплообміну в дизельних двигунах займалися багато вчених [105-110]. Найбільші складності при моделюванні теплообмінних процесів в циліндрі дизельних двигунів виникають при описі закону змінення граничних умов задачі теплопровідності та заданням значень самих граничних умов.

Особливо ця проблема актуальна при моделюванні процесів теплообміну у пограничному шарі. Виділяють гідродинамічний та тепловий пограничний шар. Течія в пограничному шарі може бути ламінарною та турбулентною (ламінарна течія може переходити в турбулентну). Для турбулентного пограничного шару характерним є те, що в пристінній ділянці є тонкий в'язкий ламінарний прошарок у якому, на межі розділу рідина-тверда стінка – швидкість дорівнює нулю.

В процесі течії поблизу твердої стінки (завдяки силам в'язкості) утворюється тонкий шар загальмованої рідини, в межах якої швидкість змінюється від нуля на поверхні тіла до швидкості потоку (на віддаленні від тіла) - гідродинамічний пограничний шар. Тепловий пограничний шар – це шар рідини поблизу твердої стінки в межах якого температура змінюється від температури рідини до температури стінки. Тобто зміна температури рідини виникає у тонкому прошарку поблизу твердих стінок. Товщини гідродинамічного та теплового пограничних шарів є нерівними та залежать від властивостей рідини та поверхні твердої стінки.

Стосовно ДВЗ (особливо дизельних двигунів) слід ще виділити так званий фронт (прошарок) гасіння полум'я, у якому температура газу різко знижується до рівня 800-850 К. В цьому прошарку паливо не горить, а піддається піролізу, з формуванням незгорівших вуглеводнів та твердих часточок [111].

На рисунку 1.9 наведено приклад аналітичного розрахунку профілю температури в пограничному шарі при заданій температурі стінки [112].

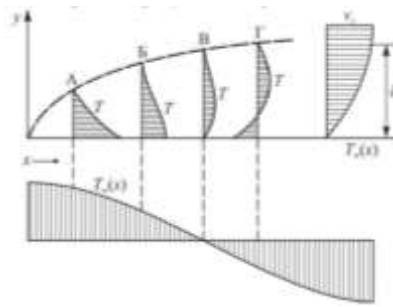


Рисунок 1.9. Профіль температури в пограничному шарі при заданій температурі стінки

Результат отримано за залежністю виду (закон Фур'є)

$$q_w = -\lambda \left. \frac{dT}{dy} \right|_w. \quad (1.1)$$

Як видно з результатів розрахунку (рисунок 1.9) профіль температури у пограничному шарі відповідає профілю для випадку постійної температури T_w при ($\alpha > 0$), але нижче за потоком є точки з від'ємними значеннями ($\alpha < 0$).

Тобто моделювання процесу теплообміну у пограничному шарі, особливо при розв'язанні спряженої задачі термогазодинаміки – це дуже складна багатофакторна задача, яка потребує уточнень та подальших досліджень.

Згідно з рекомендацій авторів [113] при описі задачі спряженого теплообміну замість ГУ використовують рівність температур робочого тіла та твердого тіла на поверхні стінки та рівність теплових потоків.

Основні рівняння - диференціальне рівняння теплопровідності, закон Ньютона-Ріхмана, закон Фур'є, рівняння нерозривності, кількості руху та енергії, рівняння стану газу, рівняння, які описують зміну в'язкості та теплопровідності газу від температури [113].

При чисельному розв'язанні спряженої задачі розрахункову область покривають сіткою, в вузлових точках якої визначають значення сіткових функцій. При цьому, крім виконання умов сталості величини теплового

поток на межі розподілу, також важливе забезпечення зміни теплофізичних властивостей крізь границю “газ - тверде тіло” [113].

Але вищезгаданий підхід [113] не завжди є виправданим, тому що, наприклад, при розв’язанні спряженої задачі у проточній частині порожнини охолодження головки циліндра, на певних режимах охолоджуюча рідина у пристінному шарі може закипати. Це призводить до інтенсифікації процесу теплообміну шляхом вимушеної конвекції. Для таких випадків доцільно використовувати ГУ 3-го роду [114].

Так, для математичного моделювання теплонапруженого стану кришки циліндра проф. Чайнов М.Д. рекомендує для точного опису граничних умов з боку теплосприймаючої поверхні проводити локалізацію осередненого по поверхні коефіцієнта тепловіддачі у відповідності з результатами роботи [114]. Середні та локальні значення коефіцієнта тепловіддачі з боку камери згоряння вздовж радіуса циліндра наведено на рисунку 1.10. [114].

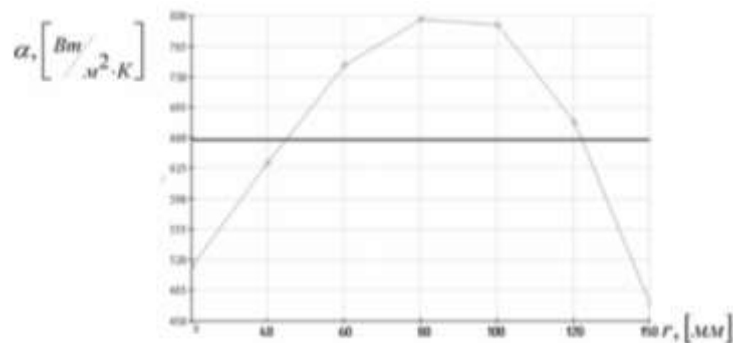


Рисунок 1.10. Середні та локальні значення коефіцієнта тепловіддачі з боку камери згоряння вздовж радіуса циліндра

Локалізація проводилася з урахуванням рівності теплового потоку у відповідності з залежністю [114]

$$\alpha_{cp} \cdot F_{кришки} = \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot F_i. \quad (1.2)$$

На основі проведеного дослідження авторам [114] вдалося відтворити температурне поле кришки циліндра з урахуванням можливого закипання

охолоджуючої рідини на деяких ділянках теплообмінної поверхні з боку порожнини охолодження.

В роботі авторів [115] проведено моделювання великих вихорів у циліндрі ДВЗ з розв'язанням задачі спряженого теплообміну. Виконано прогнозну оцінку впливу граничних умов задачі теплопровідності, описаних на стінках циліндра, на особливості течії газу в циліндрі двигуна. В одному випадку використовувалася постійна температура стінок, в іншому – використовувався підхід по моделюванню спряженої теплопередачі для отримання змінної у просторі та часі температури стінки. Результати чисельного моделювання [115] наведено на рисунку 1.11.

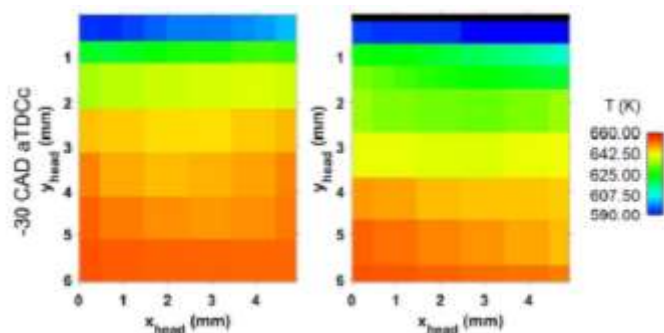


Рисунок 1.11. Осереднені температурні поля у пограничному шарі

З наведених результатів (рисунок 1.16) видно, що температура газу у пограничному шарі знижується до рівня 590 К.

На рисунку 1.12. наведено результати розв'язання спряженої задачі для вогневої поверхні поршня [115].

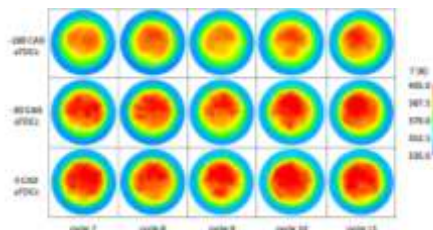


Рисунок 1.12. Зміна температури вогневого днища поршня в залежності від положення колінчастого валу

Як видно з наведених результатів (рисунок 1.12) температура вогневої поверхні поршня змінюється від 335 до 405 К.

Узагальнені результати по зміні осередненої температури по вогневій поверхні головки, циліндра та поршня за результатами розв'язання спряженої задачі наведено на рисунку 1.13 [115].

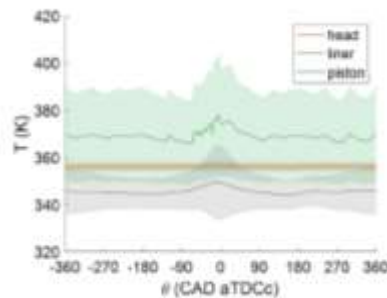


Рисунок 1.13. Зміна осередненої температури по вогневій поверхні головки, циліндра та поршня за результатами розв'язання спряженої задачі

З результатів (рисунок 1.13) видно, що осереднена температура на поверхні головки циліндра не перевищує 355 К; циліндра – 350 К, а поршня – 375 К.

В роботі авторів [116] розглядається спряжена задача термогазодинаміки для аналізу теплового стану поршня ДВЗ. Задача вирішується з використанням двох методів опису граничних умов:

- опис на теплообмінній поверхні поршня розподілу теплового потоку, осередненого за цикл;
- опис на теплообмінній поверхні поршня розподілу коефіцієнту тепловіддачі та температури, осередненої за цикл.

Граничні умови 2-го роду (рисунок 1.14) використовувалися для опису процесу тепловідводу від поршня до гільзи циліндра [116].

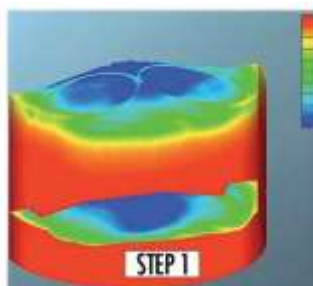


Рисунок 1.14. Розподіл граничних умов теплообміну на поверхні поршня

Приклад розподілу осередненого коефіцієнта тепловіддачі, отриманого за результатом розрахунку робочого циклу, по вогневому днищу поршня наведено на рисунку 1.15 [116].

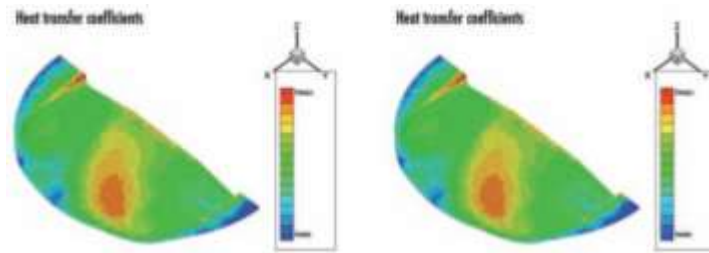


Рисунок 1.15. Розподіл осередненого коефіцієнта тепловіддачі, отриманого за результатом розрахунку робочого циклу, по вогневому днищу поршня

Як видно з результатів (рисунок 1.15) відмічається явно виражений локальний характер розподілу осередненого коефіцієнта тепловіддачі по вогневому днищу поршня. Такі особливості розподілу осередненого коефіцієнта тепловіддачі вкрай важко описати з використанням класичних методик [108-110], тому дослідження теплонапруженого стану деталей камери згоряння ДВЗ з розв'язанням спряжених задач термогазодинаміки є найбільш перспективним шляхом підвищення точності та інформативності результатів моделювання.

1.5. Особливості організації робочого процесу НССІ двигунів

Останнім часом найбільш актуальною є проблема поліпшення екологічних показників дизельних двигунів. Однією з ключових проблем при організації робочого процесу дизельного двигуна є необхідність удосконалення процесів сумішоутворення для зменшення ділянок камери згоряння локально багатих паливом або повітрям. Наявність таких ділянок призводить до зменшення повноти згоряння палива, підвищення локальних температур в камері згоряння та різкому зростанню викидів твердих часточок та NO_x .

Гомогенізація паливоповітряної суміші в камері згоряння дизельного двигуна дозволяє підвищити повноту згоряння палива та уникати поступового розповсюдження фронту полум'я по об'єму камери згоряння, на периферійних ділянках якого формуються “швидкі” NO_x , частка яких може досягати 20-30% від загальних викидів NO_x .

Одним з найбільш перспективних напрямків подолання вищезгаданих проблем в дизельному двигуні є НССІ процес.

Перевагою НССІ процесу є можливість підвищити повноту згоряння палива, знизити локальні температури полум'я та майже уникнути формування “швидких” NO_x , що позитивно позначиться на паливно-економічних та екологічних показниках дизельного двигуна.

Згідно проведеного літературного огляду [117-126] НССІ процес у дизельному двигуні можливо реалізувати з використанням таких методів:

- однофазне (раннє) упорскування палива (200 – 30 град. п.к.в. до ВМТ) ;
- двофазне упорскування – перша доза палива (240 – 34 град. п.к.в. до ВМТ); - друга доза палива (30 град. п.к.в. до ВМТ - 20 град. п.к.в. після ВМТ);
- багатофазне упорскування палива (3-5 підупорскувань).

Далі наведено схему реалізації робочого процесу дизельного (а) та НССІ (б) двигунів (рисунок 1.16).

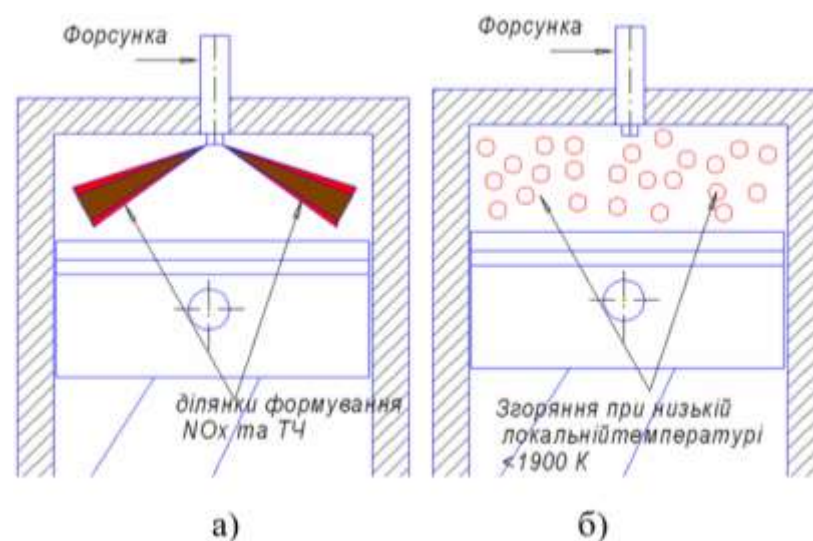


Рисунок 1.16. Схема реалізації робочого процесу дизельного (а) та НССІ (б) двигунів

Межі ефективної роботи НССІ двигуна наведено на рисунку 1.17 [118].

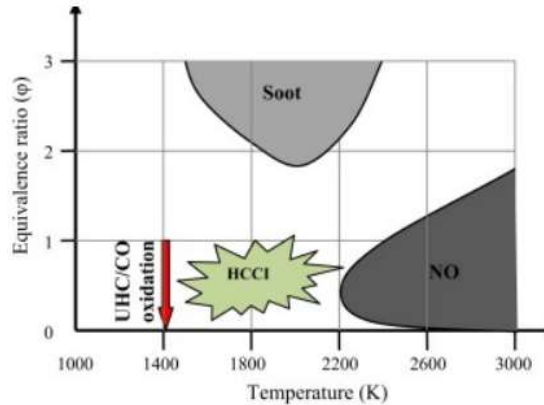


Рисунок 1.17. Межі ефективної роботи НССІ двигуна

Як видно з результатів (рисунок 1.17), НССІ двигуни працюють в інтервалі температур у циліндрі з 1600 до 2200 К. Найбільш ефективно – у межах 1800 К, що нижче ніж у традиційних дизельних двигунів на 150 – 250 К.

Така особливість реалізації робочого процесу НССІ двигуна дозволяє організувати процес згоряння дизельного палива при більш низькій локальній та максимальній температурах у циліндрі, що сприяє зниженню викидів NO_x («термічних» та «швидких»). А збільшення повноти згоряння палива сприяє зниженню масового викиду незгорілих вуглеводнів та твердих частинок.

На рисунку 1.18 наведено порівняльні експериментальні індикаторні діаграми дизельного двигуна при роботі за циклом Дизеля та НССІ при використанні дизельного та сумішевих палив [119].

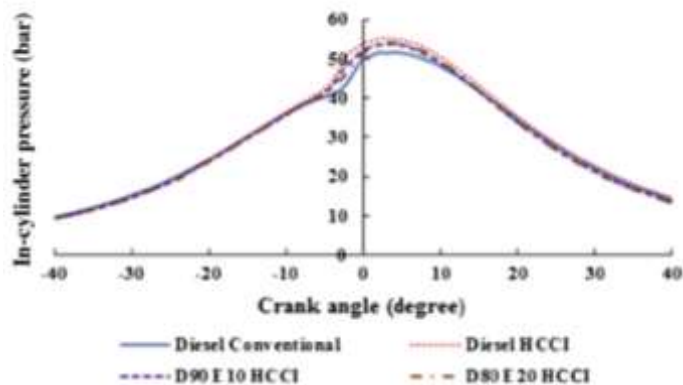


Рисунок 1.18. Порівняння індикаторних діаграм [119]

Автори роботи [119] не використовували систему рециркуляції відпрацьованих газів EGR, тому при дослідженні циклу HCCI момент samozapалення паливоповітряної суміші був 6,7 град. п.к.в. до ВМТ (штатний 5 град. п.к.в. до ВМТ), а максимальний тиск згоряння був більший ніж у варіанта, що працює за циклом Дизеля.

На рисунку 1.19 наведено порівняння моментів samozapалення палива в залежності від способу реалізації робочого процесу та виду палива [119].

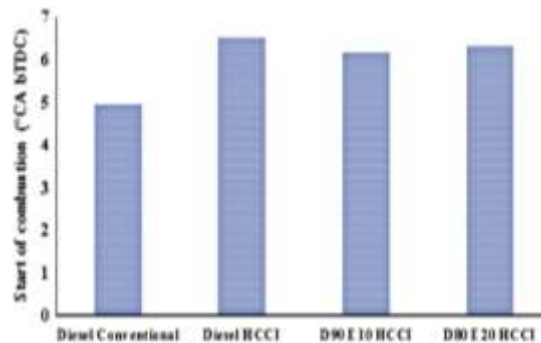


Рисунок 1.19. Порівняння моментів samozapалення палива в залежності від способу реалізації робочого процесу та виду палива

Як видно з наведених результатів (рисунок 1.19) у HCCI двигуна паливо починає горіти майже на 2 град. п.к.в. до ВМТ раніше ніж у дизельного двигуна. Це пояснюється тим, що автори не використовували систему EGR, а гомогенізована паливоповітряна суміш має схильність до більш раннього samozapалення.

Стратегія реалізації робочого процесу HCCI двигунів

В роботах авторів [117, 120] розглянуті основні стратегії та етапи реалізації робочого процесу HCCI двигунів. На рисунку 1.20 наведено схему дослідного HCCI двигуна 4ЧН8,7/9,2 з системою EGR [120].

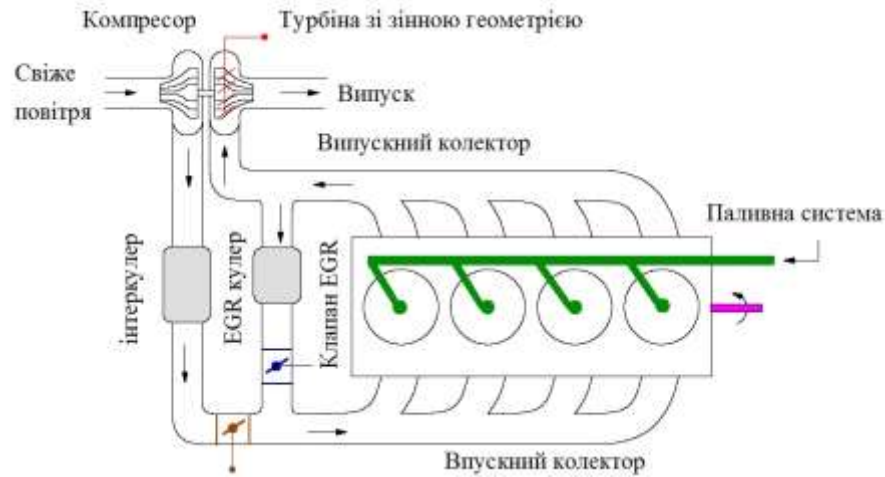


Рисунок 1.20. Схема дослідного НССІ двигуна 4ЧН8,7/9,2 з системою EGR

Згідно роботи [117] порівняння основних характеристик дизельного та НССІ двигунів наведено у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Порівняння основних характеристик дизельного та НССІ двигунів

	Дизельний двигун	НССІ двигун
Стратегія упорскування палива	упорскування поблизу ВМТ	раннє упорскування
Режим згоряння	дифузійний	попередньо змішаний
Запалення	самозапалення, контролюється часом упорскування	самозапалення, контролюється хімічною кінетикою
Температура згоряння	частково висока	відносно низька
NO _x	високі значення викидів, обумовлені високою температурою згоряння	низькі значення викидів, обумовлені зниженою температурою згоряння
Сажа	високі значення викидів, обумовлені режимом згоряння	низькі значення викидів, обумовлені гомогенним складом паливоповітряної суміші

В таблиці 1.2 наведено огляд існуючих стратегій реалізації робочого процесу НССІ двигуна для варіанту однофазного упорскування палива [117].

**Огляд існуючих стратегій реалізації робочого процесу для варіанту
однофазного упорскування палива**

Автори	Кут випередження упорскування
	град. п.к.в. до ВМТ
Benajes та інші [121]	33-24
Kim та Lee [122]	70-20
Kook та інші [123]	200-50

В роботі авторів [117] приведено результати порівняльного дослідження - зміни тиску та інтенсивності тепловиділення в циліндрі дизельного та НССІ двигунів в залежності від моменту упорскування пілотної дози палива та від об'єму пілотної дози (рисунок 1.21).

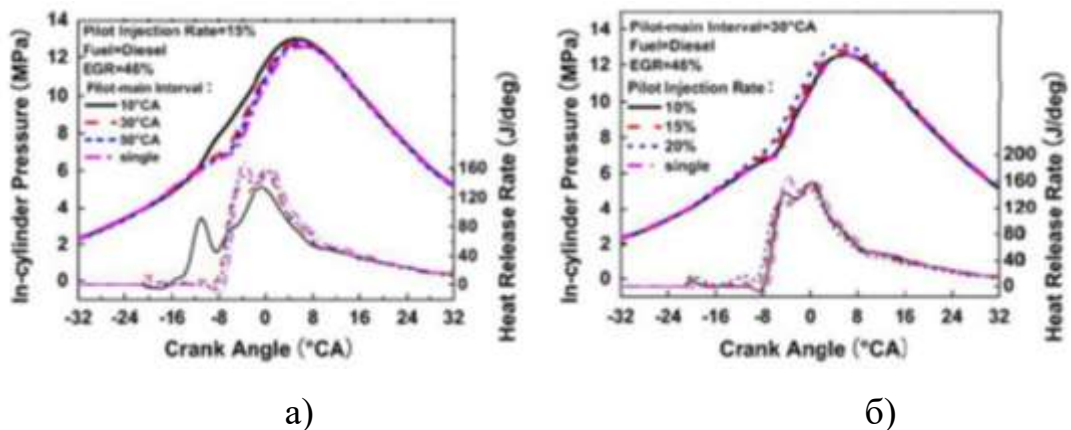


Рисунок 1.21. Зміна тиску та інтенсивності тепловиділення в циліндрі дизельного та НССІ двигунів в залежності від моменту упорскування пілотної дози палива (а) та від об'єму пілотної дози (б)

Як видно з наведених результатів (рисунок 1.21) ефективно впливати на процес згоряння палива в циліндрі дизельного двигуна дозволяють:

- момент упорскування пілотної дози палива;
- об'єм пілотної дози палива;
- налаштування системи EGR.

В таблиці 1.3 наведено огляд існуючих стратегій реалізації робочого процесу НССІ двигуна для варіанту двофазного упорскування палива [117].

**Огляд існуючих стратегій реалізації робочого процесу для варіанту
двофазного упорскування палива**

Автори	Кут випередження упорскування першої дози палива	Кут випередження упорскування другої дози палива
	град. п.к.в. до ВМТ	град. п.к.в. до ВМТ
Coskun та інші [124]	240	30-15
Torregrosa та інші [125]	34	26-8
Kim та Lee [126]	60	0 – 20 після ВМТ

Реалізація робочого процесу дизельного двигуна з використанням багатофазного упорскування (від 3 до 10 підупорскувань) є більш перспективною, ніж способи, описані вище. При багатофазному упорскуванні палива з використанням системи EGR вдається домогтися майже гомогенної паливоповітряної суміші в циліндрі дизельного двигуна з організацією процесу згоряння в об'ємі КЗ (НССІ двигун) [127-130].

Розглянутий спосіб організації робочого процесу дизельного двигуна з використанням багатофазного упорскування дозволяє істотно знизити жорсткість роботи двигуна за рахунок зниження швидкості наростання тиску й температури при згорянні палива, знизити максимальну температуру робочого циклу та поліпшити екологічні показники дизельного двигуна [127-132].

По результатам проведеного огляду можна зазначити, що реалізація робочого процесу НССІ двигуна в поєднанні з системою EGR дозволяє поліпшити екологічні показники дизельного двигуна, але налаштування системи та вибір раціональних параметрів (кількості підупорскувань, об'єму доз палива та тривалості їх упорскування, параметрів роботи системи EGR та урахування теплофізичних властивостей палива за допомогою, наприклад датчиків складу палива) потребує подальших експериментальних та розрахунково-теоретичних досліджень.

Альтернативними методами поліпшення екологічних показників дизельних двигунів є використання мікродомішок водню [133], або встановлення систем фільтрації відпрацьованих газів [134] у складі системи EGR. Такі методи дозволяють поліпшити екологічні показники дизельного двигуна з мінімальним втручанням в його конструкцію.

1.6. Сучасні методи підвищення якості моделювання процесів в ДВЗ

1.6.1. Моделювання процесів упорскування та розпилювання палива в дизельних двигунах

Умови протікання процесу сумішоутворення впливають на процеси згоряння та формування токсичних речовин у циліндрі дизельного двигуна. Зі збільшенням швидкохідності, тиску упорскування палива й ступеня стиснення у сучасних дизельних автотракторних двигунах виникає необхідність додатково досліджувати вплив конструктивних і режимних факторів на процеси упорскування та сумішоутворення, особливо при використанні альтернативних палив [135-137].

Оптимізація геометрії розпилювача форсунки (об'єм колодязя розпилювача, кількість і розташування соплових отворів розпилювача, їх діаметри та радіуси з'єднання з розпилювачем) дозволяє підвищити паливно-економічні й екологічні показники сучасних дизельних двигунів [136-142].

Виникнення гідродинамічної кавітації в соплових отворах розпилювача форсунки негативно позначається на характеристиці упорскування й розпилювання палива, призводить до збільшення далекобійності паливних факелів і відповідно до збільшення частки плівкості, погіршення екологічних показників дизельного двигуна, а також знижує ресурс розпилювача [143-152].

Експериментальні дослідження процесів упорскування й розпилювання палива дозволяють із високою точністю оцінювати вплив конструктивних і

режимних факторів на ці процеси, але такі дослідження пов'язані зі значними витратами ресурсів [98, 104].

Поєднання чисельних та експериментальних методів дослідження при доведенні двигуна дозволяє отримати прийнятні результати у стислий термін з мінімальними витратами ресурсів [98, 104, 149].

Підвищення показників сучасних форсованих дизельних двигунів неможливо уявити без всебічного дослідження процесів упорскування та розпилювання палива.

На рисунку 1.22 наведено приклад дослідження процесу упорскування палива у секторі камери згоряння дизельного двигуна [153].

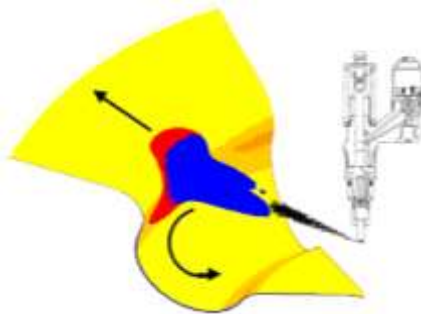


Рисунок 1.22. Візуалізація процесу упорскування палива з використанням чисельних методів [153]

Автор роботи вивчав особливості процесу утворення твердих частинок у камері згоряння сучасного дизельного двигуна, залежно від режимних факторів та особливостей згоряння, з урахуванням впливу старіння моторного мастила на формування викидів твердих частинок.

Отримані авторами [154] експериментальні залежності дозволяють, при подальшому чисельному моделюванні процесів упорскування та згоряння, порівняти результати експерименту й розрахунку та внести певні зміни, наприклад в опис граничних умов або в опис залежності випаровування крапель палива на зовнішньому фронті паливного факела.

Концептуальну модель згоряння паливного факела наведено на рисунку 1.23 [155].

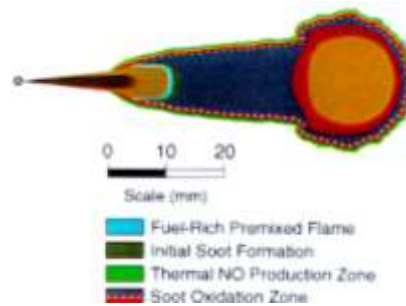


Рисунок 1.23. Концептуальна модель згоряння паливного факела

У загальному вигляді концептуальна модель згоряння паливного факела складається з таких основних підобластей: підобласть, збагачена паливом, на якій виникає фронт полум'я; підобласть, в якій починається формування сажі (твердих частинок); підобласть формування оксидів азоту (NO) згідно з термічним механізмом Я. Б. Зельдовича; підобласть окислювання сажі (твердих частинок).

Процес формування та розповсюдження паливного факела, особливо процес формування первинного полум'я, у камері згоряння є дуже складним та багатофакторним [156], а вивчення цих процесів – перспективним напрямом наукових досліджень.

1.6.2 Моделювання процесів тепломасообміну в системах охолодження дизельних двигунів

Розвиток сучасного двигунобудування йде шляхом поліпшення екологічних показників двигунів, збільшення рівня форсування й підвищення моторесурсу [157, 158]. Зростання теплового навантаження призводить до збільшення кількості тепла, що відводиться у систему охолодження, та з відпрацьованими газами. Це зумовлює необхідність підвищення ефективності роботи системи охолодження двигуна й вимагає додаткових розрахункових та експериментальних досліджень.

Закипання охолоджуючої рідини призводить до інтенсифікації тепловіддачі від поверхонь теплообміну, а наявність застійних зон у

порожнині охолодження спричиняє утворення парової плівки, що погіршує тепловіддачу [159].

Наявність таких змінних ділянок призводить до збільшення температурних градієнтів і сприяє збільшенню рівня теплової напруженості деталей КЗ.

Зниження рівня температур теплонапружених деталей КЗ, для підвищення їхньої надійності, можливе за рахунок удосконалювання систем охолодження.

Розвиток сучасних чисельних методів і програмних комплексів, що використовують технології computational fluid dynamic (CFD) (обчислювальна аерогідродинаміка), дозволяє моделювати процеси течії рідини та газу в каналах складної форми, процеси сумішоутворення й згоряння, формування токсичних компонентів і процеси фазового переходу [158, 159].

Дослідженнями тепломасообмінних процесів у ДВЗ та у порожнинах охолодження головки циліндрів займалися багато вчених [158-163]. У роботах [159-163] наведені методологія й результати чисельного моделювання теплообміну в порожнинах охолодження блочних та індивідуальних головок циліндрів ДВЗ.

Так, на прикладі індивідуальної головки циліндра показано, що збільшення навантаження на двигун з 25 до 100 % призводить до збільшення теплового навантаження на систему охолодження й погіршує умови роботи вогневого днища головки циліндра – одного з найбільш теплонапружених елементів деталей камери згоряння [164].

Температура перетинки між отворами під сідла випускних клапанів на режимі з навантаженням 25 % не перевищує 105 °С, а на режимі з навантаженням 100 % – досягає 350 °С, при цьому на периферійних ділянках вогневого днища температура не перевищує 200 °С [164]. Такий температурний перепад призводить до виникнення значних теплових

деформацій і термопружних напружень вогневого днища та погіршує умови роботи головки циліндра [164].

Використання CFD програмних комплексів дозволяє у тривимірній постановці моделювати в'язкі, турбулентні течії охолоджуючої рідини в системі охолодження ДВЗ. Для моделювання турбулентної течії охолоджуючої рідини в роботах [164, 165] рекомендується використати $k-\varepsilon$ модель турбулентності, що дозволяє з високою точністю стосовно течії рідини в каналах складної форми, моделювати турбулентну течію.

Для дослідження внутрішньоциліндрового теплового балансу, розрахунку значень коефіцієнтів тепловіддачі від газу до стінок та оцінки зміни рівня теплового навантаження на головку циліндрів при зміні режиму роботи дизельного двигуна в роботах [161-163] використовується формула Вошні.

Велике значення в дослідженні теплообмінних процесів у камері згоряння тепловозних дизельних двигунів має робота проф. Г.Б. Розенбліта [110]. У ній розглядалися порівняльні результати розрахунку коефіцієнта тепловіддачі від газу до стінок камери згоряння, розраховані за формулами Нуссельта, Бирлінг-Нуссельта, Стамбуліану, Ехельберга, Аннанда, Вошні та ін.

1.6.3. Сучасні підходи з поліпшення умов роботи поршнів двигунів

Розрахунок теплонапруженого та деформованого стану поршнів двигунів проводять для оцінки умов їх роботи залежно від зміни режимних параметрів, виду палива та мастила, зміни конструкції поршня або деталей циліндро-поршневої групи та кривошипно-шатунного механізму.

Ці розрахунки дозволяють отримати дані про розподіл температур, напружень та деформації поршня та обрати раціональні значення зазорів у парах тертя, умов масляного охолодження та з використанням певних методик [166-168] оцінити ресурс поршня.

Одним з перспективних матеріалів для виготовлення поршня є сталь. У порівнянні з алюмінієвими сплавами, сталь має істотно менший коефіцієнт лінійного розширення, що дозволяє досягти значно меншої термомеханічної деформації поршня, у першу чергу його головки. Це в експлуатації дозволяє забезпечити надійну роботу двигуна з мінімальними зазорами в парі поршень - циліндр. Що позитивно впливає на підвищення паливної економічності й зниження рівня токсичності відпрацьованих газів. Також сталь істотно перевищує алюмінієві сплави по міцності, що позитивно позначається на ресурсі такого поршня й двигуна в цілому.

До недоліків сталі можна віднести високий коефіцієнт тертя в парі поршень-гільза циліндра і складності, пов'язані з технологічним процесом формування деталей складної конфігурації.

Таким чином, дослідження, спрямовані на пошук шляхів по розробці технології виготовлення поршнів для дизельних двигунів зі сталі, розрахункова й експериментальна оцінки теплонапруженого і деформованого стану поршня та доведення конструкції є важливим і пріоритетним напрямком розвитку сучасного двигунобудування.

Випуском тонкостінних сталевих поршнів для транспортних дизельних двигунів займаються такі компанії, як Mercedes, Caterpillar та MANLE [169-171]. Так, компанія Mercedes випускає сталеві поршні для дизельного двигуна Mercedes-Benz E-class (E350 BlueTEC) [169]. Використання сталевих поршнів дозволило підвищити рівень форсування, паливну економічність і знизити рівень токсичності відпрацьованих газів [169, 172].

Приклад конструкції тонкостінних сталевих поршнів для двигуна Отто наведено на рисунку 1.24.



Рисунок 1.24. Приклад конструкції тонкостінних сталевих поршнів для двигуна Отто [173]

Моделюванням теплонапруженого й деформованого стану поршня займаються багато дослідників [166-181]. Для підвищення точності й інформативності результатів моделювання рекомендують розглядати групи деталей для урахування спільної термомеханічної деформації, наприклад при дослідженні теплонапруженого стану поршня, рекомендують розглядати задачу по аналізу теплонапруженого стану поршня разом з поршневим пальцем. Це дозволяє більш коректно описати схему закріплення поршня й змодельовати умови його роботи [174].

Приклад розрахункової області, яка містить поршень, поршневий палець та фрагмент шатуну, що запропонована авторами [173] наведена на рисунку 1.25.

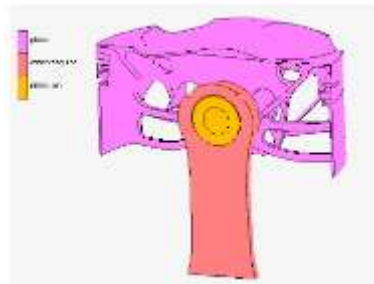


Рисунок 1.25. Приклад розрахункової області, яка містить поршень, поршневий палець та шатун

Розрахункове температурне поле тонкостінного сталевого поршня наведено на рисунку 1.26 [173].

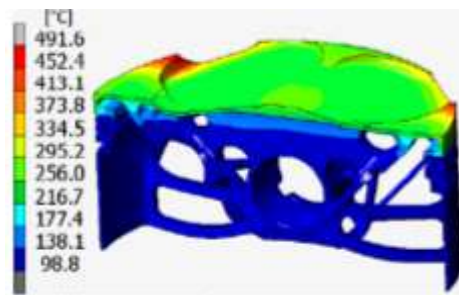


Рисунок 1.26. Розрахункове температурне поле тонкостінного сталевого поршня

1.6.4. Сучасні підходи з поліпшення умов роботи головок циліндрів дизельних двигунів

Головка циліндрів сучасних автотракторних та тепловозних дизельних двигунів є одним з найбільш теплонапружених елементів камери згоряння. Обов'язковою умовою для подальшого удосконалення конструкції головки циліндрів форсованих двигунів є розрахунково-теоретичний та експериментальний аналіз теплонапруженого стану та деформацій головки циліндрів.

Отримання експериментальних даних про розподіл напружень та деформацій в головці циліндрів навіть при використанні безмоторних стендів пов'язано зі значними технічними труднощами, а на працюючому двигуні – у край важко [182, 183].

Дослідженню теплообмінних процесів у головках циліндрів були присвячені роботи [110, 182-187], серед яких можна виділити фундаментальну роботу проф. Г.Б. Розенбліта [110], у якій наводяться результати експериментальних досліджень стаціонарних та нестаціонарних процесів складного теплообміну в головці циліндрів дизельного двигуна сімейства СМД та головки двигуна Д70.

У роботі [110] досліджувались високочастотні мікротеплозміни на вогневій поверхні днища головки циліндрів за цикл та низькочастотні макротеплозміни, що виникають при роботі двигуна на перехідних режимах.

У результаті проведених складних експериментальних досліджень проф. Г.Б. Розенбліту вдалося встановити амплітуду коливань температури на поверхні вогневого днища головки та глибину проникнення температурної хвилі у вогневе днище за цикл.

Для вогневого днища головки циліндрів дизельного двигуна СМД глибина проникнення температурної хвилі не перевищує декількох міліметрів, а амплітуда коливань на сталому режимі становить 7 °С [110].

Така особливість нестационарного теплообміну в деталях камери згоряння автотракторного дизельного двигуна дала змогу проф. Г.Б. Розенбліту зробити висновок про доцільність використання максимальних за цикл значень температур на поверхні вогневого днища для подальшого задання граничних умов задачі теплопровідності та розрахункового моделювання теплового стану головки циліндрів.

Також слід відзначити роботи авторів [186-189], у яких досліджувався вплив технологічних, конструктивних та експлуатаційних факторів на теплонапружений стан (ТНС) головок циліндрів дизельних двигунів сімейства ЯМЗ. У цих роботах було проведено дослідження впливу форми та товщини вогневого днища, якості і способів лиття головок циліндрів, умов експлуатації, а також матеріалу головки та способу його термообробки на розподіл складових ТНС.

Моделювання ТНС головки циліндрів у тривимірній постановці пов'язано зі значними складностями, головним чином, зі створенням точної геометричної моделі, яка враховує складну внутрішню та зовнішню геометрію головки, дискретизацію розрахункової області на скінчені елементи (СЕ), вибором методики задання граничних умов задач теплопровідності та механіки, а також можливостями обчислювальної техніки.

Наявність інформації про складові ТНС та деформації головки циліндрів дасть змогу конструктору прогнозувати умови роботи головки циліндрів при збільшенні рівня форсування сучасних автотракторних та тепловозних двигунів.

Так, дизельний двигун російського виробництва Д49 (16ЧН26/26) має рівень форсування за середнім ефективним тиском $p_e = 2,1-2,33$ МПа [188]. Як стверджують автори [188], для дизельного двигуна Д49 зі зростанням рівня форсування за p_e в 2,5 рази температури та температурні напруження вогневого днища зростають удвічі.

Основною причиною виходу з ладу головок Д49 є наскрізні тріщини в перетинках між отворами під сідла випускних клапанів, а також в перетинках між отворами під сідла різнойменних клапанів [188].

Таке суттєве зростання рівня форсування неминуче позначається на максимальних температурах та тисках циклу, що призводить до погіршення умов роботи деталей камери згоряння та підвищення складових теплонапруженого стану головки циліндрів. Відповідно до рекомендацій авторів [187] максимально можливий рівень температур для чавунних головок циліндрів не повинен перевищувати 350 °С, а для головок з алюмінієвих сплавів – 220–230 °С [187].

Максимальна температура головки циліндрів дизельного двигуна 4ЧН12/14 на режимі з $N_e = 110$ кВт і $n = 2000$ хв⁻¹ ($p_e = 0,9$ МПа) зареєстрована в перетинці між сідлом випускного клапана та отвором під форсунку і дорівнює 315 °С [190], що близько до граничної температури для матеріалу головки – спеціального чавуну.

У дизельного двигуна Д70 (16ЧН25/27) зміни конструкції головки (зокрема шляхом встановлення стелевого стакана під форсунку) дозволили знизити максимальну температуру вогневого днища головки циліндра з 400 до 290 °С [110, 191]. Найбільш проблемними ділянками головок циліндрів є міжклапанні перетинки різнойменних клапанів та перетинки між сідлом випускного клапана та отвором під форсунку. На рисунку 1.27 представлено характерні експлуатаційні дефекти головок циліндрів сучасних дизельних двигунів [192-194].



Рисунок 1.27. Характерні експлуатаційні дефекти головок форсованих дизельних двигунів

Саме на цих ділянках головок циліндрів під час експлуатації виникають термоутомчасті тріщини [193], які унеможливають подальшу експлуатацію такої головки (рисунок 1.27).

Тріщини перетинки між отворами під сідла клапанів є поширеним дефектом головок циліндрів як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва [193, 194].

З проведеного огляду видно, що проблема поліпшення умов роботи головок циліндрів для сучасних форсованих дизельних двигунів є актуальною як для головок автотракторних, так і тепловозних двигунів та потребує подальших розрахунково-теоретичних та експериментальних досліджень, пов'язаних з уточненням граничних умов задач теплопровідності і механіки, розробки адекватних моделей для розрахункового аналізу, ефективних конструктивних рішень щодо поліпшення ТНС головок циліндрів.

1.7. Сучасні методи експериментального дослідження процесів дизельних двигунів

Розвиток техніки та експериментальних методів досліджень значно розширив можливості для всебічного аналізу процесів сумішоутворення, згоряння і формування токсичних речовин у циліндрі двигуна [195-198].

Так, група вчених з центру дослідження двигунів США [197] розробила оригінальні безмоторні стенди для дослідження процесів сумішоутворення та згоряння (рисунок 1.28 та 1.29).

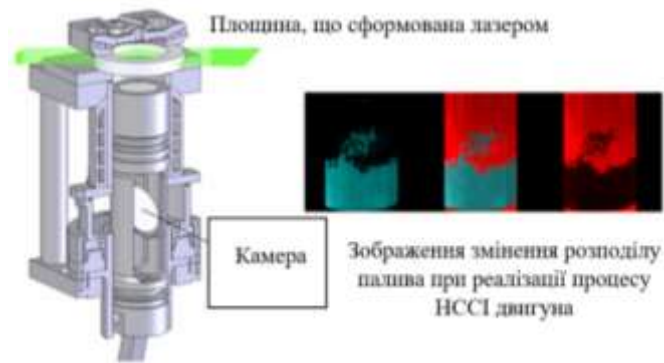


Рисунок 1. 28. Загальний вигляд безмоторного стенда для дослідження процесу формування гомогенізованої суміші (для перспективного НССІ двигуна)



Рисунок 1.29. Загальний вигляд безмоторного стенда для дослідження процесу формування паливного факела (швидкісна зйомка)

Для дослідження та удосконалення показників транспортних двигунів фахівці компанії AVL використовують одноциліндрові модифікації двигунів (таблиця 1.4).

Таблиця 1.4

**Параметри двигунів пасажирських автомобілів
(серія 540 – легкові автомобілі) [198]**

Модель двигуна	Відношення D/S, мм	Тип двигуна	Виробник
5402	85/90	Дизельний з системою Common Rail	AVL
5404	85/90	Дизельний з системою Common Rail	AVL

Загальний вигляд одноциліндрових двигунів наведено на рисунку. 1.30.



Рисунок 1.30. Загальний вигляд одноциліндрових двигунів компанії AVL [198]

Особливості конструкції одноциліндрових двигунів компанії AVL наведено на рисунку 1.31.

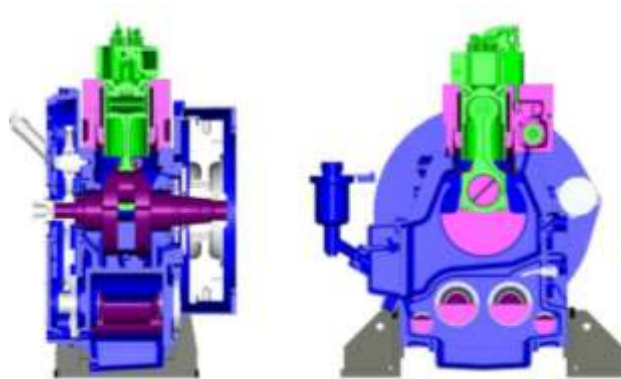


Рисунок 1.31. Особливості конструкції одноциліндрових двигунів компанії AVL

Обсяг досліджень та сертифікація двигунів у компанії AVL включає:

1. Підтримувані типи та розміри двигуна:

- Двигуни із запалюванням від стиснення та із запалюванням від іскри;
- Діапазон потужності: $\leq 100\text{кВт}$ до 1МВт ;
- Тип палива: дизельне та бензин з домішками етанолу, біодизельне паливо, стиснений природний газ, зріджений нафтовий газ.

2. Підтримувані правила сертифікації викидів:

- **Автомобілі:**

- Euro IV & V (Dir. 88/77/EC with amendments 2005/55/EC resp. 2005/78/EC; Directive 2006/51/EC);
- Euro VI (Regulation EC №. 595/2009, ECE R49 Rev. 6);
- US EPA 2010 (EPA 40 CFR part 86 N&I, EPA 40 CFR part 1065).
- **Інші транспортні засоби:**
 - EU Stage III & IV (Dir. 97/68/EC with amendment 2004/26/EC);
 - US EPA Tier 4 interim / Tier4 final (EPA 40 CFR part 1039, EPA 40 CFR part 1065, EPA 40 CFR part 86l).

Для дослідження робочих процесів (індиціювання) компанія AVL використовує малогабаритні датчики тиску (п'єзоелектричного типу). Характерні конструкції датчиків тиску для дослідження робочих процесів двигунів Отто та Дизеля наведено на рисунку 1.32.



Рисунок 1.32. Малогабаритні датчики тиску компанії AVL [198]

Конструктивні особливості п'єзоелектричного датчика тиску наведено на рисунку 1.33. Датчик складається з 15 елементів.



Рисунок 1.33. Конструктивні особливості п'єзоелектричного датчика тиску

Детальну інформацію про п'єзоелектричний датчик тиску на прикладі датчика GH15D наведено на рисунку 1.34 та в таблиці 1.5 [198].

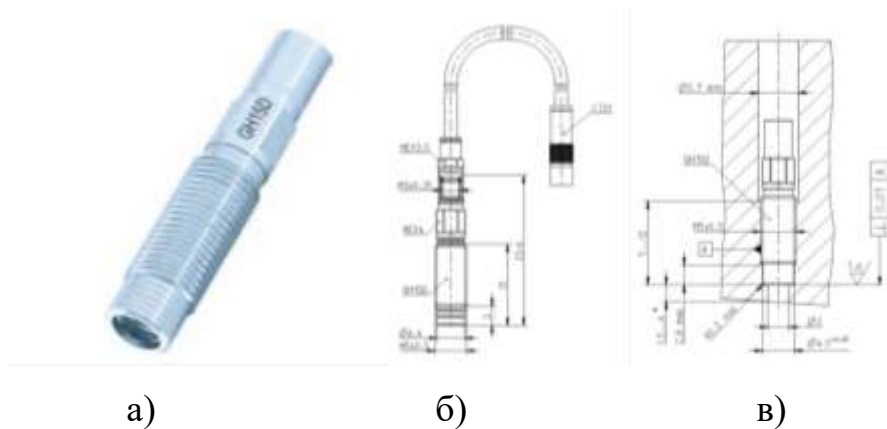


Рисунок 1.34. Датчик тиску GH15D: а – загальний вигляд; б – габаритні розміри датчика та з'єднувача; в – особливості інсталяції датчика

Таблиця 1.5

Технічна характеристика датчика тиску GH15D

Робочий діапазон		0-250 Бар	
Перевантаження		300 Бар	
Строк служби	\geq	10^8	Циклів навантаження
Чутливість		19 pC/Бар	номінал
Лінійність	$\leq \pm$	0,3%	FSO
Власна частота		160 кГц	
Прискорена чутливість	\leq	0,0005 бар/g	осьова
Стійкість до перевантаження	\geq	2000 g	

Загальний вигляд моторного дослідного стенда наведено на рисунку 1.35 [198].



Рисунок 1.35. Загальний вигляд моторного стенда компанії AVL

Використання сучасних систем та датчиків дозволяє значно підвищити точність та інформативність результатів дослідження, а в поєднанні з розрахунковими методами та новими підходами до проектування та виробництва – створювати високоякісні конкурентоспроможні двигуни нового покоління.

Дослідження теплового стану деталей циліндропоршневої групи, оцінка рівня їх деформацій дозволяє вивчити вплив конструктивних та режимних факторів на умови роботи теплонапружених деталей, в подальшому уточнити граничні умови задач механіки і теплопровідності при математичному моделюванні теплонапруженого та деформованого стану деталей, розробити рекомендації з поліпшення умов їх роботи та двигуна в цілому.

Для реєстрації температури деталей камери згоряння, як правило, використовують хромель-алюмелеві термопари або вимірювачі максимальних температур кристалічні (ВМТК) [199]. При вимірюванні температур рухливих деталей камери згоряння (поршень та випускний клапан) використовують переривчасті й безперервні струмознімачі [200-206] або здійснюють передачу сигналу за допомогою радіохвиль [207].

Приклад оснащення деталей циліндропоршневої групи для дослідження їх теплового стану наведено на рисунках 1.36 та 1.37 [208].

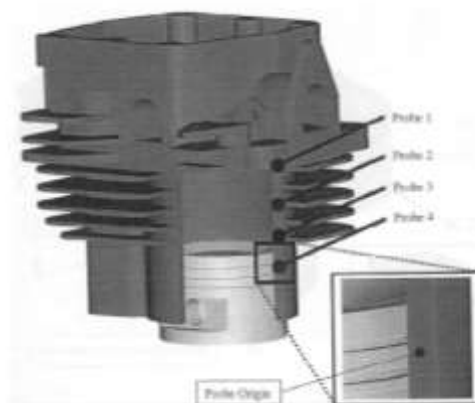


Рисунок 1.36. Схема розташування датчиків теплового потоку у циліндрі та головці двигуна з повітряним охолодженням [208]

Використання сучасних датчиків теплового потоку, встановлених у деталях циліндропоршневої групи, дозволяє отримати експериментальний розподіл теплових потоків у досліджуваних деталях та оцінити вплив режимних факторів на умови їх роботи.



Рисунок 1.37. Тест датчиків теплового потоку, встановлених у головку двигуна з повітряним охолодженням [208]

Потім ці дані використовують для формування масиву граничних умов задачі теплопровідності та ідентифікації математичної моделі теплового стану деталей, що досліджуються.

Висновки за розділом 1

1. Підводячи підсумок, можна відзначати, що використання нових способів організації робочих процесів дизельних двигунів для поліпшення їх показників є перспективним напрямом досліджень. Вивчення впливу нових способів організації робочих процесів дизельних двигунів на їх паливно-економічні й екологічні показники, з оцінкою рівня температур, напружень та деформацій деталей камери згоряння є актуальною темою дисертаційної роботи.

2. Сучасними тенденціями у розвитку новітнього двигунобудування є використання мікропроцесорних систем керування, збільшення тиску упорскування палива, пошарове сумішоутворення, перехід від об'ємно-плівкового до об'ємного способу сумішоутворення та використання системи рециркуляції відпрацьованих газів.

3. Використання сучасних програмних комплексів, для дослідження процесів тепломасообміну в дизельних двигунах дозволяє комплексно, на новому рівні, оцінювати вплив конструктивних та режимних факторів на зміну паливно-економічних та екологічних показників двигуна.

4. НССІ двигун має певні переваги, до яких, в першу чергу, належать – організація процесу згоряння при знижених локальних температурах, відсутність локальних ділянок багатих паливом, збільшення повноти вигорання палива та зменшення температурних градієнтів у циліндрі двигуна.

5. Використання сучасних чисельних методів дозволяє досліджувати процеси тепломасообміну в порожнинах охолодження дизельних двигунів із високим ступенем точності й інформативності.

6. Нові технології виготовлення деталей складної форми дозволяють виготовляти поршні зі сталі. Вивчення питань, пов'язаних із застосуванням сталі для виготовлення поршнів транспортних дизельних двигунів є перспективним напрямком наукових досліджень.

7. Проаналізовані проблеми руйнування найбільш теплонапруженого фрагмента головки циліндрів - перетинки між отворами під сідла клапанів. Встановлено, що такий дефект, як прогорання та тріщини перетинки між отворами під сідла клапанів зустрічаються, в головках циліндрів, як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва. Виникнення такого дефекту пояснюється насамперед значними температурними градієнтами, що виникають у вогневому днищі головки під час роботи двигуна.

8. Використання сучасних датчиків та систем вимірювань дозволяє отримати принципово нові дані про перебіг процесів тепломасообміну у ДВЗ.

Наявність такої інформації дозволяє проводити ідентифікацію певних математичних моделей, та в подальшому при проведенні розрахункового дослідження отримувати більш точні та інформативні результати.

Результати розділу опубліковані в [49, 58, 67, 69, 71, 81, 94, 95, 104, 133, 134, 144, 152, 157, 165, 174, 181, 195, 196].

РОЗДІЛ 2.

МЕТОДОЛОГІЧНИЙ ПІДХІД ДО РОЗВ'ЯЗАННЯ СПРЯЖЕНИХ ЗАДАЧ
 ТЕРМОГАЗОДИНАМІКИ З ЧИСЕЛЬНИМ МОДЕЛЮВАННЯМ ПРОЦЕСІВ
 УПОРСКУВАННЯ Й РОЗПИЛЮВАННЯ ПАЛИВА ТА РОБОЧИХ
 ПРОЦЕСІВ АВТОТРАКТОРНОГО ТА ТЕПЛОВОЗНОГО ДВИГУНІВ

2.1. Структура досліджень

Запропонована автором структура досліджень для комплексного дослідження процесів тепломасообміну у дизельних та НССІ двигунах та поліпшення їх паливно-економічних, екологічних й ресурсних показників наведена на рисунку 2.1.



Рисунок 2.1. Структура досліджень

Згідно із запропонованою схемою (рисунок 2.1) в роботі розглянуто штатні (що серійно виробляються) модифікації автотракторного 2Ч10,5/12 та тепловозного 16ЧН26/27 двигунів та їх модернізовані версії (НССІ двигуни).

Моторні випробування були проведені для штатного варіанта дизельного двигуна 2Ч10,5/12. Результати випробувань наведено у розділах 5 та 6.

Чисельне моделювання робочих процесів було проведено у тривимірній постановці з використанням методу скінченних об'ємів. За результатами моделювання було отримано розподіл внутрішньоциліндрових параметрів (локальні значення та осереднені по об'єму камери згоряння): тиск, температура, швидкість потоку, концентрація та оцінено токсичність відпрацьованих газів.

У подальшому ці результати використовувались для розв'язання спряжених задач термогазодинаміки з моделюванням теплонапруженого та деформованого стану деталей камери згоряння (головки циліндра, поршня та циліндра).

На основі отриманих результатів був проведений аналіз та розроблено науково-практичні рекомендації з поліпшення паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників досліджуваних двигунів.

2.2. Постановка спряжених задач термогазодинаміки

Запропоновано підхід, відповідно до якого розв'язується спряжена задача: розрахунок робочого процесу дизельних та НССІ двигунів з наступним одержанням розподілу граничних умов задачі теплопровідності по теплообмінній поверхні деталей камери згоряння, характером їхньої зміни й значеннями граничних умов. Потім ці дані використовуються при описі граничних умов для моделювання теплонапруженого стану деталей камери згоряння дизельних та НССІ двигунів на досліджуваному режимі.

На рисунку 2.2 наведено схему зміни температури в газі, охолоджуючій рідині та стінці КЗ головки циліндра при описі спряженої задачі термогазодинаміки.

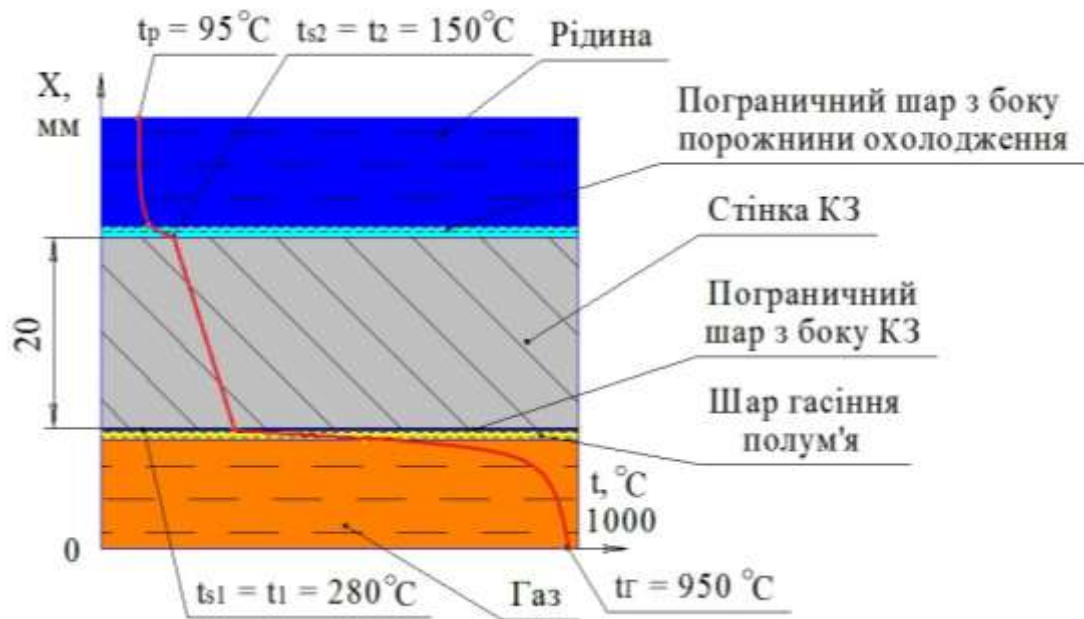


Рисунок 2.2. Схема зміни температур в газі, охолоджуючій рідині та стінці КЗ головки циліндра при описі спряженої задачі термогазодинаміки

Згідно схеми (рисунок 2.2) між робочим тілом та стінкою КЗ виділяють пограничний шар (прошарок рідини зі змінною товщиною в залежності від режиму течії та шорсткості поверхні стінки КЗ) у якому різко зменшується температура газу (до рівня 800 – 850 К) між цим прошарком та стінкою КЗ виділяють гідродинамічний пограничний шар у якому швидкість потоку газу зменшується від певного значення до нуля поблизу стінки КЗ.

У порожнині охолодження з боку охолоджуючої рідини також виділяють пограничний прошарок у якому температура змінюється від температури потоку до температури стінки, а швидкість поблизу стінки, яка формує порожнину охолодження, також дорівнює нулю (рисунок 2.2).

При розв'язанні спряжених задач термогазодинаміки в дизельних двигунах для передачі навантажень від робочого тіла (рідини або газу) до стінок КЗ використовують граничні умови 3-го роду.

Спочатку вирішується газодинамічна задача (тепломасообмін у порожнині охолодження, робочий цикл) з урахуванням матеріалу стінок КЗ,

їх шорсткості та початкової температури, потім проводиться осереднення коефіцієнтів тепловіддачі та температури робочого тіла у пристінному шарі КЗ. В подальшому ці данні та закон їх розподілу по поверхні КЗ передаються у модуль для розрахунку теплонапруженого та деформованого стану деталей КЗ дизельного двигуна.

Методика розв'язання спряжених задач термогазодинаміки наведена у вигляді блок-схеми на рисунку 2.3.



Рисунок 2.3. Блок-схема з етапами розв'язання спряженої задачі термогазодинаміки

Особливістю розглянутої методології по розв'язанню спряженої задачі термогазодинаміки у циліндрі дизельних та НССІ двигунів є те, що проводиться осереднення за цикл та локалізація граничних умов 3-го роду та перехід від нестационарної задачі термогазодинаміки (робочий цикл) до

стаціонарної (задачі теплопровідності та механіки) при розв'язанні спряженої задачі. А при чисельному моделюванні робочого циклу може враховуватися вплив термомеханічної деформації деталей КЗ на витікання робочого тіла крізь пари тертя, наприклад, у картер двигуна (рисунок 2.3).

Математичний опис процесу теплообміну між робочим тілом та стінками КЗ при розв'язанні спряженої задачі термогазодинаміки

$$q_w = \alpha_{\Sigma_сер} (T_{cm} - T_{z_pez}), \quad (2.1)$$

де q_w - тепловий потік, $\alpha_{\Sigma_сер}$ - середній за часом коефіцієнт тепловіддачі,

$$\alpha_{\Sigma_сер} = t_0^{-1} \int_{t_0} \alpha_{\Sigma}(t) dt. \quad (2.2)$$

T_{z_pez} - середня результуюча температура газу,

$$T_{z_pez} = \int_{t_0} \alpha_{\Sigma}(t) T_z(t) dt / \int_{t_0} \alpha_{\Sigma}(t) dt. \quad (2.3)$$

Для порівняння з існуючими аналітичними методами була використана α -формула В. Аннанда [209] для розрахунку середнього сумарного коефіцієнта тепловіддачі

$$\alpha_{\Gamma} = 0,26 \cdot \lambda_{\Gamma} \cdot \frac{\rho_{\Gamma}^{0,7} \cdot c_m^{0,7}}{\mu^{0,7} \cdot D^{0,3}} + 2,1 \cdot 10^{-13} \cdot [T_{\Gamma}^4 - T_{cm}^4], \quad (2.4)$$

де λ_{Γ} – коефіцієнт теплопровідності газу; ρ_{Γ} – щільність газу; c_m – середня швидкість поршня; μ – в'язкість газу; D – діаметр циліндра двигуна; T_{Γ} , T_{cm} – температури газу та стінки.

Величини, які входять у рівняння (2.4), розраховуються за наступними залежностями:

$$\lambda_{\Gamma} = 0,000361 \cdot T^{0,75}; \quad (2.5)$$

$$\rho_{\Gamma} = 3,49 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{p_{\Gamma}}{T}; \quad (2.6)$$

$$\mu = 0,56 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0,62}, \quad (2.7)$$

де p_{Γ} – тиск газу, Па; T – температура газу.

Результати порівняльного розрахунку за α -формулою В. Аннанда та з використанням результатів CFD моделювання робочого процесу на прикладі дизельного двигуна 2Ч10,5/12 для режиму номінальної потужності наведено на рисунку 2.4.

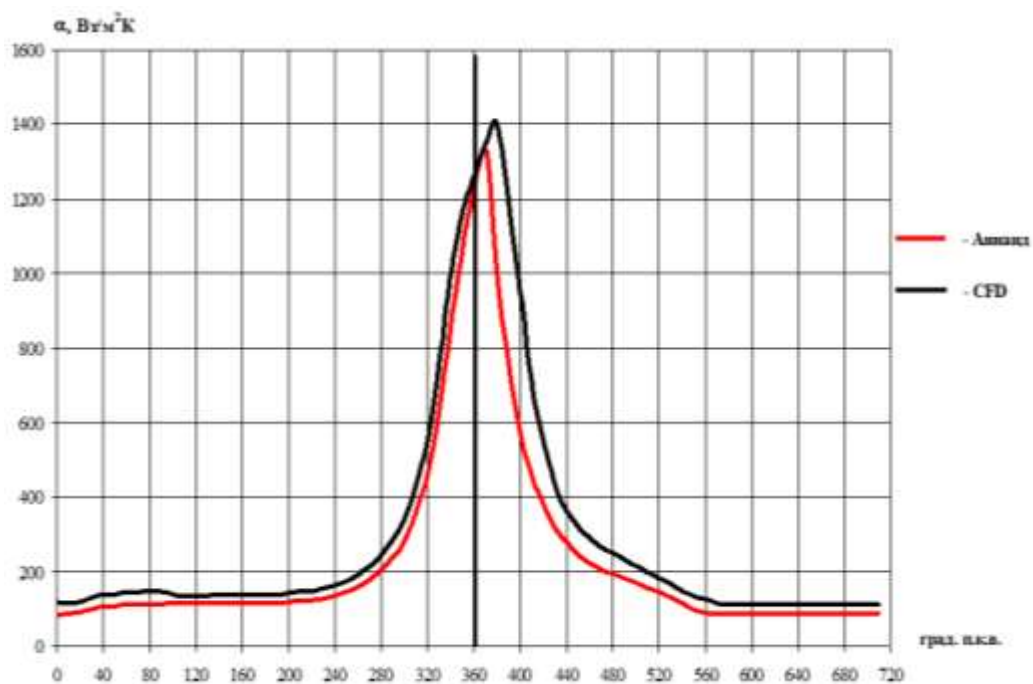


Рисунок 2.4. Розрахунок середнього сумарного коефіцієнта тепловіддачі

Як видно з результатів моделювання, результати отримані з використанням чисельних методів, узгоджені з результатами розрахунків з використанням класичних методів, що свідчить про доцільність використання такого комплексного підходу.

Переваги постановки та розв'язання спряжених задач термогазодинаміки наведені у роботах [210-218]. Така постановка дозволяє враховувати фактор нерівномірності розподілу локальних температур по теплообмінній поверхні досліджуваної деталі, що дозволяє зменшити

суб'єктивний вклад в опис задач теплопровідності та механіки при подальшому моделюванні теплонапруженого стану деталей ДВЗ.

2.3. Чисельне моделювання процесів упорскування та розпилювання палива в автотракторному та тепловозному двигунах

Підвищення вимог до екологічних показників ДВЗ, насамперед до дизельних, вимагає використання комплексу заходів з поліпшення їх екологічних та паливно-економічних показників [219–224]. Використання важких дизельних палив для тепловозних дизельних двигунів призводить до збільшення рівня токсичності відпрацьованих газів у поєднанні зі значним масовим викидом твердих частинок [224-226]. Тверді частинки, як відомо, мають розвинену зовнішню поверхню та є носіями канцерогенно-мутагенних комплексів, які негативно впливають на навколишнє середовище й організм людини [226].

2.3.1 Моделювання процесів течії палива у розпилювачі форсунки

Як об'єкти дослідження у дисертації, як уже зазначалося раніше, розглядаються: автотракторний дизельний двигун 2Ч10,5/12 та тепловозний 16ЧН26/27.

Стисла технічна характеристика розглянутого в роботі автотракторного дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (Д21А) наведена в таблиці 2.1. [227, 228]. Особливістю конструкції дизельного двигуна Д21А є зміщення напівсферичної камери згоряння в поршні відносно осі циліндра. Паливна форсунка встановлена під кутом до осі циліндра й має три соплові отвори, два з яких орієнтовані під кутом 80 градусів відносно осі форсунки, а один – під кутом 36 градусів.

Стисла технічна характеристика дизельного двигуна 2Ч10,5/12

№	Параметр	Од. вим.	Значення
1	Номінальна потужність, N_e	кВт	18,4
2	Частота обертання, що відповідає режиму номінальної потужності, n	хв ⁻¹	1800
3	Діаметр циліндра, D	мм	105
4	Хід поршня, S	мм	120
5	Ступінь стиснення, ε	–	16,5
6	Кількість соплових отворів розпилювача форсунки, i	шт	3
7	Діаметр соплових отворів розпилювача, D_c	мм	0,3
8	Кут випередження упорскування палива, φ	град. п.к.в. до ВМТ	20
9	Тривалість упорскування палива, $\varphi_{\text{упор}}$	град. п.к.в.	20
10	Тиск початку упорскування палива, $P_{\text{пу}}$	МПа	17,4

Методика чисельного моделювання процесу течії палива в розпилювачі форсунки автотракторного дизельного двигуна

Геометрію фрагмента розпилювача з голкою, розрахункову область і розрахункову сітку, що описує складну конфігурацію розпилювача форсунки дизельного двигуна 2Ч10,5/12, наведено на рисунку 2.5. Геометрія фрагмента розпилювача з голкою (рисунок 2.5, а) сформована для положення при повністю піднятій голці форсунки. Розрахункова область містить об'єм, що описує кільцевий зазор між голкою й корпусом розпилювача, колодязь розпилювача та область, яка описує соплові отвори (рисунок 2.5, б).

Розглядаються три варіанти опису (дискретизації) розпилювача форсунки (таблиця 2.2, рисунок 2.6). Розрахункові сітки мають локальне

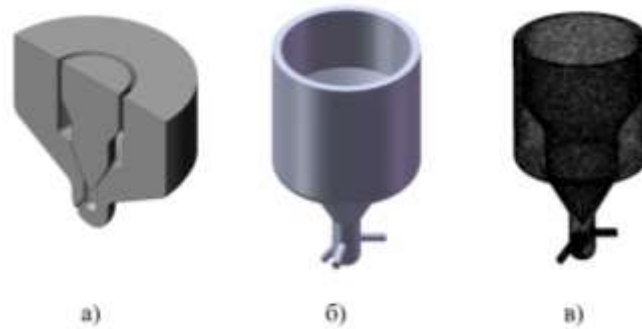


Рисунок 2.5. Геометрія фрагменту розпилювача з голкою (а), розрахункова область (б) і розрахункова сітка (в), що описує конфігурацію розпилювача форсунки дизельного двигуна 2Ч10,5/12

згущення поблизу твердих стінок: перший варіант – 3 прошарки; другий варіант – 4 прошарки; третій варіант – 5 прошарків розрахункових комірок з мінімальною висотою 0,01 мм для коректного моделювання пристінних ефектів [229-233].

Таблиця 2.2

Варіанти розрахункової сітки

Варіант №	1	2	3
Кількість розрахункових комірок, млн.	1,52	1,98	2,34

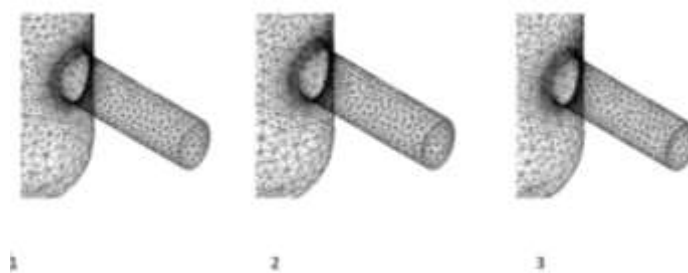


Рисунок 2.6. Рівні дискретизації розрахункової ділянки

В якості робочих тіл в роботі розглядається дизельне паливо – рідина й пара палива – газ, з відповідними теплофізичними характеристиками. Для опису турбулентної течії використовується $k-\varepsilon$ модель турбулентності [234-236].

Рівняння стандартної k - ε моделі мають такий вигляд:

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot k \cdot \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \cdot \varepsilon - Y_M + S_k; \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot \varepsilon \cdot \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} \cdot G_b) - C_{2\varepsilon}, \end{cases} \quad (2.8)$$

де k – питома кінетична енергія турбулентності; ε – швидкість в'язкої дисипації енергії турбулентності; ρ – щільність газу; μ_t – турбулентна динамічна в'язкість; \bar{u}_i – усереднена швидкість; σ_k – безрозмірна емпірична константа; G_k – турбулентна кінетична енергія, утворена від середніх градієнтів швидкості; G_b – кінетична енергія виштовхуючої сили; $C_{3\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ – константи; Y_M – внесок змінного розширення при турбулентності стиснення в загальну швидкість дисипації; S_k – інваріант тензора деформацій.

Для опису процесу фазового переходу з рідкого стану в газоподібний використовується модель гідродинамічної кавітації [237, 238].

Розрахунок числа кавітації для ділянки проточної порожнини

$$X = \frac{p - p_v}{(1/2 \cdot \rho \cdot U^2)}, \quad (2.9)$$

де X – число кавітації, p – опорний тиск для потоку, p_v – тиск насиченої пари для рідини; ρ – щільність рідини; U – швидкість потоку.

Модель Релея Плетсета – рівняння дає основу для рівняння швидкості, що контролює утворення пари та конденсацію. Рівняння Релея Плетсета, що описує ріст газової бульбашки в заданому вигляді:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2 \cdot \sigma}{\rho_f \cdot R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f}, \quad (2.10)$$

де R_B – радіус бульбашки; p_v – тиск у бульбашці (вважається тиском пари при температурі рідини), p – тиск у рідині, що оточує бульбашку; ρ_f – густина рідини; σ – коефіцієнт поверхневого натягу між рідиною та паром.

Для опису процесу течії двофазного потоку (дизельне паливо й пара) використовується модель суміші [237, 238]

$$D_{\alpha\beta} = C_D \cdot \rho_{\alpha\beta} \cdot A_{\alpha\beta} \cdot |U_\beta - U_\alpha| \cdot (U_\beta - U_\alpha), \quad (2.11)$$

де $D_{\alpha\beta}$ – загальний опір, який чинить фаза β на фазу α на одиницю об'єму; C_D – коефіцієнт опору; U_β , U_α – швидкості фаз β та α .

Щільність суміші $\rho_{\alpha\beta}$ задається

$$\rho_{\alpha\beta} = f_\alpha \cdot \rho_\alpha + f_\beta \cdot \rho_\beta, \quad (2.12)$$

де f_α , f_β – об'ємні частки фаз α та β .

Міжфазна площа на одиницю об'єму

$$A_{\alpha\beta} = \frac{f_\alpha \cdot f_\beta}{d_{\alpha\beta}}, \quad (2.13)$$

де $d_{\alpha\beta}$ – шкала для суміші, описана користувачем.

Процес упорскування палива моделювався для номінального режиму роботи двигуна з максимальним тиском упорскування 60 МПа й цикловою подачею 0,0467 г/цикл.

Для дослідження паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників двигуна 2Ч10,5/12 (Д21А) були проведені експериментальні

дослідження на моторному дослідному стенді в лабораторії Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. У ході експерименту контролювалися: витрата палива й повітря, температура відпрацьованих газів, токсичність відпрацьованих газів (використовувався 5-компонентний газоаналізатор), знімалися індикаторні діаграми і контролювалася температура деталей камери згоряння (поршень – безперервний струмознімач та головка циліндра).

При чисельному моделюванні задавалися такі граничні умови (рисунки 2.7, таблиця 2.3): тиск дизельного палива на вході у розпилювач 60 МПа, а на виході із соплових отворів розпилювача – умови витікання в камеру згоряння (тиск і температура в камері згоряння описувалися на підставі результатів експерименту та моделювання робочого процесу [236]) з урахуванням рекомендацій робіт [237, 238].

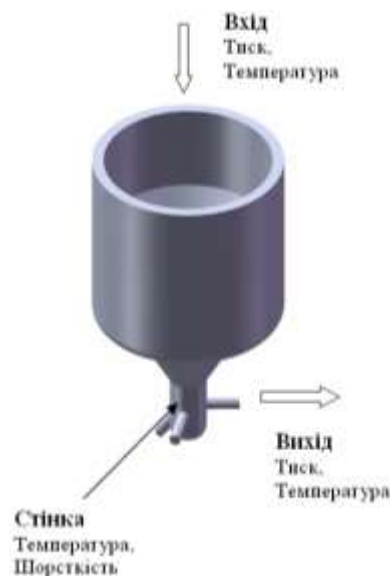


Рисунок 2.7. Схема задання граничних умов

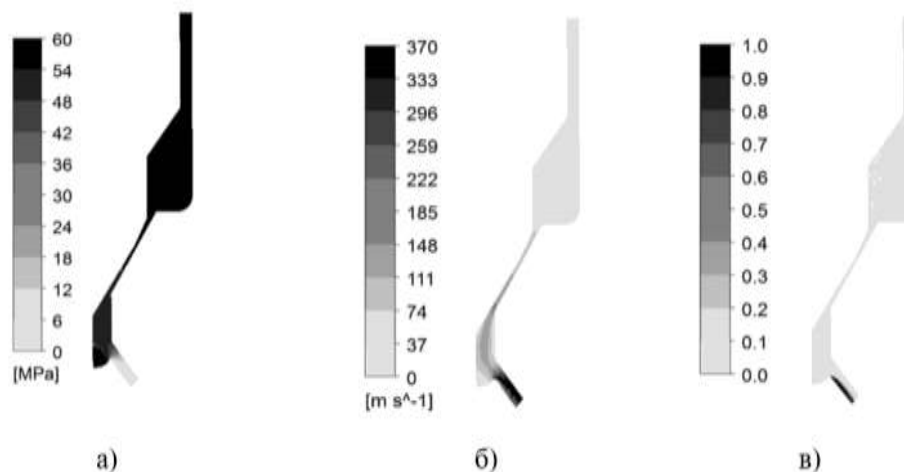
Також у роботі враховувався теплообмін між робочими тілами й стінками розпилювача (задавалася температура стінок і палива – за статистичним даними для досліджуваного режиму) і шорсткість стінок.

Граничні умови для всіх розрахункових варіантів чисельного моделювання процесу течії палива в розпилювачі форсунки

Граничні умови	Тип граничних умов	Значення
Вхід	Тиск упорскування, МПа	60
	Температура палива, °С	90
Вихід	Тиск у камері згоряння, МПа	4.5
	Температура у камері згоряння, °С	625
Стінка	Температура носика розпилювача, °С	180
	Шорсткість стінок, мкм	20

Результати чисельного моделювання процесів течії палива у розпилювачі форсунки й упорскування в камеру згоряння автотракторного двигуна

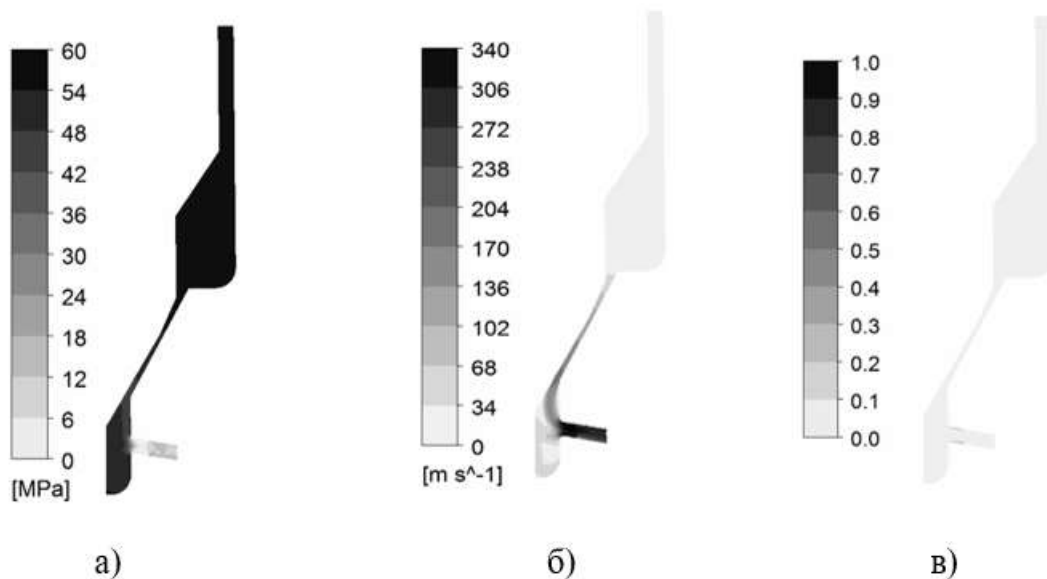
Результати чисельного моделювання процесу течії палива в проточній частині розпилювача форсунки наведено на рисунках 2.8–2.10.



а – розподіл тиску палива; б – розподіл швидкості потоку; в – розподіл об'ємної частки парової фази

Рисунок 2.8. Результати чисельного моделювання процесу течії палива в проточній частині розпилювача форсунки (розрахунковий варіант із радіусом сполучення між сопловим отвором і корпусом розпилювача $R = 0,015$ мм)

Розподіл тиску дизельного палива в проточній частині розпилювача форсунки, в меридіональному перетині по осі соплового отвору, показано на рисунку 2.8, а. По висоті проточної частини розпилювача тиск палива змінюється від 60 МПа у верхній частині до 50 МПа в ділянці колодязя. По мірі наближення потоку до вихідного отвору тиск палива знижується до рівня 8–12 МПа. Максимальне розрахункове значення швидкості потоку досягає 370 м/с у ділянці з'єднання соплового отвору з корпусом розпилювача (рисунки 2.8, б). По висоті проточної частини розпилювача швидкість потоку палива змінюється від 15 до 150 м/с. Розподіл об'ємної частки парової фази представлено на рисунку 2.8, в. У ділянці з'єднання соплового отвору з корпусом розпилювача відзначається виникнення гідродинамічної кавітації через локальне збільшення швидкості потоку й зниження тиску нижче тиску насиченої пари палива.

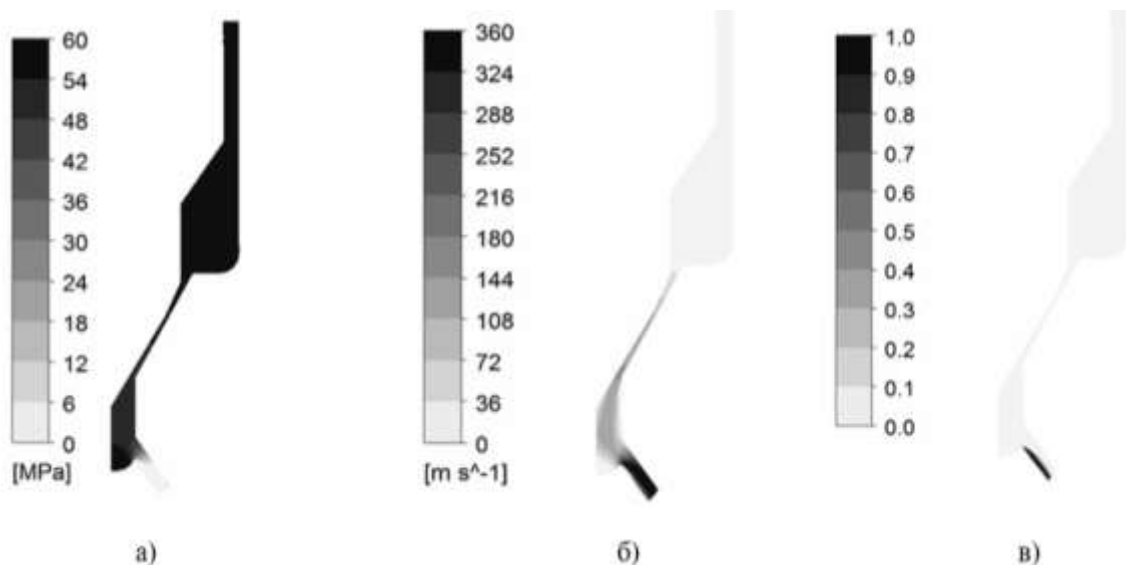


а – розподіл тиску палива; б – розподіл швидкості потоку; в – розподіл об'ємної частки парової фази (сліди)

Рисунок 2.9. Результати чисельного моделювання процесу течії палива в проточній частині розпилювача форсунки (розрахунковий варіант із радіусом переходу між сопловим отвором і корпусом розпилювача $R = 0,025$ мм)

З результатів, наведених на рисунку 2.8 видно, що в процесі упорскування палива при роботі двигуна на режимі номінальної потужності, за певних умов, виникає локальне зниження тиску потоку палива нижче тиску насиченої пари, що призводить до закипання палива та виникнення гідродинамічної кавітації.

З результатів, представлених на рисунку 2.9, видно, що при збільшенні радіуса переходу до $R = 0,025$ мм змінюється характер течії палива в соплових отворах розпилювача, розташованих під кутом 80 град. до осі форсунки. Характер розподілу тиску (рисунок 2.9, а) – області з локальним зниження тиску нижче тиску насиченої пари палива не відзначаються, а швидкість потоку (рис. 2.9, б) не перевищує 340 м/с, при цьому гідродинамічна кавітація практично відсутня (рис. 2.9, в).



а – розподіл тиску палива; б – розподіл швидкості потоку; в – розподіл об'ємної частки парової фази

Рис. 2.10. Результати чисельного моделювання процесу течії палива в проточній частині розпилювача форсунки (розрахунковий варіант із радіусом переходу між сопловим отвором і корпусом розпилювача $R = 0,025$ мм)

З результатів, представлених на рисунку 2.10 видно, що для соплового отвору, розташованого під кутом 36 град. до осі форсунки, збільшення радіуса переходу до $R = 0,025$ мм також призводить до зміни параметрів потоку (рисунок 2.10, а і б), але при цьому гідродинамічна кавітація все ж таки проявляється (рисунок 2.10, б). Розбіжності в результатах (рисунок 2.9 та 2.10) пояснюються особливостями конструкції розпилювача й розташуванням соплових отворів відносно осі паливної форсунки.

Узагальнені результати чисельного моделювання процесу течії палива в розпилювачі форсунки для різних радіусів переходу соплових отворів з корпусом розпилювача для двох отворів орієнтованих під кутом 80 град. відносно осі форсунки наведено на рисунку 2.11.

З результатів, представлених на рисунку 2.11, видно, що при зменшенні радіуса переходу менш 0,016 мм при роботі двигуна на режимі номінальної потужності в процесі упорскування палива виникає гідродинамічна кавітація. Для отвору, орієнтованого під кутом 36 град. відносно осі форсунки, необхідно збільшувати радіус переходу до значень $R = 0,036$ мм для мінімізації умов, що призводять до виникнення гідродинамічної кавітації.

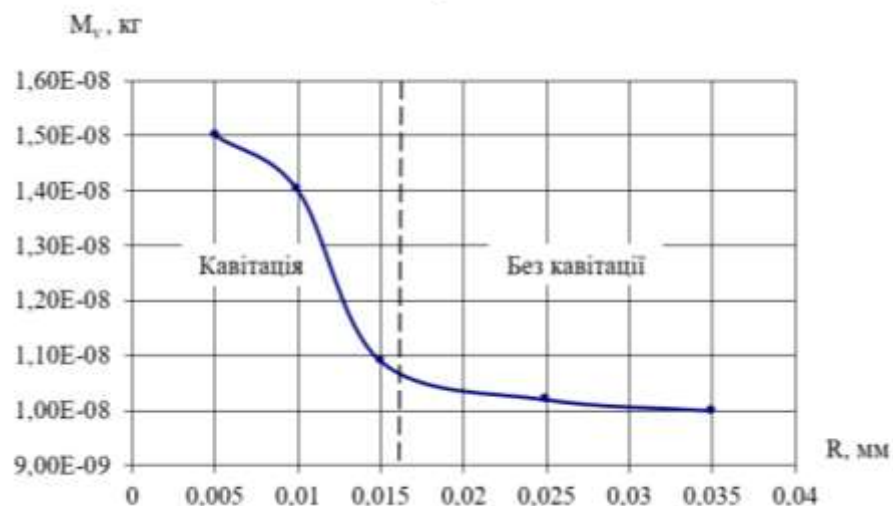


Рисунок 2.11. Узагальнені результати чисельного моделювання процесу течії палива в розпилювачі форсунки для різних радіусів переходу R двох соплових отворів з корпусом розпилювача

Узагальнені результати чисельного моделювання процесу течії палива в розпилювачі форсунки для різних рівнів дискретизації розрахункової області наведено в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4

Вплив рівня дискретизації розрахункової області на результати чисельного моделювання процесу течії палива в розпилювачі форсунки

Варіант	Радіус переходу R , мм	Отвір, орієнтований під кутом 36 град. відносно осі форсунки			Отвори, орієнтовані під кутом 80 град. відносно осі форсунки		
		0,015	0,025	0,035	0,015	0,025	0,035
1	M_v , кг	1.05E-08	1.02E-08	1.01E-08	1.04E-08	1.015E-08	1.001E-08
2		1.08E-08	1.06E-08	1.008E-08	1.079E-08	1.018E-08	1.00E-08
3		1.1E-08	1.07E-08	1.005E-08	1.09E-08	1.02E-08	1.00E-08

З результатів, представлених у таблиці 2.4, видно, що, використовуючи розрахункову сітку розмірністю 2,34 млн. розрахункових комірок, для дискретизації розрахункової ділянки розпилювача форсунки (варіант 3) можна отримати достовірні результати. Збільшення кількості розрахункових комірок і локального згущення поблизу твердих стінок більше п'яти прошарків не призводить до істотної зміни результатів моделювання.

Чисельне моделювання процесу течії палива в розпилювачі форсунки тепловозного двигуна при роботі на штатному та сумішевих паливах

Об'єкти дослідження – процеси упорскування й розпилювання штатного й сумішевого палив у розпилювачі та камері згоряння тепловозного дизельного двигуна 16ЧН26/27 при роботі двигуна на режимі номінальної потужності з $N_e = 2940$ кВт, при частоті обертання колінчастого валу $n = 1000$ хв⁻¹. Досліджуваний двигун має камеру згоряння типу Гессельман з

реалізацією об'ємного процесу сумішоутворення. Форсунка розташована центрально в камері згоряння, а розпилювач має 8 отворів діаметром 0,42 мм.

Кут випередження упорскування палива до ВМТ становить 20 градусів повороту колінчастого валу (град. п.к.в.) і тривалість упорскування 20 град. п.к.в. Теплофізичні властивості штатного й сумішевого палив наведено в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5

Теплофізичні властивості штатного й сумішевого палив

Паливо	ρ	M	C_p	η	λ	P_s^*
	кг/м ³	кг/кмоль	Дж/(кг·К)	мПа·с	Вт/(м·К)	кПа
Дизельне 100%	829	200	2051,53	2,77	0,116	17,99
E5-D	827	192,3	2019,95	2,58	0,156	17,39
E15-D	823	176,9	1956,8	2,26	0,235	16,18
E25-D	819	161,5	1893,65	1,96	0,314	14,99
Етанол 100%	789	46,07	1420	1,2	0,91	5,95

* – при температурі 40 °С.

*Методика чисельного моделювання процесу течії палива
в розпилювачі форсунки тепловозного дизельного двигуна*

Геометрію фрагмента розпилювача з голкою, розрахункову область і розрахункова сітку, що описує конфігурацію розпилювача форсунки дизельного двигуна 16ЧН26/27, наведено на рисунку 2.12. Геометрія розпилювача з голкою (рисунок 2.12, а) сформована для положення при повністю піднятій голці форсунки. У подальших розрахунках використовується розрахункова область (сектор 45 градусів), яка містить об'єм, що описує кільцевий зазор між голкою й корпусом розпилювача, колодязь розпилювача й ділянку, яка описує соплові отвори (рисунок 2.12, б).

Розрахункова сітка містить 450 тис. розрахункових комірок і має локальне згущення поблизу твердих стінок – 5 прошарків розрахункових

комірок з мінімальною висотою 0,01 мм для коректного моделювання пристінних ефектів (рисунок 2.12, в).

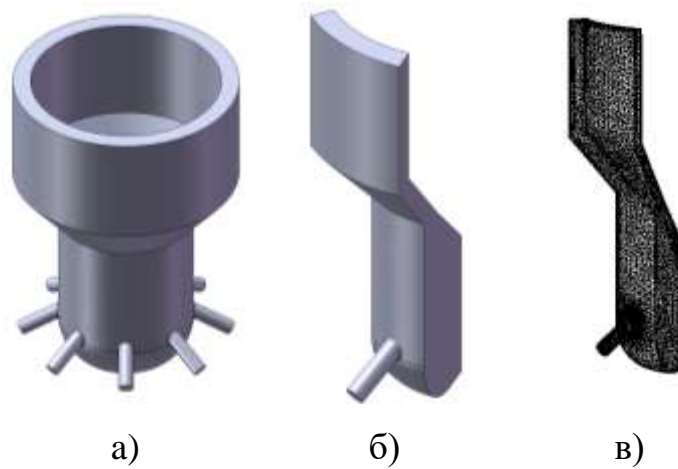


Рисунок 2.12. Геометрія розпилювача (а), розрахункова область (фрагмент розпилювача) (б) і розрахункова сітка (в), що описує конфігурацію розпилювача форсунки дизельного двигуна

Як робочі тіла розглядається дизельне паливо (штатне) і сумішеве паливо (дизельне паливо з додаванням спирту) – рідина й пара палива – газ [16, 17, 25]. Для опису турбулентної течії у розпилювачі й камері згорання використовується $k-\varepsilon$ модель турбулентності [234-236]. Для опису процесу фазового переходу з рідкого стану в газоподібний використовується модель гідродинамічної кавітації [234-236]. Для опису процесу течії двофазного потоку (паливо й пара) використовується модель суміші [234-236].

Процес упорскування палива моделюється для номінального режиму роботи двигуна з максимальним тиском упорскування 85 МПа й цикловою подачею 1,4 г/цикл.

Як граничні умови (рисунок 2.13) задавалися – тиск палива на вході в розпилювач (85 МПа), а на виході із соплових отворів розпилювача – умови витікання в камеру згорання (тиск і температура в камері згорання, які

описувалися на підставі результатів моделювання робочого циклу на штатному паливі [236], з урахуванням рекомендацій роботи [237-238]).

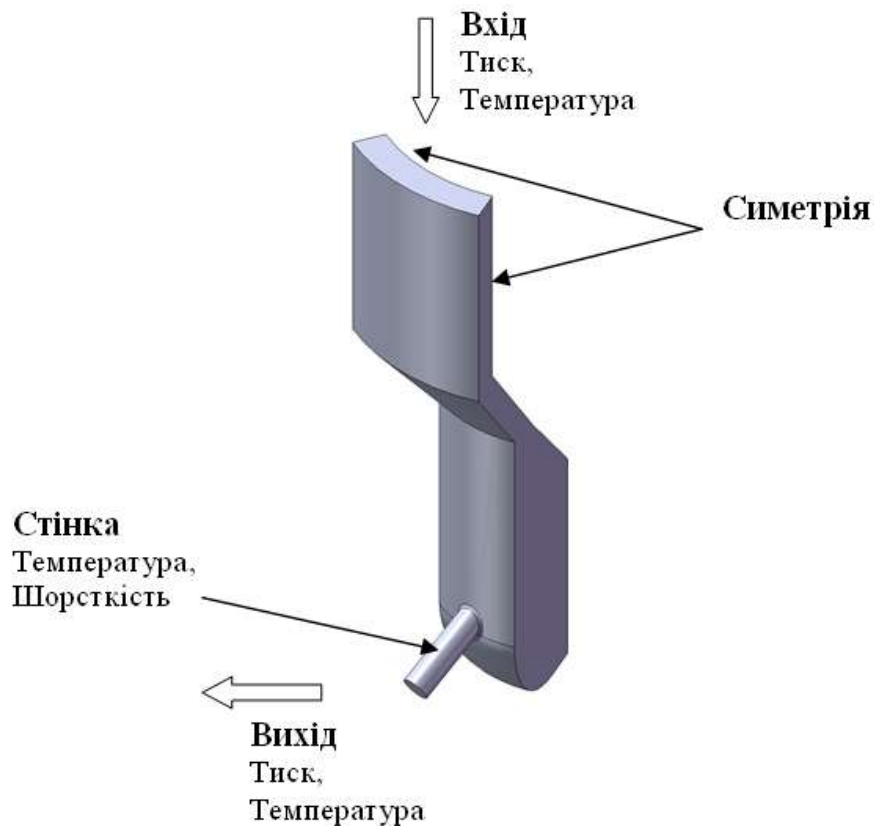
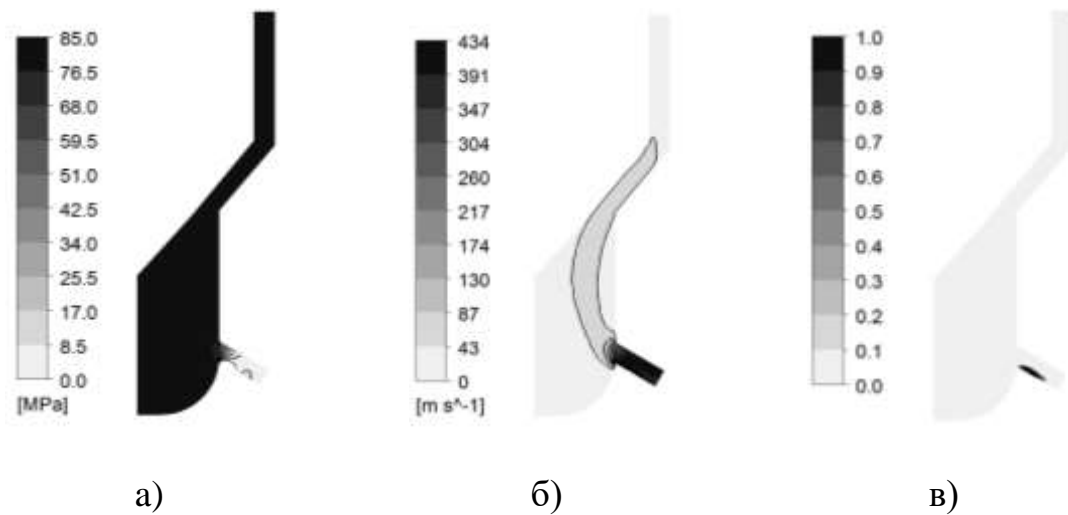


Рисунок 2.13. Схема задання граничних умов

Результати чисельного моделювання процесу течії штатного й сумішевого палив у розпилювачі форсунки показано на рисунках 2.14 –2.17.

Результати розрахунку процесу течії штатного палива в розпилювачі форсунки представлено на рисунку 2.14. Характер розподілу тиску палива в перетині вертикальною площиною представлений на рисунку 2.14, а. У процесі упорскування палива, в місці сполучення соплового отвору з колодязем розпилювача, відзначається локальне зниження тиску до рівня 0,01 МПа, і збільшення швидкості потоку до 434 м/с (рисунок 2.14, б), при

цьому в зазначеній області відзначається фазовий перехід з рідкого стану в газоподібний (гідродинамічна кавітація) – рисунок 2.14, в.

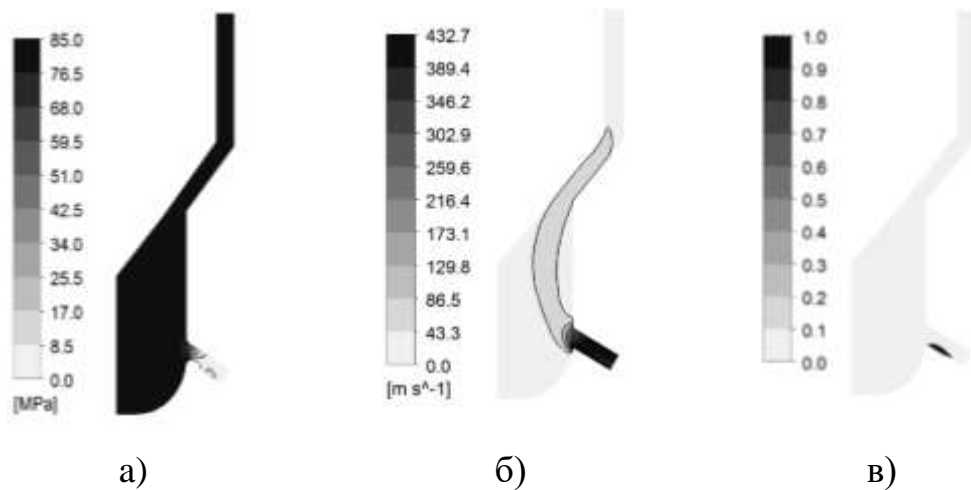


а – розподіл тиску палива; б – розподіл швидкості потоку;
в – розподіл об'ємної частки парової фази

Рисунок 2.14. Результати чисельного моделювання процесу течії штатного палива в проточній частині розпилювача форсунки

Виникнення гідродинамічної кавітації пов'язано з різкою зміною характеристик потоку й локальним зниженням тиску нижче тиску насиченої пари палива. Це призводить до нерозрахункового збільшення далекобійності паливних факелів, а внаслідок цього при певному напрацюванні до ерозійного зношування соплових отворів розпилювача з погіршенням інтенсивності упорскування і якості розпилювання палива в камері згоряння.

Результати розрахунку процесу течії сумішевого палива (95 % дизельного палива й 5 % спирту) у розпилювачі форсунки наведено на рисунку 2.15. Характер розподілу тиску палива в перетині вертикальною площиною представлено на рисунку 2.15, а.

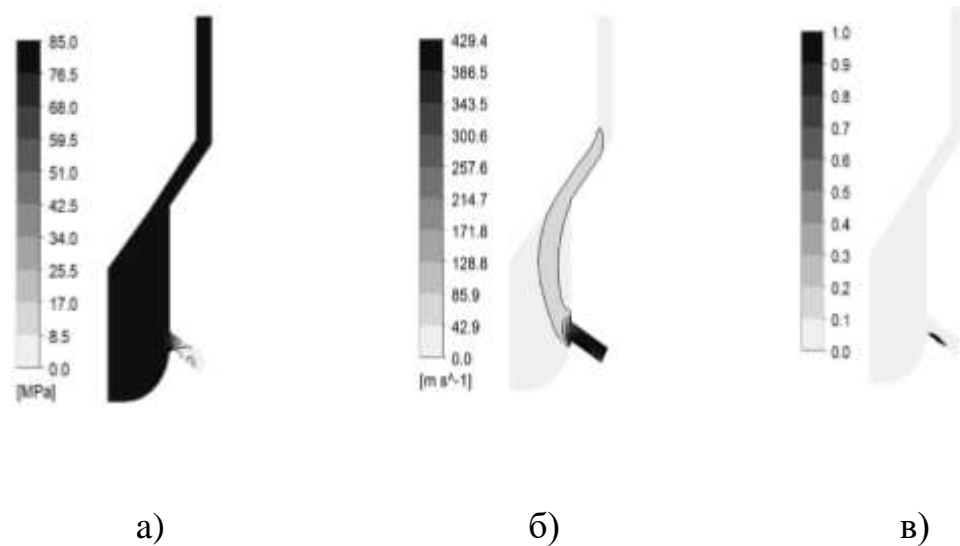


а – розподіл тиску палива; б – розподіл швидкості потоку;
в – розподіл об'ємної частки парової фази

Рисунок 2.15. Результати чисельного моделювання процесу течії сумішевого палива в проточній частині розпилювача форсунки (95 % дизельного палива й 5 % спирту)

У процесі упорскування палива, в місці сполучення соплового отвору з колодязем розпилювача, відзначається локальне зниження тиску до рівня 0,015 МПа і збільшення швидкості потоку до 432,7 м/с (рисунок 2.15, б), при цьому в зазначеній області відзначається фазовий перехід з рідкого стану в газоподібний (гідродинамічна кавітація) – рисунок 2.15, в. Більш низький тиск насиченої пари і в'язкість сумішевого палива (таблиця 2.5) впливають на процес течії сумішевого палива й умови виникнення гідродинамічної кавітації.

Результати розрахунку процесу течії сумішевого палива (85% дизельного палива й 15% спирту) у розпилювачі форсунки представлено на рисунку 2.16. Характер розподілу тиску палива в перетині вертикальною площиною представлений на рисунку 2.16, а.



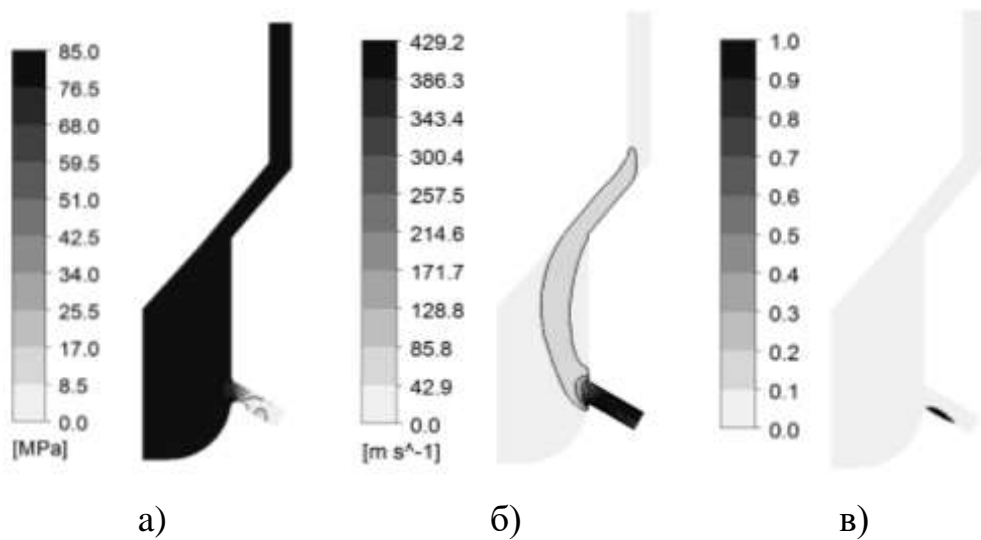
а – розподіл тиску палива; б – розподіл швидкості потоку;
в – розподіл об'ємної частки парової фази

Рисунок 2.16. Результати чисельного моделювання процесу течії сумішевого палива в проточній частині розпилювача форсунки (85 % дизельного палива й 15% спирту)

У процесі упорскування палива, в місці сполучення соплового отвору з колодязем розпилювача, відзначається локальне зниження тиску до рівня 0,012 МПа і збільшення швидкості потоку до 429,4 м/с (рисунок 2.16, б), при цьому в зазначеній області відзначається фазовий перехід з рідкого стану в газоподібний (гідродинамічна кавітація) – рисунок 2.16, в.

Результати розрахунку процесу течії сумішевого палива (75 % дизельного палива й 25 % спирту) у розпилювачі форсунки представлено на рисунку 2.17. Характер розподілу тиску палива в перетині вертикальною площиною наведено на рисунку 2.17, а. У процесі упорскування палива, в місці сполучення соплового отвору з колодязем розпилювача, відзначається локальне зниження тиску до рівня 0,01 МПа, і збільшення швидкості потоку

до 429,2 м/с (рисунок 2.17, б), при цьому в зазначеній області відзначається фазовий перехід з рідкого стану в газоподібний (гідродинамічна кавітація)



а – розподіл тиску палива; б – розподіл швидкості потоку;
в – розподіл об'ємної частки парової фази

Рисунок 2.17. Результати чисельного моделювання процесу течії сумішевого палива в проточній частині розпилювача форсунки (75 % дизельного палива й 25 % спирту)

– рисунок 2.17, в. При цьому більш низький тиск насиченої пари сумішевого палива із вмістом спирту 25% зменшує інтенсивність гідродинамічної кавітації (рисунок 2.17, в).

2.3.2. Моделювання процесів розпилювання палива у камері згоряння автотракторного та тепловозного двигунів

Комплексний аналіз процесів у розпилювачі і камері згоряння дозволяє отримати більш точні та інформативні результати про вплив конструктивних та режимних факторів на процеси упорскування і згоряння.

Такі розрахунки проводять для оцінки умов поширення паливного факела в камері згоряння при зміні конструктивних і режимних параметрів паливної апаратури і камери згоряння. Розрахунок виконано у нестационарній постановці. Розглядається процес упорскування палива в статичний заряд (повітря). При чисельному моделюванні використовувалися два робочі тіла – повітря (Continuous fluid) і дизельне паливо (Dispersed fluid).

Турбулентна течія повітря при його збурюванні паливним факелом описувалася з використанням $k-\varepsilon$ моделі турбулентності, а палива – Dispersed phase zero equation.

Основні рівняння моделі (Dispersed phase zero equation)

$$v_{td} = \frac{v_{tc}}{\sigma} \Rightarrow \mu_{td} = \frac{\rho_d}{\rho_c} \cdot \frac{\mu_{tc}}{\sigma}. \quad (2.14)$$

Параметр σ – турбулентне число Прандтля, що стосується кінематичної в'язкості дисперсної фази ν_{td} до кінематичної в'язкості ν_{tc} .

Умови випаровування краплі палива при взаємодії з повітрям описувалися моделлю Particle model.

Міжфазна зона контакту

$$A_{\alpha\beta} = \frac{6f_{\beta}}{d_{\beta}}, \quad (2.15)$$

де d_{β} – середній діаметр краплі.

Для дослідження й візуалізації процесу поширення паливного факела в об'ємі модельної камери – процес згоряння не розглядався.

Схему задання граничних умов наведено на рисунку 2.18, а значення граничних умов у таблиці 2.6.

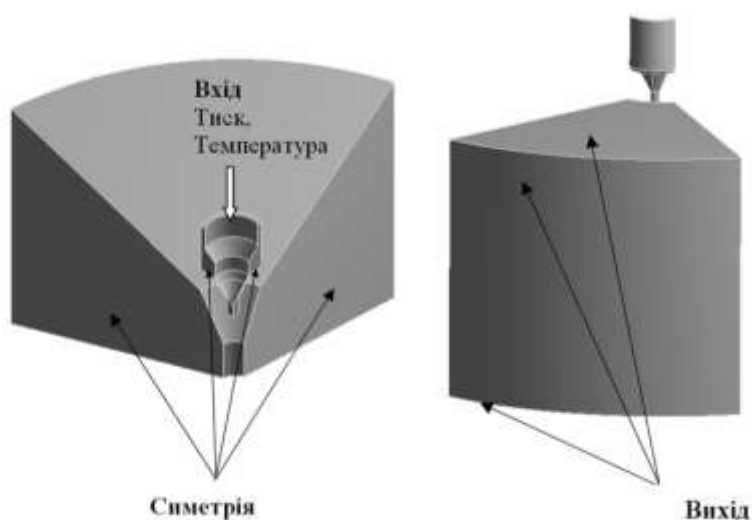


Рисунок 2.18. Схема задання граничних умов

Таблиця 2.6

Граничні умови

Граничні умови	Тип граничних умов	Значення
Вхід	Тиск упорскування, МПа	60
	Температура палива, °С	90
У модельній камері	Тиск, МПа	4,5
	Температура, °С	625
Вихід*	Тиск, МПа	0,001
Стінка	Температура носика розпилювача та стінок камери, °С	180
	Шорсткість стінок, мкм	20

* – надлишковий тиск для коректного ініціювання процесу рішення задачі.

Значення граничних умов вибиралися відповідно до проведеного раніше етапу дослідження – чисельного моделювання процесу течії палива в розпилювачі форсунки, даних результатів моделювання робочого процесу [104, 236] і проведеного експерименту.

У роботі розглядаються три варіанти опису (дискретизації) сектора модельної камери (таблиця 2.7, рисунок 2.19). Розрахункові сітки мають

локальне згущення поблизу твердих стінок: перший варіант – 3 прошарки; другий варіант – 4 прошарки; третій варіант – 5 прошарків розрахункових комірок з мінімальною висотою 0,01 мм, для коректного моделювання пристінних ефектів [232-238].

Таблиця 2.7

Варіанти розрахункової сітки

Номер варіанта	1	2	3
Кількість розрахункових комірок, млн.	3,1	3,8	4,3

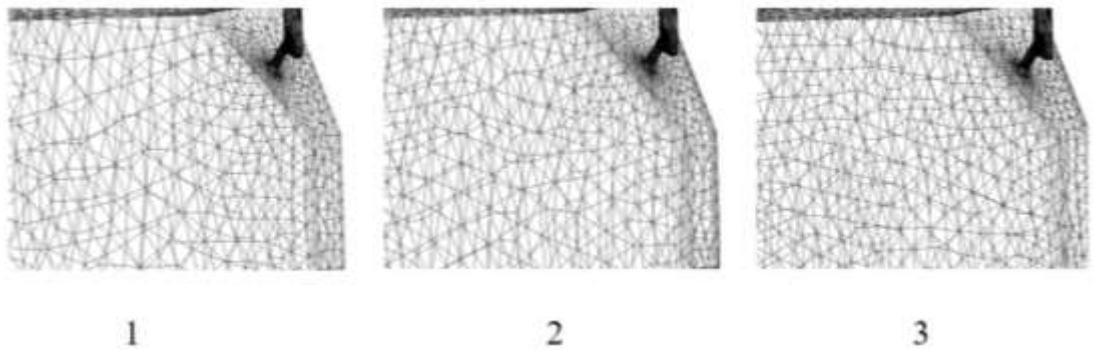


Рисунок 2.19. Різний рівень дискретизації розрахункової області

Етапи та результати чисельного моделювання процесу упорскування палива в модельну камеру наведено на рисунку 2.20.

Розрахункова область містить сектор розпилювача форсунки (120 град.) з одним розпилюючим отвором, орієнтованим під кутом 36 град. відносно осі форсунки, з радіусом переходу $R = 0,025$ мм й об'ємом модельної камери радіусом 100 мм і висотою 90 мм (рисунок 2.20, а). Процес упорскування палива моделювався для режиму номінальної потужності з максимальним тиском упорскування 60 МПа.

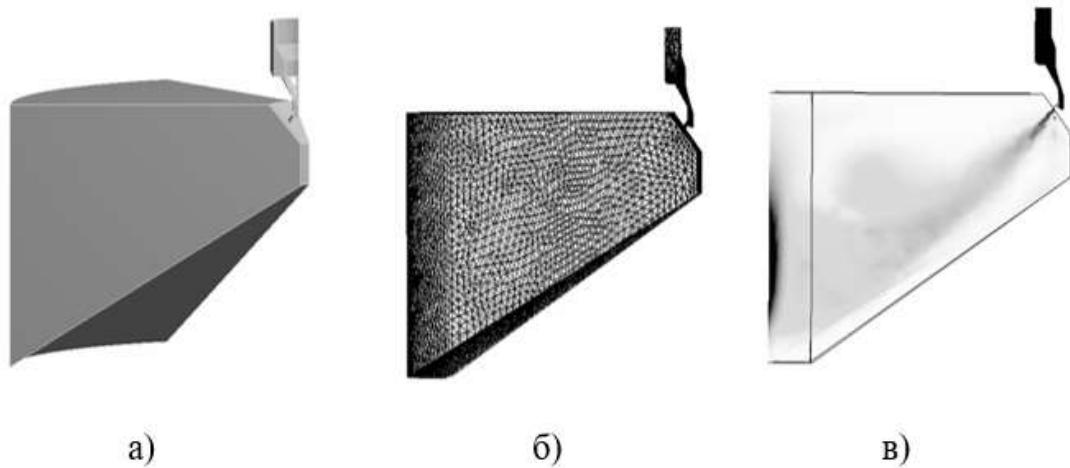


Рисунок 2.20. Розрахункова область (а), розрахункова сітка (б) і результати чисельного моделювання (в) процесу поширення паливного факела в модельній камері (сектор 120 град.)

Розрахункова сітка (варіант 3), що описує сектор розпилювача й модельну камеру, містить 4,3 млн. розрахункових комірок з локальним згущенням у місцях різкої зміни геометрії (рисунок 2.20, б).

З результатів моделювання, представлених на рисунку 2.20, видно, що паливний факел нерівномірно поширюється по об'єму модельної камери й має ряд характерних ділянок (зону палива – ядро паливного факела, зону палива, що випарувалося, по периферії паливного факела, зону крапель палива з парою й зону взаємодії паливного факела з твердими стінками модельної камери).

Для різних рівнів дискретизації розрахункової області (таблиця 2.7, рисунок 2.19) отримані значення далекобійності паливного факела відрізняються в межах 5 % (варіант 1). Згущення розрахункової сітки (варіанти 2 й 3) дозволяє отримати підвищення точності результатів чисельного моделювання, але супроводжується значним зростанням розмірності розв'язуваної задачі й витратою ресурсів.

Деякі програмні комплекси при дослідженні процесу упорскування палива в камеру згоряння автоматично виділяють підобласть у напрямку

розвитку паливного факела для подальшого згущення розрахункової сітки у цій підобласті [239-243].

Представлена методика комплексного чисельного моделювання дозволяє досліджувати процеси упорскування й розпилювання палива залежно від конструктивних і режимних факторів, а також враховувати теплофізичні властивості палива, умови виникнення гідродинамічної кавітації і її вплив на особливості протікання розглянутих процесів.

Виникнення гідродинамічної кавітації в області соплових отворів розпилювача призводить до збільшення далекобійності паливних факелів [241, 242], збільшує частку плівкості, сприяє змиванню масляної плівки зі стінок поршня й циліндра і спричиняє погіршення екологічних показників дизельного двигуна.

Моделювання процесу розпилювання дизельного й сумішевого палива в камері згоряння тепловозного двигуна при роботі на штатному та сумішевих паливах

Дослідження процесу упорскування палива в модельну камеру (сектор камери згоряння 45 град.) наведено на рисунку 2.21. Розрахункова область містить сектор розпилювача форсунки (45 град.) з одним розпилюючим отвором (рисунок 2.21, а) та розрахункову сітку, що описує конфігурацію сектора камери згоряння (3,5 млн. розрахункових комірок), – рисунок 2.21, б. Процес упорскування палива моделювався для режиму номінальної потужності з максимальним тиском упорскування 85 МПа в статичний заряд (без урахування руху повітря в камері згоряння при роботі двигуна).

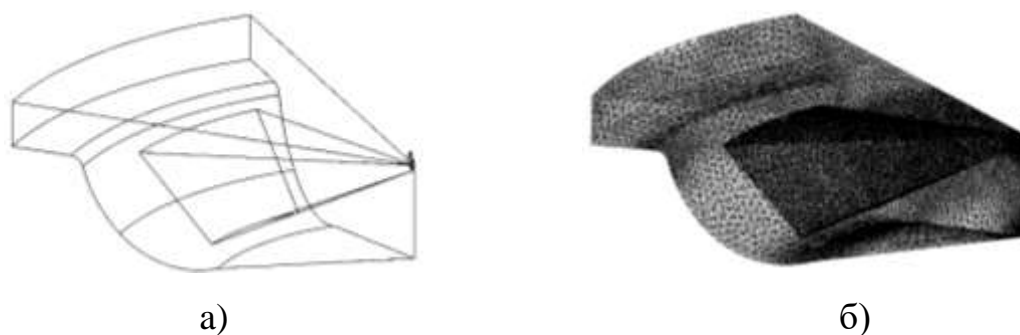


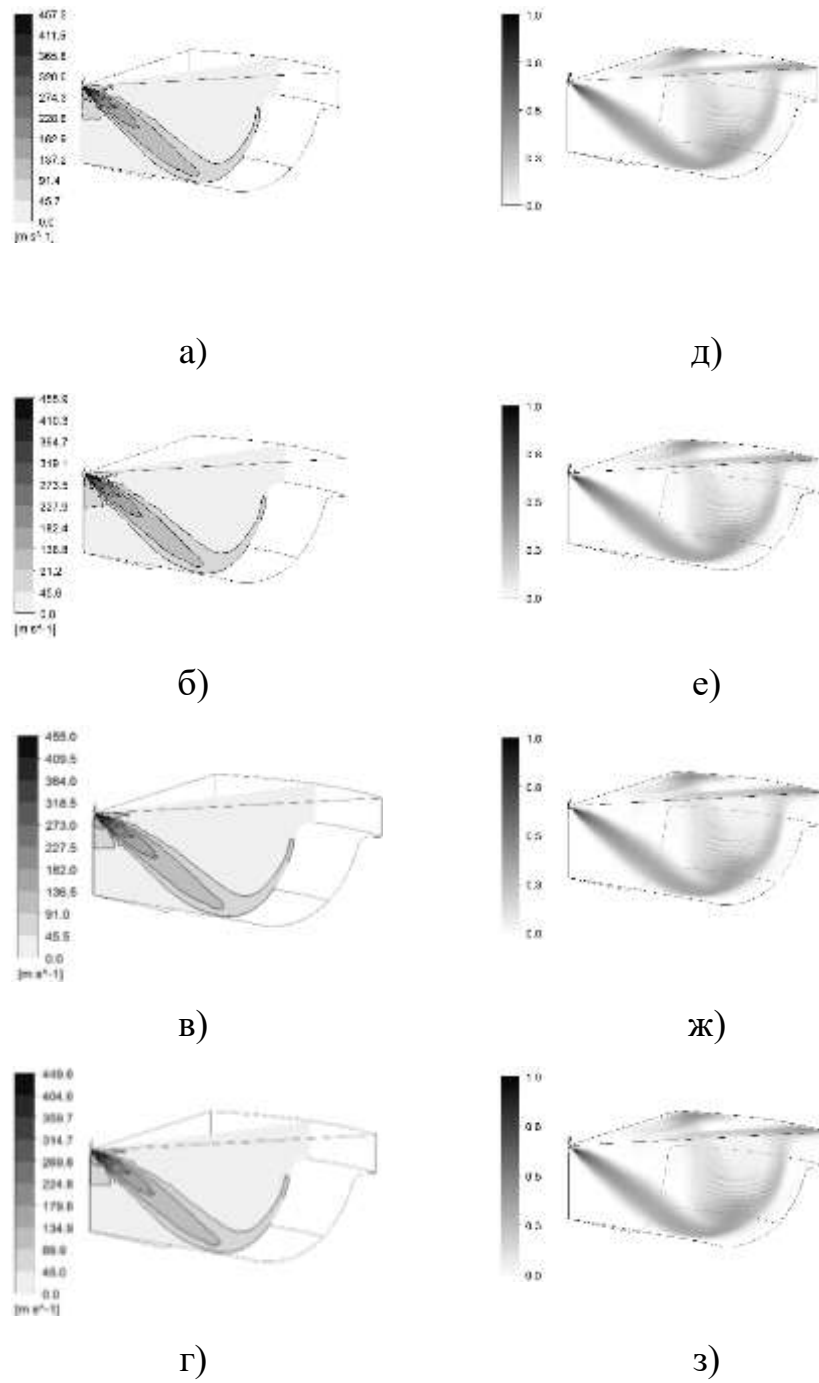
Рисунок 2.21. Розрахункова область (а) і розрахункова сітка (б) сектора камери згоряння дизельного двигуна 16ЧН26/27

Результати чисельного моделювання процесу розпилювання штатного й сумішевого палив у секторі модельної камери представлені на рисунках 2.22–2.23.

На рисунку 2.22 показано розподіл швидкості паливного факела та характер розподілу масової частки палива по об'єму сектора модельної камери.

При упорскуванні штатного палива в камеру згоряння максимальна швидкість потоку досягає 457,2 м/с – в області виходу паливного факела із соплового отвору розпилювача. По мірі наближення паливного факела до стінок камери згоряння його швидкість змінюється від 300 до 45 м/с (рисунок 2.22, а). У процесі упорскування сумішевого палива з концентрацією спирту 5% максимальна швидкість паливного факела досягає 455,9 м/с (рисунок 2.22, б). У процесі упорскування сумішевого палива з концентрацією спирту 15 % максимальна швидкість паливного факела досягає 455 м/с (рисунок 2.22, в). У процесі упорскування сумішевого палива з концентрацією спирту 25 % максимальна швидкість паливного факела досягає 449,6 м/с (рисунок 2.22, г).

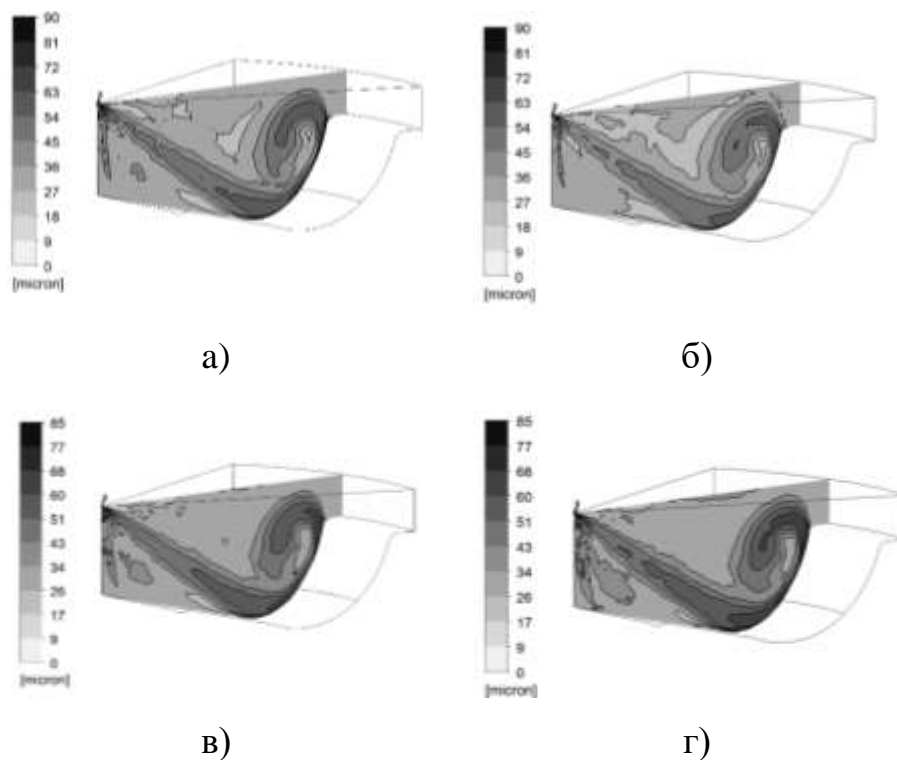
Структура паливного факела має явно виражений зональний характер – спостерігається ядро паливного факела, перехідна ділянка й ділянка дрібнодисперсних крапель і пари палива (рисунок 2.22, д-з).



а, д – штатне паливо; б, е – 5 % спирту; в, ж – 15 % спирту; г, з – 25 % спирту

Рисунок 2.22. Розподіл швидкості потоку й масової частки штатного й сумішевого палив у процесі течії в розпилювачі форсунки та секторі модельної камери згоряння

Розподіл дисперсності палива в меридіональній площині сектора модельної камери наведено на рисунку 2.23.



а – штатне паливо; б – 5 % спирту; в – 15 % спирту; г – 25 % спирту

Рисунок 2.23. Розподіл дисперсності штатного й сумішевого палива у процесі розпилювання в секторі модельної камери

У процесі розпилювання штатного палива максимальний розмір крапель досягає 90 мікрон, а в середньому змінюється в межах від 50 до 80 мікрон (рисунок 2.23, а). У процесі розпилювання сумішевого палива із вмістом спирту 5 % (рисунок 2.23, б розмір крапель у середньому змінюється в межах від 35 до 75 мікрон). Для сумішевого палива із вмістом спирту 15 % (рисунок 2.23, в) і 25 % (рисунок 2.23, г) максимальний розмір крапель досягає 85 мікрон, а середній розмір крапель змінюється від 30 до 70 мікрон. Зменшення розміру краплі зі збільшенням концентрації спирту у сумішевому паливі пояснюється зниженням в'язкості сумішевого палива (таблиця 2.5).

2.4. Чисельне моделювання робочих процесів автотракторного та тепловозного двигунів

2.4.1. Основні рівняння математичної моделі

Для чисельного моделювання робочих процесів дизельних і НССІ двигунів використовувалися такі математичні моделі та рівняння.

Рівняння Нав'є–Стокса у тензорних позначеннях має вигляд

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial v_i}{\partial t} + v_k \frac{\partial v_i}{\partial x_k} \right) = \\ = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left\{ \eta \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_k} + \frac{\partial v_k}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ik} \frac{\partial v_l}{\partial x_l} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\zeta \frac{\partial v_l}{\partial x_l} \delta_{ik} \right), \end{aligned} \quad (2.16)$$

де η – коефіцієнт динамічної в'язкості (зсувна в'язкість); ζ – об'ємна в'язкість; δ_{ik} – дельта Кронекера; $i = 1, 2, 3$; t – час; ρ – щільність.

Рівняння нерозривності

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u}) = 0, \quad (2.17)$$

де \vec{u} – швидкість газу.

Для моделювання нестационарної турбулентної течії необхідно проводити осереднення рівнянь Нав'є–Стокса за часом, тобто осереднення пульсуючої величини φ проводиться за наступною залежністю

$$\bar{\varphi}(\vec{x}, t) = \frac{1}{T} \int_{t-T/2}^{t+T/2} \varphi(\vec{x}, \tau) d\tau, \quad (2.18)$$

а пульсуюча складова (φ')

$$\varphi'(\vec{x}, t) = \varphi(\vec{x}, t) - \bar{\varphi}(\vec{x}, t). \quad (2.19)$$

Для розрахунку в'язкої турбулентної течії при моделюванні робочого процесу дизельних двигунів використовувались варіанти k - ε моделей турбулентності: стандартна (розділ 2), RNG k - ε модель (рівняння (2.20), (2.21) та реальна k - ε модель (2.22).

RNG k - ε модель турбулентності відрізняється від стандартної за такими ознаками:

- має додатковий член для ε , що поліпшує точність обчислень для рідини з високими швидкостями деформацій;
- у моделі враховується вплив завихреності на турбулентність, що підвищує точність розрахунку;
- пропонує аналітичні формули для турбулентних чисел Прандтля, тоді як стандартна k - ε модель використовує стандартні значення.

Рівняння RNG k - ε моделі мають такий вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot k \cdot \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \cdot \varepsilon - Y_M + S_k; \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot \varepsilon \cdot \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \cdot \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} \cdot G_b) - C_{2\varepsilon} \cdot \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon, \end{array} \right. \quad (2.20)$$

де k – питома кінетична енергія турбулентності; ε – швидкість в'язкої дисипації енергії турбулентності; ρ – щільність газу; μ_t – турбулентна динамічна в'язкість; \bar{u}_i – усереднена швидкість; σ_k – безрозмірна емпірична константа; G_k – турбулентна кінетична енергія, утворена від середніх градієнтів швидкості; G_b – кінетична енергія виштовхуючої сили; $C_{3\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ – константи; Y_M – внесок змінного розширення при турбулентності

стиснення в загальну швидкість дисипації; S_k – інваріант тензора деформацій.

Головна відмінність RNG k - ε моделі від стандартної полягає у додатковому члені в рівнянні для ε

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \cdot \rho \cdot \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0}\right) \varepsilon^2}{1 + \beta \cdot \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} . \quad (2.21)$$

Реальна k - ε модель порівняно зі стандартною має дві відмінності:

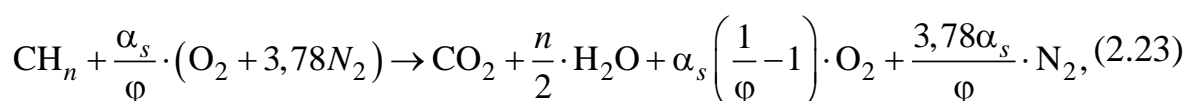
- реальна k - ε модель має альтернативне формулювання для турбулентної в'язкості;
- модифіковане рівняння переносу для швидкості дисипації ε отримано з точного рівняння для переносу середньоквадратичних коливань завихреності.

Рівняння реальної k - ε моделі мають такий вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot k \cdot \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \cdot \varepsilon - Y_M + S_k; \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot \varepsilon \cdot \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho \cdot C_1 \cdot S_\varepsilon - \rho \cdot C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \cdot \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} \cdot G_b + S_\varepsilon. \end{array} \right. \quad (2.22)$$

Порівняння впливу різних k - ε моделей турбулентності на результати чисельного моделювання робочого процесу дизельного двигуна (на прикладі автотракторного двигуна 2Ч10,5/12) наведено у шостому розділі.

Процес згоряння (унаслідок дуже малої тривалості горіння палива в дизельному двигуні) розраховано за такою залежністю



де CH_n – вуглеводневе паливо, α_s – коефіцієнт надлишку повітря.

2.4.2. Побудова розрахункової області для опису камери згоряння автотракторного та тепловозного двигунів

Автотракторний двигун 2Ч10,5/12

Як базовий об'єкт розглядається автотракторний дизельний двигун 2Ч10,5/12 сімейства Д21 виробництва Володимирського тракторного заводу.

Особливості конструкції дизельного двигуна (поперечний переріз) представлено на рисунку 2.24.

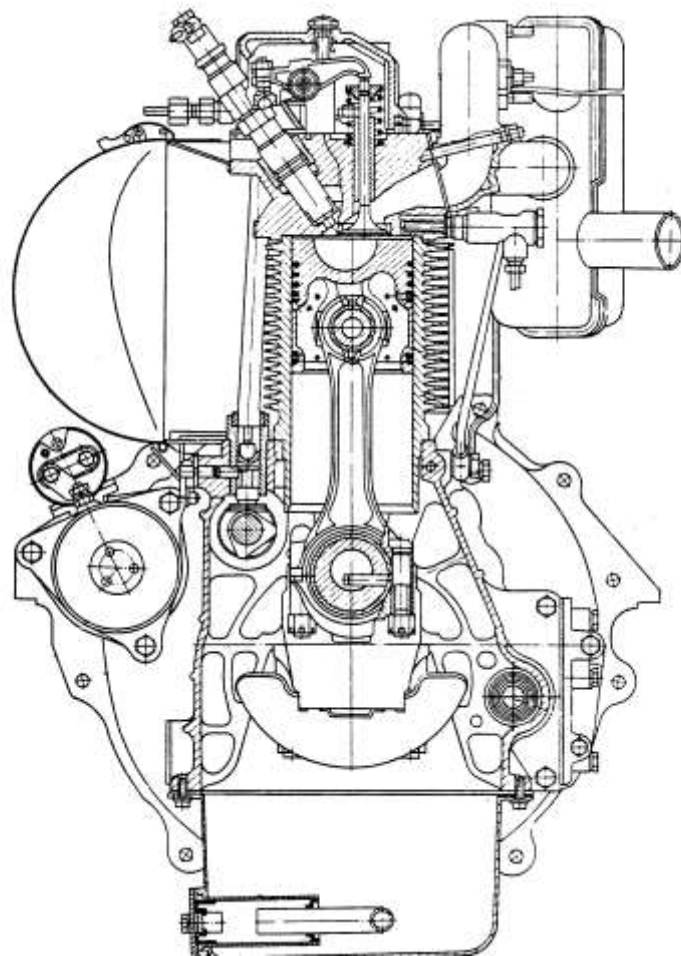


Рисунок 2.24. Поперечний переріз дизельного двигуна 2Ч10,5/12

Дизельний двигун 2Ч10,5/12 має напівсферичну камеру згоряння в поршні, зміщену відносно осі циліндра. Паливна форсунка встановлена під

кутом до всі циліндра, розпилювач форсунки має три соплові отвори, які знаходяться під кутом 120 градусів до осі форсунки.

Дизельний двигун 2Ч10,5/12 має по одному впускному й одному випускному клапану на циліндр.

Особливістю дизельного двигуна 2Ч10,5/12 є повітряне охолодження. Циліндр і головка циліндра мають ребра охолодження. Стислу технічну характеристику дизельного двигуна наведено в таблиці 2.8 [227, 228].

Таблиця 2.8

Технічна характеристика дизельного двигуна 2Ч10,5/12

Двигун	Д21А
Відношення S/D, мм	120/105
Ступінь стиснення	16,5
Номінальна потужність, кВт	18,4
Частота обертання, яка відповідає номінальній потужності, хв ⁻¹	1800
Тип камери згоряння – півсферична у поршні	
Тиск початку упорскування, МПа	17
Кількість соплових отворів розпилювача	3
Діаметр соплових отворів, мм	0,3
Кут випередження упорскування до ВМК, град. п.к.в.	14
Тривалість упорскування, град. п.к.в.	20
Фази газорозподілу:	
– відкриття впускного клапану, град. п.к.в. до ВМТ	16
– закриття впускного клапану, град. п.к.в. після НМТ	40
– відкриття випускного клапану, град. п.к.в. до НМТ	40
– закриття випускного клапану, град. п.к.в. після ВМТ	16

Для проведення газодинамічних досліджень процесів сумішоутворення, згоряння й формування продуктів реакції в камері згоряння дизельного двигуна надалі було сформовано розрахункову область,

що описує конфігурацію камери згоряння. Основні етапи синтезу розрахункової області камери згоряння зводяться до такого.

Відповідно до креслень заводу-виробника було сформовано геометричні примітиви, які в подальшому об'єднані в розрахункову область камери згоряння. На рисунку 2.25 представлений фрагмент камери згоряння і набір профілів, що використовувався для формування впускного каналу методом витягування.

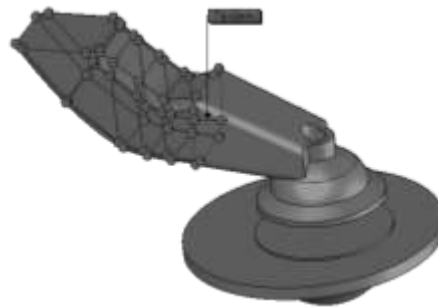


Рисунок 2.25. Фрагмент камери згоряння та набір профілів, що використовувався для формування впускного каналу

Розрахункова область камери згоряння, показана на рисунку 2.26 містить: впускний і випускний канали, впускний і випускний клапани, об'єм циліндра й камери згоряння.



Рисунок 2.26. Розрахункова область камери згоряння

Для урахування процесу перетікання повітря з надпоршневого простору в камеру при русі поршня до ВМТ розрахункова область має ділянку, що описує кільцевий зазор між бічною поверхнею головки поршня й дзеркалом циліндра, що дозволяє більш коректно моделювати взаємодію паливного факела з кільцевим вихором (рисунок 2.27).

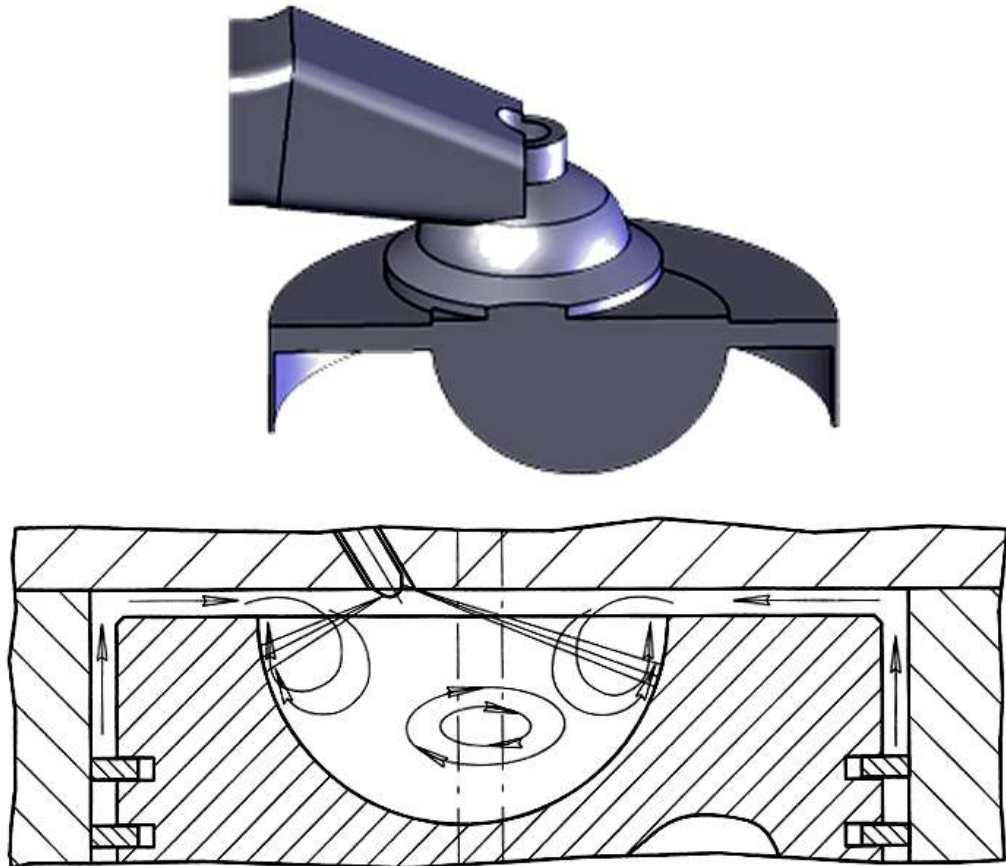


Рисунок 2.27. Ділянка розрахункової області, що описує кільцевий зазор між бічною поверхнею головки поршня й дзеркалом циліндра

Схему поширення паливних факелів й особливості камери згоряння (вид зверху) двигуна 2Ч10,5/12 наведено на рисунку 2.28.

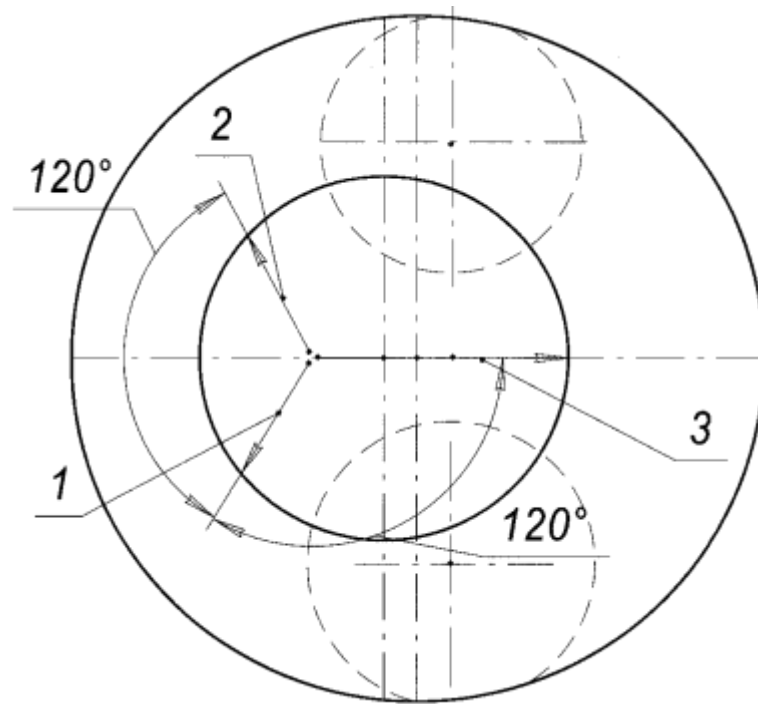


Рисунок 2.28. Схема розповсюдження паливних факелів у КЗ дизельного двигуна 2Ч10,5/12: 1,2,3 – паливні факели

Тепловозний двигун 16ЧН26/27

Як базовий тепловозний дизельний двигун розглядається двигун 16ЧН26/27 сімейства Д80. Особливості конструкції дизельного двигуна 16ЧН26/27 (поперечний переріз) представлено на рисунку 2.29.

Стислу технічну характеристику дизельного двигуна наведено в таблиці 2.9 [244]. Тепловозний дизельний двигун 16ЧН26/27 має камеру згоряння типу Гессельман [244], розташовану в поршні співвісно осі циліндра (рисунок 2.29). Паливна форсунка має центральне розташування в головці циліндра та співвісна осі циліндра.

Стисла технічна характеристика дизельного двигуна 16ЧН26/27

Двигун	Д80
Відношення S/D, мм	270/260
Ступінь стиснення	12,8
Номінальна потужність, кВт	2 940
Тип камери згоряння – Гессельман	
Кількість соплових отворів розпилювача	8
Діаметр соплових отворів, мм	0,42
Кут випередження упорскування до ВМТ, град. п.к.в.	20

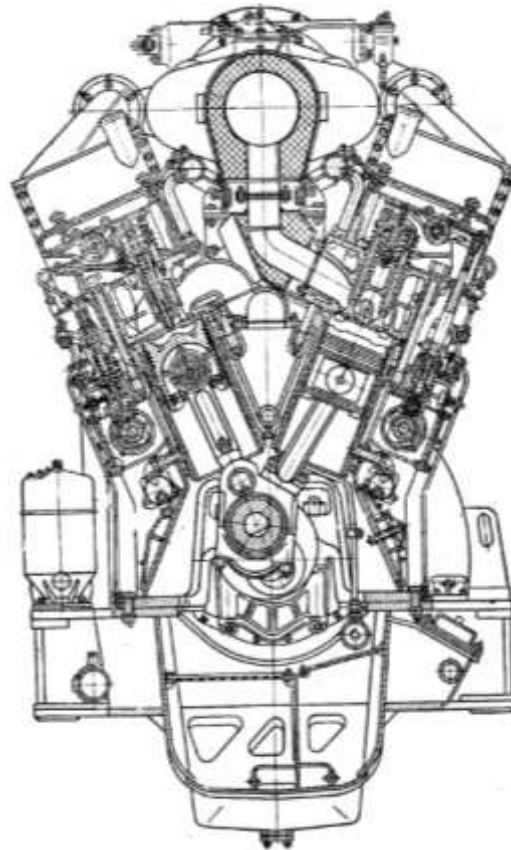


Рисунок 2.29. Поперечний переріз дизельного двигуна типу 16ЧН26/27

З урахуванням складності конфігурації камери згоряння тепловозного дизельного двигуна, більших лінійних розмірів і, відповідно, великої розмірності задачі при моделюванні процесів сумішоутворення, згоряння й

формування токсичних речовин на стадії налагодження математичної моделі робочого процесу дизельного двигуна розглядався сектор камери згоряння – 45 градусів (рисунок 2.30). Задача вирішувалася у осесиметричній постановці.

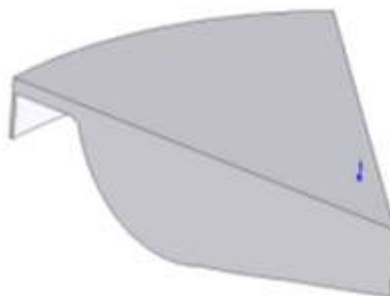


Рисунок 2.30. Сектор камери згоряння

Далі на рисунках 2.31 та 2.32 представлено етапи побудови повнорозмірної розрахункової області, що містить впускний і випускний канали, впускні й випускні клапани, об'єм циліндра й камери згоряння.

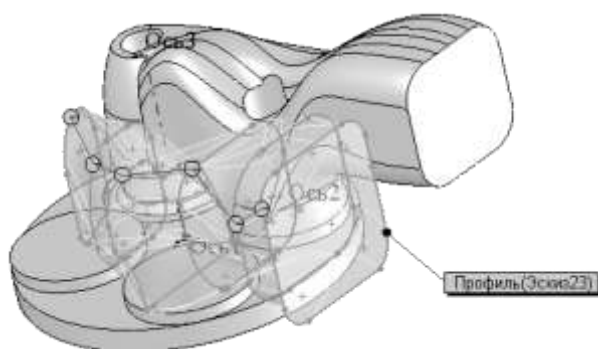


Рисунок 2.31. Формування ділянок, що описують отвори у впускних та випускних каналах головки дизельного двигуна 16ЧН26/27

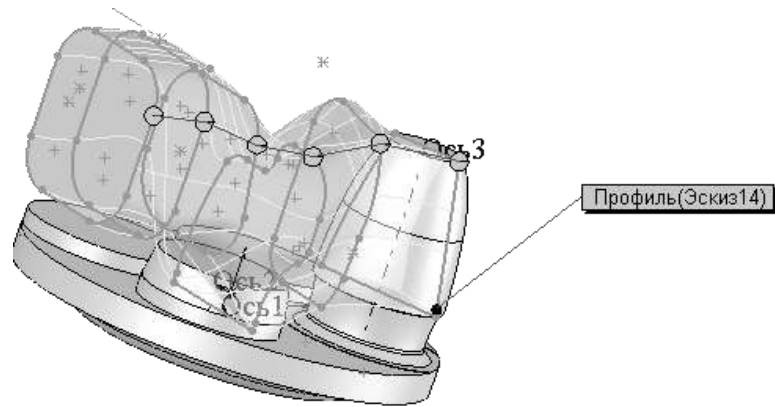


Рисунок 2.32. Етапи побудови ділянок, що описують отвори у впускних та випускних каналах головки дизельного двигуна 16ЧН26/27

Повнорозмірна розрахункова область камери згоряння дизельного двигуна наведена на рисунку 2.33.

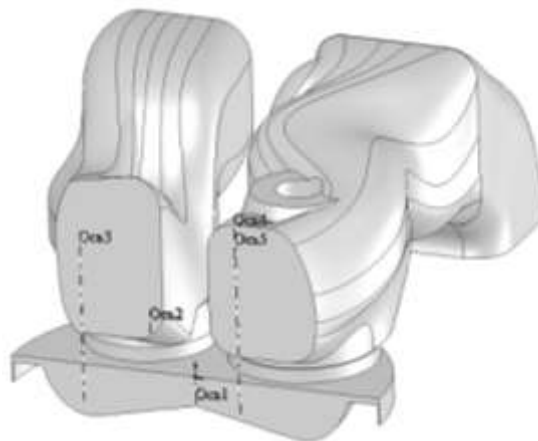


Рисунок 2.33. Повнорозмірна розрахункова область камери згоряння дизельного двигуна 16ЧН26/27

2.4.3. Побудова розрахункової сітки для чисельного моделювання робочих процесів автотракторного та тепловозного двигунів

Автотракторний двигун 2Ч10,5/12

Вибір типу розрахункових комірок та відповідно кількості вузлових точок, рівень дискретизації розрахункової області й особливості опису

розрахункової сітки поблизу твердих границь і рухливих границь розрахункової області впливають на розмірність задачі та точність результатів моделювання. Від розмірності задачі прямо залежать витрати часу на чисельне моделювання робочого процесу.

Для опису розрахункової області камери згоряння швидкохідного дизельного двигуна 2Ч10,5/12 використовується гексаедральна сітка. Розрахункова сітка містить 305 150 розрахункових комірок (рисунок 2.34). Поблизу рухливих границь мінімальна висота проміжного шару дорівнює 0,1 мм.

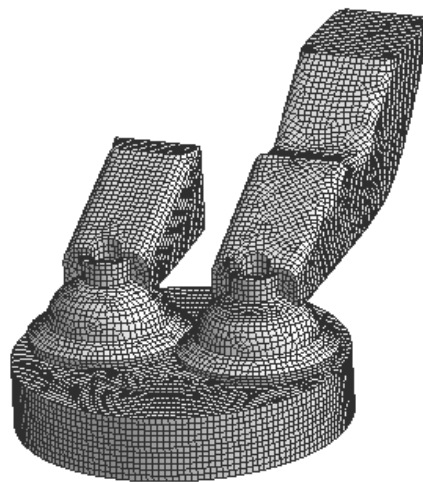


Рисунок 2.34. Розрахункова сітка, що описує конфігурацію КЗ та впускних і випускних каналів з клапанами дизельного двигуна 2Ч10,5/12

Тепловозний двигун 16ЧН26/27

Для опису розрахункової області камери згоряння тепловозного дизельного двигуна 16ЧН26/27 використовується гексаедральна сітка. Розрахункова сітка містить 1 023 040 розрахункових комірок (рисунок 2.35). Поблизу рухливих границь з використанням налаштувань функції динамічного перебудування розрахункової сітки мінімальна висота проміжного шару для знову створюваних розрахункових комірок при русі поршня вниз дорівнює 0,1 мм.

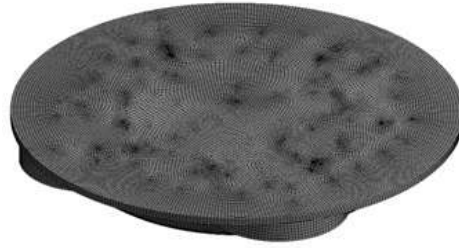


Рисунок 2.35. Розрахункова сітка, що описує конфігурацію КЗ
дизельного двигуна 16ЧН26/27

Для моделювання процесів наповнення циліндра та випуску у роботі використовується розрахункова сітка, наведена на рисунку 2.36. Вона додатково містить опис ділянок впускних та випускних каналів та клапанів. Розрахункові комірки мають форму трикутних пірамід (рисунок 2.36).



Рисунок 2.36. Розрахункова сітки, що описує конфігурацію КЗ та впускних і
випускних каналів з клапанами дизельного двигуна 16ЧН26/27

2.4.4. Формування та обґрунтування граничних умов для моделювання робочих процесів автотракторного та тепловозного двигунів

Підвищення рівня форсування сучасних дизельних двигунів впливає на їх паливно-економічні, екологічні та ресурсні показники, що, у свою чергу, вимагає їхньої комплексної оцінки та удосконалювання їх показників.

Як свідчать закордонні публікації [245–248], сучасні програмні комплекси, такі як AVL Fire, KIVA та інші, дозволяють із високим ступенем вірогідності моделювати внутрішньоциліндрові процеси ДВЗ різних типів.

Можливості цих програмних комплексів при моделюванні робочого процесу ДВЗ дозволяють враховувати конфігурацію камери згоряння, кінематику кривошипно-шатунного та газорозподільного механізмів, параметри паливоподачі, склад палива, параметри навколишнього середовища та інші фактори.

З використанням чисельних методів можна оцінювати параметри робочого процесу ДВЗ і токсичність продуктів згоряння.

За свідченням авторів [247, 248], при використанні чисельних методів для моделювання робочого процесу ДВЗ вдається домогтися майже 100 % збігу розрахункових й експериментальних індикаторних діаграм, а розрахункові значення викидів оксидів азоту NO_x , наприклад для дизельних двигунів Caterpillar 3401, 3406 й OM-355 Mercedes Benz, відрізняються від експериментальних у середньому на 5–15 % залежно від режиму роботи двигуна.

Результати розрахунку робочого процесу надалі можна використовувати для вирішення спряжених задач середовище – тверде тіло з подальшим розрахунком температур, напружень та деформацій деталей камери згоряння.

Таким чином, можна зробити висновок, що вдосконалення показників ДВЗ за такими параметрами, як паливна економічність, токсичність відпрацьованих газів і моторесурс, є пріоритетним напрямком розвитку двигунобудування, а використання сучасних програмних комплексів у поєднанні з експериментальними дослідженнями дозволяє істотно прискорити процес доведення й знизити матеріальні витрати.

Сучасні програмні комплекси дозволяють проводити чисельне моделювання робочого процесу ДВЗ із КЗ довільної конфігурації, наприклад циліндричної, тороїдальної, півсферичної, типу ЦНІДІ, Гессельмана та ін.

Далі розглядається розрахунок стисливої турбулентної течії паливоповітряної суміші в циліндрі дизельного двигуна в нестационарній постановці. З урахуванням рекомендацій компаній AVL та Ricardo для опису турбулентної течії у циліндрі ДВЗ обрана k - ϵ модель [248-251].

Для моделювання динаміки поширення паливних факелів у камері згоряння в роботі використовується модель розпаду струменя Wave Breakup Model [251–253]. Область соплових отворів розпилювача перебуває в стаціонарній зоні розрахункової сітки, що дозволяє без змін застосовувати початкові параметри, отримані в результаті моделювання процесу поширення паливних факелів, для подальшого розрахунку робочого процесу дизельного двигуна.

У розрахунку процесу наповнення циліндра враховується наявність залишкових газів у циліндрі й впускному каналі. Початкові умови при моделюванні: тиск, температура, маса залишкових газів у камері згоряння й впускному каналі, а також швидкості потоку в камері згоряння.

Для опису процесу теплообміну між робочим тілом і стінками циліндра використовується модель повної енергії (Total Energy), що дозволяє досить точно моделювати процес теплообміну для стисливих рідин і газів і враховувати ефект нагрівання робочого тіла в пристінному шарі при русі потоку з великим швидкостями.

Як граничні умови задаються тиск і температура повітря на впуску, параметри процесу паливоподачі, характеристики переміщення поршня, впускного й випускного клапанів. У моделі враховується теплообмін робочого тіла зі стінками впускного й випускного каналів і камерою згоряння, а також шорсткість поверхонь деталей камери згоряння.

Для моделювання процесу згоряння в циліндрі дизельного двигуна використовуються такі моделі:

- модель розкладання вихору (Eddy Dissipation) [247-249];
- модель полум'я (Flamelet Model) [248, 249];

- модель, що описує швидкості хімічних реакцій у полум'ї (Finite Rate Chemistry);
- об'єднана модель (Combined Model);
- модель згоряння вуглеводневих палив (Hydrocarbon Fuel Model).

Схему задання граничних умов для розрахунку робочого процесу дизельного двигуна наведено на рисунку 2.37, а схему опису типу границь розрахункової області – на рисунку 2.38.

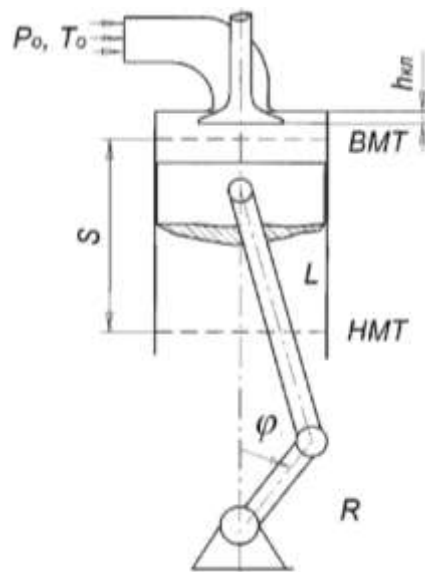


Рисунок 2.37. Схема задання ГУ при моделюванні робочого циклу двигуна

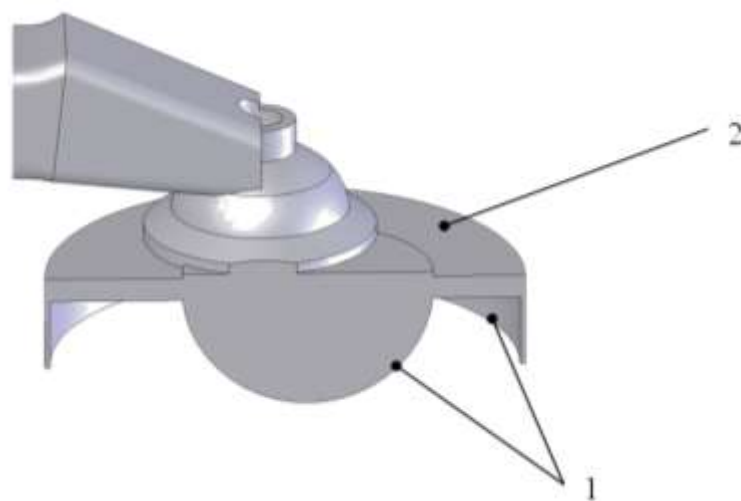


Рисунок 2.38. Схема опису типу границь розрахункової області:

1 – рухомі границі; 2 – стаціонарні

У математичній моделі робочого процесу дизельного двигуна описується конфігурація камери згоряння, впускних і випускних клапанів і каналів, частота обертання колінчастого валу, конструктивні параметри кривошипно-шатунного механізму, закони підйому впускних і випускних клапанів, параметри розпилювача паливної форсунки, закон паливоподачі, теплофізичні властивості свіжого заряду й палива.

Основні етапи фізичного та математичного моделювання процесів упорскування, розпилювання, згоряння та формування шкідливих речовин у циліндрі ДВЗ розглянуті в роботах [254-260]

*Опис математичної моделі для розрахунку токсичності
відпрацьованих газів дизельного двигуна*

Для моделювання процесу утворення NO у циліндрі дизельного двигуна використовуються такі механізми:

- термічний механізм Я.Б. Зельдовича;
- «швидкий» механізм утворення NO;
- утворення NO за механізмом «N₂O»;
- «паливні» NO;
- механізм, що описує деструкцію NO.

Для моделювання процесу утворення сажі й сульфатів у циліндрі дизельного двигуна використовується модель «Magnussen and Hjertager» [261].

Термічний механізм Я.Б. Зельдовича включає дві елементарні стадії [262]:



У розширеному механізмі Я.Б. Зельдовича рівняння (2.24) та (2.25) доповнюються рівнянням



Реакція, яка описує «швидкий» механізм утворення NO, пов'язана з реакцією радикала CH [263, 264]



Так, згідно з роботами [263, 264] утворення NO далі може протікати за реакціями з іншими радикалами



Реакції утворення «швидких» NO виникають при відносно низьких температурах при хімічних реакціях вуглеводних радикалів з азотом, що входить до складу повітря, та подальшої взаємодії азото- та кисневмісних радикалів. Ці реакції мають значну швидкість протікання.

Результати порівняльних розрахунків робочих процесів дизельних та НССІ двигунів 2Ч10,5/12 та 16ЧН26/27 наведено у шостому розділі.

2.5. Особливості організації робочого процесу НССІ двигунів

З урахування світового досвіду по підвищенню паливно-економічних та екологічних показників дизельних двигунів шляхом організації багатостадійного упорскування палива в поєднанні з роботою системи EGR в роботі, стосовно досліджуваних двигунів (2Ч10,5/12 та 16ЧН26/27) запропоновано такі конструктивні та регульовальні параметри двигунів та паливної апаратури (таблиця 2.10 та 2.11) – з урахуванням рекомендацій робіт [265–268].

Авотракторний двигун 2Ч10,5/12 (базовий та НССІ)

Таблиця 2.10

Параметри НССІ двигуна 2Ч10,5/12

Ступінь стиснення ε	16,5
Діаметр соплових отворів d_c , мм	0,22
Кут випередження упорскування*, п.к.в. до ВМТ	
1-й	130
2-й	100
3-й	40
4-й	12
Кількість підупорскувань	4
Тривалість кожного упорскування, град. п.к.в.	20
Система рециркуляції відпрацьованих газів	EGR

Тепловозний двигун 16ЧН26/27

Параметри НССІ двигуна 16ЧН26/27 наведено в таблиця 2.11.

Таблиця 2.11

Коротка характеристика НССІ двигуна

Ступінь стиснення ε	12,8
Діаметр соплових отворів d_c , мм	0,35
Кут випередження упорскування, п.к.в. до ВМТ	
1-й	120
2-й	90
3-й	50
4-й	10
Кількість підупорскувань	4
Тривалість кожного упорскування, град. п.к.в.	20
Система рециркуляції відпрацьованих газів	EGR

Порівняльні результати чисельного моделювання робочих процесів досліджуваних дизельних та НССІ двигунів та їх вплив на складові теплонапруженого та деформованого стану деталей КЗ наведено в розділі 6.

Висновки за розділом 2

1. Удосконалено комплекс моделей для розв'язання спряжених задач термогазодинаміки в дизельних та НССІ двигунах з повітряним і рідинним охолодженням. Запропоновано проводити осереднення за цикл і локалізацію граничних умов 3-го роду та перехід від нестационарної задачі термогазодинаміки (робочий цикл) до стаціонарної (задачі теплопровідності та механіки) при розв'язанні спряженої задачі. А при чисельному моделюванні робочого циклу враховувати вплив термомеханічної деформації деталей КЗ на витікання робочого тіла крізь пари тертя.

2. Розроблено методологію чисельного моделювання робочого циклу НССІ двигуна з урахуванням локального розподілу палива й повітря по циліндру й особливості процесу запалення гомогенної паливоповітряної суміші та впливу термомеханічної деформації деталей КЗ на внутрициліндрові процеси для дизельних та НССІ двигунів 2Ч10,5/12 та 16ЧН26/27.

3. Сформовані розрахункові області і розрахункові сітки для чисельного моделювання процесу течії палива в соплових отворах розпилювачів форсунок двигунів 2Ч10,5/12 та 16ЧН26/27 дозволяють моделювати процеси у розпилювачах з урахуванням локальних пристінних ефектів у процесі течії палива й оцінювати вплив умов на стінці на процес течії.

4. Описані граничні умови, отримані на основі даних експерименту й розрахунків робочого процесу досліджуваних двигунів дозволили одержати коректні й адекватні результати чисельного моделювання процесу течії палива в розпилювачах форсунок.

Встановлено, що:

- збільшення кількості розрахункових комірок більше 2,34 млн. для опису геометрії розпилювача форсунки автотракторного двигуна й локального згущення поблизу твердих стінок - більше п'яти прошарків не призводить до істотної зміни результатів моделювання;
- збільшення кількості розрахункових комірок більше 4,3 млн. для опису геометрії модельної камери автотракторного двигуна не призводить до істотної зміни результатів моделювання.

5. Оцінка впливу режимних і конструктивних факторів на умови упорскування палива на прикладі автотракторного двигуна показало, що при роботі двигуна на режимі номінальної потужності при радіусі сполучення соплових отворів розпилювача з корпусом менш 0,016 мм виникає гідродинамічна кавітація, що негативно впливає на умови упорскування та розпилювання палива й ресурс розпилювача форсунки.

Показано, що:

- для мінімізації факторів, які призводять до виникнення гідродинамічної кавітації (особливо для розпилювачів у яких соплові отвори нерівномірно орієнтовані відносно осі форсунки) необхідно збільшувати радіус сполучення;
- збільшення концентрації спирту в сумішевому паливі для дизельних двигунів більше 15% вимагає використання присадок, що компенсують зниження змашувальної здатності палива;
- зниження тиску насиченої пари сумішевого палива дозволяє мінімізувати фактори, що призводять до виникнення гідродинамічної кавітації в розпилювачі форсунки.

6. На прикладі двигуна 16ЧН26/27 показано, що використання сумішевого палива зі вмістом спирту 15% і більше призводить до збільшення далекобійності паливних факелів, впливає на умови сумішоутворення й вимагає додаткових розрахункових й експериментальних досліджень для

оптимізації процесу паливоподачі (особливо для тепловозних двигунів з об'ємним способом сумішоутворення).

7. Показано, що спільне моделювання процесів упорскування й розпилювання палива дозволяє комплексно вивчати особливості протікання цих процесів і виділяти найбільш значимі фактори, що призводять до погіршення характеристик упорскування й розпилювання палива.

8. Сформовані розрахункові області і розрахункові сітки для чисельного моделювання робочих процесів дизельних та НССІ двигунів 2Ч10,5/12 та 16ЧН26/27 дозволяють за рівнем дискретизації та деталізації основних елементів при подальшому чисельному моделюванні робочих процесів враховувати локальний розподіл палива й повітря по циліндру й особливості перебігу робочих процесів досліджуваних двигунів.

Показано, що:

- для попереднього розгляду параметрів робочого процесу дизельних та НССІ двигунів для зменшення розмірності поставленої задачі треба використовувати плоску осесиметричну (2D), або тривимірну осесиметричну (3D) постановку;

- моделювання робочого процесу дизельного та НССІ двигунів у тривимірній повнорозмірній постановці необхідно розглядати для комплексної оцінки впливу конструктивних та режимних факторів на показники двигуна.

Результати розділу опубліковані в [58, 104, 144, 152, 211, 212, 215, 222, 236, 240].

РОЗДІЛ 3.

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОМАСООБМІНУ У СИСТЕМАХ ОХОЛОДЖЕННЯ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Як правило, при описі граничних умов і подальшому моделюванні теплонапруженого стану (ТНС) деталей камери згоряння дослідники користуються не повними експериментальними даними про тепловий і деформований стан деталей камери згоряння, що обумовлено обмеженими можливостями, пов'язаними з особливостями конструкції ДВЗ і недосконалістю вимірювальної техніки.

При моделюванні ТНС деталей камери згоряння завжди виникають складності з вибором схеми задання граничних умов задачі теплопровідності на теплообмінній поверхні досліджуваних деталей, вибором закону зміни граничних умов при дослідженні нестационарних режимів, а також з вибором самих значень граничних умов задачі теплопровідності [110, 157, 158, 159, 165, 190].

Ці особливості позначаються на точності вибору схеми задання граничних умов, закону їхньої зміни й значення самих граничних умов теплообміну.

3.1. Формування масиву вихідних даних

Нижче наведено етапи чисельного моделювання процесу охолодження головки та циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12 набігаючим потоком повітря:

- синтез розрахункової області, що описує конфігурацію ребер охолодження головки та циліндра;
- синтез розрахункової сітки, адаптація розрахункової сітки, локальне згущення;

- опис крайових умов: параметри навколишнього середовища й умови обдування охолоджуючим повітрям;
- тестові розрахунки, уточнення крайових умов за результатами експерименту;
- чисельне моделювання процесу охолодження головки та циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12 набігаючим потоком повітря, аналіз результатів.

Геометрію циліндра та головки двигуна 2Ч10,5/12 наведено на рисунках 3.1 та 3.2.



Рисунок 3.1. Геометрія циліндра двигуна 2Ч10,5/12

Циліндр двигуна 2Ч10,5/12 має горизонтальні ребра охолодження і виготовлений із сірого чавуну. Нижня частина циліндра встановлюється в картер. Зверху на циліндр встановлюється головка, виконана з алюмінієвого

сплаву, та за допомогою чотирьох силових шпильок ці деталі кріпляться до картера.

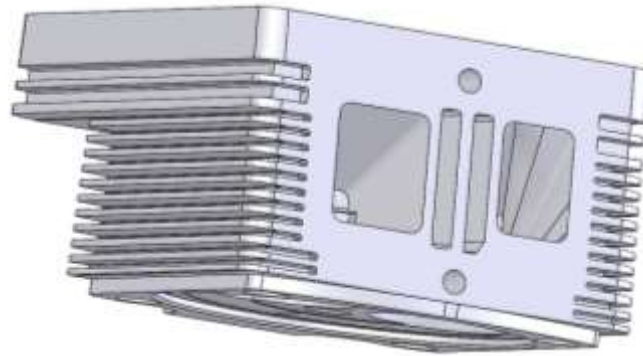


Рисунок 3.2. Геометрія головки двигуна 2C10,5/12

Головка має зовнішні та внутрішні ребра охолодження. Найбільш інтенсивно охолоджується центральна частина головки крізь спеціальні канали.

Синтез розрахункових сіток для чисельне моделювання процесу повітряного охолодження циліндра та головки наведено на рисунках 3.3 та 3.4.

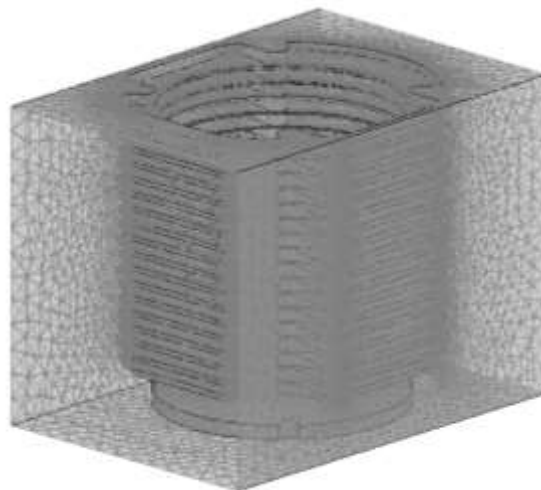


Рисунок 3.3. Розрахункова сітка, що описує геометрію розрахункової області, для моделювання процесу повітряного охолодження циліндра

(5 586 023 розрахункових комірок)

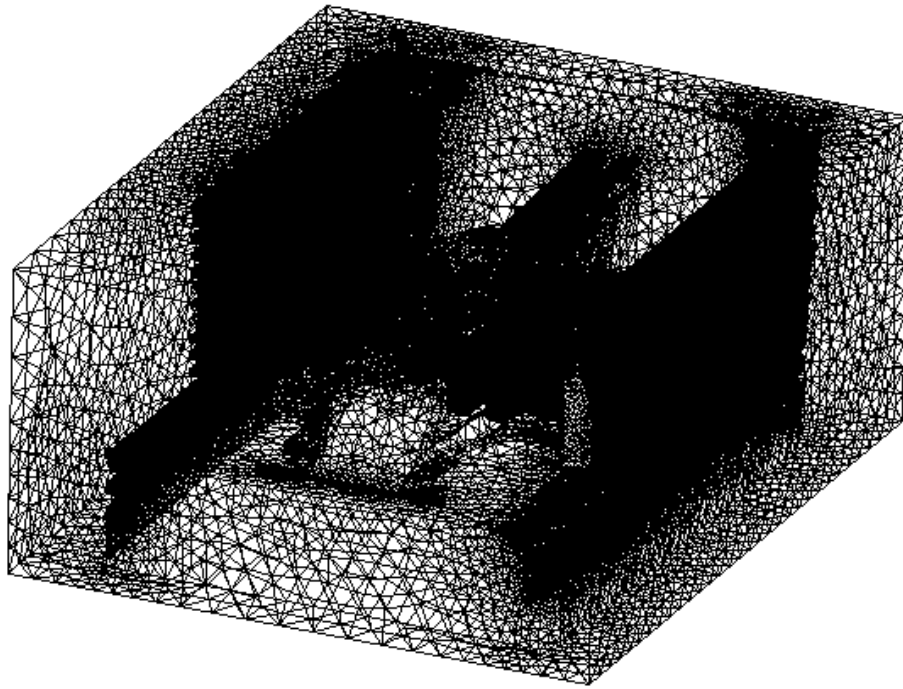


Рисунок 3.4. Розрахункова сітка, що описує геометрію розрахункової області, для моделювання процесу повітряного охолодження головки (4 523 120 розрахункових комірок)

Схему задання граничних умов для чисельного моделювання процесу повітряного охолодження циліндра наведено на рисунку 3.5. Температури циліндра та головки при моделюванні задавалися на основі проведеного моторного експерименту [104], розрахунків теплового стану цих деталей та узагальнення результатів інших авторів [227, 228]: на виході охолоджуючого повітря з розрахункової області задавалися умови оточуючого середовища (надлишковий тиск $p_{\text{вих}} = 0$ МПа та температура $t_0 = 30$ °С).

Швидкість ($V = 3$ м/с) та температура ($t_0 = 30$ °С) потоку охолоджуючого повітря при моделюванні процесу повітряного охолодження циліндра задавалися за статистичними даними [227, 228], на виході охолоджуючого повітря з розрахункової області задавалися умови оточуючого середовища (надлишковий тиск $p_{\text{вих}} = 0$ МПа та температура $t_0 = 30$ °С).

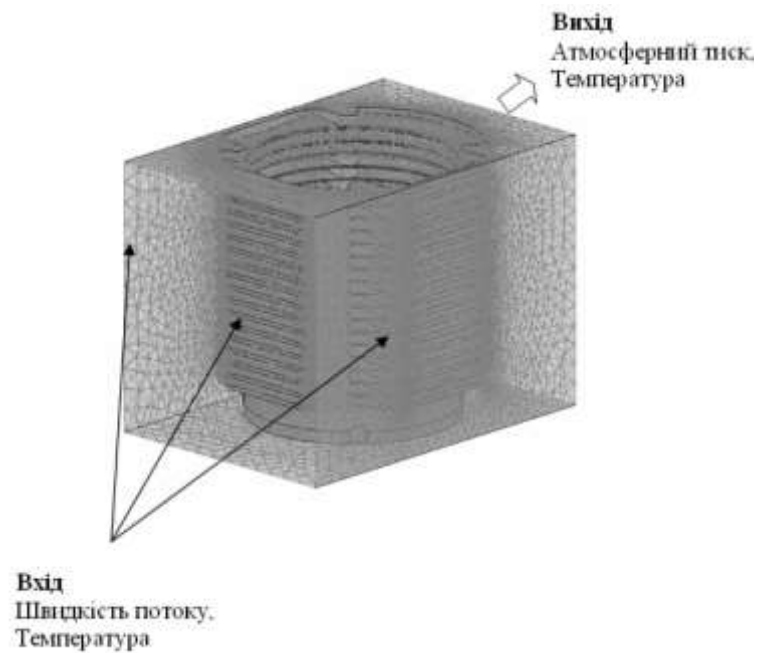


Рисунок 3.5. Схема задання граничних умов для чисельного моделювання процесу повітряного охолодження циліндра

Схему задання граничних умов для чисельного моделювання процесу повітряного охолодження головки циліндра наведено на рисунку 3.6.

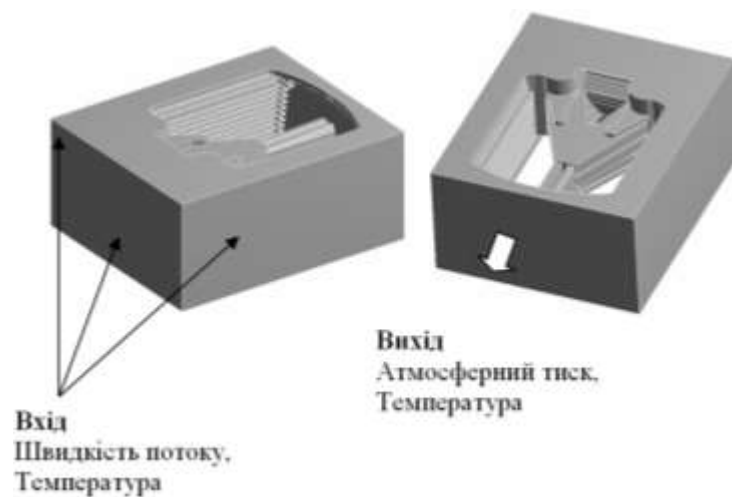


Рисунок 3.6. Схема задання граничних умов для чисельного моделювання процесу повітряного охолодження головки циліндра

Швидкість ($V = 3 \text{ м/с}$) та температура ($t_0 = 35 \text{ °C}$) потоку охолоджуючого повітря при моделюванні процесу повітряного охолодження головки циліндра задавалася за статистичними даними [227, 228].

3.2. Результати чисельного моделювання процесу охолодження головки й циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12 набігаючим потоком повітря

Розподіл швидкості та температури потоку охолоджуючого повітря в процесі повітряного охолодження циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12 представлено на рисунках 3.7 та 3.8.

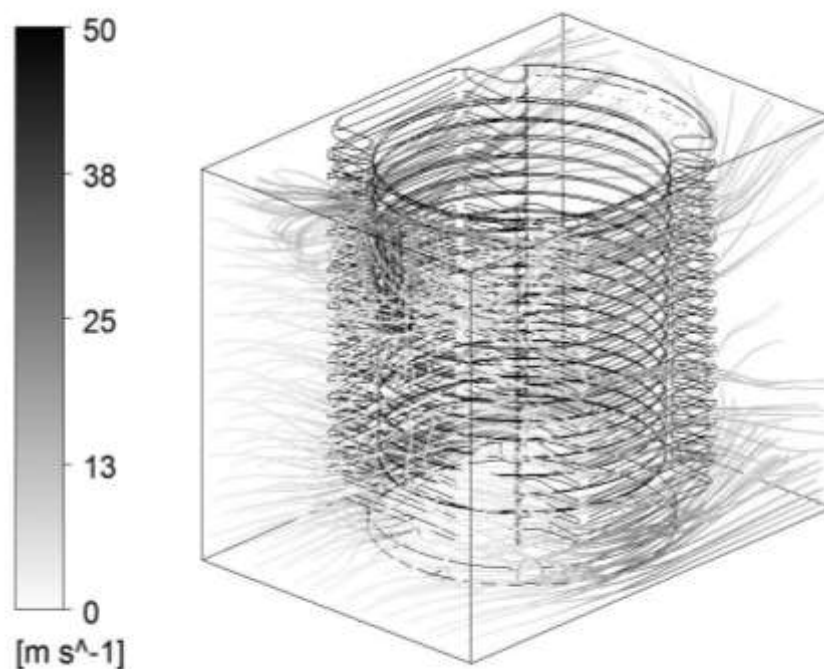


Рисунок 3.7. Розподіл швидкостей потоку охолоджуючого повітря в процесі обдування циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12, м/с

Максимальна швидкість охолоджуючого повітря досягає 50 м/с в області між ребрами охолодження циліндра. На вхідних та вихідних ділянках

розрахункової області швидкість потоку повітря змінюється від 10 до 25 м/с (рисунок 3.7).

Максимальна температура охолоджуючого повітря досягає 80 °С в областях між ребрами охолодження (рисунок 3.8). На вхідних на вихідних ділянках розрахункової області температура потоку повітря змінюється від 30 до 50 °С (рисунок 3.8).

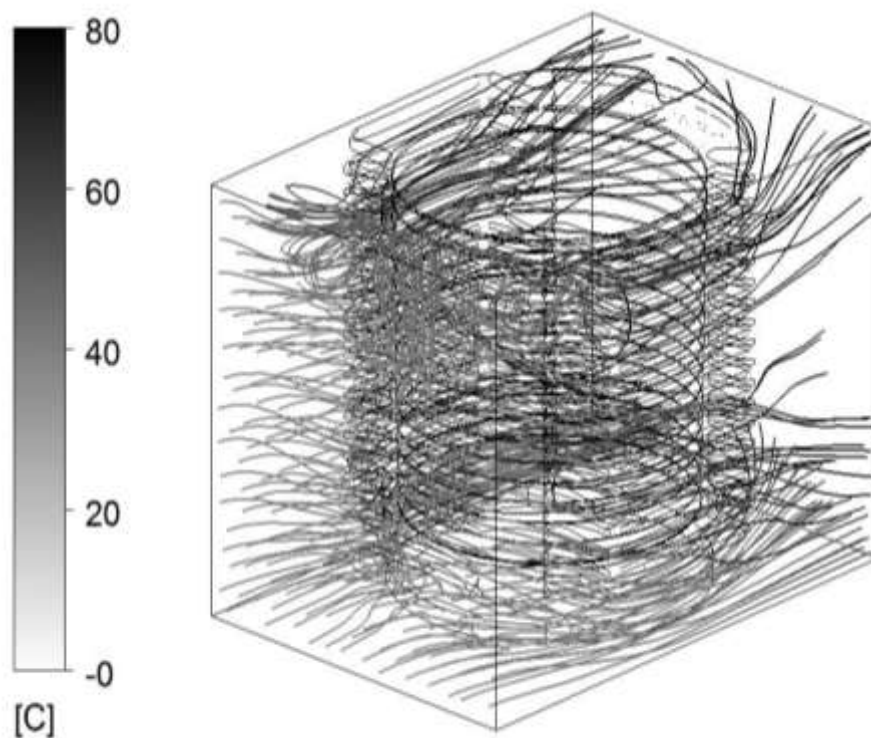


Рисунок 3.8. Розподіл температур потоку охолоджуючого повітря в процесі обдування циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12, м/с

Розподіл швидкості та температури потоку охолоджуючого повітря в процесі повітряного охолодження головки дизельного двигуна 2Ч10,5/12 представлено на рисунках 3.9 та 3.10.

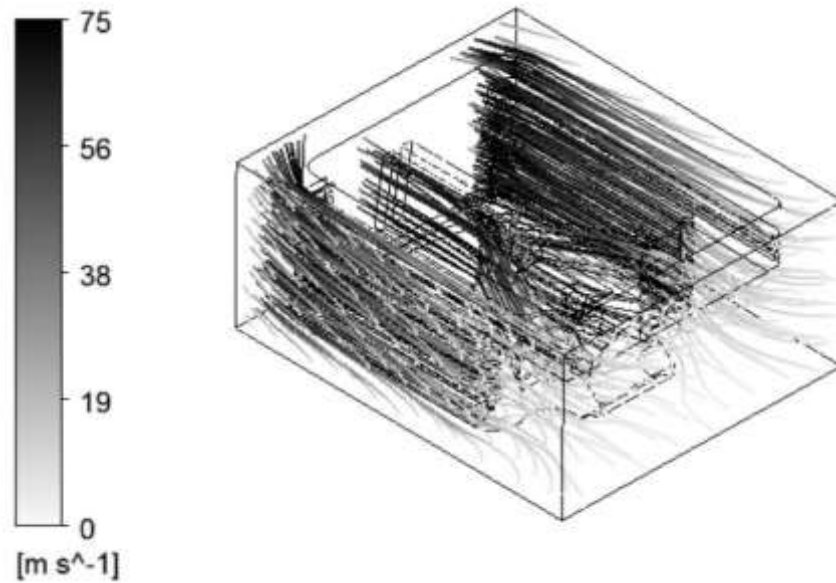


Рисунок 3.9. Розподіл швидкостей потоку охолоджуючого повітря в процесі обдування головки циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12

Максимальна швидкість потоку охолоджуючого повітря досягає 75 м/с у проточній порожнині охолодження, розташованій в центральній частині головки циліндра (рисунок 3.10). Поблизу зовнішніх ребер охолодження швидкість потоку змінюється від 5 до 30 м/с.

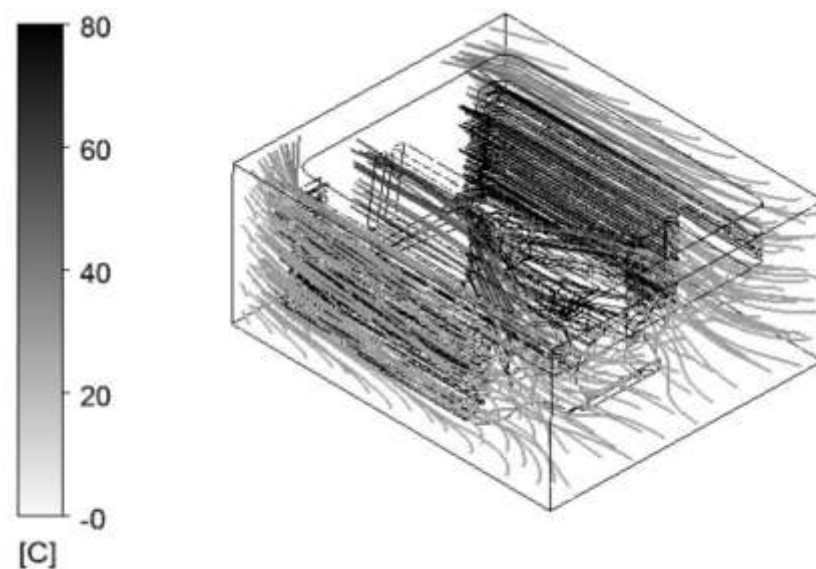


Рисунок 3.10. Розподіл температур потоку охолоджуючого повітря в процесі обдування головки циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12

Охолоджуюче повітря в процесі обдування головки нагрівається до температури 80 °С у центральній частині проточної порожнини (рисунок 3.10). На бічних ділянках розрахункової області температура охолоджуючого повітря змінюється від 40 до 60 °С.

Як видно з результатів чисельного моделювання процесу повітряного охолодження циліндра і головки двигуна 2Ч10,5/12 має місце явно виражена нерівномірність швидкостей потоку та температури охолоджуючого повітря. Це пояснюється складною конфігурацією досліджуваних деталей, нерівномірністю їх температурного поля та особливостями підведення та відведення охолоджуючого повітря.

В експлуатації така нерівномірність температурного поля циліндра та головки призводить до значних теплових напружень та деформації деталей, що погіршує умови їх роботи і негативно впливає на показники двигуна.

Підвищення ефективності роботи системи охолодження та зменшення температурних градієнтів в охолоджуваних деталях є важливою науково-практичною задачею.

3.3. Чисельне моделювання процесу течії охолоджуючої рідини та теплообміну в порожнинах охолодження головки дизельного двигуна 16ЧН26/27

Комплексний підхід до дослідження тепломасообмінних процесів у порожнинах охолодження корпусних деталей ДВЗ і дослідження теплонапруженого й деформованого стану деталей камери згоряння дозволяє з високою точністю й вірогідністю прогнозувати зміну умов роботи теплонапружених деталей при зміні режимів роботи або збільшенні рівня форсування. Роботи в цьому напрямку є актуальними й дають можливість істотно скоротити матеріальні витрати на розробку нових модифікацій ДВЗ або доведення існуючих.

Об'єктом дослідження в цьому розділі є процеси тепломасообміну в порожнинах охолодження індивідуальної головки циліндра дизельного двигуна 16ЧН26/27 при роботі на режимі номінальної потужності.

Індивідуальна головка циліндра являє собою монолітну відливку зі спеціального чавуну вагою 92 кг. Порожнина охолодження головки циліндра розділена горизонтальною перегородкою на нижню й верхню. Для кріплення до блоку циліндрів головка має 6 отворів під силові шпильки. Як робоче тіло для охолодження досліджуваного двигуна використовують підготовлену воду.

*Розрахункові дослідження робочих процесів дизельного
двигуна 16ЧН 26/27*

З використанням методик розрахунку робочого процесу дизельного двигуна, а також чисельних методів [104] був проведений розрахунок робочих процесів досліджуваного двигуна для режимів з потужністю $N_e = 2940, 3100, 3200$ й 3400 кВт. Основні результати порівняльного розрахункового дослідження наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Основні результати порівняльного розрахункового дослідження робочих процесів досліджуваного двигуна

№	N_e	N_{el}	p_e	p_z	t_g	g_e
	кВт	кВт/л	МПа	МПа	°С	г/кВт·год
1	2940	12,8	1,54	12	590	203
2	3100	13,5	1,62	12,6	621	202
3	3200	13,9	1,68	13	645	201
4	3400	14,8	1,78	14	700	199
5	3570	15,5	2,02	14,7	765	195

Зі збільшенням рівня форсування досліджуваного двигуна зростає максимальний тиск згоряння й температура відпрацьованих газів (таблиця 3.1). Це призводить до збільшення рівня теплового й механічного навантаження на деталі камери згоряння й погіршує умови їхньої роботи.

Розрахункова область і розрахункова сітка

Для чисельного моделювання процесів тепломасообміну в порожнинах охолодження головки циліндра досліджуваного двигуна була сформована розрахункова область і розрахункова сітка (рисунок 3.11). У місцях різкої зміни геометрії та в областях з більшими швидкостями потоку охолоджуючої рідини було проведено адаптацію розрахункової сітки – локальне згущення.

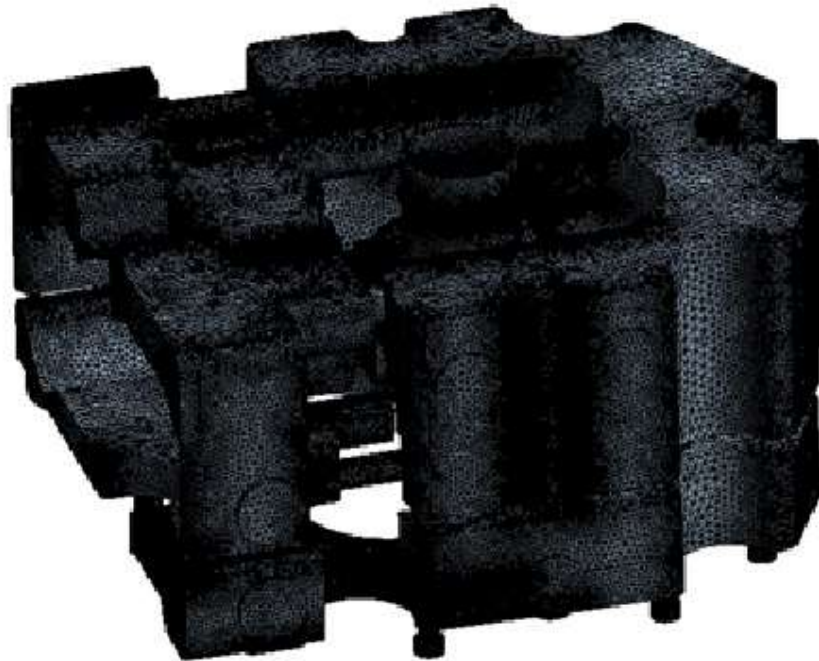


Рисунок 3.11. Розрахункова сітка, яка описує конфігурацію порожнин охолодження головки циліндра (9 525 526 розрахункових комірок)

Опис граничних умов

З використанням результатів розрахунку робочих процесів двигуна, формули Аннанда, що дозволяє враховувати зміну теплофізичних властивостей газу, одержувати краще погодження результатів на ділянках впуску та випуску, й узагальнення результатів інших авторів був сформований масив граничних умов для опису процесів тепломасообміну в порожнинах охолодження головки циліндра, тип граничних умов на стінці – фіксована температура [269-272].

Схему задання граничних умов на вході й виході з порожнин охолодження головки циліндра наведено на рисунку 3.12.

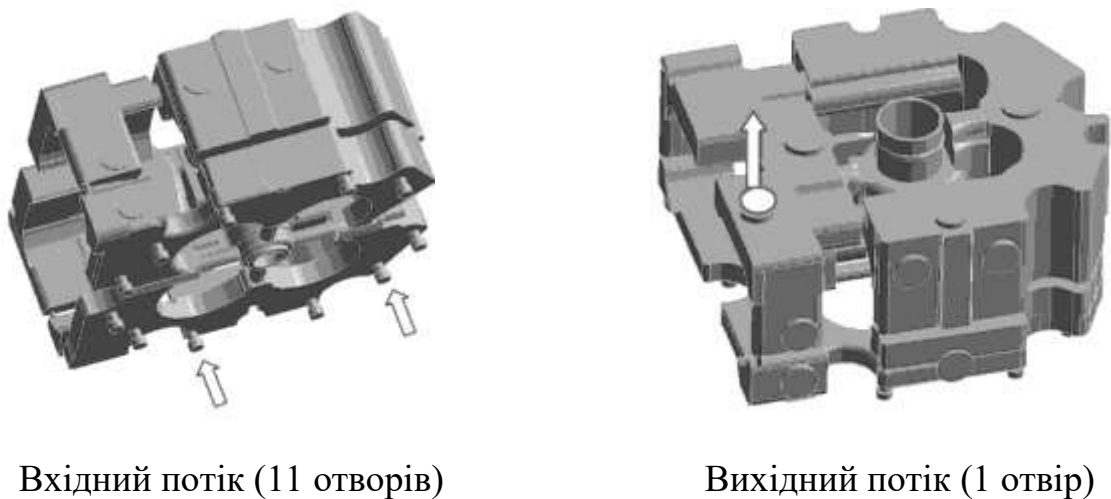


Рисунок 3.12. Схема задання граничних умов

Згідно з роботою [270] для двигунів сімейства Д70-Д80 у системі охолодження встановлено два насоси (по одному на кожен ряд циліндрів). Перетин напірної кривої насоса при частоті обертання крильчатки насоса $n = 2345 \text{ хв}^{-1}$ відповідає номінальному режиму роботи дизельного двигуна з витратою $115 \text{ м}^3/\text{год}$ й тиском $0,164 \text{ МПа}$ [244, 270].

Охолоджуюча рідина із порожнини в блоці циліндрів крізь 11 отворів у вогневому днищі головки циліндра підводиться в нижню порожнину

охолодження (зі швидкістю $V = 1,5$ м/с) (рисунок 3.12). Далі охолоджуюча рідина крізь канали свердлення у вогневому днищі головки циліндра надходить у порожнину охолодження форсунки. Також охолоджуюча рідина піднімається вгору по вертикальних каналах, що з'єднують нижню та верхню порожнини охолодження головки. З верхньої порожнини охолоджуюча рідина відводиться крізь отвір, розташований над випускним каналом (тиск на виході $p = 0,14$ МПа) (рисунок 3.12). Робочий тиск охолоджуючої рідини в системі охолодження досліджуваного двигуна на режимі номінальної потужності становить $0,164$ МПа.

Методика чисельного моделювання

Розглядається процес течії реальної рідини (підготовленої води) у тривимірній нестационарній постановці з урахуванням гравітації. Для опису турбулентної течії з урахуванням рекомендацій робіт [110, 163-165] використовувалася $k-\varepsilon$ модель турбулентності. У розрахунку враховувалася шорсткість твердих стінок. Для опису можливих фазових переходів (закипання охолоджуючої рідини залежно від місцевих умов – тиску й температури) у роботі використовувалася модель закипання рідини на стінці (Wall Boiling model) та модель суміші (Mixture model) [271-275].

Результати дослідження

Розподіл швидкості потоку охолоджуючої рідини в порожнинах охолодження головки циліндра ($p_e = 1,54$ МПа) наведено на рисунку 3.13.

У перерізі горизонтальною площиною по каналах свердлення у вогневому днищі наведено розподіл швидкості потоку охолоджуючої рідини (рисунок 3.13, а). Швидкість потоку досягає $3,5$ м/с в області каналів свердлення для охолодження форсунки і каналів підведення охолоджуючої рідини до нижньої порожнини із порожнини в блоці циліндрів. На

периферійних ділянках швидкість потоку змінюється від 0,5 до 1 м/с (рисунок 3.13, а).

Розподіл швидкостей потоку охолоджуючої рідини в перерізі горизонтальною площиною верхньої порожнини головки циліндра наведено на рисунку 3.13, б. Максимальні швидкості потоку відзначаються у каналах, що з'єднують ділянки верхньої порожнини охолодження. Розподіл швидкостей потоку охолоджуючої рідини в перерізі вертикальною площиною по осі отвору під форсунку наведено на рисунку 3.13, в. Швидкість потоку при обтіканні стакана під паливну форсунку змінюється по висоті від 3,5 до 0,4 м/с.

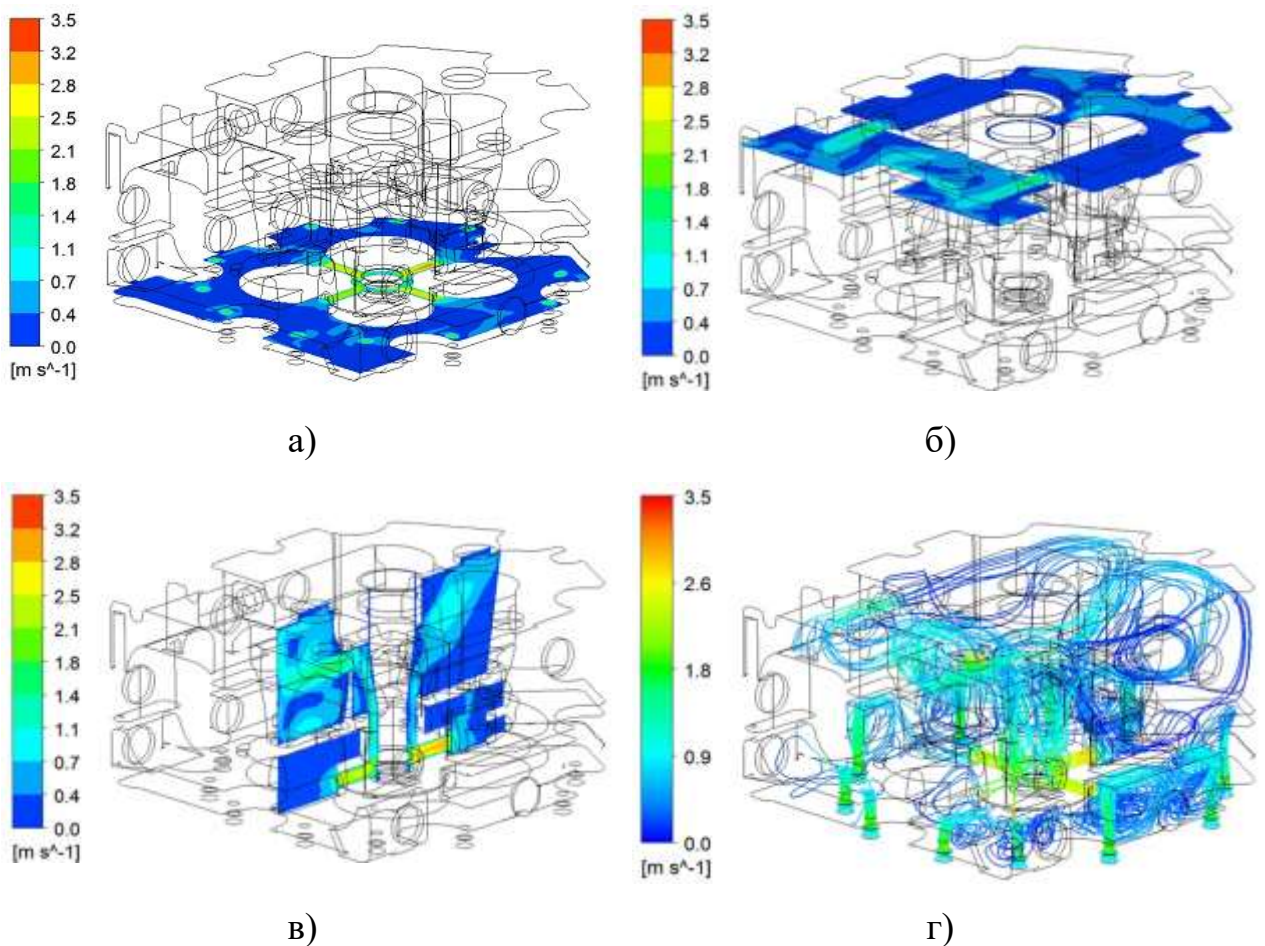
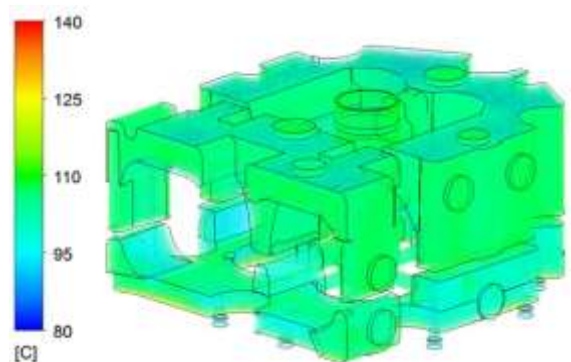


Рисунок 3.13. Розподіл швидкостей потоку охолоджуючої рідини у головці дизельного двигуна 16ЧН 26/27 ($p_e = 1,54$ МПа)

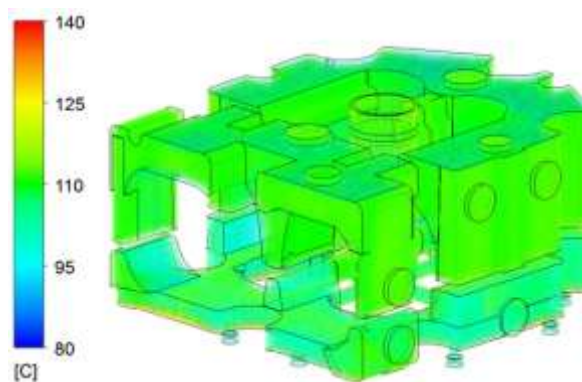
Розподіл швидкостей потоку охолоджуючої рідини (у вигляді 3D траєкторій ліній току) показано на рисунку 3.13. г. Як видно із наведених результатів, порожнини охолодження не мають застійних зон із близькою до нуля швидкістю циркуляції.

Розподіл температур охолоджуючої рідини в порожнинах охолодження головки циліндра для різних рівнів форсування досліджуваного двигуна наведено на рисунку 3.14.

Як видно із представлених результатів, для штатного рівня форсування з $p_e = 1,54$ МПа температура охолоджуючої рідини змінюється в межах 80–100 °С, а максимальне значення не перевищує 115 °С. Зі збільшенням рівня форсування двигуна відзначається приріст температури. Для розрахункового варіанта з $p_e = 1,78$ МПа температура охолоджуючої рідини змінюється в межах 115–140 °С, а на поверхнях прилеглих до отворів під сідла випускних клапанів змінюється від 125 до 140 °С (рисунок 3.14).

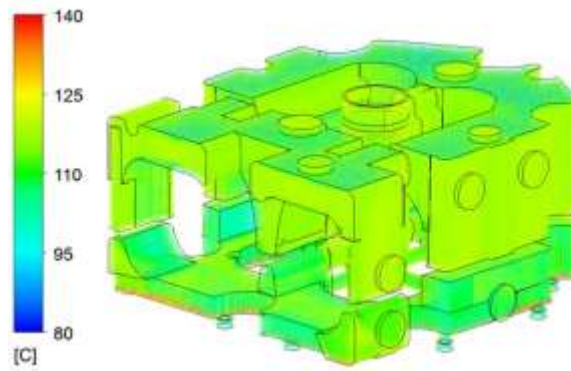


$p_e = 1,54$ МПа

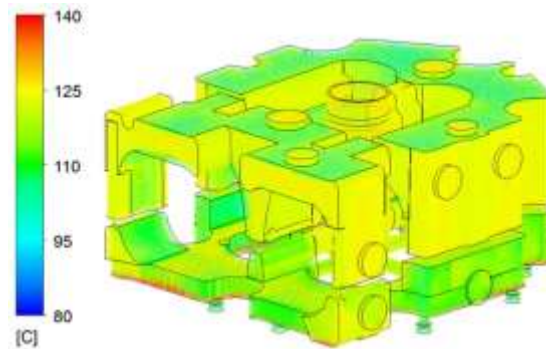


$p_e = 1,62$ МПа

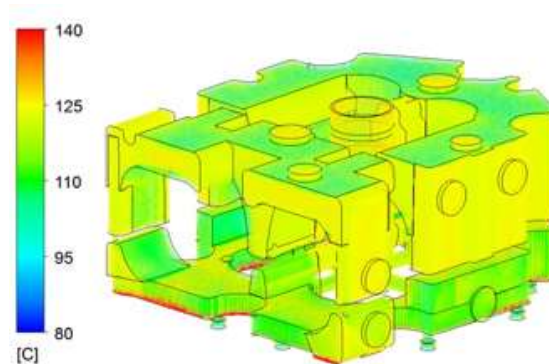
Рисунок 3.14. Розподіл температур потоку охолоджуючої рідини у головці дизельного двигуна 16ЧН 26/27 (початок)



$$p_e = 1,68 \text{ МПа}$$



$$p_e = 1,78 \text{ МПа}$$



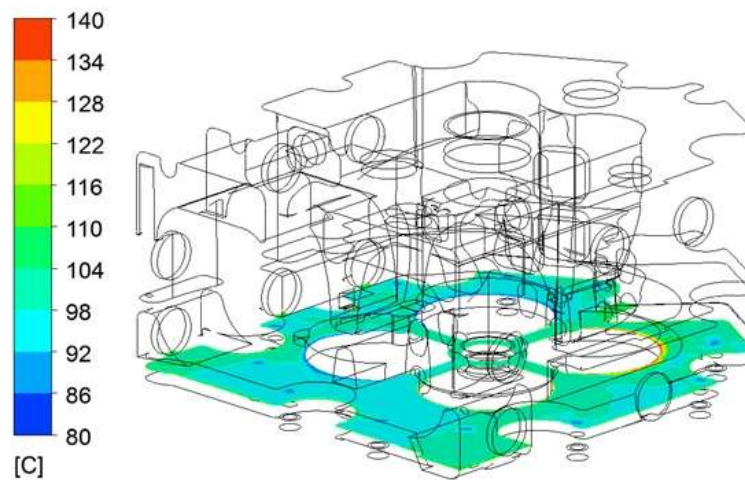
$$p_e = 2,02 \text{ МПа}$$

Рисунок 3.14. Розподіл температур потоку охолоджуючої рідини у головці дизельного двигуна 16ЧН 26/27 (закінчення)

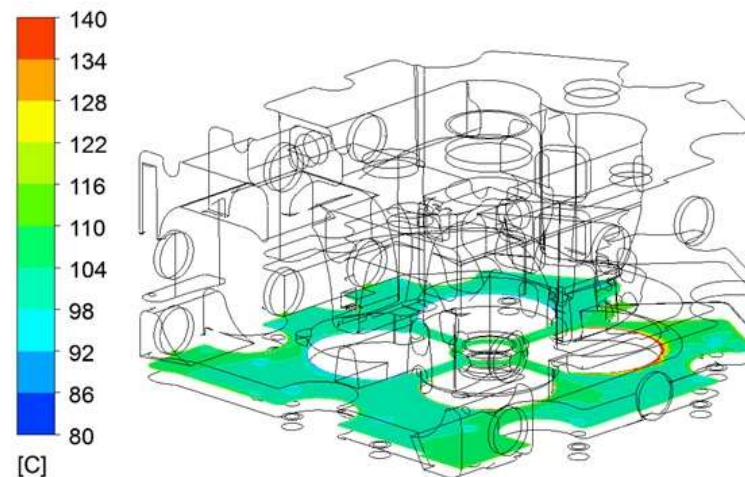
Розподіл температур охолоджуючої рідини в перерізі порожнини охолодження горизонтальною площиною показано на рисунку 3.15. Як видно із представлених результатів на рисунку 3.15, найбільш проблемна ділянка – область отворів під сідла випускних клапанів. Залежно від рівня форсування температура охолоджуючої рідини в цій області змінюється від 130 до 140 °С. Таке локальне нагрівання охолоджуючої рідини пояснюється

невисокою швидкістю циркуляції (0,4–1 м/с) та інтенсивним підведенням тепла від відпрацьованих газів до випускних клапанів, сідел та випускного каналу.

Характерним дефектом головок циліндрів форсованих дизельних двигунів в експлуатації є разгарна сітка тріщин в області отворів під сідла випускних клапанів і термоутомчасті тріщини перетинки між отворами під сідла клапанів й отвором під паливну форсунку [192-194, 276].

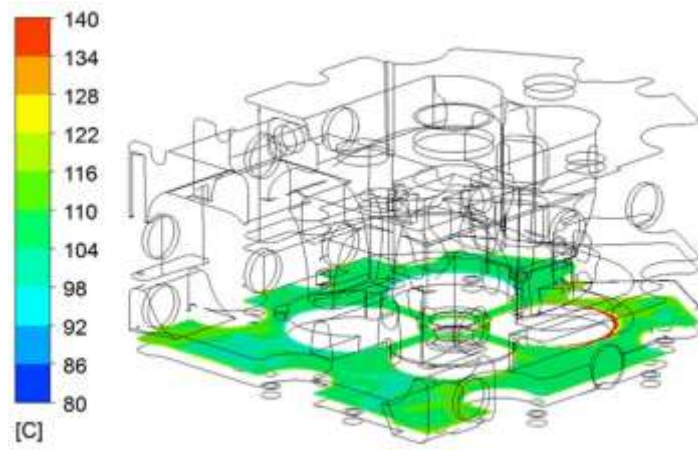


$$p_e = 1,54 \text{ МПа}$$

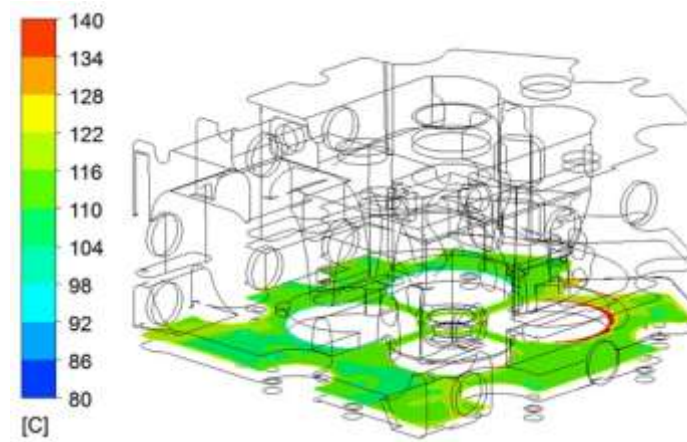


$$p_e = 1,62 \text{ МПа}$$

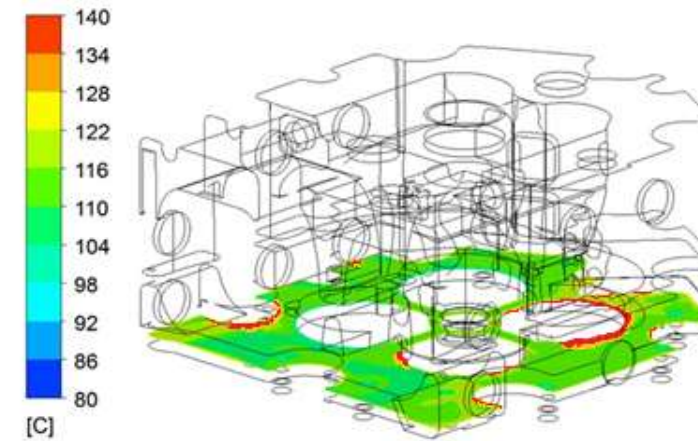
Рисунок 3.15. Розподіл температур охолоджуючої рідини в перерізі порожнини охолодження горизонтальною площиною (початок)



$$p_e = 1,68 \text{ МПа}$$



$$p_e = 1,78 \text{ МПа}$$



$$p_e = 2,02 \text{ МПа}$$

Рисунок 3.15. Розподіл температур охолоджуючої рідини в перерізі порожнини охолодження горизонтальною площиною (закінчення)

Розподіл тиску охолоджуючої рідини в порожнині охолодження головки циліндра з $p_e = 1,54$ МПа представлено на рисунку 3.16. Як видно з результатів чисельного моделювання, максимальний тиск охолоджуючої рідини відзначається у каналі підведення охолоджуючої рідини в нижню порожнину головки циліндра (0,152 МПа). В області нижньої порожнини

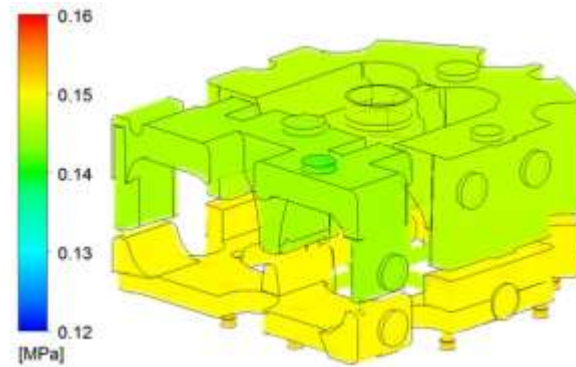


Рисунок 3.16. Розподіл тиску охолоджуючої рідини в порожнині охолодження головки циліндра ($p_e = 1,54$ МПа)

охолодження тиск досягає (0,142–0,147) МПа, а у верхній порожнині змінюється від 0,13 до 0,14 МПа (рисунок 3.16). На рисунку 3.17 наведено залежність температури кипіння води від надлишкового тиску [277] .

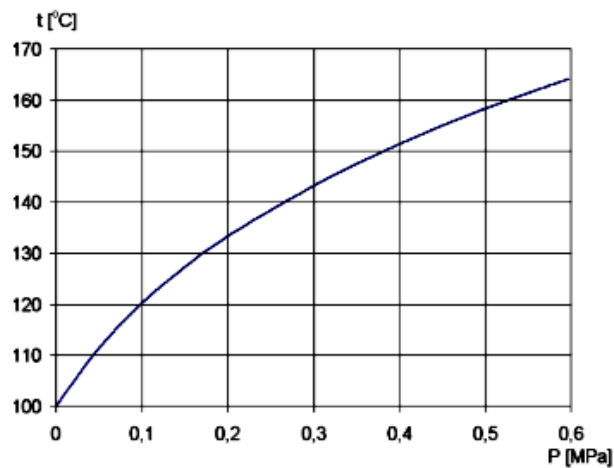


Рисунок 3.17. Залежність температури кипіння води від надлишкового тиску

Для найбільш нагрітої ділянки порожнини охолодження – поверхонь прилеглих до отворів під сідла випускних клапанів при подальшому збільшенні рівня форсування можливе закипання охолоджуючої рідини й відкладення накипу на стінках. Як відомо, накип має дуже низький коефіцієнт теплопровідності (в межах 0,2 Вт/м·К). Відкладення накипу призводить до ще більшого локального перегрівання й спричиняє погіршення умов роботи головки циліндра.

Для забезпечення ефективної роботи системи охолодження індивідуальної головки циліндра досліджуваного двигуна при збільшенні рівня форсування необхідно підвищувати ефективність системи охолодження, збільшувати площу теплообмінної поверхні з боку системи охолодження й використовувати чавун зі збільшеним коефіцієнтом теплопровідності.

Висновки за розділом 3

За результатами проведеного порівняльного дослідження можна зробити такі висновки.

1. Використання сучасних чисельних методів дозволяє досліджувати процеси тепломасообміну в порожнинах охолодження ДВЗ із високим ступенем точності й інформативності.

2. Для циліндра та головки двигуна 2Ч10,5/12 в процесі їх повітряного охолодження має місце явно виражена нерівномірність швидкостей потоку та температури охолоджуючого повітря, що призводить до погіршення умов роботи цих деталей та двигуна в цілому.

3. Зі збільшенням рівня форсування дизельного двигуна 16ЧН 26/27 з $p_e = 1,54$ МПа до $p_e = 2,02$ МПа температура відпрацьованих газів, збільшується з 590 °С до 765 °С, а максимальний тиск згоряння p_z з 12 МПа до 14,7 МПа, що негативно впливає на умови роботи теплонапружених деталей камери згоряння.

4. Отримані результати порівняльного чисельного моделювання процесів тепломасообміну в порожнинах охолодження головки циліндра при різних рівнях форсування досліджуваного двигуна показують, що зі збільшенням рівня форсування погіршуються умови роботи головки циліндра.

5. При збільшенні рівня форсування вище $p_e = 1,78$ МПа охолоджуюча рідина може закипяти й на стінках буде осаджуватися накип, що негативно позначиться на умовах роботи головки циліндра.

6. Для поліпшення умов роботи головки циліндра при збільшенні рівня форсування двигуна необхідно інтенсифікувати процес теплообміну шляхом збільшення площі теплообмінної поверхні з боку охолоджуючої рідини, використовувати додаткові канали свердлення для підведення охолоджуючої рідини до найбільш теплонапружених ділянок, удосконалювати процеси сумішоутворення й згоряння, а також використати чавун зі збільшеним коефіцієнтом теплопровідності.

Результати розділу опубліковані в [104, 157, 165, 236].

РОЗДІЛ 4.

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ
ДЕТАЛЕЙ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ

Робочий процес і теплонапруженість деталей камери згоряння ДВЗ, як відомо, пов'язані між собою. Зміна конструктивних, режимних та регульовальних параметрів систем і конструктивних елементів ДВЗ, що забезпечують процеси сумішоутворення та згоряння, впливає на ТНС деталей камери згоряння [58, 94, 104, 185, 187, 278-280, 212-214].

4.1. Загальний підхід

Основні рівняння математичних моделей, які використовувались при розрахунку теплонапруженого та деформованого стану деталей камери згоряння автотракторного та тепловозного дизельних двигунів, наведено нижче.

Закон Ньютона – Ріхмана

$$\lambda_{cm} grad T_{cm} \cdot \bar{n} = \alpha_{сер} (T_c - T_p), \quad (4.1)$$

де $\alpha_{сер}, \lambda_{cm}$ – коефіцієнти теплообміну та теплопровідності;
 T_c, T_p – температури стінки та рідини, К.

Середній за часом коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_{сер} = t_0^{-1} \int_{t_0} \alpha_{\Sigma}(t) dt. \quad (4.2)$$

Середня результуюча температура газу

$$t_{\text{Грез}} = \int_{t_0} \alpha_{\Sigma}(t) T_{\Gamma}(t) dt \Big/ \int_{t_0} \alpha_{\Sigma}(t) dt. \quad (4.3)$$

Для розрахунку температурного поля головки циліндра, поршня, гільзи циліндра та фрагмента картера використовуються рівняння стаціонарної теплопровідності у вигляді:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + R \cdot T + Q = 0; \quad (4.4)$$

$$T|_{s_T} = T_0; \quad (4.5)$$

$$q|_{s_q} = - \left(\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y + \lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} n_z \right); \quad (4.6)$$

$$\alpha_{\text{сер}} (T - T_{\text{сер}})|_{s_{\alpha}} = - \left(\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y + \lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} n_z \right), \quad (4.7)$$

де T – температура; Q – щільність джерела теплоти; $R \cdot T$ – компонента цього джерела, пропорційна температурі; $T_{\text{сер}}$ – температура середовища; $\lambda_x, \lambda_y, \lambda_z$ – коефіцієнти теплопровідності в напрямку осей анізотропії, для випадку ізотропії $\lambda_x = \lambda_y = \lambda_z$; n_x, n_y, n_z – направляючі косинуси зовнішньої нормалі; q – тепловий потік на зовнішній межі S_q .

Крайові умови (4.7) відповідають теплообміну із зовнішнім середовищем за законом Ньютона – Ріхмана.

Для випадку крайових умов 3-го роду та відсутності внутрішніх джерел теплоти рішення знаходимо шляхом мінімізації відповідного функціоналу для поля температур $T(x, y, z)$

$$\Phi(T) = \frac{1}{2} \iiint_V \left(\lambda_x \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \lambda_y \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \lambda_z \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right) dv + \frac{1}{2} \iint_S \alpha_{\text{сер}} (T - T_{\text{сер}}) T dS \rightarrow \min. \quad (4.8)$$

Для розрахунку нестационарного температурного поля головки циліндра двигуна 16ЧН26/27, головки циліндра, поршня, гільзи циліндра та фрагмента картера двигуна 2Ч10,5/12 використовуються рівняння нестационарної теплопровідності у вигляді

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial \tau} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \dot{q} = \lambda \nabla^2 T + \dot{q}, \quad (4.9)$$

для випадку теплообміну без внутрішніх джерел тепла $\dot{q} = 0$, τ - час.

На сьогоднішній день основні труднощі з використанням математичних моделей теплового стану головки циліндра, поршня, циліндра та фрагмента картера для практичних цілей полягають у складності визначення коефіцієнтів для крайових умов 3-го роду $\alpha_{\text{сер}}$ і $T_{\text{сер}}$. Процес уточнення потребує проведення комплексу взаємопов'язаних розрахунково-теоретичних та експериментальних досліджень. При рахунковому аналізі теплонапруженого та деформованого стану головки циліндра, поршня, циліндра та фрагмента картера розглядаються не тільки ізотропні матеріали. Розрахунок напружено-деформованого стану головки циліндра, поршня, циліндра та фрагмента картера виконується за допомогою залежностей:

$$\varepsilon_x = \alpha_x \Delta T + \frac{\sigma_x}{E_x} - \frac{\nu_{xy} \sigma_y}{E_y} - \frac{\nu_{xz} \sigma_z}{E_z};$$

$$\varepsilon_y = \alpha_y \Delta T - \frac{\nu_{xy} \sigma_x}{E_x} + \frac{\sigma_y}{E_y} - \frac{\nu_{yz} \sigma_z}{E_z}; \quad (4.10)$$

$$\varepsilon_z = \alpha_z \Delta T - \frac{\nu_{xz} \sigma_x}{E_x} - \frac{\nu_{yz} \sigma_y}{E_y} + \frac{\sigma_z}{E_z};$$

$$\varepsilon_{xy} = \frac{\sigma_{xy}}{G_{xy}}, \varepsilon_{yz} = \frac{\sigma_{yz}}{G_{yz}}, \varepsilon_{xz} = \frac{\sigma_{xz}}{G_{xz}},$$

де $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ – деформації в напрямку осей x, y, z ; $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – напруження в напрямку осей x, y, z ; $\varepsilon_{xy}, \varepsilon_{yz}, \varepsilon_{xz}$ – деформації зсуву в площині xy, yz, xz ; $\sigma_{xy}, \sigma_{yz}, \sigma_{xz}$ – напруження зсуву в площинах xy, yz, xz ; G_{xy}, G_{yz}, G_{xz} – модулі зсуву відповідно в площинах xy, yz, xz , при цьому $\alpha_x = \alpha_y = \alpha_z$ – коефіцієнти лінійного розширення для ізотропного матеріалу; ΔT – перепад температур.

4.2. Моделювання теплонапруженого стану поршня

4.2.1 Моделювання теплонапруженого стану поршня штатної конструкції автотракторного двигуна 2Ч10,5/12

Поршень автотракторного двигуна 2Ч10,5/12 виконано із алюмінієвого сплаву АЛ25. Він має півсферичну камеру згоряння, зміщену відносно осі циліндра. Поршень має три канавки під компресійні кільця та дві під маслоснімні. Геометрію поршня було сформовано за кресленнями заводу-виробника (рисунок 4.1) [281].



Рисунок 4.1. Геометрія поршня автотракторного двигуна 2Ч10,5/12

Далі з використанням МСЕ було сформовано скінченоелементу сітку, що описує конфігурацію поршня (рисунок 4.2) Скінченоелементна сітка нараховує 179 924 СЕ та 267 249 вузлових точок.

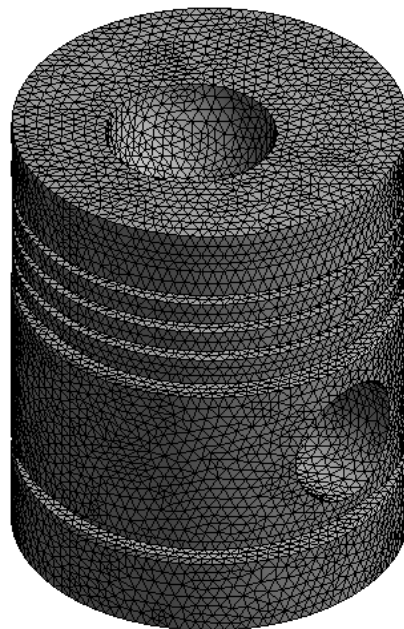


Рисунок 4.2. Скінченоелементна сітка, що описує конфігурацію поршня автотракторного двигуна 2Ч10,5/12

Для дискретизації геометрії поршня на скінченні елементи (СЕ) використовувалися СЕ у вигляді трикутних пірамід.

Для розрахунку теплонапруженого стану поршня було описано теплофізичні властивості алюмінієвого сплаву (таблиця 4.1).

Таблиця 4.1

Теплофізичні властивості алюмінієвого сплаву АЛ25

Матеріал	$t, ^\circ\text{C}$	$\alpha \cdot 10^6, ^\circ\text{C}^{-1}$	$E, \text{ГПа}$	ν	$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	$C_p, \text{кДж}/\text{кг}$
АЛ25	100	20,25	74,3	0,3	138	2,8	0,896
	200	22,7	68,2	0,3	140	2,8	0,896
	280	24	59	0,3	145	2,8	0,896
	350	25	49	0,3	149	2,8	0,896

За результатами моторних випробувань був сформований масив граничних умов задач механіки та теплопровідності для моделювання теплонапруженого стану поршня [282-286]. Для формування масиву граничних умов 3-го роду використовувалися результати термометрії поршня, індиціювання та метод В. Аннанда для розрахунку середнього сумарного коефіцієнта тепловіддачі в камері згоряння дизельного двигуна [209].

При описі граничних умов задачі теплопровідності та механіки на цьому етапі дослідження використовувались класичні підходи (на теплообмінній поверхні виділялися ділянки, на яких задавалися граничні умови) [282-284]. У шостому розділі розглянуто переваги рішення спряжених задач, які виключають необхідність суб'єктивно обирати ділянки, на яких задаються граничні умови.

На теплообмінній поверхні поршня з урахуванням рекомендацій робіт [282-284] було виділено 22 ділянки, на яких задавалися граничні умови задачі теплопровідності. Схема закріплення поршня вибиралася з урахуванням

робіт [282-284]. Навантаження при описі задачі механіки задавалося у вигляді максимального тиску згоряння $p_z = 7,84$ МПа, зареєстрованого в ході моторного експерименту на режимі номінальної потужності з $N_e = 18,4$ кВт при $n = 1800$ хв⁻¹, який діє на вогневу та бічну поверхні головки поршня.

При описі граничних умов задачі теплопровідності та механіки на цьому етапі дослідження використовувались класичні підходи (на теплообмінній поверхні виділялися ділянки, на яких задавалися граничні умови). У шостому розділі розглянуто переваги рішення спряжених задач, що виключають необхідність суб'єктивно обирати ділянки, на яких задаються граничні умови. Це дозволяє підвищити точність та адекватність результатів моделювання.

Схему задання граничних умов 3-го роду наведено на рисунку 4.3, а значення граничних умов у таблиці 4.2.

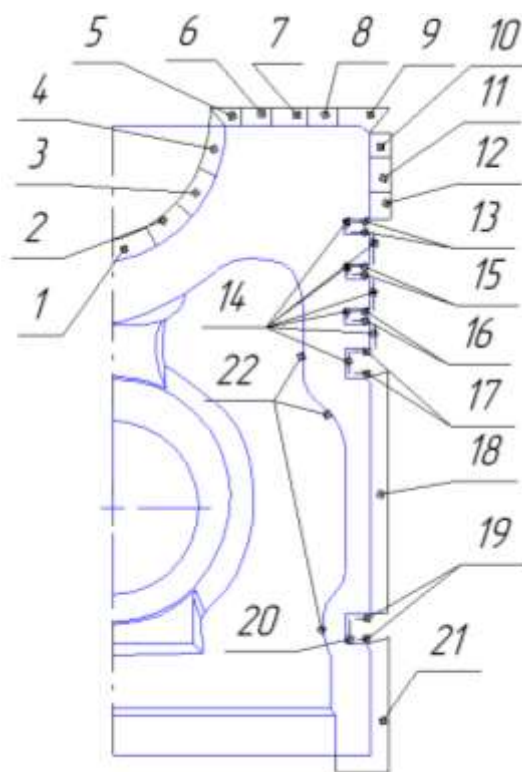


Рисунок 4.3. Схема задання граничних умов 3-го роду на ділянках теплообмінної поверхні поршня дизельного двигуна 2Ч10,5/12

Значення граничних умов

Номер ділянки	Граничні умови 3-го роду	
	a , Вт/(м ² К)	t , °С
1	320	950
2	350	950
3	400	950
4	450	950
5	450	950
6	400	960
7	330	950
8	290	800
9	260	800
10	270	550
11	200	500
12	200	450
13	16000	220
14	200	250
15	11000	190
16	6000	175
17	3000	140
18	500	120
19	1000	110
20	200	90
21	500	90
22	500	85

Результати розрахунку теплонапруженого стану поршня дизельного двигуна 2Ч10,5/12 наведено на рисунку 4.4.

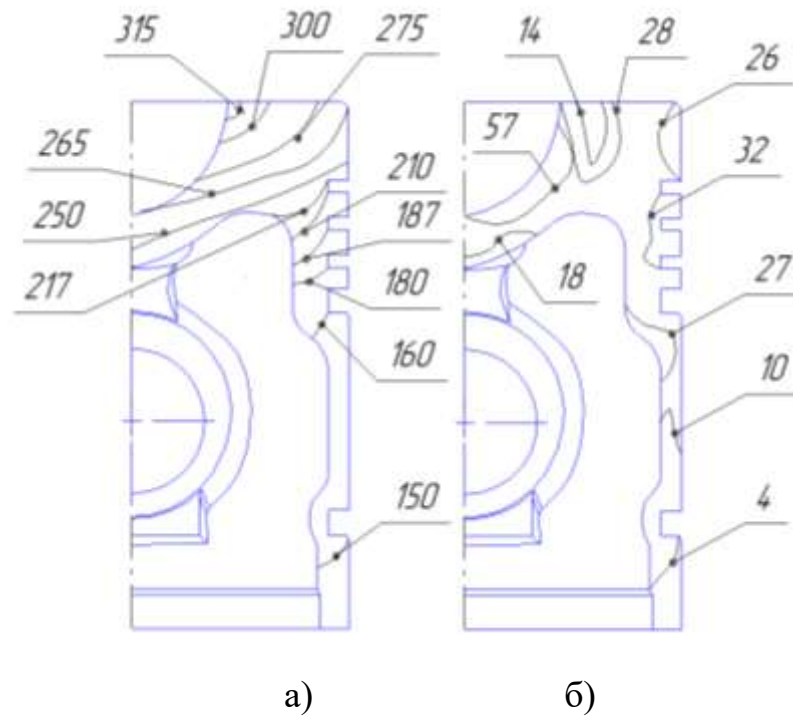


Рисунок 4.4. Розподіли температур (а), °С та термопружних напружень (б), МПа поршня у меридіональному перетині, перпендикулярному осі поршневого пальця

Температурне поле за висотою і за радіусом поршня має високий ступінь нерівномірності. Температура в області кромки камери згоряння в поршні досягає 315 °С (рисунок 4.4), в області кромки поршня – 265 °С, в області першої канавки під маслоснімне кільце – 160 °С, а в області юбки поршня – 150 °С.

Перепад температур за радіусом і за висотою поршня (рисунок 4.4) призводить до виникнення напружень та деформацій, що негативно позначаються на умовах його роботи й ресурсі двигуна. Як критерій для оцінки рівня термопружних напружень поршня був обраний комплексний показник – інтенсивність напружень. Максимальні розрахункові напруження досягають 57 МПа в області камери згоряння в поршні (рисунок 4.4). В області головки поршня відзначаються напруження в межах 28 МПа, а в області юбки – 4–12 МПа.

4.2.2 Моделювання теплонапруженого стану поршня нової конструкції автотракторного двигуна 2Ч10,5/12

Основні етапи математичного моделювання теплонапруженого стану сталевого поршня

Використання комплексного підходу по підвищенню паливно-економічних й екологічних показників дизельного двигуна, шляхом використання нових матеріалів для виготовлення деталей камери згоряння, використання нових способів організації робочого циклу й удосконалювання систем керування дизельного двигуна є перспективним напрямком досліджень.

Проведено порівняльну розрахункову оцінку теплонапруженого й деформованого стану поршня транспортного дизельного двигуна, виконаного з алюмінієвого сплаву АЛ25 і сталі 40ХН.

Далі, з урахуванням робіт компаній Mercedes й Caterpillar [169, 170] була розроблена оригінальна конструкція тонкостінного сталевого поршня для дизельного двигуна 2Ч10,5/12. Загальний вид штатного та тонкостінного сталевих поршнів для дизельного двигуна 2Ч10,5/12 представлено на рисунку 4.5.

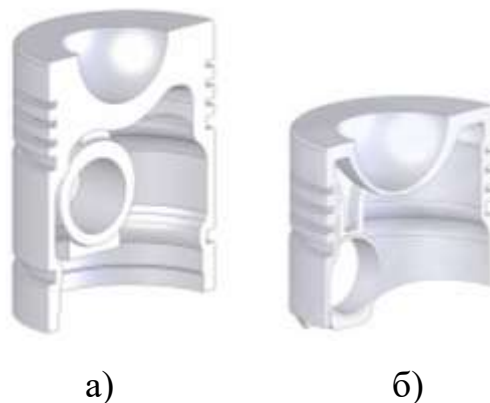


Рисунок 4.5. Конструкції штатного та тонкостінного сталевих поршнів: а – штатний поршень з алюмінієвого сплаву АЛ25; б – тонкостінний зі сталі 40ХН

Тонкостінний сталевий поршень має висоту 110 мм, висота тронка знижена, також у поршня зменшено кількість маслоснімних кілець з 2 до 1.

Товщина стінки поршня в області тронка знижена з 6 до 2,5 мм, товщина стінки камери згоряння в поршні зменшена в середньому з 7 до 3 мм, товщина стінки, що формує отвір під поршневий палець зменшена з 6 до 2,5 мм. Такий комплекс заходів дозволив розробити конструкцію тонкостінного сталевого поршня з масою, ідентичною масі штатного поршня 735 г, виконаного з алюмінієвого сплаву.

З використанням методу скінчених елементів проведена порівняльна розрахункова оцінка теплонапруженого стану поршня, виконаного з алюмінієвого сплаву АЛ25 та зі сталі 40ХН. Теплонапружений стан тонкостінного сталевого поршня розраховувався за методикою [282-284] – задання ГУ теплообміну на ділянках теплообмінної поверхні поршня.

Теплофізичні властивості алюмінієвого сплаву АЛ25 та сталі 40ХН наведені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3

Теплофізичні властивості алюмінієвого сплаву АЛ25 та сталі 40ХН

Матеріал	t, °С	$\alpha \cdot 10^6$, °С ⁻¹	E, ГПа	ν	λ , Вт/(м·К)	ρ , кг/м ³	C _p , кДж/кг
АЛ25	100	20,25	74,3	0,3	138	2,8	0,896
	200	22,7	68,2	0,3	140	2,8	0,896
	280	24	59	0,3	145	2,8	0,896
	350	25	49	0,3	149	2,8	0,896
40ХН	100	11,8	200	0,3	44	7,8	0,5
	200	12,3	200	0,3	43	7,77	0,51
	300	13,4	200	0,3	41	7,74	0,56
	350	14	200	0,3	40	7,72	0,59
	400	14,4	200	0,3	39	7,7	0,63

Схема задання ГУ на теплообмінній поверхні тонкостінного сталевого поршня наведено на рисунку 4.6, а значення ГУ на досліджуваному режимі (з $N_e = 18,4$ кВт, при $n = 1800$ хв⁻¹) у таблиці 4.4.

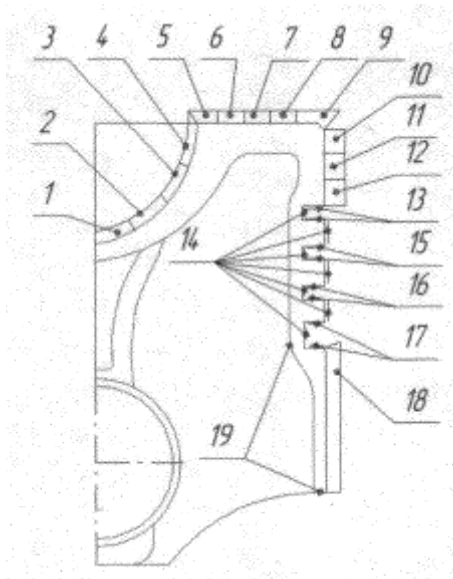


Рисунок 4.6. Схема задання граничних умов задачі теплопровідності

Таблиця 4.4

Граничні умови задачі теплопровідності

№ ділянки	40ХН		№ ділянки	40ХН	
	a , Вт/(м ² К)	t_r , °С		a , Вт/(м ² К)	t_r , °С
1	300	945	11	200	500
2	350	950	12	200	450
3	400	950	13	16000	220
4	450	950	14	200	250
5	460	950	15	11000	190
6	400	950	16	6000	170
7	330	980	17	3200	150
8	290	800	18	500	120
9	260	810	19	1600*	95*
10	250	580			

* - струменеве масляне охолодження

*Порівняльні результати математичного моделювання
теплонпруженого та деформованого стану штатного та тонкостінного
сталевго поршнів*

Температурні поля штатного та тонкостінного сталевго поршнів наведено на рисунку 4.7.

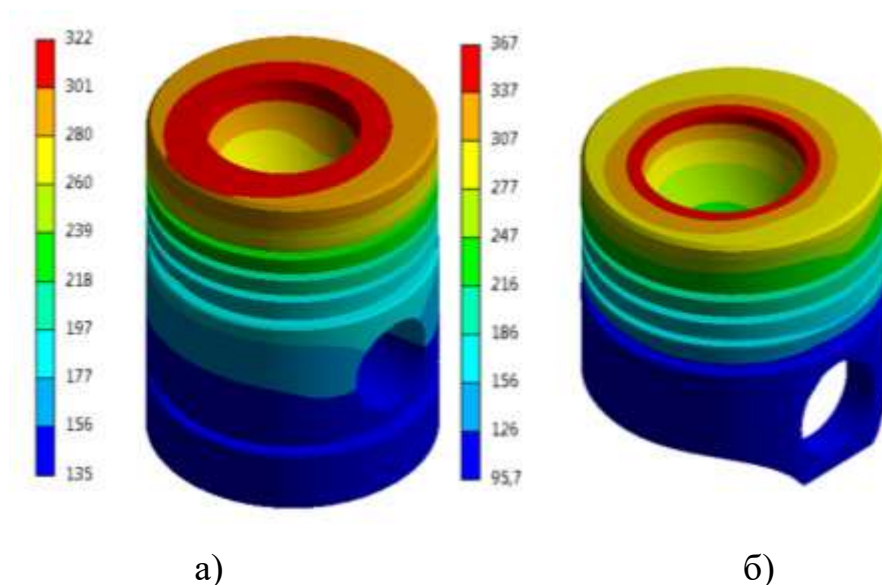


Рисунок 4.7. Температурні поля штатного (а) і тонкостінного сталевго поршнів, °С

Максимальна температура штатного поршня досягає 322 °С в області кромки камери згоряння в поршні (рисунок 4.7. а). В області канавки під перше компресійне кільце температура поршня не перевищує 220 °С. По висоті тронка поршня температура знижується від 180 до 135 °С.

Для тонкостінного сталевго поршня відзначається приріст температури в області кромки камери згоряння в поршні до рівня 367 °С (рисунок 4.7. б), що не критично для сталі 40ХН. Приріст температури пояснюється зниженим коефіцієнтом теплопровідності сталі та зменшенням товщини стінки поршня. В області канавки під перше компресійне кільце температура поршня не перевищує 205 °С. По висоті тронка поршня

температура знижується від 180 до 95 °С, що пояснюється поліпшенням теплопроводу від поршня, шляхом струменевого масляного охолодження його внутрішньої поверхні (в роботі розглядається цей спосіб охолодження сталевго поршня).

На рисунку 4.8 наведений розподіл температур та термопружних напружень тонкостінного сталевго поршня, у меридіональному перетині перпендикулярному осі поршневого пальця.

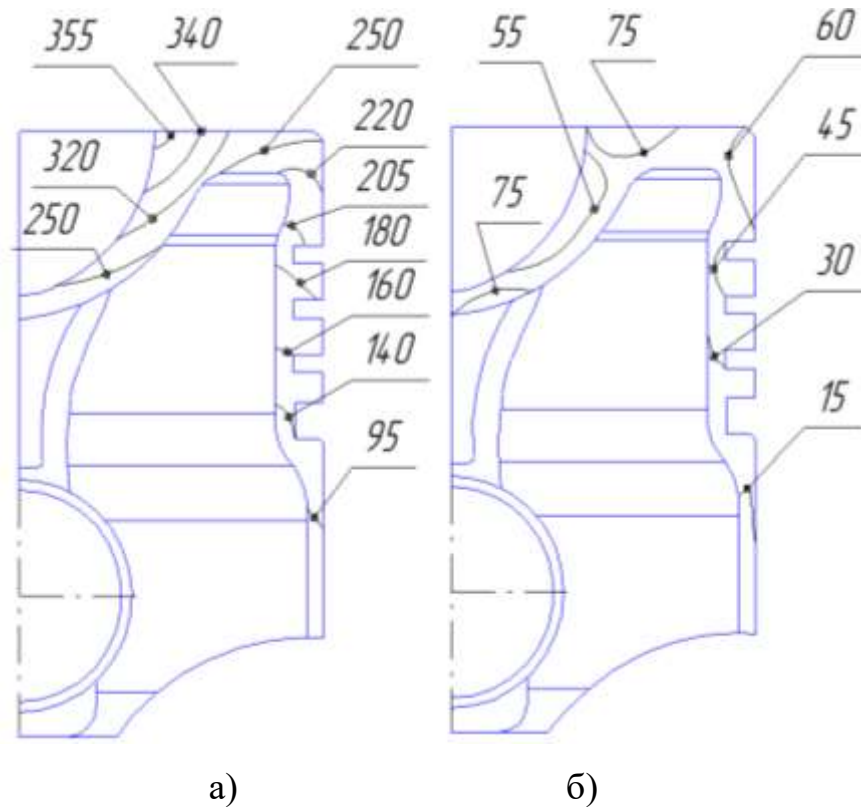


Рисунок 4.8. Розподіли температур (а), °С та термопружних напружень (б), МПа тонкостінного сталевго поршня в меридіональному перерізі, перпендикулярному осі поршневого пальця (з урахуванням струменевого масляного охолодження)

Рівень напружень у тонкостінного сталевго поршня досягає 75 МПа, в області камери згоряння в поршні (рисунок 4.8, б), що не є критичним для сталі 40ХН.

Результати розрахунку деформованого стану поршня - овалізація головки поршня, під впливом термомеханічного навантаження, наведені на рисунку 4.9.

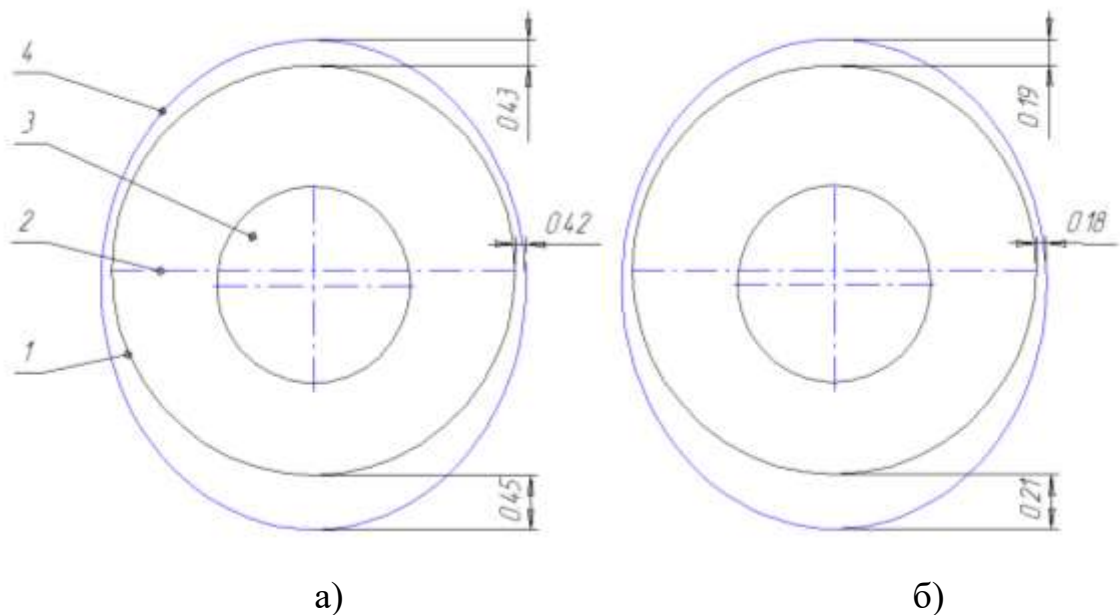


Рисунок 4.9. Овалізація головок поршнів під впливом термомеханічного навантаження (а – штатний, б – сталевий): 1 – вихідний контур головки поршня; 2 – вісь поршневого пальця; 3 – камера згоряння в поршні; 4 – деформований контур головки поршня

У штатного поршня максимальна радіальна деформація головки поршня досягає 0,45 мм у площині, яка лежить перпендикулярно осі поршневого пальця (рисунок 4.9, а). Це пояснюється меншою жорсткістю поршня в цій площині. Також має місце нерівномірна колова деформація головки поршня (овалізація), через зсув камери згоряння в поршні й різній жорсткості поршня, у площинах, що лежать вздовж осі поршневого пальця, і перпендикулярно осі поршневого пальця.

У тонкостінного сталевого поршня максимальна радіальна деформація головки поршня досягає 0,21 мм у площині, яка лежить перпендикулярно осі поршневого пальця (рисунок 4.9, б). Зменшення радіальної деформації головки тонкостінного сталевого поршня пояснюється більшою жорсткістю поршня у осьовому напрямку й по радіусу, а також істотно меншим

коефіцієнтом лінійного розширення сталі 40ХН, у порівнянні з алюмінієвим сплавом АЛ25 (таблиця 4.3).

В експлуатації збільшення жорсткості тонкостінного сталевого поршня у осьовому напрямку й по радіусу дозволить істотно зменшити зазор у парах поршень - циліндр, поршень - поршневі кільця. Це дозволить зменшити витікання газу в картер двигуна, поліпшити умови змащення, знизити втрати на тертя й позитивно позначиться, на підвищенні паливної економічності й зниженні рівня токсичності відпрацьованих газів, дизельного двигуна при поліпшенні умов роботи поршня.

4.2.3 Моделювання теплонапруженого стану поршня тепловозного двигуна 16ЧН26/27

Для оцінки теплонапруженого стану поршня тепловозного дизельного двигуна 16ЧН26/27 була синтезована розрахункова область, що має поршень, виконаний з алюмінієвого сплаву, кільцетримач і поршневий палець. Наявність у розрахунковій області поршневого пальця дає можливість більш коректно описувати схему закріплення поршня.

Скінченоелементну сітку, що описує складну конфігурацію поршня тепловозного дизельного двигуна 16ЧН26/2 показано на рисунку 4.10. Проведено моделювання стаціонарного теплонапруженого стану поршня.

При заданні граничних умов задачі теплопровідності враховувалося масляне охолодження кільцетримача.

Розрахунковий розподіл температури головки поршня в меридіональному перерізі вздовж осі поршневого пальця показано на рисунку 4.11.

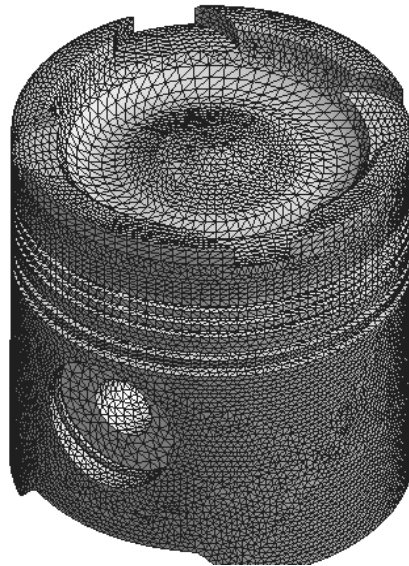


Рисунок 4.10. Скінченоелементна сітка, що описує конфігурацію поршня
(1,32 млн. скінченних елементів)

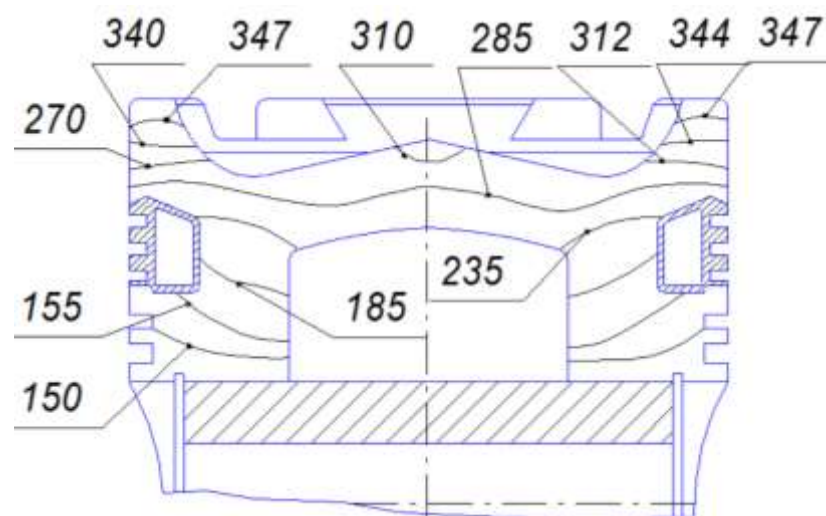


Рисунок 4.11. Розподіл температури головки поршня, °С, у меридіональному перерізі вздовж осі поршневого пальця при роботі дизельного двигуна на режимі номінальної потужності ($p_e = 1,54$ МПа, $n = 1000$ хв⁻¹)

Максимальна температура головки поршня (347 °С) відзначається на периферії вогневого днища в області вибірок під клапани (рисунок 4.11). У центральній частині вогневої поверхні поршня температура змінюється від

310 до 285 °С. В області кільцетримача температура змінюється від 225 до 155 °С. В області маслоснімних кілець температура досягає 150 °С при роботі дизельного двигуна на режимі номінальної потужності.

Для оцінки рівня напруженості поршня був обраний комплексний показник – інтенсивність напружень. Характер розподілу інтенсивностей напружень наведено на рисунку 4.12.

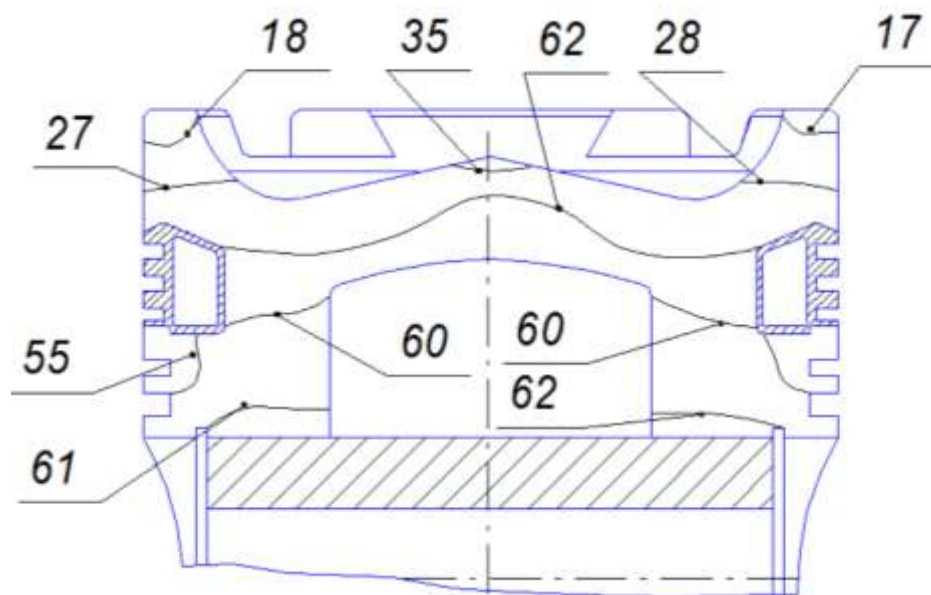


Рисунок 4.12. Розподіл інтенсивностей напружень у головці поршня, МПа, в меридіональному перерізі вздовж осі поршневого пальця при роботі дизельного двигуна на режимі номінальної потужності
($p_e = 1,54$ МПа, $n = 1000$ хв⁻¹)

У центральній частині головки поршня інтенсивність напружень досягає 62 МПа. На периферії головки поршня інтенсивність напружень змінюється від 27 до 17 МПа (рисунок 4.12). В області кільцетримача інтенсивність напружень змінюється від 55 до 47 МПа.

4.3. Моделювання теплонапруженого стану головки циліндра

Метою цього підрозділу було проведення розрахункового аналізу полів температур, напружень та деформацій головки циліндра з використанням сучасних програмних комплексів, оснований на МСЕ.

Розрахунковий аналіз було проведено в стаціонарній тривимірній постановці задач теплопровідності та механіки. Вирішення задач у тривимірній постановці дозволило адекватно задавати граничні умови задач теплопровідності і механіки, що відповідно позитивно позначилося на точності та адекватності результатів моделювання.

Головка циліндрів автотракторного дизельного двигуна 2Ч10,5/12

На даному етапі дослідження було розроблено геометрію головки циліндра; скінченоеlementу сітку, яка описує конфігурацію головки з достатнім рівнем дискретизації; виконано розрахунковий аналіз полів температур, напружень та деформацій головки циліндра; підготовлено рекомендації щодо поліпшення умов роботи головки циліндра.

Головка циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12 являє собою відливку із алюмінієвого сплаву АЛ10В. Геометрія головки циліндра була виконана згідно з кресленнями заводу-виробника [281].

Для кріплення до картера головка має чотири отвори діаметром 14,5 мм під силові шпильки. Паливна форсунка розташована з боку механізму привода клапанів та встановлена під кутом до площини вогневого днища головки. Отвір для виходу носика розпилювача у камеру згоряння розташовано зі зміщенням відносно перетинки між отворами під сідлами впускного та випускного клапанів.

Побудова розрахункової області та її дискретизація

Після формування геометрії головок циліндрів дизельних двигунів 2Ч10,5/12 та 16ЧН26/27 було описано теплофізичні і механічні властивості матеріалу головок (модуль Юнга, коефіцієнт Пуассона, щільність, коефіцієнт лінійного розширення, межа текучості при розтяжінні, межа міцності при розтяжінні, теплоємність, коефіцієнт теплопровідності та інш.). На рисунку 4.13 представлено основні етапи створення об'ємної геометрії головки циліндра автотракторного дизельного двигуна 2Ч10,5/12.

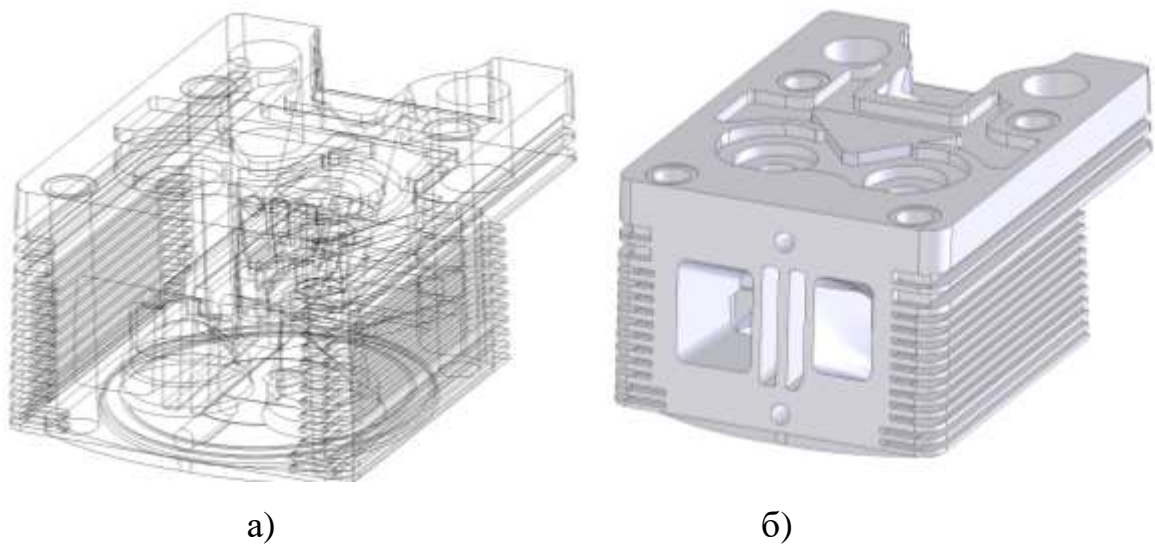


Рисунок 4.13. Етапи створення геометрії головки циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12: а – геометрія головки в каркасному вигляді; б – геометрія головки у зафарбованому вигляді

Дискретизація розрахункової області на СЕ

Скінченоелементна сітка, що описує конфігурацію головки циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12, складається з 153 546 СЕ та 446 479 вузлових точок, в яких визначаються температури, напруження та переміщення.

Така кількість СЕ обумовлена складною зовнішньою та внутрішньою геометрією головки циліндра. При цьому під час виконання розрахункового

модельовання ТНС головок циліндрів було проведено серію розрахунків полів температур для перевірки якості розбиття розрахункових областей на СЕ з подальшим згущенням скінченоелементної сітки. Для дискретизації розрахункової області головки двигуна 2Ч10,5/12 на СЕ використовується кубічна форма СЕ, що дозволяє достатньо ефективно описувати складну геометрією деталі та досягати достатнього рівня дискретизації на СЕ на ділянках різкої зміни геометрії деталі. Скінченоелементну сітку, що описує конфігурацію головки циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12, показано на рисунку 4.14.

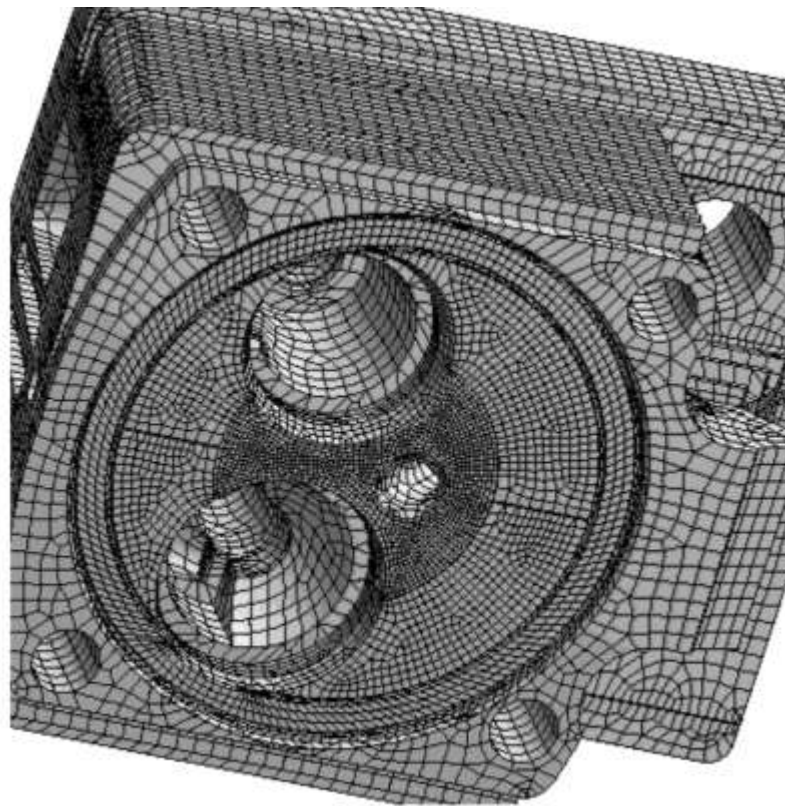


Рисунок 4.14. Скінченоелементна сітка, яка описує конфігурацію головки дизельного двигуна 2Ч10,5/12

Розробка граничних умов задачі теплопровідності

Задача стаціонарного теплонапруженого та деформованого стану головки циліндра вирішувалася у прямокутних декартових координатах.

Тривимірною постановкою задачі дозволила врахувати нерівномірність температурного поля та більш коректно задавати граничні умови на ділянках теплообмінної поверхні головки циліндра.

Згідно з рекомендаціями робіт [110, 182, 185] при заданні граничних умов задачі теплопровідності на теплообмінних поверхнях вогневого днища з боку камери згоряння, а також внутрішніх поверхонь впускних та випускних каналів середній за часом коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{сер}$ та середня результуюча температура газу $t_{сер}$ задавались у вигляді відомої залежності [110].

Граничні умови задачі теплопровідності призначалися з урахуванням експериментальних даних термометрії головки циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12 на досліджуваних режимах. Ці режими були обрані як базові для розрахунку ТНС та деформацій головки циліндрів.

На теплообмінних поверхнях порожнин охолодження коефіцієнт тепловіддачі α та результуюча температура $t_{сер}$ задавались на підставі рекомендацій роботи [110].

При описі граничних умов задачі теплопровідності та механіки на цьому етапі дослідження використовувались класичні підходи (на теплообмінній поверхні виділялися ділянки, на яких задавались граничні умови) [19, 20, 110]. У шостому розділі розглянуто переваги рішення спряжених задач, що виключають необхідність суб'єктивно обирати ділянки, на яких задаються граничні умови. Це дозволяє підвищити точність та адекватність результатів моделювання.

Схему задання граничних умов наведено на рисунках 4.15, 4.16, а значення граничних умов у таблиці 4.5.

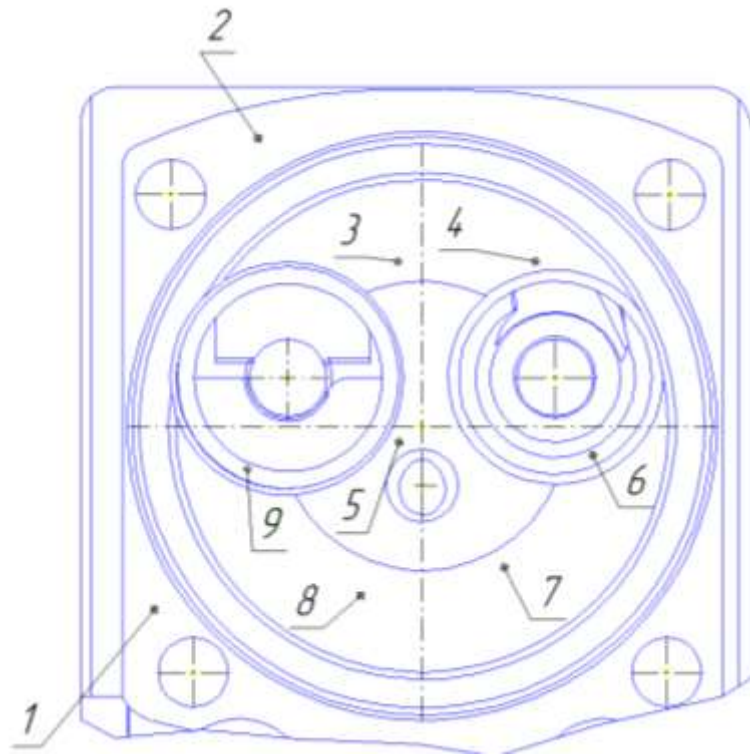


Рисунок 4.15. Схема задання граничних умов 3-го роду зі сторони вогневого днища головки циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12

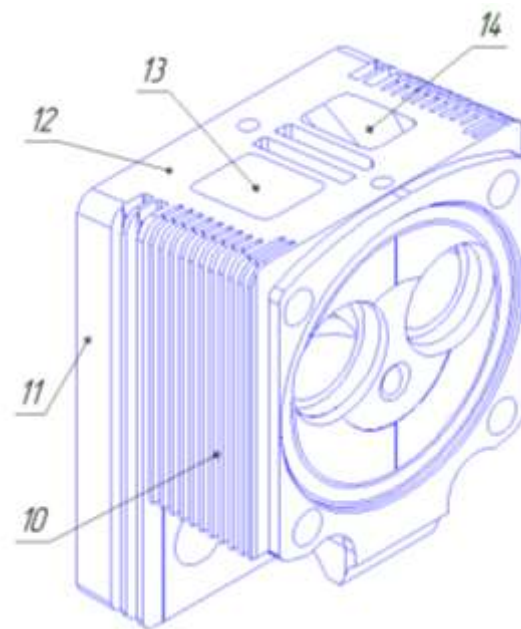


Рисунок 4.16. Схема задання граничних умов 3-го роду на зовнішній поверхні головки циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12

**Значення граничних умов теплообміну для головки циліндра
дизельного двигуна 2Ч10,5/12**

Режим	$N_e = 18,4 \text{ кВт}, n = 1800 \text{ хв}^{-1}$	
Зона	Граничні умови 3-го роду	
	$\alpha, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$	$t, \text{ }^\circ\text{С}$
1	3	110
2	3	105
3	650	580
4	650	650
5	650	800
6	670	670
7	650	650
8	650	580
9	600	300
10	200	80
11	180	80
12	40	85
13	600	90
14	650	580

Розробка граничних умови задачі механіки

При роботі двигуна вогневе днище головки циліндра сприймає змінні навантаження від тиску газів у циліндрі.

По поверхні вогневого днища з боку камери згоряння тиск у циліндрі приймався умовно рівним максимальному тиску згоряння p_z . Величина цього тиску була відповідно 7,84 МПа.

Навантаження від гайок затягування силових шпильок прикладались у вигляді розподіленої сили F_M на площі контакту шайби з поверхнею головки. Зусилля затягування розраховано згідно з рекомендаціями [15, 16]:

$$F_M = \frac{M_3}{K_{\text{пр}}d}, \quad (4.11)$$

де $K_{\text{пр}}$ – приведений коефіцієнт тертя в різі та на опорній поверхні гайки, M_3 – момент затяжки гайки, d – зовнішній діаметр різьби.

Податливість поверхні днища головки циліндрів, згідно з рекомендаціями проф. М.Д. Чайнова [183], в зоні контакту опорного бурта головки у вертикальному напрямку приймалась рівною нулю.

Головка циліндра тепловозного дизельного двигуна 16ЧН26/27

Як зазначалося вище, руйнація перетинки між отворами під сідла клапанів є загальною проблемою для головок форсованих дизельних двигунів як автотракторних, так і тепловозних.

Підведення рідини до стакана форсунки здійснюється за допомогою чотирьох каналів у вогневому днищі головки. Інтенсивна циркуляція охолоджуючої рідини та тонкостінний вставний стакан створюють тепловідведення від найбільш проблемної ділянки головки задовільним при існуючому рівні форсування дизельного двигуна ($p_e = 1,2$ МПа). Геометрична модель головки дизельного двигуна 16ЧН26/27 була виконана згідно з кресленнями заводу-виробника (ДП «Завод імені Малишева»).

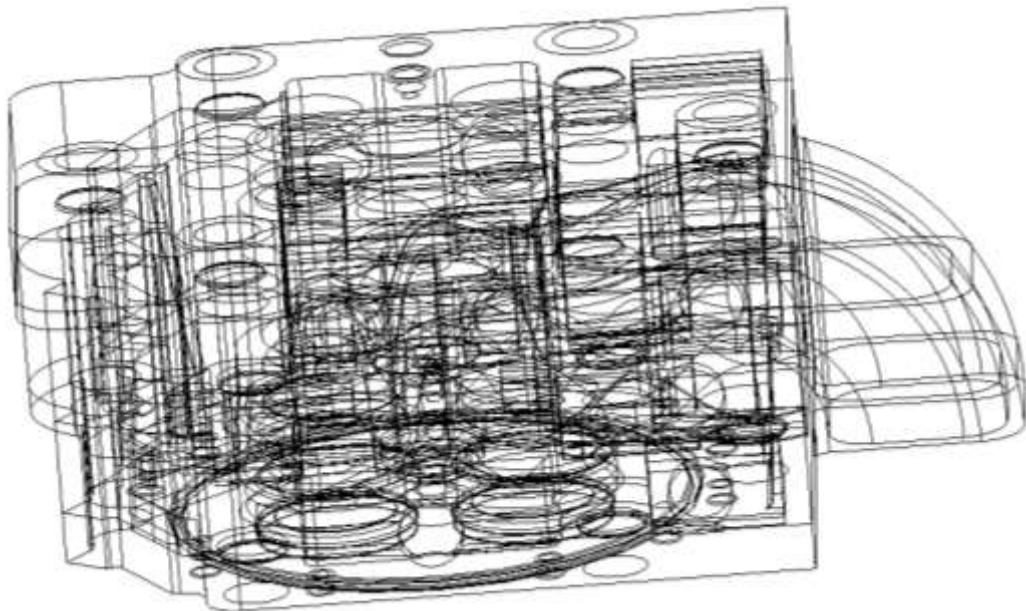
Для кріплення до блоку циліндрів головка має 6 отворів діаметром 38 мм під силові шпильки. Опорний борт має зовнішній діаметр 309 мм, внутрішній 279 мм та висоту 7 мм. Вогневе днище головки має товщину

22 мм, товщина полки, що відокремлює порожнини охолодження, дорівнює 10 мм.

Побудова розрахункової області та її дискретизація

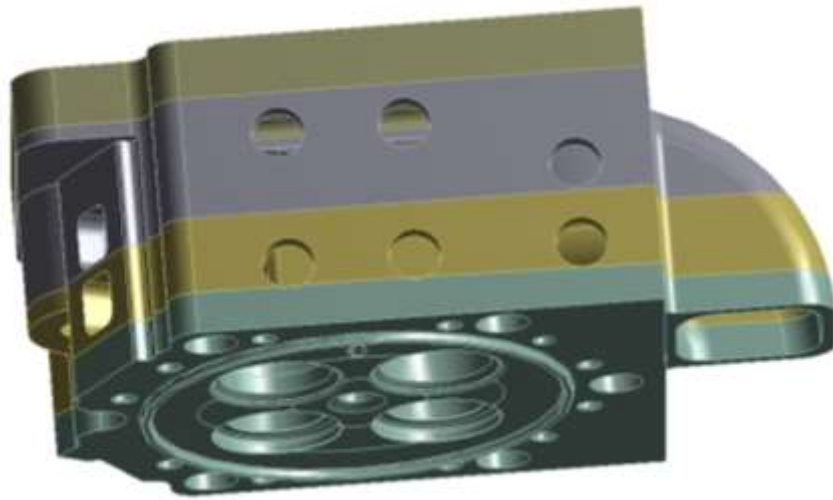
Для рішення задачі ТНС та деформованого стану головки циліндра дизельного двигуна 16ЧН26/27 також, як і для головки дизельного двигуна 2Ч10,5/12, спочатку задавались теплофізичні властивості матеріалу, потім граничні умови задачі механіки та теплопровідності.

На рисунку 4.17 представлено етапи створення об'ємної геометрії індивідуальної головки тепловозного дизельного двигуна 16ЧН26/27.



а)

Рисунок 4.17. Етапи створення геометрії головки циліндра дизельного двигуна 16ЧН26/27: а – геометрія головки в каркасному вигляді; б – схема розрізу геометричної моделі (початок)



б)

Рисунок 4.17. Етапи створення геометрії головки циліндра дизельного двигуна 16ЧН26/27: а – геометрія головки в каркасному вигляді; б – схема розрізу геометричної моделі (закінчення)

Дискретизацію розрахункової області на СЕ показано на рисунку 4.18. Скінченоелементна сітка індивідуальної головки циліндра дизельного двигуна 16ЧН26/27 складається із 356 019 СЕ та 684 930 вузлових точок.

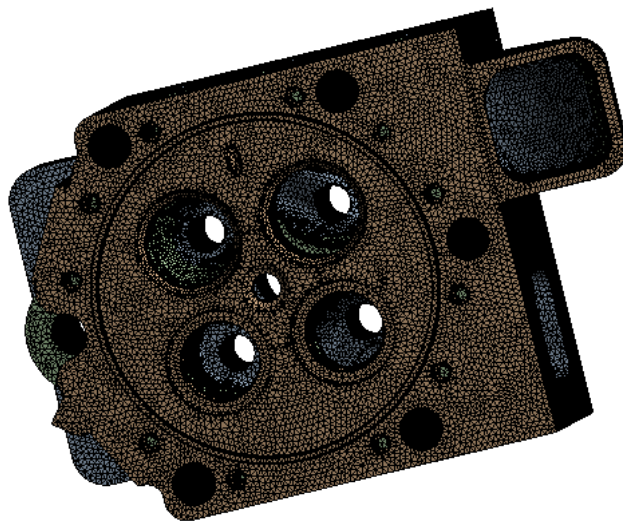


Рисунок 4.18. Скінченоелементна сітка, що описує конфігурацію головки циліндра дизельного двигуна 16ЧН 26/27

Розробка граничних умов задачі теплопровідності

Задача теплонапруженого та деформованого стану головки циліндра дизельного двигуна 16ЧН26/27 також вирішувалась у тривимірній постановці в декартових координатах.

При описі граничних умов задачі теплопровідності та механіки на цьому етапі дослідження використовувались класичні підходи (на теплообмінній поверхні виділялися ділянки, на яких задавалися граничні умови) [110, 182, 184]. У шостому розділі розглянуто переваги рішення спряжених задач, що виключають необхідність суб'єктивно обирати ділянки, на яких задаються граничні умови. Це дозволяє підвищити точність та адекватність результатів моделювання.

Граничні умови задачі теплопровідності призначалися з урахуванням експериментальних даних термометрії головки циліндра дизельного двигуна 16ЧН 25/27, отриманих проф. Г.Б. Розенблітом на режимі з $N_e = 2162$ кВт, $n = 1000$ хв⁻¹ ($p_e = 1,2$ МПа), з подальшим їх корегуванням та урахуванням збільшеної розмірності дизельного двигуна Д80 (16ЧН26/27) та рівня форсування [188]. Ці режими було обрано як базові для розрахунку ТНС та деформацій головки циліндра.

На теплообмінних поверхнях порожнин охолодження коефіцієнт тепловіддачі α та результуюча температура також, як для головки автотракторного дизельного двигуна, задавалися на підставі рекомендацій робіт [110, 182, 184].

Для задання граничних умов задачі теплопровідності на теплообмінних поверхнях головки циліндра дизельного двигуна 16ЧН26/27 було виділено 52 ділянки. Схему задання граничних умов задачі теплопровідності представлено на рисунках 4.19 та 4.20, а значення самих граничних умов у таблиці 4.6.

**Значення граничних умов теплообміну для головки циліндра
дизельного двигуна 16ЧН26/27**

Режим	$p_e = 1,54 \text{ МПа}, n = 1000 \text{ хв}^{-1}$				
Зона	Граничні умови 3-го роду		Зона	Граничні умови 3-го роду	
	$\alpha, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$		$\alpha, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$
1	702	672	19	2576	101
2	529	627	20	2240	168
3	190	627	21	1299	95
4	190	616	22	2576	95
5	345	224	23	7	90
6	4025	95	24	2240	90
7	4025	101	25	3920	101
8	2300	90	26	3920	95
9	7	90	27	728	672
10	2645	95	28	762	482
11	1334	95	29	694	426
12	2300	168	30	728	448
13	2645	101	31	784	616
14	748	616	32	784	638
15	713	90	33	11	112
16	713	84	34	694	73
17	713	78	35	2	112
18	345	168	36	700	78
			37	2240	168

Світові компанії, які займаються розрахунково-теоретичним та експериментальним аналізом ТНС деталей камери згоряння, таких як головка

циліндра, наприклад компанія AVL [198], при створенні об'ємної геометричної моделі головки не враховують верхню кришку головки, що дає змогу при роботі в інтерактивному режимі задавати граничні умови теплообміну безпосередньо на внутрішніх поверхнях впускних та випускних каналів та поверхнях порожнин охолодження, але такий спрощений підхід знижує точність результатів розрахункового моделювання.

Для зручності задання граничних умов на теплообмінних поверхнях системи охолодження, впускного та випускного каналів розрахункову модель головки циліндрів дизельного двигуна 16ЧН26/27 було розрізано на фрагменти, як показано на рисунку 4.17. Кількість фрагментів дорівнює 4. У результаті такого розрізу було отримано частини головки циліндра, з яких була зібрана розрахункова область головки циліндра, яка в подальшому використовувалась для розрахунку полів температур, напружень та деформацій. При цьому на поверхнях контакту необхідно задавати тип з'єднання – нерознімне з'єднання, яке дозволяє розглядати модель, зібрану з фрагментів, як монолітну. Оскільки особливістю конструкції головки тепловозного дизельного двигуна 16ЧН26/27 є горизонтальна полка, що розділяє порожнини охолодження на верхню та нижню, виникла необхідність розглядати кожен порожнину охолодження окремо.

Розробка граничних умов задачі механіки

Тиск по поверхні вогневого днища зі сторони камери згоряння обирався рівним максимальному тиску згоряння $p_z = 12$ МПа.

Навантаження від гайок затягування силових шпильок прикладались у вигляді розподіленої сили F_M до площі контакту шайби з поверхнею головки. Зусилля затягування розраховано також, як для головки автотракторного дизельного двигуна, згідно з рекомендаціями [183].

Для головки циліндра тепловозного дизельного двигуна податливість опорного бурта в осьовому напрямку обиралась рівною нулю, а в

радіальному напрямку допускалося вільне переміщення. Термічні деформації головки циліндра у повздовжньому та поперечному напрямках обмежувались поверхнями контакту силових шпильок з головкою (рисунок 4.21).

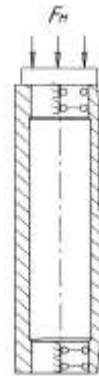


Рисунок 4.21. Схема задання граничних умов задачі механіки для отвору під силові шпильки

Результати розрахунку ТНС головки циліндра автотракторного дизельного двигуна 2Ч10,5/12 приведені на рисунках 4.22 та 4.23.

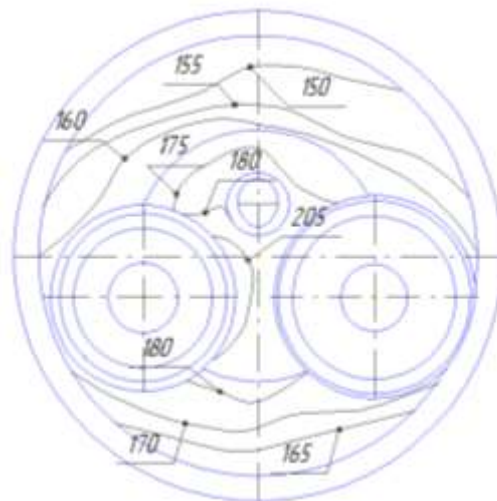


Рисунок 4.22. Розподіл температур ($^{\circ}\text{C}$) вогневого днища головки циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12

Максимальна температура вогневого днища зареєстрована в області перетинки між отворами під сідла клапанів і досягає 205°C (рисунок 4.22).

На периферійних ділянках вогневого днища температура змінюється від 150 до 165 °С.

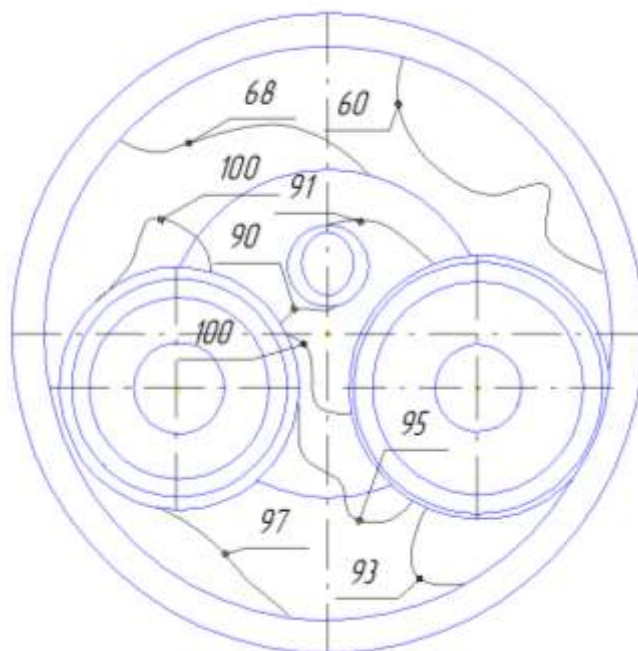


Рисунок 4.23. Розподіл інтенсивностей напружень (МПа) вогневого днища головки циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12

Максимальні розрахункові значення інтенсивностей напружень зареєстровані в області перетинки між отворами під сідла клапанів, які досягають 100 МПа (рисунок 4.23). В області отвору під форсунку інтенсивності напружень досягають 90 МПа, а на периферійних ділянках 60–70 МПа.

Як видно з наведених результатів (рисунок 4.22 та 4.23), температурне поле вогневого днища головки циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12 має високий ступінь нерівномірності, що пов'язано з конструктивними особливостями, нерівномірністю підведення та відведення теплоти під час роботи двигуна, і призводить до виникнення значних термопружних напружень та деформацій вогневого днища.

Результати розрахунку ТНС для головки циліндра тепловозного дизельного двигуна 16ЧН26/27 зводяться до такого.

Для режиму з $p_e = 1,54$ МПа температурне поле вогневого днища показано на рисунку 4.24.

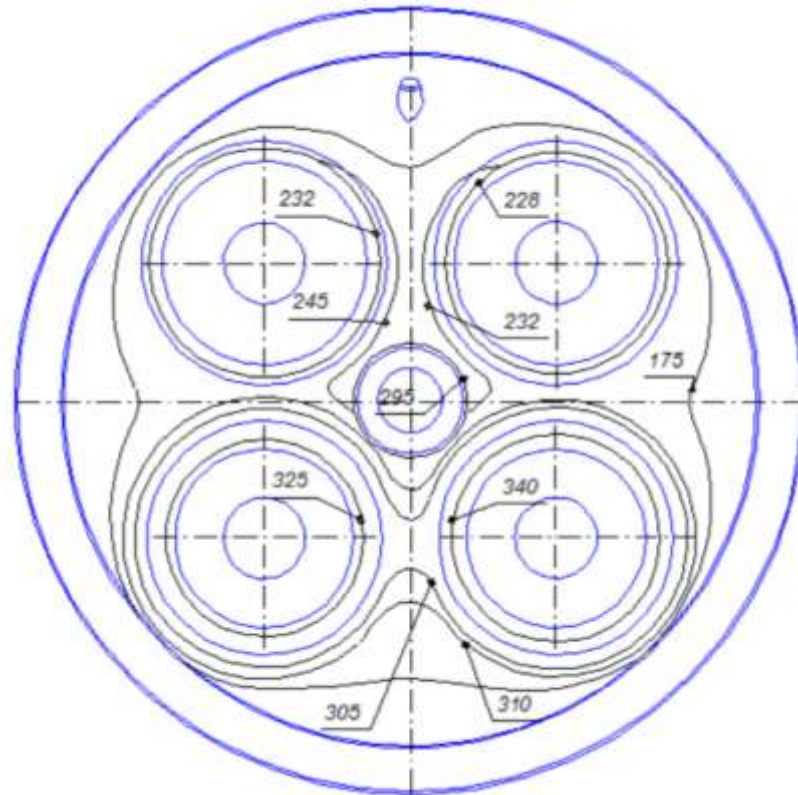


Рисунок 4.24. Розрахункове температурне поле ($^{\circ}\text{C}$) вогневого днища головки дизельного двигуна 16ЧН26/27 ($p_e = 1,54$ МПа, $n = 1000$ хв $^{-1}$)

Воно характеризується значною нерівномірністю температур між центральною частиною та периферією. Так, температура біля отвору під форсунку досягає 295 $^{\circ}\text{C}$, а на периферії 175 $^{\circ}\text{C}$.

Температура в районі сідел впускних клапанів змінюється від 245 до 230 $^{\circ}\text{C}$, в районі сідел випускних клапанів від 340 до 305 $^{\circ}\text{C}$.

На рисунку 4.25 представлено переріз вертикальною площиною випускного каналу. Температури по висоті випускного каналу змінюються від 332 $^{\circ}\text{C}$ поблизу сідел випускного каналу до 175 $^{\circ}\text{C}$ біля його вершини. В районі полки, що розділяє порожнини охолодження на верхню та нижню, температура сягає 150 $^{\circ}\text{C}$.

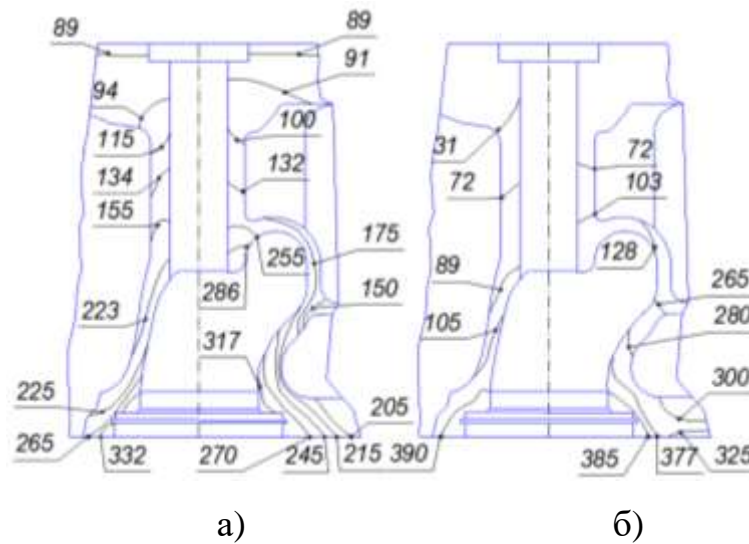


Рисунок 4.25. Поля температур (а), °С, та інтенсивностей напружень (б), МПа, для перерізу випускного каналу ($p_e = 1,54$ МПа, $n = 1000$ хв⁻¹)

Температура головки в зоні направляючої втулки випускного клапана змінюється від 286 до 89 °С по висоті головки. Максимальна температура зовнішньої поверхні головки біля клапанних пружин не перевищує 89 °С (рисунок 4.25 а). На рисунку 4.25 б представлено розподіл інтенсивностей напружень по випускному каналу головки циліндра у вертикальній площині.

Інтенсивність напружень вогневого днища в районі перетинки між сідлом випускного клапана та отвором під форсунку досягає 390 МПа. По висоті випускного каналу інтенсивність напружень змінюється від 300 до 128 МПа. В районі направляючої втулки напруження не перевищують 103 МПа.

Такий рівень напружень в головці циліндра поблизу отворів під сідла випускних клапанів обумовлений, головним чином, неможливістю реалізувати інтенсивне тепловідведення від найбільш нагрітих ділянок вогневого днища та різкими змінами геометрії. Для режиму з $p_e = 1,54$ МПа, $n = 1000$ хв⁻¹ максимальний прогин вогневого днища головки досягає 0,162 мм.

4.4. Моделювання теплонапруженого стану циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12

Розробка граничних умов задачі теплопровідності

Задача стаціонарного теплонапруженого та деформованого стану циліндра вирішувалася в прямокутних декартових координатах. Тривимірною постановкою задачі дозволила врахувати нерівномірність температурного поля та більш коректно задавати граничні умови на ділянках теплообмінної поверхні циліндра.

Згідно з рекомендаціями робіт [110, 190, 285, 286], при заданні граничних умов задачі теплопровідності на теплообмінних поверхнях дзеркала циліндра середній за часом коефіцієнт тепловіддачі α та середня результуюча температура газу $t_{\text{сер}}$ задавалися у вигляді відомої залежності [110].

Граничні умови задачі теплопровідності призначалися з урахуванням даних експерименту на досліджуваних режимах та рекомендацій авторів [110, 190, 227, 285, 286].

На теплообмінних поверхнях повітряного охолодження циліндра коефіцієнт тепловіддачі α та результуюча температура $t_{\text{сер}}$ задавалися на основі рекомендацій роботи [110].

При описі граничних умов задачі теплопровідності та механіки на цьому етапі дослідження використовувалися класичні підходи (на теплообмінній поверхні виділялися ділянки, на яких задавалися граничні умови) [110, 190, 227, 285, 286]. У шостому розділі розглянуто переваги рішення спряжених задач, що виключають необхідність суб'єктивно обирати ділянки, на яких задаються граничні умови.

Схему задання граничних умов наведено на рисунку 4.26, а значення граничних умов у таблиці 4.7.

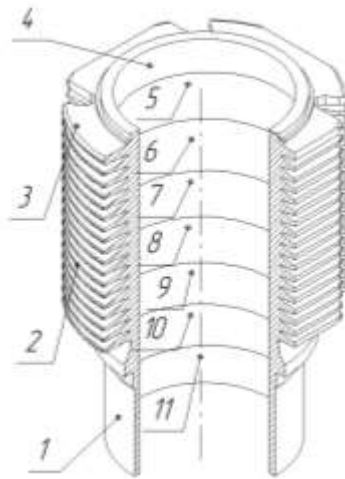


Рисунок 4.26. Схема задання граничних умов 3-го роду на ділянках теплообмінної поверхні циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12

Таблиця 4.7

Значення граничних умов теплообміну на ділянках теплообмінної поверхні циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12

Режим	$N_e = 18,4 \text{ кВт}, n = 1800 \text{ хв}^{-1}$	
Зона	Граничні умови 3-го роду	
	$\alpha, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$
1	100	80
2	300	80
3	180	85
4	270	650
5	300	550
6	280	450
7	270	120
8	260	115
9	250	100
10	200	95
11	200	90

Скінченноелементну сітку, що описує конфігурацію циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12, представлено на рисунку 4.27.



Рисунок 4.27. Скінченноелементна сітка, що описує конфігурацію циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (507 659 СЕ, 867 175 вузлових точок)

Розробка граничних умов задачі механіки

Тиск по поверхні дзеркала циліндра для положення поршня у ВМТ обирався рівним максимальному тиску згоряння $p_z = 7,84$ МПа.

Навантаження від гайок затягування силових шпильок прикладались у вигляді розподіленої сили F_M до площі опорного бурта циліндра (ділянка контакту головки та циліндра), а знизу – по посадковому поясу циліндр – картер – закріплювалася від осьових переміщень. На ділянці контакту циліндр – картер (бічна поверхня нижньої частини циліндра) – обмежувалося

радіальне переміщення. Зусилля затягування розраховано також, як для головки автотракторного дизельного двигуна, згідно з рекомендаціями [183].

Результати розрахунку ТНС для циліндра автотракторного дизельного двигуна 2Ч10,5/12 зводяться до такого

Розрахункові поля температур циліндра двигуна 2Ч10,5/12 наведено на рисунку 4.28.

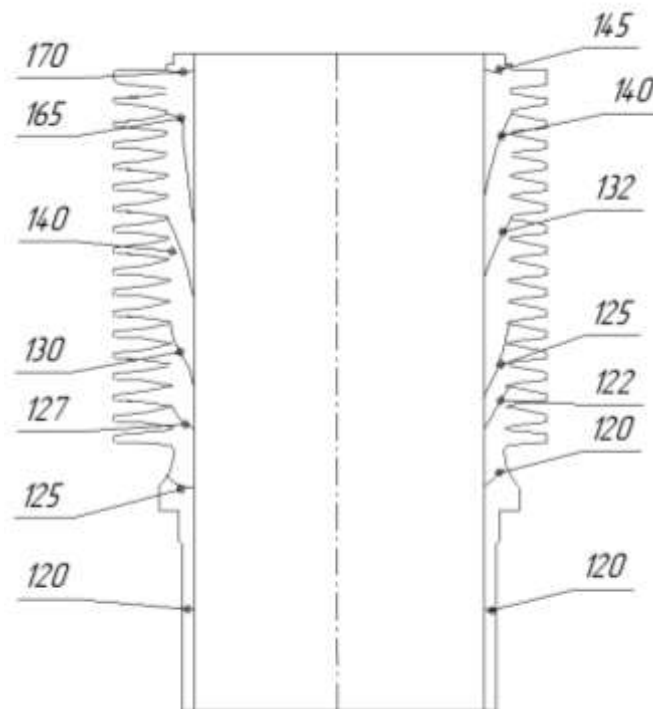


Рисунок 4.28. Поля температур (°С) циліндра двигуна 2Ч10,5/12

З результатів, наведених на рисунку 4.28 видно, що максимальна температура циліндра відзначається в області опорного бурта і дорівнює 170 °С (бік випускного клапана). З боку впускного клапана максимальна температура циліндра становить 145 °С (рисунок 4.28), по висоті циліндра температура змінюється від 160 до 130 °С. У нижній частині циліндра температура дорівнює 120–130 °С.

Як видно з наведених результатів, температурне поле циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12 має нерівномірність по колу та вертикалі, що пов'язано з особливостями процесів підведення та відведення тепла.

Перепад температури по колу циліндра досягає 25 °С, а по висоті 50 °С (рисунок 4.28). Такі градієнти температур в експлуатації призводять до виникнення теплових деформацій та напружень, погіршують умови роботи деталей циліндропоршневої групи і двигуна в цілому.

Розрахункові поля термопружних напружень циліндра двигуна 2Ч10,5/12 наведено на рисунку 4.29.

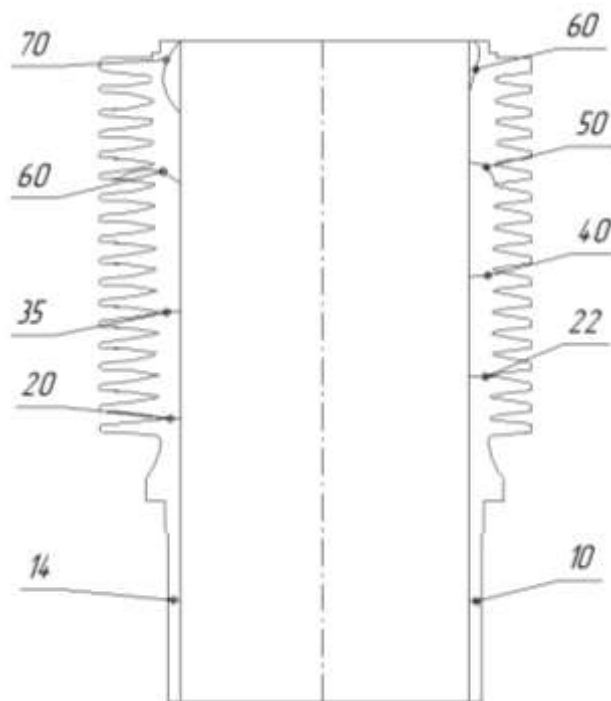


Рисунок 4.29. Поля інтенсивностей напружень (МПа) циліндра двигуна 2Ч10,5/12

Як видно з результатів, наведених на рисунку 4.29, максимальні значення інтенсивностей напружень досягають 70 МПа в області опорного бурта циліндра (з боку випускного клапана) та 60 МПа з боку впускного клапана. По висоті орбреної частини циліндра інтенсивність напружень

змінюється від 50 до 20 МПа, а в нижній частині циліндра від 12 до 14 МПа (рисунок 4.29).

Нерівномірність розподілу напружень по колу та висоті циліндра негативно позначається на умовах його роботи та погіршує його умови експлуатації.

З представлених результаті видно, що підвищення ефективності роботи системи охолодження та розробка конструкції деталей з урахуванням їх нерівномірної термомеханічної деформації є пріоритетним напрямком досліджень.

Висновки за розділом 4

1. Температурне поле поршня двигуна 2Ч10,5/12 має нерівномірність по колу, що пов'язано, в першу чергу, зі зміщенням камери згоряння в поршні відносно осі циліндра. Це, разом з іншими факторами призводить до виникнення термопружних напружень та нерівномірних теплових деформації головки поршня (овалізації). Максимальна радіальна деформація головки поршня досягає 0,43 мм у площині перпендикулярній осі поршневого пальця.

2. Для транспортного дизельного двигуна з повітряним охолодженням 2Ч10,5/12 використання тонкостінного сталевго поршня при роботі на режимі номінальної потужності дозволяє:

- зменшити радіальну деформацію головки поршня з 0,45 мм до 0,21 мм;
- рівень температур та інтенсивностей термопружних напружень тонкостінного сталевго поршня не перевищує допустимі межі для сталі 40ХН;
- підвищення міцності сталевго поршня й жорсткості у осьовому та радіальному напрямках дозволяє створити резерв для збільшення рівня форсування дизельного двигуна;

- зменшення зазорів у парах поршень - циліндр і поршень - поршневі кільця дозволить в експлуатації знизити питому ефективну витрату палива й рівень токсичності відпрацьованих газів;
- вивчення питань, пов'язаних із застосуванням сталі для виготовлення поршнів транспортних дизельних двигунів є перспективним напрямком подальших досліджень.

3. Температурне поле поршня двигуна 16ЧН26/27 має нерівномірність по колу, що пов'язано з особливостями протікання теплообмінних процесів у камері згоряння. Максимальний перепад температури становить 15-20 °С, що призводить до виникнення термопружних напружень та нерівномірної деформації головки поршня.

4. Температурне поле головки циліндра двигуна 2Ч10,5/12 та 16ЧН26/27 має значну вертикальну та колову нерівномірність, що пов'язано з особливостями конструкції та тепломасообінними процесами в циліндрі й головці. Це в експлуатації призводить до виникнення нерівномірних деформацій головки та зростання напружень. Максимальна температура вогневого днища головки двигуна 2Ч10,5/12, отримана з використанням класичних підходів по опису граничних умов задач теплопровідності та механіки дорівнює 205 °С, а у головки двигуна 16ЧН26/27 – 295 °С.

5. Температурне поле циліндра двигуна 2Ч10,5/12 має значну колову та вертикальну нерівномірність, що призводить до виникнення термопружних напружень та нерівномірної теплової деформації циліндра. В експлуатації це призводить до погіршення умов роботи деталей циліндропоршневої групи, нерівномірного зносу ущільнюючої поверхні опорного бурта та погіршенню паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників двигуна. Максимальна розрахункова температура циліндра досягає 170 °С, а інтенсивність напружень 70 МПа (у верхній частині циліндра).

Результати розділу опубліковані в [58, 104, 185, 212, 282-286].

РОЗДІЛ 5.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАЛИВНО-ЕКОНОМІЧНИХ,
ЕКОЛОГІЧНИХ ТА РЕСУРСНИХ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ5.1. Дослідження показників автотракторного дизельного двигуна 2Ч10,5/12
в умовах моторного стенда

Дизельний двигун 2Ч10,5/12 встановлено на моторний дослідний стенд фірми VSETI з мотор-генератором IDP 942-4 та динамометром DS 742 N потужністю 71 кВт, при $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$, який знаходиться в лабораторії ІПМаш ім. А.М. Підгорного НАН України (рисунок 5.1).



Рисунок 5.1. Моторний дослідний стенд з двигуном 2Ч10,5/12

Колінчастий вал двигуна зв'язаний з валом мотор-генератора карданним валом. Стенд обладнаний системами й пристроями для подачі й вимірювання витрат палива, повітря, температури повітря, відпрацьованих

газів і моторного мастила, тиску мастила, тиску повітря на випуску, протитиску на випуску та газоаналізатором.

Контроль частоти обертання вала електробалансирної машини забезпечувався вбудованим електронно-оптичним дискретним датчиком частоти обертання, сигнал від якого надходив до блоку стабілізації частоти обертання, що розміщувався у шафі управління, а з нього на тахометр пульта керування. Одночасно інформація про частоту обертання з шафи управління надходила до встановленого на пульті цифрового вимірювача частоти обертання типу ХР 1506А. Крутний момент двигуна реєструвався ваговим пристроєм та на пульті керування цифровим вимірювачем крутного моменту типу УР 1207В. Навантаження двигуна задавалось реостатом з пульта керування.

Живлення двигуна рідким паливом здійснювалось з паливного баку. Постачання повітря в двигун забезпечувалось через повітряний фільтр та вимірювач витрат РГ-40. Відпрацьовані гази двигуна через систему випуску відводилися в атмосферу. У випускній системі вмонтовано ресивер, що зменшує пульсації тиску, термопару для контролю за температурою відпрацьованих газів, та штуцер відбору газів для аналізу.

До складу випробувального стенду входять також засоби вимірювальної техніки, що забезпечують вимірювання параметрів двигуна та умов випробувань. Характеристики величин, що вимірювались, та засоби вимірювань наведені в таблиці 5.1.

Параметри, що вимірювались, та засоби вимірювальної техніки

Найменування параметру, що вимірювався	Позначення	Межі вимірювання	Засіб вимірювання, що застосовувався
1 Частота обертання	n	800 – 2000 хв ⁻¹	Вимірювальний комплекс IDS-742 4/N
2 Крутний момент	M_k	0 – 120 Н·м	Вимірювальний комплекс IDS-742 4/N
3 Витратна доза дизельного палива	B_d	85,7 г	Ваги 1кл. технічні ВНЦ
4 Тривалість вимірювання витрати палива	τ	30–120 с	Частотомір-хронометр Ф5041
5 Щільність палива	ρ_p	0,800–0,940 г/см ³	Ареометр АОН–1
6 Об'єм мірної посудини	V	250 см ³	Циліндр ГОСТ 1770–74
7 Витрата повітря	$V_{пов}$	30 – 100 м ³ /ч	Лічильник газу РГ-40
8 Перепад тиску на впуску повітря	$\Delta p_{вп}$	0 – 300 мм вод. ст.	Дифманометр типу ДМ
9 Перепад тиску на випуску відпрацьованих газів (ВГ)	$\Delta p_{г}$	0 – 300 мм вод. ст.	Дифманометр типу ДМ

Параметри, що вимірювалися, та засоби вимірювальної техніки

Найменування параметру, що вимірювався	Позначення	Межі вимірювання	Засіб вимірювання, що застосовувався
10 Тиск масла	p_m	0,05–0,35 МПа	Манометр
11 Температура ВГ	$t_{вг}$	0 – 1400 °С	Прилад А565, ХК
12 Температура масла	t_m	80 – 100 °С	Прилад А566, 10011
13 Температура палива	t_p	10 – 40 °С	Прилад А566, 10011
14 Температура повітря	$t_{вп}$	5 – 40 °С	Прилад А566, 10011
15 Температура атмосферного повітря	t_o	0–50 °С	Термометр ТЛ–4 ГОСТ 215–73
16 Атмосферний тиск	B_o	80–106 кПа	Барометр-анероїд БАММ-1
17 Вміст NO _x у ВГ	C_{NO_x}	0 – 5000 млн ⁻¹	Газоаналізатор Автотест – 02.03.П
18 Вміст СО у ВГ	C_{CO}	0 – 5 %	Газоаналізатор Автотест – 02.03.П
19 Вміст O ₂ у ВГ	C_{O_2}	0 – 21 %	Газоаналізатор Автотест – 02.03.П
20 Вміст CO ₂ у ВГ	C_{CO_2}	0 – 16 %	Газоаналізатор Автотест – 02.03.П
21 Вміст СН у ВГ	C_{CH}	0 – 2000 млн ⁻¹	Газоаналізатор Автотест – 02.03.П

Загальний вид досліджуваного дизельного двигуна 2Ч10,5/12 встановленого на моторний стенд представлено на рисунку 5.2.



Рисунок 5.2. Загальний вид досліджуваного дизельного двигуна 2Ч10,5/12

Експериментальні дослідження з оцінки теплового стану деталей камери згоряння дизельного двигуна 2Ч10,5/12 із заводськими налаштуваннями були проведені разом з оцінкою паливно-економічних та екологічних показників (реєстрація тиску у циліндрі – індиціювання, реєстрація токсичності відпрацьованих газів, основних параметрів роботи двигуна – годинної витрати палива, повітря й температури відпрацьованих газів).

Для термометрування деталей камери згоряння – поршня та головки циліндра, проведено їх дообробку під встановлення термопар у поршень дизельного двигуна 2Ч10,5/12, що представлена на рисунку 5.3, а ескіз дообробки вогневого днища поршня представлений на рисунку 5.4.

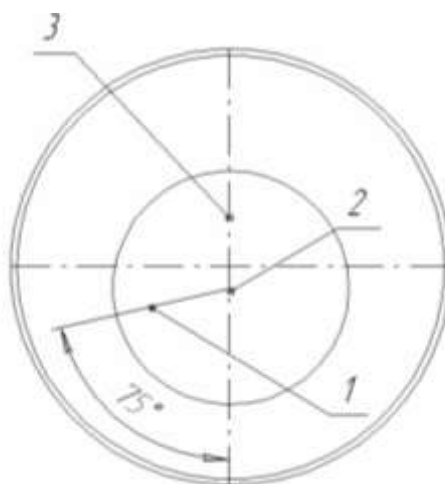


Рисунок 5.3. Схема встановлення термопар у поршень дизельного двигуна 2Ч10,5/12

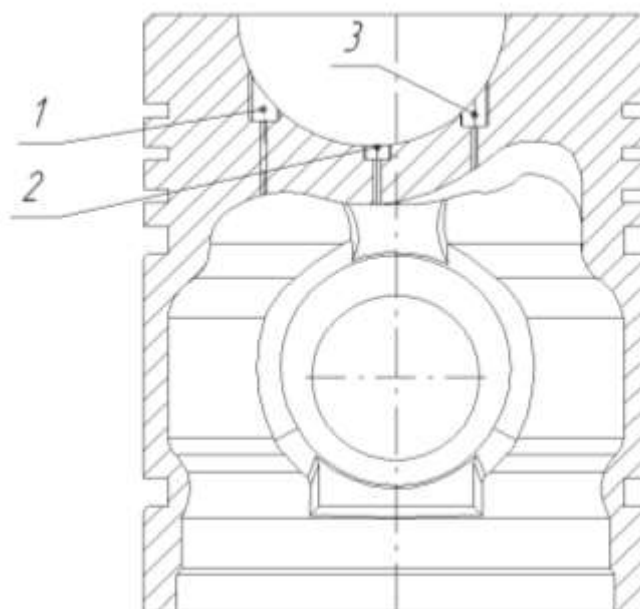


Рисунок 5.4. Ескіз дообробки поршня дизельного двигуна 2Ч10,5/12 під встановлення термопар

Вибір і обґрунтування місць встановлення термопар в поршні

При експериментальній реєстрації температур поршня, місця встановлення термопар та їх кількість обиралися з таких міркувань. Це місця, які характерні для конструкції і температурного поля поршня. Температури в точках 1 і 3 характеризують несиметричність поля температур стінок камери

згоряння (об'ємно-плівкове сумішоутворення). Температура в точці 2 – є показником температурного стану середини поршня.

Загальна кількість термопар має бути такою, щоб забезпечити розміщення термоелектродів в струмознімальному пристрої, і при цьому не знизити міцності самого поршня.

Схема встановлення термопар у тіло поршня й головки циліндра представлена на рисунку 5.5.

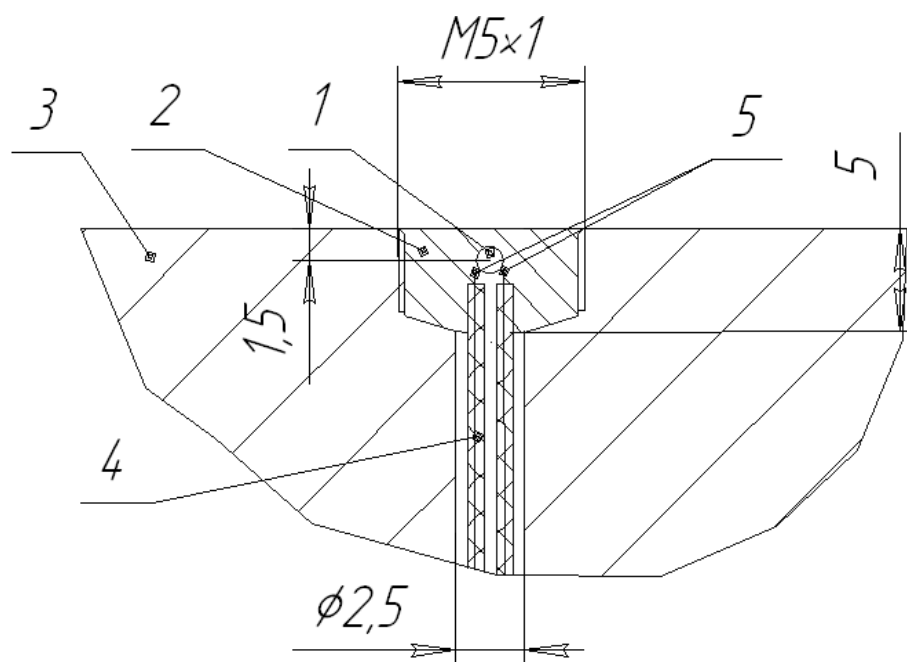


Рисунок 5.5. Схема встановлення термопар у тіло поршня й головки циліндра:

- 1 – термопара; 2 – вставка; 3 – тіло деталі; 4 – ізолятори;
5 – електроди

Схему встановлення термопар у вогневе днище головки циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12 представлено на рисунку 5.6.

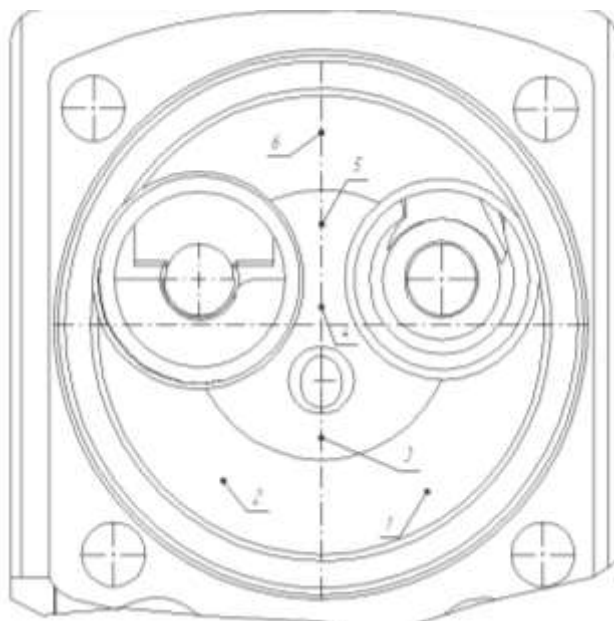


Рисунок 5.6. Схема встановлення термопар у вогневе днище головки циліндра

Вибір і обґрунтування місць встановлення термопар у вогневому днищі головки циліндра

При експериментальній реєстрації температур головки циліндра, місця встановлення термопар та їх кількість обиралися з таких міркувань. Це місця, які характерні для конструкції і температурного поля головки циліндра. Температури в точках 3 - 5 характеризують поле вогневого днища зі сторони камери згоряння з урахуванням способу сумішоутворення (об'ємно-плівкового), температури в точках 1, 2 та 6 - поле на периферії вогневого днища. Відмінність температур в точках 1, 2, 4 та 6 характеризує несиметричність температурного поля вогневого днища.

Загальна кількість термопар має бути такою, щоб не знизити міцності самої головки циліндра.

Для реєстрації сигналу від термопар, встановлених у поршні й головці циліндра, використовувалися безперервні струмознімачі [104]. Схема

вимірювання, яка використовувалася в ході комплексного експерименту представлена на рисунку 5.7.

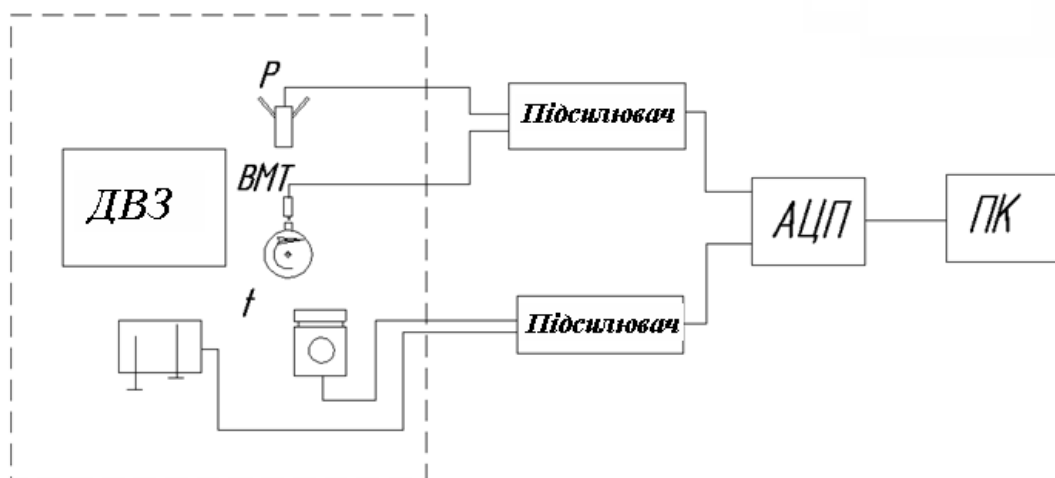


Рисунок 5.7. Схема вимірювань

Фото поршня, обладнаного термопарами та безперервним струмознімачем наведено на рисунку 5.8.

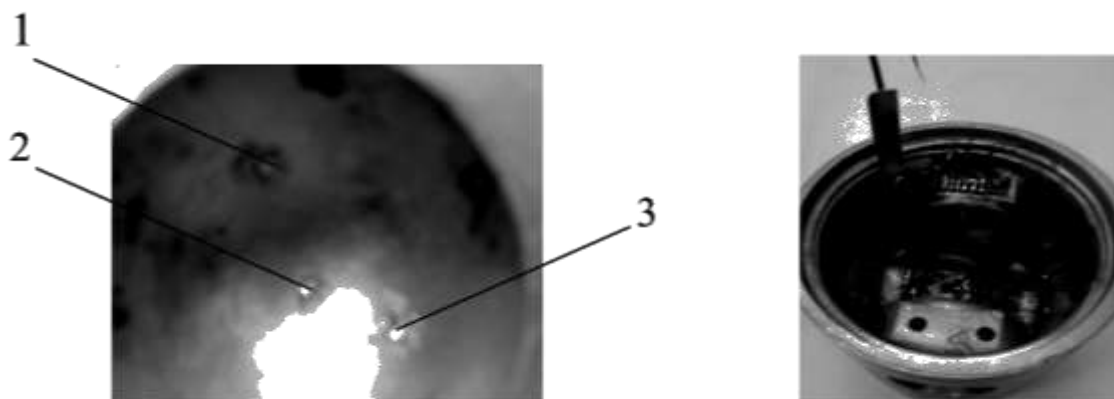


Рисунок 5.8. Фото поршня, оснащеного трьома термопарами та безперервним струмознімачем: 1-3 – точки встановлення термопар

Для передачі сигналу від контактної колодки, яку встановлено на поршні до колодки на гільзі циліндра, на гільзу було встановлено сталеву проставку (рисунок 5.9).



Рисунок 5.9. Циліндр зі встановленою сталеву проставкою для кріплення контактної колодки – передачі сигналу від термопар розташованих у поршні

З'єднання контактних колодок на поршні та проставці розташованої знизу циліндра (рисунок 5.10).



Рисунок 5.10. З'єднання контактних колодок на поршні та проставці

Фото головки циліндра, обладнаної термопарами приведено на рисунку 5.11.



Рисунок 5.11. Фото встановлених термопар у вогневе днище головки циліндра

Для індичіювання використався малогабаритний датчик тиску тензометричного типу конструкції проф. Пойди А.М., а для синхронізації сигналу від датчика тиску з положенням колінчастого валу – індукційний датчик положення колінчастого валу (рисунок 5.7). Загальний вигляд датчика тиску наведено на рисунку 5.12).



Рисунок 5.12. Загальний вигляд датчика тиску

Для встановлення датчика у головці 2-го циліндру було виконано індикаторний канал.

На бічній, охолоджувальній повітрям, поверхні головки циліндра було дооброблено ребра охолодження та виконано індикаторний канал, під встановлення датчика тиску (рисунок 5.13, 5.14).



Рисунок 5.13. Дообробка ребер охолодження головки циліндра

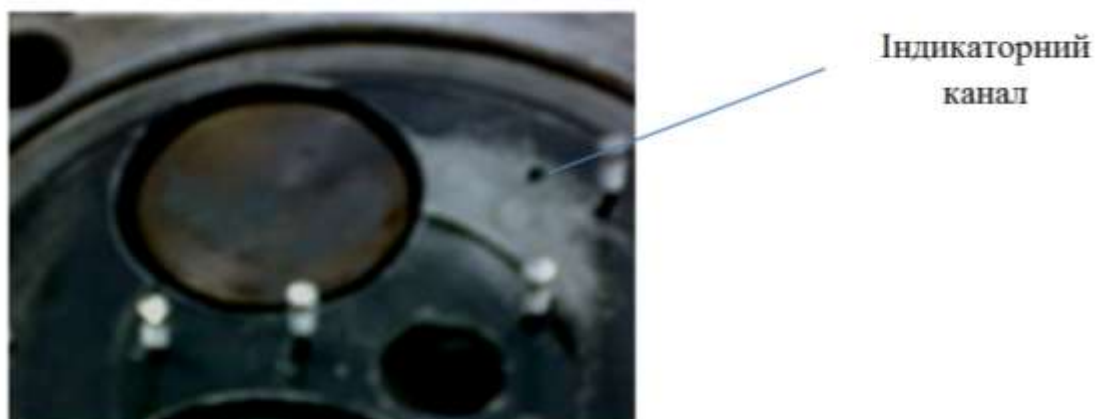


Рисунок 5.14. Вигляд індикаторного каналу у вогневому днищі головки циліндра з боку камери згоряння

У ході експериментального дослідження використовувався зовнішній дослідницький аналого-цифровий перетворювач (АЦП) марки E14-140 компанії L-CARD (рисунок 5.15) [287]. Основні характеристики АЦП наведені в таблиці 5.2.



Рисунок 5.15. Зовнішній вигляд АЦП, який використовувався для перетворення та передачі сигналу до персонального комп'ютеру [287]

Таблиця 5.2

Основні характеристики АЦП E14-140 [287]

№	Параметр	Значення
1	Кількість каналів	16 (диференційних)/32
2	Розрядність	14 біт
3	Частота перетворення	100 КГц
4	Вибір рівня вхідного сигналу	програмно
5	Інтерфейс підключення до ПК	USB

Для оцінки токсичності відпрацьованих газів в ході експерименту використовувався 5-ти компонентний газоаналізатор «Автотест», який дозволяє визначати у відпрацьованих газах концентрацію таких компонентів: CO, CO₂, CH, NO_x, O₂. Фото газоаналізатора «Автотест» наведено на рисунку 5.16.



Рисунок 5.16. Фото газоаналізатора «Автотест»

5.2. Обробка результатів експериментальних досліджень

Результати прямих вимірювань дозволяють визначити наступні показники роботи дизельного двигуна Д21А:

- ефективну потужність двигуна, кВт

$$N_e = \frac{M_k \cdot n}{9550}, \quad (5.1)$$

де M_k – крутний момент, Н·м;

n – частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹;

- годинну витрату палива, кг/год

$$G_n = \frac{3,6 \cdot B_d}{\tau}, \quad (5.2)$$

де B_d – витратна доза палива, г;

$B_d = 85,7$ г;

τ – тривалість вимірювання витрати палива, с.

- витрату повітря, кг/год

$$G_{\text{пов}} = 0,0752 \frac{f(B_o - \Delta p_{\text{вп}} \cdot 9,81 \cdot 10^{-3})}{R_{\text{пов}} \cdot T_{\text{вп}}}, \quad (5.3)$$

де f – показання частотоміра, Гц;

B_o – атмосферний тиск, кПа;

$\Delta p_{\text{вп}}$ – перепад тиску повітря у впускному тракті, мм вод. ст.;

$R_{\text{пов}} = 0,287$ кДж/(кг·К) – універсальна газова стала для повітря;

$T_{\text{вп}}$ – температура повітря на вході двигуна, К;

- коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha = \frac{G_{\text{нов}}}{L_o \cdot G_n}, \quad (5.4)$$

де $L_o = 14,35$ кг/кг – теоретично необхідна кількість повітря для повного згорання 1 кг палива, кг/кг;

- питому ефективну витрату палива, г/(кВт·год)

$$g_e = \frac{G_n \cdot 10^3}{N_e}; \quad (5.5)$$

- ефективний ККД

$$\eta_e = \frac{3600 \cdot N_e}{G_T \cdot Q_n}; \quad (5.6)$$

- середній ефективний тиск, МПа

$$p_e = \frac{30 \cdot N_e \cdot \tau_{\text{дв}}}{i \cdot V_h \cdot n}, \quad (5.7)$$

де $\tau_{\text{дв}}$ – тактність двигуна;

i – кількість циліндрів;

V_h – робочий об'єм циліндра, л.

Для двигуна Д21А: $\tau_{\text{дв}} = 4$; $i = 2$; $V_h = 1,04$ л.

5.3. Оцінка похибок вимірювання

Оцінка теплової інерційності термопар

Теплова інерційність термопар може бути оцінена сталою часу T_0 [288]

$$T_0 = \frac{C \cdot \rho \cdot V}{\alpha \cdot S} \cdot \frac{1}{\psi}, \quad (5.8)$$

де C – питома теплоємність матеріалу термопар ($C = 0,602$ кДж/(кг·К));

ρ – густина матеріалу термопар ($\rho = 8,85 \cdot 10^3$ кг/м³);

V – об'єм гарячого спаю термопар;

α – коефіцієнт тепловіддачі до гарячого спаю термопар ($\alpha = 178,570$ Вт/(м²·К));

S – площа поверхні гарячого спаю термопар;

Ψ – параметричний критерій, який залежить від рівномірності розподілу теплоти в тілі гарячого спаю. Для невеликих розмірів термопар $\Psi \approx 1$.

При контакті гарячого спаю з капсулою коефіцієнт тепловіддачі визначається

$$\alpha = \frac{1}{R_T}, \quad (5.9)$$

R_T - термічний опір контакту гарячого спаю з капсулою.

Для хромель-алюмелевої термопар діаметром 0,5 мм $T_0 \approx 5$ мс. Якщо врахувати, що постійна часу $T = 10$ с, то відносна похибка термопар

$$\delta = -\frac{1}{2} \left(\frac{\gamma}{\gamma_0} \right), \quad (5.10)$$

де $\gamma = \frac{1}{T}$ - частота вимірювання температур;

$\gamma_0 = \frac{1}{T_0}$ - власна частота вільних теплових коливань термопар.

Відносна похибка термопар дорівнює $1,25 \cdot 10^{-7}$, а абсолютна похибка в діапазоні температури 0-300 °С складає $\Delta t = 3,75 \cdot 10^{-5}$ °С.

Для оцінки похибки вимірювання використовувалися рекомендації робіт [289-293]. Вимірювання температури поршня та головки належить до

прямих вимірів [290]. Для оцінки похибки прямих вимірів використовують такі критерії: гранична абсолютна помилка вимірювальної системи; гранична відносна помилка вимірювальної системи; абсолютна середньоквадратична помилка результату виміру та коефіцієнт варіації [291-293].

Гранична абсолютна помилка Δx результату одноразового прямого виміру визначається похибкою приладу. Вона задається класом точності приладу.

Схема термометрії поршня та головки циліндра наведена на рисунку 5.17.

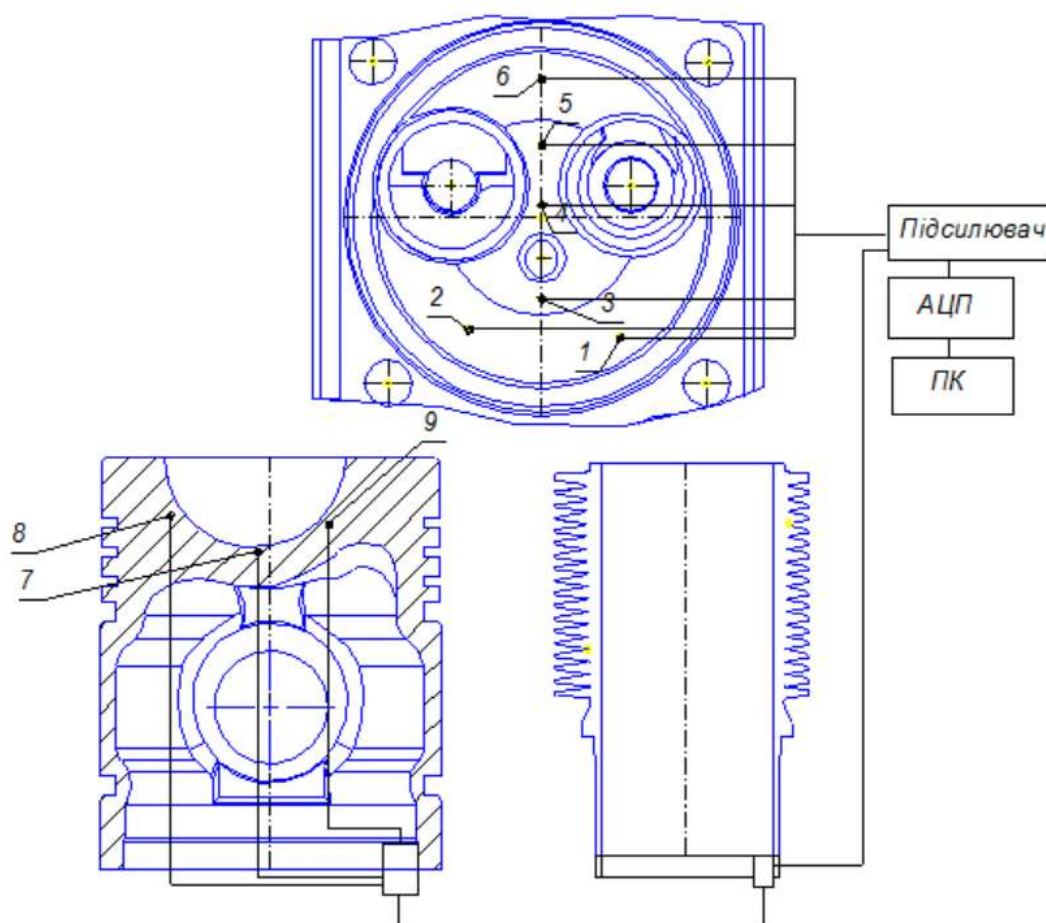


Рисунок 5.17. Схема термометрії поршня та головки циліндра:

1 – 3 – термопари, встановлені у поршні 2-го циліндра;

4 – 9 - термопари, встановлені у головці 2-го циліндра.

Якщо припустити нормальний закон розподілу випадкових помилок при вимірюванні температури поршня та головки, а також зважаючи на те, що абсолютна помилка

$$\Delta x = 3\sigma, \quad (5.11)$$

де σ - середньоквадратична помилка, довірна імовірність того, що експериментальні значення не виходять за межі Δx , складає $\beta = 0.997$ [291].

Реєстрація температури поршня та головки циліндра, сигналів від датчику тиску та положення колінчастого валу було проведено за допомогою програмного комплексу *LGraph2* компанії L-CARD.

Після налаштувань вимірювального каналу та калібрування значення температур послідовно порівнювалися з показами вимірювального приладу А 565 на сталому режимі роботи двигуна.

За граничну відносну помилку приймалась величина

$$\delta X = \frac{\Delta X}{X_{\text{вим}}} \cdot 100\% . \quad (5.12)$$

За абсолютну помилку результату прямого виміру, виконаного за допомогою вимірювального приладу А 565, приймаємо середньоквадратичну помилку σ_x , що обчислюється за допомогою формули

$$\sigma_x = \pm \sqrt{\Delta x_1^2 + \Delta x_2^2 + \dots + \Delta x_n^2}, \quad (5.13)$$

де $\Delta x_1, \Delta x_2, \dots, \Delta x_n$ - абсолютні граничні похибки елементів вимірювальної системи.

Коефіцієнт варіації визначався за формулою

$$W = \frac{\sigma_x}{X_{вим}} \cdot 100\% . \quad (5.14)$$

Гранична відносна похибка, обумовлена тепловою інерційністю термопар, визначається за допомогою залежності

$$\sigma_{и} = \frac{1}{2} \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2, \quad (5.15)$$

де ω - частота зміни навантаження ; ω_0 - власна частота коливань температури термопар.

Похибки, внесені безперервним струмознімачем [288, 289] це похибки, викликані різницею температур контактів, встановлених на поршні (рухомих) і встановлених на головці циліндрів (нерухомих).

Зазначена похибка виключається тому, що відповідні контакти на рухомій і нерухомій частинах струмознімача виготовлені з того самого матеріалу (хромель та алюмель). При цьому ЕРС, яка виникає в термопарі не залежить ні від температурного градієнта і розподілу температури вздовж провідника, ні від зміни площі його перетину, а визначається тільки різницею температур холодного і гарячого спаїв термопар [288, 289].

Для конструкцій струмопередавачів, що використовувались, як контактні набори хромелевих та алюмелевих пластин, гранична відносна похибка складає $\delta_{TC} = \pm 0,5\%$ [288, 289]. Отже, для робочого діапазону температур поршня (0 - 350 °С) та головки циліндра (0 - 350 °С) величина граничної абсолютної похибки складе $\Delta t_c = 1,75$ °С [288, 289].

Таким чином, похибки вимірювання температури лежать в допустимих межах.

Оцінка похибки вимірювання паливно-економічних показників двигуна

Відомо, що абсолютна похибка приладів підпорядковується нормальному закону розподілу випадкових величин, тому, згідно рівняння

$$\sigma_{x_n} = \left| \frac{\Delta X_n}{3} \right|, \quad (5.16)$$

де ΔX_n – паспортна похибка приладу.

Таким чином, для витрат дизельного палива (5.2) середньоквадратичне відхилення похибки вимірювання складає

$$\sigma_B = \sqrt{\left(\frac{3600}{\tau}\right)^2 \sigma_{B_d}^2 + \left(-\frac{B_d 3600}{\tau^2}\right)^2 \sigma_{\tau}^2}. \quad (5.17)$$

Підставивши в формулу $B_d = 85,7$ г, $\Delta B_d = \pm 0,01$ г (похибка вагового пристрою), $\tau = 16,57$ с, $\Delta \tau = \pm 0,01$ с (похибка електронного частотоміру-хронометру), з урахуванням формули (5.12) отримуємо $\sigma_{B_N} = 3,74 \cdot 10^{-3}$ кг/год.

Відносне середньоквадратичне відхилення похибки δ_B в такого виміру для максимальної витрати дизельного палива $B = 4,95$ кг/год складає

$$\delta_B = \frac{2\sigma_B}{B} 100\% = 0,15\%. \quad (5.18)$$

Для визначення витрат повітря використовується залежність

$$\sigma_{V_{пов}} = \sqrt{0,0752\sigma_f^2}. \quad (5.19)$$

З урахуванням $\Delta f = 2,6$ Гц, $\sigma_{V_{пов}} = 0,24$ м³/год.

При середній витраті повітря $V_{пов} = 130$ м³/год,

$$\delta_{V_{пов}} = \frac{2\sigma_{V_{пов}}}{V_{пов}} \cdot 100 = 0,37\%.$$

Для вимірювання потужності (5.1) середньоквадратичне відхилення похибки

$$\sigma_{P_e} = \sqrt{(0,0001047n)^2 \sigma_{M_{кр}}^2 + (0,0001047M_{кр})^2 \sigma_n^2}. \quad (5.20)$$

З урахуванням $\Delta M_{кр} = \pm 0,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\Delta n = \pm 1 \text{ хв}^{-1}$, $\sigma_{M_{кр}} = \frac{0,1}{3} = 0,033 \text{ Н}\cdot\text{м}$,

$\sigma_n = \frac{1}{3} = 0,333 \text{ хв}^{-1}$, при $n=1800 \text{ хв}^{-1}$ та середньому значенні $M_{кр} = 63 \text{ Н}\cdot\text{м}$,

$\sigma_{P_e} = 0,0066 \text{ кВт}$,

$$\delta_{P_e} = \frac{2\sigma_{P_e}}{P_e} \cdot 100\% = 0,11\% .$$

Наведений розрахунок похибок показує прийнятну точність отриманих результатів.

Індиціювання двигуна

Для реєстрації вхідних сигналів з високою точністю датчик тиску повинен мати високу частоту власних коливань з відповідними амплітудними характеристиками [289]. Датчики повинні мати високий рівень сигналу з лінійною залежністю від тиску, малу чутливість до вібрацій та зміни температурного режиму.

Частоту власних коливань датчика обирають за умов, щоб вона завідомо перевищувала частоту гармоніки найвищого порядку з числа гармонік, які складають діаграму процесу, що досліджується [289].

Згідно рекомендацій роботи [289] верхня межа полоси частот, яку повинен пропускати датчик для чотиритактного двигуна

$$f = \frac{150 \cdot n}{120}, \quad (5.21)$$

де n – частота обертання колінчастого валу (хв^{-1}).

Таким чином, стосовно досліджуваного дизельного двигуна, для режиму номінальної потужності при $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ маємо

$$f = \frac{150 \cdot 1800}{120} = 2250 \text{ Гц}.$$

Таким чином, з урахуванням необхідного запасу частота власних коливань датчика повинна бути не нижче 10 – 20 кГц [289]. У проведеному дослідженні для каналів АЦП частота дискретизації обиралася рівною 20 кГц.

Тарировка тензOMETричного датчика тиску проводилася згідно методики наведеної у роботі [289] з використанням вантажопоршневого манометру. В робочому діапазоні тисків було отримано лінійну залежність вихідного сигналу з тензOMETричного датчику тиску від тиску у модельній камері, що свідчить про нормальну роботу датчика.

Оцінка похибки вимірювань тиску у циліндрі дизельного двигуна 2Ч10,5/12

Завдяки певному гідравлічному опору в індикаторному каналі, утворюється різниця тисків у циліндрі двигуна та біля чутливого елемента, що сприймає тиск. Це, безумовно, вносить похибку у вимірювання тиску, особливо зі збільшенням частоти обертання колінчастого валу.

Величина цієї різниці тисків залежить від довжини індикаторного каналу, його форми, площі, швидкості зміни тиску у циліндрі та від величини тиску у циліндрі [289].

Згідно роботи [289] приблизна величина похибки від гідравлічного опору індикаторного каналу

$$\Delta p_{ik} = \left(\frac{n}{1,25 \cdot 10^6} \right) \cdot \left(\frac{l_k}{d} \right) \cdot p_z, \quad (5.22)$$

де l_k – довжина індикаторного каналу, мм, d – його діаметр, мм, p_z – максимальний тиск згоряння, атм.

Таким чином маємо

$$\Delta p_{ik} = \left(\frac{1800}{1,25 \cdot 10^6} \right) \cdot \left(\frac{20}{4,3} \right) \cdot 78 = 0,522 \text{ атм,}$$

тобто 0,0522 МПа, що лежить в допустимих межах згідно рекомендацій [4].

Крім гідравлічного опору у індикаторному каналі можливе виникнення коливань тиску, які спотворюють індикаторну діаграму.

Значну похибку вносить точність нанесення відмітки ВМТ. Так, згідно даних роботи [289] зміщення на діаграмі ВМТ на 1 град. п.к.в. призводить до похибки у визначенні індикаторної потужності на 3%.

В роботі, для підвищення точності та достовірності реєстрації індикаторних діаграм з використанням АЦП також були зареєстровані діаграми стискання-розширення, лінія атмосферного тиску та оцінено вплив прогріву охолоджуваного повітрям датчика тиску на рівень вихідного сигналу. Наведений розрахунок похибок показує прийнятну точність отриманих результатів.

5.4. Результати експериментальних досліджень показників дизельного двигуна Д21А

Масив індикаторних діаграм на режимі $N_e = 18,4$ кВт, при $n = 1800$ хв⁻¹ наведено на рисунку 5.18.

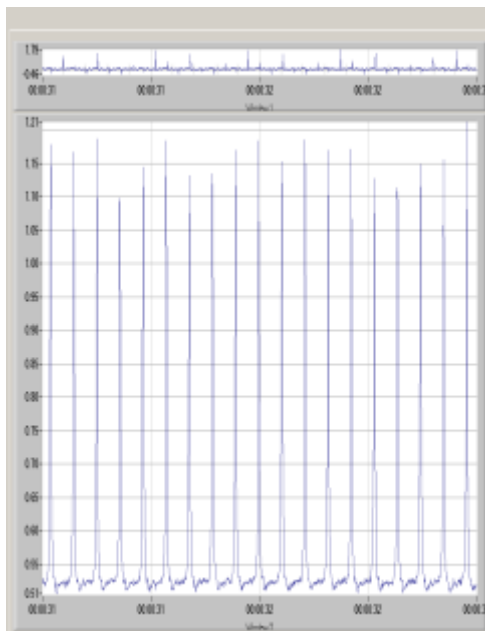


Рисунок 5.18. Масив індикаторних діаграм у вікні програмного комплексу *LGraph2* компанії L-CARD

В подальшому, з масивів індикаторних діаграм, на досліджуваних режимах роботи двигуна була зроблена вибірка, яка дорівнює 120 діаграм поспіль, яка використовувалася для осереднення та подальшої обробки [195, 294].

Узагальнені результати індиціювання дизельного двигуна 2Ч10,5/12 наведено у таблицях 5.3 та 5.4.

Результати експериментальних досліджень [58, 104, 157, 174, 195, 196, 212, 295] показників дизельного двигуна 2Ч10,5/12 при роботі по навантажувальній характеристиці наведено на рисунках 5.19–5.23.

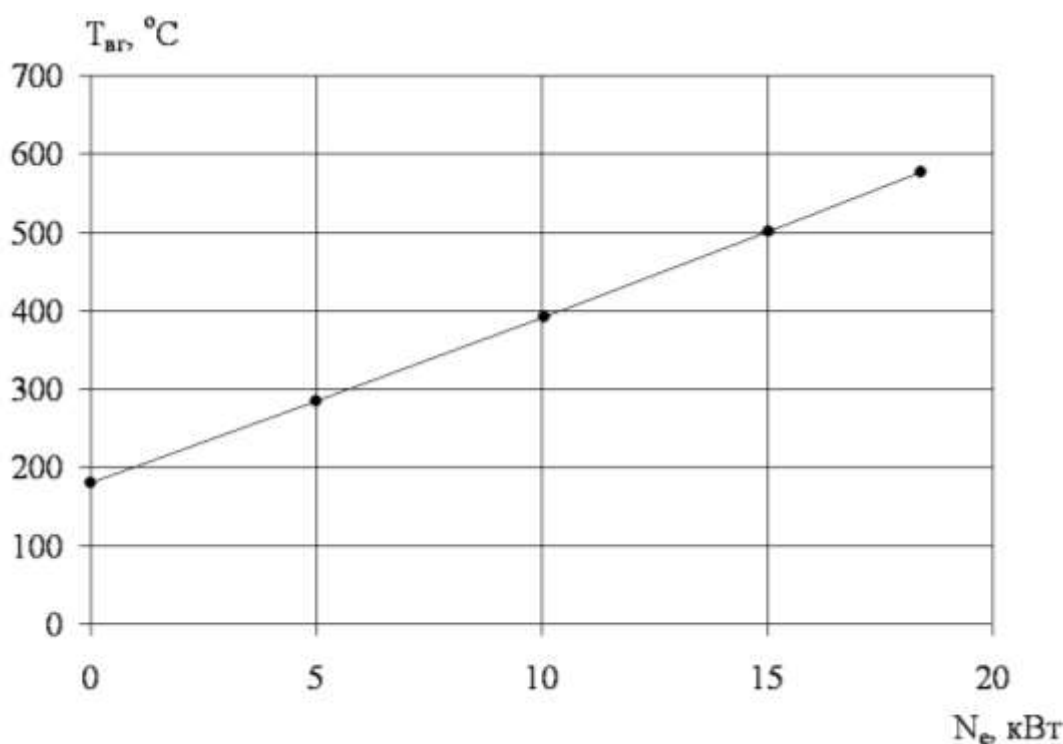


Рисунок 5.19. Зміна температури відпрацьованих газів дизельного двигуна 2Ч10,5/12 по навантажувальній характеристиці

З результатів наведених на рисунку 5.19 видно, що рівень температури відпрацьованих газів при роботі дизельного двигуна на номінальному режимі

не перевищує 590 °С, що свідчить про певний резерв з підвищення рівня форсування. Але з урахуванням особливостей конструкції двигуна (повітряне охолодження та недостатня жорсткість циліндра, головки та силових шпильок) для формування рекомендацій зі збільшення рівня форсування треба комплексно досліджувати робочі процеси, теплонапружений та деформований стан деталей камери згоряння.

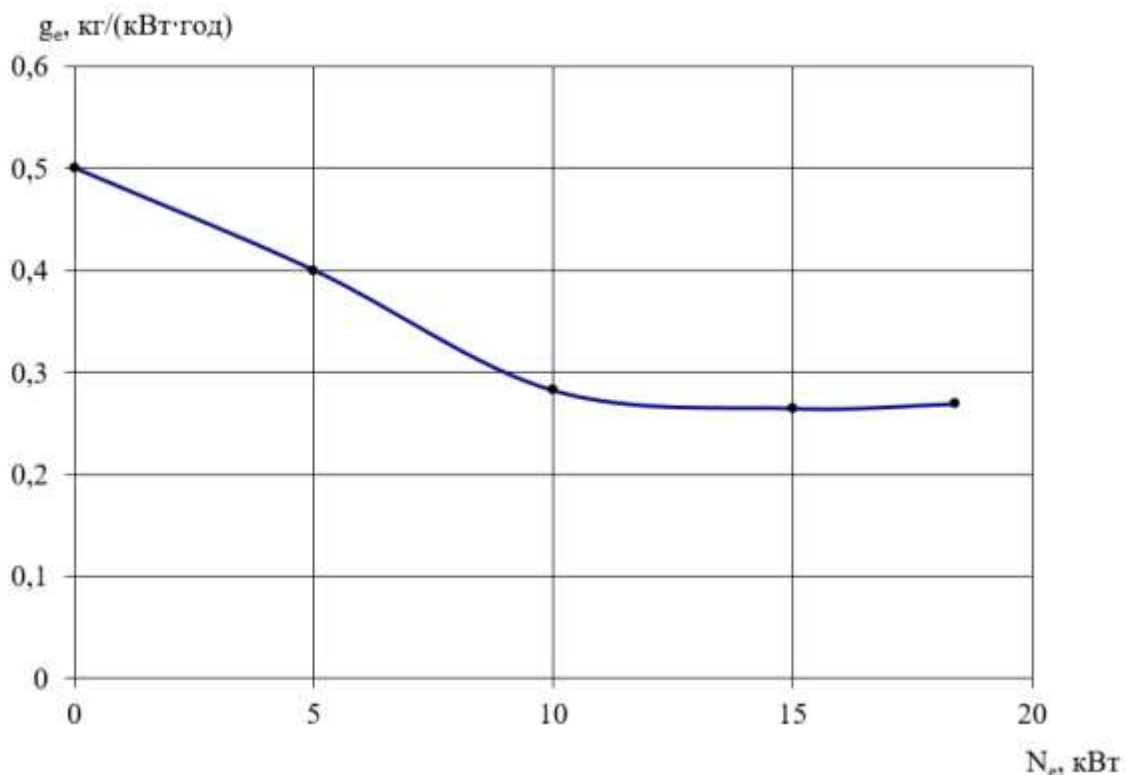


Рисунок 5.20. Зміна питомої витрати палива дизельного двигуна 2Ч10,5/12 по навантажувальній характеристиці

Питома витрата палива на номінальному режимі становить 0,265 кг/(кВт·год) (рисунок 5.20), що говорить про значний потенціал з підвищення паливної економічності шляхом удосконалення системи керування, та поліпшенням показників двигуна.

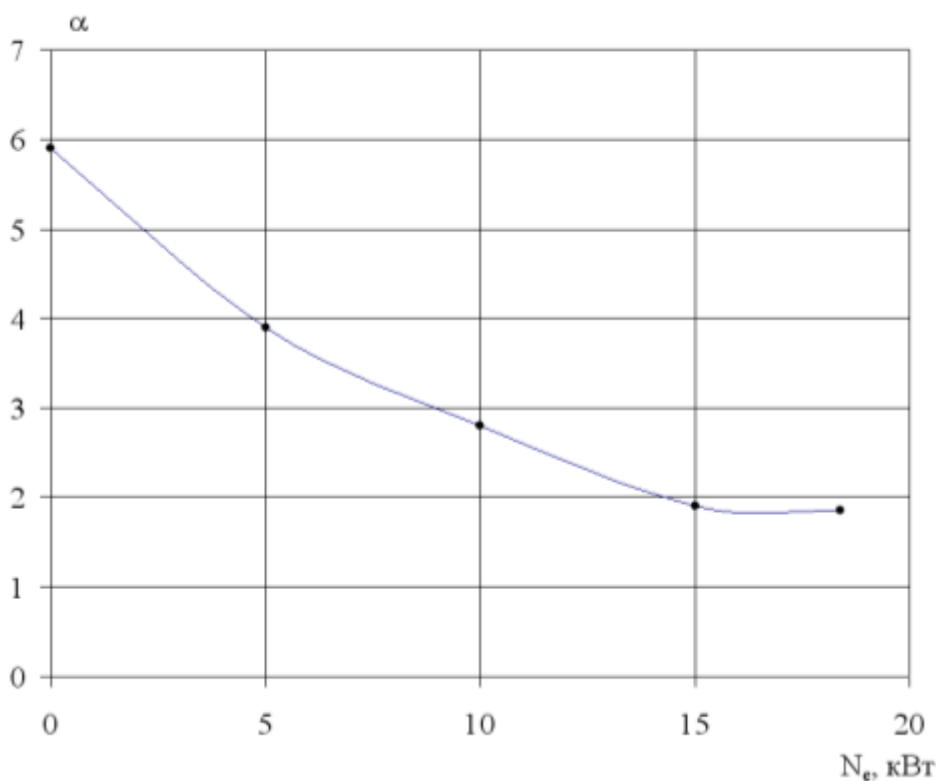


Рисунок 5.21. Зміна коефіцієнту надлишку повітря дизельного двигуна 2Ч10,5/12 по навантажувальній характеристиці

Для цього треба використовувати сучасні системи керування дизельним двигуном та методи організації робочих процесів.

Як видно з результатів, наведених на рисунку 5.21 коефіцієнт надлишку повітря на режимах $N_e = 15$ та $18,4$ кВт становить $1,9$ та $1,8$ відповідно. Для покращення екологічних та економічних показників дизельного двигуна треба збільшувати коефіцієнт надлишку повітря шляхом використання газотурбінного наддуву. Це, в свою чергу, призведе до зниження температури в циліндрі, що позитивно вплине на умови роботи теплонапружених деталей.

Наведені результати (рисунок 5.22 та 5.23) зі зміни рівня токсичності відпрацьованих газів (NO_x та CO) свідчать про необхідність проведення комплексу робіт з поліпшення екологічних показників досліджуваного двигуна та встановлення системи нейтралізації відпрацьованих газів.

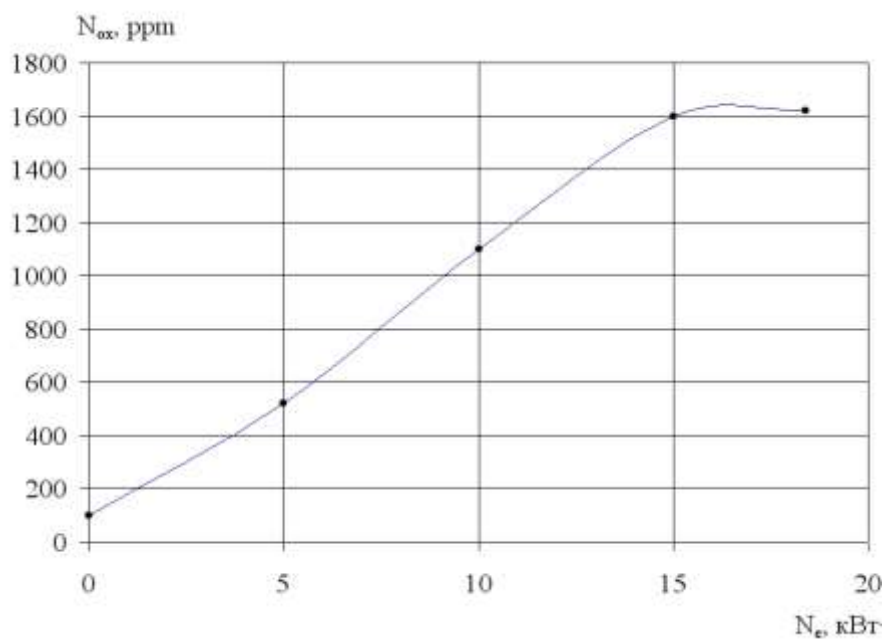


Рисунок 5.22. Зміна концентрації оксидів азоту у відпрацьованих газах дизельного двигуна 2Ч10,5/12 по навантажувальній характеристиці

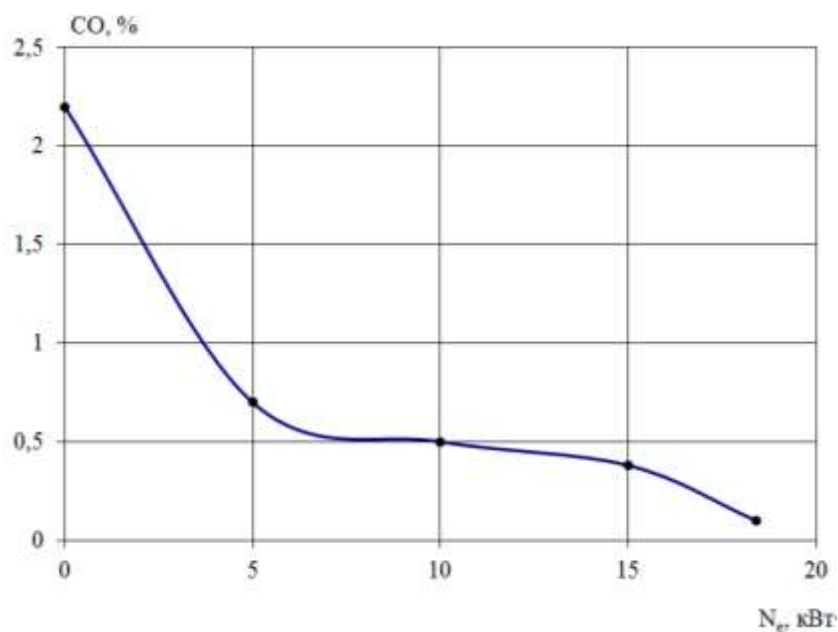


Рисунок 5.23. Зміна концентрації СО у відпрацьованих газах дизельного двигуна 2Ч10,5/12 по навантажувальній характеристиці

Рівень викидів СН по навантажувальній характеристиці, зареєстрований газоаналізатором «Автотест» лежав в межах від 0 до 1 чнм.

Результати експериментальних досліджень енерго-екологічних показників дизельного двигуна 2Ч10,5/12 при роботі по зовнішній швидкісній характеристиці наведено на рисунках 5.24 – 5.30.

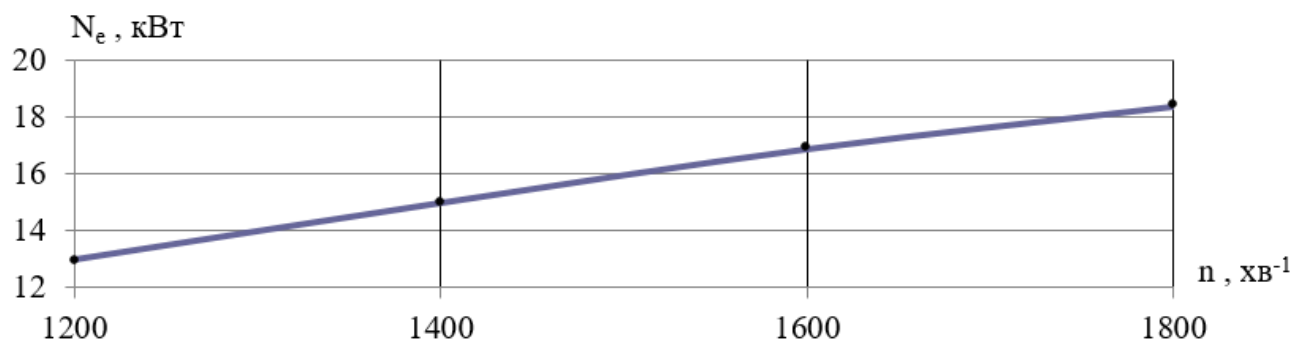


Рисунок 5.24. Зміна ефективної потужності дизельного двигуна 2Ч10,5/12 по зовнішній швидкісній характеристиці

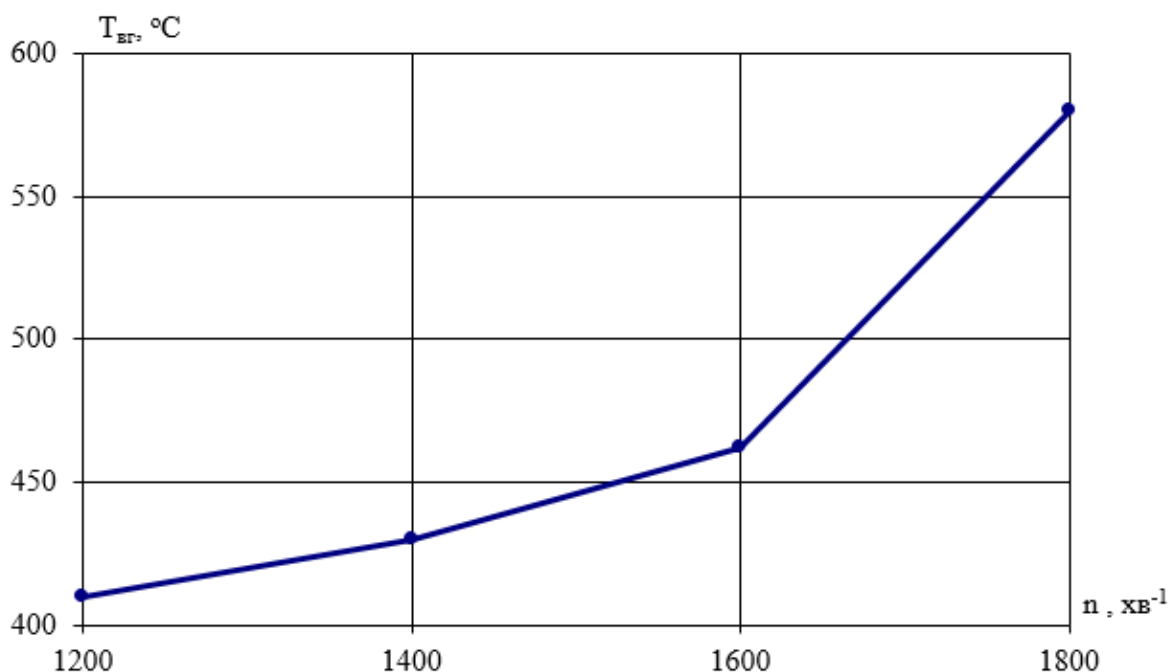


Рисунок 5.25. Зміна температури відпрацьованих газів дизельного двигуна 2Ч10,5/12 по зовнішній швидкісній характеристиці

З результатів наведених на рисунку 5.25 видно, що рівень температури відпрацьованих газів при роботі дизельного двигуна по зовнішній швидкісній

характеристиці не перевищує 590 °С, що свідчить про певний резерв з підвищення рівня форсування.

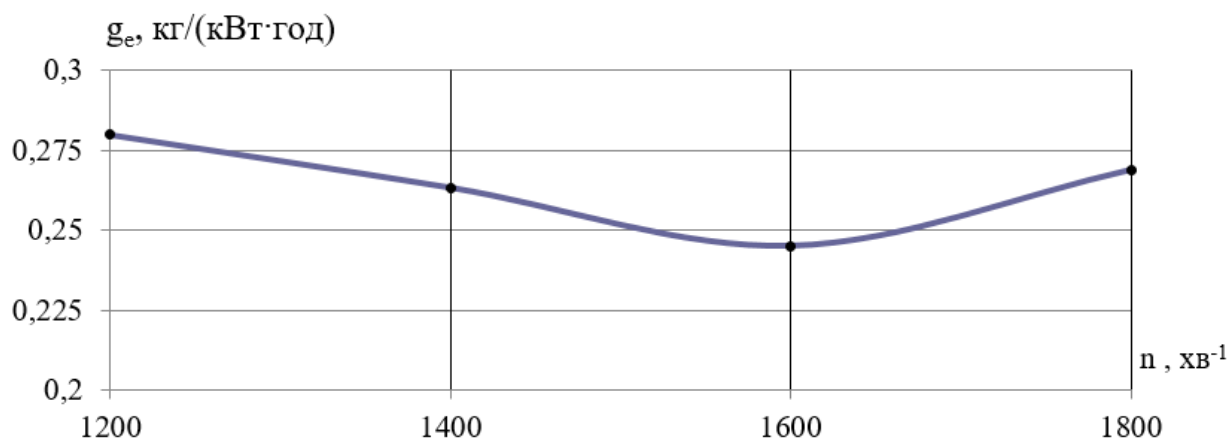


Рисунок 5.26. Зміна питомої витрати палива дизельного двигуна 2Ч10,5/12 по зовнішній швидкісній характеристиці

З результатів наведених на рисунку 5.26 видно, що значення питомої витрати палива у дизельного двигуна 2Ч10,5/12 при роботі по зовнішній швидкісній характеристиці змінюється в межах 0,28-0,27 $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$. Мінімальне значення (0,245 $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$) відповідає режиму максимального крутного моменту при $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$.

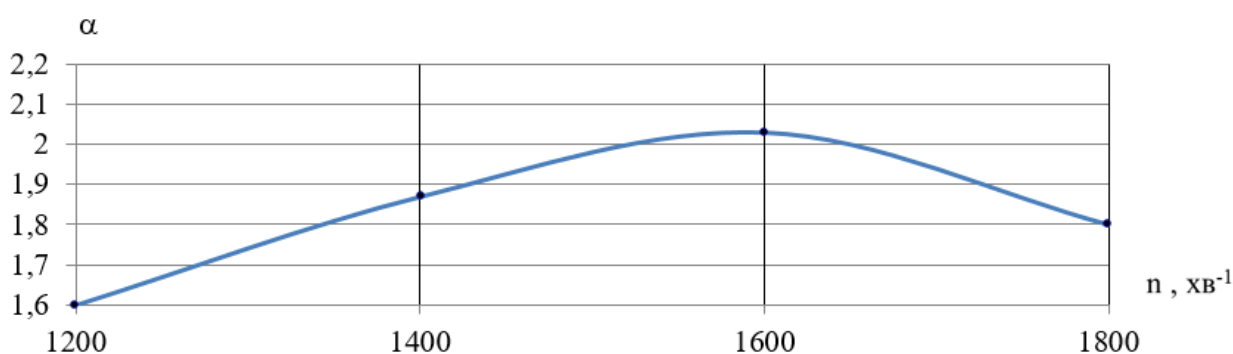


Рисунок 5.27. Зміна коефіцієнту надлишку повітря дизельного двигуна 2Ч10,5/12 по зовнішній швидкісній характеристиці

Наведені результати (рисунок 5.28 – 5.30) зі зміни рівня токсичності відпрацьованих газів (NO_x , CO та CH) свідчать про необхідність проведення

комплексу робіт з поліпшення екологічних показників досліджуваного двигуна та встановлення системи нейтралізації відпрацьованих газів.

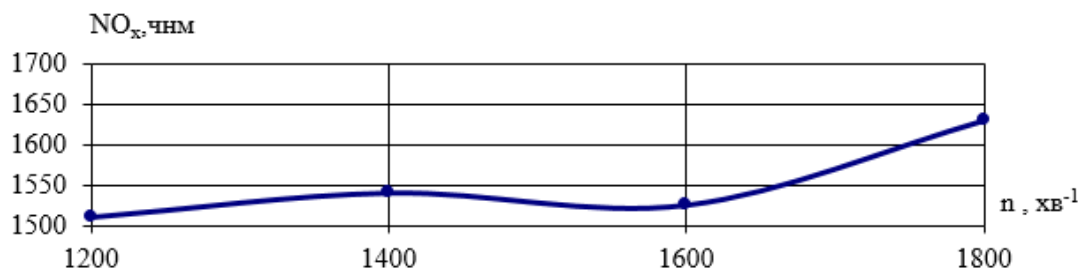


Рисунок 5.28. Зміна концентрації оксидів азоту у відпрацьованих газах дизельного двигуна 2Ч10,5/12 по зовнішній швидкісній характеристиці

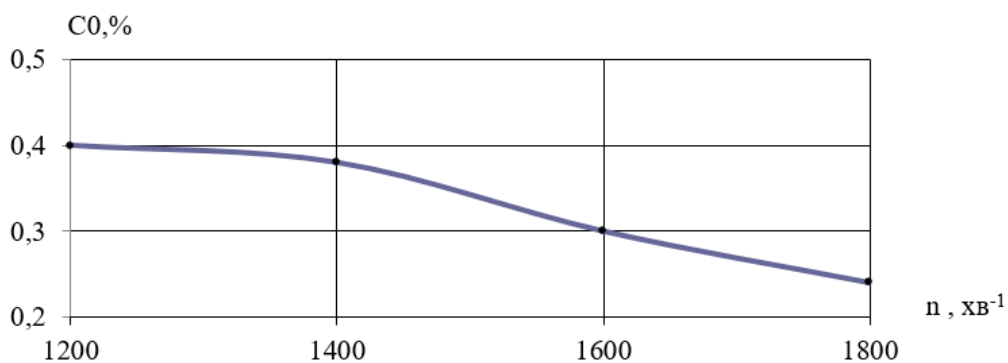


Рисунок 5.29. Зміна концентрації СО у відпрацьованих газах дизельного двигуна 2Ч10,5/12 по зовнішній швидкісній характеристиці

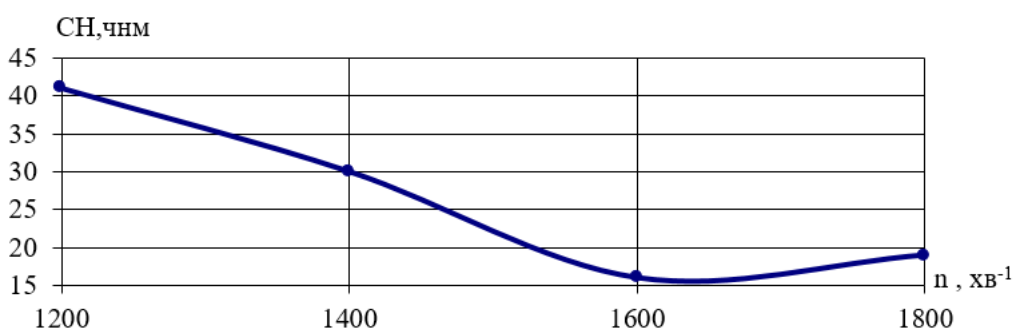


Рисунок 5.30. Зміна концентрації СН у відпрацьованих газах дизельного двигуна 2Ч10,5/12 по зовнішній швидкісній характеристиці

Результати реєстрації температур поршня та головки циліндра наведено на рисунках 5.31 – 5.34 та у розділі 6.

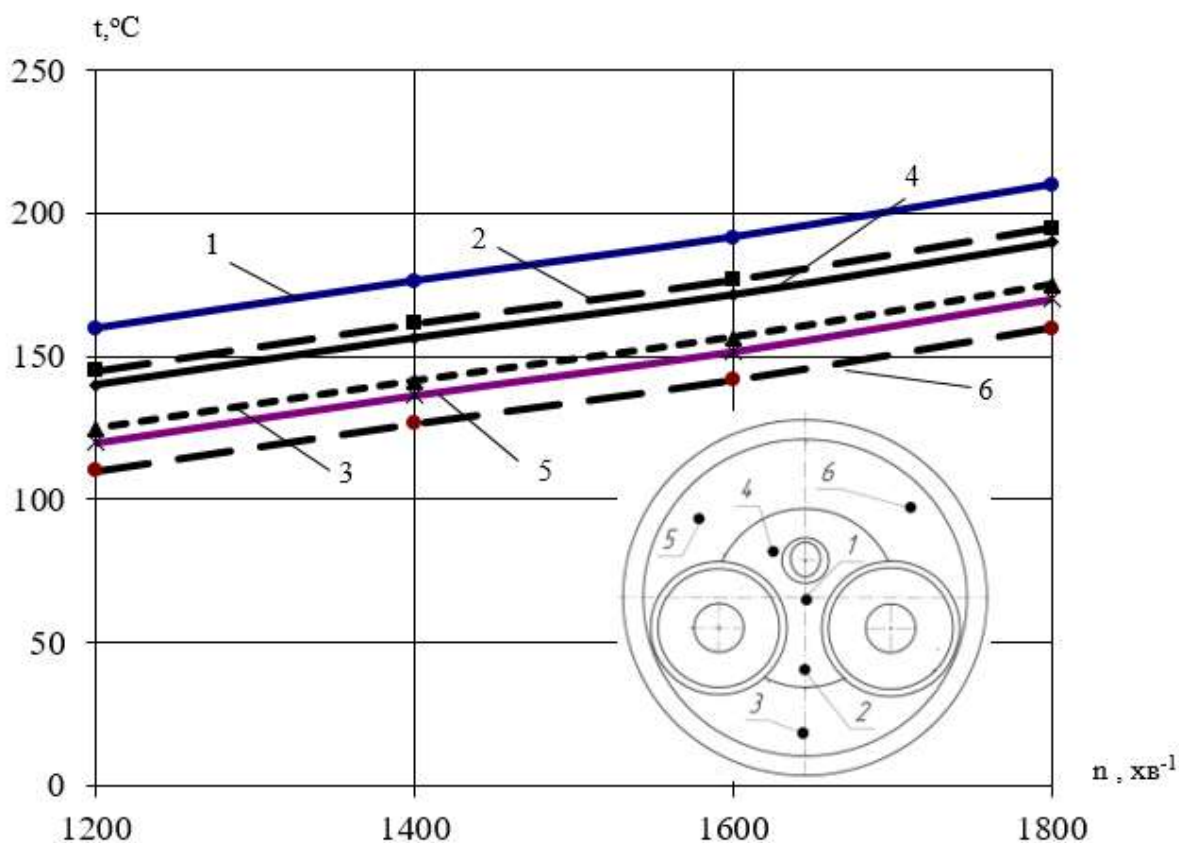


Рисунок 5.31. Зміна температур в контрольних точках головки циліндра в залежності від частоти обертання колінчастого валу

Так для вогневого днища головки циліндра (рисунок 5.31) на режимі номінальної потужності з $n = 1800 \text{ xB}^{-1}$, $N_e = 18,4 \text{ кВт}$ температури у контрольних точках склали: точка 1 - $210 \text{ }^\circ\text{C}$, точка 2 - $195 \text{ }^\circ\text{C}$, точка 3 - $175 \text{ }^\circ\text{C}$ точка, 4 - $190 \text{ }^\circ\text{C}$, точка 5 - $170 \text{ }^\circ\text{C}$, точка 6 - $160 \text{ }^\circ\text{C}$.

Такий перепад температур між центральною частиною вогневого днища та периферією (рисунок 5.31) призводить до виникнення деформації та напружень вогневого днища, що в експлуатації призводить до погіршення умов роботи головки циліндра та газового стику. Це в подальшому, при певному напрацюванні, призводить до зношування ущільнюючої поверхні опорного бурту головки та погіршенню експлуатаційних показників дизельного двигуна.

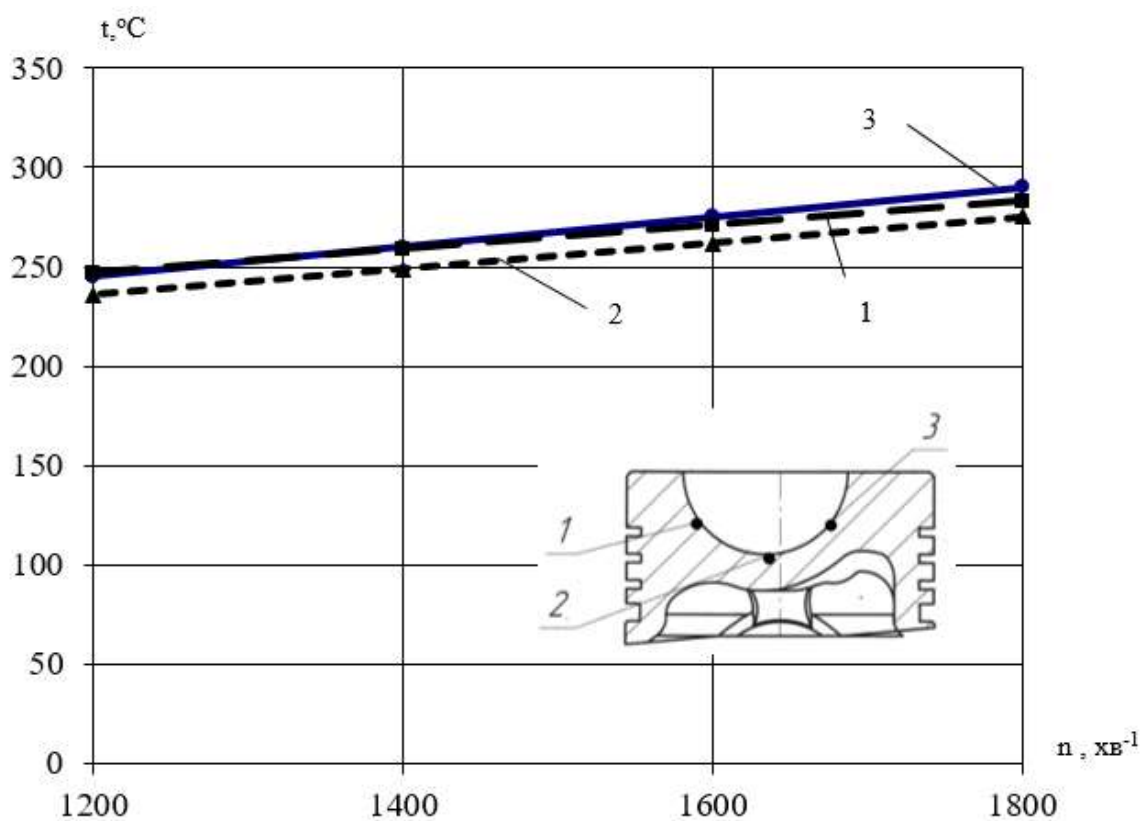


Рисунок 5.32. Зміна температур в контрольних точках поршня в залежності від частоти обертання колінчастого валу

Для поршня (рисунок 5.32) на режимі номінальної потужності з $n = 1800 \text{ xB}^{-1}$, $N_e = 18,4 \text{ кВт}$ температури у контрольних точках склали: точка 1 - $283 \text{ }^\circ\text{C}$, точка 2 - $275 \text{ }^\circ\text{C}$, точка 3 - $290 \text{ }^\circ\text{C}$.

Зі зміною частоти обертання колінчастого валу температури в контрольних точках вогневого днища головки циліндра та поршня змінювалися за лінійною залежністю (рисунок 5.33 та 5.34).

Так, температура вогневого днища головки циліндра та поршня при роботі двигуна по навантажувальній характеристиці змінюється лінійно (рисунок 5.33 та 5.34). На режимі холостого ходу температура вогневого днища головки циліндра не перевищує $140 \text{ }^\circ\text{C}$, а поршня $170 \text{ }^\circ\text{C}$ (рисунок 5.33 та 5.34).

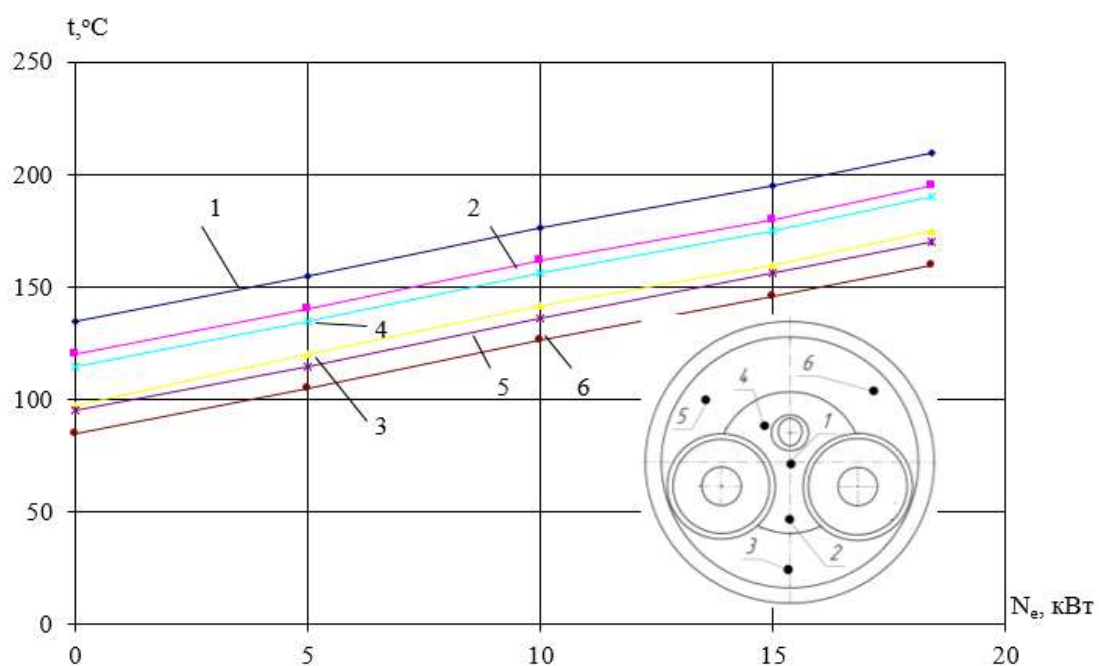


Рисунок 5.33. Зміна температури в контрольних точках головки циліндра по навантажувальній характеристиці

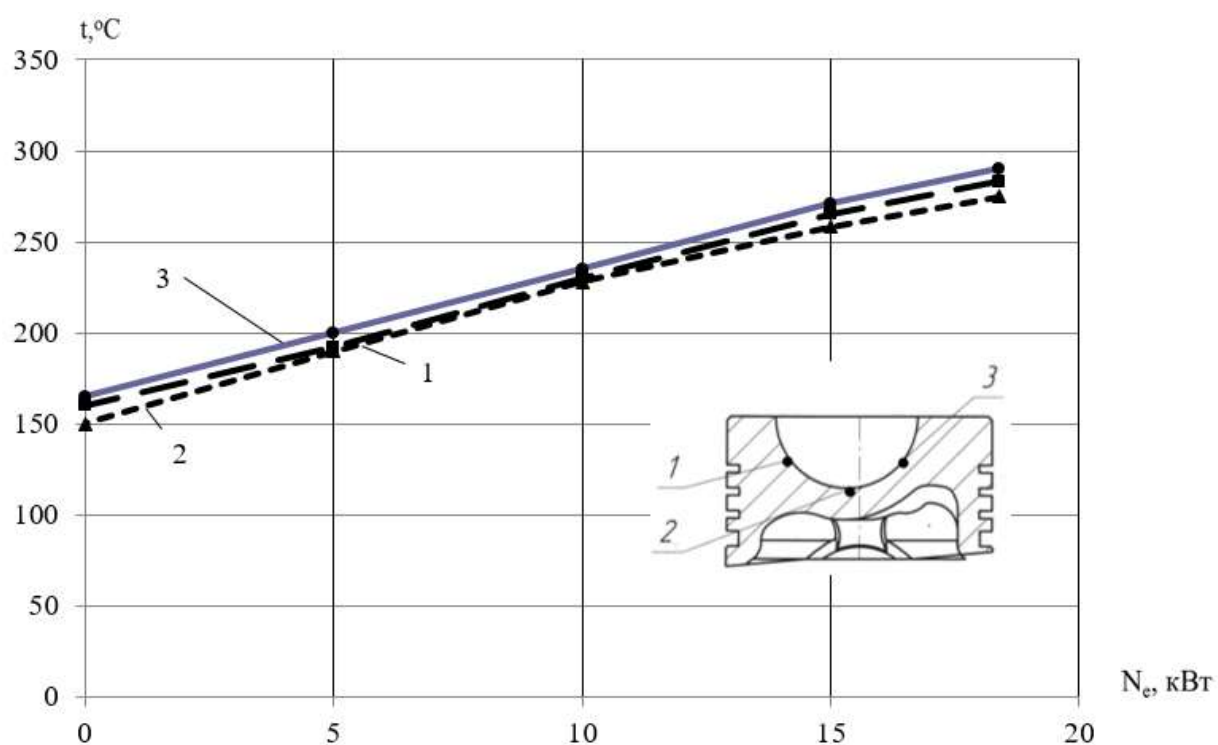


Рисунок 5.34. Зміна температури в контрольних точках поршня по навантажувальній характеристиці

Узагальнені результати експериментальних досліджень паливно-економічних показників дизельного двигуна 2Ч10,5/12 при роботі зовнішній швидкісній характеристиці

Режим	експеримент			
n	p_z	N_e	$t_{вг}$	$G_{п}$
$хв^{-1}$	МПа	кВт	С	кг/год
1800	7,84	18,4	580	4,95
1600	7,407	16,9	462	4,14
1400	7,065	15	430	3,95
1200	6,7	13	410	3,64

Таблиця 5.4

Узагальнені результати експериментальних досліджень паливно-економічних показників дизельного двигуна 2Ч10,5/12 при роботі по навантажувальній характеристиці при $n = 1800$ $хв^{-1}$

Режим	експеримент		
N_e	p_z	$t_{вг}$	$G_{п}$
кВт	МПа	С	кг/год
18,4	7,84	580	4,95
15	7,407	500	3,96
10	7,065	395	2,82
5	6,7	290	2,03
0	6,05	180	0,5

Результати реєстрації температур поршня та головки циліндра сумісно з розрахунковими ізолініями температури деталей наведено у розділі 6. Результати експериментального дослідження двигуна 2Ч10,5/12 при роботі на режимах скидання-накидання навантаження наведено на рисунках 5.35 - 5.39.

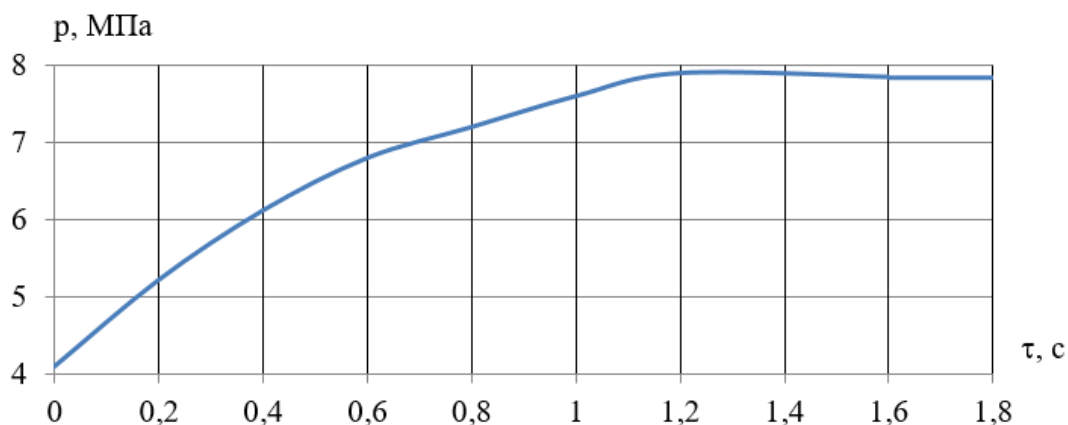


Рисунок 5.35. Зміна максимального тиску згоряння при накиданні навантаження двигуна 2Ч10,5/12

Зміна максимального тиску згоряння в процесі накидання навантаження (при зміні положення рейки паливного насосу високого тиску та моменту опору, від режиму холостого ходу до режиму номінальної потужності) наведено на рисунку 5.35.

Як видно з наведених результатів, стабілізація максимального тиску згоряння спостерігається вже через 1,2 с (рисунок 5.35).

Зміна максимального тиску згоряння в процесі скидання навантаження (при зміні положення рейки паливного насосу високого тиску та моменту опору, від режиму номінальної потужності до режиму холостого ходу) наведено на рисунку 5.36.

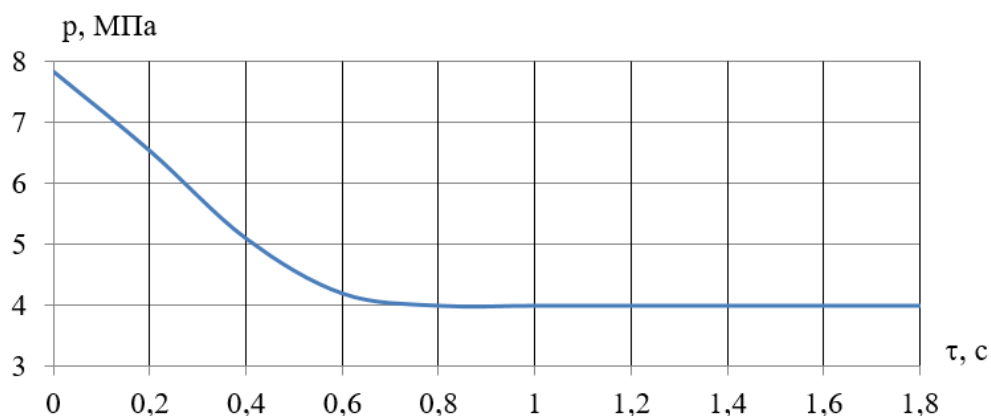


Рисунок 5.36. Зміна максимального тиску згоряння при скиданні навантаження двигуна 2Ч10,5/12

Як видно з наведених результатів, стабілізація максимального тиску згоряння спостерігається вже через 0,8 с (рисунок 5.36).

Зміна температури поршня та головки двигуна 2Ч10,5/12 при роботі на режимах скидання-накидання навантаження наведена на рисунках 5.37 - 5.39.

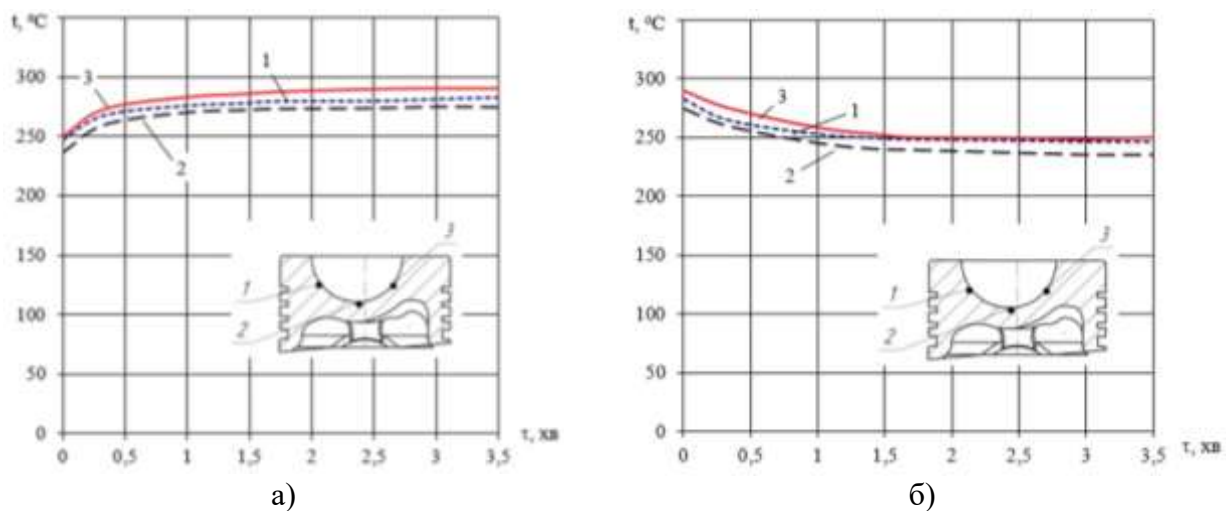


Рисунок 5.37. Зміна температур поршня двигуна 2Ч10,5/12 в залежності від часу: а) – при накиданні навантаження; б) – при скиданні навантаження

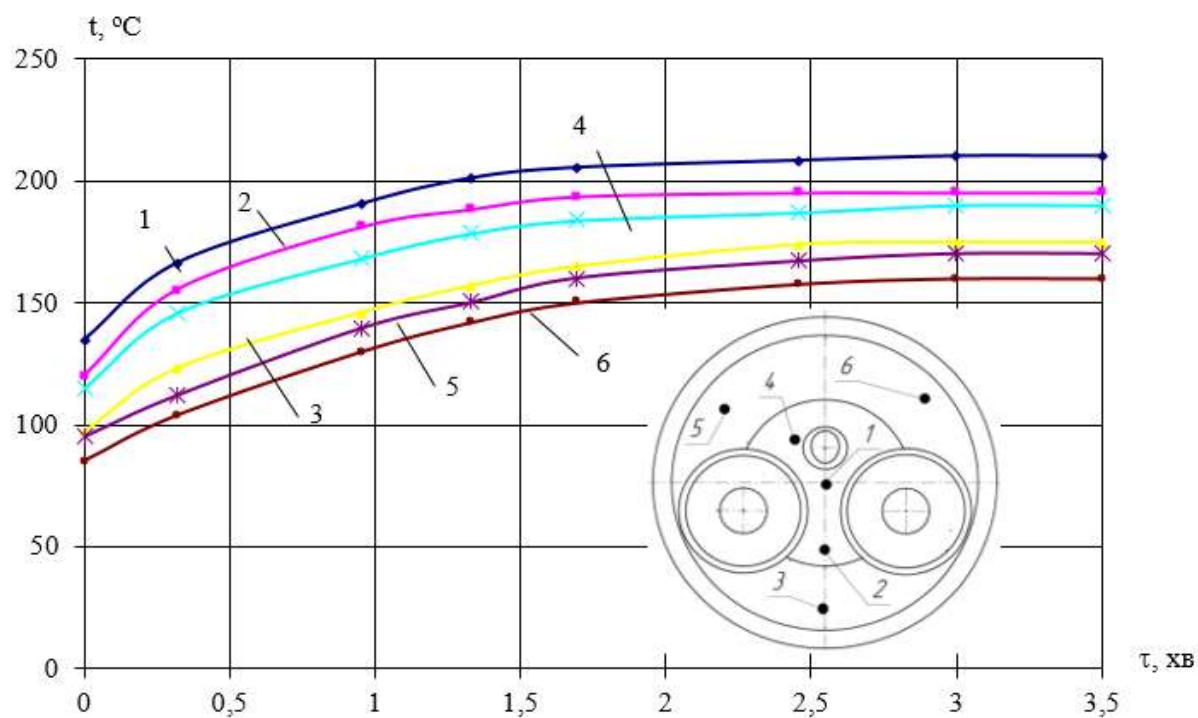


Рисунок 5.38. Зміна температур головки циліндра двигуна 2Ч10,5/12 при накиданні навантаження в залежності від часу

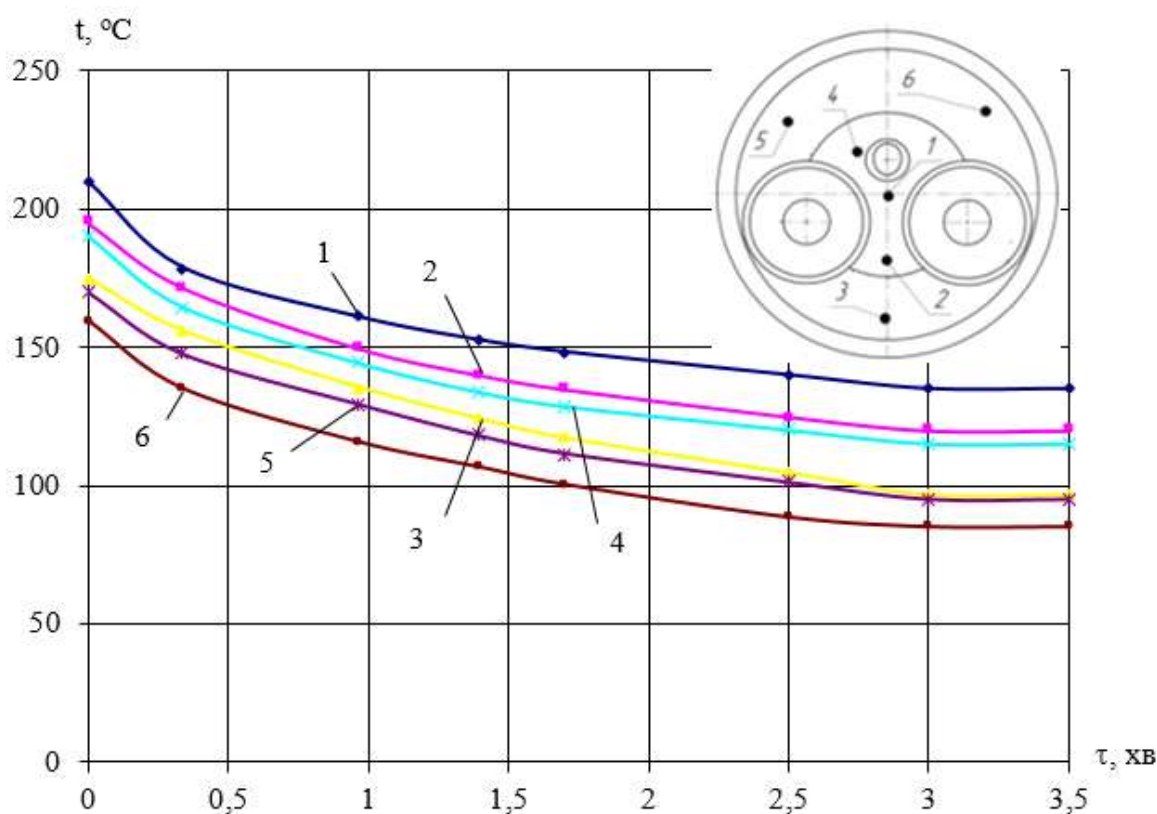


Рисунок 5.39. Зміна температур головки циліндра двигуна 2C10,5/12 при скиданні навантаження в залежності від часу

В експлуатації, з причини різко відмінних теплофізичних властивостей матеріалів головки та циліндра (коефіцієнтів теплопровідності та лінійного розширення) при роботі на режимах скидання-накидання навантаження у вищезгаданих деталях (які утворюють газовий стик) виникають градієнти температур, які сприяють нерівномірній деформації цих деталей та погіршують умови роботи газового стику та двигуна в цілому.

У шостому розділі наведено результати дослідження теплонапруженого та деформованого стану групи деталей при роботі двигуна 2C10,5/12 на режимі номінальної потужності та з урахуванням роботи на режимах скидання-накидання навантаження.

Висновки за розділом 5

1. Використання сучасних приладів та датчиків дозволяє комплексно оцінити параметри роботи двигуна та сформувати масив вихідних даних для подальшого математичного моделювання тепломасообмінних процесів в ДВЗ.

2. Використання одноциліндрових двигунів для дослідження робочих процесів ДВЗ, з урахуванням досвіду крупних закордонних компаній, дозволяє значно підвищити точність та інформативність експериментальних даних, знизити собівартість дослідження та виключити вплив різних факторів у сусідніх циліндрах на результати дослідження.

3. Температурне поле головки циліндра має значну ступінь нерівномірності, що в експлуатації призводить до виникнення термопружних напружень та деформації вогневого днища, та погіршує умови роботи деталі.

4. При роботі двигуна на режимах скидання-накидання навантаження температурне поле поршня найбільш динамічно змінюється в перші 120 с, а температурне поле головки циліндра – в перші 150 с з початку скидання-накидання навантаження. Це пояснюється більшою інерційністю процесів теплообміну у головці циліндра та складною конфігурацією геометрії самої головки.

5. Проведений комплексний моторний експеримент з оцінки теплового стану головки циліндра та поршня, при роботі дизельного двигуна 2Ч10,5/12 на характерних експлуатаційних режимах з реєстрацією енерго-екологічних показників дозволив сформувати масив даних для подальшого математичного моделювання процесів в двигуні та ідентифікації математичних моделей досліджуваних процесів.

Результати розділу опубліковані в [104,174, 195,196, 295].

РОЗДІЛ 6.

РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕВАГ РОБОЧОГО ЦИКЛУ НССІ
ДВИГУНА В ПОРІВНЯННІ З ЦИКЛОМ ДИЗЕЛЯ

6.1. Результати чисельного моделювання робочих процесів дизельних та НССІ двигунів

Автомобільний двигун 2Ч10,5/12 (базовий та НССІ)

Розрахункові значення швидкостей та траєкторій руху свіжого заряду [58, 104, 212, 236] порівнювалися з існуючими експериментальними даними, отриманими методом електротермоанемометрії [228] на ідентичному режимі роботи дизельного двигуна.

У процесі наповнення циліндра швидкість свіжого заряду по об'єму циліндра змінюється нерівномірно - ізолінії швидкості свіжого заряду у пристінних ділянках не показано (рисунок 6.1 та 6.2).

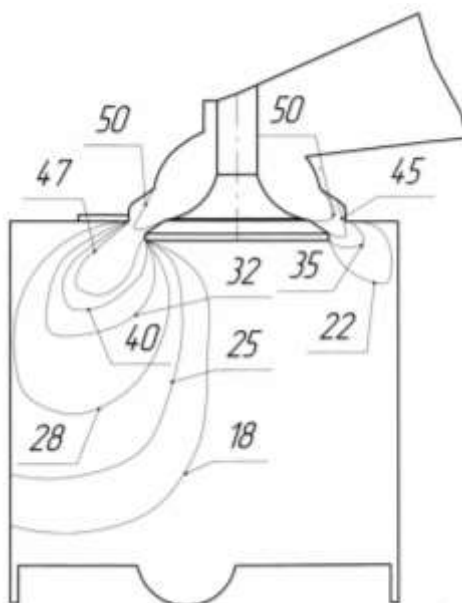


Рисунок 6.1. Розподіл швидкостей потоку повітря, м/с в процесі наповнення циліндра двигуна 2Ч10,5/12

Максимальне розрахункове значення повної швидкості свіжого заряду в області клапанної щілини досягає 300 м/с (на рисунку 6.1 не показано). В області вогневого днища поршня швидкість потоку змінюється від 5 до 40 м/с залежно від обраного перерізу й переміщення поршня. На такті стиснення швидкість свіжого заряду змінюється від 10 до 40 м/с.

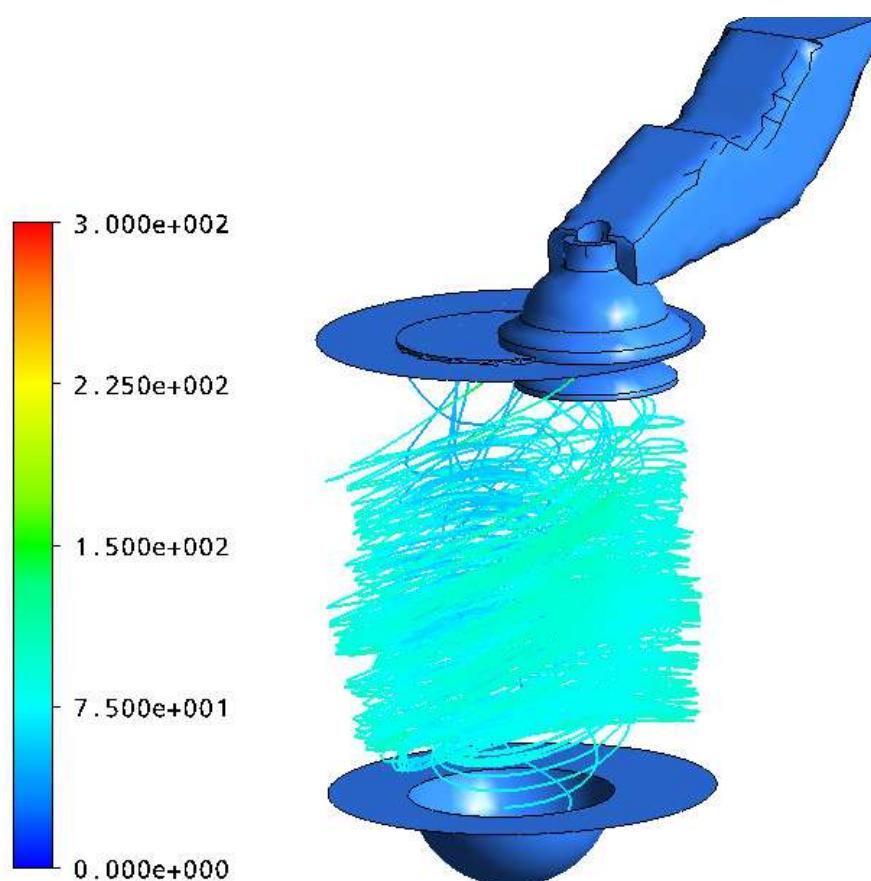


Рисунок 6.2. Розподіл швидкостей свіжого заряду, м/с в процесі наповнення циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (траєкторії руху повітря в об'ємі циліндра)

У роботі представлено порівняльне дослідження. Розглядаються базові двигуни та НССІ двигуни (2Ч10,5/12 та 16ЧН26/27). Параметри НССІ двигуна 2Ч10,5/12 наведено в розділі 2 таблиця 2.10.

Характер і швидкості поширення паливного факела по об'єму камери згоряння показано на рисунках 6.3 та 6.4. Максимальне значення швидкості

поширення паливного факела відзначається в області соплових отворів розпилювача й досягає 250 м/с. У пристінному шарі камери згоряння швидкість паливного факела змінюється від 80 до 125 м/с.

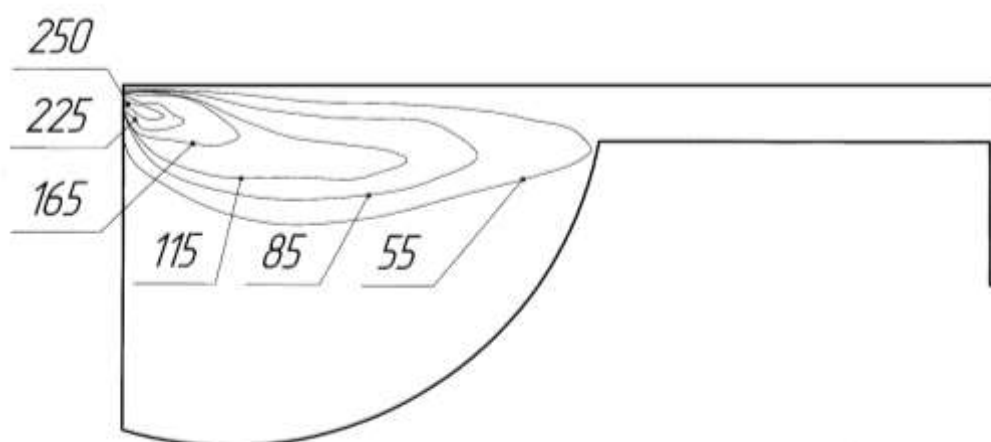


Рисунок 6.3. Розподіл швидкостей (м/с) паливного факела в процесі упорскування (двигун 2Ч10,5/12)

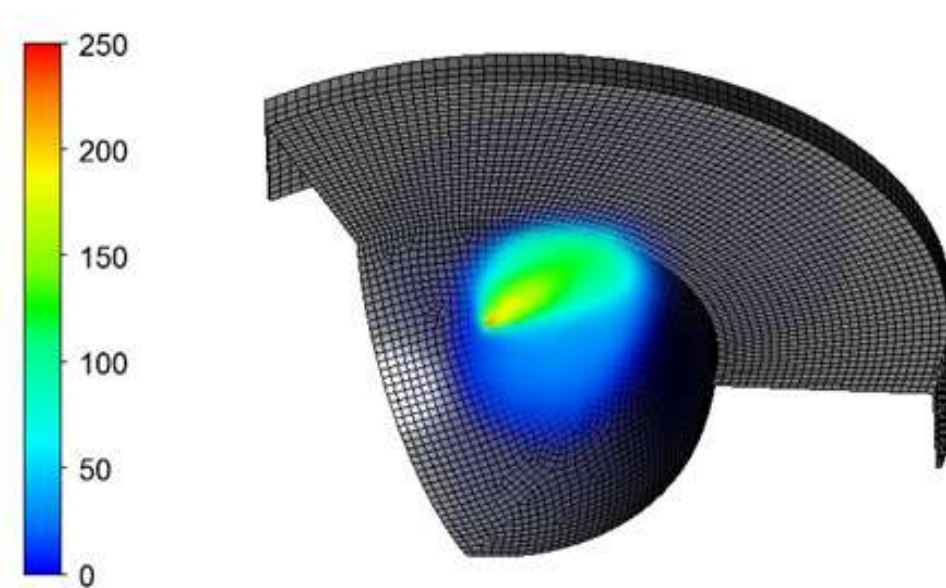


Рисунок 6.4. Швидкості (м/с) поширення паливного факела

На рисунку 6.5 наведено розподіл об'ємної частки палива по камері згоряння дизельного двигуна 2Ч10,5/12, що працює за циклом Дизеля, та з НССІ процесом у момент самозаймання паливоповітряної суміші при куті обертання колінчастого валу $\varphi = 352,5$ град. п.к.в.

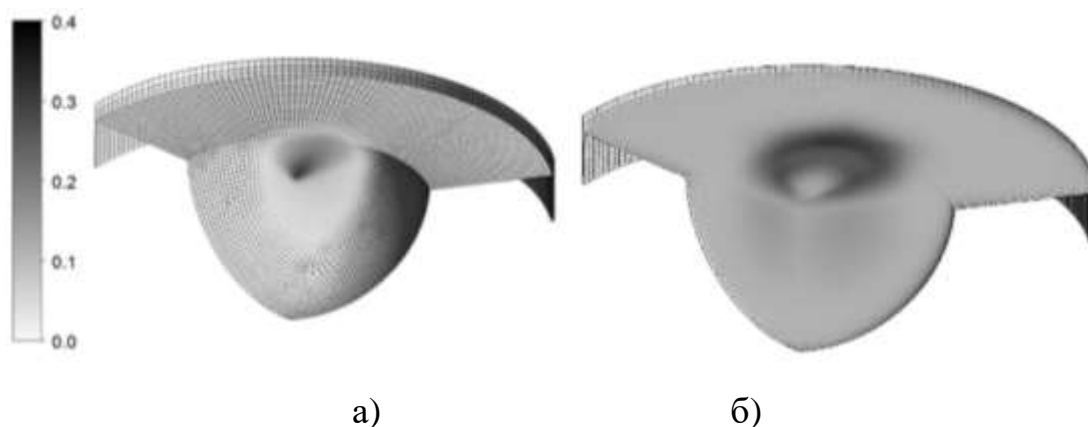
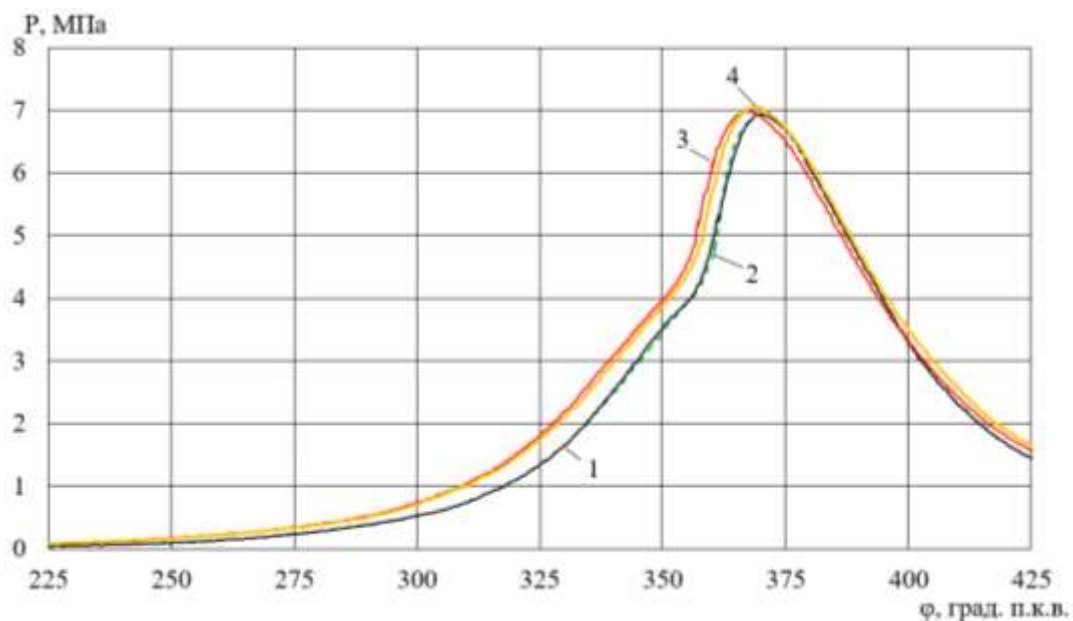


Рисунок 6.5. Розподіл масових часток палива в КЗ дизельного двигуна 2Ч10,5/12, що працює за циклом Дизеля (а) та НССІ (б)

Як видно з результатів наведених на рисунку 6.5 реалізація гомогенного сумішоутворення шляхом багатостадійної подачі палива (4 підупорскування: 1-й – 130 град. п.к.в. до ВМТ; 2-й – 100 град. п.к.в. до верхньої мертвої точки (ВМТ); 3-й – 40 град. п.к.в. до ВМТ; 4-й – 12 град. п.к.в. до ВМТ, кожен тривалістю 20 град. п.к.в.) дозволила заповнити об’єм камери згоряння майже гомогенною паливоповітряною сумішшю. Це разом з додаванням до свіжого заряду підготовлених відпрацьованих газів, що мають високу теплоємність, за допомогою системи зовнішньої рециркуляції (EGR) дозволило забезпечити необхідні умови для самозаймання у потрібний момент часу (кута обертання колінчастого валу).

Саме цей момент самозаймання при відповідному куті обертання колінчастого валу, при зміні способу сумішоутворення, складу свіжого заряду та особливостей згоряння був основним критерієм для оцінки налаштувань математичної моделі при чисельному моделюванні робочого процесу НССІ двигуна [295–299].

На рисунку 6.6 наведено порівняльні результати зміни тиску в циліндрі дизельного двигуна 2Ч10,5/12 залежно від кута повороту колінчастого валу (положення поршня) при використанні різних варіантів $k-\varepsilon$ моделей турбулентності.



1 – стандартна k - ϵ модель; 2 – RNG k - ϵ модель; 3 – реальна k - ϵ модель;
4 – експеримент

Рисунок 6.6. Зміна тиску в циліндрі дизельного двигуна залежно від кута повороту колінчастого валу (режим з $N_e = 15$ кВт при $n = 1400$ хв⁻¹)

З результатів, наведених на рисунку 6.6, видно, що реальна k - ϵ модель турбулентності дозволяє отримати найбільш точні результати моделювання робочого процесу в порівнянні з експериментом.

На рисунках 6.7-6.10 показано поширення фронту полум'я в циліндрі дизельного та НССІ двигуна в меридіональному перерізі камери згоряння, що лежить вздовж осі паливного факела.

Як видно з результатів, максимальна температура полум'я у двигуні, що працює за циклом Дизеля, досягає 2724 К при 370 град. п.к.в. (рисунок 6.7) та 2124 К при 400 град. п.к.в. (рисунок 6.8), а у НССІ двигуна

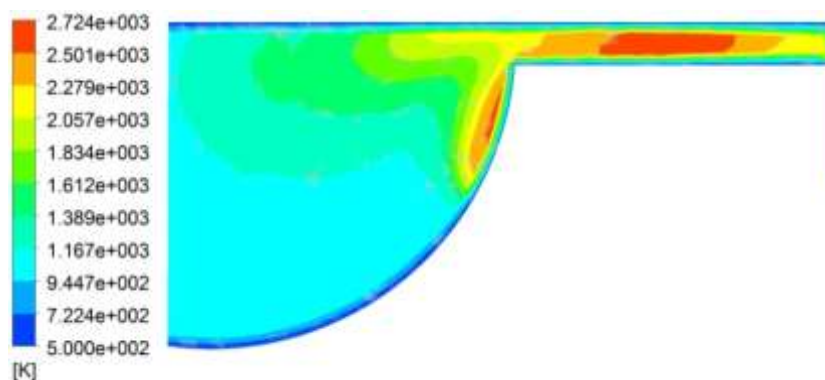


Рисунок 6.7. Розподіл локальних максимальних температур газу та полум'я у КЗ дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (370 град. п.к.в., режим з $N_e = 18,4$ кВт при $n = 1800$ хв⁻¹)

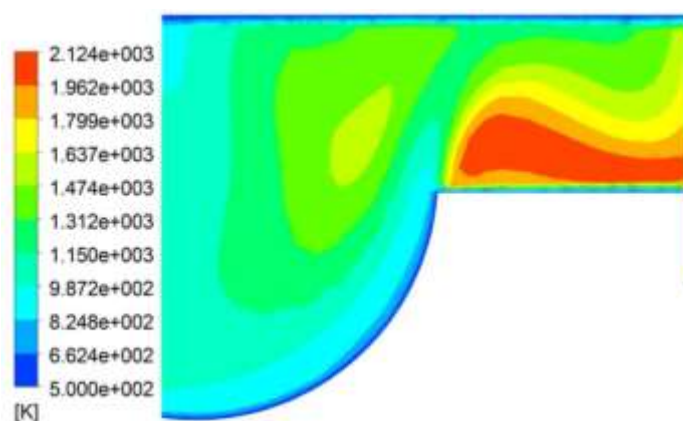


Рисунок 6.8. Розподіл локальних максимальних температур газу та полум'я у КЗ дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (400 град. п.к.в., режим з $N_e = 18,4$ кВт при $n = 1800$ хв⁻¹)

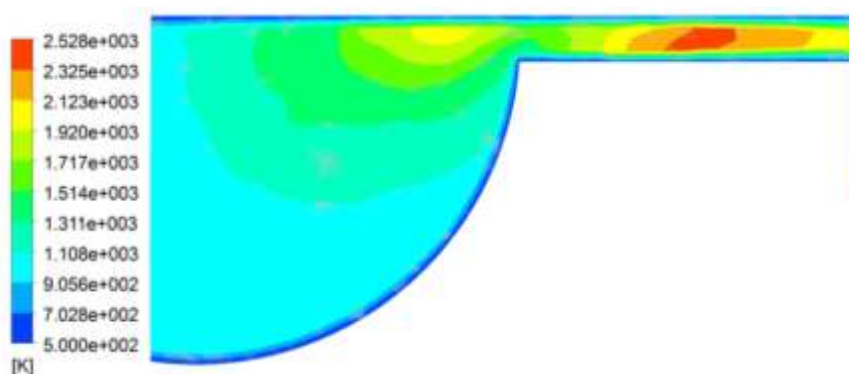


Рисунок 6.9. Розподіл локальних максимальних температур газу та полум'я у КЗ НССІ двигуна 2Ч10,5/12 (370 град. п.к.в., режим з $N_e = 18,4$ кВт при $n = 1800$ хв⁻¹)

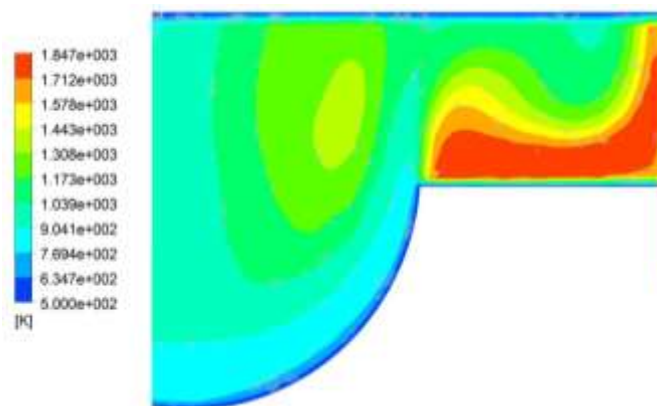


Рисунок 6.10. Розподіл локальних максимальних температур газу та полум'я у КЗ НССІ двигуна 2Ч10,5/12 (400 град. п.к.в., режим з $N_e = 18,4$ кВт при $n = 1800$ хв⁻¹)

температура полум'я досягає 2528 К при 370 град. п.к.в. (рисунок 6.9) та 1847 К при 400 град. п.к.в. (рисунок 6.10).

Таке суттєве зниження локальної температури пояснюється гомогенним сумішоутворенням та наявністю у свіжому заряді підготовлених відпрацьованих газів. Але подальший рух поршня, паливоповітряної суміші, пристінні ефекти поблизу стінок камери згоряння і турбулізація газу та полум'я призводять до локалізації процесів згоряння.

На рисунках 6.11-6.14 показано поширення фронту полум'я в циліндрі дизельного та НССІ двигуна в меридіональному перерізі камери згоряння, що лежить вздовж осі паливного факела.

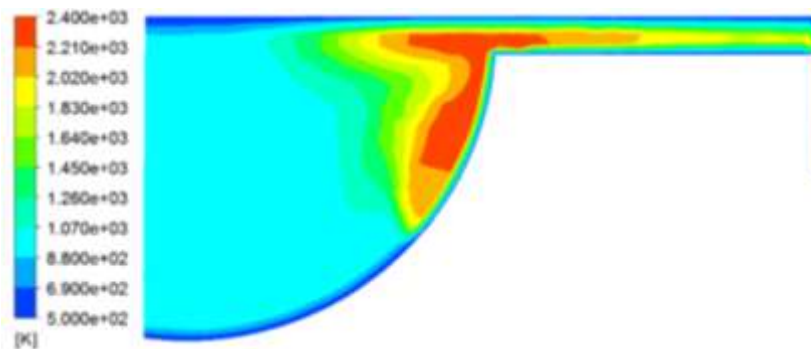


Рисунок 6.11. Розподіл локальних максимальних температур газу та полум'я у КЗ дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (370 град. п.к.в., режим з $N_e = 9,2$ кВт при $n = 1800$ хв⁻¹)

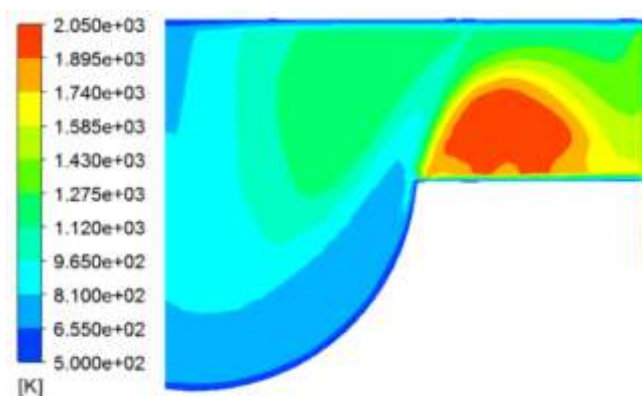


Рисунок 6.12. Розподіл локальних максимальних температур газу та полум'я у КЗ дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (400 град. п.к.в., режим з $N_e = 9,2$ кВт при $n = 1800$ хв⁻¹)

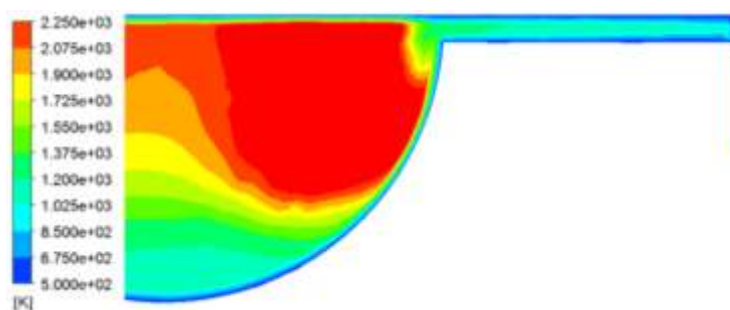


Рисунок 6.13. Розподіл локальних максимальних температур газу та полум'я у КЗ НССІ двигуна 2Ч10,5/12 (370 град. п.к.в., режим з $N_e = 9,2$ кВт при $n = 1800$ хв⁻¹)

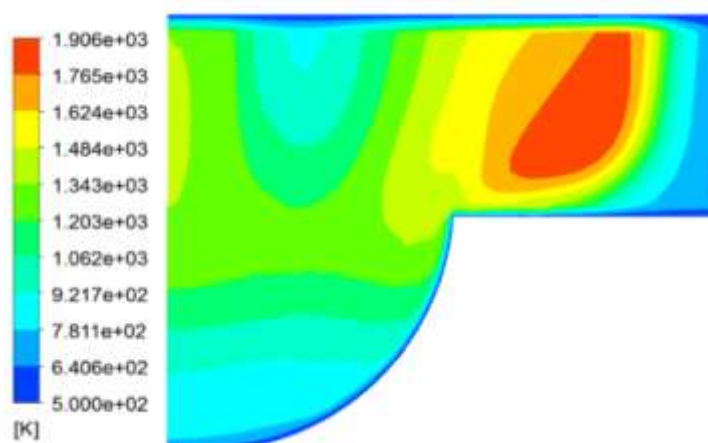


Рисунок 6.14. Розподіл локальних максимальних температур газу та полум'я у КЗ НССІ двигуна 2Ч10,5/12 (400 град. п.к.в., режим з $N_e = 9,2$ кВт при $n = 1800$ хв⁻¹)

На рисунку 6.15 представлено порівняння розрахункової (дизельний та НССІ двигуни) та експериментальної (дизельний двигун) індикаторних діаграм, що відповідають режиму номінальної потужності. Максимальний тиск згоряння p_z відзначається при $\varphi = 367$ град. п.к.в. і досягає 7,84 МПа.

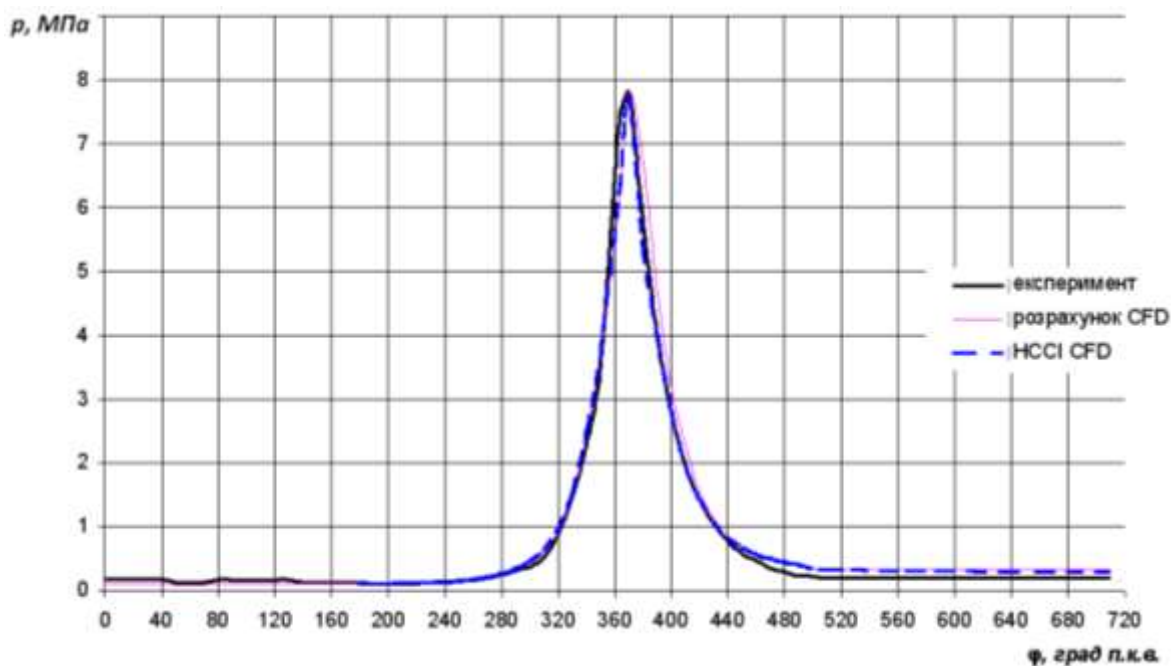


Рисунок 6.15. Порівняння індикаторних діаграм дизельного та НССІ двигунів 2Ч10,5/12 (режим номінальної потужності при $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$, $N_e = 18,4 \text{ кВт}$)

Добре узгодження розрахункової та експериментальної індикаторних діаграм свідчить про досить коректне моделювання робочого процесу дизельного двигуна на досліджуваному режимі. З результатів, наведених на рисунку 6.15, видно, що розрахункова індикаторна діаграма відрізняється від експериментальної (осередненої за вибіркою 120 циклів) у допустимих межах, що свідчить про коректність поставленої задачі та достовірність отриманих результатів. На режимі номінальної потужності максимальний тиск згоряння p_z (за даними експерименту) дорівнює 7,84 МПа, а отриманий у ході чисельного моделювання – 7,8 МПа. Для НССІ двигуна відзначається незначне зниження $p_z = 7,7$ МПа, що пояснюється особливостями протікання

процесів згоряння гомогенізованої паливоповітряної суміші. Порівняння осередненої температури в циліндрі двигуна 2Ч10,5/12 для розрахункових варіантів двигуна, що працює за циклом Дизеля, та НССІ двигуна наведено на рисунку 6.16.

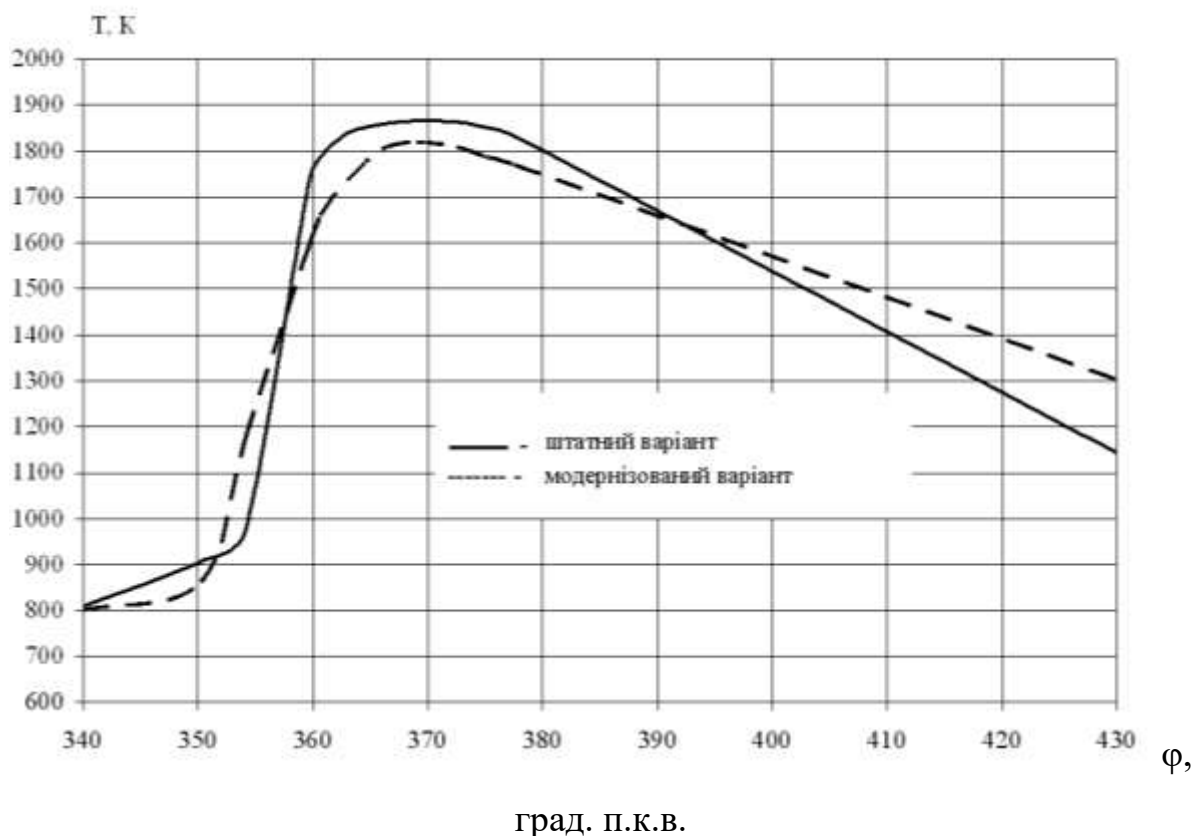


Рисунок 6.16. Порівняння осередненої температури в циліндрі двигуна 2Ч10,5/12

Максимальна осереднена температура в циліндрі двигуна, що працює за циклом Дизеля, досягає 1880 К, а для НССІ двигуна 1810 К. Зниження максимальної температури циклу на 70 К, зниження p_z на 0,1 МПа та збільшення енергії на стиснення свіжого заряду з додаванням підготовлених ВГ у циклі НССІ двигуна було компенсовано збільшенням повноти вигорання палива, яка склала майже 98 %.

6.2. Оцінка рівня викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизельних та НССІ двигунів

Розглянуто результати порівняльного чисельного моделювання процесу формування монооксиду азоту та твердих частинок у камері згоряння базових двигунів та НССІ двигунів (2Ч10,5/12 та 16ЧН26/27). Розподіл масової частки NO_x в циліндрі дизельного двигуна 2Ч10,5/12 та НССІ двигуна показано на рисунках 6.17–6.24.

Згідно правил ЄЕК ООН № 96 (таблиця 6.1) для дизельних двигунів потужністю не менше 18 кВт, але не більше 560 кВт (двигуна Д21А має номінальну потужність 18,4 кВт).

Таблиця 6.1

Цикл випробувань [300]

Номер режиму	Частота обертання	Навантаження, %	Коефіцієнт вагомості режиму
1	Номінальна	100	0,15
2		75	0,15
3		50	0,15
4		10	0,1
5	Проміжна	100	0,1
6		75	0,1
7		50	0,1
8	Мінімальний холостий хід	-	0,15

Для двох режимів (№ 1 та № 3), з використанням чисельних методів (CFD) було оцінено масовий викид твердих частинок з відпрацьованими газами.

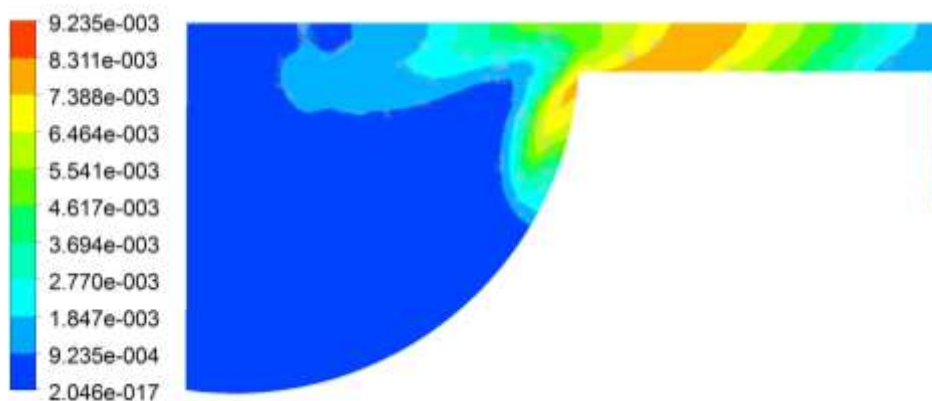


Рисунок 6.17. Розподіл масової частки NO_x в циліндрі дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (370 град. п.к.в., режим з $N_e = 18,4$ кВт при $n = 1800$ хв $^{-1}$)

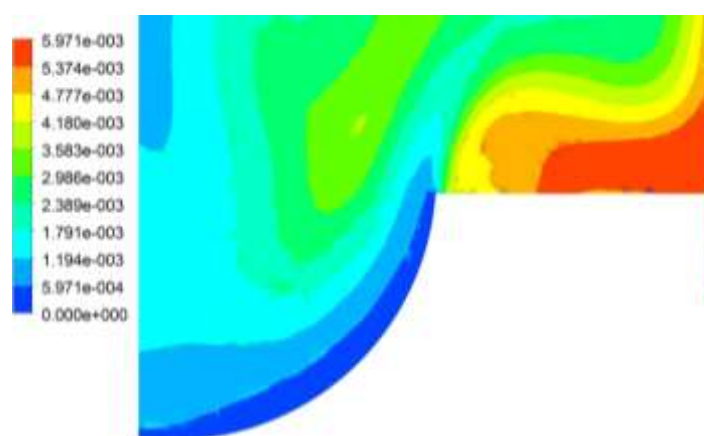


Рисунок 6.18. Розподіл масової частки NO_x в циліндрі дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (400 град. п.к.в., режим з $N_e = 18,4$ кВт при $n = 1800$ хв $^{-1}$)



Рисунок 6.19. Розподіл масової частки NO_x в циліндрі НССІ двигуна 2Ч10,5/12 (370 град. п.к.в., режим з $N_e = 18,4$ кВт при $n = 1800$ хв $^{-1}$)

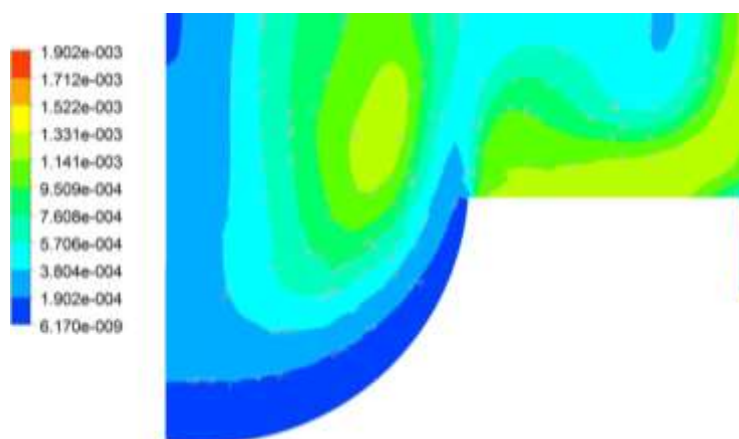


Рисунок 6.20. Розподіл масової частки NO_x в циліндрі НССІ двигуна 2Ч10,5/12 (400 град. п.к.в., режим з $N_e = 18,4$ кВт при $n = 1800$ хв $^{-1}$)

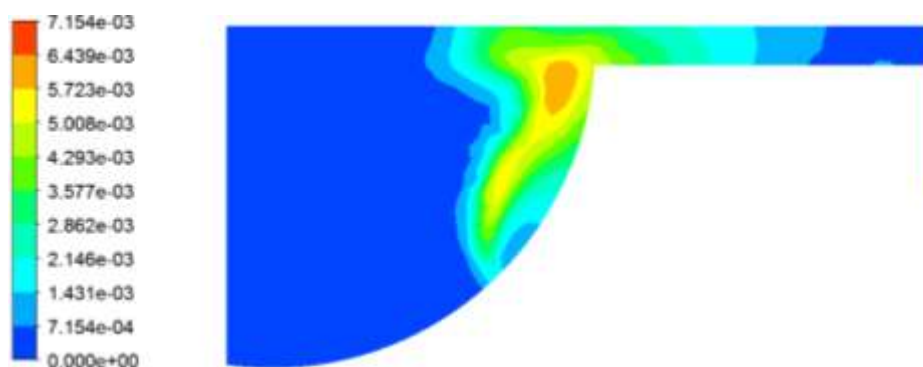


Рисунок 6.21. Розподіл масової частки NO_x в циліндрі дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (370 град. п.к.в., режим з $N_e = 9,2$ кВт при $n = 1800$ хв $^{-1}$)



Рисунок 6.22. Розподіл масової частки NO_x в циліндрі дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (400 град. п.к.в., режим з $N_e = 9,2$ кВт при $n = 1800$ хв $^{-1}$)

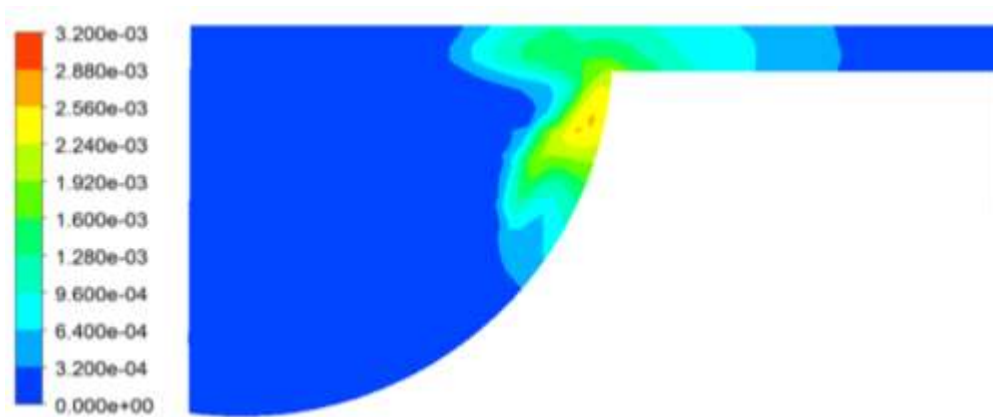


Рисунок 6.23. Розподіл масової частки NO_x в циліндрі НССІ двигуна 2Ч10,5/12 (370 град. п.к.в., режим з $N_e = 9,2$ кВт при $n = 1800$ хв $^{-1}$)

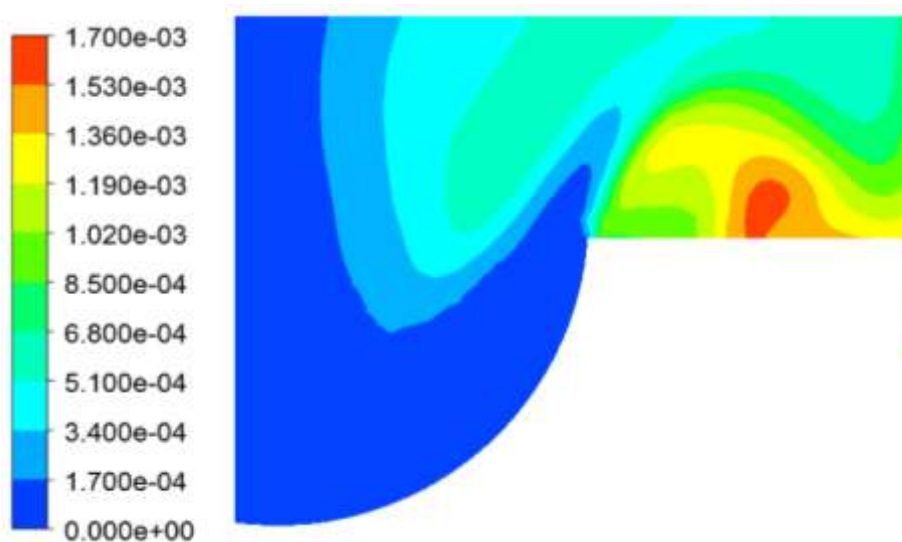


Рисунок 6.24. Розподіл масової частки NO_x в циліндрі НССІ двигуна 2Ч10,5/12 (400 град. п.к.в., режим з $N_e = 9,2$ кВт при $n = 1800$ хв $^{-1}$)

Розподіл усередненої концентрації NO_x у циліндрі дизельного двигуна 2Ч10,5/12 залежно від кута повороту колінчастого валу представлено на рисунку 6.25.

З результатів, наведених на рисунку 6.25, видно, що розрахункові дані добре узгоджені з результатами експерименту, що свідчить про адекватність

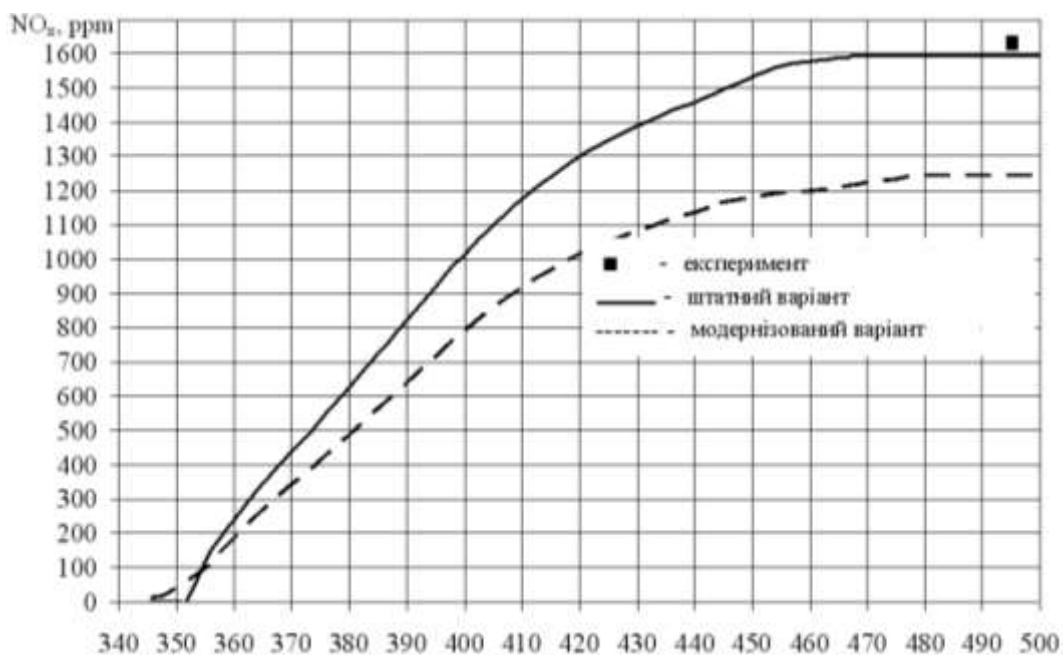


Рисунок 6.25. Порівняння осередненої концентрації NO_x в циліндрі дизельного та НССІ двигунів 2Ч10,5/12

математичних моделей, які використовувалися при моделюванні робочих циклів та формуванні токсичних компонентів у камері згоряння двигуна 2Ч10,5/12. Так, максимальна розрахункова концентрація NO_x у камері згоряння на режимі номінальної потужності досягає 1600 чнм, а зареєстрована в експерименті – 1630 чнм (цикл Дизеля). У НССІ двигуна відзначається суттєве зниження рівня емісії NO_x у камері згоряння на режимі номінальної потужності до рівня 1240 чнм.

Таке зниження рівня емісії NO_x пояснюється реалізацією робочого циклу при менших максимальних температурах циклу, особливо при менших локальних температурах газу та полум'я, гомогенною паливоповітряною сумішшю та особливостями її згоряння – відсутністю фронту полум'я, на зовнішній поверхні якого формуються «швидкі NO».

Так, згідно з гіпотезою Я.Б. Зельдовича, збільшення концентрації NO_x відбувається за лінійною залежністю при збільшенні концентрації окислювача в зоні реакції – атомарного кисню та експоненціально зі зростанням температури в зоні реакції. Тому зниження локальних температур

газу та полум'я в камері згоряння НССІ двигуна має вирішальне значення при формуванні емісії NO_x .

Розподіл об'ємної частки твердих частинок у циліндрі дизельного двигуна 2Ч10,5/12 та НССІ двигуна представлено на рисунках 6.26–6.29.

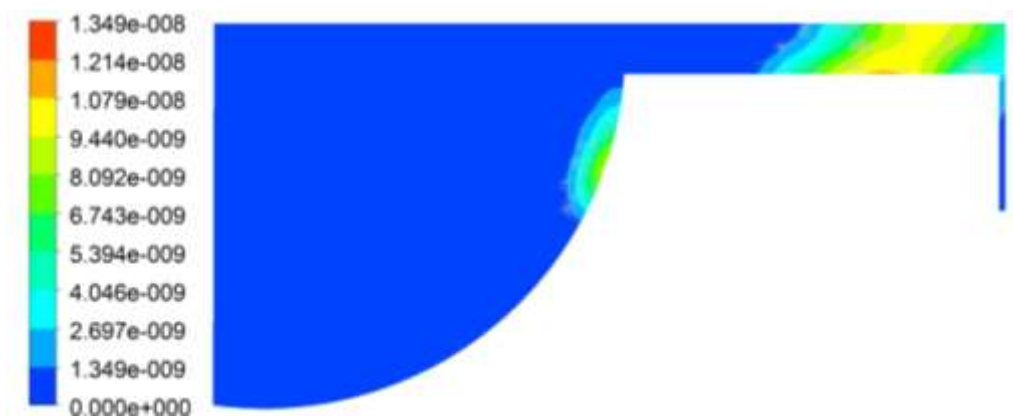


Рисунок 6.26. Розподіл об'ємної частки твердих частинок у циліндрі дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (370 град. п.к.в., режим з $N_e = 18,4$ кВт при $n = 1800$ хв⁻¹)

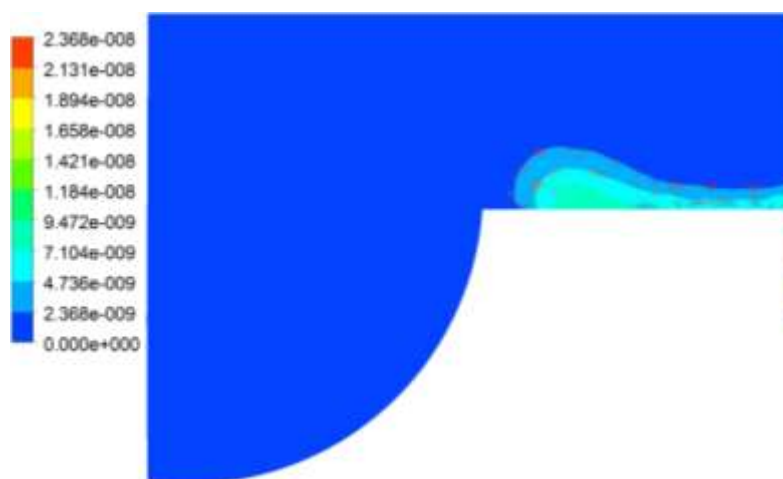


Рисунок 6.27. Розподіл об'ємної частки твердих частинок у циліндрі дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (400 град. п.к.в., режим з $N_e = 18,4$ кВт при $n = 1800$ хв⁻¹)



Рисунок 6.28. Розподіл об'ємної частки твердих частинок у циліндрі НССІ двигуна 2Ч10,5/12 (370 град. п.к.в., режим з $N_e = 18,4$ кВт при $n = 1800$ хв⁻¹)

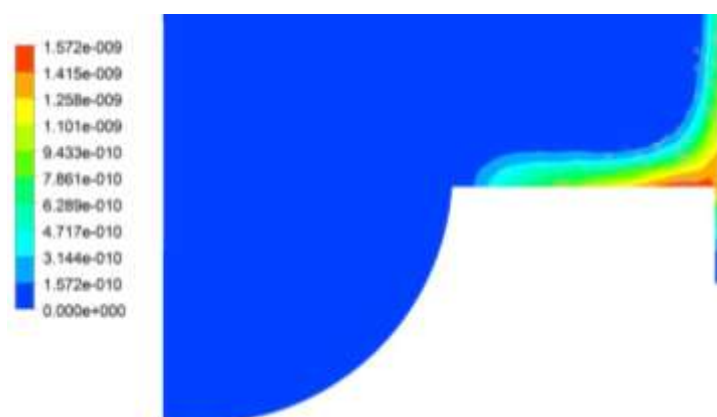


Рисунок 6.29. Розподіл об'ємної частки твердих частинок у циліндрі НССІ двигуна 2Ч10,5/12 (400 град. п.к.в., режим з $N_e = 18,4$ кВт при $n = 1800$ хв⁻¹)



Рисунок 6.30. Розподіл об'ємної частки твердих частинок у циліндрі дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (370 град. п.к.в., режим з $N_e = 9,2$ кВт при $n = 1800$ хв⁻¹)



Рисунок 6.31. Розподіл об'ємної частки твердих частинок у циліндрі дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (400 град. п.к.в., режим з $N_e = 9,2$ кВт при $n = 1800$ хв⁻¹)

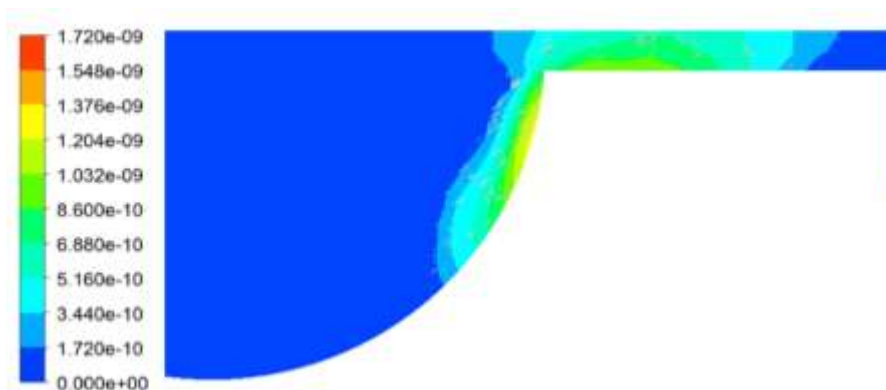


Рисунок 6.32. Розподіл об'ємної частки твердих частинок у циліндрі НССІ двигуна 2Ч10,5/12 (370 град. п.к.в., режим з $N_e = 9,2$ кВт при $n = 1800$ хв⁻¹)

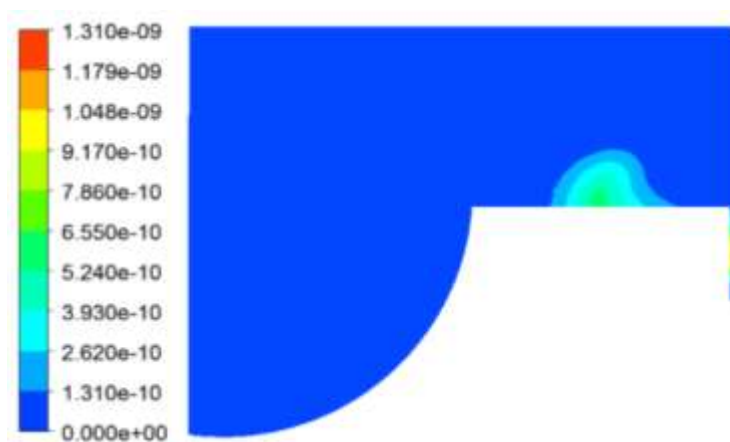


Рисунок 6.33. Розподіл об'ємної частки твердих частинок у циліндрі НССІ двигуна 2Ч10,5/12 (400 град. п.к.в., режим з $N_e = 9,2$ кВт при $n = 1800$ хв⁻¹)

Спостерігається зниження масового викиду твердих частинок з відпрацьованими газами НССІ двигуна на 20 %, що пояснюється збільшенням повноти згоряння палива майже до 98 % (рисунки 6.28, 6.29; 6.32, 6.33).

Порівняльні результати розрахунково-теоретичного й експериментального досліджень оцінки токсичності продуктів згоряння для двигуна 2Ч10,5/12 наведено в таблицях 6.2 – 6.6.

Таблиця 6.2

Порівняльні результати розрахункових та експериментальних досліджень

Експеримент (режим з $N_e = 18,4$ кВт, $n = 1800$ хв ⁻¹)									
NO _x , чнм		СН, чнм		p _z , МПа		g _e , кг/(кВт·год)			
1630		19		7,84		0,269			
Розрахунок (режим з $N_e = 18,4$ кВт, $n = 1800$ хв ⁻¹)									
Базовий двигун					НССІ двигун				
NO _x , чнм	G _{тч} , кг/год	p _z , МПа	T _z , К	g _e , кг/(кВт·год)	NO _x , чнм	G _{тч} , кг/год	p _z , МПа	T _z , К	g _e , кг/(кВт·год)
1594	11·10 ⁻³	7,8	1880	0,262	1240	8·10 ⁻³	7,7	1810	0,260
Розрахунок (режим з $N_e = 9,2$ кВт, $n = 1800$ хв ⁻¹)									
Базовий двигун					НССІ двигун				
NO _x , чнм	G _{тч} , кг/год	p _z , МПа	T _z , К	g _e , кг/(кВт·год)	NO _x , чнм	G _{тч} , кг/год	p _z , МПа	T _z , К	g _e , кг/(кВт·год)
1027	1,46·10 ⁻³	7,1	1512	0,288	910	1,23·10 ⁻³	7,06	1490	0,28

**Основні результати дослідження робочих процесів дизельного двигуна
2Ч10,5/12 при роботі по зовнішній характеристиці**

Режим	Експеримент					CFD розрахунок (базовий двигун)			
n	p _z	T _{вг}	G _п	NO _x	СН	p _z	T _е	NO _x	G _{тч} ,
хв ⁻¹	МПа	С	кг/год	чнм	чнм	МПа	К	чнм	кг/год
1800	7,84	580	4,95	1630	19	7,8	908	1594	11,0·10 ⁻³
1600	7,407	462	4,14	1525	16	7,4	776	1498	9,61·10 ⁻³
1400	7,065	430	3,95	1540	30	7	744	1500	7,98·10 ⁻³
1200	6,7	410	3,64	1510	41	6,6	723	1487	10,86·10 ⁻³

Як видно з наведених даних (таблиця 6.3) результати розрахунку добре узгоджені з результатами експериментальних досліджень.

Таблиця 6.4

**Основні результати дослідження робочих процесів НССІ двигуна
2Ч10,5/12 при роботі по зовнішній характеристиці**

Режим	CFD розрахунок (НССІ двигун)			
n	p _z	T _е	NO _x	G _{тч} ,
хв ⁻¹	МПа	К	чнм	кг/год
1800	7,7	908	1240	10,93·10 ⁻³
1600	7,38	775	1250	8,92·10 ⁻³
1400	6,95	745	1270	6,21·10 ⁻³
1200	6,5	724	1247	9,32·10 ⁻³

**Основні результати дослідження робочих процесів дизельного двигуна
2Ч10,5/12 при роботі по навантажувальній характеристиці**

Режим	Експеримент					CFD розрахунок (базовий двигун)			
	N_e	p_z	$T_{вг}$	$G_{п}$	NO_x	СН	p_z	T_e	NO_x
кВт	МПа	С	кг/год	чнм	чнм	МПа	К	чнм	кг/год
18,4	7,84	580	4,95	1630	1	7,8	908	1594	$11,0 \cdot 10^{-3}$
15	7,407	462	4,14	1600	1	7,4	776	1445	$4,12 \cdot 10^{-3}$
10	7,065	430	3,95	1100	1	7	744	1140	$1,43 \cdot 10^{-3}$
5	6,7	410	3,64	530	1	6,6	723	553	$1,16 \cdot 10^{-3}$
0	6,05	180	0,5	100	1	6,0	450	91	$0,21 \cdot 10^{-3}$

Як видно з наведених даних (таблиця 6.5) результати розрахунку добре узгоджені з результатами експериментальних досліджень.

Таблиця 6.6

**Основні результати дослідження робочих процесів НССІ двигуна
2Ч10,5/12 при роботі по навантажувальній характеристиці**

Режим	CFD розрахунок (НССІ двигун)			
	N_e	p_z	T_e	NO_x
кВт	МПа	К	чнм	кг/год
18,4	7,7	908	1295	$10,93 \cdot 10^{-3}$
15	7,38	775	1280	$3,35 \cdot 10^{-3}$
10	6,95	745	902	$1,31 \cdot 10^{-3}$
5	6,5	724	445	$0,78 \cdot 10^{-3}$
0	5,98	450	84	$0,12 \cdot 10^{-3}$

Як видно з результатів, наведених в таблицях 6.2, 6.3 та 6.5 результати розрахунку добре узгоджені з даними експериментального дослідження, що свідчить про коректність постановки та вирішення задачі по чисельному моделюванню робочих процесів дизельного двигуна 2Ч10,5/12.

У НССІ двигуна (таблиці 6.2, 6.4 та 6.6) відзначається поліпшення екологічних показників на характерних експлуатаційних режимах, що пов'язано зі збільшенням повноти вигорання палива та зниженням максимальних локальних температур у КЗ.

Розрахунок масового викиду твердих частинок

Розрахунок масового викиду твердих частинок (г/м^3) було проведено згідно рекомендацій роботи [301] по наступним залежностям:

Формула проф. Парсаданова І.В. [7]

$$PM = 0,0023N + 0,00005N^2 + 0,145C_{CH} + 0,33C_{CH}^2, \quad (6.1)$$

де N – димність ВГ, %, C_{CH} - концентрація газоподібних сумарних вуглеводнів у ВГ, г/год.

Формула проф. Гутаревича Ю.Ф. [302]

$$PM = 0,0001N^2, \quad (6.2)$$

Вихідні дані для розрахунку:

- частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}
- ефективна потужність, кВт;
- масова годинна витрата палива, кг/год;
- масова годинна витрата повітря, кг/год;

- димність відпрацьованих газів N , % [303] ;
- концентрація у ВГ газоподібних вуглеводнів W_{CnHm} , млн^{-1} .

Масовий викид газоподібних сумарних вуглеводнів на сталому режимі, г/год [7]

$$G_{CnHm} = 0,000478 \cdot W_{CnHm} \cdot (G_{II} + G_{Пов}), \quad (6.3)$$

Об'ємна витрата відпрацьованих газів, $\text{м}^3/\text{год}$

$$V_{ВГ} = 0,7734 G_{Пов} + 0,7239 G_{II}. \quad (6.4)$$

За формулами 6.1 та 6.2 (в подальшому у таблицях 6.7 та 6.8 та на рисунках 6.34-6.37 позначені, відповідно, цифрами 1 та 2) визначаємо концентрацію твердих частинок $\text{г}/\text{м}^3$.

Масовий викид твердих частинок, $\text{г}/\text{год}$:

$$G_{Тч} = PM \cdot V_{ВГ}. \quad (6.5)$$

Підготовку даних, для розрахункового дослідження, з оцінки масового викиду твердих частинок дизельного двигуна 2Ч10,5/12 наведено у таблицях 6.3 та 6.4.

Таблиця 6.7

Підготовка даних, для розрахункового дослідження, з оцінки масового викиду твердих частинок дизельного двигуна 2Ч10,5/12 при роботі по навантажувальній характеристиці при $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$

N_e	N	C_{ch}	W_{CnHm}	G_{II}	$G_{Пов}$	$V_{ВГ}$
кВт	%	г/год	чнм	кг/ год	кг/ год	$\text{м}^3/\text{год}$
18,4	28	0,0635	1	4,95	127,85	102,46
15	18	0,0536	1	3,971	108,26	86,601
10	5	0,0556	1	2,824	113,45	89,786
5	3	0,0545	1	2	111,93	88,014
0	2,7	0,0205	1	0,5	42,333	33,102

Підготовка даних, для розрахункового дослідження, з оцінки масового викиду твердих частинок дизельного двигуна 2Ч10,5/12 при роботі по зовнішній швидкісній характеристиці

n	N	C _{ch}	W _{СпНм}	G _П	G _{Пов}	V _{ВГ}
хв ⁻¹	%	г/Год	чнм	кг/Год	кг/Год	м ³ /Год
1800	28	1,2062	19	4,95	127,86	102,47
1600	24	0,954	16	4,14	120,6	96,269
1400	21,5	1,5766	30	3,95	106	84,837
1200	27	1,7092	41	3,64	83,574	67,271

Узагальнені результати розрахункового дослідження з оцінки масового викиду твердих частинок при роботі двигуна 2Ч10,5/12 по навантажувальній та зовнішній швидкісній характеристиці наведено у таблицях 6.9 та 6.10 та на рисунках 6.34 – 6.37.

Таблиця 6.9

Узагальнені результати розрахункового дослідження, з оцінки масового викиду твердих частинок з ВГ дизельного двигуна 2Ч10,5/12 при роботі по навантажувальній характеристиці при n = 1800 хв⁻¹

Режим	Формула №			
	1	2	1	2
N _e				
кВт	PM, г/м ³		PM, г/Год	
18,4	0,1141	0,0784	11,6943	8,0329
15	0,0501	0,0324	4,34116	2,8059
10	0,0206	0,0025	1,84763	0,2245
5	0,0158	0,0009	1,38844	0,0792
0	0,0093	0,0007	0,30841	0,0241

**Узагальнені результати розрахункового дослідження, з оцінки
масового викиду твердих частинок з ВГ дизельного двигуна 2Ч10,5/12
при роботі по зовнішній швидкісній характеристиці**

Режим	Формула №			
	1	2	1	2
n				
хв^{-1}	PM, г/м^3		PM, г/год	
1800	0,7586	0,0784	96,9923	8,0336
1600	0,5227	0,0576	63,0352	5,5451
1400	1,1215	0,0462	118,872	3,9216
1200	1,3105	0,0729	109,522	4,9041

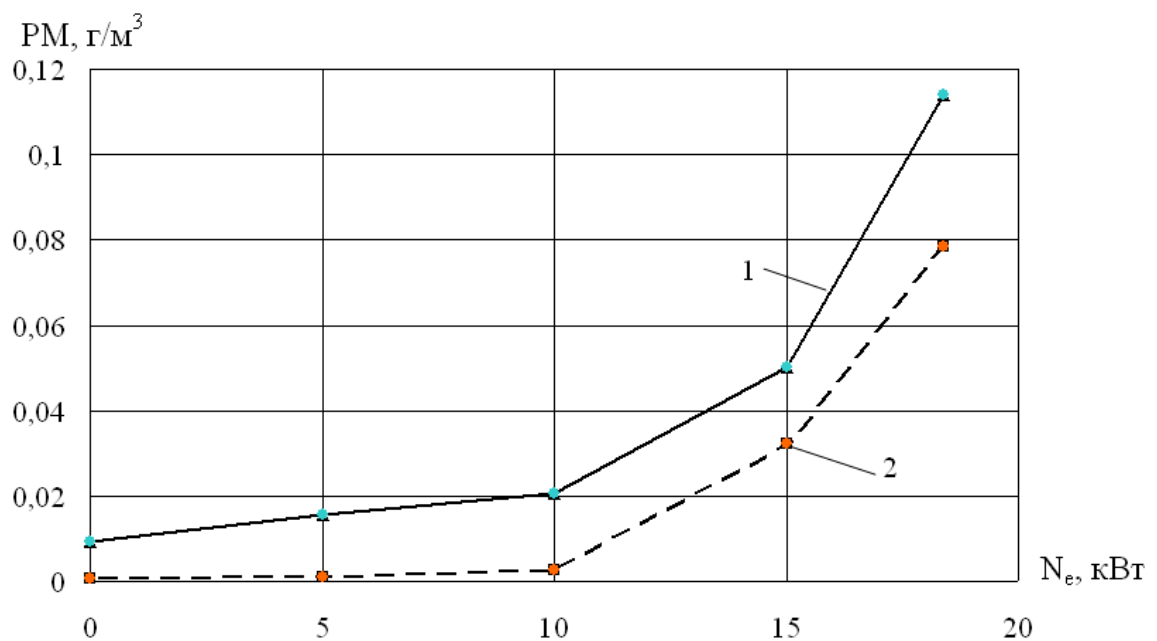


Рисунок 6.34. Зміна масового викиду твердих частинок з ВГ дизельного
двигуна 2Ч10,5/12 при роботі по навантажувальній характеристиці
при $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$

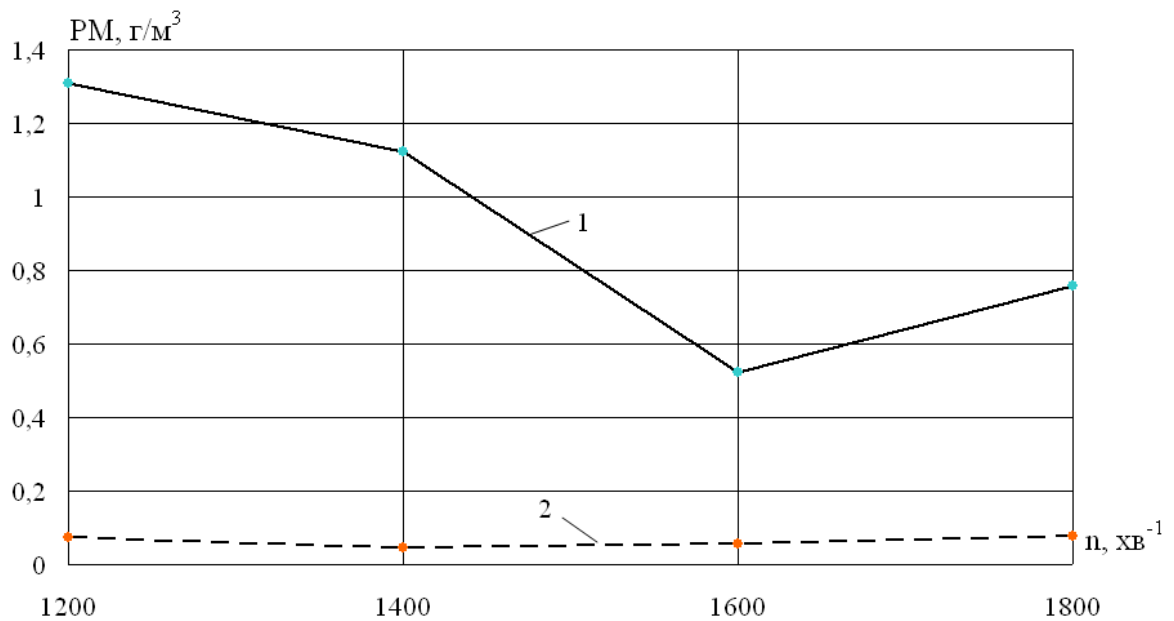


Рисунок 6.35. Зміна масового викиду твердих частинок з ВГ дизельного двигуна 2Ч10,5/12 при роботі по зовнішній швидкісній характеристиці

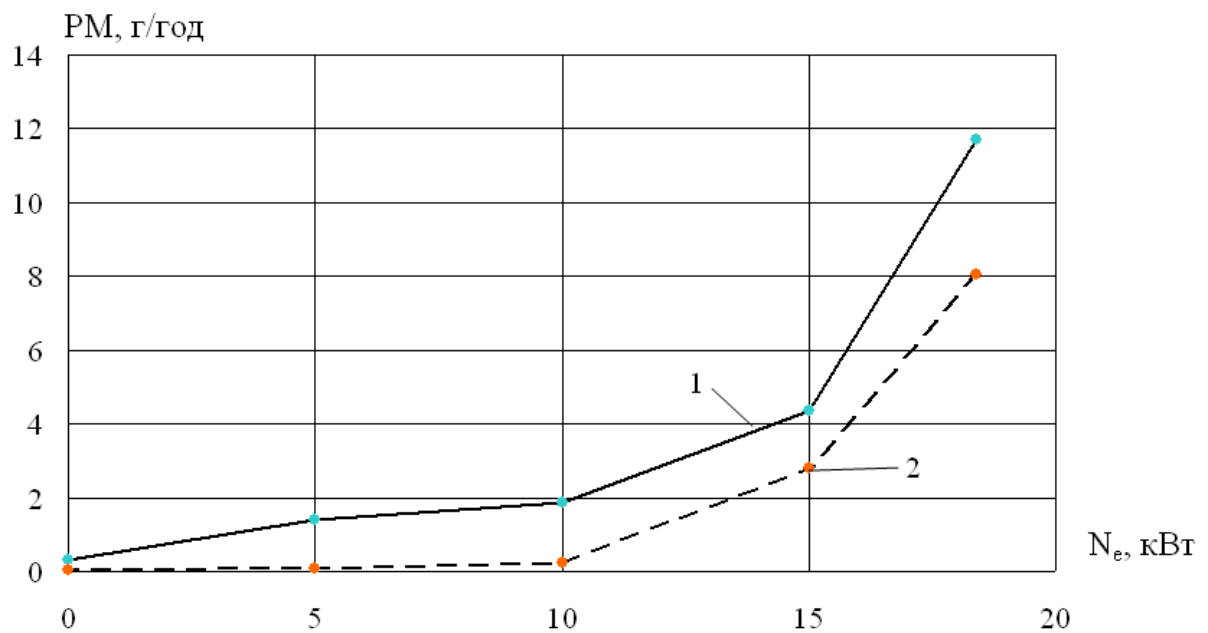


Рисунок 6.36. Зміна масового викиду твердих частинок з ВГ дизельного двигуна 2Ч10,5/12 при роботі по навантажувальній характеристиці при $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$

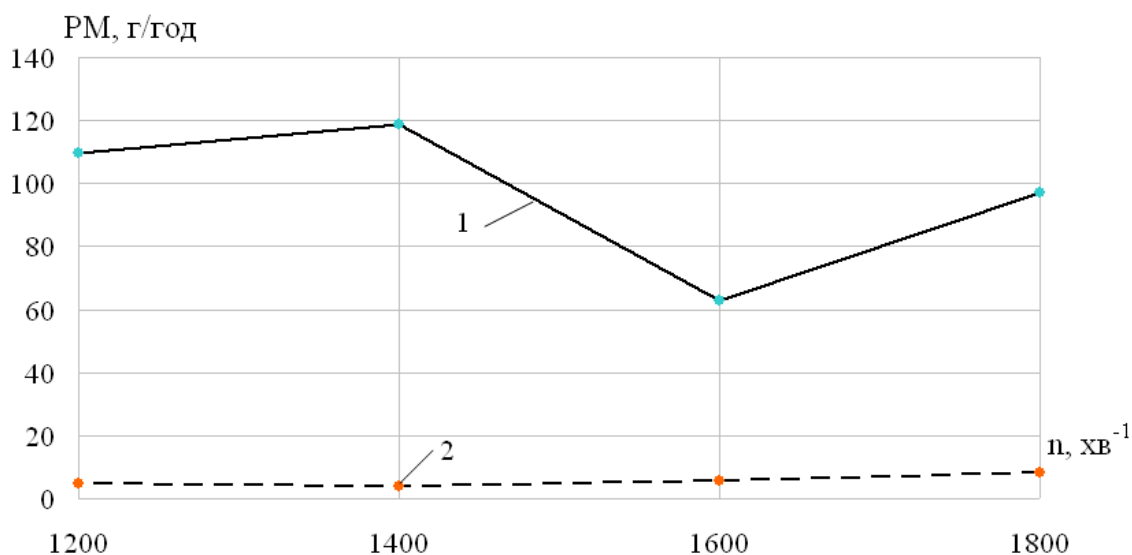


Рисунок 6.37. Зміна масового викиду твердих частинок з ВГ дизельного двигуна 2Ч10,5/12 при роботі по зовнішній швидкісній характеристиці

Тепловозний двигун 16ЧН26/27

Характерними експлуатаційними режимами тепловозних дизельних двигунів є режим холостого ходу (60% від загальної тривалості роботи двигуна), 30% від режиму номінальної потужності (порядку 25%, від загальної тривалості роботи двигуна) і номінальний режим (15% від загальної тривалості роботи двигуна) [222, 223]. Параметри НССІ двигуна 16ЧН26/27 наведено в розділі 2 таблиця 2.11.

Порівняння розрахункових індикаторних діаграм дизельного двигуна та НССІ двигуна 16ЧН 26/27 наведено на рисунку 6.38.

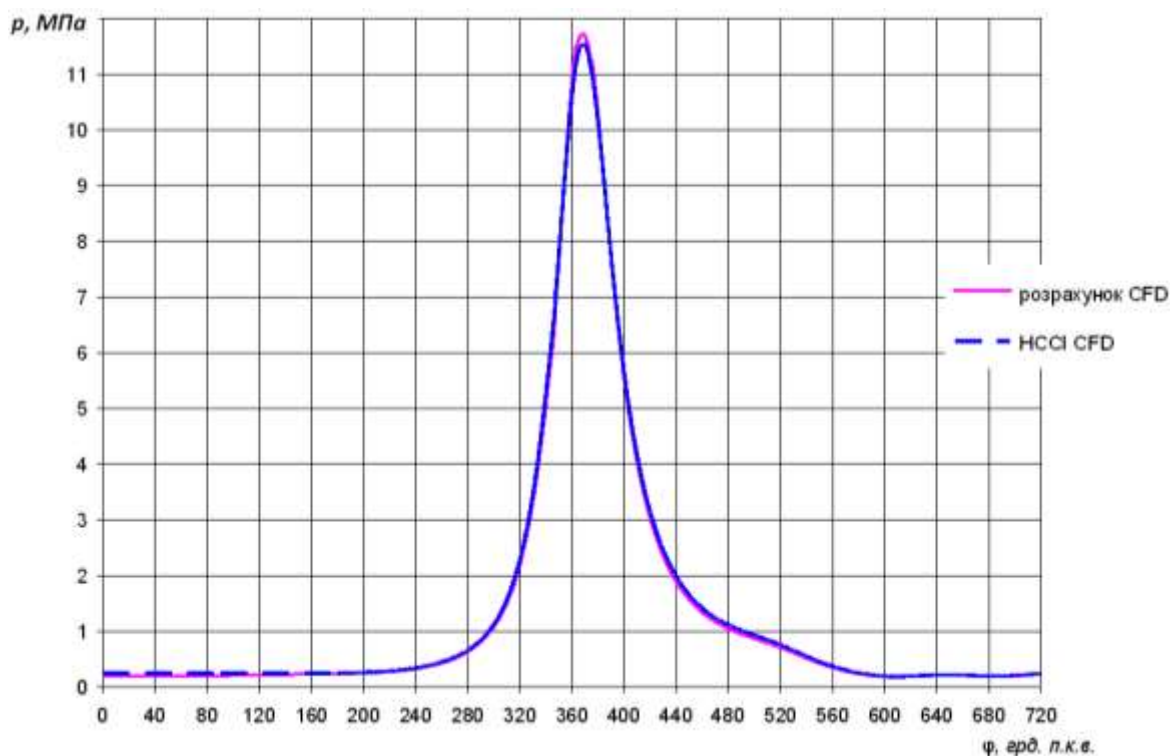
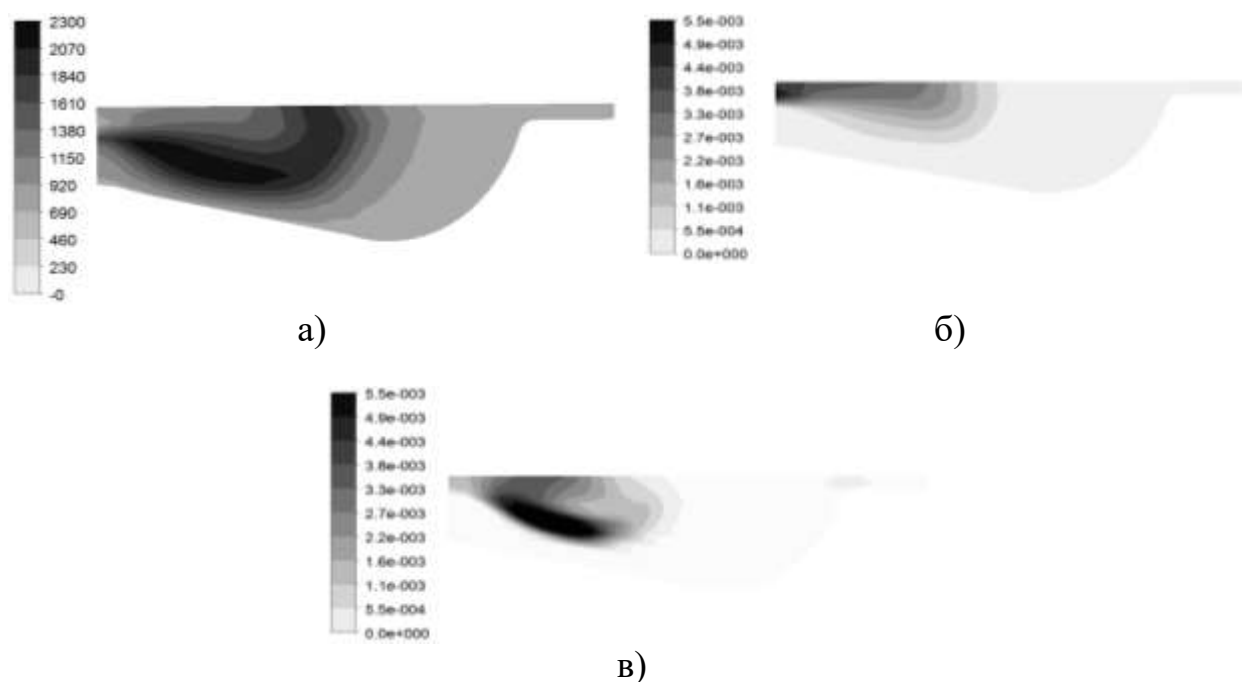


Рисунок 6.38. Порівняння розрахункових індикаторних діаграм дизельного та НССІ двигуна 16ЧН26/27 (режим номінальної потужності при $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$, $N_e = 2940 \text{ кВт}$)

З результатів, наведених на рисунку 6.38, видно, що на режимі номінальної потужності максимальний тиск згоряння дорівнює $P_z = 11,7 \text{ МПа}$, а для НССІ двигуна відзначається незначне зниження, $p_z = 11,5 \text{ МПа}$, що пояснюється особливостями протікання процесів згоряння гомогенізованої паливоповітряної суміші.

Далі наведено результати чисельного дослідження процесів згоряння й формування токсичних і канцерогенних компонентів у циліндрі тепловозного дизельного двигуна (рисунок 6.39).

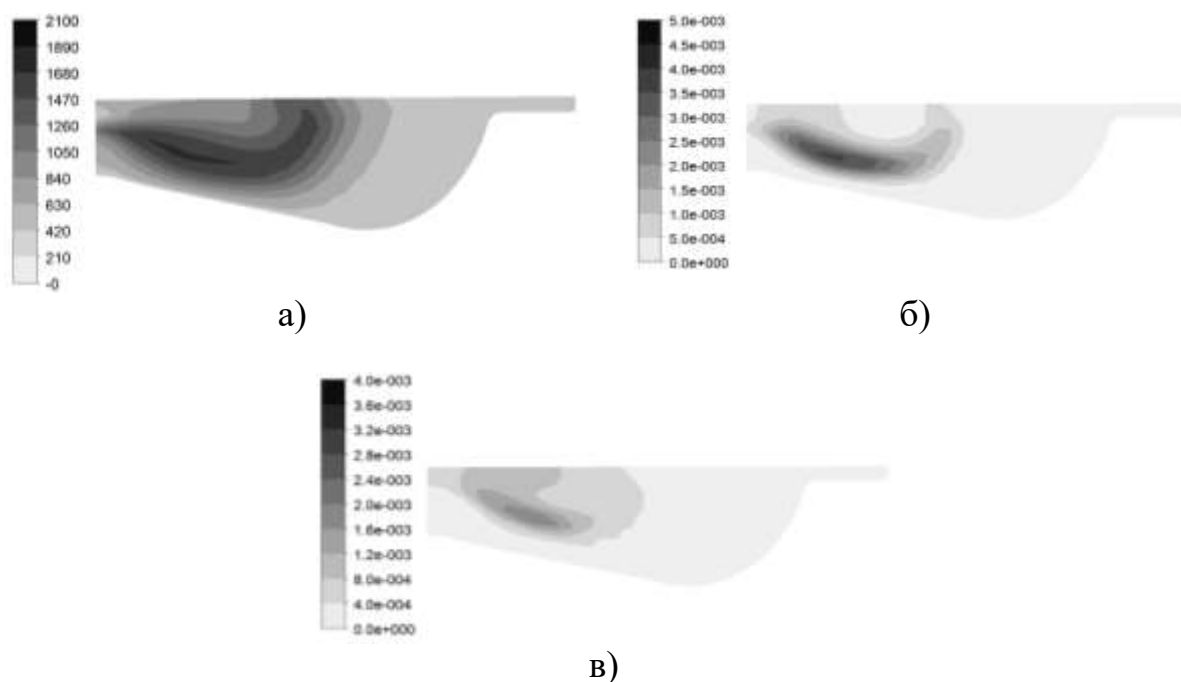
З результатів, представлених на рисунку 6.39, видно, що для штатного варіанта дизельного двигуна має місце значна нерівномірність поширення температур і концентрацій, пов'язана з особливостями організації робочого циклу Дизеля з камерою згоряння типу «Гессельман».



а – розподіл температури полум'я й газу в меридіональному перерізі камери згоряння; б – розподіл масової частки монооксиду азоту (NO_x);
в – розподіл масової частки сажі

Рисунок 6.39. Результати чисельного моделювання процесів згоряння й формування токсичних і канцерогенних компонентів у циліндрі базового двигуна ($N_e = 2940$ кВт, $\varphi = 365$ град. п.к.в.)

Так, максимальна температура полум'я досягає 2300 К (рисунок 6.39 а). Розподіл масової частки NO_x має явно виражений зональний характер, що пов'язано з об'ємним сумішоутворення і значною часткою «швидких NO » на периферійній ділянці фронту полум'я (рисунок 6.39 б). Наявність ділянок камери згоряння з низьким коефіцієнтом надлишку повітря в процесі згоряння палива призводить до локалізації сажі (рисунок 6.39 в). Результати чисельного дослідження процесів згоряння й формування токсичних і канцерогенних компонентів у циліндрі НССІ двигуна представлено на рисунку 6.40.



- а – розподіл температур полум'я й газу в меридіональному перерізі камери згоряння; б – розподіл масових часток монооксиду азоту (NO_x);
в – розподіл масових часток сажі

Рисунок 6.40. Результати чисельного моделювання процесів згоряння й формування токсичних і канцерогенних компонентів у циліндрі НССІ двигуна ($N_e = 2940$ кВт, $\varphi = 365$ град. п.к.в.)

З результатів, наведених на рисунку 6.40 видно, що для НССІ двигуна зменшується нерівномірність поширення температур і концентрацій, пов'язана з гомогенізацією паливоповітряної суміші шляхом багатостадійного упорскування палива. Так, максимальна температура полум'я досягає 2100 К (рисунок 6.40 а). Зони розподілу масових часток NO_x розмиті по камері згоряння, що пов'язано з гомогенізацією суміші й зменшенням частки «швидких NO » на периферійній ділянці фронту полум'я (рисунок 6.40 б). Поліпшення процесу сумішоутворення позитивно позначилося на зниженні масових часток сажі (рисунок 6.40 в).

Порівняння параметрів робочих процесів базового та НССІ двигунів наведено в таблицях 6.11 - 6.13.

Таблиця 6.11

**Порівняння параметрів робочих процесів штатного
та НССІ двигунів**

№	N_e	n	p_z	T_z	g_e
	кВт	хв ⁻¹	МПа	К	г/(кВт·год)
1	320	350	5,4	1521	257
			5,3*	1505*	258*
2	750	880	7,3	1538	235
			7,2*	1509*	236*
3	2940	1000	11,5	1546	203
			11,4*	1515*	204*

* – НССІ двигун.

Як видно з результатів, представлених у таблицях 6.11 - 6.13, для розрахункового варіанта НССІ двигуна на досліджуваних режимах відзначається зниження рівня токсичності відпрацьованих газів у середньому на 18–20 %.

Це пов'язано з гомогенізацією паливоповітряної суміші, зниженням максимальної температури полум'я в локальних зонах камери згорання й більш повним згоранням палива.

Таблиця 6.12

Екологічні показники базового двигуна

№	N_e	n	NO_x	CO	C
	кВт	хв ⁻¹	г/(кВт·год)	г/(кВт·год)	г/(кВт·год)
1	320	350	9,27	5,06	0,73
2	750	880	15,35	27,2	3,4
3	2940	1000	41,05	18,48	2,11

Екологічні показники НССІ двигуна

№	N_e	n	NO_x	CO	C
	кВт	xv^{-1}	г/(кВт·год)	г/(кВт·год)	г/(кВт·год)
1	320	350	7,7	4,09	0,59
2	750	880	11,9	21,7	2,65
3	2940	1000	34,5	15,1	1,7

6.3. Розрахункова оцінка температур, напружень та деформацій в деталях камери згоряння дизельних та НССІ двигунів

Авотракторний двигун 2Ч10,5/12

Наведено результати моделювання теплонапруженого стану деталей камери згоряння з розв'язанням спряженої задачі термогазодинаміки робоче тіло – теплообмінна поверхня. Моделювання виконано з розв'язанням спряжених задач термогазодинаміки стосовно теплообмінних поверхонь досліджуваних деталей.

На рисунку 6.41 наведено поля температур головки циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12 та НССІ двигуна, а на рисунку 6.42 – поля термопружних напружень при роботі двигуна на режимі номінальної потужності.

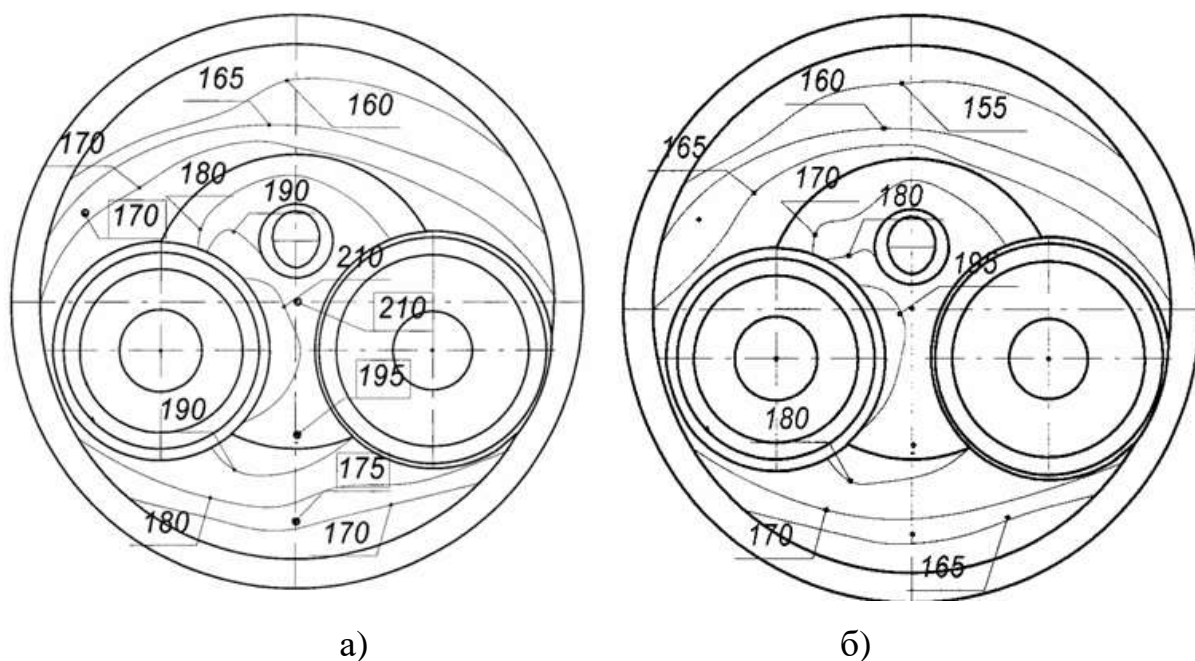


Рисунок 6.41. Поля температур (°C) головки циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (а) та НССІ двигуна (б)

Згідно з результатами, наведеними на рисунку 6.41 а, видно, що температурне поле вогневого днища головки циліндра має значну нерівномірність – в центральній частині максимальна температура дорівнює 210 °C, а на інших ділянках 160 °C, в експлуатації такий перепад температур призводить до значних деформації вогневого днища та погіршує умови роботи головки циліндра, газового стику та двигуна в цілому. У прямокутниках наведено результати термометрії у контрольних точках. З результатів видно, що шляхом розв’язання спряжених задач термогазодинаміки вдалося відтворити температурне поле головки циліндра з достатнім ступенем точності. Для НССІ двигуна (рисунок 6.41 б) відзначається зниження максимальної температури вогневого днища на 10–20 °C і зменшення перепаду температур між центральною частиною вогневого днища та периферією.

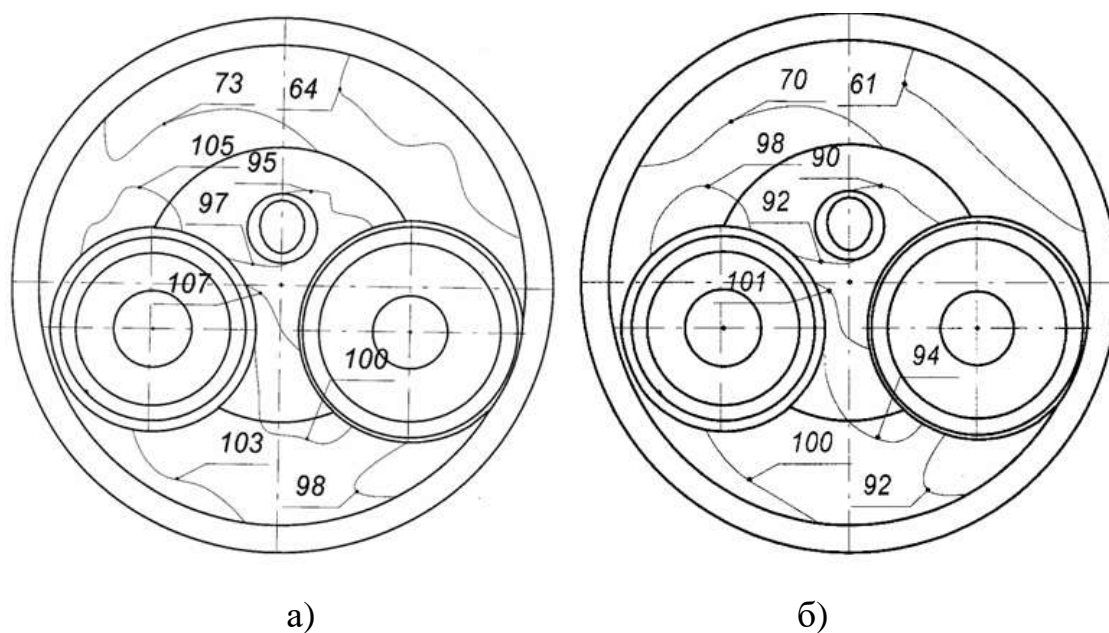


Рисунок 6.42. Поля термопружних напружень (МПа) головки циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (а) та НССІ двигуна (б)

Це пояснюється зменшенням максимальної температури циклу, зниженням локальних максимальних температур у камері згоряння, що в експлуатації сприятиме поліпшенню умов роботи головки циліндрів, газового стику та двигуна в цілому. У центральній частині вогневого днища термопружні напруження досягають значень 100–107 МПа (рисунок 6.42 а – штатний варіант). Зниження рівня температур та зменшення температурних градієнтів (рисунок 6.42, б) позитивно вплинуло на рівень термопружних напружень вогневого днища головки циліндра НССІ двигуна (рисунок 6.42 б). Рівень термопружних напружень вогневого днища головки циліндра НССІ двигуна знизився в середньому на 3–5 %, що сприятиме поліпшенню умов роботи головки циліндра.

Поля температур та термопружних напружень поршня двигуна 2Ч10,5/12 для розрахункових варіантів: а, в – штатний, б, г – НССІ двигун, у меридіональному перерізі перпендикулярно осі поршневого пальця наведено на рисунку 6.43.

У прямокутниках наведено результати термометрії у контрольних точках поршня. З результатів (рисунок 6.43 а) видно, що шляхом розв'язання спряжених задач термогазодинаміки вдалося відтворити температурне поле поршня з достатньою точністю.

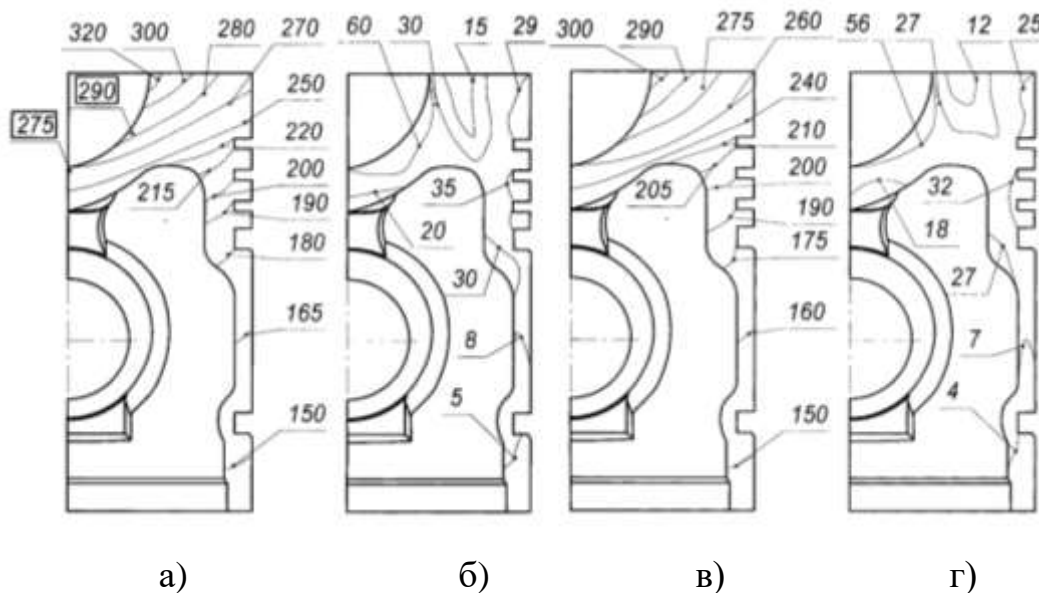


Рисунок 6.43. Поля температур ($^{\circ}\text{C}$) та термопружних напружень (МПа) поршня двигуна 2Ч10,5/12 : (а, б – штатний; в, г - НССІ двигун)

Для штатного варіанта максимальна температура поршня досягає 330°C в області кромки камери згоряння в поршні (на рисунку не показана). В області кільцевої канавки під перше компресійне кільце температура не перевищує 220°C , по висоті поршня температура змінюється від 200 до 150°C (рисунок 6.43 а). Рівень термопружних напружень досягає 60 МПа, в області камери згоряння в поршні, а по висоті поршня змінюється від 35 до 5 МПа. Для НССІ двигуна відзначається зниження температури поршня в середньому на $15\text{--}20^{\circ}\text{C}$ (рисунок 6.43 в), що позитивно позначилося на рівні термопружних напружень, який знизився на $3\text{--}5\%$ (рисунок 6.43 г). Зниження рівня температур та термопружних напружень поршня НССІ двигуна сприятиме поліпшенню умов роботи поршня та позитивно вплине на роботу двигуна в цілому.

Постановка та розв'язання контактної задачі для дослідження умов роботи газового стику під час роботи дизельного двигуна 2Ч10,5/12 була виконана для групи деталей: фрагмент картера, циліндра, поршня з поршневим пальцем, головки циліндра та силових шпильок з гайками. При моделюванні враховувалися моменти затяжки гайок силових шпильок за відомою залежністю (розділ 4).

За результатами попередніх розрахунків вдалося відтворити температурне поле досліджуваних деталей, оцінити рівень термомеханічних деформацій на режимі номінальної потужності [104] (в ході експерименту реєструвалися температури поршня, головки циліндра та ВГ дизельного двигуна 2Ч10,5/12).

Розрахункова область групи деталей, тепловий стан та термомеханічні деформації наведено на рисунку 6.44.

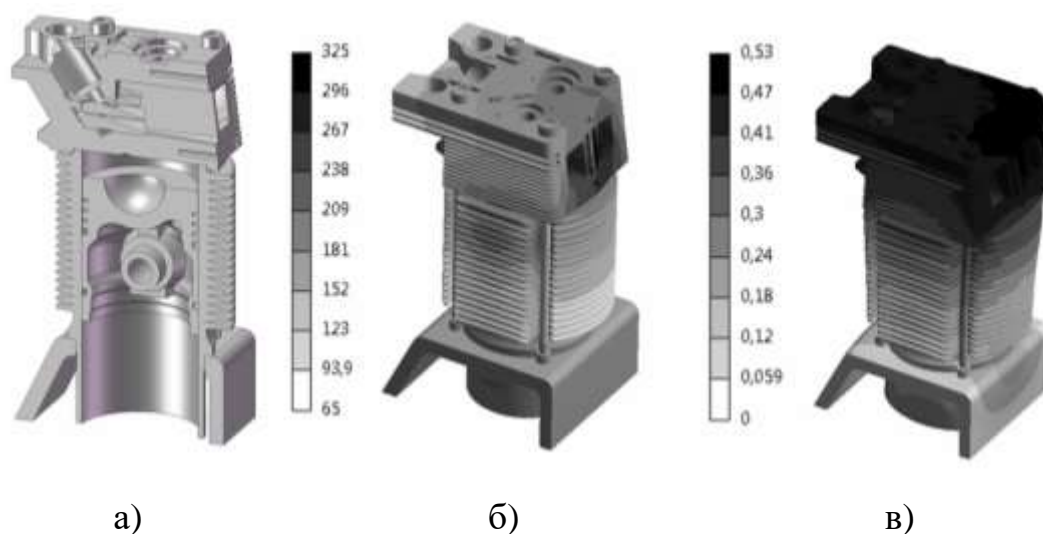


Рисунок 6.44. Постановка та розв'язання контактної задачі для дослідження умов роботи газового стику під час роботи дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (режим номінальної потужності)

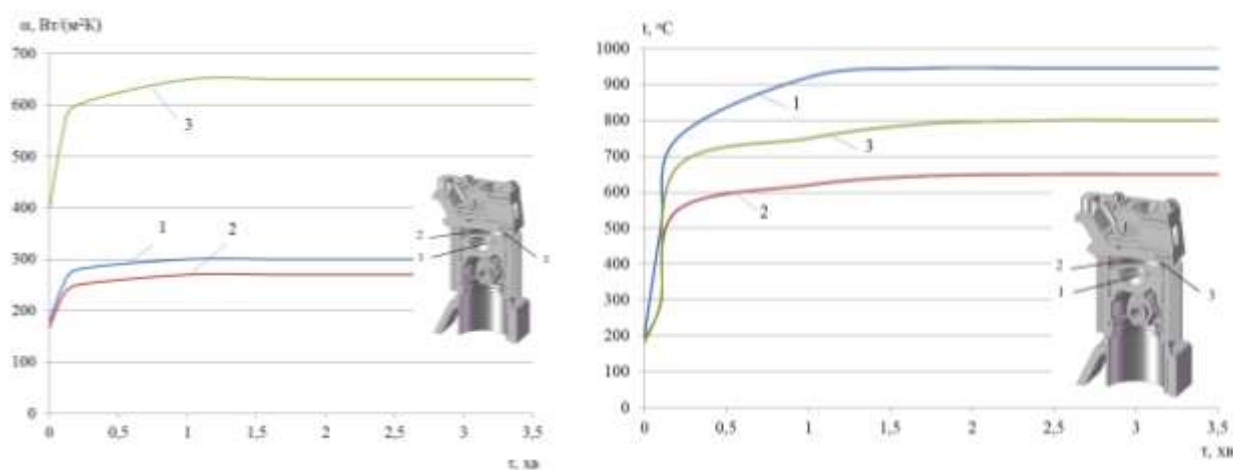
Максимальна температура відзначається на кромці камери згоряння в поршні (на рисунку не показана), по висоті циліндра температура змінюється від 150 до 230 °С, головки циліндра від 160 до 220 °С (рисунок 6.44 б).

Найбільші розрахункові деформації відзначаються у верхній частині циліндра (0,35 мм) та головки циліндра (0,53 мм) – рисунок 6.44 в.

Важливо відзначити, що має місце значна обводова та вертикальна нерівномірність температурного поля деталей (рисунок 6.44 б) та термомеханічних деформацій (рисунок 6.44 в). В експлуатації це призводить до зносу робочої поверхні опорного бурта, погіршення умов роботи газового стику і негативно впливає на економічні, екологічні та ресурсні показники двигуна.

Далі, з використанням результатів термометрирування та індиціювання (розділ 5) було проведено розрахункове дослідження умов роботи газового стику на режимах скидання-накидання навантаження.

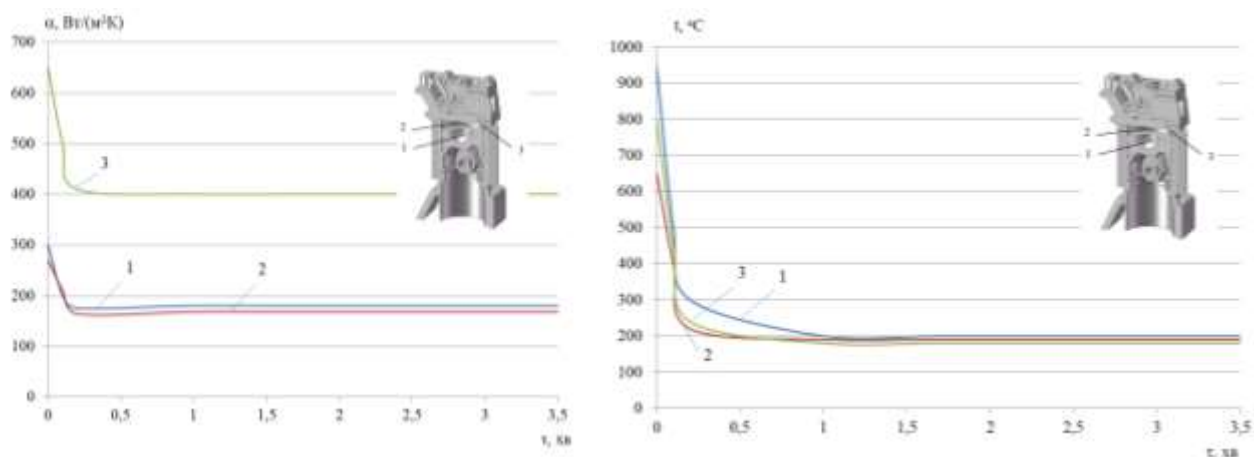
Закон зміни граничних умов задачі теплопровідності для групи деталей наведено на рисунках 6.45 та 6.46.



а) – коефіцієнт тепловіддачі

б) – результуюча температура

Рисунок 6.45. Закон зміни граничних умов задачі теплопровідності для групи деталей на режимі накидання навантаження



а) – коефіцієнт тепловіддачі

б) – результуюча температура

Рисунок 6.46. Закон зміни граничних умов задачі теплопровідності для групи деталей на режимі скидання навантаження

В результаті розрахунку було отримано дані про нестационарну термомеханічну деформацію групи деталей та деформацію поверхонь опорного бурта головки циліндра та циліндра.

Результат розрахунку – сумісна деформація опорного бурта головки циліндра та циліндра, на режимах скидання-накидання навантаження (при $\tau = 3,5$ хв.), наведені на рисунках 6.47. та 6.48.

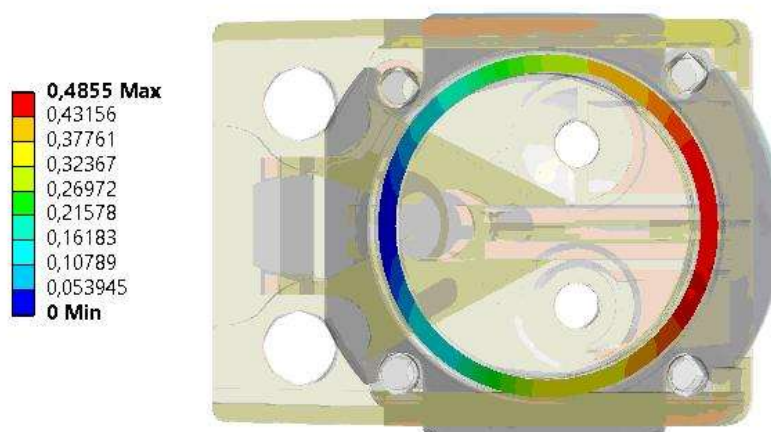


Рисунок 6.47. Сумісна деформація опорного бурта головки циліндра та циліндра, мм (при накиданні навантаження)

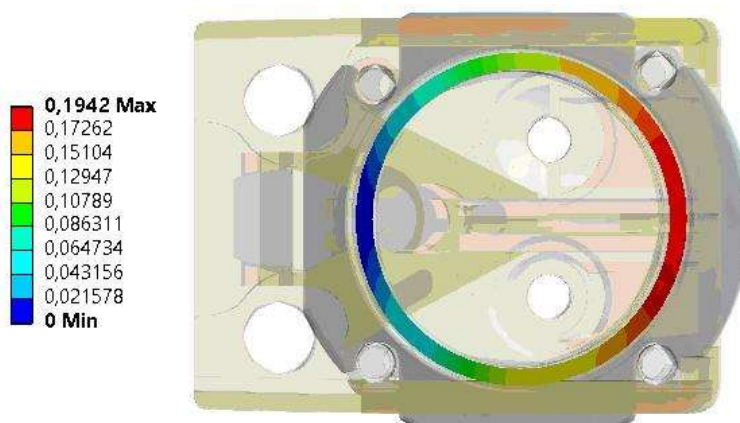


Рисунок 6.48. Сумісна деформація опорного бурта головки циліндра та циліндра, мм (при скиданні навантаження)

Узагальнені результати (сумісна деформація опорного бурта головки циліндра та циліндра), на режимах скидання-накидання навантаження, наведені на рисунку 6.49.

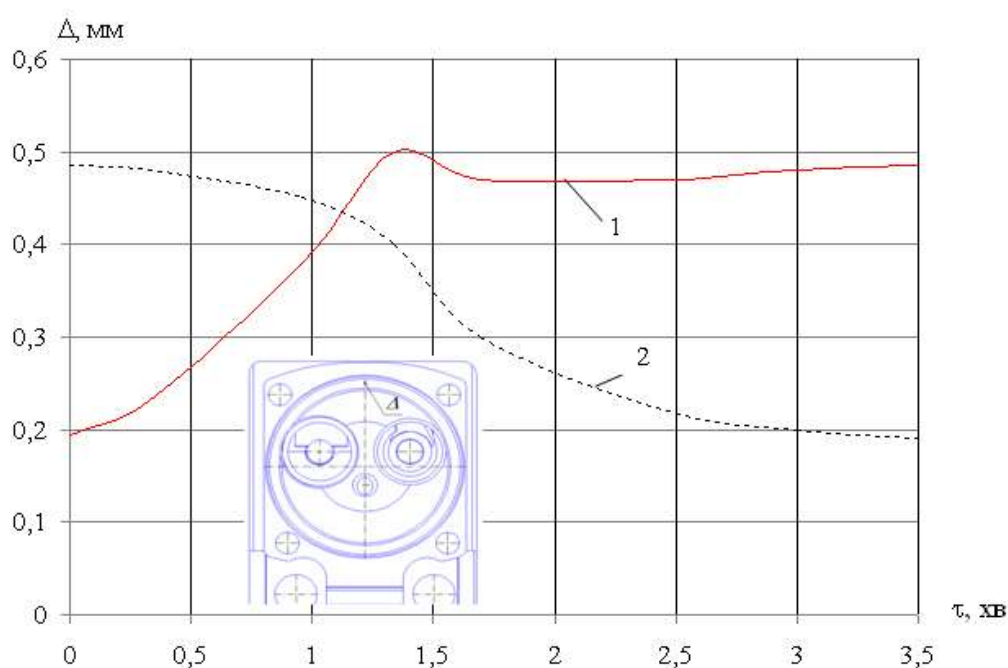


Рисунок 6.49. Локальна деформація опорного бурта головки циліндра та циліндра для характерних ділянок на режимах скидання-накидання навантаження

Як видно з результатів, наведених на рисунках 6.47-6.49 при роботі на режимах скидання-накидання навантаження погіршуються умови роботи газового стику. Це пов'язано з нерівномірним підводом та відводом тепла, та різними теплофізичними властивостями матеріалів головки циліндра, силових шпильок та циліндра.

До переліку основних режимних факторів, які впливають на роботу газового стику відноситься: прогрів двигуна; накидання навантаження; скидання навантаження; робота на навантажених режимах (режим максимального крутного моменту та номінальної потужності).

Погіршення умов роботи газового стику негативно впливає на паливно-економічні, екологічні показники та ресурс двигуна.

Для поліпшення умов роботи газового стику необхідно підвищувати жорсткість опорного бурта головки циліндра та циліндра, удосконалювати роботу систем керування та охолодження, обирати раціональні значення зусиль затягування силових шпильок.

Узагальнені результати порівняльного дослідження для базового дизельного та НССІ двигунів 2Ч10,5/12 наведено в таблиці 6.14.

Таблиця 6.14

**Узагальнені результати дослідження теплового стану
досліджуваних деталей**

Експеримент		Розрахунок				
		Базовий двигун			НССІ двигун	
T_{\max} поршня, °С (точка 3, рис. 6.13)	T_{\max} головки, °С	T_{\max} поршня, °С	T_{\max} цилінд- ра, °С	T_{\max} головки, °С	T_{\max} поршня, °С	T_{\max} цилінд- ра, °С
290	210	330	215	195	310	200

Тепловозний двигун 16ЧН26/27

На рисунку 6.50 наведено поля температур головки циліндра дизельного двигуна 16ЧН26/27 та НССІ двигуна (режим з $p_e = 1,54$ МПа).

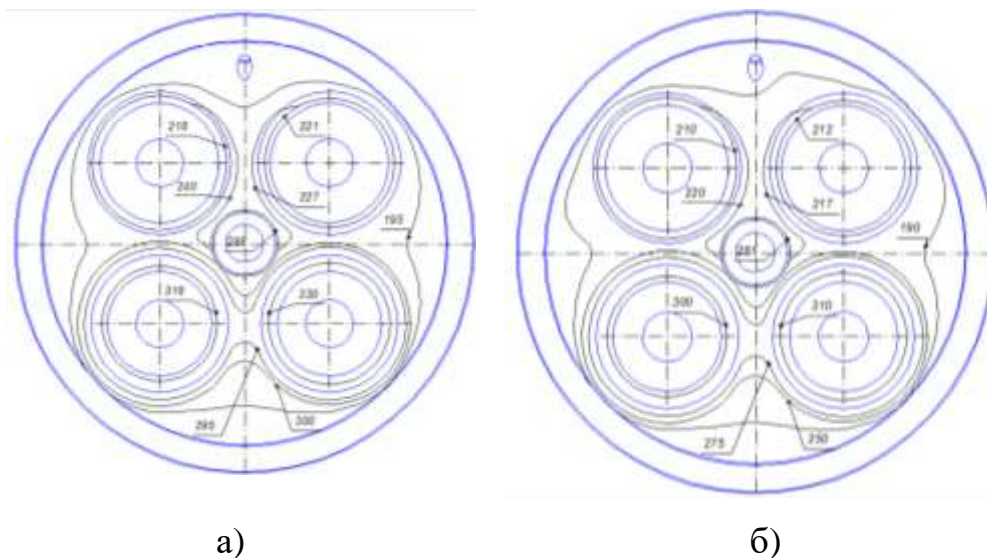


Рисунок 6.50. Поля температур (°С) головки циліндра дизельного двигуна 16ЧН26/27 (а – штатний, б – НССІ двигун)

Згідно з результатами, наведеними на рисунку 6.50, а, видно, що температурне поле вогневого днища головки циліндра має значну нерівномірність – в центральній частині максимальна температура дорівнює 288 °С, а на інших ділянках 195 °С, в експлуатації такий перепад температур призводить до значних деформацій вогневого днища і погіршує умови роботи головки циліндра, газового стику та двигуна в цілому. Для НССІ двигуна (рисунок 6.50, б) відзначається зниження максимальної температури вогневого днища на 15–25 °С, та зменшення перепаду температур між центральною частиною вогневого днища та периферією. В експлуатації це поліпшить умови роботи головки циліндра.

Розподіл температури головки поршня (°С) дизельного двигуна 16ЧН26/27 та НССІ двигуна у меридіональному перерізі вздовж осі поршневого пальця наведено на рисунку 6.51 ($p_e = 1,54$ МПа, $n = 1000$ хв⁻¹).

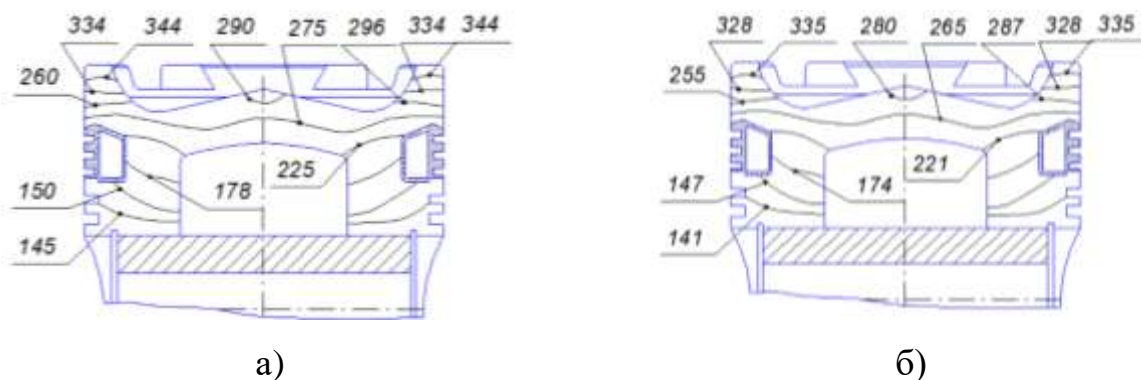


Рисунок 6.51. Розподіл температур головки поршня (°C) у меридіональному перетині вздовж осі поршневого пальця: а – штатний, б – НССІ двигун

Максимальна розрахункова температура зареєстрована на кромці поршня і дорівнює 334 °C (рисунок 6.51 а). По висоті поршня температура змінюється від 260 до 150 °C. Для НССІ двигуна відзначається зниження температури поршня в середньому на 10–15 °C, що поліпшує умови його роботи.

Розподіл термопружних напружень головки поршня, МПа, дизельного двигуна 16ЧН 26/27 та НССІ двигуна у меридіональному перерізі вздовж осі поршневого пальця наведено на рисунку 6.52 ($p_e = 1,54$ МПа, $n = 1000$ хв⁻¹).

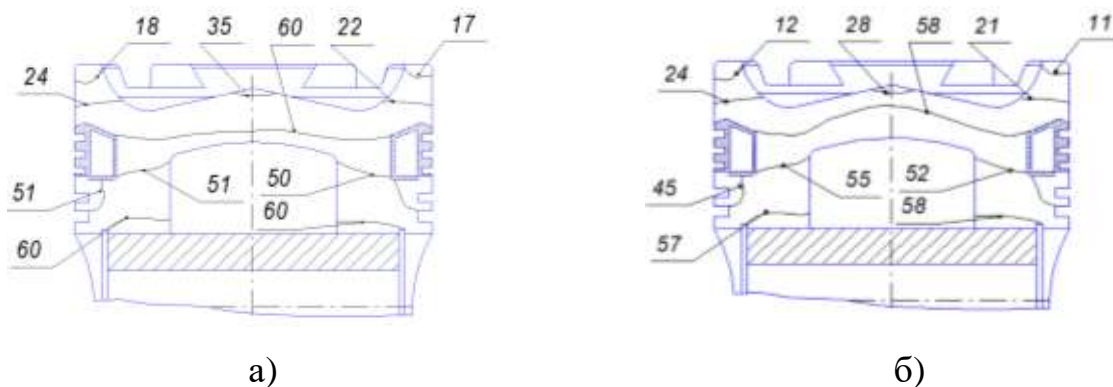


Рисунок 6.52. Розподіл термопружних напружень головки поршня (МПа) у меридіональному перетині вздовж осі поршневого пальця: а – штатний, б – НССІ двигун

Розрахункові термопружні напруження для штатного варіанта у центральній частині КЗ у поршні досягають 60 МПа (рисунок 6.52 а), по

висоті поршня термопружні напруження змінюються від 45 до 57 МПа. У НССІ двигуна відзначається зниження рівня термопружних напружень середньому на 3–5 %, що сприятиме поліпшенню умов його роботи (рисунок 6.52 б).

Результати розрахунку теплонапруженого стану головки циліндра та поршня для різних рівнів форсування, на прикладі штатного та НССІ двигуна наведено на рисунках 6.53 - 6.58.

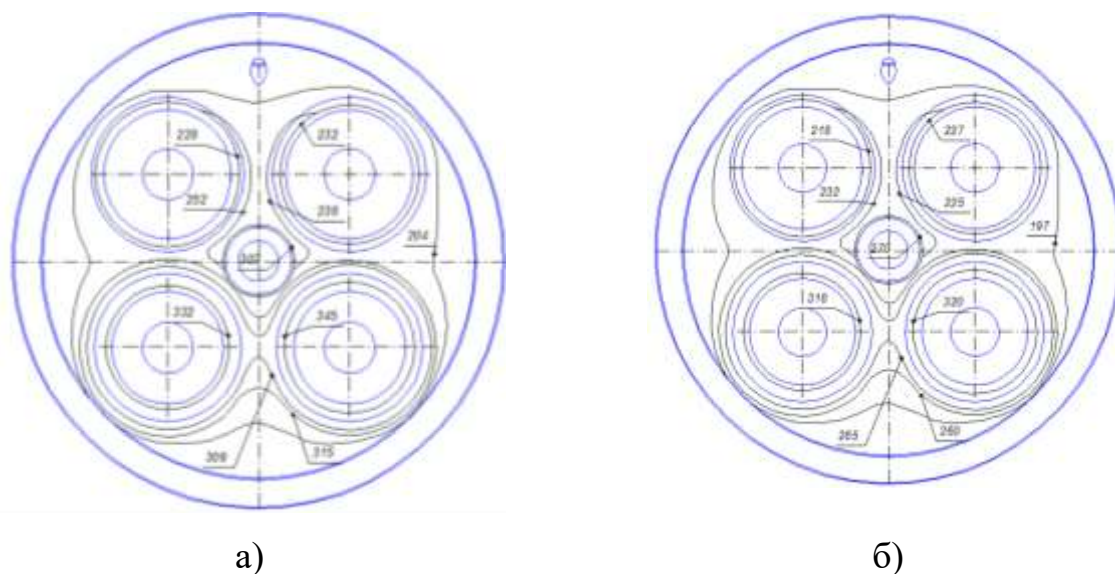


Рисунок 6.53. Поля температур ($^{\circ}\text{C}$) головки циліндра дизельного двигуна 16ЧН26/27 ($p_e = 1,62$ МПа): а – штатний; б – НССІ двигун

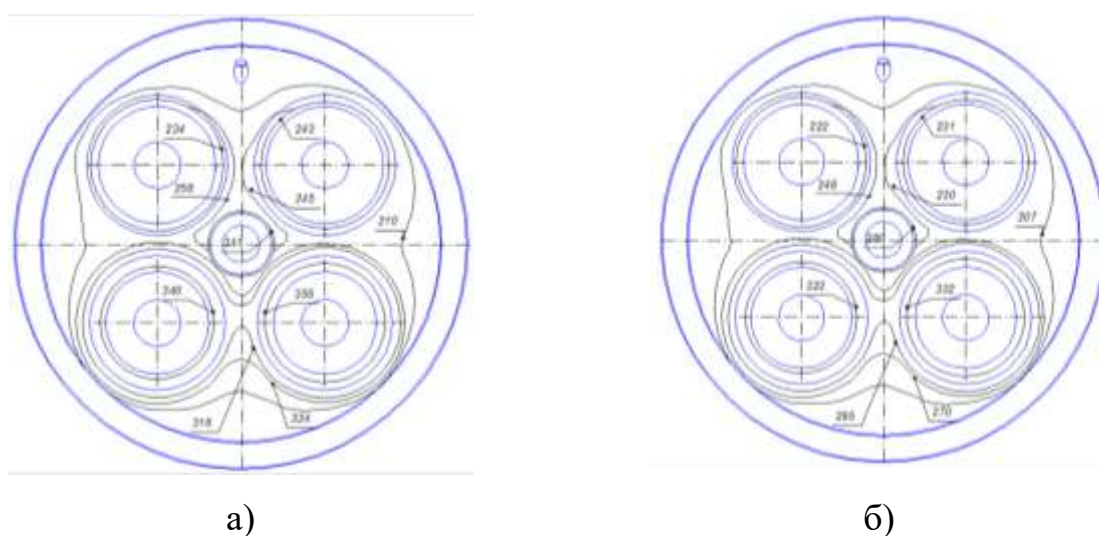


Рисунок 6.54. Поля температур ($^{\circ}\text{C}$) головки циліндра дизельного двигуна 16ЧН26/27 ($p_e = 1,68$ МПа): а – штатний; б – НССІ двигун

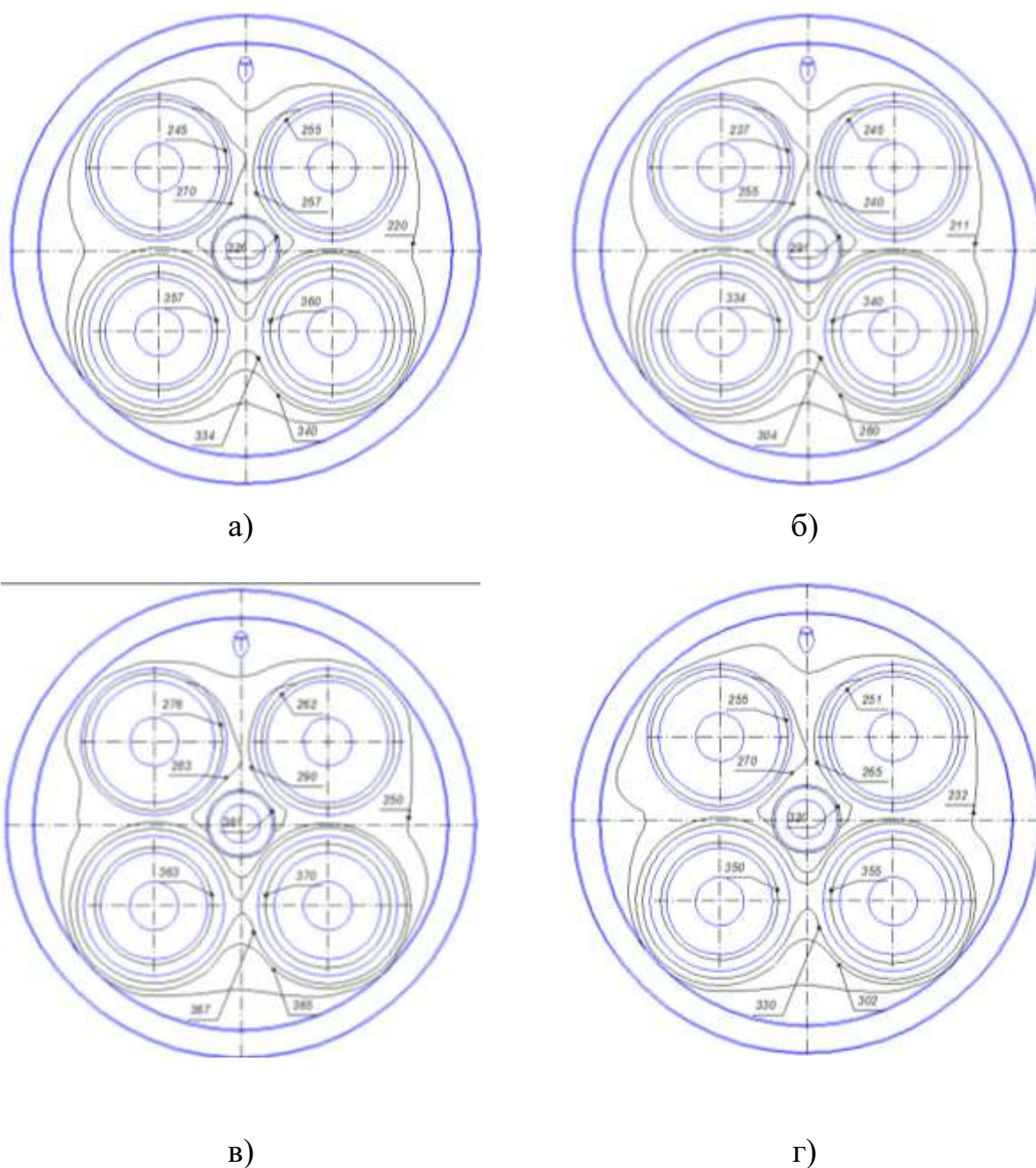


Рисунок 6.55. Поля температур ($^{\circ}\text{C}$) головки циліндра дизельного двигуна 16ЧН26/27 ($p_e = 1,78$ МПа): а – штатний; б – НССІ двигун; ($p_e = 2,02$ МПа): в – штатний; г – НССІ двигун.

Зі зростанням рівня форсування (рисунок 6.55) погіршуються умови роботи головки циліндра, зокрема вогневого днища. Максимальна температура в центральній частині вогневого днища досягає 326°C (рисунок 6.55 а). Для рівня форсування з $p_e = 2,02$ МПа максимальна температура в

центральної частині вогневого днища досягає $361\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рисунок 6.55 в). Для НССІ двигуна максимальна температура в центральній частині вогневого днища, відповідно досягає $291\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рисунок 6.55 б) та $320\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рисунок 6.55 г). Гомогенізація паливоповітряної суміші та згоряння зі зменшеними локальними температурами сприяють зменшенню максимальної температури вогневого днища та зменшенню температурних градієнтів.

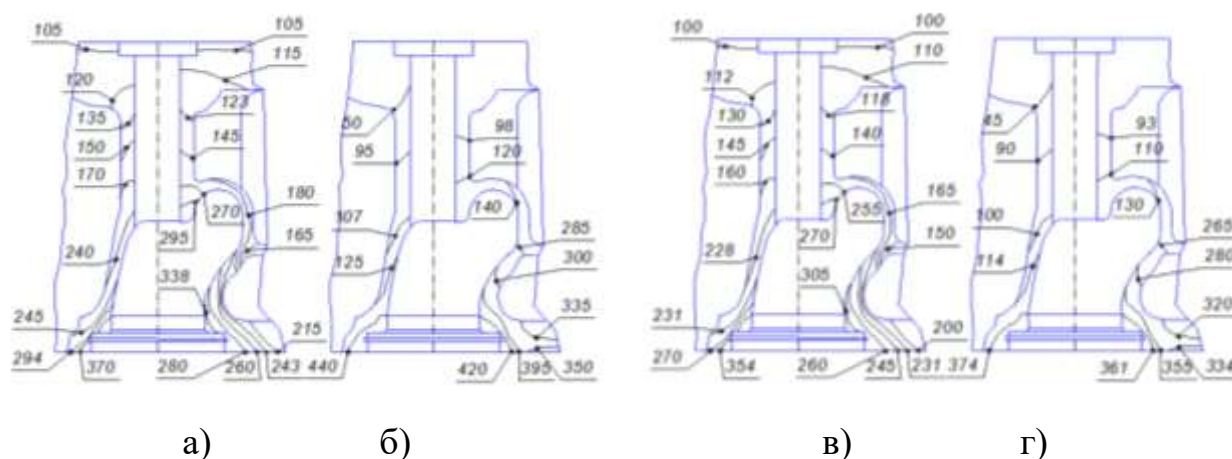


Рисунок 6.56. Поля температур, $^{\circ}\text{C}$ (а, в) та термопружних напружень, МПа (б, г) головки циліндра дизельного двигуна 16ЧН26/27 ($p_e = 2,02\text{ МПа}$) в меридіональному перерізі вздовж осі випускного клапана: а – штатний; б – НССІ двигун

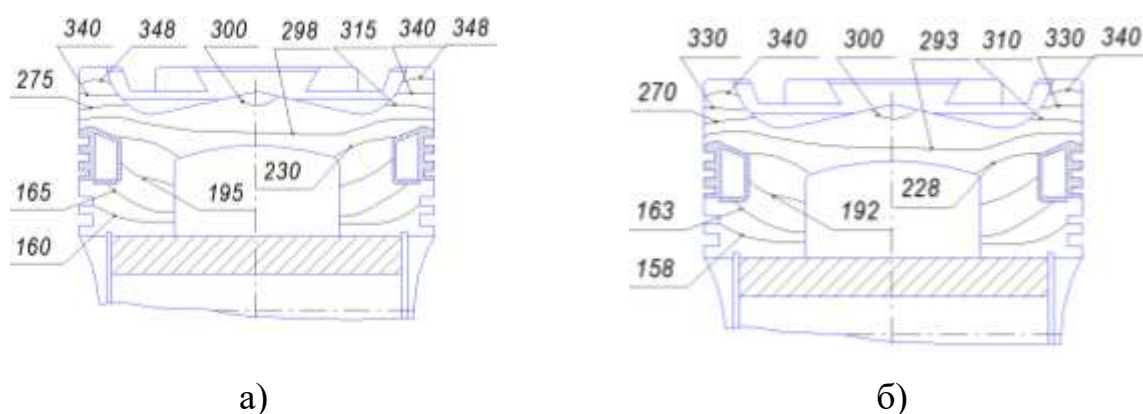


Рисунок 6.57. Розподіл температур головки поршня ($^{\circ}\text{C}$) у меридіональному перерізі вздовж осі поршневого пальця ($p_e = 2,02\text{ МПа}$):

а – штатний; б – НССІ двигун

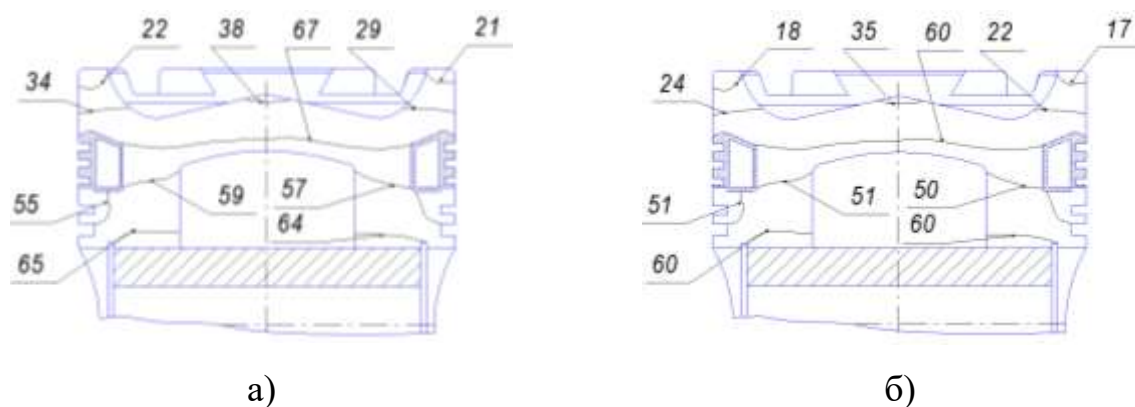


Рисунок 6.58. Розподіл термопружних напружень головки поршня (МПа) у меридіональному перерізі вздовж осі поршневого пальця ($p_e = 2,02$ МПа):

а – штатний; б – НССІ двигун

З результатів наведених на рисунках 6.53 – 6.58 видно, що збільшення рівня форсування двигуна Д80 призводить до погіршення умов роботи найбільш теплонапружених деталей камери згоряння (поршня та головки циліндра). Так, для розрахункового варіанта штатного двигуна з $p_e = 2,02$ МПа максимальна температура вогневого днища досягає до 361 °С, що на 73 °С більше, ніж для розрахункового варіанта з $p_e = 1,54$ МПа (рисунок 6.50). Також відмічається значний перепад температур між центральною частиною вогневого днища та периферією (рисунки 6.53 – 6.56). Це призводить до збільшення рівня термопружних напружень (рисунок 6.56) та погіршує умови роботи головки циліндрів.

Для розрахункового варіанта НССІ двигуна з $p_e = 2,02$ МПа максимальна температура вогневого днища досягає 320 °С, що на 41 °С менше ніж для розрахункового варіанта штатного двигуна з $p_e = 2,02$ МПа (рисунок 6.55 а). Також відмічається зменшення перепаду температур між центральною частиною вогневого днища та периферією (рисунок 6.55 а). Це сприяє зниженню рівня термопружних напружень (рисунок 6.55 б) та поліпшує умови роботи головки циліндрів.

Збільшення рівня форсування також призводить до зростання температури поршня та сприяє збільшенню рівня термопружних напружень (рисунки 6.57 та 6.58). Для розрахункового варіанта штатного двигуна з $p_e = 2,02$ МПа для забезпечення надійної роботи поршня в роботі було застосовано комбіноване масляне охолодження (галерейне та струменеве), що було враховано при описі граничних умов задачі теплопровідності зі сторони донця поршня. Завдяки такому підходу температура поршня штатного двигуна на режимі з $p_e = 2,02$ МПа не перевищує 348 °С, а у НССІ двигуна – 340 °С (рисунок 6.57 б).

Рівень термопружних напружень поршня для штатного двигуна досягає 67 МПа (рисунок 6.58 б), а для НССІ двигуна – 60 МПа (рисунок 6.58 б). Також у поршня НССІ двигуна зменшився перепад термопружних напружень, що сприяє поліпшенню умов його роботи.

*Дослідження нестационарного теплонапруженого стану головки
циліндра тепловозного дизельного двигуна*

Робота дизельного двигуна на перехідних режимах призводить до погіршення його експлуатаційних показників, в першу чергу складових теплонапруженого стану головки циліндра.

Характер зміни значень ГУ задачі теплопровідності задавалися по експериментальним даним термометрирування для випадку накидання навантаження [110, 304].

Для розрахунку нестационарних температур, напружень та деформацій головки при накиданні навантаження розглядався інтервал часу від 0 до 840 с, який було розділено на дві ділянки: від 0 до 60 с (моделювався процес накидання навантаження), та від 60 до 840 с (моделювалася робота на номінальному режимі).

Закон зміни граничних умов наведено на рисунках 6.59 та 6.60.

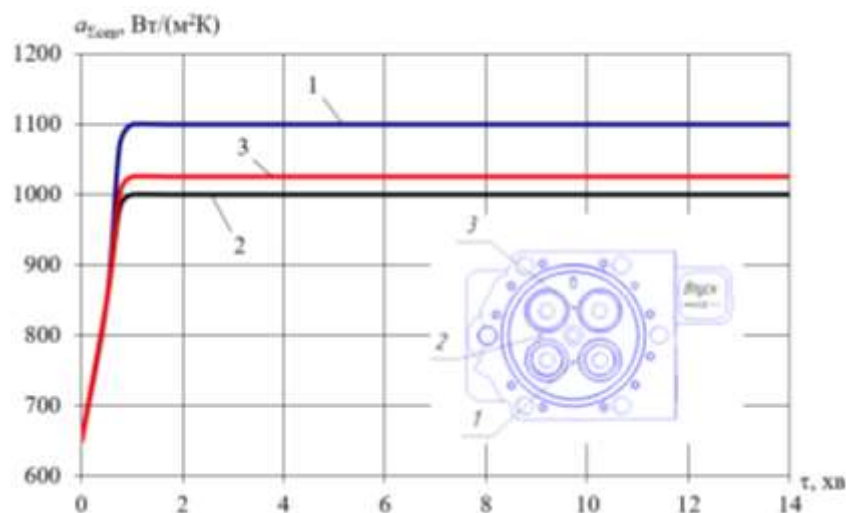


Рисунок 6.59. Зміна середнього сумарного коефіцієнту тепловіддачі при накиданні навантаження

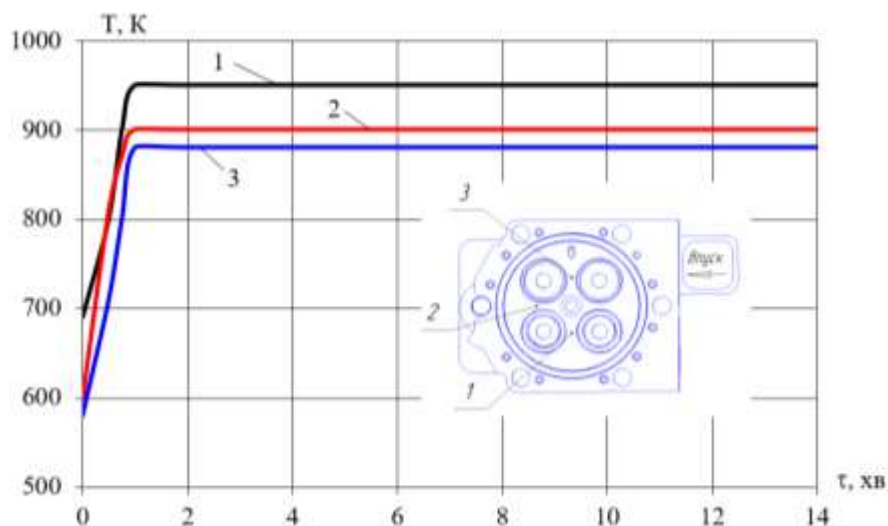


Рисунок 6.60. Зміна результуючої температури газу при накиданні навантаження

Результати розрахунку наведено на рисунках 6.61 та 6.62.

При накиданні навантаження температура t вогневого днища головки циліндра (рисунок 6.61) змінюється пропорційно обраному характеру зміни ГУ теплообміну (рисунок 6.59 та 6.60). Накидання навантаження триває 60 с, протягом цього часу температура вогневого днища збільшується в середньому на 60-80 ° С, в порівнянні з його температурою при роботі двигуна на режимі холостого ходу (рисунок 6.61). У центральній частині

вогневого днища температура стабілізується через 2-3 хв після накидання навантаження (точки 2-5), тоді як на периферії (точка 1), температура стабілізується через 2 хв.

Температурне поле вогневого днища характеризується значною нерівномірністю. Максимальна температура днища після встановлення нового температурного режиму відзначається в області перетинки між отворами під сідла випускних клапанів (точка 5) і досягає 250°C . В області отвору під форсунку (точка 2) вона становить 230°C , а на периферії вогневого днища (точка 1) температура не перевищує 150°C . Такий перепад температур між центральною частиною і периферією вогневого днища головки викликає при експлуатації значні напруження і деформації, і погіршує умови роботи головки.

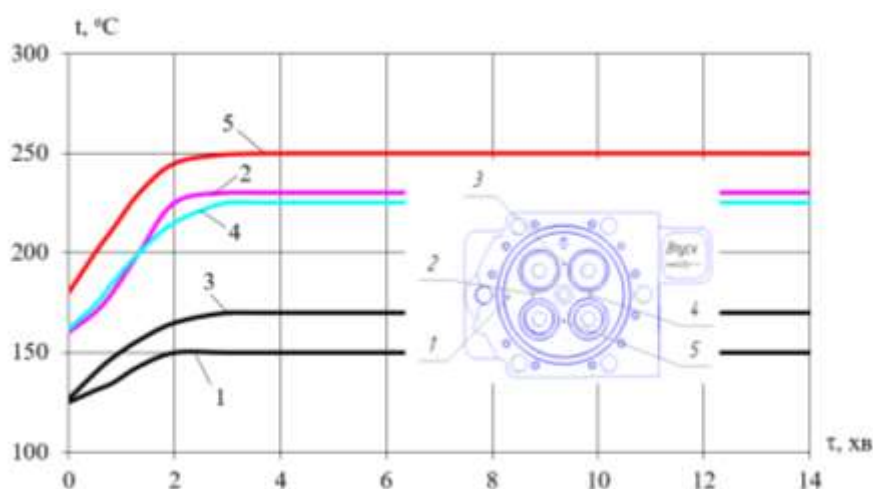


Рисунок 6.61. Зміна температури вогневого днища головки циліндра при накиданні навантаження

Розрахунковий аналіз нестационарних термопружних напружень головки зводиться до наступного. Зміна напружень σ_1 вогневого днища при накиданні навантаження на двигун представлено на рисунку 6.62. Як видно, напруження змінюються непропорційно зміни нестационарних температур при накиданні навантаження. Такий характер зміни пояснюється складністю конструкції і обумовлений більшою інерційністю процесу деформування головки.

Максимальні напруження вогневого днища після встановлення нового температурного режиму відзначаються в області перетинки між отворами під сідла випускних клапанів (точка 5) і досягають 520 МПа (рисунок 6.62). У центральній частині вогневого днища (точка 2) напруження досягають 390 МПа, а на периферії (точка 1) - 160 МПа. Мінімальні напруження зареєстровані в області перетинки між отворами під сідла впускних клапанів (точка 3) і досягають 50 МПа.

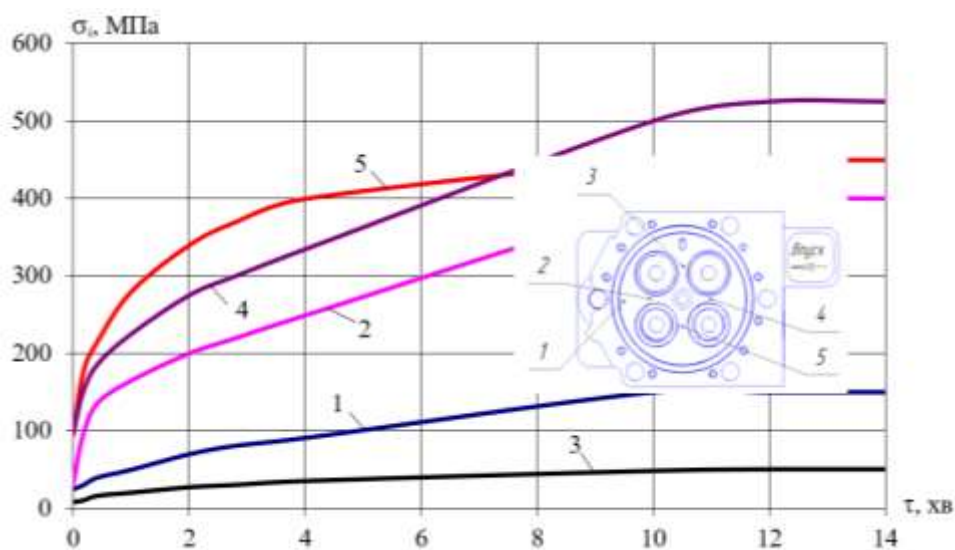


Рисунок 6.62. Зміна термопружних напружень вогневого днища головки циліндра при накиданні навантаження

Наявність значних перепадів напружень в центральній частині днища і на периферії, і значне зростання напружень при накиданні навантаження, в експлуатації призводять до появи наскрізних термоутомчастих тріщин вогневого днища.

6.4. Комплексна оцінка емісії шкідливих речовин дизельних та НССІ двигунів

З використанням робіт проф. Разлейцева М.Ф. [305, 306], та рекомендацій проф. Кулішова А.С. [307] в роботі було оцінено комплекс

емісії шкідливих речовин (SE), для дизельних та НССІ двигунів 2Ч10,5/12, 16ЧН26/27.

Комплекс емісії шкідливих речовин

$$SE = \left(C_{PM} \cdot \frac{PM}{PM_0} \right) + \left(C_{NO} \cdot \frac{NO_x}{NO_{x0}} \right), \quad (6.6)$$

де PM , NO_x – поточні значення емісії ТЧ та оксидів азоту, г/кВт·год; PM_0 , NO_{x0} – опорні значення; C_{PM} , C_{NO} – вагові емпіричні коефіцієнти.

Результати розрахунку комплексу емісії шкідливих речовин для двигуна 2Ч10,5/12 та НССІ двигуна при роботі по зовнішній швидкісній характеристиці наведено на рисунку 6.63.

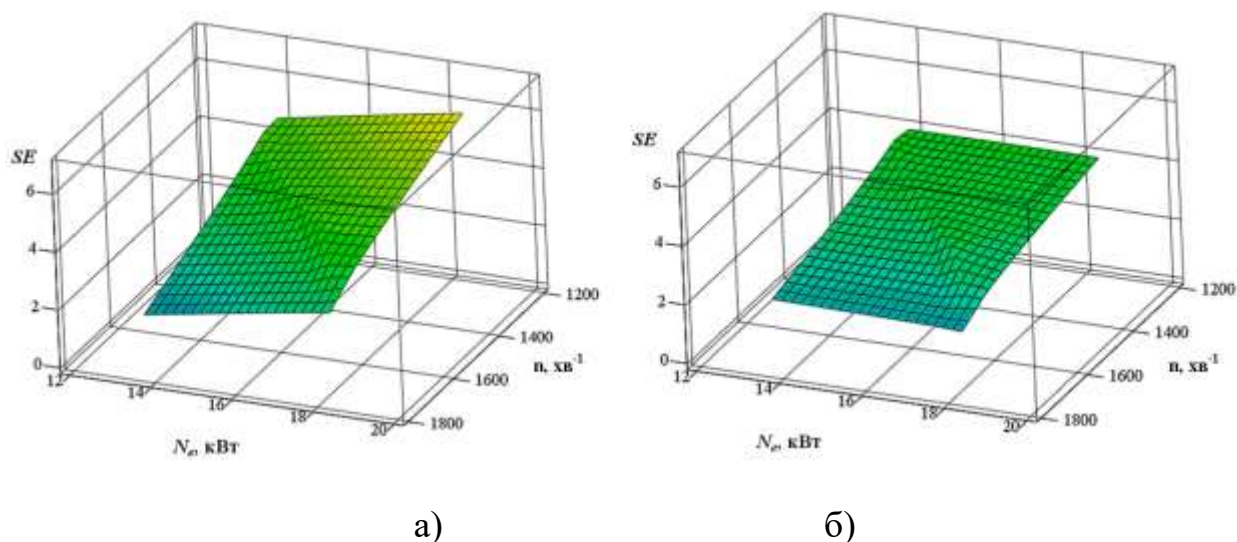


Рисунок 6.63. Результати розрахунку комплексу емісії шкідливих речовин для двигуна 2Ч10,5/12: а – штатний, б – НССІ двигун

З результатів, наведених на рисунку 6.63 а видно, що для штатного двигуна SE змінюється в межах від 2 до 5 одиниць, а для НССІ двигуна SE зменшується до рівня 2-4 одиниці, тобто використання сучасного способу організації робочого циклу дозволяє поліпшити екологічні показники дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (рисунку 6.63 б).

На рисунку 6.64 наведено розрахункову зміну температур поршня при роботі двигуна 2Ч10,5/12 та НССІ двигуна по зовнішній швидкісній характеристиці. З результатів, наведених на рисунку 6.64 а видно, що для штатного двигуна рівень температур в контрольних точках поршня

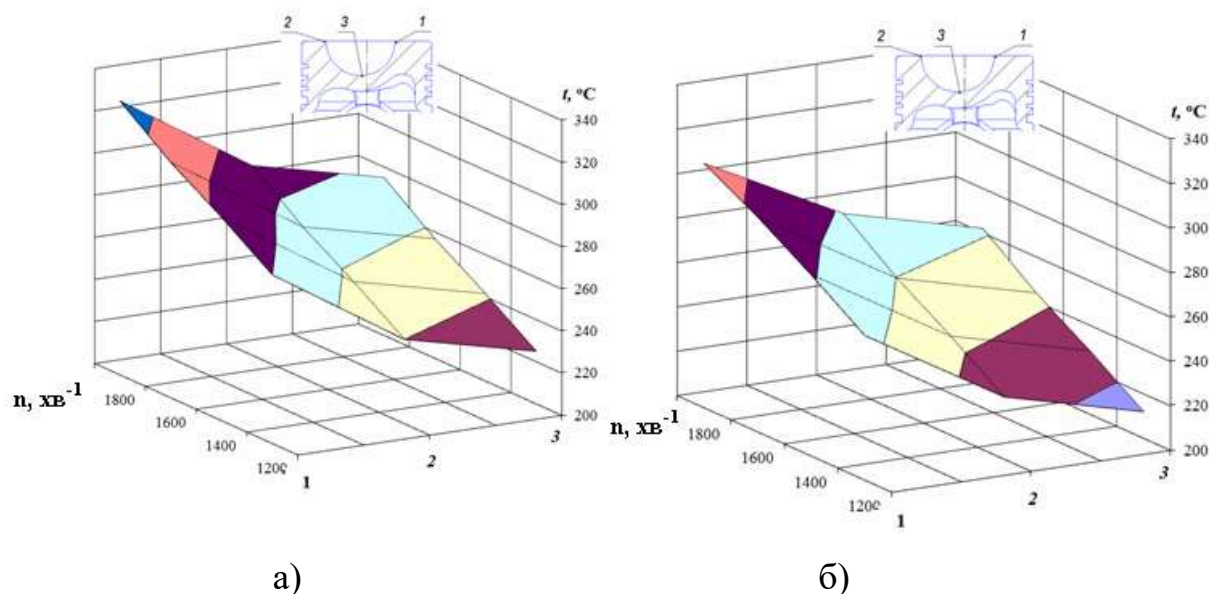


Рисунок 6.64. Зміна температур поршня при роботі двигуна 2Ч10,5/12 за зовнішньою швидкісною характеристикою: а – штатний, б – НССІ двигун

змінюється в межах від 240 до 330 °С, а для НССІ двигуна (рисунок 6.64 б), зменшується до рівня 190 – 310 °С, тобто використання сучасного способу організації робочого циклу дозволяє поліпшити умови роботи теплонапружених деталей дизельного двигуна 2Ч10,5/12.

Результати розрахунку комплексу емісії шкідливих речовин для дизельного двигуна 16ЧН26/27 та НССІ двигуна при роботі по зовнішній швидкісній характеристиці наведено на рисунку 6.65.

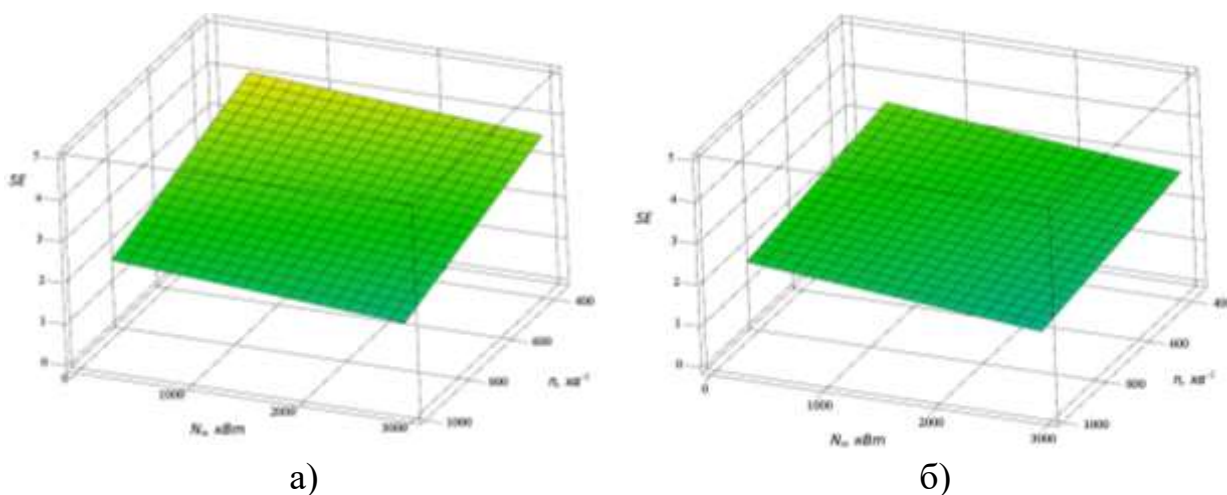


Рисунок 6.65. Результати розрахунку комплексу емісії шкідливих речовин для двигуна 16ЧН26/27: а – штатний, б – НССІ двигун

З результатів, наведених на рисунку 6.65 а видно, що для штатного двигуна SE змінюється в межах від 2 до 4 одиниць, а для НССІ двигуна SE зменшується до рівня 2-3,2 одиниці, тобто використання сучасного способу організації робочого циклу дозволяє поліпшити екологічні показники дизельного двигуна 16ЧН26/27 (рисунок 6.65 б).

На рисунку 6.66 наведено розрахункову зміну температури поршня при роботі двигуна 16ЧН26/27 та НССІ двигуна по тепловозній характеристиці.

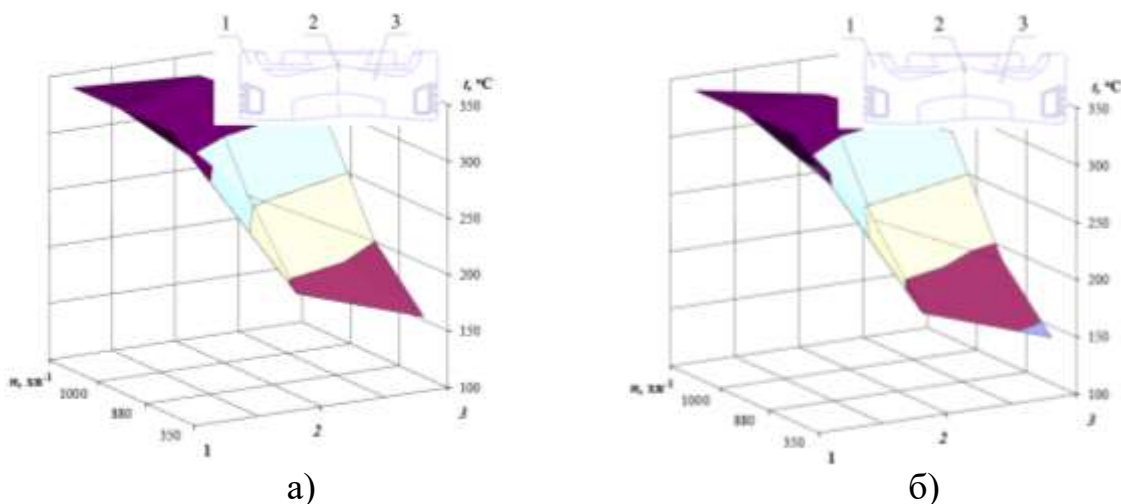


Рисунок 6.66. Зміна температур поршня при роботі двигуна 16ЧН26/27 за тепловозною характеристикою (режим з $p_e = 1,54$ МПа):

а – штатний, б – НССІ двигун

Для оцінки взаємовпливу паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників двигуна здобувачем запропоновано інтегральний показник

$$K_{\Sigma} = \alpha_{\Delta} \cdot \eta_e - \beta_{se} \cdot SE, \quad (6.7)$$

де η_e – ефективний ККД; α_{Δ} , β_{se} – вагові коефіцієнти.

Зміну ефективного ККД базового та НССІ двигуна 2Ч10,5/12 наведено у таблиці 6.15.

Таблиця 6.15

Зміна ефективного ККД базового та НССІ двигуна

Навантажувальна характеристика	Зовнішні швидкісні характеристики		Зовнішні швидкісні характеристики		
	Базовий	НССІ		Базовий	НССІ
N_e	η_e	η_e	n	η_e	η_e
кВт	-	-	xv^{-1}	-	-
0	0	0			
5	0,212	0,216	1200	0,320	0,336
10	0,290	0,297	1400	0,322	0,331
15	0,316	0,323	1600	0,348	0,355
18,4	0,315	0,320	1800	0,315	0,320

Результати розрахунку інтегрального паливно-економічного та ресурсного показника наведено на рисунку 6.67. Видно, що для НССІ двигуна він на 22-24% більший.

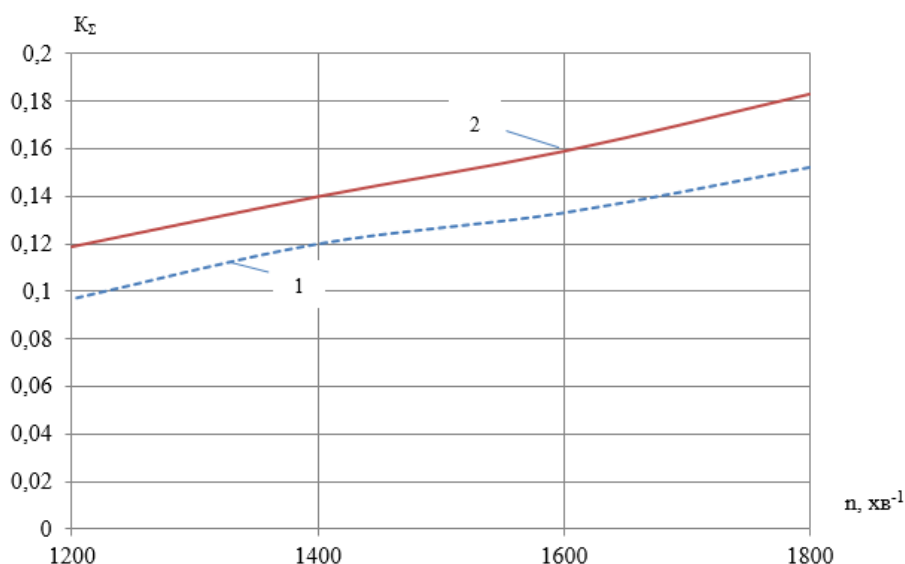


Рисунок 6.67. Зміна інтегрального паливно-економічного та ресурсного показника двигуна 2Ч10,5/12 по зовнішній швидкісній характеристиці (1 – штатний, 2 – НССІ двигун)

Цей показник дозволяє проводити комплексну оцінку параметрів двигуна та визначати найбільш перспективні напрямки доводки конструкції та робочих процесів для підвищення якості та конкурентоспроможності створюваних дизельних двигунів.

Зміну ефективного ККД базового та НССІ двигуна 16ЧН26/27 наведено у таблиці 6.16.

Таблиця 6.16

Зміна ефективного ККД базового та НССІ двигуна

Показники			
		Базовий	НССІ
n	N _e	η _e	η _e
хв ⁻¹	кВт	-	-
350	320	0,285	0,304
880	750	0,36	0,37
1000	2940	0,38	0,389

Результати розрахунку інтегрального паливно-економічного та ресурсного показника наведено на рисунку 6.68. Для дизельного двигуна 16ЧН26/27 при організації НССІ процесу показник K_{Σ} збільшується на 7 – 7,6%.

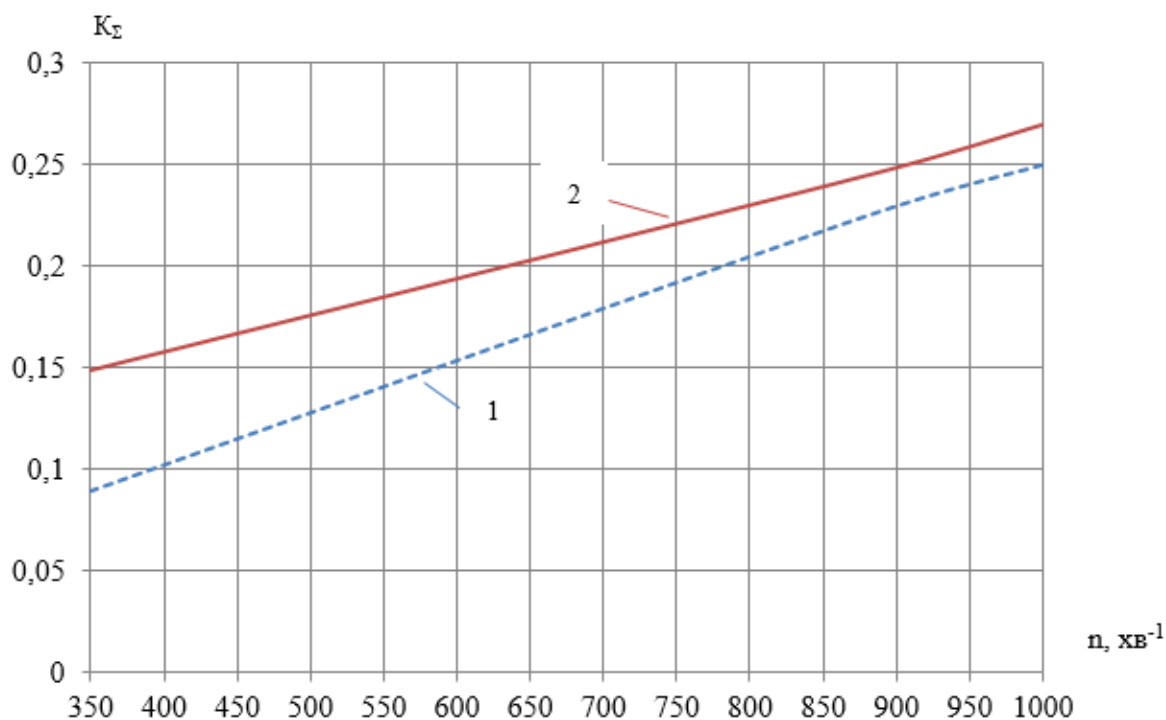


Рисунок 6.68. Зміна інтегрального паливно-економічного та ресурсного показника двигуна 16ЧН26/27 по тепловозній характеристиці (1 – штатний, 2 – НССІ двигун)

Як видно з наведених результатів (рисунки 6.67 та 6.68), для НССІ двигунів інтегральний паливно-економічний та ресурсний показник більше, ніж у базового, що сприятиме підвищенню експлуатаційних показників досліджуваних двигунів.

Висновки за розділом 6

За результатами розрахункового порівняльного дослідження можна зробити такі висновки:

1. Організація гомогенного процесу дизельного двигуна дозволяє зменшити максимальну осереднену температуру циклу на 70 К при збільшенні повноти згоряння палива до 98%.

2. Робочий процес НССІ двигуна дозволяє знизити рівень викидів NO_x у середньому на 15-20% і масовий викид сажі (твердих частинок) у середньому на 18-22%.

3. Реалізація НССІ процесу дозволяє знизити рівень температур головки циліндрів на 5,7-9,4 %, а термопружних напружень на 5,6-15 %.

4. Реалізація НССІ процесу дозволяє знизити рівень температур поршня на 3,5-6,3 %, а термопружних напружень на 3,3-6,6 %.

5. Запропонований інтегральний економічний, екологічний і ресурсний показник для дизельних двигунів показав, що реалізація гомогенного процесу дизельного двигуна дозволяє підвищити K_Σ на 7,6-24%.

Результати розділу опубліковані в [58, 104, 212, 222, 304].

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі поставлено та вирішено актуальну проблему – підвищення експлуатаційних показників дизельних двигунів шляхом використання сучасного способу організації робочого циклу – НССІ з розв’язанням спряжених задач термогазодинаміки. Рішення цієї проблеми має важливе для двигунобудування значення, оскільки сприятиме зменшенню витрат на розробку й удосконалення двигунів та підвищенню їх конкурентоспроможності.

У дисертаційному дослідженні отримано такі основні результати:

1. Удосконалено комплекс моделей для розв’язання спряжених задач термогазодинаміки, при моделюванні теплонапруженого стану деталей КЗ дизельних двигунів з повітряним і рідинним охолодженнями. Це дозволило підвищити точність та достовірність розрахунків на 15-30 %.

2. Розроблено метод чисельного моделювання процесів теплообміну в порожнинах охолодження головки циліндра дизельного двигуна, що дозволило підвищити точність та адекватність результатів моделювання для локальних ділянок на 15-20 %. Проаналізовано переваги спільного дослідження теплообмінних процесів у порожнинах охолодження з урахуванням динаміки процесів у циліндрі дизельного двигуна шляхом розв’язання спряжених задач термогазодинаміки для порожнин охолодження та КЗ.

3. Розроблено методологію розв’язання контактних задач, з використанням МСЕ, для дослідження й поліпшення умов роботи ущільнення між опорним буртом головки циліндра й циліндром для дизельних двигунів з повітряним охолодженням, що враховує особливості спільної термомеханічної деформації контактуючих поверхонь, які формують ущільнення. Оцінено основні фактори, що впливають на умови роботи

уцільнення в нормальних умовах експлуатації, якими є рівень контактних тисків між опорним буртом головки циліндра й циліндром, а також рівень температур і термомеханічних деформацій деталей КЗ й силових шпильок. Запропоновано рекомендації з підвищення жорсткості корпусних елементів та поліпшення умов роботи уцільнення між опорним буртом головки циліндра й циліндром. Розв'язання багатопараметричних задач дозволяє підвищити точність моделювання теплонапруженого та деформованого стану деталей КЗ в середньому на 10-15 %.

4. Розроблено метод теоретичних досліджень процесів роботи дизельного двигуна з урахуванням факторів термодинамічної і гідродинамічної незрівноваженості зумовлених особливостями робочих процесів характерними для реальних умов експлуатації дизельних двигунів транспортного призначення. Урахування цих факторів при описі ГУ дозволило підвищити точність результатів розрахунків на 10-15 %.

5. Розроблено методологію чисельного моделювання робочого циклу НССІ двигуна з урахуванням локального розподілу палива й повітря по циліндру й особливості процесу запалення гомогенної паливоповітряної суміші та впливу термомеханічної деформації деталей КЗ на внутрициліндрові процеси для дизельних двигунів 2Ч10,5/12 та 16ЧН26/27.

6. Розроблено метод багатопараметричних експериментальних досліджень паливно-економічних, екологічних і ресурсних показників дизельних двигунів, що дозволяє одночасно оцінювати вплив режимних факторів на паливно-економічні, екологічні й ресурсні показники дизельного двигуна. Після узагальнення результатів це дозволило розробити критерії для верифікації спряжених задач термогазодинаміки стосовно дизельних двигунів з повітряним охолодженням та підвищити точність моделювання теплонапруженого стану деталей КЗ на 8-15 %.

7. Використання сталевих поршнів для транспортних двигунів дозволяє підвищити жорсткість поршня в осьовому та радіальному напрямках, що в подальшому дозволяє створити резерв з підвищення рівня форсування ДВЗ, а

зменшення зазорів у парах тертя поршень – гільза та поршень – кільця дозволить знизити питому витрату палива та рівень токсичності ВГ. Показано, що у сталевому поршня автотракторного двигуна овалізація головки поршня зменшилась у 2 рази.

8. Визначено вплив особливостей робочого циклу НССІ двигуна на рівень теплонапруженого стану деталей КЗ дизельних двигунів; на основі отриманих результатів були розроблені науково-практичні рекомендації з поліпшення умов роботи теплонапружених деталей КЗ дизельних двигунів 2Ч10,5/12 та 16ЧН26/27. Їх реалізація дозволила знизити рівень термічних напружень деталей КЗ на 5-7 %.

9. Розроблено рекомендації з поліпшення паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів, що дозволило знизити рівень викидів NO_x більш ніж на 20 %, знизити температуру поршня та головки циліндра на 15-20 °С, та знизити питому витрату палива на 2-5 %.

10. Встановлено, що реалізація робочого циклу НССІ при роботі дизельного двигуна 2Ч10,5/12 на режимі номінальної потужності дозволяє:

- знизити концентрацію NO_x в ВГ дизельного двигуна на 22 % за рахунок реалізації процесу згоряння при більш низьких локальних та максимальній температурі циклу;

- забезпечити збільшення повноти згоряння палива;

- знизити масовий викид сажі на 20 % за рахунок збільшення повноти згоряння палива до 98 % та забезпечення об'ємного сумішоутворення й зменшення ділянок "холодного полум'я" у пристінному прошарку КЗ;

- знизити максимальну температуру поршня в зоні вогневого днища на 20 °С і головки циліндра на 15 °С;

- знизити рівень термопружних напружень у деталях КЗ у середньому на 5 – 7 %, що відповідно, дає можливість надалі збільшити рівень форсування дизельного двигуна без погіршення ресурсних показників деталей КЗ.

11. Результати дисертаційної роботи передані для впровадження і використання в ТОВ “НВП Дизель Груп”, м. Харків, Науково-технічний центр Інженерної академії України, м. Харків, ТОВ "ЗАПОРІЗЬКИЙ ТЕПЛОВОЗОРЕМОНТНИЙ ЗАВОД", м. Запоріжжя, ДП “Житомирський бронетанковий завод”, Компанія X-Motors, м. Харків, а також використовуються у навчальному процесі при підготовці студентів спеціальності 142 “Енергетичне машинобудування” спеціалізації “Двигуни внутрішнього згоряння”, а також в практиці науково-дослідних робіт, що проводяться на кафедрі ДВЗ ХНАДУ та ІПМаш ім. А.М. Підгорного НАН України.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Wojciech T., Arkadiusz J. Modelling of the thermal cycle of a gas engine using AVL FIRE Software. Combustion engines, 2010. 49 p.
2. AVL FIRE version 2009, ICE Physics & Chemistry, Combustion, Emission, Spray, Wallfilm. AVL LIST GmbH, 2009.
3. Скрипник А. Програмное обеспечение для моделирования силовых агрегатов: Ноу-хау AVL в увеличении доли исследовательских работ на ранних стадиях проектирования. 2019. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL:<http://www.aps-c.ru> (дата звернення 05.05.2019).
4. Кузнецов В.В. Имитационное моделирование рабочего процесса судового дизеля. Сб. научн. тр. АВМС им. П.С. Нахимова. Севастополь. 2010. Вып. 3 (3). С. 159–162.
5. Автомобільні двигуни: підручник. Ф.І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов [та ін.]. Київ, Арістей, 2006. 476 с.
6. Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р., Проскурин А.Ю. [и др.]. Эффективность энергетической установки на базе двигателя 1Ч 7,5/6 с термохимической утилизацией теплоты отходящих газов. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2015. № 2. С. 3–34.
7. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: монография. Х., НТУ «ХПИ», 2003. 244 с.
8. Марченко А.П., Парсаданов І.В., Прохоренко А.О. [та інш.]. Особливості процесу згоряння в дизелі при роботі на водопаливній емульсії. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2016. № 1. С. 3–10.
9. Звонов В.А., Марченко А.П., Парсаданов И.В. [та інш.]. Оценка выброса твердых частиц с отработавшими газами автотракторного дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2006. № 2. С. 64–67.

10. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: монографія. Х., Видавничий центр НТУ «ХП», 2001. 332 с.
11. Мацевитый Ю.М. Обратные задачи теплопроводности: В 2 т. Т.1: Методология. Київ, Наукова думка, 2002. 406 с.
12. Сахно В.П., Матейчик В.П., Сітовський О.П. Економічні та екологічні показники автомобіля з різними типами двигунів. *Автошляховик України: окремий вип.* 2001. № 4. С. 27–30.
13. Mateichyk V., Hrut'ba V., Gorid'ko N. Program-target model of environmental logistics system of a transport enterprise. *Rzeszow: Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukaszewicza, Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, Rachunkowosc w logistyce przedsiebiorstw.* Seria: Zarzadzanie i Marketing. 2012. P. 84–94.
14. Гутаревич Ю.Ф., Матейчик В.П., Сидоренко Р.В. [та інш.]. Перевірка адекватності математичної моделі руху дорожнього-транспортного засобу за їздовим циклом при роботі на природному газі. *Вісник НТУ і ТАУ.* 2002. № 6. С. 300–304.
15. Левтеров А.М., Левтерова Л.И., Гладкова Н.Ю. Образование монооксида азота и исследование влияния на его эмиссию регулируемых параметров двигателя и вида используемого топлива. *Двигатели внутреннего сгорания.* 2010. № 2. С. 113–117.
16. Zhao F., Asmus T., Assanis D. [et al.]. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines: Key Research and Development Issues. Warrendale, PA, USA: *Society of Automotive Engineers.* 2003. P. 11–12.
17. Солодов В., Хандримайлов А. Численная модель сжимаемого вязкого турбулентного течения во впускных каналах и цилиндрах поршневых двигателей. Часть I. Численный метод. *Двигатели внутреннего сгорания.* 2009. № 1. С. 37–41.

18. Dec J., Epping K., Aceves S., Bechtold R. The Potential of HCCI Combustion for High Efficiency and Low Emissions. *Society of Automotive Engineers*. 2002. № 2002–01–1923.
19. Johansson R., Blom D., Karlsson M. [et al.]. HCCI Engine Modeling and Control using Conservation Principles. *Society of Automotive Engineers*. 2008. № 2008–0–0789.
20. Stanglmaier R. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises, and Future Engine Applications. *Society of Automotive Engineers*. 1999. № 1999–01–3682.
21. Simescu S., Ryan T., Neel G. [et al.]. Partial Pre-Mixed Combustion with Cooled and Uncooled EGR in a Heavy-Duty Diesel Engine, *SAE Technical Paper*. 2002. № 2002–01–0963.
22. Канило П.М., Бей И.С., Ровенский А.И. Автомобиль и окружающая среда: монография. Харьков, Прапор, 2000. 304 с.
23. Akagawa H., Miyamoto T., Harada A. [et al.]. Approaches to Solve Problems of the Premixed Lean Diesel Combustion. *SAE Technical Paper*. 1999. № 1999–01–0183.
24. Kimura S., Aoki O., Ogawa H. [et al.]. New Combustion Concept for Ultra-Clean and High-Efficiency Small DI Diesel Engines. *SAE Technical Paper*. 1999. № 1999–01–3681.
25. Hasegawa R., Yanagihara H. HCCI Combustion in DI Diesel Engine. *SAE Technical Paper*. 2003. № 2003–01–0745.
26. Kwon O., Ryu J., Lee K. [et al.]. Flame and Combustion Characteristics of DI HCCI Engine using a Visualization Engine. *Tran. KSAE*. 2002. Vol. 10. P. 100–107.
27. Song B., Kim D., Cho N. A Cycle Simulation Method for an HCCI Engine using Detailed Chemical Kinetics. *Tran. KSAE*. 2003. Vol. 11. P. 51–58.
28. Hribernik A., Breda K. Influence of Biodiesel Fuel on the Combustion and Emission Formation in a Direct Injection (DI) Diesel Engine. *Energy and Fuels*. 2007. Vol. 21. P. 1760–1767.

29. Абрамчук Ф.І., Авраменко А.М. Покращення екологічних показників транспортного дизеля за рахунок використання двофазного впорскування палива. *Вісник національного транспортного університету*. 2011. № 22. С. 67 – 74.
30. Hancohen Y. Sher E. Fuel consumption and emission of SI engine fuelled with H₂-enriched gasoline. *Proceeding of 24th IECEC*.1989. P. 2485-2490.
31. Lavoie G., Heywood J.B., Keck C.J. Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines. *Combust. Sci. Technology*. 1970. P. 313-326.
32. Pulkrabek W. Engineering Fundamentals of the internal Combustion Engines. Second Edition, Pearson Prentic Hall, 2004.
33. Peters N. Turbulent Combustion. Cambridge University Press, 2004.
34. Poinso T., Veynante D. Theoretical and Numerical Combustion. Second Edition, Edwards Publication, 2005.
35. Stiesch. G. Modeling Engine Spray and Combustion Processes. Springer, 2003.
36. Borman G.L., Rayland K.W. Combustion Engineering. McGRAW-HILL international Edition, 2006.
37. Warnatz J., Maas U., Dibble R.W. Combustion. 4th Edition. Springer, 2006.
38. Papageorgakis G.C. Turbulence modeling of gaseous injection and mixing in DI engines. Ph.D. Thesis, Ann Arbor. Michigan, 1997.
39. Bade Shrestha S.O. A predictive model for gas fuelled spark ignition engine application. Ph.D. Thesis, Department of mechanical engineering, - University of Calgary. Canada, 1999.
40. Zhou G.R. Analytical studies of methane combustion and the production of hydrogen and/or synthesis gas by the uncatalysed partial oxidation of methane. Ph.D. Thesis. Department of mechanical engineering. University of Calgary. Canada, 1993.

41. Jennings M.J., Jeske F.R. Analysis of the injection process in direct injected natural gas engines: part II Effects of injector and combustion chamber design. *J. Eng. Gas. Turb. power.* 1994. Vol.116. P. 806-813.

42. Jennings M.J., Jeske F.R. Analysis of the injection process in direct injected natural gas engines: part I study of unconfined and in cylinder plume behavior. *J. Eng. Gas. Turb. power.* 1994. Vol. 116. P. 799-805.

43. Papageorgakis G.C., Assanis D.N. Optimizing gaseous fuel-air mixing direct injection engines using an RNG based $k - \varepsilon$ model. *SAE Paper.* 1998. № 980135.

44. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamental. 1988. Vol. 12. P. 668-711.

45. Mansouri S.H., Bakhshan Y. The k-epsilon Turbulence modelling of heat transfer and Combustion processes in a Texaco Controlled Combustion Stratified Charge Engine. *Journal of Automobile Engineering.* 2000. ImechE. Part D. Vol. 214. P. 6-24.

46. Mansouri S.H., Bakhshan Y. Studies of Nox, CO, Soot formation and oxidation from direct-injection Stratified-Charge Engine Using k-epsilon Turbulence Model. *Journal of Automobile Engineering.* 2001. ImechE. Part D. Vol. 215. P. 22-28.

47. Mansouri S.H. Bakhshan Y. Prediction of soot formation and oxidation in a direct-injection Stratified-Charge Engine. Proceeding of ISME 2001. *Sharif university of Technology.*

48. Khalil E., Samuel P., Karim G.A. An analytical examination of chemical kinetic of the combustion of n-heptane-methaneair mixtures. *SAE Paper.* 1996. № 961932.

49. Avramenko A. Numerical modelling of burn processes in a composite-fuel diesel engine / A. Avramenko // MODERN SCIENTIFIC CHALLENGES AND TRENDS: a collection scientific works of the International scientific conference. Warsaw, Poland, 20th June 2018. – Warsaw, Poland.: Sp. z o. o. "iScience", 2018 – P. 68-70.

50. Dec J.E. A conceptual model of DI diesel combustion based on laser-sheet imaging. *SAE paper*. 1997. № 970873.

51. Kanda T., Kobayashi S., Matsui R. [et al.]. Study on Euro IV combustion technologies for direct injection diesel engine. *SAE paper*. 2004. № 2004-01-0113.

52. Sakono T., Nakai E., Kataoka M. [et al.]. Mazda Skyactiv-D 2.2l diesel engine. In: 20th Aachen colloquium on automobile and engine technology. *Aachen*. 2011. P. 943–965.

53. Yamada T., Haga H., Matsumoto I. [et al.]. Study of diesel engine system for hybrid vehicles. *SAE Int J. Alt Power*. 2011. Vol. 1(2). P. 560–565.

54. Inagaki K., Mizuta J., Fuyuto T. [et al.]. Low emissions and high-efficiency diesel combustion using highly dispersed spray with restricted in-cylinder swirl and squish flows. *SAE Int J. Engine*. 2011. Vol. 4(1). P. 2065–2079.

55. Cursente V., Pacaud P., Gatellier B. Reduction of the compression ratio on a HSDI diesel engine: combustion design evolution for compliance the future emission standards. *SAE Int J. Fuels Lubr*. 2008. Vol. 1(1). P. 420–439.

56. Catania A.E., d'Ambrosio S., Finesso R. [et al.]. Combustion system optimization of a low compression-ratio PCCI diesel engine for light-duty application. *SAE Int J. Engine*. 2009. Vol. 2(1). P. 1314–1326.

57. Fasolo B., Doisy A.M., Dupont A. [et al.]. Combustion system optimization of a new 2 liter diesel engine for EuroIV. *SAE paper*. 2005. № 2005-01-0652.

58. Авраменко А.Н. Оценка экономических, экологических и прочностных показателей быстроходного дизеля. *Вестник НТУ “ХПИ”*: сб. науч. тр. 2009. № 47. С. 127–132.

59. Dennis Y.C., Luo Y., Chan T. Optimization of Exhaust Emissions of a Diesel Engine Fuelled With Biodiesel. *Energy Fuels*. 2006. Vol. 20. P. 1015–1023.

60. Murata Y., Kusaka J., Daisho Y. [et al.] Miller-PCCI Combustion in an HSDI Diesel Engine with VVT. *SAE paper*. 2008. № 2008-01-0644.

61. Грицюк А.В. Теоретичні основи та практичні методи створення високообертового малолітражного дизеля багатоцільового призначення: автореф. дис. ... д-ра. техн. наук: 05.05.03/НТУ «ХПІ». Х., 2010. 40 с.

62. Sugiyama T., Hiyoshi R., Takemura S. [et.al.]. Technology for improving engine performance using variable mechanisms. *SAE paper*. 2007. № 2007-01-1290.

63. Dipl. – Ing Eberhard Schutting et.al. Miller- und Atkinson –Zyklus am aufgeladenen Dieselmotor. *MTZ* 06/2007 Jahrgang 68.

64. Edwards S.P. Frankel G.R., Wirbeleit F. The Potential of a Combined Miller Cycle and Internal EGR Engine for Future Heavy Duty Truck Applications. *SAE paper*. 1998. № 980180.

65. Chang J., Guralp O., Filipi Z. [et.al.]. New Heat Transfer Correlation for an HCCI Engine Derived from Measurements of Instantaneous Surface Heat Flux. *SAE paper*. 2004. № 2004-01-2996.

66. Togbé C., May-Carle J., Dayma G. [et.al.]. Chemical Kinetic Study of the Oxidation of a Biodiesel-Bioethanol Surrogate Fuel: Methyl Octanoate-Ethanol Mixtures. *Journal of Physical Chemistry A*. 2010. Vol. 114. P. 3896–3908.

67. Авраменко А.М. Покращення екологічних показників швидкохідного дизеля за рахунок багатостадійного впорскування палива [Текст] / А.М. Авраменко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XIX міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 01-03 червня 2011 р. – Харків, 2011. – С. 137.

68. May-Carle J.-B., Pidol L., Nicolle A., [et.al.]. Experimental and Numerical Study of F-T/Biodiesel/ Bioethanol Surrogate Fuel Oxidation in Jet-Stirred Reactor. *Combustion Science and Technology*. 2012. Vol. 184. P. 901–915,

69. Авраменко А.М. Чисельне моделювання робочого циклу швидкохідного дизеля [Текст] / А.М. Авраменко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XVIII міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 12-14 травня 2010 р. – Харків, 2010. – С. 162.

70. Demirbas A. Biodiesel Impacts on Compression Ignition Engine (CIE): Analysis of Air Pollution Issues Relating to Exhaust Emissions. *Energy Sources*. 2005. Vol. 27. P. 549–558.

71. Авраменко А.Н. Исследование рабочего цикла дизеля с использованием численных методов [Текст] / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Авраменко // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців”. Харків, 20-21 жовтня 2016 р. – Харків: ХНАДУ, 2016. – С. 192.

72. Пат. № 6684852В США, МКИ⁷ F02B7/00. Internal combustion engine operable in PCCI mode with post-ignition injection and method of operation / J. F. Wright, P.M. Pierz, A.O. zur Loye. № 0020388; заявл. 21.02.2002; опубл. 03.02.2004, Бюл. № 2.

73. Rezaei J., Shahbakhti M., Bahri B. [et.al.]. Performance prediction of HCCI engines with oxygenated fuels using artificial neural networks. *Appl. Energy*. 2015. Vol. 138. P. 460–473.

74. Hansdah D., Murugan S., Das L.M. Experimental studies on a DI diesel engine fueled with bioethanol-diesel emulsions. *Alexandria Eng.* 2013. Vol. 52. P. 267–276.

75. Basha J., Anand R.B. Performance, emission and combustion characteristics of a diesel engine using Carbon Nanotubes blended Jatropha Methyl Ester Emulsions. *Alexandria Eng.* 2014. Vol. 53. P. 259–273.

76. Mohammed E., Nemit-allah M. Experimental investigations of ignition delay period and performance of a diesel engine operated with Jatropha oil biodiesel. *Alexandria Eng.* 2013. Vol. 52. P. 141–149.

77. Hussain J., Palaniradja K., Alagumurthi N. [et.al.]. Effect of exhaust gas recirculation (EGR) on performance and emission characteristics of a three cylinder direct injection compression ignition engine. *Alexandria Eng.* 2012. Vol. 51. P. 241–247.

78. Ganesh D., Nagarajan G. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Combustion of Diesel Fuel with External Mixture Formation. *SAE Paper*. 2009. № 2009–01–0924, SP–2242. P. 341–352.

79. Haraldsson G., Tunestal P., Johansson B. [et al]. HCCI combustion phasing in a multi cylinder engine using variable compression ratio. *SAE Trans*. 2002. Vol. 111. P. 2654–2663.

80. Kim Y., Kim K., Lee K. A study on the combustion and emission characteristics of diesel fuel blended with ethanol in an HCCI engine. *SAE Technical Paper*. 2008. № 2008–32–0026.

81. Авраменко А.М. Вплив сучасних способів організації робочих процесів на екологічні показники дизельного двигуна [Текст] / Ф.І. Абрамчук, А.М. Авраменко // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції “Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні”. Харків, 15-18 жовтня 2019 р. – Харків: ХНАДУ, 2019. – С. 170-171.

82. Wu H., Wang R., Ou D. [et.al.]. Reduction of smoke and nitrogen oxides of a partial HCCI engine using premixed gasoline and ethanol with air. *Appl. Energy*. 2011. Vol. 88. P. 3882–3890.

83. Gray A.W., Ryan T.W. Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel. *SAE Paper*. 1997. № 971676.

84. Fang Q., Fang J., Zhuang J. [et.al.]. Influences of pilot injection and exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions in a HCCI-DI combustion engine. *Appl. Therm. Eng.* 2012. Vol. 48. P. 97–104.

85. Singh A., Agarwal A. Combustion characteristics of diesel HCCI engine: an experimental investigation using external mixture formation technique. *Appl. Energy*. 2012. Vol. 99. P. 116–125.

86. Тер-Мкртчян Г.Г., Мазинг М.В., Ветошников А.Г. Обеспечение малотоксичного рабочего процесса форсированных перспективных дизельных двигателей. *Труды НАМИ*. 2013. № 252. С. 32–42.

87. Shahangian N., Ghojel J. The interaction between diesel sprays and porous media: Effect of Medium Pore density and Injection Pressure. *Journal of porous media (JPM)*. 2012. Vol. 15 (6). P. 501–516.

88. Polivianchuk A., Parsadanov I., Holkina O. Creation and experimental studies of the dynamic measuring concentrations of particulates in the exhaust gases of diesel engines. *Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa*. 2015. Vol. 15, No. 2. P.15–23.

89. Pirjola L., Karl M., Rönkkö T. [et al.]. Model studies of volatile diesel exhaust particle formation: are organic vapours involved in nucleation and growth?. *Arnold. Atmos. Chem. Phys.* 2015. Vol. 15. P. 10435–10452.

90. Парсаданов И.В., Поливянчук А.П. Оценка влияния гальваноплазменного покрытия поршня автотракторного дизеля на выбросы твердых частиц с отработавшими газами. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2009. № 2. С. 97–100.

91. Александров А.А., Архаров И.А., Багров В.В [и др.]. Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания: монография. М., ООО НИЦ «Инженер», 2012. 790 с.

92. Perini F., Zha K., Busch S. [et al.]. Comparison of Linear, Non-Linear and Generalized RNG-Based k-epsilon Models for Turbulent Diesel Engine Flows *SAE Technical Paper*. 2017. № 2017-01-0561.

93. Авраменко А.Н. Математическое моделирование тепло- и массообменных процессов в камере сгорания тепловозного дизеля. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2015. № 9. С. 20–25.

94. Авраменко А.Н. Численное моделирование рабочего цикла быстроходного дизеля. *Автомобильный транспорт: сб. научн. тр.* 2010. Вып. 27. С. 71 – 76.

95. Абрамчук Ф.И., Авраменко А.Н. Порівняльна чисельна оцінка екологічних показників дизеля при використанні двофазного впорскування палива. *Вісник національного транспортного університету*. 2011. № 22. С. 67 – 74.

96. Авраменко А.Н. Улучшение экологических показателей быстроходного дизеля за счёт многостадийной подачи топлива. *Автомобильный транспорт*: сб. научн. тр. 2011. Вып. 28. С. 43–47.

97. Munnannur A., Abani N., Reitz R. Use of a Pressure Reactive Piston to Control Diesel PCCI Operation – A Modeling Study. *SAE Paper. SAE Transactions*. 2006. Vol. 115. Section 3. Journal of Engines. № 2006-01-0921. P. 542-555.

98. Ra Y., Reitz R., Jarrett M. [et al.]. Effect of Piston Crevice Flows and Lubricant Oil Vaporization on Diesel Engine Deposits. *SAE Paper*. 2006. № 2006-01-1149.

99. Genzale C., Reitz R., Musculus M. Effects of Piston Bowl Geometry on Mixture Development and Late-Injection Low-Temperature Combustion in a Heavy-Duty Diesel Engine. *SAE paper*. 2009. № 2008-01-1330, Special Publication, SP-2185, *Compression Ignition Combustion Processes, SAE Int. J. Engines*. Vol. 1. P. 913-937.

100. AVL FIRF, Feel's Manual Version 7, AVL LIST GmbH, Graz, Austria, 2000.

101. Shingne P., Middleton R., Assanis D. [et al.]. A thermodynamic model for homogeneous charge compression ignition combustion with recompression valve events and direct injection: Part I – Adiabatic core ignition model. *International J of Engine Research*. 2017. Vol. 18(7). P. 657–676.

102. Dahlén L., Larsson A. CFD Studies of Combustion and In-Cylinder Soot Trends in a DI Diesel Engine. Comparison to Direct Photography Studies. *SAE*. 2000. № 2000-01-1889.

103. Cupial K., Tutak W., Jamtozik A. [et al.]. The accuracy of modelling of the thermal cycle of a compression ignition engine. *COMBUSTION ENGINES*. 2011. No. 1. P. 37-48.

104. Авраменко А.М. Сучасні методи дослідження економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів: монографія. Х., ІПМаш НАН України, 2019. 204 с. ISBN 978-966-02-9043-3.

105. Шеховцов А.Ф., Гонтаровский П.П., Абрамчук Ф.И. [и др.]. Напряженно-деформированное состояние поршня быстроходного дизеля при нестационарных нагрузениях. *Двигатели внутреннего сгорания*. 1989. Вып. 49. С. 20–26.

106. Абрамчук Ф.И. Основы повышения термоусталостной и длительной прочности поршней быстроходных форсированных двигателей: дис. ... д-р. техн. наук: 05.05.03/НТУ «ХПИ». Х., 1992. 317 с.

107. Белогуб А.В., Зотов А.А., Максимова М.А. Геометрические и силовые граничные условия при анализе напряженно-деформированного состояния поршней методом конечных элементов. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2013. № 2. С. 70–90.

108. Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Трехмерная конечноэлементная модель анализа нестационарных термоупругих напряжений поршня быстроходного дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2008. № 2. С. 49–55.

109. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Разработка трехмерной конечноэлементной модели нестационарных термрупругих напряжений поршня тракторного дизеля. *Проблемы машиностроения*. 2010. Т 13. № 3. С. 38–46.

110. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях: монография. М., Машиностроение, 1977. 216 с.

111. Андрусенко С.Е. Совершенствование рабочего процесса судового среднеоборотного дизеля для снижения содержания оксидов азота в отработавших газах: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.08.05. / Нижний Новгород: "ВГАВТ", 2012. 21 с.

112. [Электронный ресурс] – режим доступа: http://www.physics.bsu.by/sites/default/files/files/departments/Energy/TEMPUS/FTT_course/Lectures/Fundamentals%20of%20transport%20theory%20-%20lecture%2016.pdf (дата звернення: 20.11.2019)

113. Кортиков Н.Н. Сопряженный теплообмен в примерах и задачах. Учебное пособие. СПб.: Политехнический университет, 2017. 114 с.

114. Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Володин А.Х. [и др.]. Сопряженная задача теплообмена при определении температурного поля крышки цилиндра среднеоборотного дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2009. № 2. С. 3–7.
115. Wu A., Keum S., Sick V. Large Eddy Simulations with Conjugate Heat Transfer (CHT) modeling of Internal Combustion Engines (ICEs). *Oil & Gas Science and Technology - Rev. IFP Energies nouvelles*. 2019. Vol. 74. № 51. P. 1–21.
116. Cantore G., Giacomini M., Rosi R., [et al.]. Validation of a combined CFD/FEM methodology for the evaluation of thermal load acting on aluminum alloy pistons through hardness measurements in internal combustion engines. *Metallurgical Science and Technology*. 2011. Vol. 29. № 1. P. 16–25.
117. Liang X., Zheng Z., Zhang H. [et al.]. A Review of Early Injection Strategy in Premixed Combustion Engines. *Appl. Sci.* 2019. Vol. 9 (3737). P. 1–34.
118. Yao M.F., Zheng Z.L., Liu H.F. Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. *Prog. Energy Combust. Sci.* 2009. Vol. 35. P. 398–437.
119. Lu X.C., Han D., Huang Z. Fuel design and management for the control of advanced compression-ignition combustion modes. *Prog. Energy Combust. Sci.* 2011. Vol. 37. P. 741–783.
120. Hillion M., Chauvin J., Grondin O. Active Combustion Control of Diesel HCCI Engine: Combustion Timing. *Society of Automotive Engineers*. 2008. № 2008-01-0984. P. 1–11.
121. Benajes J., Garcia-Oliver J.M., Novella R. [et al.]. Increased particle emissions from early fuel injection timing Diesel low temperature combustion. *Fuel*. 2012. Vol. 94. P. 184–190.
122. Kim M.Y., Lee C.S. Effect of a narrow fuel spray angle and a dual injection configuration on the improvement of exhaust emissions in a HCCI diesel engine. *Fuel*. 2007. Vol. 86. P. 2871–2880.

123. Kook S., Park S., Bae C. Influence of Early Fuel Injection Timings on Premixing and Combustion in a Diesel Engine. *Energy Fuels*. 2008. Vol. 22. P. 331–337.
124. Coskun G., Soyhan H.S., Demir U. [et al.]. Influences of second injection variations on combustion and emissions of an HCCI-DI engine: Experiments and CFD modelling. *Fuel*. 2014. Vol. 136. P. 287–294.
125. Torregrosa A.J., Broatch A., Garcia A. [et al.]. Sensitivity of combustion noise and NOx and soot emissions to pilot injection in PCCI Diesel engines. *Appl. Energy*. 2013. Vol. 104. P. 149–157.
126. Kim Y.J., Kim K.B., Lee K.H. Effect of a 2-stage injection strategy on the combustion and flame characteristics in a PCCI engine. *Int. J. Automot. Technol.* 2011. Vol. 12. P. 639–644.
127. Avinash A., Natarajan S., Mahalakshmi N.V. Lean homogenous combustion of E-diesel using external mixture formation technique. *Alexandria Engineering Journal*. 2015. Vol. 54. Issue 3. P. 271–279.
128. Das P., Subbarao P.M.V., Subrahmanyam J.P. Effect of main injection timing for controlling the combustion phasing of a homogeneous charge compression ignition engine using a new dual injection strategy. *Energy Convers. Manag.* 2015. Vol. 95. P. 248–258.
129. Haraldsson G., Tunestal P., Johansson B. [et al.]. HCCI combustion phasing with closed loop combustion control using variable compression ratio in a multi cylinder engine. *SAE Trans.* 2003. Vol. 112. P. 1233–1245.
130. Ganesh D., Nagarajan G. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Combustion of Diesel Fuel with External Mixture Formation. *SAE Paper*. 2009. No 2009-01-0924. SP-2242. P. 341–352..
131. Shingne P.S., Assanis D., Babajimopoulos A. [et al.]. Turbocharger matching for a 4-cylinder gasoline HCCI engine using a 1D engine simulation. *SAE technical paper*. 2010. № 2010-01-2143.

132. Chang-Yong C., Reitz R. An Experimental Study on the Effects of Oxygenated Fuel Blends and Multiple Injection Strategies on DI Diesel Engine Emissions. *Fuel*. 1999. Vol. 78. P. 1303–1317.

133. Авраменко А.М., Левтеров А.М., Бганцев В.М. [та інш.]. Перспективи застосування мікродомішок водню для поліпшення екологічних показників дизельного двигуна. *Проблеми машинобудування*. 2019. Т. 22. № 2. С. 70–75.

134. Kondratenko O.M., Vambol S.O., Stokov O.P. [et al.]. Mathematical model of the efficiency of diesel particulate matter filter. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2015. Issue 6. P. 55–61.

135. Zhang L., He Z., Guan W. [et al.]. Simulations on the cavitating flow and corresponding risk of erosion in diesel injector nozzles with double array holes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2018. Vol. 124. September 2018. P. 900-911.

136. Cui J., Lai H., Feng K., Ma Y. Quantitative analysis of the minor deviations in nozzle internal geometry effect on the cavitating flow. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2018. Vol. 94. P. 89-98.

137. Левтеров А.М., Авраменко А.Н., Мараховский В.П. [и др.]. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена в бортовом кавитаторе системы поддержания стабильности автомобильных смесевых топлив. *Промышленная теплотехника*. 2016. Т. 38. № 3. С. 42–48

138. Hutli E., Nedeljkovic M.S., Bonyár A. [et al.]. Experimental study on the influence of geometrical parameters on the cavitation erosion characteristics of high speed submerged jets. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 2017. Vol. 80. P. 281–292.

139. Dular M., Petkovšek M. On the mechanisms of cavitation erosion – Coupling high speed videos to damage patterns. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 2015. Vol. 68. P. 359–370.

140. Payri R., Salvador F.J., Gimeno J. [et al.]. Effects of nozzle geometry on direct injection diesel engine combustion process. *Appl. Therm. Eng.* 2009. Vol. 29. P. 2051–2060.

141. Cui J., Li L., Tan J. Optical fiber probe based on spherical coupling of light energy for inner-dimension measurement of microstructures with high aspect ratios. *Opt. Lett.* 2011. Vol. 36. P. 4689–4691.

142. Канило П.М., Марченко А.П., Парсаданов И.В. [и др.]. Повышение канцерогенной безопасности транспортных двигателей внутреннего сгорания. *Двигатели внутреннего сгорания.* 2016. № 1. С. 56 – 62.

143. Payri R., García J.M., Salvador F.J. [et al.]. Using spray momentum flux measurements to understand the influence of diesel nozzle geometry on spray characteristics. *Fuel.* Vol. 84. P. 551–561.

144. Abramchuk F., Makovyey R., Avramenko A. Method of improving energy, ecological and strength characteristics of the vehicle diesel engine. *Автомобильный транспорт: сб. научн. тр.* 2016. Вып. 38. С. 47–54.

145. Damodharan D., Sathiyagnanam A.P., Rana D. [et al.]. Combined influence of injection timing and EGR on combustion, performance and emissions of DI diesel engine fueled with neat waste plastic Oil. *Energy Convers. Manag.* 2018. Vol. 161. P. 294–305.

146. Chaves H., Knapp M., Kubitzek A. Experimental study of cavitation in a nozzle hole of diesel injector using transparent Nozzle. *SAE paper.* 1996. № 962004.

147. Lee H.K., Russell M.F., Bae C.S. [et al.]. Development of cavitation and enhanced injector models for diesel fuel injection system simulation, Department of Mechanical Engineering. *Korea Advanced Institute of Science and Technology.* South Korea. 2002. <https://doi.org/10.1243/095440702760178622>

148. Suh H. K., Lee C.S. Effects of cavitation in nozzle orifice on the diesel fuel atomization characteristics. *International Journal of Heat and Fluid Flow.* 2008. Vol. 29. P. 1001-1009.

149. Kadocsa R., Tatschl G., Kristof G. Analyzing of spray evaluation in internal combustion engines using numerical simulation. *Journal of Computational and Applied Mechanics.* 2007. Vol. 8 (1). <https://www.researchgate.net/publication/234154283>

150. Wang X., Li K., Su W. Experimental and numerical investigations on internal flow characteristics of diesel nozzle under real fuel injection conditions. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 2012. Vol. 42 (2). P. 204–211.

151. McCormick R.L., Parish R. Technical Barriers to the Use of Ethanol in Diesel Fuel. National Renewable Energy Laboratory. Colorado. 2001. (report NREL/MP-540-32674).

152. Abramchuk F., Avramenko A. Numerical simulation of the fuel flow in the spray nozzle of the injector in a car-and-tractor diesel engine. *Industrial Combustion*. October 2019. Article number 201614. P. 1–26. URL: <https://ifrf.net/research/archive/numerical-simulation-of-the-fuel-flow-in-the-spray-nozzle-of-the-injector-in-a-car-and-tractor-diesel-engine/> (viewed on 30.12.2019)

153. Dahlén L. On Applied CFD and Model Development in Combustion Systems Development in DI Diesel Engines: Prediction of Soot Mediated Oil Thickening. Doctoral thesis. Stockholm, 2002. 202 p.

154. Larsson A. Optical Studies in a DI Diesel Engine. *SAE*. 1999. № 1999-01-3650.

155. Dec J. A Conceptual Model of Diesel Combustion Based on Laser Sheet Imaging. *SAE*. 1997. № 970878.

156. Daniele Suzzi. Diesel Nozzle Flow and Spray Formation: Coupled Simulations with Real Engine Validation. Stuttgart. Doctoral thesis, 2009. 118 p.

157. Авраменко А.Н. Методика расчетной оценки теплонапряженного состояния головки цилиндра дизельного двигателя с воздушным охлаждением. *Наука и техника*. 2016. № 15 (5). С. 420–426.

158. Wickman D., Yun H., Reitz R. Optimized Split-Spray Piston Geometry for HSDI Diesel Engine Combustion. *SAE paper*. 2003. № 2003-01-0348, *SAE Transactions*. Vol. 112. Section 3. Journal of Engines. P. 488-507.

159. Жилин. А., Жаров А. Численное моделирование теплообмена в рубашке охлаждения двигателя внутреннего сгорания. *Известия МГТУ “МАМИ”*. 2009. С. 69–79.

160. Su Z., Zheng W., Zhan Z. Study on diesel cylinder head cooling using nanofluid coolant with jet impingement. *THERMAL SCIENCE*. 2015. Vol. 19(6). P. 2025-2037.

161. Patil M., Pise A., Gokhale N. Simulation of Conjugate Heat Transfer (CHT) Between Engine Head and Cooling Medium of Diesel Engine. *SAE Technical Paper*. 2015. № 2015-01-1662.

162. Xu X., Weiss U. The integration of CAD/CAM/CAE based on multi model technology in the development of cylinder head. *International Journal of Automotive Technology*. 2002. Vol. 3. No. 2. P. 47-52.

163. Basu N., Warriar G., Dhir, V.K. Wall Heat Flux Partitioning During Subcooled Flow Boiling at Low Pressures. *ASME 2003 Heat Transfer Summer Conference Heat Transfer*. 2003. Vol. 2. Las Vegas. Nevada. USA. July 21–23. P. 309-316.

164. Patel N.R., Patel D., Gajdhar D. A Review of computational fluid dynamics analysis of cylinder head water jacket of a diesel engine. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*. 2017. Vol. 04. № 11. P. 1335-1338.

165. Abramchuk F., Avramenko A. Numerical Simulation of Heat-and-Mass Transfer Processes in the Cooling Passages of a Cylinder Head in a Diesel Locomotive Engine. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 63. № 1. P. 26–32.

166. Zhaoju Q., Yingsong L., Zhenzhong Y. [et al.]. Diesel engine piston thermo-mechanical coupling simulation and multidisciplinary design optimization. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2019. Vol. 15. P. 1-9.

167. Левтеров А.М. Исследование теплового и напряженно–деформированного состояния деталей цилиндропоршневой группы быстроходного дизеля при нестационарных нагружениях: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03/НТУ «ХП». Х., 1991. 213 с

168. Пылев В.А., Белогуб А.В., Линьков О.Ю. [и др.]. Повышение надежности поршня форсированного быстроходного дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2016. № 2. С. 55–58.

169. Demand for steel pistons grows. *Autocar Pro News Desk*. 2015. [Электронный ресурс] – режим доступа: <http://www.autocarpro.in/news-international/demand-steel-pistons-grows-8625> (дата звернения: 25.10.2018)

170. Buchholz K. Component strength key goal at Federal-Mogul. 2011. [Электронный ресурс] – режим доступа: <http://articles.sae.org/9300/> (дата звернения: 20.11.2019)

171. MAHLE Performance. 2008. World market leader for steel pistons for commercial vehicles. [Электронный ресурс] – режим доступа: <https://www.mahle.com/en/news-and-press/press-releases/world-market-leader-for-steel-pistons-for-commercial-vehicles-473> (дата звернения: 26.12.2018)

172. Xu G., Li M., Zhao Y. [et al.]. Thermo-Mechanical Analysis of Piston Thermal Stress and Fatigue Life for Diesel Engine. Neiranji Gongcheng. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*. 2017. Vol. 38. P. 96-100.

173. Barbieri S., Giacopini M., Mangeruga V. [et al.]. Design of an Additive Manufactured Steel Piston for a High Performance Engine: Developing of a Numerical Methodology Based on Topology Optimization Techniques. *SAE Int. J. Engines*. 2018. Vol. 11(6). P. 1139–1150.

174. Abramchuk F., Avramenko A. Prospects of Using Steel Pistons in Transport Diesel Engines. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*. 2019. [Электронный ресурс] – режим доступа: <https://pp.bme.hu/tr/article/view/12466> (дата звернения: 20.12.2019)

175. Agarwal A., VargheseInt M. Numerical investigations of piston cooling using oil jet in heavy duty diesel engines. *International Journal of Engine Research*. 2006. Vol. 7. P. 411–421.

176. Buyukkaya E., Cerit M. Thermal analysis of a ceramic coating diesel engine piston using 3-D finite element method. *Surface & Coatings Technology*. 2007. Vol. 202. P. 398–402.

177. Rahmani R., Rahnejat H., Fitzsimons B. [et al.]. The effect of cylinder liner operating temperature on frictional loss and engine emissions in piston ring conjunction. *Applied Energy*. 2017. Vol. 191. P. 568–581.

178. Zhao B. Thermal Stress Analysis of Ceramic-Coated Diesel Engine Pistons Based on the Wavelet Finite-Element Method. *Journal of Engineering Mechanics*. 2012. Vol. 138. P. 143-149.

179. Yaohui L., Xing Z., Penglin X. [et al.]. Analysis of Thermal Temperature Fields and Thermal Stress under Steady Temperature field of Diesel Engine Piston. *Applied Thermal Engineering*. 2017. Vol. 113. P. 796–812.

180. Schreer K., Roth I., Schneider S. [et al.]. Analysis of Aluminum and Steel Pistons-Comparison of Friction, Piston Temperature, and Combustion. *ASME. J. Eng. Gas Turbines Power*. 2014. Vol. 136 (10). P.101506. -7 p.

181. Авраменко А.Н. Использование тонкостенных стальных поршней в дизельных двигателях с воздушным охлаждением [Текст] / А.Н. Авраменко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XXVI міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 16-18 травня 2018 р. – Харків, 2018. – С. 37.

182. Тринев А.В., Авраменко А.Н. Математическая модель теплонапряженного состояния крышки цилиндра. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2006. № 2. С.18–28.

183. Чайнов Н.Д., Григорьев О.А. Трехмерная конечноэлементная модель анализа термических перемещений и напряжений головки цилиндров тракторного дизеля. *Известия вузов. Машиностроение*. 1988. № 5. С. 79–83.

184. Третьяк Е.И. Математическое моделирование трехмерной нестационарной теплопроводности крышки цилиндра в декартовых координатах и поэлементный анализ потерь в стенке. *Двигатели внутреннего сгорания: сб. научн. раб.* Харьков: Вища школа. 1990. № 52. С. 68–77.

185. Авраменко А.Н. Расчетный анализ теплового состояния блочной головки цилиндров. *Вестник НТУ “ХПИ”*: сб. науч. тр. 2008. № 46. С. 20 – 23.

186. Тринев А.В., Косулин А.Г., Коваленко В.Т. [и др.]. Экспериментальное определение температуры деталей клапанного узла автотракторного дизеля на нестационарных режимах нагружения. Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков: НТУ "ХПИ". 2008. № 1. С. 75–80.

187. Чернышев Г.Д., Хачиян А.С., Пикус В.И. Рабочий процесс и теплонапряженность автомобильных дизелей. М., Машиностроение, 1986. 216 с.

188. Коссов В.С., Соин Ю.В. Повышение эффективности тепловозного парка МПС России за счет применения современных дизелей. *Двигателестроение*. 2003. № 4. С. 3–6.

189. Чайнов Н.Д., Салтыков М.А., Раенко М.И. [и др.]. Особенности математического моделирования напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра форсированного среднеоборотного дизеля. *Двигателестроение*. 2006. № 4. С. 8 – 11.

190. Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф. [и др.], под ред. А.Ф. Шеховцова. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности. Киев, Техника, 1992. 272 с.

191. Розенблит Г.Б. Особенности расчета и задания граничных условий при моделировании температурных полей в клапане и крышке цилиндра дизеля. *Двигателестроение*. 1982. № 9. С. 21–24.

192. Акадамсервіс [Электронный ресурс] – режим доступа: <http://www.academservis.ru> (дата звернення 08.05.2018).

193. Дмитренко И.В. Особенности конструкции, эксплуатации и обслуживания дизелей типа Д49. Хабаровск: ДВГУПС, 2002. 40 с.

194. Volkswagen Passat: Руководство по эксплуатации, техобслуживанию и ремонту. Петрозаводск, Машстрой, 2002. 344 с.

195. Левтеров А.М., Авраменко А.Н., Бганцев В.Н. Индицирование автомобильного дизеля с использованием оригинального малогабаритного датчика давления. *Вестник ХНАДУ*: сб. науч. тр. 2016. Вып. 72. С. 35–40.

196. Avramenko A. Mathematical modeling of the combustion process and formation of noxious substances in a diesel engine combustion chamber. *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр.* 2016. Вып. 39. С. 120–126.
197. Engine research center [Электронный ресурс] – режим доступа: <http://www.erc.wisc.edu/fluorescence.php> (дата звернения 06.06.2019).
198. AVL Autonomous Driving and ADAS [Электронный ресурс] – режим доступа: <https://www.avl.com/> (дата звернения 06.06.2018).
199. Николаенко В.А., Карпухин В.А. Измерение температуры с помощью облученных материалов. М., Энергоатомиздат, 1986. 120 с.
200. Mavropoulos G.C. Unsteady Heat Conduction Phenomena in Internal Combustion Engine Chamber and Exhaust Manifold Surfaces. *Heat Transfer – Engineering Applications*. 2011. № 12. P. 283–308.
201. Mavropoulos G.C., Rakopoulos C.D., Hountalas D.T. Experimental Assessment of Instantaneous Heat Transfer in the Combustion Chamber and Exhaust Manifold Walls of Air-Cooled Direct Injection Diesel Engine. *SAE International Journal of Engines*. 2009. Vol. 1. №. 1. P. 888–912.
202. Mavropoulos G.C. Experimental study of the interactions between long and short-term unsteady heat transfer responses on the in-cylinder and exhaust manifold diesel engine surfaces. *Applied Energy*. 2011. Vol. 88. №. 3. P. 867– 881.
203. Mavropoulos G.C., Rakopoulos C.D., Hountalas D.T. Analysis and evaluation of the thermal shock phenomena in the in-cylinder surfaces of a DI diesel engine during its transient operation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2011. Vol. 27. P. 1265–1289.
204. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., Rakopoulos D.C. Study of the short-term cylinder wall temperature oscillations during transient operation of a turbo-charged diesel engine with various insulation schemes. *International Journal of Engine Research First Published*. 2008. Vol. 9. P. 177–193.
205. Cho K., Assanis C., Filipi Z. Experimental investigation of combustion and heat transfer in a direct-injection spark ignition engine via instantaneous

combustion chamber surface temperature measurements. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2008. Vol. 24. P. 2219–2233.

206. Sharma S.K., Saini P.K., Samria N.K. Experimental Thermal Analysis of Diesel Engine Piston and Cylinder Wall. *Journal of Engineering*. 2015. 10 p.

207. Сяктерев В., Васильев И. Исследование индуктивного канала энергоснабжения телеметрической системы термометрирования поршня двигателя внутреннего сгорания. *Интеллектуальные системы в производстве*. 2013. № 1 (21). С. 152–156.

208. Dembroski T. Piston heat transfer in an air-cooled engine. Thesis (M.S.) University of Wisconsin-Madison. 2002.

209. Annand W.J.D. Heat Transfer in the Cylinder and Porting. *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines*. Vol. II. Oxford University Press, 1986.

210. Duthinh D., McGrattan K., Khaskia A. Recent advances in fire-structure analysis. *Fire Safety Journal*. 2008. Vol. 43. P. 161-167.

211. Авраменко А.Н. Улучшение энергоэкологических и прочностных показателей быстроходного дизеля [Текст] / А.Н. Авраменко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XXI міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 29-31 травня 2013 р. – Харків, 2013. – С. 172.

212. Авраменко А.Н. Численное моделирование рабочего цикла и оценка теплонапряженного состояния поршня автотракторного дизеля. *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр.* 2010. Вып. 26. С. 73–77.

213. Baum H.R. Simulating fire effects on complex building structures. *Mechanics Research Communications*. 2011. Vol. 35. P. 1-11.

214. Яманин А.И., Голубев Ю.В., Шилов С.М. [и др.]. Обеспечение достоверности и информативности расчетов напряженно–деформированного состояния деталей транспортных поршневых двигателей. *Двигателестроение*. 2003. Вып. 3. С. 22 – 24.

215. Avramenko A. Reducing the level of thermoelastic stresses in the piston of a vehicle diesel engine by affecting the engine cycle / A. Avramenko // INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE. “TECHNICS, TECHNOLOGIES, EDUCATION and SAFETY”. Sofia, Bulgaria, 30 May - 02 June 2018, – Sofia, Bulgaria, 2018., ISSUE 2 (5). – P. 160-162.

216. Ma P.C., Greene M., Sick V. [et al.]. Nonequilibrium wall-modeling for internal combustion engine simulations with wall heat transfer. *Int. J. Engine Res.* 2017. Vol.18(1–2). P. 15–25

217. Ma P.C., Ewan T., Jaini C. [et al.]. Development and analysis of wall models for internal combustion engine simulations using high-speed micro-PIV measurements. *Flow Turbul Combust.* 2016. Vol. 98(1). P. 283–309.

218. Jaini C., Lu L., Dreizler A., Sick V. High-speed micro particle image velocimetry studies of boundary-layer flows in a direct-injection engine. *Int. J. Engine Res.* 2013. Vol. 14(3). P. 247–259.

219. Levterov A.M., Levterov A.A. Thermodynamic properties of fatty acid esters in some biodiesel fuels. *Functional materials.* 2018. Vol. 25. № 2. P. 308–312.

220. Авраменко А.Н. Численное моделирование процесса обработки водотопливной эмульсии в бортовом гидродинамическом кавитаторе. *Двигатели внутреннего сгорания.* 2016. №1. С. 63–66.

221. Пат. 97284, Україна, МПК (2006.01) F02M27/08, F02M27/04, B05B 1/00. Паливний кавітатор / Левтеров А.М., Авраменко А.М., Мараховський В.П., Бганцев В.М.; заявник і патентоутримувач Ін-т проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. – № u201409044; заявл. 11.08.2014; опубл. 10.03.2015, Бюл. № 5.

222. Авраменко А.Н. Сравнительная расчетная оценка показателей рабочего цикла тепловозного двигателя. *Двигатели внутреннего сгорания.* 2018. №1. С. 14–19.

223. Abramchuk F., Avramenko A. Impact of modern methods of managing diesel engine processes on harmful substances emission level. *Procedia*

Environmental Science, Engineering and Management. 2019. Vol. 6. № 4. P. 523–533.

224. Кухаренок Г.М., Гершань Д.Г. Моделирование характеристик топливных струй и параметров камеры сгорания дизеля. *Вестник БНТУ*. 2011. № 4. С. 35–39.

225. Kontarakis G., Ma T.H. Demonstration of HCCI Using a Single Cylinder Four-Stroke SI Engine with Modified Valve Timing. *SAE*. 2000. № 2000-01-2870.

226. Кухаренок Г.М., Жирнов В.М. Моделирование процесса сгорания топлива в дизелях. *Вестник БИТУ*. 2005. № 2. С. 43–46.

227. Эфрос В.В. Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода: монография. М., Машиностроение, 1976. 277 с.

228. Ховах М.С. Автотракторные двигатели. Исследование рабочих процессов, систем топливоподачи и газообмена: монография. М., Машиностроение, 1968. 340 с.

229. Hassanzadeh A., Bakhsh M., Dadvand A. Numerical Study of The Effect of Wall Injection on The Cavitation Phenomenon In Diesel Injector. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2014. Vol. 8 (4). P. 562–573.

230. Xin J., Shih S., Itano E. [et al.]. Integration of 3D combustion simulations and conjugate heat transfer analysis to quantitatively evaluate component temperatures. *SAE paper*. 2003. № 2003-01-3128.

231. Прохоренко А.А., Васильченко И.Д., Мешков Д.В. Сравнительный анализ методов решения телеграфного уравнения при моделировании процесса впрыскивания топлива аккумуляторной системой CR. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2008. № 1. С. 21–29.

232. Lee C., Reitz R.D. Effect of Liquid Properties on the Distortion and Breakup Mechanisms of Liquid Drops in a High Speed Gas Stream. 2000. *ICLASS*. 2000.

233. Giannadakis E., Gavaises M., Arcoumanis C. Modelling of cavitation in diesel injector nozzles. *Journal of Fluid Mechanics*. 2008. Vol. 616. P. 153–193.
234. Tabara M., Parsaa S., Ghorbanib M. Numerical study on the effect of the cavitation phenomenon on the characteristics of fuel spray. *Mathematical and Computer Modelling*. 2012. Vol. 56. Issues 5–6. P. 105–117.
235. Tabara M., Sheykhvazayefi M., Ghorbani M. Numerical study on the effect of the injection pressure on spray penetration length. *Applied Mathematical Modelling*. 2013. Vol. 37. P. 7778–7788.
236. Абрамчук Ф.И., Авраменко А.Н. Программный комплекс для моделирования внутрицилиндровых процессов ДВС. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2010. № 2. С. 7–12.
237. Ghorbani M., Sadaghiani A.K., Yidiz M. [et al.]. Experimental and numerical investigations on spray structure under the effect of cavitation phenomenon in a microchannel. *J. Mech. Sci. Technol.* 2017. Vol. 31 (1). P. 235–247.
238. Anvari S., Taghavifar H., Khalilarya S. [et al.]. Numerical simulation of diesel injector nozzle flow and in-cylinder spray evolution. *Applied Mathematical Modelling*. 2016. Vol. 40, Issues 19–20. 8617–8629.
239. Dec J. The Effect of Injection Timing and Diluent Addition on Late-Combustion Soot Burnout in a DI Diesel Engine Based on Simultaneous 2-D Imaging of OH and Soot. *SAE*. 2000. № 2000-01-0238.
240. Avramenko A.N. Mathematical modeling of combustion and formation of noxious substances in a diesel combustion chamber. *Avtomobilnyi transport: sb. nauch. tr.* 2016. Vol. 39. P. 120–126.
241. Miles P., Andersson O. A review of design considerations for light-duty diesel combustion systems. *International J of Engine Research*. 2016. Vol. 17(1). P. 6–15.
242. Genzale C.L., Reitz R.D., Wickman D.D. A computational investigation into the effects of spray targeting, bowl geometry and swirl ratio for

low-temperature combustion in a heavy-duty diesel engine. *SAE paper*. 2007. № 2007-01-0119.

243. Yaliwal V.S., Banapurmath N.R., Gireesh N. M. [et al.]. Effect of nozzle and combustion chamber geometry on the performance of a diesel engine operated on dual fuel mode using renewable fuels. *Renewable Energy*. 2016. Vol. 93. P. 483–501.

244. Симсон А.Э., Хомич А.З., Куриц А.А. [и др.]. Двигатели внутреннего сгорания (тепловозные дизели и газотурбинные установки): монография. М., Транспорт, 1980. 348 с.

245. Alharbi A.Y., Sick V. Investigation of boundary layers in internal combustion engines using a hybrid algorithm of high speed micro-PIV and PTV. *Exp Fluids*. 2010. Vol. 49(4). P. 949–959.

246. Maghbouli A., Saray R.K., Shafee S. [et al.]. Numerical study of combustion and emission characteristics of dual-fuel engines using 3D-CFD models coupled with chemical kinetics. *Fuel*. 2013. Vol. 106. P. 98–105.

247. Ranjbar A.A., Sedighi K., Farhadi M. [et al.]. Computational study of the effect of different injection angle on heavy duty diesel engine. *THERMAL SCIENCE*. 2009. Vol. 13. №. 3. P. 9–21.

248. Jafaramadr S., Khalilarya S., Shafee S. [et al.]. Modeling the Effect of Spray / Wall impingement on combustion process and emission of di diesel engine. *THERMAL SCIENCE*. 2009. Vol. 13. №. 3. P. 23–34.

249. AVL [Электронный ресурс] – режим доступа: www.avl.com. (дата звернения 06.05.2018).

250. Creating a world fit for the future [Электронный ресурс] – режим доступа: www.ricardo.com. (дата звернения 09.06.2019).

251. Raitz R.D., Diwakar R. Structure of high-pressure fuel sprays. *SAE*. 1987. № 870598.

252. Raitz R.D. Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays. *Atomization and Spray Technology*. 1987. Vol.3. P. 309–337.

253. Liu A.B., Reitz R.D. Modeling the Effects of Drop Drag and Break-up on Fuel Sprays. *SAE*. 1993. № 930072.

254. Magnussen B.F. The Eddy Dissipation Concept for Turbulent Combustion Modelling. Its Physical and Practical Implications, Presented at the First Topic Oriented Technical Meeting, International Flame Research Foundation, Ijmuiden. The Netherlands. Oct. 1989.

255. Peters N. Turbulent Combustion. Cambridge monographs on mechanics. Cambridge University Press, 2000.

256. Su T.F., Chang C.T., Reitz R.D. [et al.]. Effects of Injection Pressure and Nozzle Geometry on Spray SMD and D.I. Diesel Emissions. *SAE Paper*. 1995. № 952360. *SAE Transactions*. Vol. 104. Section 4. Journal of Fuels and Lubricants. P. 975–984.

257. Hwang S.S., Liu Z., Reitz R.D. Breakup Mechanisms and Drag Coefficients of High Speed Vaporizing Liquid Drops. *Atomization and Sprays*. 1996. Vol. 6. P. 353–376.

258. Reitz R.D. Liquid Atomization and Spraying, Book Chapter, CRC Handbook of Mechanical Engineering. 1997. Chapter 3. Section 12. P. 177–185.

259. Snyder H.E., Reitz R.D. Gas Efficient Liquid Atomization Using Micro-machined Spray Nozzles. *SAE Paper*. 1996. № 960859. *SAE Transactions*. Vol. 105. Section 3. Journal of Engines. P. 1260–1270.

260. Su T.F., Patterson M.A., Reitz R.D. [et al.]. Experimental and Numerical Studies of High Pressure Multiple-Injection Sprays. *SAE Paper*. 1996. № 960861. *SAE Transactions*. Vol. 105. Section 3. Journal of Engines. P. 1281–1292.

261. Magnussen B.F., Hjertager B.H. On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion. / Sixteenth Symp / (Int.) on Combustion. The Combustion Institute, 1976. P. 719.

262. Zeldovich Y.B., Barenblatt G.I., Librovich V.B. [et al.]. The Mathematical Theory of Combustion and Explosion. Consultants Bureau. New York. NY. USA, 1985.

263. Herbinet O., Pitz W.J., Westbrook C.K. Detailed chemical kinetic oxidation mechanism for a biodiesel surrogate. *Combustion and Flame*. 2008. Vol. 154 (3). P. 507–528.
264. Williams B.A., Sutton J.A., Fleming J.W. The role of methylene in prompt NO formation. *Proceedings of the Combustion Institute*. 2009. Vol. 32(1). P. 343–350.
265. Yin B., Wang J., Yang K. [et al.]. Optimization of EGR and Split Injection Strategy for Light Vehicle Diesel Low Temperature Combustion. *Int. J. Automot. Technol.* 2014. Vol. 15. P. 1043–1051.
266. Parka S.H., Kimb H.J., Shinc D.H. [et al.]. Effects of various split injection strategies on combustion and emissions characteristics in a single-cylinder diesel engine. *Appl. Therm. Eng.* 2018. Vol. 140. P. 422–431.
267. Mehl M., Chen J.Y., Pitz W.J. [et al.]. An approach for formulating surrogates for gasoline with application toward a reduced surrogate mechanism for CFD engine modeling. *Energy Fuel*. 2011. Vol. 25(11). P. 5215–5223.
268. Chang K., Babajimopoulos A., Lavoie G.A. [et al.]. Analysis of load and speed transitions in an HCCI engine using 1-D cycle simulation and thermal networks. *SAE technical paper*. 2006. № 2006-01-1087.
269. Urip E., Yang S. An Efficient IC Engine Conjugate Heat Transfer Calculation for Cooling System Design. *SAE Technical Paper*. 2007. № 2007-01-0147.
270. Синенко Н., Трухач. Е., Резник И. Тепловозные дизели типа Д70. М., Транспорт, 1977. 216 с.
271. Paratwar A., Hulwan D. Surface Temperature Prediction and Thermal Analysis of Cylinder Head in Diesel Engine. *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA)*. 2013. Vol. 3. Issue 4. P. 892–902.
272. Lee H., O'Neill A. Comparison of Boiling Curves between a Standard S.I. Engine and a Flow Loop for a Mixture of Ethylene Glycol and Water. *SAE Technical Paper*. 2006. № 2006-01-1231.

273. Li Y., Kong S. Coupling Conjugate Heat Transfer with In-Cylinder Combustion Modeling for Engine Simulation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2011. Vol. 54. P.2467-2478.

274. Gholinia M., Pourfallah M., Chaman H.R. Numerical investigation of heat transfers in the water jacket of heavy duty diesel engine by considering boiling phenomenon. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2018. Vol. 12. P. 497-509.

275. Divis M., Tichanek R., Spaniel. M. Heat Transfer Analysis of Diesel Engine Head. *Acta Polytechnica*. 2003. Vol. 43(5). P. 34-39.

276. Линьков О., Пылёв В., Кравченко С. Оценка влияния нагара на температурное состояние днища головки цилиндров среднеоборотного дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2016. № 1. С. 29–32.

277. Warriar G., Dhir V.K. Heat Transfer and Wall Heat Flux Partitioning During Subcooled Flow Nucleate Boiling—A Review. *Journal of Heat Transfer*. 2006. Vol. 128. P. 1243–1256.

278. Пат. 30002, Україна, МПК (2006.01) F01L 3/00. Клапанний вузол двигуна внутрішнього згорання / Марченко А.П., Триньов О.В., Авраменко А.М., Сіротін С.О., Хлопко О.П.; заявник і патентоутримувач Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”. – № u 200709462; заявл. 20.08.2007; опубл. 11.02.2008, Бюл. № 3.

279. Пат. 82477, Україна, МПК (2006.01) F01L 3/00, F01P 1/00. Охолоджуваний клапанний вузол теплонапруженого дизеля / Шеховцов А.Ф., Триньов О.В., Авраменко А.М.; заявник і патентоутримувач Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”. – № u 20041108869; заявл. 01.11.2004; опубл. 25.04.2008, Бюл. № 8.

280. Пат. 81787, Україна, МПК (2006.01) F01L 3/00, F01P 1/00. Клапанний вузол / Шеховцов А.Ф., Триньов О.В., Авраменко А.М.; заявник і патентоутримувач Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”. – № a 200506039; заявл. 21.06.2005; опубл. 11.02.2008, Бюл. № 3.

281. Сидорин К.И., Марков Е.Я., Радзиван А.С. Атлас конструкций советских тракторных двигателей. М., Машиностроение, 1977. 192 с.

282. Абрамчук Ф.И., Авраменко А.Н. Разработка узловой модели комплекта поршня быстроходного дизеля. *Автомобильный транспорт*: сб. науч. тр. 2009. Вып. 24. С. 61–64.

283. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетный анализ напряженно-деформированного состояния составного поршня транспортного дизеля. *Проблемы машиностроения*. 2009. № 1. С. 79–85.

284. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетное моделирование нестационарной термомоупругости составного поршня транспортного дизеля. *Проблемы машиностроения*. 2009. № 2. С. 76–84.

285. Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетный анализ стационарных термоупругих напряжений гильзы цилиндра быстроходного дизеля. *Автомобильный транспорт*: сб. науч. тр. 2008. Вып. 23. С. 132–134.

286. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетная оценка теплонапряженного состояния гильзы цилиндра форсированного транспортного дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2009. № 2. С. 53–56.

287. Недорогой внешний модуль АЦП/ЦАП на шину USB [Электронный ресурс] – режим доступа: <http://www.lcard.ru/products/external/e-140m> (дата звернения 08.09.2018).

288. Туричин А.М., Новицкий П.В., Левшина Е.С. Электрические измерения неэлектрических величин: монография. Л., Энергия, 1975. 567 с.

289. Райков И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания: монография. М., Высш. школа, 1975. 180 с.

290. Геращенко С.А. Гордонов А.Н., Еремина А.К. Температурные измерения. Справочник. К., Наукова думка, 1989. 704 с.

291. Зайдель А.Н. Ошибка измерений физических величин: монография. Л., 1974. 108 с.

292. Перлов М.Л., Соснин А.В., Шельцова Е.И. Оценка погрешности измерений температуры поршня дизеля прерывистым токосъемником. *Тракторы и сельхозмашины*. 1977. Вып. 9. С. 14–16.
293. Березин И.С., Жидков И.П. Методы вычислений: монография. М., Физмат. том 1, 1966. 632 с.
294. Прохоренко А.А., Мешков Д.В. Выбор рационального количества рабочих циклов для усреднения индикаторной диаграммы. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2006. № 2. С. 95–96.
295. Avramenko A. Selecting a k- ϵ turbulence model for investigating n-decane combustion in a diesel engine combustion chamber. *French-Ukrainian Journal of Chemistry*. 2019. Vol 7. № 2. P. 80-87.
296. Kim H., Ryu J., Lee K. A Study on the Characteristics of Spray and Combustion in a HCCI Engine according to Various Injection Angles and Timings. *J. Mech. Sci. Technol.* 2007. Vol. 21. P. 133–140.
297. Liu H.F., Yao M.F., Zhang B. [et al.]. Influence of fuel and operating conditions on combustion characteristics of a homogeneous charge compression ignition engine. *Energy Fuels*. 2009. Vol. 23. P. 1422–1430.
298. Olsson J.O., Tunestal P., Johansson B. Closed-loop control of an HCCI engine. In *Proc. SAE World Congress*. 2001. № 2001-01-1031.
299. Chiang C.J., Stefanopoulou A.G., Jankovic M. Nonlinear observer-based control of load transitions in homogeneous charge compression ignition engines. In *IEEE Transaction on Control System Technology*. 2007. Vol. 15.
300. Правила ЕЭК ООН № 96. [Электронный ресурс] – режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/1200042292> (дата звернения 08.02.2019).
301. Кухаренок, Г.М., Березун В.И. Оценка содержания дисперсных частиц в отработавших газах дизельных двигателей. *Наука и техника*. 2016. Т. 15. № 5. С. 371–379.
302. Звонов В.А. [и др.]. Экология автомобильных двигателей внутреннего сгорания: монография. Луганск, ВНУ имени В. Даля, 2004. 268 с.

303. Бганцев В.Н., Левтеров А.М., Мараховский В.П. Газовый двигатель на базе четырехтактного дизеля общего назначения. *Мир Техники и Технологий*. 2003. № 10. С. 74–75.

304. Abramchuk F.I., Avramenko A.M. Nonsteady stress-strain of a diesel engine cylinder head. *Russian Engineering Research*. 2011. Vol. 31. №. 2. P. 104–106.

305. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизации процесса сгорания в дизелях: монография. Х., Вища школа, при Харьковском университете, 1980. 169 с.

306. Кулешов А.С., Разлейцев Н.Ф., Прохоренко А.А. Особенности и закономерности образования сажи, окислов азота и углерода в дизелях [Текст] / Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: тезисы докладов V науч.-практ. семинара. Владимир: Изд-во ВПИ. 1995. С. 71–72.

307. Кулешов А.С., Грехов Л.В. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов ДВС. М., МГТУ, 2000. 64 с.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ

	НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЦЕНТР ІНЖЕНЕРНОЇ АКАДЕМІЇ УКРАЇНИ
	61046, м. Харків, вул. Пожарського, 2/10. Тел./факс (057) 778-89-84 Р/р 26008822375121 у від. № 22 АТ «БАНК «ГРАНТ» м. Харкова, МФО 351607, код ЄДРПОУ 21176743 т/ф.: 7788984; E-mail: eau.7788982@gmail.com

“25” лютого 2019 р. № 2

ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційної роботи Авраменка Андрія Миколайовича на тему: “Наукові основи розв’язання спряжених задач термогазодинаміки при моделюванні гомогенного процесу дизельного двигуна”

Використання сучасних програмних комплексів дозволяє розрахунковим шляхом оцінювати економічні та екологічні показники ДВЗ ще на стадії проектування, що дає можливість істотно скоротити строки створення й доведення нової модифікації двигуна, що володіє високими техніко-економічними та екологічними показниками.

Організація робочого циклу дизельного двигуна з гомогенним сумішоутворенням та згорянням Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) дозволяє підвищити екологічні показники двигуна, але регулювання потужності та доведення робочого циклу, особливо дослідження циклу з використанням чисельних методів викликає значні складнощі.

Тому розробка єдиного методологічного підходу до вирішення цієї проблеми є актуальною науково-технічною проблемою.

При цьому невизначеними залишилися питання, пов’язані з розв’язанням спряжених задач термогазодинаміки у камері згоряння (КЗ) при моделюванні теплонапруженого стану деталей КЗ, з урахуванням динаміки процесів у циліндрі дизельного двигуна. Особливо при моделюванні процесів в КЗ HCCI двигуна.

Розроблені Авраменко А.М. методи дослідження та доведення робочих процесів дизельних двигунів прийняті до використання в Науково-технічному центрі інженерної академії України.

Генеральний директор

НТЦ Інженерної академії України



M. O. Demurdzhan
М. О. Демурджан

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Директор ТОВ «НВП Дизель Груп»



К.В. Капиця

2017 р.

ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційної роботи Авраменка Андрія Миколайовича на тему: «Наукові основи розв'язання спряжених задач термогазодинаміки при моделюванні гомогенного процесу дизельного двигуна»

Дисертаційна робота Авраменка А.М. на тему: «Наукові основи розв'язання спряжених задач термогазодинаміки при моделюванні гомогенного процесу дизельного двигуна» є актуальною науково-дослідною роботою, що пов'язана з вирішенням науково-прикладної проблеми підвищення економічних, екологічних та ресурсних показників широкого кола дизельних двигунів транспортного і стаціонарного призначення шляхом удосконалювання робочих процесів з детальним аналізом процесів сумішоутворення, згоряння й утворення шкідливих речовин у циліндрі дизельного двигуна з використанням чисельних методів, що дозволило в подальшому розробити заходи з поліпшення екологічних, економічних й ресурсних показників дизельних двигунів.

Сформульовані в роботі наукові положення та рекомендації базуються на основних положеннях класичних теорій теплових, масообмінних і хімічних процесів в двигунах внутрішнього згоряння, зокрема дизельних, а також на детальному вивченні та аналізі класичної та сучасної науково-технічної літератури за темою роботи. Результати теоретичних розрахунків мають добру

узгодженість з експериментальними даними, які одержано безпосередньо під час випробувань ДВЗ.

ТОВ «НВП Дизель Груп» дуже імпонує обраний здобувачем комплексний метод моделювання теплонапруженого стану деталей камери згоряння та робочого циклу дизельного двигуна з розв'язанням спряжених задач термогазодинаміки, що виключає необхідність, формування граничних умов задач механіки й теплопровідності при моделюванні теплонапруженого стану деталей камери згоряння дизельних двигунів з повітряним і рідинним охолодженням. Це дозволило зменшити суб'єктивний внесок при моделюванні теплонапруженого стану деталей камери згоряння та підвищити точність та достовірність розрахунків на 15-30% в залежності від наявних експериментальних даних.

Розроблений здобувачем метод чисельного моделювання робочого циклу НССІ двигуна з урахуванням локального розподілу палива й повітря по циліндру й особливості процесу запалення гомогенної паливоповітряної суміші та впливу термомеханічної деформації деталей камери згоряння на внутріциліндрові процеси для дизельних двигунів 2Ч 10,5/12 та 16ЧН 26/27 викликав зацікавленість фахівців ТОВ «НВП Дизель Груп».

Також здобувачем вивчено вплив особливостей робочого циклу НССІ двигуна на рівень теплонапруженого стану деталей камери згоряння для двигунів широкого типорозмірного ряду та призначення. На основі отриманих результатів були розроблені науково-практичні рекомендації по поліпшенню умов роботи теплонапружених деталей камери згоряння дизельних двигунів 2Ч 10,5/12 та 16ЧН 26/27.

У зв'язку з вищезазначеним будь-яке дослідження транспортних дизельних двигунів з сучасними методами організації робочого циклу викликає зацікавленість фахівців ТОВ «НВП Дизель Груп», які займаються автомобільним дизелебудуванням.

Тому розроблені здобувачем методи комплексного дослідження економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів

прийняті до використання в ТОВ «НВП Дизель Груп». Вони будуть враховані при проведенні досліджень щодо вирішення задач покращення економічних та екологічних показників малолітражних двигунів розробки ТОВ «НВП Дизель Груп».

Науковий звіт щодо теми дисертаційної роботи передано до довідково-інформаційного фонду ТОВ «НВП Дизель Груп».

Керівник групи
ТОВ «НВП Дизель Груп»



О.О. Овчинніков

Керівник групи
ТОВ «НВП Дизель Груп»



Є.В. Шаповалов

ДОВІДКА


про використання результатів дисертаційної роботи Авраменка Андрія Миколайовича на тему: “Наукові основи розв’язання спряжених задач термогазодинаміки при моделюванні гомогенного процесу дизельного двигуна”

Дисертація Авраменка А.М. на тему: “Наукові основи розв’язання спряжених задач термогазодинаміки при моделюванні гомогенного процесу дизельного двигуна” є актуальною науково-дослідницькою роботою, спрямованою на підвищення техніко-економічних та екологічних показників дизельних двигунів. Для цього в дисертації використовується новий спосіб організації робочого циклу дизельного двигуна – гомогенне сумішоутворення та згоряння, експериментальні та чисельні методи дослідження. Результати дозволили розробити науково-практичні рекомендації з поліпшення показників дизельних двигунів.

Результати розрахункових досліджень мають добру узгодженість з даними експерименту, що свідчить про коректність постановки задачі та адекватність отриманих результатів.

Фахівці X-Motors вважають роботу актуальною, а отримані результати корисними для галузі двигунобудування, зокрема для використання у випадках необхідності корегування програм керування дизельними двигунами з метою поліпшення їх техніко-економічних та екологічних показників.

Отримані Авраменком А.М. результати дослідження техніко-економічних та екологічних показників дизельних двигунів мають практичну значимість та прийнятні для використання в виробничій діяльності компанії X-Motors.

Директор компанії X-Motors  Є. Кабанець

11 лютого 2019 р.

Исх. №2162/19
от «15» ноября 2019 г.

ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційної роботи Авраменка Андрія Миколайовича на тему: “Наукові основи розв’язання спряжених задач термогазодинаміки при моделюванні гомогенного процесу дизельного двигуна”

Дисертаційна робота Авраменка А.М. на тему: “Наукові основи розв’язання спряжених задач термогазодинаміки при моделюванні гомогенного процесу дизельного двигуна” є актуальною науково-дослідною роботою, яка пов’язана з вирішенням науково-прикладної проблеми підвищення техніко-економічних, екологічних та ресурсних показників широкого кола дизельних двигунів, шляхом вивчення та удосконалювання робочих процесів з детальним аналізом процесів сумішоутворення, згоряння й утворення шкідливих речовин у циліндрі дизельного двигуна. Для цього в роботі використовуються чисельні методи, це дозволило в подальшому розробити заходи з поліпшення екологічних, техніко-економічних та ресурсних показників дизельних двигунів.

Результати розрахунково-теоретичних досліджень мають добру узгодженість з експериментальними даними, які одержано при випробуванні дизельного двигуна.



Фахівці ТОВ "ЗАПОРІЗЬКИЙ ТЕПЛОВОЗОРЕМОНТНИЙ ЗАВОД" вважають новим, обраний здобувачем комплексний метод моделювання робочого циклу дизельного двигуна з урахуванням процесів в порожнинах охолодження та термомеханічною деформацію деталей камери згоряння.

Розроблений здобувачем метод чисельного моделювання робочого циклу НССІ двигуна викликав зацікавленість фахівців ТОВ "ЗАПОРІЗЬКИЙ ТЕПЛОВОЗОРЕМОНТНИЙ ЗАВОД".

Розроблені здобувачем методи комплексного дослідження техніко-економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів прийняті до використання в ТОВ "ЗАПОРІЗЬКИЙ ТЕПЛОВОЗОРЕМОНТНИЙ ЗАВОД".

С уваженням

Генеральний директор ООО «ЗТрЗ»

Перекрест Виталий Сергеевич
E-mail: Perekrestv@gmail.com
locomotive@ztrz.com.ua



В.С. Перекрест

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Директор

ДП "Житомирський
бронетанковий завод"



О.О. Бабич

2016 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Цим актом підтверджуємо, що основні результати дисертаційної роботи Авраменка А.М. на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук, присвяченої поліпшенню теплонапруженого стану деталей камери згоряння та зниженню рівня токсичності відпрацьованих газів сучасних форсованих дизелів у вигляді методики уточнення граничних умов задачі теплопровідності для деталей камери згоряння форсованих транспортних дизелів та рекомендацій зі зниження рівня токсичності відпрацьованих газів передані ДП "Житомирський бронетанковий завод" для використання.

Начальник Інженерного центру

ДП "Житомирський бронетанковий завод"

С.А. Громов

**АКТ**

17 січня 2019 р.

м. Харків

про впровадження в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті (ХНАДУ) результатів дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук Авраменка Андрія Миколайовича.

Комісія у складі:

Голови комісії

Богомолова В.О. – заступника ректора ХНАДУ з наукової роботи, д.т.н., проф.

членів комісії:

Прохоренко А.О. – професора кафедри ДВЗ ХНАДУ, д.т.н.;
Воронкова О.І. – професора кафедри ДВЗ ХНАДУ, д.т.н.;
Кузьменко А.П. – доцента кафедри ДВЗ ХНАДУ, к.т.н.

у період з 15 по 17 січня 2019 р. провела роботу з оцінки впровадження основних результатів дисертаційної роботи Авраменко А.М. в навчальний процес ХНАДУ.

Даним актом підтверджується, що основні результати дисертаційної роботи Авраменко А.М., а саме:

- метод математичного моделювання тепломасообмінних процесів у порожнинах охолодження головок циліндрів дизельних двигунів з урахування динаміки процесів у камері згоряння;

- метод розв'язання контактних задач для дослідження й поліпшення умов роботи ущільнення між опорним буртом головки циліндра й циліндром, що враховує особливості процесів тепломасообміну у камері згоряння та порожнинах охолодження та їх взаємовплив та особливості спільної термомеханічної деформації контактуючих поверхонь;

- метод чисельного моделювання робочого циклу НССІ двигуна, який враховує локальний розподіл палива й повітря по циліндру й особливості процесу запалення гомогенної паливоповітряної суміші та вплив термомеханічної деформації деталей камери згоряння на внутрициліндрові процеси;

- метод чисельного моделювання процесу теплообміну в порожнинах охолодження головки циліндра дизельного двигуна шляхом розв'язання спряжених задач термогазодинаміки з урахуванням нестационарних процесів тепломасообміну в циліндрі дизельного двигуна при роботі на різних режимах експлуатації;

- інтегральний екологоекономічний та ресурсний показник для дизельних двигунів, який враховує взаємовплив показників токсичності, ефективного ККД та ресурсних показників на характеристику дизельного двигуна при роботі на експлуатаційних режимах;

- рекомендації з підвищення техніко-економічних, екологічних і ресурсних показників дизельних двигунів;

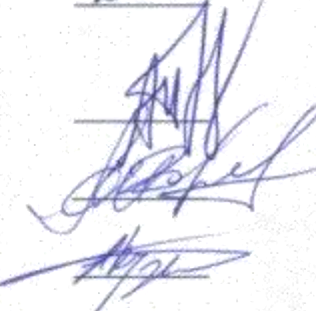
використовуються в навчальному процесі для підготовки студентів зі спеціальності 142 "Енергетичне машинобудування" та професійної спрямованості "Двигуни внутрішнього згоряння", а також в практиці науково-дослідних робіт, що проводяться на кафедрі ДВЗ ХНАДУ.

Голова комісії



В.О. Богомолов

Члени комісії:



А.О. Прохоренко

О.І. Воронков

А.П. Кузьменко

ДОДАТОК Б
СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографія

1. Авраменко А.М. Сучасні методи дослідження економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів: монографія. Х., ІПМаш НАН України, 2019. 204 с. ISBN 978-966-02-9043-3.

Публікації у наукових фахових виданнях:

2. Тринев А.В., Косулин А.Г., Коваленко В.Т., Авраменко А.Н. [та інш.]. Экспериментальное определение температуры деталей клапанного узла автотракторного дизеля на нестационарных режимах нагружения. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2008. № 1. С. 75–80.

3. Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Трехмерная конечноэлементная модель анализа нестационарных термоупругих напряжений поршня быстроходного дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2008. № 2. С. 49–55.

4. Авраменко А.Н. Расчетный анализ теплового состояния блочной головки цилиндров. *Вестник НТУ “ХПИ”*: сб. науч. тр. 2008. № 46. С. 20–23.

5. Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетный анализ стационарных термоупругих напряжений гильзы цилиндра быстроходного дизеля. *Автомобильный транспорт*: сб. науч. тр. 2008. Вып. 23. С. 132–134.

6. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетный анализ напряженно-деформированного состояния составного поршня транспортного дизеля. *Проблемы машиностроения*. 2009. Т 12. № 1. С. 79–85.

7. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетное моделирование нестационарной термоупругости составного поршня транспортного дизеля. *Проблемы машиностроения*. 2009. Т 12. № 2. С. 76–84.

8. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетная оценка теплонапряженного состояния гильзы цилиндра форсированного

транспортного дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2009. № 2. С. 53–56.

9. Абрамчук Ф.И., Авраменко А.Н. Разработка узловой модели комплекта поршня быстроходного дизеля. *Автомобильный транспорт*: сб. науч. тр. 2009. Вып. 24. С. 61–64.

10. Авраменко А.Н. Оценка экономических, экологических и прочностных показателей быстроходного дизеля. *Вестник НТУ “ХПИ”*: сб. науч. тр. 2009. № 47. С. 127–132.

11. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Разработка трехмерной конечноэлементной модели нестационарных термрупругих напряжений поршня тракторного дизеля. *Проблемы машиностроения*. 2010. Т 13. № 3. С. 38–46.

12. Авраменко А.Н. Численное моделирование рабочего цикла и оценка теплонапряженного состояния поршня автотракторного дизеля. *Автомобильный транспорт*: сб. науч. тр. 2010. Вып. 26. С. 73–77.

13. Абрамчук Ф.И., Авраменко А.Н. Программный комплекс для моделирования внутрицилиндровых процессов ДВС. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2010. № 2. С. 7–12.

14. Абрамчук Ф.И., Авраменко А.М. Покращення екологічних показників транспортного дизеля за рахунок використання двофазного впорскування палива. *Вісник національного транспортного університету*. 2011. № 22. С. 67–74.

15. Авраменко А.Н. Улучшение экологических показателей быстроходного дизеля за счёт многостадийной подачи топлива. *Автомобильный транспорт*: сб. науч. тр. 2011. Вып. 28. С. 43–47.

16. Авраменко А.Н. Улучшение энергоэкологических и прочностных показателей быстроходного дизеля. *Вестник НТУ “ХПИ”*: сб. науч. тр. 2012. № 20. С. 104–109.

17. Левтеров А.М., Авраменко А.Н., Мараховский В.П., Бганцев В.Н. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена в бортовом

кавитаторе системы поддержания стабильности автомобильных смесевых топлив. *Промышленная теплотехника*. 2016. Т. 38. № 3. С. 42–48.

18. Авраменко А.Н. Математическое моделирование тепло- и массообменных процессов в камере сгорания тепловозного дизеля. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2015. № 9. С. 20–25.

19. Левтеров А.М., Авраменко А.Н., Бганцев В.Н. Индицирование автомобильного дизеля с использованием оригинального малогабаритного датчика давления. *Вестник ХНАДУ*. 2016. Вып. 72. С. 35–40. (*Index Copernicus, Google Scholar, eLIBRARY*)

20. Abramchuk F., Makovyey R., Avramenko A. Method of improving energy, ecological and strength characteristics of the vehicle diesel engine - *Автомобильный транспорт: сб. научн. тр.* 2016. Вып. 38. С. 47–54. (*DOAJ, Index Copernicus, Google Scholar*)

21. Авраменко А.Н. Численное моделирование процесса обработки водотопливной эмульсии в бортовом гидродинамическом кавитаторе. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2016. №1. С. 63 – 66. (*Ulrich`s Periodicals Directory*)

22. Авраменко А.Н. Mathematical modeling of the combustion process and formation of noxious substances in a diesel engine combustion chamber. *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр.* 2016. Вып. 39. С. 120–126. (*DOAJ, Index Copernicus, Google Scholar*)

23. Авраменко А.Н. Сравнительная расчетная оценка показателей рабочего цикла тепловозного двигателя. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2018. № 1. С. 14–19. (*Ulrich`s Periodicals Directory*)

24. Авраменко А.М., Левтеров А.М., Бганцев В.М., Гладкова Н.Ю. [та інш]. Перспективи застосування мікродомішок водню для поліпшення екологічних показників дизельного двигуна. *Проблеми машинобудування*. 2019. Т. 22. № 2. С. 70–75.

25. Avramenko A. Selecting a k-ε turbulence model for investigating n-decane combustion in a diesel engine combustion chamber. *French-Ukrainian Journal of*

Chemistry. 2019. Vol 7. № 2. P. 80-87, видання входить до БД *Web of Science Core Collection*.

26. Пат. 30002, Україна, МПК (2006.01) F01L 3/00. Клапанний вузол двигуна внутрішнього згоряння / Марченко А.П., Триньов О.В., Авраменко А.М., Сіротін С.О., Хлопко О.П.; заявник і патентоутримувач Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”. – № у 2007 09462; заявл. 20.08.2007; опубл. 11.02.2008, Бюл. № 3.

27. Пат. 82477, Україна, МПК (2006.01) F01L 3/00, F01P 1/00. Охолоджуваний клапанний вузол теплонапруженого дизеля / Шеховцов А.Ф., Триньов О.В., Авраменко А.М.; заявник і патентоутримувач Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”. – № у 20041108869; заявл. 01.11.2004; опубл. 25.04.2008, Бюл. № 8.

28. Пат. 81787, Україна, МПК (2006.01) F01L 3/00, F01P 1/00. Клапанний вузол / Шеховцов А.Ф., Триньов О.В., Авраменко А.М.; заявник і патентоутримувач Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”. – № а 200506039; заявл. 21.06.2005; опубл. 11.02.2008, Бюл. № 3.

29. Пат. 97284, Україна, МПК (2006.01) F02M27/08, F02M27/04, B05B 1/00. Паливний кавітатор / Левтеров А.М., Авраменко А.М., Мараховський В.П., Бганцев В.М.; заявник і патентоутримувач Ін-т проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. – № у201409044; заявл. 11.08.2014; опубл. 10.03.2015, Бюл. № 5.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав

30. Abramchuk F.I., Avramenko A.M. Nonsteady stress-strain of a diesel engine cylinder head. *Russian Engineering Research*. 2011. Vol. 31. №. 2. P. 104–106. Allerton Press, Inc., 2011., видання входить до БД *SCOPUS*.

31. Авраменко А.Н. Методика расчетной оценки теплонапряженного состояния головки цилиндра дизельного двигателя с воздушным охлаждением. *Наука и техника*. 2016. №. 1. №. 5. P. 420–426, видання входить до БД *Web of Science Core Collection*.

32. Abramchuk F., Avramenko A. Numerical Simulation of Heat-and-Mass Transfer Processes in the Cooling Passages of a Cylinder Head in a Diesel Locomotive Engine. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 63. №. 1. P. 26–32., видання входить до БД SCOPUS.
33. Abramchuk F., Avramenko A. Numerical simulation of the fuel flow in the spray nozzle of the injector in a car-and-tractor diesel engine. [Electronic resource] / *Industrial Combustion*. Article number 201614, October 2019. P. 1–26. URL: <https://ifrf.net/research/archive/numerical-simulation-of-the-fuel-flow-in-the-spray-nozzle-of-the-injector-in-a-car-and-tractor-diesel-engine/> (viewed on 30.12.2019).
34. Abramchuk F., Avramenko A. Impact of modern methods of managing diesel engine processes on harmful substances emission level. *Procedia Environmental Science, Engineering and Management*. 2019. Vol. 6. №. 4. P. 523–533., видання входить до БД SCOPUS.
35. Abramchuk F., Avramenko A. (ONLINE). Prospects of Using Steel Pistons in Transport Diesel Engines. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*. 2019. <https://doi.org/10.3311/PPtr.12466>. P. 1–7.

**Наукові праці, у яких опубліковані додаткові наукові результати
дисертації**

36. Kondratenko O.M., Vambol S.O., Stokov O.P., Avramenko A.M. Mathematical model of the efficiency of diesel particulate matter filter. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2015. Issue 6. P. 55–61., видання входить до БД SCOPUS.

ДОДАТОК В
АПРОБАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Авраменко А.М. Чисельне моделювання робочого циклу швидкохідного дизеля [Текст] / А.М. Авраменко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XVIII міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 12-14 травня 2010 р. – Харків, 2010. – С. 162. Тези доповіді.
2. Авраменко А.М. Покращення екологічних показників швидкохідного дизеля за рахунок багатостадійного впорскування палива [Текст] / А.М. Авраменко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XIX міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 01-03 червня 2011 р. – Харків, 2011. – С. 137. Тези доповіді.
3. Авраменко А.Н. Улучшение энергоэкологических и прочностных показателей быстроходного дизеля [Текст] / А.Н. Авраменко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XXI міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 29-31 травня 2013 р. – Харків, 2013. – С. 172. Тези доповіді.
4. Авраменко А.Н. Использование тонкостенных стальных поршней в дизельных двигателях с воздушным охлаждением [Текст] / А.Н. Авраменко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XXVI міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 16-18 травня 2018 р. – Харків, 2018. – С. 37. Тези доповіді.
5. Авраменко А.Н. Исследование рабочего цикла дизеля с использованием численных методов [Текст] / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Авраменко // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців”. Харків, 20-21 жовтня 2016 р. – Харків: ХНАДУ, 2016. – С. 192. Тези. Доповідь.
6. Avramenko A. Reducing the level of thermoelastic stresses in the piston of a vehicle diesel engine by affecting the engine cycle / A. Avramenko //

INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE. “TECHNICS, TECHNOLOGIES, EDUCATION and SAFETY”. Sofia, Bulgaria, 30 May - 02 June 2018, – Sofia, Bulgaria, 2018., ISSUE 2 (5). – P. 160-162. Abstracts. Report.

7. Avramenko A. Numerical modelling of burn processes in a composite-fuel diesel engine / A. Avramenko // MODERN SCIENTIFIC CHALLENGES AND TRENDS: a collection scientific works of the International scientific conference. Warsaw, Poland, 20th June 2018. – Warsaw, Poland.: Sp. z o. o. "iScience", 2018 – P. 68-70. Abstracts. Report.

8. Авраменко А.М. Вплив сучасних способів організації робочих процесів на екологічні показники дизельного двигуна [Текст] / Ф.І. Абрамчук, А.М. Авраменко // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції “Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні”. Харків, 15-18 жовтня 2019 р. – Харків: ХНАДУ, 2019. – С. 170-171. Тези. Доповідь.