

Міністерство освіти і науки України
Національний аерокосмічний університет
ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут»

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Нгуен Ван Зионг

УДК 621.431:004.896

ДИСЕРТАЦІЯ

**Розробка конструкції поршня середньообертового дизеля із застосуванням
модернізованого методу визначення термонапруженого стану**

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування
Галузь знань 14 – Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

Нгуен Ван Зионг

(підпис)

Науковий керівник
Білогуб Олександр Віталійович,
доктор технічних наук, професор

Харків – 2020

АНОТАЦІЯ

Нгуен Ван Зионг Розробка конструкції поршня середньообертового дизеля із застосуванням модернізованого методу визначення термонапруженого стану. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за фахом 142 – «Енергетичне машинобудування». – Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, 2020.

Дисертацію присвячено актуальному питанню розробки методу комп'ютерно-інтегрованого проектування складених поршнів двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), визначенню їх температурного та складного напружено-деформованого стану в сталих і перехідних процесах, ресурсній міцності. Актуальність роботи полягає в підвищенні ефективності процесу проектування конструкції на початкових етапах з дотриманням концепції гарантованого забезпечення ресурсної міцності.

У сучасному світі ДВЗ є основними силовими установками для виробництва механічної енергії. Не зважаючи на відомі тенденції щодо застосування альтернативних джерел енергії, кількість машин з ДВЗ рік у рік зростає. Слід зазначити, що конструкції двигунів внутрішнього згоряння постійно удосконалюються. Тенденції їх розвитку обумовлені як економічними, так і соціальними вимогами. Економічні пов'язані з вимогами підвищення паливної економічності машин та вартості їх виготовлення. Соціальні обумовлені тенденцією підвищення безпеки застосування і зниженням токсичних викидів з відпрацьованими газами ДВЗ. У цій роботі зусилля зосереджені на підвищенні економічної ефективності.

Відомо два шляхи зменшення питомої витрати палива – підвищення ефективності згоряння палива і (або) зменшення механічних втрат. Бажано – при одночасному підвищенні ресурсної міцності. Саме тому одним із напрямів розвитку сучасного двигунобудування є розробка нових ефективних методів

створення перспективних ДВЗ, зокрема транспортних, з прогресивними питомими показниками, максимально можливою літровою потужністю за умови забезпечення високої надійності, ресурсної міцності і перспективного рівня екологізації.

Щодо створення нових механічних конструкцій найчастіше застосовується концепція гарантованого забезпечення ресурсу. Для систем автоматичного проектування (САПР ДВЗ) її застосування дозволяє створювати надійні конструкції ще на стадії проектування з мінімально обґрунтованим запасом міцності.

Важливо також, що для виконання оцінок викидів шкідливих речовин і негативного впливу двигунів на навколишнє середовище, визначення відповідного відшкодування на відновлення природи і здоров'я людини, в першу чергу необхідно мати сукупність моделей навантажень двигуна в експлуатації і моделей аналізу тепло-фізико-хімічних процесів, що відбуваються в камері згоряння (КЗ), тобто мати адекватні моделі робочого процесу.

Одним із факторів, що обмежують надійність ДВЗ та рівень його форсування, є температура поршня, а також пов'язаний з розподілом температури його напружений стан. Відомо, що в машинах (дизельних двигунах) термостійкість деталей значно погіршується через підвищення їх температури. Значний вплив на зниження міцності деталей, насамперед поршня, здійснюють компоненти навантажень низької та високої частоти - зміни всередині робочого циклу і зміни, пов'язані зі зміною режиму роботи. Способи зниження рівня температур і зменшення термічних напружень без залучення сучасних методів моделювання потребують великої кількості експериментів, а також значних витрат матеріальних ресурсів та часу. Сучасні методи моделювання задач теплопровідності за допомогою комп'ютерних інтегрованих автоматизованих систем дозволяють визначати стаціонарні і нестаціонарні температурні поля деталей на стадії проектування. Отримані дані є вихідними даними для подальшого розрахунку теплових напружень, що виникають у стаціонарних режимах та під час збільшення та скидання навантаження на дизель. Це дозволяє

оцінити динаміку змін цих напружень і довговічність (ресурс) деталей, внести зміни в їх конструкцію. В ході аналізу попередніх робіт встановлено, що величини температур і теплових навантажень у перехідних процесах мають великий вплив на визначення ресурсу. Показано, що величини термічних напружень та закони їх зміни не мають лінійної залежності від температури. Ці значення залежать від характеру зміни навантаження, геометрії та матеріальних властивостей деталей, особливостей конструкції функціональних систем. Величина теплових навантажень в локальних зонах поршневої КЗ дизельного двигуна під час перехідного періоду більша, ніж в стаціонарному режимі, що необхідно враховувати при оцінці міцності та ресурсу.

Запропоновано нову конструкцію поршня дизеля типу Д100, маса якого зменшена на 45% (до 22 кг). На початку цієї роботи запропонована конструкція важила 26 кг. Оптимізація, проведена за розробленим алгоритмом, дозволила зменшити масу ще на 4 кг.

Запропоновано алгоритм визначення граничних умов (ГУ) на поверхні поршня. При визначенні ГУ для нестационарних режимів роботи необхідно враховувати час перехідного процесу. Для цього визначено зміну температури поршня, теплових властивостей робочої рідини та засобів охолодження з плином часу. Моделі ГУ розроблено для всіх поверхонь поршня – КЗ (через модель робочого процесу), внутрішньої (охолоджуваної маслом) та бокової (через зазор і/або контакт).

ГУ на поверхні КЗ. Розроблено програму теплового розрахунку робочого процесу. Це дало можливість досліджувати модельний робочий процес із застосуванням відомих α -формул. Показано, що α -формула Г. Б. Розенбліта більш за все підходить для досліджень дизеля типу Д100. Запропоновано спрощений алгоритм для визначення ГУ на поверхні КЗ поршня і спосіб моделювання поршня в САПР для визначення ГУ на внутрішній поверхні днища і бічний стінці поршня.

ГУ на внутрішній поверхні. ГУ на внутрішній поверхні днища поршня визначено за двома методами: перший - класичний метод: поршень нерухомий, і

рух охолоджуючого масла визначено по швидкості витікання і силі тяжіння з урахуванням в'язкості. Другий - рух масла визначено по руху масла щодо поршня з урахуванням змінного прискорення поршня. Результати моделювання показали, що для прогнозування температурних полів поршнів складної конструкції з масляним охолодженням (наша нова конструкція) або поршнів з інерційним охолодженням другий метод є більш точним.

ГУ на боковій поверхні поршня також визначено двома методами: перший - газ в зазорах рухається з постійною швидкістю; другий - газ в зазорах рухається зі змінною швидкістю і його швидкість залежить від руху поршня. Результати за двома методами відрізняються незначно. Запропоновано формули щодо визначення коефіцієнту тепловіддачі газів в зазорах зі стінкою поршня.

Результати розрахунків показали можливість використання спрощеного алгоритму і використання результатів дослідження для розрахунку ГУ при визначенні температурного, термонапруженого стану та ресурсної міцності поршня і в сталих режимах, і в перехідних процесах дизеля. Результати прогнозування поля температур і напружень показали, що нова конструкція холодніше до 40 К (на поверхні КС поршня) і напруження менше до 30 МПа (на поверхні КЗ поршня).

Запропонована технологія комп'ютерно-інтегрованого проектування дозволяє прискорити процес проектування на його початкових етапах з дотриманням концепції гарантованого забезпечення ресурсної міцності поршня.

Зазначені результати впроваджені в ДП «З-д ім. Малишева», а також в практиці наукових досліджень і в навчальному процесі кафедри конструкції авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М. Є. Жуковського «ХАІ».

Ключові слова: дизель, газообмін, теплообмін, поршень, граничні умови, математична модель, термонапружений стан, ресурс, перехідний режим.

Список публікацій здобувача

1. Нгуен В. З., Белогуб А. В. Метод прогнозирования полей температур и напряжений поршня ДВС. Система и средства транспорта. проблемы эксплуатации и диагностики: монография. Херсон : ХДМА, 2019. С. 9-27. (Особистий внесок – взяв участь у створенні методу визначення граничних умов в зазорах кілець та внутрішній площині поршня, що охолоджується маслом, провів моделювання теплових та напружних полів поршня, брав участь в узагальненні результатів моделювання та підготовці розділу монографії).
2. Разработка конструкции «лёгкого» поршня для дизелей типа Д100 / А. В. Белогуб, В. З. Нгуен, О. Ю. Линьков, С. А. Кравченко // Двигатели внутреннего сгорания. 2016. №1. С. 50-55. URL : <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/23480> (Особистий внесок – провів геометричне моделювання запропонованої конструкції, виконав моделювання складного напружено-деформованого стану поршня, брав участь в узагальненні результатів та підготовці статті).
3. Нгуен В. З., Белогуб А. В. Расчёт процесса теплоотдачи в дизельном двигателе типа Д-100 с использованием известных α -формул. Двигатели внутреннего сгорания. 2018. №1. С. 14-20. URL: <http://dvs.khpi.edu.ua/article/view/0419-8719.2018.2.03/142307> (Особистий внесок – розробив програму розрахунку робочого процесу двотактного дизеля типу Д100, брав участь в моделюванні граничних умов в циліндрі та підготовці статті).
4. Нгуен В. З., Белогуб А. В. Определение граничных условий для расчёта термонапряженного состояния поршня. Авиационно-космическая техника и технология. 2019. № 1. С. 39-47. URL: https://www.researchgate.net/publication/331659473_OPREDELENIE GRANICNYH USLOVIJ DLA RASCETA TERMONAPRAZENNOGO SOSTOYANIYA PORSNA (Особистий внесок – брав участь в моделюванні ГУ на

- поверхнях поршня, обробці результатів моделювання, узагальненні результатів та підготовці статті).
5. Нгуен В. З., Белогуб А. В. Термические сопротивления в зазорах цилиндропоршневой группы и их влияние на температурное поле поршня дизеля типа Д100. Вестник Двигателестроения. 2019. № 2. С. 166-174. URL: <http://vd.zntu.edu.ua/article/view/180349> (Особистий внесок – взяв участь у створенні методу обчислення ГУ в зазорах циліндропоршневої групи, брав участь в обробці, узагальненні результатів моделювання ГУ в зазорах та підготовці статті).
 6. Nguyen Van Duong, Bilohub O., Martseniuk Ye. Thermal-Stress State of the Piston During Transient Diesel Operation, Synthesis of the Piston Profile. Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering, AISC 1113, pp. 310-324. 2020. URL: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-030-37618-5_27 (Особистий внесок – брав участь у створенні запропонованих методик моделювання нестационарних навантажень на поршень; обробці та узагальненні результатів розрахунку напружено-деформованого стану).
 7. A Bilohub Analysis of heat transfer coefficients for simulation of the heat exchange between oil and the internal cavity faces of the isolated piston at variable gravity conditions [Text] / A Bilohub, N Van Duong, F Sirenko, V Savchuk, I Bilousov, R Symonenko and I Zajačko // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 776 (2020) 012020. – 2020. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/776/1/012020> (Особистий внесок – взяв участь у створенні методу визначення граничних умов в внутрішній площині поршня, що охолоджується маслом, обробці результатів моделювання, узагальненні результатів та підготовці статті).
 8. Альтернативный поршень для двухтактных дизелей типа Д100 / А. В. Белогуб, В. З. Нгуен, О. Ю. Линьков, С. А. Кравченко. XXI Міжнар. конгрес двигунобудівників : тез. доп. Національний аерокосмічний ун-т «Хар. авіац. ін-т». Харків, 2016. С. 44-45.

9. Нгуен, В. З. Поршень для двухтактных дизелей типа Д100. Интегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні. ІКТМ-2016 : тез. докл. Всеукраїнської наук.-техн. конф. Харків : Нац. аерокосм. ун-та ім. М. Є. Жуковського «ХАІ», 2016. Т. 1. С. 87-89.
10. Нгуен В. З., Белогуб А. В. Анализ применимости известных α -формул теплоотдачи от рабочего тела к внутренним поверхностям цилиндра для дизеля типа Д100. XXIII Міжнар. конгрес двигунобудівників : тез. доп. Національний аерокосмічний ун-т «Хар. авіац. ін-т». Харків, 2018. С. 52.
11. Нгуен В. З., Белогуб А. В. Анализ использования известных α -формул при моделировании рабочего процесса дизеля типа Д100. Интегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні. ІКТМ-2018 : тез. докл. Всеукраїнської наук.-техн. конф. Харків : Нац. аерокосм. ун-та ім. М. Є. Жуковського «ХАІ», 2018. Т. 1. С. 113.
12. Нгуен В. З., Белогуб А. В. Разработка программы расчета рабочего процесса типа Д100 . Интегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні. ІКТМ-2018 : тез. докл. Всеукраїнської наук.-техн. конф. Харків : Нац. аерокосм. ун-та ім. М. Є. Жуковського «ХАІ», 2018. Т. 1. С. 112.
13. Нгуен В. З., Белогуб А. В. Определение граничных условий для расчета термонапряженного состояния поршня ДВС на примере двигателей типа Д100. Материалы Междунар. науч.-практ. конф. Посвященной памяти профессоров Фомина Ю. Я. и Семенова В. С., 24-28 апреля 2019 г. Одесса, 2019. С. 224.
14. Нгуен В. З., Белогуб А. В. Моделирование параметров теплопередачи в зазорах цилиндропоршневой группы 2-тактного дизеля и их влияние на температурное поле поршня. XXIV Міжнар. конгрес двигунобудівників : тез. доп. Національний аерокосмічний ун-т «Хар. авіац. ін-т». Харків, 2019. С. 52-53
15. Nguyen Van Duong, Bilohub O., Martseniuk Ye. Thermal-Stress State of the Piston During Transient Diesel Operation, Synthesis of the Piston Profile.

International Scientific and Technical Conference Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering (ICTM 2019). URL: <https://khai.edu.ua/nauka/konferentsiyi/iktm1/>

ABSTRACT

Nguyen Van Duong Piston of a medium-speed diesel engine construction designing using the modified method of thermal-stress state analysis. – Qualifying scientific work on the rights of a manuscript.

Thesis for a Candidate Degree in Engineering (Doctor of Philosophy) in specialty 142 – “Energy Engineering”. – National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute”, Kharkiv, 2020.

The dissertation deals with the topical issue concerning the development of the method of computer-integrated designing a composite piston for internal combustion engines (ICE), determination of their thermal and complex stress-strain states in steady-state and transient processes, and durability. The urgency of the work is to increase the efficiency of the design process at the initial stages in compliance with the concept of guaranteed life-time strength.

In the modern world, ICEs are the main power plants for the production of mechanical energy. Despite the well-known trends in the use of alternative energy sources, the number of vehicles with ICE is increasing year by year. It should be noted that the design of internal combustion engines is constantly being improved. The tendencies of their development are determined by both economic and social requirements. Economic related to the requirements of increasing the fuel efficiency of machines and the cost of their manufacture. Social ones are caused by the tendency to increase the safety of use and to reduce toxic emissions from the exhaust gases of ICE. In this work, efforts are focused on improving economic efficiency.

There are two possible ways to reduce the specific fuel consumption – to increase the efficiency of fuel combustion, and (or) to reduce mechanical losses. Preferably, while increasing life-time. That is why one of the ways of modern propulsion engineering grows is the development of new effective methods for creating advanced ICE, in particular for transport, with progressive specific indicators, maximum liter capacity, while providing high reliability, life-time and perspective level of greening.

For creation of new mechanical structures, the concept of guaranteed provision of life-time is most often applied. For systems of automatic design (CAD for ICE) its application allows to create reliable structures even at the stage of designing with the justified minimum margin of safety.

It is also important that in order to perform estimates of emissions of harmful substances and the negative impact of engines on the environment and to determine the appropriate compensation for the restoration of nature and human health, it is first necessary to have a set of models of engine loading in operation and models of analysis of thermophysical and chemical processes occurring in the combustion chamber (CC), that is, have adequate workflow models.

One of the factors limiting the reliability of the engine and level of its forcing is the temperature of the piston, as well as the associated state of stress. It is known that in machines (diesel engines), the heat resistance of parts is significantly decreased with increasing their temperature. The components of low and high frequency loading – the changes within the cycle and the changes associated with transition between engine operating modes, have a significant effect on the strength of parts, especially piston. Ways to lower the temperature level to minimize thermal stress without using modern modeling methods require a large number of experiments, as well as significant material costs and time. Modern methods of modeling heat transferring problems using computer integrated automated systems allow to determine steady-state and transient temperature fields of parts at the design stage. The data obtained are the initial data for the further analysis of the thermal stresses arising in the steady-state modes and during the diesel loading and unloading. It allows to estimate the dynamics of stress changes, the durability (resource) of parts, and to modify the design. From previous researches, it was found that the levels of temperature and thermal load in transients have a great influence when determining the life-time. It is shown that the level of thermal stresses and their distribution do not have a linear dependence on temperature. These values depend on the nature of load change, geometry and material properties of the parts, and depend on the design features of the diesel functional systems. In addition, the magnitude of thermal loads in the local zones of piston CC on the transient diesel

operation is greater than corresponding values at the steady state, which must be taken into account when estimate the life-time.

The mass of the new piston design for D-100 type diesel is reduced by 45 % (up to 22 kg). At the beginning of this research, the proposed design weighed 26 kg. The optimization by the developed algorithm allowed to reduce the mass by another 4 kg.

The algorithm of determining the boundary conditions (BC) on the piston is proposed. When determining the BC for transient operating modes it is necessary to take into account the time of transition. For this purpose, the temperature of the piston, the thermal properties of the working fluid and the methods of cooling over time are determined. The models of BC are developed for all piston surfaces – CC (from workflow model), internal (oil cooled) and lateral (gap and/or contact).

BC on the CC. The program of workflow thermal calculation is developed. This made it possible to explore the model workflow using known α -formulas. It is shown that the G. Rosenblitt's α -formula is most suitable for research of D100 diesel. A simplified algorithm is proposed to determine the BC on the piston CC, and the method of modeling the piston in CAD to determine the BC on the inner surface of the bottom and the side wall of the piston.

BC on the inner surface. BC on the inner surface of the piston bottom is determined by two methods: the first – the classical method, the piston is fixed and the movement of the cooling oil is determined by the rate of leakage and gravity, taking into account the viscosity. The second is the oil movement determined by the oil movement relative to the piston, taking into account the variable piston acceleration. The simulation results showed that the second method is more accurate for prediction of temperature fields of pistons with complex oil-cooled design (our is a new design) or of inertial-cooled pistons.

BC on the lateral surface of the piston is also defined by two methods: the first - the gas in the gaps moves at a constant speed; the second - the gas in the gaps moves with a change of speed and its speed depends on the piston movement. The results for two methods differ slightly. Formulas for determining the heat transfer coefficients between gases in gaps and piston wall are proposed.

The results of the calculations showed the possibility of using a simplified algorithm to calculate the BC when determining the temperature, thermal stress and life-time of the piston in both steady-state and transient operating modes of diesel. The results of temperature and stress fields prediction showed that the new design is colder up to 40 K (on the surface of the piston CC) and stress less than 30 MPa (on the surface of the piston CC).

The proposed technique of computer-integrated design makes it possible to accelerate the design process in its initial stages adhering to the concept of guaranteeing the piston's durability.

These results have been implemented in the SE «Malyshev Plant", as well as in the practice of scientific research and in the educational process of the Department of Aircraft Engine Design of the Zhukovsky National Aerospace University "KhAI".

Keywords: diesel, gas exchange, heat transfer, piston, boundary conditions, block diagram, mathematical model, thermal state, life-time, transient mode.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ І СКОРОЧЕНЬ.	17
ВСТУП.....	18
РОЗДІЛ 1	24
АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ КОМП'ЮТЕРНО-ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ СКЛАДЕНИХ ПОРШНІВ ДВС, НАПРЯМІВ І ШЛЯХІВ ЇЇ РІШЕННЯ.....	24
1.1 Загальні напрямки вдосконалення ДВЗ і їх поршнів	24
1.2 Огляд конструкцій поршня.....	30
1.3 Потреба (забезпечення) використовувати науково-технічні основи комп'ютерно-інтегрованого проектування в технічному машинобудуванні.....	34
1.4 Попередня постановка задач дослідження	36
1.5 Література до першого розділу	44
РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА ІНСТРУМЕНТІВ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНОКУ	55
2.1 Диференціальні рівняння процесів в робочій порожнині двигунів внутрішнього згоряння	55
2.1.1 Рівняння об'ємного балансу М. М. Глаголева	55
2.1.2 Теплообмін між робочим тілом і стінками надпоршневої порожнини....	56
2.1.3 Диференціальні рівняння процесів масообміну	57
2.1.4 Визначення об'єму і площі циліндра	60
2.1.5 Кілька основних формул, що використані в програмі	61
2.2 Блок схема та алгоритм розрахунку робочого процесу ДВЗ	62
2.3 Тепловий баланс.....	65
2.4 Аналіз теплових параметрів і характеристики двигуна	66
2.5 Висновки по розділу 2	69
2.6 Література до другого розділу.....	70
РОЗДІЛ 3 АНАЛІЗ ЗАСТОСОВНОСТІ ВІДОМИХ α -ФОРМУЛ	72
3.1 Вибір методики розрахунку теплообміну.....	73
3.2 Аналіз результатів розрахунків	76
3.3 Висновки по розділу 3	82

3.4 Література до третю розділу.....	82
РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ.....	84
4.1 Вибір варіантів мінімізації маси поршня.....	84
4.2 Прогнозування поля температур і оптимізація конструкції пропонуваного поршня.....	88
4.3 Висновки по розділу 4	91
4.4 Література до четверту розділу	91
РОЗДІЛ 5 МОДЕЛЮВАННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОВІДДАЧІ ДО МАСЛА ВО ВНУТРІШНІЙ ПОРОЖНИНИ ТЕПЛОВИЗНОГО ПОРШНЯ В УМОВАХ ЗМІННОЇ ГРАВІТАЦІЇ.....	93
5.1. Моделювання руху масла в поршні.	93
5.2 Аналіз результатів розрахунку коефіцієнта тепловіддачі від внутрішньої поверхні поршня до масла.....	95
5.3 Висновки по розділу 5	98
5.4 Література до п'ятого розділу	98
РОЗДІЛ 6 ТЕРМІЧНИЙ ОПІР В ЗАЗОРАХ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ І ВПЛИВ ЙОГО НА ПОЛЕ ТЕМПЕРАТУР ПОРШНЯ.....	99
6.1 Зазори і шляхи витоку газу в ЦПГ	99
6.2 Аналіз необхідності визначати термічний опір в зазорах ЦПГ при прогнозуванні поля температур і напружень поршня	99
6.3 Процес теплопередачі через зазори «поршень – циліндр»	102
6.4. Процес теплопередачі через зазори «поршень – кільця».....	106
6.5 Залежність поля температур поршня від термічних властивостей зазору... ..	108
6.6 Висновки по розділу 6	109
6.7 Література до шостого розділу	110
РОЗДІЛ 7 ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЯ І ОЦІНКА ЙОГО РЕСУРСУ НА ПРИКЛАДІ ПОРШНЯ ДЛЯ ДИЗЕЛЯ ТИПУ Д100	112
7.1 Метод визначення ГУ для розрахунку термонапруженого стану поршня ..	112
7.2 Вибір моделі для визначення граничних умов (ГУ) щодо поршня	117
7.3 Оптимізація конструкція поршня.....	122
7.4 Оцінка ресурсу поршнів	126
7.5 Висновки по розділу 7	130

7.6 Література до сьомого розділу	131
РОЗДІЛ 8 ТЕРМОНАПРУЖЕНИЙ СТАН ПОРШНЯ У ПЕРЕХІДНОМУ РЕЖИМІ ДИЗЕЛЯ, СИНТЕЗ ПРОФІЛЮ ПОРШНЯ	133
8.1 Термо-напружений стан поршня в перехідному режимі	133
8.2 Синтез профілю	138
8.3 Висновок по розділу 8.....	140
8.4 Література до восьмого розділу	140
РОЗДІЛ 9 НОВА КОНСТРУКЦІЯ ПОРШНЯ ДЛЯ 4-ТАКТНИХ ДИЗЕЛІВ Д49, Д80.....	143
9.1. Постановка завдання.	143
9.2. Результати дослідження штатного і нового поршня.	144
9.3 Висновки по розділу 9	146
9.4 Література до дев'ятого розділу	147
ВИСНОВКИ	149
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	152
ДОДАТОК А	167
ДОДАТОК Б.....	171
ДОДАТОК В.....	175
ДОДАТОК Г	180
ДОДАТОК Д.....	182

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ І СКОРОЧЕНЬ

ДВЗ	—	двигун внутрішнього згоряння;
КЗ	—	камера згоряння;
САПР	—	система автоматизованого проектування;
ГУ	—	граничні умови;
ВМТ	—	верхня мертва точка;
НМТ	—	нижня мертва точка;
ЦПГ	—	циліндро-поршнева група;
α	—	коефіцієнт тепловіддачі;
T	—	температура;
$\bar{T}$	—	середня температура поверхні;
$\bar{\alpha}$	—	середній коефіцієнт тепловіддачі;
$\bar{T}_\circ$	—	еквівалентна температура;
ε_π	—	деформація повзучості;
E	—	модуль пружності матеріалу;
$\sigma_\text{в}$	—	тимчасовий опір розриву;
$\sigma_\text{т}$	—	границя текучості;
$\sigma_\text{дл}$	—	межа тривалості;
$\sigma_\text{пл}$	—	межа повзучості.

ВСТУП

Актуальність теми. Сучасний етап розвитку двигунобудування характеризується створенням нових конструкцій двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), що забезпечують комплексне поліпшення техніко-економічних показників, а саме, екологічності, паливної економічності, питомої потужності, надійності, терміну експлуатації. У той же час істотно зростає теплове навантаження на поршень, що негативно впливає на показники його параметричної та фізичної надійності.

Збільшення паливної економічності, питомої потужності дизелів при одночасному підвищенні надійності і терміну експлуатації є складною науково-технічною задачею. Її пов'язують зі зменшенням механічних втрат і придатності розтріскування КЗ поршня при форсуванні двигунів, умови експлуатації яких характеризуються частими і суттєвими змінами навантажень і роботою матеріалів на межі міцності.

Відомий факт, що в частці цих втрат від 40 до 60 % припадає на механічні втрати в циліндро-поршневій групі (ЦПГ) двигуна. Тому зниження втрат на тертя в сполученні «поршень-циліндр», може істотно поліпшити характеристики роботи ДВЗ. У багатьох відомих працях показано, що зменшення маси поршня суттєво зменшує механічні втрати в ЦПГ.

Рішення задач теплопровідності з використанням комп'ютерно-інтегрованих автоматизованих систем дозволяє ще на стадії проектування моделювати стаціонарне і нестаціонарне температурне поле деталей дизеля. Ці дані є вихідними для подальшого розрахунку термічних напружень, що виникають на стаціонарних режимах, а також при накиданні і скиданні навантаження дизеля. Це дозволяє оцінити динаміку зміни цих напруг, ресурсну міцність і довговічність деталей, внести зміни в їх конструкцію.

Ефективність процесу проектування в САПР оцінюють кількістю повернень на попередні його етапи з тих чи інших пройдених. Обов'язковим також є

завдання зменшення часу та матеріальних витрат на пошук і доведення нових конструкцій. Однак, при цьому необхідно забезпечити точність розрахунків.

Достовірність отриманих результатів багато в чому залежить від достовірності дійсних і прийнятих при моделюванні ГУ завдань теплопровідності. При цьому складність моделювання процесу теплообміну і втрати міцності поршня суперечить вимогам прискореного отримання рішень. Саме тому вирішення поставлених завдань вимагає використання обґрунтованого рівня спрощень математичних моделей, що застосовуються на початкових етапах проектування поршнів. Тому розробка алгоритму і способу моделювання поршня в САПР для визначення ГУ є актуальною науково-практичною задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Робота виконана на кафедрі конструкції авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М. Є. Жуковського «ХАІ» у рамках позабюджетної теми «Моделювання стану конструкцій, вузлів, систем та деталей двигунів і енергетичних установок» № 0119U002516.

Мета і задачі дослідження

Метою дисертаційної роботи є розробка варіанту конструкції полегшеного поршня тепловозного дизеля з ресурсом не нижче, ніж у штатного з використанням методів комп'ютерно-інтегрованого проектування.

Для досягнення поставленої мети в роботі визначені такі основні завдання:

1. Аналіз сучасного стану методів, моделей і методик прогнозування температурного і термонапруженого стану поршня дизеля і ресурсної міцності його КЗ;
2. Розробка інструменту для теплового розрахунку;
3. Аналіз застосовності відомих α -формул;
4. Розробка конструкції поршня зі зменшеною масою для дизелів типу Д100;
5. Моделювання коефіцієнтів тепловіддачі до масла у внутрішній порожнині тепловозного поршня в умовах змінної гравітації;

6. Моделювання термічного опору в зазорах циліндропоршневої групи і аналіз їх впливу на температурне поле поршня дизеля;
7. Визначення еквівалентних ГУ на поверхні КЗ поршня, оптимізація конструкції поршня і оцінка його ресурсу на прикладі дизеля типу Д100;
8. Моделювання складного напружено-деформованого стану поршня в перехідному режимі роботи дизеля, синтез профілю поршня.

Об'єкт дослідження - робочі процеси, процес теплообміну, поле температур, поле напруг, профіль поршня в умовах стаціонарної і нестаціонарної роботи дизелів.

Предмет дослідження – закономірності, що характеризують процес теплообміну в циліндро-поршневій групі, його вплив на температурний, напружено-деформований стан поршня і ресурс дизелів середньої швидкохідності.

Способи дослідження

Дисертаційна робота базується на фундаментальних положеннях теорії двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), теплообміну, міцності. Завдання визначення ГУ на стінки поршня включають: розробку програми для визначення термічних властивостей робочого тіла і процесів в циліндрі дизеля, дослідження ефективності охолодження поршня в умовах змінної гравітації і теплопередачі через зазори деталей ЦПГ. Запропоновано оптимізований алгоритм визначення еквівалентних ГУ на днищі поршня. При моделюванні температурного і термонапруженого стану поршня в стаціонарній і нестаціонарній постановках використано метод скінченних елементів. При цьому враховано час перехідного режиму і час прогріву охолоджуючих засобів. Досліджено ширину зазору "поршень - циліндр" на різних режимах роботи.

Наукова новизна отриманих результатів

1. Вперше реалізовано комплексний підхід до визначення граничних умов при моделюванні складного напружено-деформованого стану, що включає одночасне урахування параметрів робочого процесу, параметрів

- нагріву охолоджуючої рідини і масла, впливу прискорення поршня на теплопередачу в охолоджуюче масло і вплив теплопровідності в зазорах;
2. Модернізовано методику розрахунку робочого процесу двотактного дизельного двигуна типу Д100 в частині розрахунку процесу в період початку згоряння і в період газообміну;
 3. Проведено аналіз застосовності відомих формул для визначення теплових граничних умов по камері згоряння, рекомендовані для подальших досліджень формули, запропоновані проф. Г. Розенблітом і Р. Кавтарадзе. Показано, що можливе застосування і інших формул при їх відповідній модернізації;
 4. Отримано регресійні залежності коефіцієнту тепловіддачі від режиму роботи дизеля;
 5. Вперше досліджено вплив змінного прискорення поршня на коефіцієнт тепловіддачі при струменевому масляному охолодженні внутрішньої порожнини поршня.

Практична цінність отриманих результатів

1. Отримано теплові граничні умови на внутрішній поверхні днища поршня в умовах масляного струминного охолодження і змінного гравітаційного поля;
2. Розроблено і оптимізовано конструкцію полегшеного (на 45 %) поршня для двигуна 10Д100, що забезпечує зниження механічних втрат до 2,5 % і забезпечує ресурс на рівні ресурсу штатної конструкції;
3. Отримано значення теплових опорів в місцях сполучення поршневого кільця з канавкою поршня і в зазорі поршень-циліндр;
4. Запропоновано профіль поршня, що забезпечує мінімально можливий зазор у сполученні «поршень-циліндр»;
5. Запропонована методика розробки поршня перевірена на конструкції поршня для дизеля Д80 (Д49).

Особистий внесок здобувача

Створення об'ємної моделі альтернативної конструкції поршня, оптимізація цієї конструкції.

Створено інструмент – програму розрахунку робочого процесу в циліндрі двигуна, що враховує залежність цього процесу від витоку тепла через поверхні циліндра і поршня, запропоновано регресійні залежності коефіцієнту тепловіддачі від змінних параметрів: потужності (режиму роботи дизеля), кута повороту колінвала, середньої температури КЗ поршня .

Запропоновано і створено моделі, що імітують струминне масляне охолодження поршня, проведено моделювання умов теплообміну на охолоджуваних внутрішніх поверхнях в умовах змінної гравітації, запропоновано регресійні залежності коефіцієнту тепловіддачі від змінних параметрів: прискорення поршня відносно масла, вхідної температури масла, витрати масла, кількості і кута нахилу отворів форсунки.

Запропоновано і створено моделі теплообміну в зазорах між поверхнями поршня і циліндра, запропоновано регресійні залежності коефіцієнту тепловіддачі від змінних параметрів: тиску, температури і швидкості газів, ширини зазору, середньої швидкості поршня.

Запропоновано модель і проведено моделювання напружено-деформованого стану поршня в умовах накиду та скидання навантаження, запропоновано «безпечний» профіль поршня.

Запропоновано конструкцію поршня дизеля Д80 (Д49), що розроблено за методикою цього дослідження.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати дисертаційного дослідження доповідалися на Міжнародних конгресах двигунобудівників в 2016, 2018 і 2019 роках (с.м.т. Коблево, Миколаївська область), конференціях ІКТМ 2016, 2018 і 2019 (Харків, НАКУ «ХАИ»), Міжнародній науково-практичній конференції «FS-2019», присвяченій пам'яті професорів Фоміна Ю. Я. і Семенова В. С., Одеса – Стамбул, 2019. The 24th

Slovak-Polish scientific and practical conference with international participation in machine modeling and simulations 2019, Slovakia, September 3rd to 6th, 2019.

Публікації. Основний зміст дисертації відображено у 15 наукових працях, з них: 5 статей у наукових фахових виданнях України; 2 статті у виданнях, що реферуються в базі даних Scopus; 8 тез доповідей.

Обсяг і структура дисертації. Дисертація складається з анотації на двох мовах, вступу, 9 розділів, висновків, списку використаних джерел і 5 додатків. Загальний обсяг дисертації становить 182 сторінок; з них 93 рисунки за текстом і 1 рисунок на 1 окремій сторінці; 21 таблиця зао текстом і 2 таблиці на 3 окремих сторінках; список використаних джерел з 133 найменувань на 14 сторінках; 5 додатків на 16 сторінках.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ КОМП'ЮТЕРНО-ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ СКЛАДЕНИХ ПОРШНІВ ДВЗ, НАПРЯМІВ І ШЛЯХІВ ЇЇ ВИРІШЕННЯ

1.1 Загальні напрямки вдосконалення ДВЗ і їх поршнів

Сучасне світове двигунобудування за останні 10-15 років розвивається прискореними темпами. Особливостями етапів цього розвитку є комплексне підвищення показників якості двигунів, пов'язаних, в першу чергу, з проблемами економічності, екологічності, надійності і вартості [1-3].

Залізничний транспорт відіграє значну роль в забезпеченні життєдіяльності економіки не тільки України, а і інших країн [4], на частину якого в деяких країнах припадає до 82% вантажообігу (без урахування трубопровідного) і майже 40 % перевезення пасажирів, що здійснюється всіма видами транспорту. Чисельність вагонів вантажного парку ставить близько 125 тисяч, кількість тепловозів - до 3 тисяч. Ступінь зносу магістральних тепловозів становила в 2010 році 99,3 % (2493 тепловоза) [4].

На тягу поїздів тепловозами витрачається близько 3 млн. тон палива на рік, що становить приблизно 10 % його виробництва (по Росії). В цілому по мережі залізниць витрати на паливно-енергетичні ресурси складають приблизно 11 % від загальногалузових експлуатаційних витрат, або трохи менше 1 млрд. доларів США, з них на тягу поїздів витрачається до 72 % [5, 6].

Незважаючи на тенденції щодо скорочення виробництва дизелів у країнах Європи, на сьогодні використання дизельних двигунів йде нарівні з бензиновими. У США також все більше обирають дизель. Дослідження J. D. Power Asia Pacific довели, що майже 25% всіх нових авто – дизель [7]. Крім того зазначається, що популярність саме дизельних двигунів не зменшується. На такий вибір автовласників впливають низька вартість палива, постійне посилення екологічних норм і ще кілька чинників:

- дизелі споживають на 30-40% менше палива;
- великий термін роботи до капітального ремонту;
- відсутність системи запалювання, що підвищує надійність;
- низький рівень CO₂ у викидах;
- перспектива заправляти біодизельне пальне.

Конструкції ДВЗ постійно удосконалюються. Тенденції їх розвитку обумовлені як економічними, так і соціальними вимогами. Економічні пов'язані з підвищенням паливної економічності споріднених машин. Соціальні обумовлені тенденцією підвищення безпеки застосування і зниженням токсичних викидів з відпрацьованими газами ДВЗ.

Одним із шляхів підвищення економічності є підвищення механічного ККД двигунів. На сьогоднішній день у більшості ДВЗ автотракторного типу (без наддуву), що вироблено серійно, механічний ККД не перевищує значення 0,75 на режимі номінальної потужності [8], для дизелів двотактних - до 0,85 на режимі номінальної потужності [9, 10], що означає, що до 15...25% індикаторної потужності цих двигунів втрачається безповоротно на подолання тертя та інших видів опору руху і переміщення твердих тіл і в'язкому середовищі.

Відомий факт, що в частці цих втрат від 40 до 60 % припадає на механічні втрати в циліндро-поршневій групі (ЦПГ) [11, 12, 13]. Такі показники свідчать про необхідність розробки заходів, спрямованих на зниження втрат на тертя в сполученні «поршень-циліндр», що може істотно поліпшити характеристики роботи ДВЗ і, в кінцевому підсумку, привести до зростання економічного та екологічного ефектів.

Шляхи зниження механічних втрат в ЦПГ [11, 14, 15]:

- конструкційні;
- технологічні;
- експлуатаційні.

Перша група методів передбачає вплив на конструкцію, а саме: зменшення маси рухомих частин – поршня, поршневого пальця, шатуна та ін., видозміну

кінематичної схеми для зменшення навантажень на КШМ, оптимізацію форми, розмірів, мікро- і макропрофіля деталей, що труться. Додатково до цього, розглядається вплив на реологічні властивості моторного масла і узгодження його показників з конструкцією деталей, які змащують. Остання має на увазі, що мастильний матеріал є невід'ємною частиною групи тертя «тіло - мастильний матеріал - контртіло».

Друга група в більшій мірі відноситься до матеріалу і параметрів поверхні деталі, а також до обопільного впливу властивостей поверхонь тертя на властивості матеріалу мастила.

Третя – включає як управління режимами роботи ДВЗ в цілому, так і окремих вузлових одиниць з метою зниження загальних механічних втрат. Типовим прикладом реалізації даного підходу може служити відключення циліндрів при роботі багатоциліндрового двигуна.

Поршень - найвідповідальніша і специфічна деталь (збірка) в сучасному двигуні [16]. Він повинен бути легким і довговічним, здатним витримувати значні механічні навантаження і теплові удари від постійної температури і тиску газів, сил інерції, і, крім того, мати високу зносостійкість робочих поверхонь, низьке тертя при мінімально можливому зазорі в циліндрі. Остання вимога особливо важлива щодо можливості уникнути виток газу з камери згоряння в картер і потоку масла в протилежному напрямку.

Для забезпечення високої надійності він повинен мати жорстку силову схему, достатню механічну міцність і теплостійкість, оброблюваність, корозійну стійкість.

Через високі значення максимального тиску газу і частоти робочих циклів, особливо в швидкохідних двигунах, характер навантаження на поршень близький до удару. Сили інерції в швидкохідних двигунах не на багато менше, ніж від тиску газів, а іноді і перевищують їх. Передача цих навантажень на поршень поєднується з високою швидкістю його руху. Температура, що впливає на газовий поршень, може досягати 2000-2500 °С. Підвищення температури поршня супроводжується зниженням механічних властивостей його матеріалу.

Температура поршня відрізняється, особливо в нижній частині поршня. Під дією системи охолодження, нагрівання газу і процесу теплопровідності внутрішньої стінки поршня і передачі тепла від інших частин ЦПГ температура в поршні сильно відрізняється в різних зонах і, отже, виникають перепади температур, які викликають теплові напруження. Таким чином, в поршні механічні напруження плюсуються з тепловими.

Основні вимоги, що пред'являються до конструкції поршня [17]:

- забезпечення герметичності порожнини циліндра від пропуску газів;
- ефективне відведення тепла від днища в стінки циліндра, що забезпечує нормальні температури днища, стінок головки і поршневих кілець;
- мінімальне сприймання тепла зовнішньою поверхнею днища;
- висока зносостійкість;
- забезпечення мінімальної витрати двигуном масла;
- мінімально можлива маса при достатній міцності і жорсткості;
- максимально можливий термін роботи до першого перебирання поршневої групи.

Основними елементами поршня є днище і циліндрична частина. Циліндрична частина складається з верхньої (що ущільнює) і нижньої (що направляє). Ущільнююча частина несе на собі поршніві кільця, що забезпечують герметичність робочої порожнини циліндра. Через верхню частину циліндричної поверхні поршня та встановлені в ній кільця в стінки циліндра відводиться велика частка тепла, сприйманого днищем (60...75 %). Спідниця передає на стінки циліндра бічні зусилля. Днище разом з прилеглою до нього ущільнюючою частиною утворює головку поршня. Бобишки для пальця відносять зазвичай до направляючої частини - тронку (спідниці) поршня.

Форма поршня і його основні розміри визначаються в першу чергу умовами відведення сприйманого ним тепла. При конструюванні поршня необхідно прагнути до того, щоб він мав найбільш просту (циліндричну) і по можливості симетричну щодо осі циліндра форму.

На сьогоднішній день, легкі поршні мають пріоритет виробництва [18]. Зменшення маси поршня буде зменшувати витрати матеріалу для виготовлення поршня і інерційні сили в шатунно-поршневій групі.

Вага поршня для середньостатистичного двигуна сучасного легкового автомобіля становить 300-350 г, а для дизеля вона досягає більше 50 кг. Припустимо, що масу поршня довелося збільшити на 10 %. Здавалося б, дрібниця. Тепер помножимо «приріст» на річну програму виробництва поршнів. Так, в 2008 році у ВАТ «АВТРАМАТ» вироблено 2 млн. 670 тис. шт. поршнів, з них для двигунів з примусовим займанням (бензинових) – 2 млн. 213 тис. шт. і 457 тис. шт. для дизелів (див. рис. 1.1) [19]. Якщо збільшити масу поршня на 10 %, то в 2008 році ВАТ «АВТРАМАТ» втратив би до 2000 тон металу (алюмінієвого сплаву).

Пригадаймо, що поршень автомобільного ДВЗ здійснює коливальні рухи в циліндрі з частотою до 100 разів на секунду. При цьому максимальна швидкість його переміщення на відрізку шляху довжиною 70-80 мм досягає 25 м/с, а його прискорення - декількох тисяч м/с. При збільшенні маси на 1 грам інерційні сили збільшаться на кілька кілограм десятків ньютонів. Ці навантаження передаються на поршневий палець, шатун, колінчастий вал і, нарешті, сприймаються блоком двигуна. Збільшення маси поршня однозначно відбивається на масі кожної з цих деталей, тим більше, що вони працюють у циклічному режимі, що провокує втомні явища.

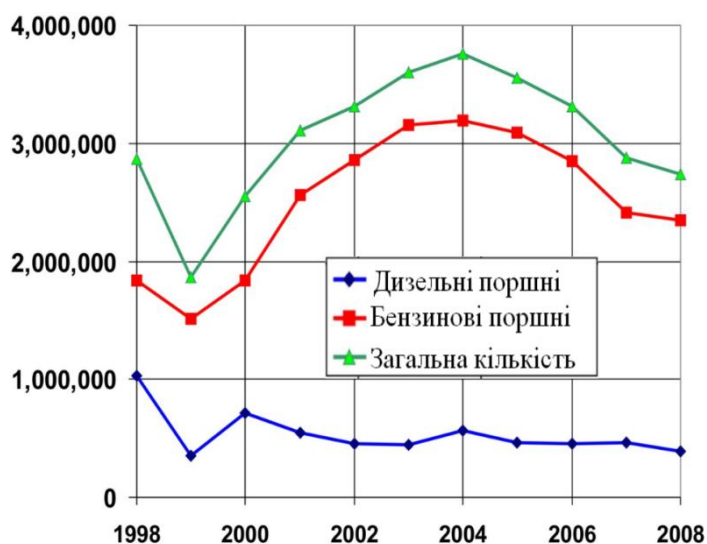


Рис. 1.1 Виробництво поршнів ВАТ «АВТРАМАТ» протягом десяти років, шт.

Зменшення маси поршня не тільки знизить витрату матеріалу і його інерційні сили, а ще зменшить втрати тертя в ЦГП, підвищить механічний ККД і

економічність двигуна. При розгляді основних напрямків вдосконалення двигунів внутрішнього згоряння незмінно відзначається зростання рівня їх форсування. Ця обставина завжди веде до підвищення теплонапруженості деталей камери згоряння і, зокрема, поршня. Прогрес у розвитку також досягають шляхом зниження механічних втрат, пов'язаних, крім іншого, зі зниженням маси рухомих частин ДВЗ. Очевидна суперечність – підвищення потужності і моменту, зростання термонапруженості елементів силового агрегату вимагають посилення конструкції поршня, а зниження механічних втрат – його полегшення [19].

Дослідження залежності втрат від тертя від маси поршня виконав проф. О. В. Білогуб [20] рис. 1.2-1.3.

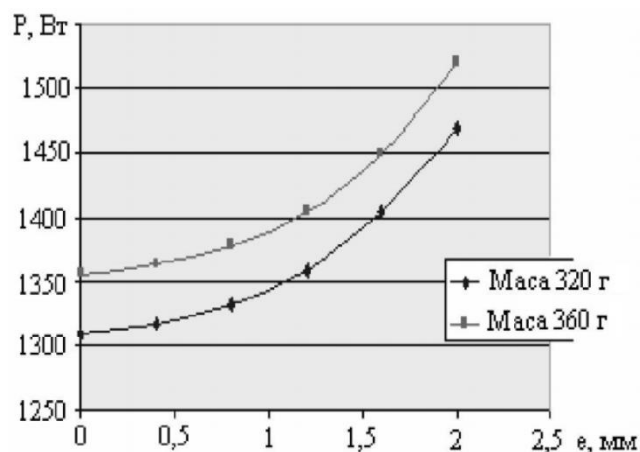


Рис. 1.2 Залежність потужності тертя пари «спідниця поршня – циліндр» від величини зміщення осі пальця від осі циліндра. Частота обертання колінчастого валу – 5500 хв^{-1}

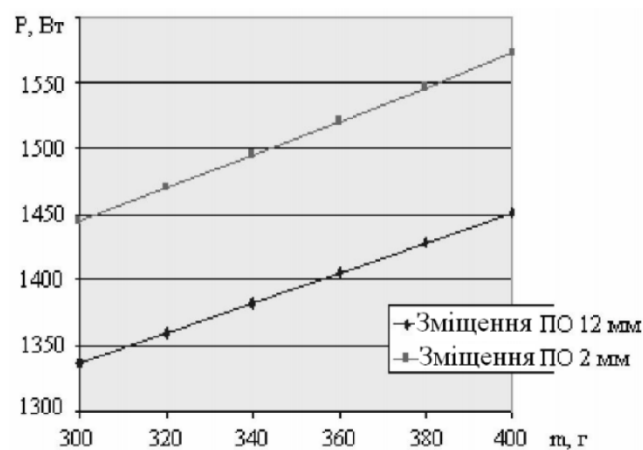


Рис. 1.3 Залежність потужності тертя пари «спідниця поршня – циліндр» від маси поршня. Частота обертання колінчастого валу – 5500 хв^{-1}

У роботі [20] проведена оцінка втрат тертя в залежності від конструктивних параметрів, яка показала, що зменшення маси поршня на 10 % в двигуні ВАЗ-21083 може привести до збільшення максимальної потужності і моменту на 150...300 Вт і 0.25...0.5 Н·м відповідно

1.2 Огляд конструкцій поршня

Основні терміни і назви елементів поршня наведено на рисунку 1.4 [21].

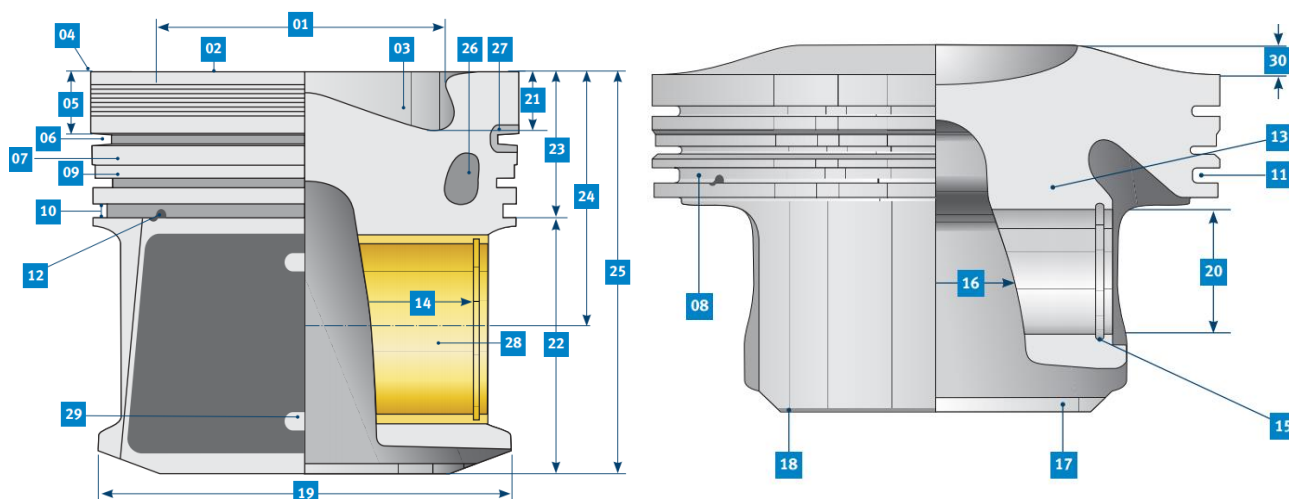


Рис. 1.4 Основні терміни і назви елементів поршня: 01 – діаметр полості КЗ; 02 – днище; 03 – полость КЗ; 04 – кромка днища; 05 – жаровий пояс; 06 – канавка під компресійне кільце; 07 – міжкільцева перемичка; 08 – дно канавки; 09 – зміщена міжкільцева перемичка ; 10 – торці канавки; 11 – канавка під маслоз’ємне кільце; 12 – отвори для зливу масла; 13 – бобишка; 14 – відстань між стопорними кільцями пальця; 15 – канавка для стопорного кільця; 16 – відстань між бобишками; 17 – посадковий пасок; 18 – нижня кромка спідниці; 19 – діаметр поршня перпендикулярно осі пальця; 20 – отвір для поршневого пальця; 21 – глибина полості КЗ; 22 – пасок, що направляє; 23 – пасок поршневих кілець; 24 – висота головки поршня; 25 – довжина поршня; 26 – канал масляного охолодження; 27 – кільцедержач з нірезисту; 28 – втулка пальця; 29 – місце виміру діаметра; 30 – перевищення днища

В роботі [21, 22] поршні класифікують за рядом конструкційних ознак, пов’язаних, головним чином, з надійністю окремих елементів (рис. 1.5):

Бобишки – одні з високо навантажених елементів поршня. В дизельних двигунах температура бобишок може підніматися до 240 °С, при такій температурі алюмінієвий сплав значно втрачає свою міцність. Для запобігання

обриву бобишок або зміни їх форми на овальну на високому навантаженні встановлюють кремнієво-латунні втулки зі сплаву CuZn31Si1 [23], що значно збільшують міцність (рис. 1.5, в).

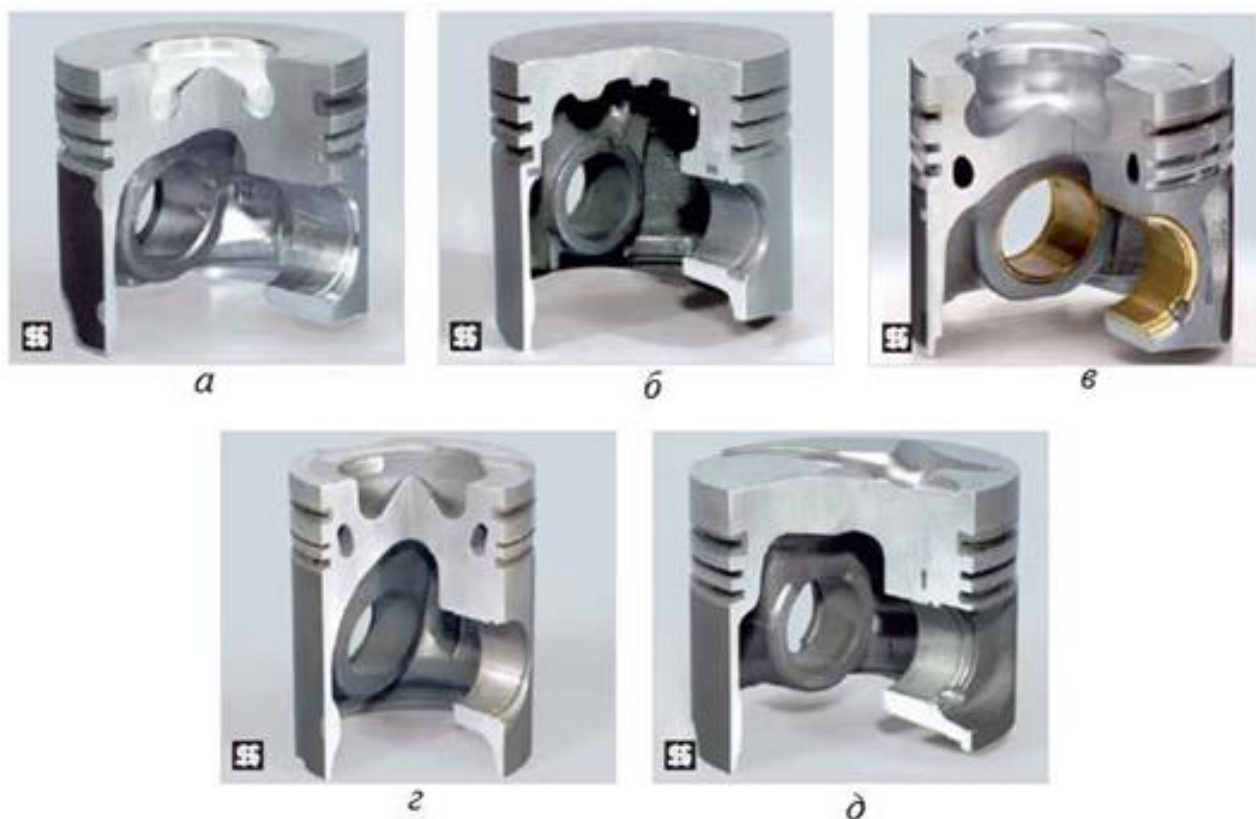


Рис. 1.5 Поршні фірми KOLBENSCHMIDT: а - поршень з нерозрізною спідницею, литий; б – поршень з терморегулюючою кільцевою вставкою; в – поршень з охолоджуючими каналами і з втулкою поршневого пальця; г – поршень зі зміцнюючою вставкою для кільця з каналом для охолодження; д – поршень з терморегуляцією та сегментною зміцнюючою вставкою для кільця

Постійно збільшується питома потужність ДВЗ, що значно ускладнює роботу поршнів, які повинні якомога довше витримувати значно зрослі механічні та термічні навантаження, відрізняючись при цьому максимально легкою конструкцією і працюючи з мінімальними втратами на тертя. Для того щоб впоратися з такими жорсткими вимогами, розроблені нові технології виробництва алюмінієвих і сталевих поршнів [24-26]. Особливість запатентованої конструкції

Evotec SC (рис. 1.6, а) полягає в інтегрованому каналі охолодження, який сприяє зниженню температури в районі першої кільцевої канавки на величину до 25 °С.

На основі технологічного принципу створення поршнів Evotec виявлено потенціал економії маси конструкції, як результат – поява поршня Evolite з новим дизайном (рис. 1.6, б і 1.6, в), що призвело до зниження ваги поршня на 5-10 %. Крім того, як в ході випробувань, так і в умовах нормальної експлуатації підтверджено значні скорочення втрат на тертя.



Рис. 1.6 Поршні фірми Mahle: а – Mahle Evotec SC; б – Mahle Evolite; в – Mahle MonoGuide

Ковані поршні з широким діапазоном розмірів, запатентованих конструкцій AutoThermik та HydroThermik (рис. 1.7) були широко прийняті до застосування [27, 28]. AutoThermik переважно застосовують в двигунах гоночних автомобілів та інших термонавантажених двигунах. Завдяки спеціальним технологіям виробництва надана модель поршня з підвищеною міцністю дозволяє робити невеликі надрізи для зниження маси. HydroThermik – використовуються переважно в бензинових і дизельних двигунах для легкових автомобілів, що допускають високі



Рис. 1.7 Поршні AutoThermik

навантаження. Такі поршні мають влиті сталеві вставки і шліци між поясом поршневих кілець і спідницею.

Ще одним удосконаленням є поршні MONOTHERM®. Ці поршні дизелів повністю виготовлені зі сталі з мінімізацією маси. Застосовуються в двигунах з дуже маленькою висотою стиснення менше ніж 50% від діаметра циліндра. Маса поршня близька до маси аналогічного поршня з алюмінієвого сплаву, розрахованого на таке ж навантаження [23]. Використовуються в дизельних двигунах з піковим тиском в циліндрі до 20 МПа, наведені на рис. 1.8, а.



Рис. 1.8 Поршні MONOTHERM® різних силових схем та з різним типом охолодження

В оптимізованих поршнях MONOTHERM®, поршнева спідниця пов'язана з бобишками з усіх боків, верхній край спідниці так само має зв'язок з головкою поршня, збільшує його стійкість до навантажень. Витримує тиск в циліндрі до 25 МПа (рис. 1.8, б). Також існують поршні, здатні витримувати тиск більш ніж 25 МПа. Для цього головка і спідниця поршня виготовляються з різних металів. Така компоновка дозволяє зробити більший охолоджуючий канал, дозволяє відводити тепло від високонавантажених температурних зон поршня. Приклад такої конструкції наведено на рис. 1.8, в [23].

Литі поршні з алюмінію мають меншу вагу при відмінній теплопровідності, мають у своєму розпорядженні, в залежності від призначення, влиті деталі для зміцнення, такі як зміцнююча вставка для кільця з чавуну, сталеві деталі для

заданого теплового розширення або керамічні деталі з волокном з оксиду алюмінію.

Твердо-анодовані кільцеві канавки запобігають знос і мікро-зварювання при використанні поршнів для дизельних двигунів [29-31]. Крім того, широко поширене застосування протизносних і анти-корозійних нітритних покриттів, які наносяться на поверхні колечних канавок поршня, що труться, шляхом плазмового азотування або електролітно-плазмової нітроцементатації в середовищі інертних газів [32]. Але потужні дизелі мають максимальний тиск згоряння більший за 25 МПа і температуру поверхні КС поршня більше 800 °С. При такій температурі алюмінієвий сплав значно втрачає свої механічні властивості [33]. Тому для напружених дизелів більше підходять сталь і чавун з високоміцними і жароміцними властивостями. Сталеві поршні витримують більш високі значення температур і тисків, ніж алюмінієві, і додатково до цього відрізняються меншими втратами на тертя. По-перше, це пояснюється більш низьким температурним розширенням стали, а по-друге, підвищеною жорсткістю і міцністю, які досягаються завдяки зниженню висоти поршня при одночасному збереженні його маси. Запатентовані конструкції поршнів Monotherm і MonoGuide відмінно зарекомендували себе в дизелях для легкових автомобілів (рис. 1.8, в). Однак за теплопровідністю чавун зазвичай вищий за сталь, тому при однакових умовах в КЗ температура сталевого поршня вище, ніж у чавунного. Щільність чавуну трохи менше ніж у сталі. Звичайно, кожен матеріал має свої недоліки і переваги, тому, вибір матеріалу поршня залежить від умов роботи двигуна.

1.3 Потреба (забезпечення) використовувати науково-технічні основи комп'ютерно-інтегрованого проектування в технічному машинобудуванні

Класика світового і вітчизняного транспортного моторобудування свідчить, що на створення двигунів високого технічного рівня потрібно не менше 6...7 років [34]. При цьому на розробку конструкторської документації необхідно 9...12 місяців (до 15 % від загальних витрат часу), на розробку технологічної

документації та модельного оснащення – 9...12 місяців (до 15 % від загальних витрат часу), на виготовлення експериментального зразка – 6...9 місяців (10 % від загальних витрат часу).

Таким чином, розробка від технічного завдання до створення дослідного двигуна займає 2...2,5 років, тобто 30...35% від загальних витрат часу. Виходить, що за традиційними технологіями проектування 65...70% часу, витраченого на створення двигуна, становить доведення на стендах і об'єктах. При цьому під доведенням розуміють проведення комплексу конструкторських, технологічних і експлуатаційних (регулювальних) заходів щодо усунення розбіжностей між вимогами до технічного рівня створюваних двигунів і реальними результатами їх випробувань або навіть експлуатації.

Згідно з даними [34] для доведення треба виготовити 50...60 двигунів. Їх напрацювання на стендах буде складати 12...15 тис. годин, а пробіг на об'єктах - 75...100 тис. км. Тільки такі обсяги робіт по доведенню і позитивні результати подальших перевірок показників технічного рівня двигуна дозволять за традиційними технологіями проектування рекомендувати новий двигун для серійного виробництва. Підвищена увага до показників надійності також пояснюється ставленням 1:1 між витратами на паливо і обслуговуванням транспортних засобів [35].

Це означає, що в першу чергу для зменшення термінів створення нових продуктів (поршнів) потрібно розставляти пріоритети. Особливо на сучасному етапі істотно загострюється проблема, пов'язана з узгодженням результатів теоретичних і експериментальних досліджень, проектних рішень, технологій, виробництва і споживання нових наукоємних конструкцій. Її подолання безпосередньо спрямоване на підвищення ефективності виконуваних наукових робіт шляхом максимального використання одержуваної науково-технічної продукції у виробничій сфері. В ідеалі мова йде навіть про мінімізацію інвестицій при підвищенні їх ефективності, що також знизить вартість продукту.

Безумовно, що подолання зазначеної проблеми слід здійснювати на основі використання інформаційних технологій, які стають головним чинником розвитку

і економічного зростання підприємств і галузей. Такі технології вирішують завдання зведення до мінімуму матеріальних, фінансових і тимчасових витрат при виробництві та експлуатації продукції [36-39]. На цій основі, наприклад, фірма FORD скоротила час розробки автомобіля (і двигуна) на 33 %, Chrysler та Ricardo – на 45 % [40, 41]. Повною мірою сказане відноситься до виробників комплектуючих ДВЗ, включаючи поршні. Так, Piston Products Engineering Center при проектуванні поршня з використанням САПР знизив витрати часу в 5 разів [42].

Наведеним вище пояснюється гостра необхідність розвитку науково-технічних основ комп'ютерно-інтегрованого проектування і виробництва деталей ДВЗ в цілому, і поршня зокрема.

Сучасні дослідження, проектування і виробництво в області ДВЗ припускають найширше застосування пакетів прикладних програм (ППП) і САПР технологій. Зокрема численні роботи, проведені останнім часом, пов'язаних з вивченням кінематики та динаміки руху поршнів, їх термонапруженого стану базуються на використанні САПР пакетів, пов'язаних з вивченням параметрів робочого тіла в надпоршневій порожнині і впливу цих параметрів на стан деталей ЦПГ. PPP широко використовуються в практиці і пов'язані з послідовними ітераційними циклами (В. Луканін, М. Г. Шатров, В. А. Пильов, М. Ю. Орлов, В. Г. Дьяченко, О. В. Білогуб та ін. [3, 19, 43-47]).

На рисунку 1.9 представлений алгоритм створення нової конструкції поршня з використанням науково-технічних основ комп'ютерно-інтегрованого проектування [9, 10, 19, 47-50].

1.4 Попередня постановка задач дослідження

На залізничному транспорті працює велика кількість магістральних тепловозів, на яких встановлені двотактні дизелі середньої швидкохідності 2Д100 і 10Д100 з поршнями, що рухаються назустріч один одному і створені на Харківському заводі транспортного машинобудування. Двигун 10Д100 є форсованим варіантом двигуна 2Д100. При форсуванні було збільшено тиск

наддуву і, як наслідок, внесені зміни в конструкцію поршневої групи. При цьому поршні двигуна 10Д100 можуть встановлюватися і на двигун 2Д100 [51]. Однак на сьогоднішній день ці двигуни мають значний пробіг (з моменту початку серійного виробництва пройшло більше 60 років) і потребують серйозної модернізації, спрямованої на зниження токсичності відпрацьованих газів і підвищення економічності і надійності.

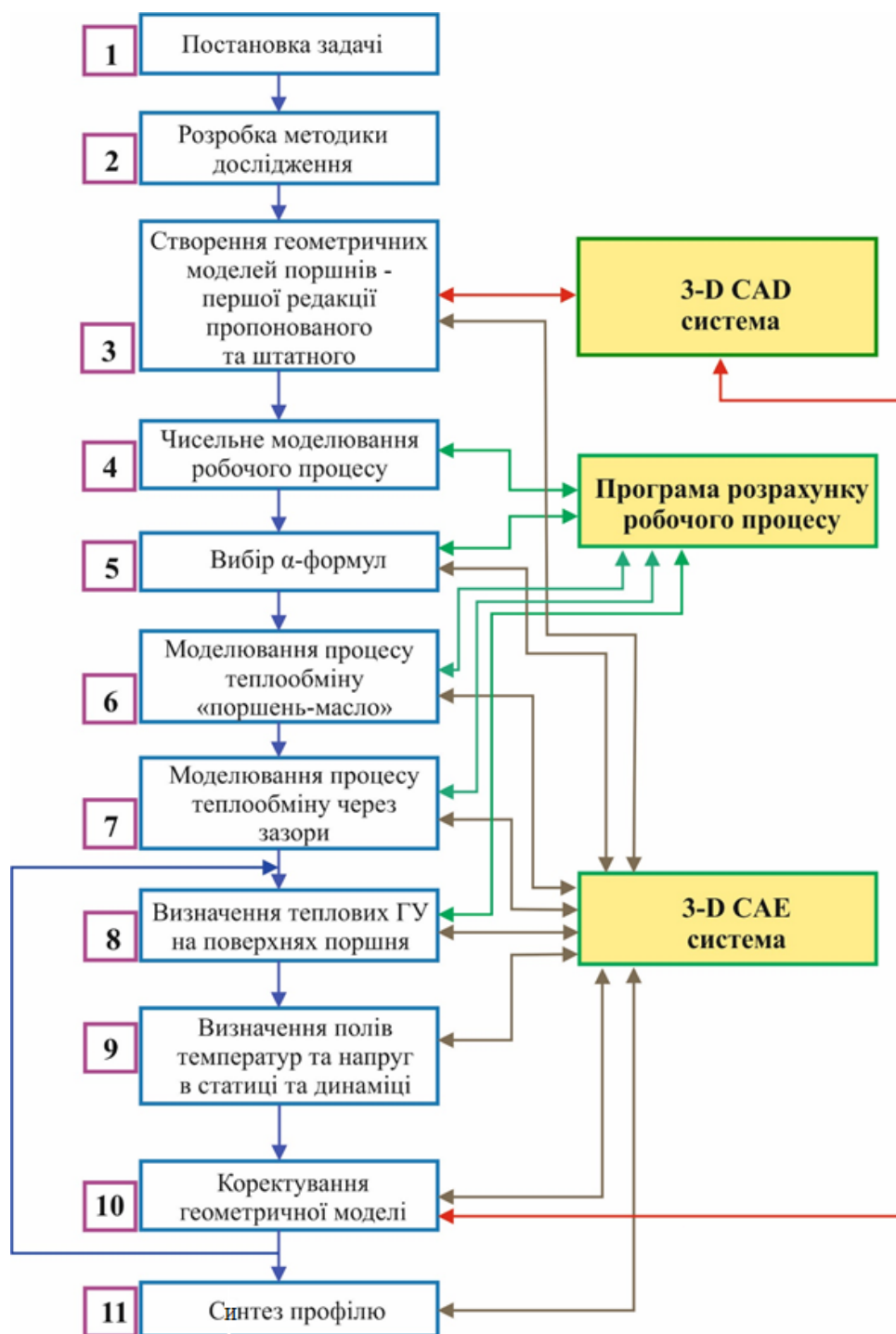


Рис. 1.9 Алгоритм створення нового поршня

Одним з вузлів, які потребують модернізації, є циліндро-поршнева група (ЦПГ), а саме поршень, зменшення маси якого може знизити витрату палива і знос деталей ЦПГ.

При заміні на легкі матеріали і використанні нової конструкції поршня (приклади наведено в п. 1.2) можливе зниження маси поршня. Але при цьому відзначається, що при зменшенні маси поршня можливе зниження надійності його конструкції. Тому вдосконалення сучасних двигунів пов'язують з впровадженням заходів щодо пом'якшення впливу цих факторів. Найбільшою складністю при цьому є забезпечення високих показників надійності і довговічності двигуна в цілому, його вузлів і деталей.

В багатьох роботах показано, що внаслідок фактичної роботи матеріалів на межі міцності навіть в умовах пересічної експлуатації двигунів автобусів, дорожніх і будівельних машин, іншої техніки цивільного призначення, через часті зміни умов експлуатації має місце втрата фізичної надійності поршнів [3, 52-55]. Реальні факти такого руйнування на основі аналізу багатьох зарубіжних ресурсів, наприклад [56], і досвіду українського двигунобудування [57] можна звести до проблеми розтріскування теплонапружених зон КЗ і виникнення задирів на бічній поверхні поршнів. Відповідні приклади наведено на рис. 1.10.

Серед факторів, що впливають на руйнування деталей КС, основними вважаються [34]:

- малоциклова термічна втома, визначається наявністю перехідних процесів аперіодичного навантаження дизеля;
- багатоциклова термомеханическая втома, яка обумовлена високочастотною періодичною зміною значень параметрів робочого тіла в циліндрі;
- процес повзучості матеріалу, який має місце на стаціонарних, і прискорюється внаслідок перехідних режимів роботи двигуна;
- релаксація термпружних напруг, що супроводжує процес повзучості в умовах обмежень деформацій останньої.

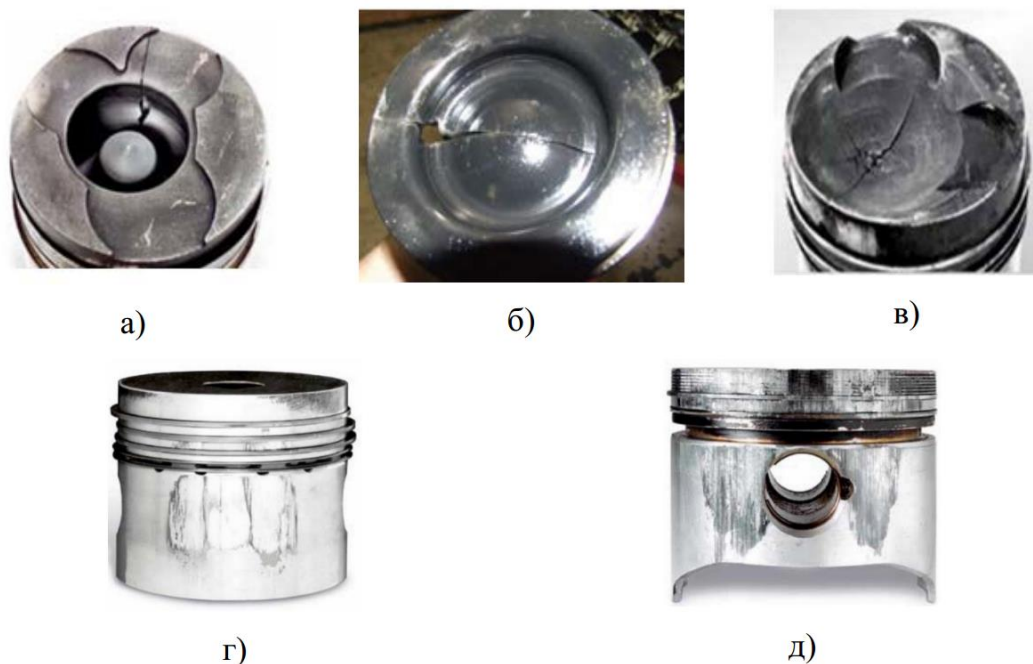


Рис. 1.10 Приклади дефектів поршнів: а, б, в – розтріскування теплонапружених зон; г, д – задири на боковій поверхні

На рисунку 1.10, видно, що руйнування і розтріскування поршня відбуваються в днищі (КЗ) поршня. І за основними чинниками, що впливають на руйнування деталей КЗ [34] і залежності механічних і фізичних властивостей матеріалу від температури [58-60], слідує, що вимоги до конструкції поршня [5], для підвищення надійності та ресурсу в першу чергу пов'язані зі зниженням температури поршня (особливо на поверхні КЗ) і, внаслідок цього, покращенням термонапруженого стану.

Кінцева мета процесу розробки нового поршня - оцінити ресурс поршня. Оцінка складається з 2-х основних частин: перша - прогнозування поля температур і напружень, друга - розрахунок ресурсу.

Методи прогнозування поля температур і напружень з використанням САПР досліджені в працях [48, 54, 61-66], методи моделювання поршня в САПР показані в [67-70]. Для прогнозування поля температур і в подальшому – поля напружень, спочатку нам необхідно визначити ГУ, діючі на поверхнях поршня. Максимальна температура поверхні поршня в зоні КЗ зазвичай від 300 °C до 700 °C і навіть вище [48, 63, 65, 71]. На жаль, механічні властивості матеріалу

поршня (алюмінієвого сплаву) після 300 °C різко погіршуються [58-60]. Сталь і чавун також погіршують свої властивості. Тому точність прогнозування ресурсу поршня істотно залежить від коректності і точності визначення (моделювання) теплового і напруженого стану.

Теплообмінну поверхню поршня розбивають на певну кількість ділянок, на яких ГУ задаються в залежності від наявності експериментальних даних термометрування поршня, особливостей внутрішньоциліндрових процесів, конструктивних особливостей поршня. Найбільшу трудність при цьому представляє завдання ГУ на поверхні КЗ. Основні аспекти її подолання представлені в [3, 54, 72].

Кількість зон завдання ГУ по поверхнях поршня в середньому варіюється від 14 до 24. При цьому, згідно з даними робіт [3, 73-75], такий підхід дозволяє домогтися гарного узгодження розрахункових і експериментальних показників, а похибка в описі температурного поля поршня в середньому не перевищує 5-12 %.

В роботі [76] показано, що при дослідженні термічних напружень в тілі поршня необхідну кількість зон ГУ може бути збільшена вдвічі. В роботі [61] досягнута похибка при описі температурного поля поршня до 3 % і менше. Однак, відповідно до сучасної концепції проектування поршнів, особливо при здійсненні їх доведення, похибка розрахунків в 5-12 % вважається допустимою і, відповідно, допустиме застосування ГУ за даними двигунів-аналогів [62].

Щоб визначити ГУ на поверхні КЗ поршня, потрібно вибирати формули для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі (α -формули) між робочим тілом і стінкою днища поршня і на внутрішній поверхні циліндра. Існує безліч α - формул отримані Г. Вошні, В. Аннандом, І. М. Леніним та О. В. Костровим, В. Нусельтом, Г. Хохенбергом, Г. Ейхельбергом, Х. Цаф, Р. З. Кавтарадзе, М. Р. Брілінгом, Г. Б. Розенблітом і іншими [47, 49, 71, 77-81]. Вони різні і звичайно, одну α - формулу неможливо використовувати для всіх двигуни, про це А. Н. Кабанов вже довів у своїй роботі [81]. За різними α -формулами отримані різні результати (рис. 1.11).

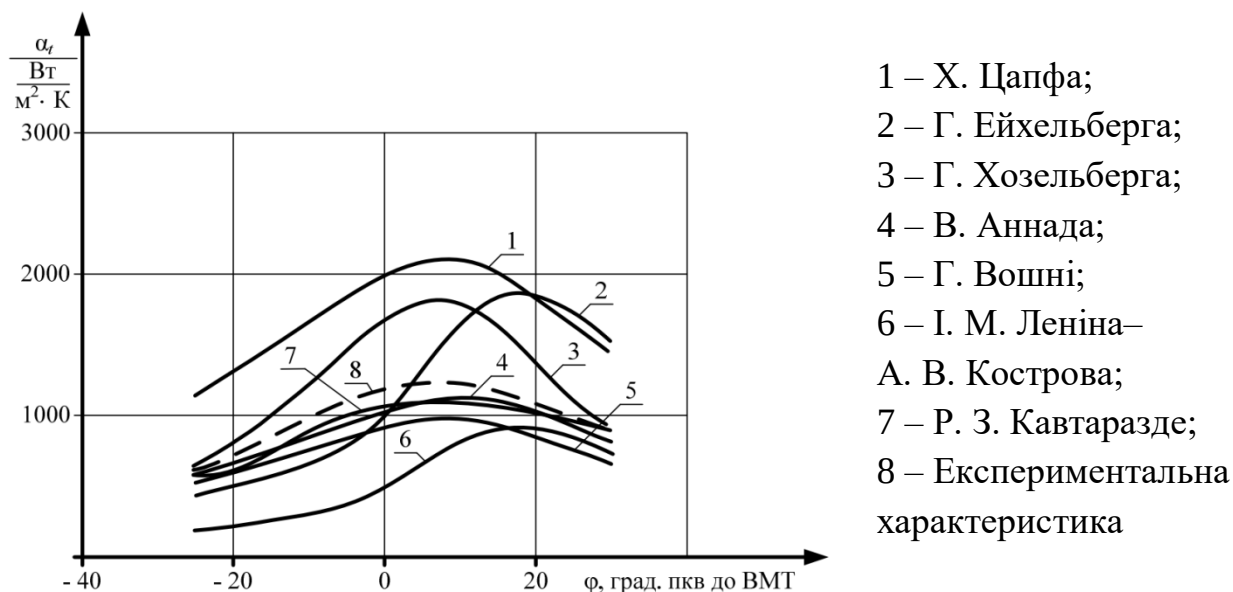


Рис. 1.11 Зміна коефіцієнта тепловіддачі в процесі згоряння в газовому двигуні 4ГЧ 7,5/7,35 відповідно до α -формул без урахування поділу циліндра на зони

Правильний вибір α -формули буде визначати точність подальшої роботи. Але для дослідження α -формул потрібен інструмент – програма теплового розрахунку. Є відома програма, що називається "РК-Дизель", є і інші, але в цих програмах можливо тільки використовувати одну або кілька α -формул, а нам необхідно дослідити всі α -формули, які наведені вище для нашого випадку.

Широко застосовуються два методи теплового розрахунку ДВЗ: метод Гриневецького-Мазінга (використаний для цього двигуна на ЗТМ ім. Малишева [10]) і метод Вібе [47]. За першим методом, ми визначаємо параметри робочого тіла в критичних точках (початок і кінець стиснення, початок і кінець згоряння і в кінці розширення). За другим методом, при використанні диференціальних рівнянь і формул (рівняння об'ємного балансу Н. М. Глаголева, процесу згоряння за І. І. Вібе або Н. Ф. Разлейцевим, формули розрахунку маси газів, яка спрямовується через органи газорозподілу, формули розрахунку швидкості витікання газів та ін.), ми визначаємо параметри робочого тіла за розрахунковими інтегралами (по кроках). Зрозуміло, що поділ робочого процесу ДВЗ на більше число розрахункових ділянок і врахування якомога більшого числа факторів, що

впливають в кожній точці, призведе до отримання більш точного результату. Для методу, застосованого на ЗТМ ім. Малишева, у робочому процесі виділено 4 розрахункові точки, а за методом Вібе – кількість розрахункових точок залежить від довжини кроку, який, наприклад, складає 1 градус кута повороту колінчастого валу. Тому метод Вібе завжди краще. В " РК-Дизель" реалізований саме цей метод.

Вибір середовища програмування залежить від характеристики алгоритму і його особливостей. Для робочого процесу ДВЗ, при використанні диференціальних рівнянь і формул, обов'язково використовувати умовні оператори, оператори циклу і матриці. Звичайно, можна писати програми і на Excel, але важливі швидкості обчислень (за 1 оберт колінвалу – до мільйона елементарних розрахунків, а потрібно кілька обертів для двигуна на стаціонарному режимі). Інтерфейс програми повинен бути легким для використання, забезпечувати можливість вводу формул, тому що більшість формул, які використовуються, досить складні і довгі. Тому середовищем програмування для використання може бути Matlab, C ++, Java [82-85].

Система охолодження поршня - один з основних факторів, який впливає на його поле температур. Більш ефективне охолодження - поршень більш холодніший. Розрахунок ефективності охолодження поршня досліджений в працях [86-89] як класичними методами, так і моделюванням в САПР з нерухомим поршнем. Але в даний час, з новими конструкціями поршня складної форми внутрішніх порожнин або з інерційною системою охолодження, такий метод давав великі похибки. У своїй роботі Loic Wendling провів моделювання масляних струменів для поршневих систем охолодження з використанням деформації сітки, яка деформується, і методу установки рівня [90]; такий метод можна застосувати для визначення ефективності охолодження поршня з високою точністю.

Метод оцінки ресурсу поршня, досліджений В. О. Пильовим, М. Д. Чайновим, А. Ф. Шеховцовим, Ф. І. Абрамчуком та іншими вченими [3, 54, 55, 57, 91-93]. Сьогодні втрату міцності матеріалу пов'язують з поняттям

накопичення пошкоджень. Їх величина становить частку вичерпання ресурсу в відносних одиницях в інтервалі $d = 0 \dots 1$. На момент вичерпання ресурсу $d = 1$ [3]. Малоциклова втома матеріалу є одним з факторів, що впливають на накопичення пошкоджень високо тепло-навантажених деталей КЗ. Діаграма деформування елементів КЗ для прогнозування ресурсу деталей наведені на схемі, зображеної на рисунку 1.12 [3, 93].

Вхідний закон навантаження $1'-2'$ отримують на основі розрахунку напружено-деформованого стану конструкції в лінійній постановці. З урахуванням миттєвих пластичних деформацій і релаксації термічних напружень він набуває вигляду $1'-2''$. При цьому середня напруга циклу вхідного закону σ'_m істотно відрізняється від дійсної середньої напруги σ''_m . У той же час з урахуванням зміцнення матеріалу при повзучості мінімальна величина напруження (т.1''), максимальна його величина (т.2'') і амплітуда напружень змінюється в часі. Таким чином, розрахунок процесу втрати міцності при повзучості слід виконувати для всіх циклів навантаження деталі протягом заданого ресурсу роботи дизеля.

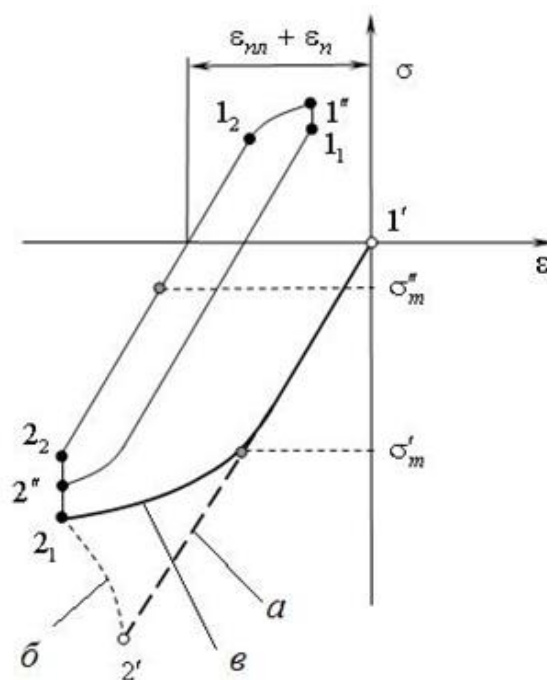


Рис. 1.12 Пружно-пластичне деформування матеріалу в зоні камери згоряння поршня: а – деформації за законом Гука; б – узагальнене співвідношення Нейбера; в – справжня діаграма деформування

Основним фактором зниження ресурсу при збільшенні кількості циклів навантажень дизелів вважається наявність в особливо термонавантажених зонах деталі релаксації термічних напружень. Останнє є наслідком переходу частини

пружною деформації в пластичну в умовах обмеженої повзучості. Процес релаксації розраховують за формулами [3, 54].

$$\frac{d\varepsilon_n}{d\tau} = -\frac{1}{E} \cdot \frac{d\sigma}{d\tau}, \quad (1.1)$$

де: $\frac{d\varepsilon_n}{d\tau}$ – швидкість деформації повзучості;

σ – поточне значення напруження в довільний момент часу τ ;

E – модуль пружності матеріалу.

1.5 Література до першого розділу

- [1] Кудряш А. П., Заславский Е. Г., Тартаковский Э. Д. Резервы повышения экономичности тепловозов 2ТЭ10Л. М.: Транспорт, 1975. 65 с.
- [2] Косяк А. Ф., Бордуков В. Б., Ким Ф. Г. Улучшение топливной экономичности тепловозного дизеля. *Двигателестроение*. 1988. № 3. С. 38-40.
- [3] Пильов В. О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: монографія. Х.: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. 332 с.
- [4] Сергиенко Н. И. Проблемы подвижного состава: пути решения через взаимодействие государственного и частного секторов. Проблемы подвижного состава: пути решения через взаимодействие государственного и частного секторов. г. Севастополь 13-14 мая 2010 г. Севастополь, 2010. С. 14
- [5] Володин А. И., Сергеев С. В., Кирьяков М. Н. Применение микропроцессорных систем управления электропередачей тепловозов для реализации оптимальных режимов работы дизелей. Известия Транссиба, 2012. № 3. С. 18-23.
- [6] Кирьяков М. Н. Повышение топливной экономичности дизель-генераторных установок тепловозов в эксплуатации: дисс. ... канд. техн.

наук: 05.22.07 / Омский государственный университет путей сообщения. Омск, 2012. 186 с.

- [7] Какой мотор сегодня лучше выбрать: бензиновый или дизельный? [Электронный ресурс]. URL: <http://krutimotor.ru/kakoj-motor-vybrat-benzinovyj-ili-dizelnyj> (дата звернения: 26.10.2019).
- [8] Пронин М. Д. Снижение механических потерь совершенствованием конструкции поршня быстроходного двигателя: дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / М., 2009. 127 с.
- [9] Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: учебник для втузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д. Н. Вырубов и др.; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова; 4-е изд., перераб. и доп.; М. : Машиностроение, 1983. 372 с.
- [10] Колчин А. И., Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов. М.: Высш. шк., 2008. 496 с.
- [11] Путинцев С. В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний: электрон. учеб. издание. М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. 288 с.
- [12] Allmaier H., Sander D. E., Reich F. M. Measuring friction in automotive engines & determining the contributions of the individual subsystems. World Tribology Congress. Torino. 2013. P. 117.
- [13] Goenka P. K., Paranjpe R. S. A Rewiew of Engine Bearing Analysys Methods at General Motors. SAE Technical paper series 920489. P. 67-75.
- [14] Путинцев С. В. Состояние проблемы и перспективы развития трибологического аспекта энергосбережения в двигателестроении. Известия вузов. Машиностроение. 1995. №10-12. С. 71-79.
- [15] Путинцев С. В. Трибологические аспекты развития современных ДВС. Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: матер. докл. VIII междунар. научн.-практ. конф. Владимир, 2001. С. 38-41.

- [16] Современные поршни [Электронный ресурс] / А. Хрулев. СМЦ АБ-Инжиниринг». URL: <http://www.ab-engine.ru>. (дата звернения: 26.10.2019).
- [17] Дьяченко Н. Х. Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания; под ред. Н. Х. Дьяченко. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-е, 1979. 392 с.
- [18] Nural. Поршни завтрашнего дня [Электронный ресурс] / А. Кельм. URL: <http://autoexpert-consulting.com/stati/avtokomponenty/10041-federal-mogul-arslanbey-porshni-zavtrashnego-dnya.html>. (дата звернения: 26.10.2019).
- [19] Белогуб А. В. Научно-технические основы интегрированного проектирования и производства тонкостенных поршней ДВС: дис. ... д-р техн. наук: 05.05.03 / НТУ «ХПИ». Х., 2011. 469 с.
- [20] Белогуб А. В., Стрибуль А. С. Прогрессивные решения при проектировании и производстве поршней для автомобильных двигателей. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2005. №1.
- [21] Поршни и компоненты : каталог. MS Motor Service International GmbH, 2019. 1345 с.
- [22] Поршни, цилиндры, сборочные комплекты: каталог. MS Motor Service International GmbH, 2011. 1188 с.
- [23] Поршни дизельных двигателей [Электронный ресурс]. URL: <http://enginepower.pro/blogi/64-porshni-dizelnykh-dvigateljev.html> (дата звернения: 20.09.2019).
- [24] Estrum T. New Mahle Innovative Steel Piston Designs For High Performance Gas Engines. Proceedings of the 25th CIMAC World Congress, Vienna, Austria, May 21-24, 2007. №282. P. 1-32.
- [25] Lising R. Kolben für neue Motorenanforderungen. AMZ: Auto, Mot., Zubehör, 2013. №7-8. P. 18-19.
- [26] Тенденции. Новая технология производства поршней. Mahle aftermarket news, 2014. №2. С. 16.

- [27] Mahle Programme – Engine components and filters: техн. брошюра. MAHLE, 2011. 36 с.
- [28] Metal ring assembly which is assembled and soldered to a support collar in order to form the annular cooling conduit of an internal combustion engine piston, the method of producing said finned metal ring: Pat. CA2453167 (A1). B23P15/10, F01P3/10, F02F3/00, F02F3/22, F16J1/09. 2003-02-13.
- [29] Kolbenschmidt – Продукты в фокусе: техн. брошюра. MS Motor Service International GmbH, 2011. №8. 28 с.
- [30] Medium-sized heavy duty diesel engine piston: Pat.CN202493352 (U), C22C37/10, F02F3/00, F02F3/22. 2012-10-17.
- [31] Piston for an internal combustion engine, has a plasma-electrolytically generated wear-resistant coating in the area of its topmost ring groove: Pat. DE10320979 (A1), C23C30/00, F02F3/12, F02F3/10. 2004-12-09.
- [32] Piston For Diesel Engine: Pat.DE1020005013087 (B3). C23C8/24, C23C8/30, F02F3/10, F16J1/00. 2006-08-31.
- [33] Алёхин С. А., Лыков С. В., Пылёв В. А. Анализ температурного состояния корпусов составных поршней двухтактных дизелей специального назначения. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2013. №1. С. 33-36.
- [34] Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Харків: НТУ «ХПІ», 2004. Т. 2: Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / за ред. А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. 365 с.
- [35] Мозер Ф. К. Дизель в 2015 г. Требования и направления развития технологий дизелей для легковых и грузовых автомобилей [Электронный ресурс] // Журнал автомобильных инженеров, 2008. № 4 (51). С. 7–16.
URL: <http://www.avl.com>. (дата звернення: 26.10.2019).

- [36] От САПР и АСУП – к CALS-технологиям / В. А. Звонов, А. В. Козлов, Т. С. Лаптева, А. С. Теренченко. *Автомобильная промышленность*. 2001. №8. С. 3-6.
- [37] Шатров М. Г. Проблемы организации информационного обеспечения участников жизненного цикла поршневых ДВС. *Двигатель*. 2003. № 4 (28). С.54-56.
- [38] Шатров М. Г. Информационное сопровождение жизни ДВС. *Автотранспортное предприятие*. 2005. № 8. С.42-46.
- [39] Шатров М.Г. Проблемы формирования единого информационного пространства ПДВС: сб. научн. трудов по проблемам двигателестроения. М: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. С. 90-95.
- [40] Бордуков В. Т., Бойко В. В. Техничко-экономическая эффективность и перспективы развития САПР-ДВС. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1990. 28 с. (Обзор).
- [41] Петров Р. Л. Виртуальный мир создаёт автомобили. *Автомобильная промышленность*. 1997. № 10. С. 4-5.
- [42] Rapier integrated engineering program speeds development of cylinder components. *Autumot. Eng.* 1991. № 7. P. 6-7.
- [43] Луканин В. Н., Шатров М. Г., Левин В. П. Учебно-исследовательская система автоматизированного проектирования ДВС. Повышение эффективности работы автомобильных и тракторных двигателей. 1988. № 5. С. 4-10.
- [44] Шатров М. Г. Формирование компонентов единого информационного пространства для обеспечения жизненного цикла двигателей внутреннего сгорания: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: спец. 05.04.02 / Московский автомобильно-дорожный институт. М., 2006. 37 с.
- [45] Расчет на прочность элементов цилиндропоршневой группы ДВС с помощью CAE-систем [Электронный ресурс] : электрон. метод. указания к лаб. работе / М. Ю. Орлов, Т. Н. Цих.; М-во образования и

- науки РФ, Самара. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). Самара, 2013. 1 электрон. опт. диск (CDROM).
- [46] Design Analysis and Optimization of Piston using CATIA and ANSYS / Ch. Venkata Rajam, P. V. K. Murthy, M. V. S. Murali Krishna, G. M. Prasada Rao // International Journal of Innovative Research in Engineering & Science. India. January 2013. Issue 2. Vol. 1.
- [47] Дьяченко В. Г. Теория двигателей внутреннего сгорания: учебник / пер. с укр. Х.: ХНАДУ, 2009. 500 с.
- [48] Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей : учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д. Н. Вырубов, С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко и др.; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова; 4-е изд., перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1984. 384 с.
- [49] Шеховцов, А. Ф. Методические указания для самостоятельной работы студентов по курсу «Теплопередача в двигателях внутреннего сгорания». Харьковский ордена Ленина Политехнический институт им. В. И. Ленина. Х., 1972. 259 с.
- [50] Доценко В. Н., Белогуб А. В., Москаленко И. Н. Методика проектирования профиля поршня ДВС. *Вестник двигателестроения*, 2015. № 1. С. 74-80.
- [51] Володин А. И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания. М.: Транспорт, 1990. 256 с.
- [52] Повреждения поршней – как выявить и устранить их; за ред. Motor Service Technical Market Support, Motor Service Product Management. Heilbronn : MS Motor Service International GmbH, 2010. 92 с.
- [53] Damage analysis of details of ICE, DFC DIESEL available at [Электронный ресурс]. URL: <http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis> (дата звернения: 25.07.2018).

- [54] Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Ф. И. Абрамчук и др.; под ред. А. Ф. Шеховцова. К.: Техника, 1992. 272 с.
- [55] Пылев В. А., Белогуб А. В. Особенности термомеханического нагружения и учета ресурсной прочности тонкостенного поршня бензинового ДВС. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2010. № 2. С. 74-81.
- [56] Ремонт мотора. Минск, Беларусь [Электронный ресурс] / Д. Скиндер. URL: <https://www.drive2.ru/b/1117021/> (дата звернения: 26.09.2019).
- [57] Повышение надежности поршня форсированного быстроходного дизеля / В. А. Пылев и др. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2016. № 2. С. 55-58.
- [58] Бухмиров В. В., Ракутина Д. В., Сонышкова Ю. С. Справочные материалы для решения задач по курсу «Тепло-массообмен»: учеб. пособие. ГОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина». Иваново, 2009. 102 с.
- [59] Гиршовича Н. Г. Справочник по чугунному литью. М.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1978. 758 с.
- [60] Гохфельд Д. А., Гецов Л. Б., Кононов К. М. Механические свойства сталей и сплавов при нестационарном нагружении. Екатеринбург : УрО РАН, 1996. 408 с.
- [61] Пылёв В. А., Ариан Р. Оценка тепло-напряженности поршня с учётом его конструктивных особенностей в зоне кромки камеры сгорания. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2015. № 2. С. 47-52.
- [62] Исследование температурного поля поршня : зб. наук. праць. / А. В. Белогуб, Ю. А. Гусев, А. А. Зотов, А. Г. Щербина. *Авіаційнокосмічна техніка і технологія*. Х.: ХАІ; Миколаїв: Вид-во МФ НаУКМА, 2002. Вип. 31. Двигуни та енергоустановки. С. 120-123.
- [63] Арипджанов М. М., Онищенко Д. О. Моделирование теплового состояния составного поршня с керамическим теплоизолятором. Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер.: Машиностроение. 2009. № 3. С. 15-27.

- [64] Ломакин Г. В., Мацулевич М. А. Методика оценки граничных условий при решении задачи определения теплового состояния поршня бензинового двигателя. Вестник ЮУрГУ. Сер.: Машиностроение. 2014. Т. 14, № 1. С. 26-32.
- [65] Бабич А. А., Громов С. А., Левтеров А. М. Расчётная оценка теплового состояния поршня транспортного дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2016. № 1. С. 40-44
- [66] Кузьмин Н. А., Донато И.О. Выбор граничных условий для моделирования теплонапряженности деталей машин. Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р. Е. Алексеева. 2011. № 1 (86). С. 138-147.
- [67] Глинкин С. А. Расчет деталей поршневых двигателей внутреннего сгорания : учеб. пособие. Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. Владимир: Изд-во ВлГУ, 2013. 107 с. ISBN 978-5-9984-0379-8.
- [68] Расчет на прочность элементов цилиндропоршневой группы ДВС с помощью CAE-систем: электрон. метод. указания к лаб. работе [Электронный ресурс] / М. Ю. Орлов, Т. Н. Цих. . М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). Самара, 2013. 1 электрон. опт. диск (CDROM).
- [69] Розрахунок на міцність поршня дизельного двигуна вантажного автомобіля методом кінцевих елементів / В. Г. Максимов, О. Д. Ніцевич, О. А. Ткачов, П. Є. Вовк. Аграрний вісник причорномор'я, 2016. Вип. 80. С. 29-39
- [70] Peter Kohneke Ansys theory reference. Elevent edition. SAS IP, Inc. 001242.
- [71] Розенблит Г. Б. Исследование теплопередачи в дизелях: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.02 / Х., 1978. 472 с.
- [72] Mollenhauer K., Tschoeke H. Handbook of Diesel Engines. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2010. 636 p.

- [73] Абрамчук Ф. И., Авраменко А. Н. Программный комплекс для моделирования внутрицилиндровых процессов ДВС. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2010. № 2. С. 7-12.
- [74] Обеспечение достоверности и информативности расчетов напряженно-деформированного состояния деталей транспортных поршневых двигателей / А. И. Яманин, Ю. В. Голубев, С. М. Шилов, С. Н. Болдырев. *Двигателестроение*, 2003. Вып. 3. С. 22-24.
- [75] Влияние конфигурации камер сгорания на напряженно-деформированное состояние поршней быстроходных тракторных и комбайновых дизелей / А. Ф. Шеховцов, П. П. Гонторовский, Ф. И. Абрамчук, А. М. Левтеров. *Двигатели внутреннего сгорания*, 1987. Вып. 45. С. 49-55.
- [76] Марченко А. П., Пылев В. В. Моделирование нестационарного высокочастотного температурного stanu поршня ДВЗ з теплоізолюваною поверхнею камери згорання. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2015. № 2. С. 41-47.
- [77] Кавтарадзе Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 592 с.
- [78] Nusselt W. Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschinen. VDI – Forschungsheft. 1923. № 264. P. 47-54.
- [79] Брилинг Н. Р. Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизель. Государственное научно-техническое издательство. Москва, Ленинград. 1931. 320 с.
- [80] Investigation heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines / M. S. Lounici, K. Loubar, M. Balistrout, M. Tazerout. *Applied Thermal Engineering*, 2011. Vol. 31. P. 319-328.
- [81] Кабанов А. Н. Выбор методики расчёта процесса теплоотдачи в газовом двигателе с искровым зажиганием. *Автомобильный транспорт*, 2012. Вып. 30.

- [82] Дьяконов В. П. Matlab. Полный самоучитель. М.: ДМК Пресс, 2012. 768 с.
- [83] Программирование на языке C++ в среде Qt Creator / Е. Р. Алексеев, Г. Г. Злобин, Д. А. Костюк, О. В. Чеснокова, А. С. Чмыхало. М.: ALT Linux, 2015. 448 с. (Библиотека ALT Linux).
- [84] Казарин С. А., Клишин А. П. Среда разработки Java-приложений Eclipse: (ПО для объектно-ориентированного программирования и разработки приложений на языке Java): учеб. пособие. М., 2008. 77 с.
- [85] Алексеев Е. Р., Чеснокова О. В., Кучер Т. В. Самоучитель по программированию на Free Pascal и Lazarus. Донецк: ДонНТУ, Технопарк ДонНТУ УНИТЕХ, 2009. 503 с.
- [86] Мягков Л. Л., Михайлов Ю. В. Применение методики расчета струйного охлаждения для определения параметров системы охлаждения поршня спортивного мотоцикла. Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. № 3.
- [87] Чайнов Н. Д., Мягков Л. Л., Кареньков А. В. Расчет интенсивности масляного охлаждения поршней ДВС. М.: Машиностроение, 2006. № 7. С. 42-52.
- [88] Numerical and Experimental Investigation of Oil Jet Cooled Piston / Mani Bijoy Varghese, Sandeep Kumar Goyal, Avinash Kumar Agarwal. *SAE Technical Papers*, April 2005.
- [89] Nasif G. G. CFD Simulation of Oil Jets with Application to Piston Cooling. PhD thesis, University of Windsor, 2014.
- [90] Simulation of oil jets for piston cooling applications using mesh deformation and the level set method / Ljoc Wendling, Karyofyli Violeta, Markus Frings, Anselm Hopf, Elgeti Stefanie and Marek Behr // 7th GACM Colloquium on Computational Mechanics for Young Scientists from Academia and Industry, GACM 2017, Stuttgart, Germany, 11-13 Oct 2017 Stuttgart : Institute for Structural Mechanics, University of Stuttgart 700-704 (2017).

- [91] Пылев В. А., Белогуб А. В., Ободец Д. К. Прогнозирование ресурсной прочности поршня легкомоторного авиационного двигателя. *Авиационно-космическая техника и технология*, 2013, № 9. С. 177-182.
- [92] Оценка ресурсной прочности поршня в САПР с учётом эксплуатационных режимов работы двигателя / В. В. Матвеев, В. А. Пылёв, А. Н. Клименко, А. А. Котуха. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2012. № 1. С. 120-123.
- [93] Мордвинцева, И. А. Моделирование в САПР нестационарных термических нагрузок и ресурсной прочности поршней быстроходных дизелей: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. Х., 2018. 167 с.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА ІНСТРУМЕНТІВ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНОКУ

2.1 Диференціальні рівняння процесів в робочій порожнині двигунів внутрішнього згоряння

2.1.1 Рівняння об'ємного балансу М. М. Глаголева

У найбільш загальному випадку надпоршневую порожнину циліндра ДВЗ можна уявити як відкриту термодинамічну систему з несталими процесами тепло- і масообміну (рис. 2.1). Аналітично взаємозв'язок термодинамічних параметрів робочого тіла такої системи можливо встановити тільки при значній схематизації процесів, що відбуваються в надпоршневій порожнині, і ряді спрощуючих припущень. Стосовно до надпоршневій порожнині циліндра математична модель процесів для ділянки газообміну була запропонована і доведена до рівня інженерного розрахунку професором М. М. Глаголевим [1].

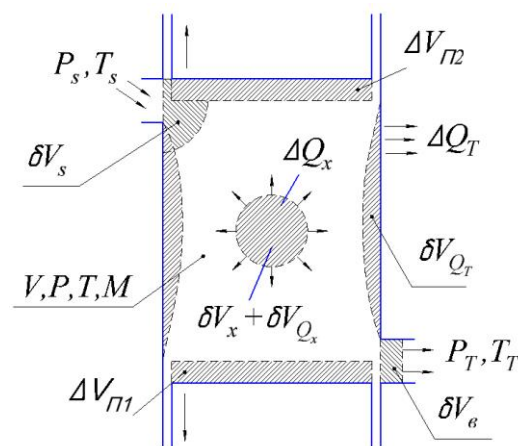


Рис. 2.1 Розрахункова схема тепло- і масообміну в надпоршневій порожнині

В основу математичної моделі покладені рівняння балансу елементарних змін обсягу робочого тіла в надпоршневій порожнині, обумовлених різними факторами (рис. 2.1), і рівняння адіабати в диференціальній формі:

$$\Delta V_{\Pi i} = \delta V_{Si} + \delta V_{Bi} + \delta V_{Q_{Ti}} + \delta V_{Q_{Xi}} + \delta V_{Xi} + \Delta V_{adi}. \quad (2.1)$$

Із формули (2.1) отримуємо зміну тиску в надпоршневій порожнині до кінця розглянутого проміжку часу Δt :

$$\Delta P_i = \frac{K_i \cdot P_i}{V_i} \cdot \left[\delta V_{Si} + \delta V_{Bi} + \delta V_{Q_{Ti}} + \delta V_{Q_{Xi}} + \delta V_{Xi} - \Delta V_{\Pi i} \right], \quad (2.2)$$

де ΔP_i – зміна тиску в циліндрі, Па;

P_i – поточний тиск в циліндрі, Па;

V_i – поточний об'єм циліндра, м³;

δV_{Si} – об'єм свіжого заряду, м³;

δV_{Bi} – об'єм суміші газів, що вийшли з циліндра протягом розрахункового проміжку часу, м³;

$\delta V_{Q_{Ti}}$ – зміна об'єму суміші газів в циліндрі протягом проміжку часу, обумовленого теплообміном між сумішшю газів і стінками (циліндр і поршні), м³;

$\delta V_{Q_{Xi}}$ – зміна об'єму суміші газів в циліндрі від підведення теплоти до робочого тіла внаслідок хімічних реакцій окислення горючих компонентів суміші, м³;

δV_{Xi} – зміна об'єму суміші газів, обумовлена зміною кількості молів суміші внаслідок хімічних реакцій окислення горючих компонентів суміші, м³;

ΔV_{Pi} – зміна об'єму внаслідок переміщення поршнів, м³;

K_i – показник адіабати для суміші газів в надпоршневій порожнині.

2.1.2 Теплообмін між робочим тілом і стінками надпоршневої порожнини

Кількість теплоти, переданого робочим тілом в стінки надпоршневої порожнини або від стінок до робочого тіла протягом проміжку часу dt [2, 3].

$$dQ_{Ti} = \sum_{j=1}^j \alpha_{Tij} \cdot (T_{ij} - T_{CTj}) \cdot F_{ji} \cdot dt, \quad (2.3)$$

де α_{Tij} – коефіцієнт тепловіддачі від газів до j -ї зони поверхні стінок робочої порожнини для i -го розрахункового інтервала з певними фізичними властивостями, що враховує конвективний теплообмін і випромінювання полум'я;

T_{ij} – поточне значення температури газів в надпоршневій порожнині, що відповідає j -й зоні та i -му розрахунковому інтервалу;

$T_{стj}$ – середнє за цикл значення температури j -ї зони поверхні;

F_{ji} – площа j -ї зони поверхні стінок надпоршневої порожнини для i -го розрахункового інтервала.

У практиці вітчизняних і зарубіжних досліджень теплообміну в надпоршневій порожнині для визначення коефіцієнта тепловіддачі використовують залежності, запропоновані В. Нуссельтом, Н. Р. Брілінгом, Г. Ейхельбергом, Г. Б. Розенблітом та ін. [4, 5]. Ці залежності не відображають повною мірою явища теплообміну між робочим тілом і поверхнею стінок надпоршневої порожнини і кількісні співвідношення параметрів процесів теплообміну [6].

Вони можуть бути використані для окремих випадків теплообміну в надпоршневій порожнині, і в кожному конкретному випадку необхідно уточнювати не тільки коефіцієнти в теплопередавальних функціях, але, найчастіше, і самі теплопередавальні функції.

У програмі, яка розроблена, передбачена можливість використання різних α -формул: Г. Вошні, В. Аннанда, І. М. Леніна-А. В. Кострова, В. Нусельта, Г. Ейхельберга, Х. Цапфа, Р. З. Кавтарадзе, Н. Р. Брілінга і Г. Б. Розенбліта [2, 3, 7, 8-12].

2.1.3 Диференціальні рівняння процесів масообміну

В процесі масообміну найважливіше - коректно розрахувати кількість газів, які проходять через органи газообміну.

Для побудови диференціальних рівнянь процесів масообміну створена модель перепуску газів, структура якої наведена на рис. 2.2.

Маса перепуску газів залежить від швидкості витікання газів, ефективної площі, щільності газів і часу. Вираз цієї залежності має вигляд [2]:

$$\delta M_{(1-2)i} = \rho_{1i} \cdot \left(\frac{P_{1i}}{P_{2i}} \right)^{1/K_i} \cdot (\mu f)_i \cdot W_{(1-2)i} \cdot dt, \quad (2.4)$$

де $\delta M_{(1-2)i}$ – маса газів, які проходить через отвори від порожнини «1» в порожнину «2» за розрахунковий час dt , кг;

P_{1i} , P_{2i} – поточний тиск в порожнинах «1» і «2», Па;

$(\mu f)_i$ – ефективна площа отвору, м²;

ρ_{1i} – щільність газів в порожнині «1», кг/м³;

$W_{(1-2)i}$ – швидкість витікання газів від порожнини «2» в порожнину «1», м/с.

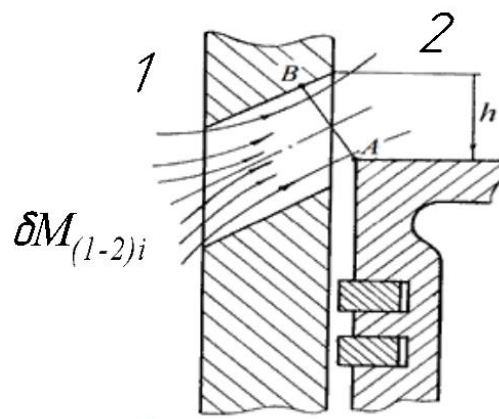


Рис. 2.2 Виток газу через випускне вікно (AB – розрахунковий прохідний перетин вікна)

Зміни ефективної площі прохідних перетинів органів газорозподілу в залежності від кута повороту кривошипа φ_i [2].

$$(\mu f)_i = (\mu f)_{\max} \cdot \omega(\varphi_i), \quad (2.5)$$

де $(\mu f)_{\max}$ – максимальна ефективна площа перепуску вікна, м²;

$(\mu f)_i$ – поточна ефективна площа перепуску вікна, м²;

$\omega(\varphi_i)$ – тригонометрична функція залежності поточної ефективної площі від максимальної площі перепуску вікна.

Приклад тригонометричних функцій на ділянках підйому и закриття випускних вікон [2]:

$$\omega(\varphi_i) = 0,5 \cdot \left\{ 1 - \left[\cos \left(\frac{\varphi_i - \varphi_1}{\varphi_{ВП}} \cdot \pi \right) \right] \right\}, \quad (2.6)$$

$$\omega(\varphi_i) = 0,5 \cdot \left\{ 1 + \left[\cos \left(\frac{\varphi_i - \varphi_{ВПВ}}{\varphi_{ВП}} \cdot \pi \right) \right] \right\}. \quad (2.7)$$

Особливості визначення швидкості витікання газу через вікна

Для визначення формул розрахунку швидкості витікання газів через вікна будемо використовувати просту модель перепуску газів, див. рис. 2.2.

Швидкість витікання залежить від перепаду тиску і критичного перепаду ($\beta_{кр}$) [2, 13].

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{K_{1i} + 1} \right)^{\frac{K_i}{K_i - 1}} \approx 0,53 - 0,55. \quad (2.8)$$

Якщо відношення тисків $\frac{P_{2i}}{P_{1i}} \leq \beta_{кр}$, то швидкість течії газу дорівнює місцевій швидкості звуку і не залежить від перепаду тисків.

$$W_{(1-2)i} = \sqrt{2 \cdot \frac{k_i}{k_i + 1} \cdot R_i \cdot T_{1i}}. \quad (2.9)$$

Якщо відношення тисків $\frac{P_{2i}}{P_{1i}} > \beta_{кр}$, то швидкість течії газу може бути знайдена з рівняння Бернуллі для стисливої рідини [2]:

$$W_{(1-2)i} = \sqrt{2 \cdot \frac{k_i}{k_i + 1} \cdot R_i \cdot T_{1i} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{2i}}{P_{1i}} \right)^{\frac{K_i - 1}{K_i}} \right]}. \quad (2.10)$$

2.1.4 Визначення об'єму і площі циліндра

Д100 є дизель з поршнями, що рухаються назустріч один одному. Об'єм (і площа) циліндра утворені незмінними площами двох поршнів і змінною площею власне циліндра. Для спрощення розрахунку об'єму циліндра ми розділили циліндр на 2 ділянки – верхню і нижню, як на рис. 2.3.

На рис. 2.3: НС – положення поршня в началі стиску; СЖ – положення поршня наприкінці стиску; ВМТ₁ и ВМТ₂ – верхні мертві точки нижнього и верхнього колінчастих валів; $\varphi_{нс}$ – кут повороту колінвалау при початку стиснення; φ_c – кут повороту колінвалау в кінці стиснення;

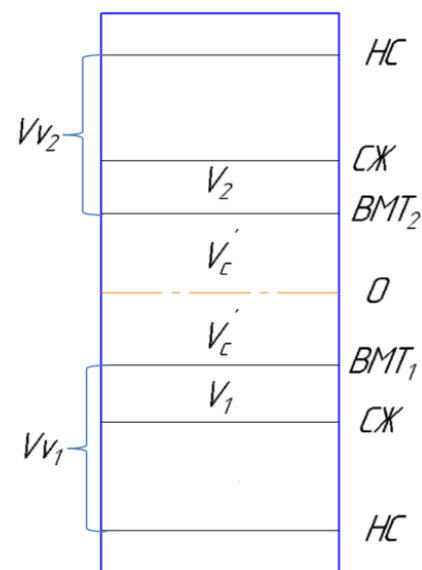


Рис. 2.3 Схема розрахунку об'єму циліндра

$$\text{Тоді} \quad Vh_1 = Vh_2 = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S, \quad (2.11)$$

$$V_C = 2 \cdot V'_C + V_1 + V_2, \quad (2.12)$$

$$V_V = V_{V_1} + V_{V_2} + 2 \cdot V'_C, \quad (2.13)$$

де Vh_1, Vh_2 – окремі робочі об'єми, м³;

V_C – повний об'єм стискування, м³;

V_V – об'єм початку стискування, м³;

$2 \cdot V'_C$ – об'єм циліндра між ВМТ₁ - ВМТ₂, м³;

V_1 и V_2 – об'єм циліндра між СЖ – ВМТ₁ и СЖ – ВМТ₂, м³;

V_{V_1} и V_{V_2} – об'єм циліндра між НС – ВМТ₁ и НС – ВМТ₂, м³.

Отримаємо наступні формули для об'єму [2]. Об'єм циліндра за кутом повороту нижнього колінчастого вала розрахунку за формулами

$$V_i = 2 \cdot Vc' + 0,5 \cdot Vh_1 \cdot \left\{ 1 - \cos(\varphi_i) + \frac{S}{8 \cdot L} \cdot [1 - \cos(2 \cdot \varphi_i)] \right\} + \\ + 0,5 \cdot Vh_2 \cdot \left\{ 1 - \cos(\varphi_i - \Delta\varphi_{BK}) + \frac{S}{8 \cdot L} \cdot [1 - \cos(2 \cdot (\varphi_i - \Delta\varphi_{BK}))] \right\}. \quad (2.14)$$

2.1.5 Кілька основних формул, що використані в програмі

Поточна температура T_i розрахована за рівнянням стану:

$$T_i = \frac{P_i \cdot V_i}{R_i \cdot M_i}, \quad (2.15)$$

де P_i , V_i , M_i – поточні тиск, об'єм і кількість газів в надпоршневій порожнині, Па, м³, кмоль, відповідно;

R_i – універсальна газова стала, кДж/кмоль.

Поточна індикаторна робота на i -му розрахунковому інтервалі, dL_i

$$dL_i = 0,5 \cdot (P_{i+1} + P_i) \cdot dV_i. \quad (2.16)$$

Модель згоряння за розширеною моделлю І. І. Вібе [14]:

$$X_i = 1 - \exp \left[\ln(1 - X_z) \cdot \left(\frac{t}{t_H} \right)^{m_H - m_0} \cdot \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m_0 + 1} \right], \quad (2.17)$$

де X_i – частка згорілого палива від циклової подача до початку розрахункового ділянки;

m_H, m_0 – показник динаміки згоряння на початку і в основний період;

X_z – коефіцієнт горіння палива;

t – поточний час, с;

t_H – тривалість початкового періоду процесу згоряння, с;

t_z – тривалість згоряння, с.

Зміна об'єму над поршневою порожниною за додаванням теплоти, обумовлена згорілим паливом [2]:

$$dV_{Q_{xi}} = \frac{K_i - 1}{K_i} \cdot \frac{dQ_{xi}}{P_i}. \quad (2.18)$$

Зміна об'єму суміші газів, обумовлена зміною кількості молів суміші внаслідок хімічних реакцій окислення горючих компонентів суміші [2]:

$$dV_{xi} = V_i \cdot (\beta - 1) \cdot dX_i, \quad (2.19)$$

де β – коефіцієнт молекулярної зміни.

2.2 Блок-схема та алгоритм розрахунку робочого процесу ДВЗ

Програма працює по 2 вкладеним циклам (зовнішньому і внутрішньому). Внутрішній цикл працює за часом « Δt » зі змінною « i », зовнішній – за обертаму колінчастого валу (або повторюваного циклу двигуна) зі змінною « h » (рис. 2.4).

У блоках I, II задаються вихідних дані, визначаються початкові умови для «зовнішньому» циклу. У блоках III, IV обчислюються константи і початкові умови для «внутрішньому» циклу.

Програма розроблена на базі алгоритму, описаного В. Г. Дьяченко [2].

Відмінність від програми В. Г. Дьяченко:

- визначення моменту початку стиснення – початку циклу;
- визначення об'єму стиснення за ступенем стиснення для двотактного дизеля з поршнями, що рухаються назустріч;
- визначення моменту закінчення процесу стиснення і можливі наступні процеси;
- визначення коефіцієнту тепловіддачі робочого тіла з поверхнями КЗ за різними α -формулами;
- аналіз складу газів в надпоршневій порожнини;

Рідчас аналізу процесу продувки робоче тіло в над поршневій порожнини розділене на 3 зони: «Чистий свіжий заряд», «Суміш свіжий заряд – продукти згоряння» і «Продукти згоряння».

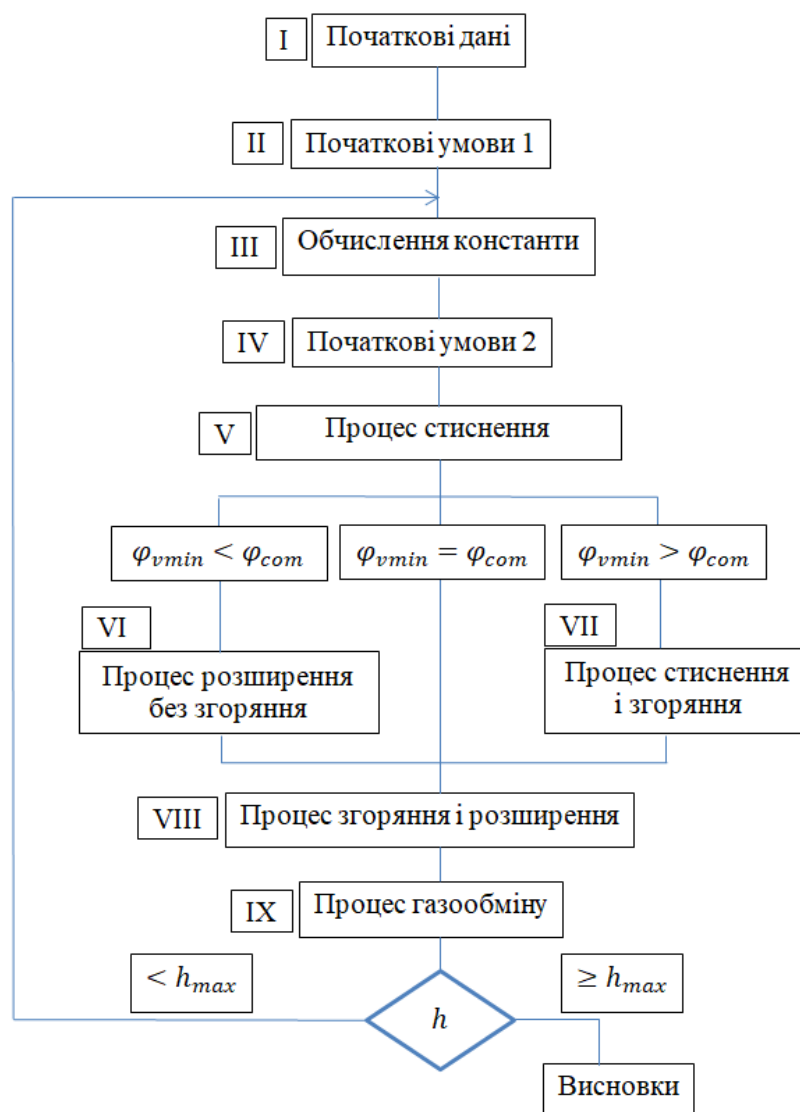


Рис. 2.4 Алгоритм теплового розрахунку двотактного дизеля з зустрічно рухливими поршнями

Процес газообміну (Блок IX)

Процес газообміну починається від моменту початку відкриття вихідного вікна до початку стиснення. Він розділений на кілька процесів: вільний випуск, подвійний випуск або початок продувки, очищення від продуктів згоряння впускного каналу (якщо має місце процес подвійного випуску), продування.

Загальна схема процесу газообміну представлена на рис. 2.5:

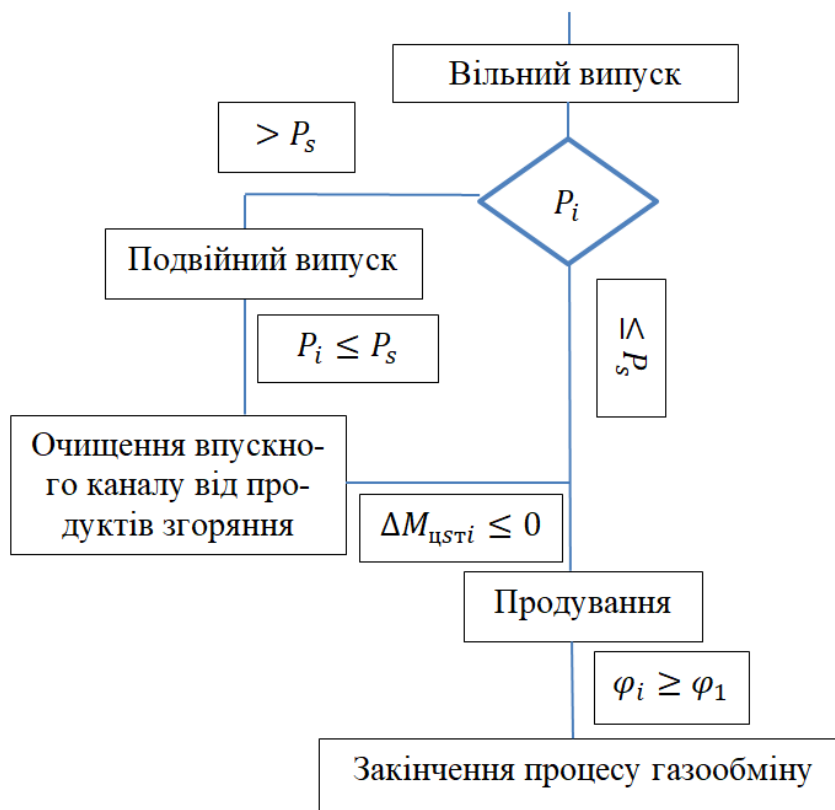


Рис. 2.5 Загальна схема процесу газообміну

Процес вільного випуску починається від моменту початку відкриття впускного вікна до моменту початку відкриття впускного вікна (від $\varphi_i = \varphi_{B1}$ до $\varphi_i = \varphi_{S1}$).

В кінці процесу вільного випуску, якщо тиск газів в циліндрі більше ніж тиск наддуву ($P_i > P_s$), наступним процесом буде подвійний випуск і потім очищення впускного каналу від продуктів згоряння. Якщо ($P_i \leq P_s$), буде відразу процес продувки.

В кінці процесу подвійного випуску тиск продуктів згоряння P_i в надпоршневій порожнини буде менше, ніж тиск газів у впускному каналі P_s , продукти згоряння з впускного каналу почнуть повертатися в циліндр (процес очищення впускних каналів від продуктів згоряння).

Процес продування

Процеси продувки циліндра в двотактному двигуні здійснюється при положенні поршня поблизу НМТ.

У двотактних двигунах внаслідок значного об'єму надпоршневої порожнини після початку надходження в надпоршневую порожнину свіжого заряду, в циліндрі утворюється кілька зон з різним складом газів і різною температурою, але при однаковому тиску – зона продуктів згорання (см. рис. 2.6),

На рис. 2.6: зона 1 ($m_{1i}; T_{1i}; V_{1i}$) – чистий свіжий заряд; зона 2 ($m_{2i}; T_{2i}; V_{2i}$) – суміш свіжого заряду і продуктів згорання; зона 3 ($m_{3i}; T_{3i}; V_{3i}$) – продукти згорання.

Процес продувки розділений на 3 можливих окремих процеси. Їх алгоритми наведені на рис. 2.7.

- 1-й процес продування – процес повинно зупинити, коли $m_{3i} \leq 0$ або ($\varphi_i \geq \varphi_1$). При $\varphi_i \geq \varphi_1$, процес газообміну закінчується;
- 2-й процес – процес повинно зупинити, коли $m_{2i} \leq 0$ або ($\varphi_i \geq \varphi_1$). При $\varphi_i \geq \varphi_1$ процес газообміну закінчується;
- 3-й процес – в циліндрі тільки свіжий заряд. Процес закінчується, коли починається стискання ($\varphi_i \geq \varphi_1$).

2.3 Тепловий баланс

Перевірка програми виконується порівнянням результатів розрахунку кількості теплоти, переданої в стінки циліндра за α -формулами, з результатом розрахунку цієї кількості теплоти методом внутрішнього теплового балансу. Цей розрахунок ґрунтується на тому, що теплота Q_T , внесена паливом і теплота Q_{mT} , що потрапила в циліндр з паливом, перетворюється в чотири види енергії:

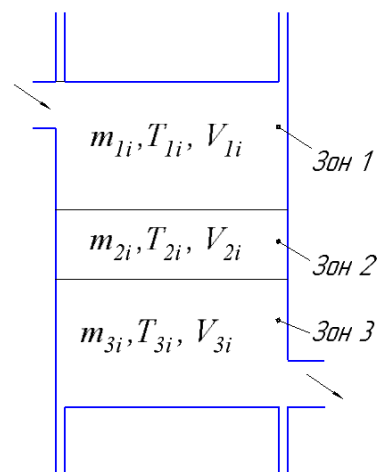


Рис. 2.6 Модель газів в надпоршневій порожнини в першому процесі продувки

$$Q_T + Q_{mT} = Q_I + Q_{цв} + Q_{охл} + Q_{цс}, \quad (2.20)$$

де: Q_I – теплота, перетворена в індикаторну роботу, Дж ;

$Q_{охл}$ – теплота, передана в стінки циліндра і днище поршня, Дж;

Q_T – теплота згоряння палива, Дж;

Q_{mT} – тепло палива, що надійшло в циліндр за один цикл;

$Q_{цв}$ – теплота, перетворена у внутрішню енергію відпрацьованих газів, Дж;

$Q_{цс}$ – тепло, яке пішло з циліндра з відпрацьованими газами у впускне вікно, Дж.

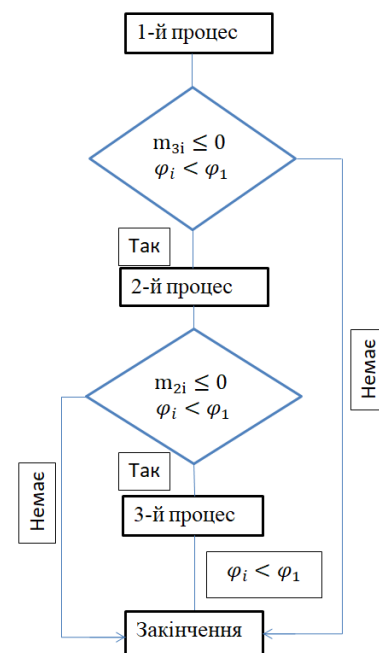


Рис. 2.7 Алгоритм розрахунку процесу продувки

Абсолютна похибка

$$\Delta Q = Q_T + Q_{mT} - (Q_I + Q_{цв} + Q_{охл} + Q_{цс}). \quad (2.21)$$

Відносна похибка

$$\varepsilon = \frac{\Delta Q}{Q_T + Q_{mT}} \cdot 100\%. \quad (2.22)$$

Кількість теплоти, що надійшла в циліндр з паливом за один цикл (Q_{mT}), складає приблизно 0,1...0,3%, а теплоти, яка пішла з циліндра у впускний канал ($Q_{цс}$) – 0,03 %, що значно менше, ніж теплота згоряння палива, тому цими величинами нехтуємо.

2.4 Аналіз теплових параметрів і характеристики двигуна

За [15], вхідні дані наведені в таблиці Б.1 додатку Б.

Програма розрахунку написана в середовищі Matlab з використанням оператора циклу і умовного оператора для розрахунку параметрів газів в циліндрі. У розрахунку використана формула Г. Б. Розенбліта для визначення коефіцієнта тепловіддачі від робочого тіла до стінок КС.

$Q_{охл}$ – кількість теплоти, переданої до стінок КЗ, при максимальному режимі прийнято 20 % від теплоти згоряння палива.

На рис. 2.8, 2.9, 2.10 наведено залежності максимального тиску (P_z), максимальної температури (T_z) і індикаторного ККД (η_i) від зміни моменту початку згоряння (φ_{com}) і тривалості згоряння ($\Delta\varphi_z$). φ_{com} та $\Delta\varphi_z$ визначено за кутом повороту головного колінчастого вала (нижнього).

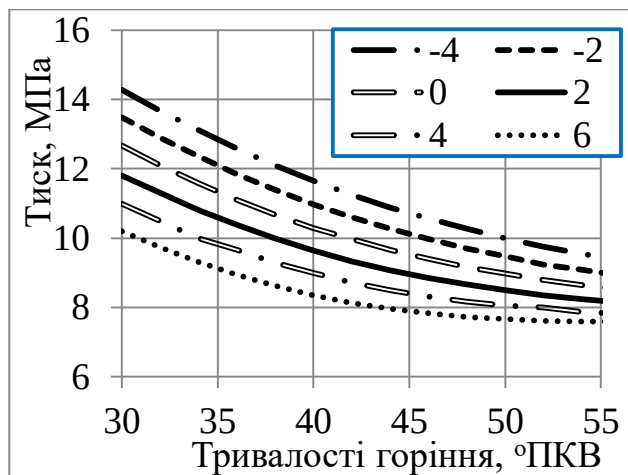


Рис. 2.8 Залежності P_z від φ_{com} і $\Delta\varphi_z$

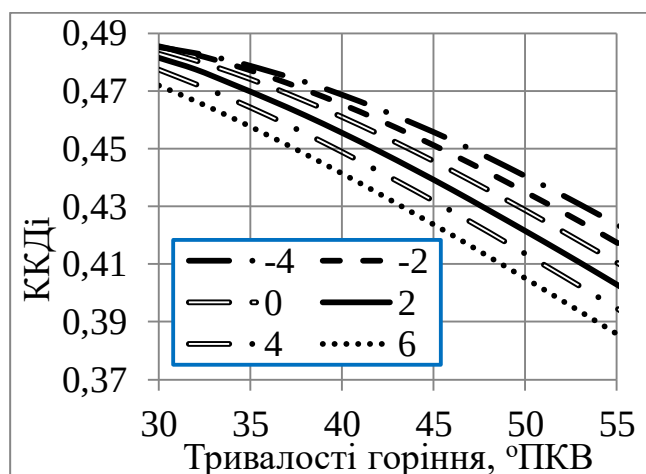


Рис. 2.9 Залежності T_z від φ_{com} і $\Delta\varphi_z$

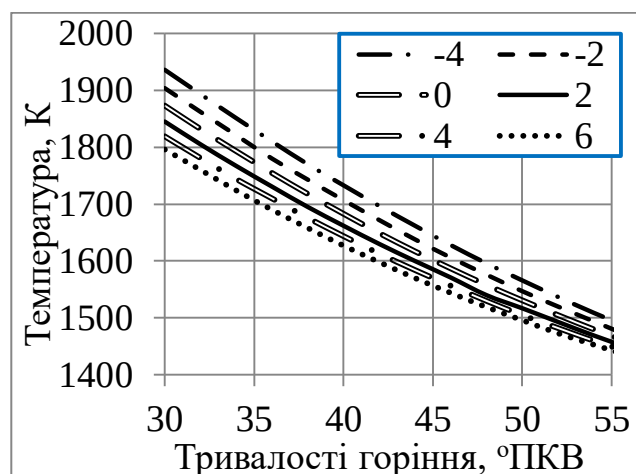


Рис. 2.10 Залежності η_i від φ_{com} і

$\Delta\varphi_z$

На рис. 2.8, 2.9, 2.10, «-4, -2, 0, 2, 4, 6» відповідають куту повороту нижнього колінвалау при початку згоряння палива (випередженню початку згоряння φ_{com}).

Відповідно до вхідних даних ($P_z = 10 \text{ МПа}$, $T_z = 1700 \text{ К}$, $\eta_i = 0,47$) обираємо $\varphi_{\text{com}} = 2^\circ \text{ ПКВ}$, $\Delta\varphi_z = 38^\circ \text{ ПКВ}$, дивись рис. 2.8, 2.9, 2.10.

Для верифікації програми ми не тільки оцінимо похибки (п. 2.3), а ще порівняємо з іншим методом розрахунку і результатами експерименту.

На рис. 2.11-2.14 наведені характеристики двигуна, розраховані за розробленою програмою (коефіцієнт тепловіддачі робочого тіла в стінки КЗ за формулою Г. Б. Розенбліта), за методом Гриневецького-Магінза і експериментальні [13].

Тепловий розрахунок за методом Гриневецького-Магінза розроблений в середовищі MathCAD.

З рис. 2.12 і 2.13 видно, що ефективна потужність і тиск наддуву за розробленою програмою і за методом Гриневецького-Мазінга практично збігається з результатами експерименту. Але рис. 2.11 показує, що максимальний тиск за методом Гриневецького-Мазінга набагато нижчий, ніж результати експерименту (результати за програмою збігаються з експериментом). На рис. 2.14, індикаторний ККД, визначений за методом Гриневецького-Мазінга, досягає 0,6 на холостому ході ($n = 400 \text{ об/хв}$).

Аналіз результатів показав, що розроблену програму можна використовувати для дослідження дизеля типу Д100.

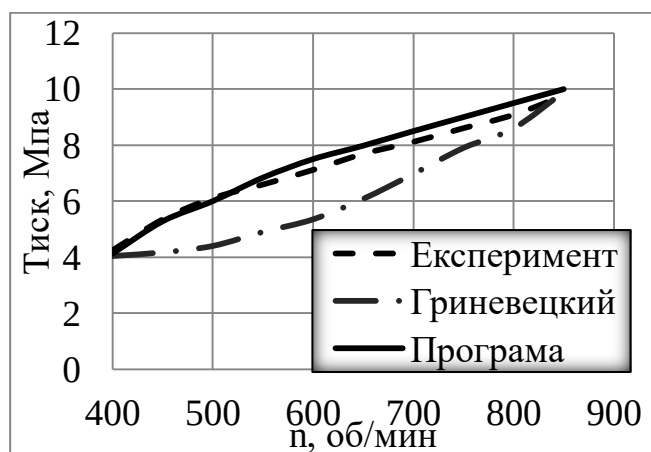


Рис. 2.11 Залежність максимального тиску (P_z) від режиму роботи двигуна

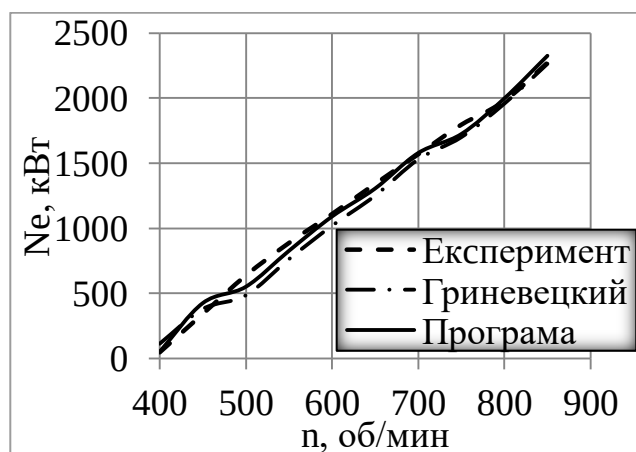


Рис. 2.12 Залежність ефективної потужності (Ne) від режиму роботи двигуна

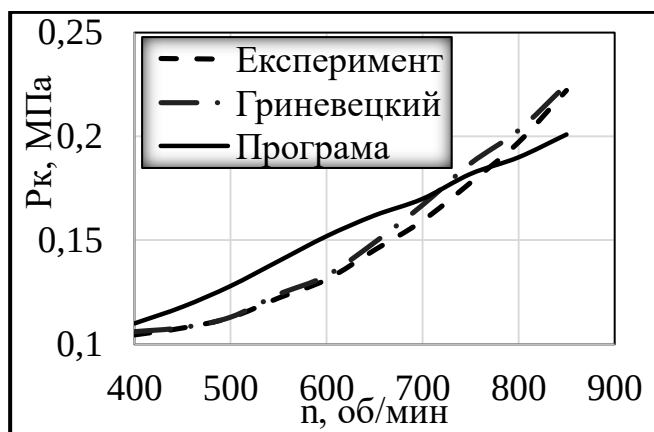


Рис. 2.13 Залежність тиску наддуву (P_k) від режиму роботи двигуна

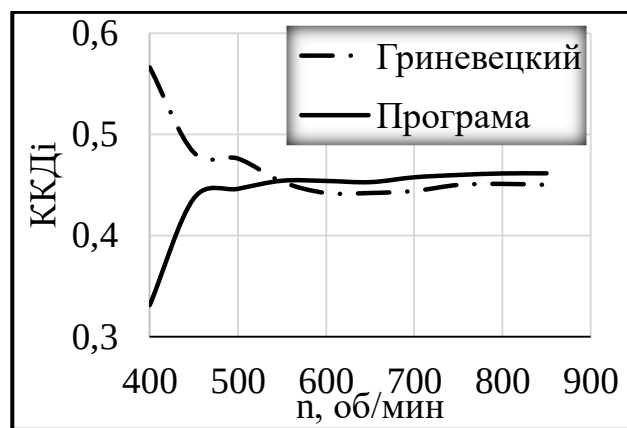


Рис. 2.14 Залежність індикаторного ККД від режиму роботи двигуна

2.5 Висновки по розділу 2

Розроблено програму теплового розрахунку для дизеля типу Д100.

У програмі можна використовувати різні α -формули для визначення коефіцієнта тепловіддачі робочого тіла в стінки КЗ.

Програма самостійно визначить об'єм циліндра і момент кінця процесу стиснення за заданому ступеню стиснення.

Залежно від моменту початку згоряння палива і мінімального об'єму циліндра процес «стиснення – згоряння – розширення» розділений на можливі 4 процеси: стиснення, стиснення і згоряння, розширення без згоряння, згоряння і розширення.

У процесі продувки робоче тіло в циліндрі розділено на 3 зони: зона чистого свіжого заряду, зона змішаного заряду (свіжий заряд і продукти згоряння), зона продуктів згоряння. Властивості газів, які спрямовуються через вікна, залежать від якості газів перед вікнами, і в різних зонах наявні різні властивості.

При аналізі теплових параметрів і налаштувань за результатами експерименту (для двигуна 10Д100) можна вибирати момент початку згоряння і тривалість згоряння.

Оцінена точність розрахунку по тепловому балансу; кількості тепла, що входить і виходить, повинні збігатися. Крім того, порівняння результатів

розрахунку з розрахунком за іншим методом (методом Гриневецького-Мазінга) і з результатами експерименту, показало, що розроблена програма може бути використана для дослідження дизеля типу Д100.

2.6 Література до другого розділу

- [1] Глаголев Н. М. Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания. М.–К.: Машгиз, 1951. 480 с.
- [2] Дьяченко В. Г. Теория двигателей внутреннего сгорания: учебник / пер. с укр. Х.: ХНАДУ, 2009. 500 с.
- [3] Шеховцов, А. Ф. Методические указания для самостоятельной работы студентов по курсу «Теплопередача в двигателях внутреннего сгорания». Харьковский ордена Ленина Политехнический институт им. В. И. Ленина. Х., 1972. 259 с.
- [4] Кавтарадзе Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 592 с.
- [5] Розенблит Г. Б. Теплопередача в дизелях. М.: Машиностроение, 1977. 216 с.
- [6] Woschni G. Die Berechnung der Wanderluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren. MTZ. 1970. № 12. P. 491-499.
- [7] Розенблит Г. Б. Исследование теплопередачи в дизелях: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.02 / Х., 1978. 472 с.
- [8] Кавтарадзе Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 592 с.
- [9] Nusselt W. Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschinen. VDI – Forschungsheft. 1923. № 264. P. 47-54.
- [10] Брилинг Н. Р. Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизель. Государственное научно-техническое издательство. Москва, Ленинград. 1931. 320 с.

- [11] Investigation heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines / M. S. Lounici, K. Loubar, M. Balistrrou, M. Tazerout. *Applied Thermal Engineering*, 2011. Vol. 31. P. 319-328.
- [12] Кабанов А. Н. Выбор методики расчёта процесса теплоотдачи в газовом двигателе с искровым зажиганием. *Автомобильный транспорт*, 2012. Вып. 30. С. 96-102.
- [13] Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д. Н. Вырубов и др.; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова; 4-е изд., перераб. и доп.; М. : Машиностроение, 1983. 372 с.
- [14] Лазарев Е. А. Физические концепции математические модели процесса сгорания топлива в дизеле. Сер.: Машиностроение. Вып. 15. С. 32-39.
- [15] Тепловой расчет дизеля 10Д100, 1965г.

РОЗДІЛ 3

АНАЛІЗ ЗАСТОСОВНОСТІ ВІДОМИХ α -ФОРМУЛ

Для синтезу конструкцій деталей і вузлів поршневого двигуна, який обов'язково включає в себе аналіз теплового і силового навантаження, необхідно мати параметри цього навантаження. Джерелом вихідних даних при цьому є або результати експериментальних досліджень аналогів, або результати теплового розрахунку двигуна. Очевидно, що для нових виробів другий підхід найбільш прийнятний.

У широко відомих методиках розрахунку робочого процесу, наприклад [1, 2], для визначення теплових потоків між головкою циліндра, циліндром, поршнем використовуються різні способи визначення теплопередачі від робочого тіла або до нього.

Коректність теплового розрахунку ДВЗ істотно залежить, в тому числі, від точності розрахунку процесу тепловіддачі в стінки циліндра, днище поршня, головку циліндра, точніше від того, з якою точністю ми знайдемо коефіцієнт тепловіддачі (α_T), для розрахунку якого широко використовуються так звані α -формули. Ці формули отримані з використанням теорії подібності і результатів експериментів на конкретних двигунах. Часто ці формули отримані для номінального режиму. При цьому автори відомих формул (ім'ям яких вони і названі) роблять досить багато застережень, пов'язаних з використанням теорії подібності. Наприклад, використання середньої швидкості поршня замість миттєвої швидкості потоку, діаметра поршня як визначального лінійного розміру та ін. Це призводить до наближеного урахування всіх фізичних факторів, що впливають на коефіцієнт теплопередачі протягом усього циклу, відомими відхиленнями від вимог теорії подібності.

У поточний час існує досить багато методів визначення коефіцієнтів тепловіддачі, а також праць по використанню цих формул в дизельних і бензинових ДВЗ [3-7]. Однак залежності, які є універсальними і можуть бути застосовані до всього діапазону двигунів, не виявлені. Зокрема автори цього

дослідження зіткнулися з проблемою моделювання теплових граничних умов для синтезу конструкції полегшеного поршня для сімейства дизелів Д100. Особливо гостро проблема стоїть при визначенні теплових навантажень в перехідних процесах.

Для проведення дослідження за відомими методиками [1, 2] була розроблена програма розрахунку індикаторної діаграми (п. 2), при цьому, крім відомих припущень, прийнято значення коефіцієнта тепловіддачі в стінки циліндра і днища поршня постійними по всій поверхні, а для налагодження програми і попереднього аналізу прийнято, що частка теплоти на охолодження на номінальному режимі дорівнює 20 % від внесеної теплоти. Для моделювання процесу згоряння прийнята розширена модель І. І. Вібе [8].

3.1 Вибір методики розрахунку теплообміну

Для розрахунку теплообміну в ДВЗ використовуються α -формули, запропоновані Г. Вошні, В. Аннандом, І. М. Леніним-А. В. Костровим, В. Нусельтом, Г. Хохенбергом, Г. Ейхельбергом, Х. Цапфом, Р. З. Кавтарадзе, М. Р. Брілінгом, Г. Б. Розенблітом і іншими. [9]

У формулах $C_{\text{баз}}$ – постійний коефіцієнт.

Формула Г. Вошні [2]:

$$\alpha_{\text{ти}} = C_{\text{баз}} \cdot \frac{(P_i \cdot 10^{-5})^{0,8} \cdot \omega_i^{0,8}}{T_i^{0,53} \cdot D^{0,2}}, \quad (3.1)$$

де D – діаметр циліндра, м;

ω_i – поточна швидкість руху газів в циліндрі, м/с;

P_i – поточний тиск в циліндрі, Па;

T_i – поточна температура газів в циліндрі, К.

Формула В. Аннанда [10]:

$$\alpha_{ti} = C_{\text{баз}} \cdot \lambda_i \frac{\rho_i^{0,7} \cdot C_m^{0,7}}{\mu_{\text{dini}}^{0,7} \cdot D^{0,3}} + 2,1 \cdot 10^{-13} (T_i^4 - T_c^4), \quad (3.2)$$

де λ_i – поточна теплопровідність, Вт/(м.К);

ρ_i – поточна щільність, кг/м³;

μ_{dini} – поточна динамічна в'язкість суміші газів в циліндрі, Па•с

Формула И. М. Леніна-А. В. Кострова [11]:

$$\alpha_{ti} = C_{\text{баз}} \cdot 0,99 \cdot \sqrt[3]{P_i^2 \cdot T_i} \cdot (A + B \cdot \omega_{\text{cp}}) + 0,421 \cdot \frac{\left(\frac{T_i}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_c}{100}\right)^4}{T_i - T_c}, \quad (3.3)$$

де: A = 1, B = 0,055 – коефіцієнти, запропоновані І. М. Леніним і А. Н. Костровим;

$C_{\text{баз}} = 1,163$ – постійний коефіцієнт;

T_c – температура стінки циліндра;

ω_{cp} – середня швидкість руху газів в циліндрі.

Формула В. Нусельта [5]:

$$\alpha_{ti} = C_{\text{баз}} \cdot \left(1 + 1,24 \cdot C_m \cdot \sqrt[3]{(P_i \cdot 10^{-5})^2 \cdot T_i} + 0,421 \cdot \frac{\left(\frac{T_i}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_c}{100}\right)^4}{T_i - T_c} \right). \quad (3.4)$$

Формула Г. Хохенберга [4]:

$$\alpha_{ti} = C_{\text{баз}} \cdot T_i^{-0,4} \cdot (P_i \cdot 10^{-5})^{0,8} \cdot V_i^{-0,06} \cdot (C_m + 1,4)^{0,8}. \quad (3.5)$$

Формула Г. Ейхельберга [4]:

$$\alpha_{\tau i} = C_{\text{баз}} \cdot 10^{-2} \cdot C_m^{1/3} \cdot \sqrt{P_i \cdot T_i}. \quad (3.6)$$

Формула Х. Цапфа [4].

$$\alpha_{\tau i} = C_{\text{баз}} \cdot C_m^{0,78} \cdot (P_i \cdot 10^{-5})^{0,78} \cdot D^{-0,22} \cdot T_i^{-0,52}. \quad (3.7)$$

Формула Р. З. Кавтарадзе [4]:

$$\alpha_{\tau i} = \frac{b_i}{\sqrt{\Delta \tau}} \cdot \left[C_{\text{баз}} + 0,177 \cdot \frac{H_u \cdot \Delta x_i}{C_p (T_i - T_c)} \right], \quad (3.8)$$

де H_u – нижча теплота згоряння палива;

$\Delta \tau$ – розрахунковий інтервал часу;

Δx_i – тепловиділення за розрахунковий інтервал $\Delta \tau$;

C_{pi} – питома масова ізобарна теплоємність;

T_w – температура стінки циліндра;

b_i – коефіцієнт проникнення теплоти.

Формула Н. Р. Брилінга [6]:

$$\alpha_{\tau i} = C_{\text{баз}} \cdot \left((1 + 1,45 + 0,185 \cdot C_m) \cdot \sqrt[3]{(P \cdot 10^{-5})^2 \cdot T_i} \right) + 0,421 \cdot \frac{\left(\frac{T_i}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_c}{100} \right)^4}{T_i - T_c}. \quad (3.9)$$

Формула Г. Б. Розенбліта [3]:

$$\alpha_{\tau i} = C_{\text{баз}} \cdot \sqrt{\frac{W_{\tau i}}{D}} \cdot \sqrt{\lambda_i \cdot C_{pi} \cdot \rho_i} \cdot \left(1 - 0,29 \cdot \frac{X_i \cdot Q_H \cdot B_{\text{ц}}}{G_a \cdot \beta_x \cdot C_{pi} \cdot T_i} \right), \quad (3.10)$$

де $W_{\tau i}$ – тангенціальна складова швидкості руху повітря в циліндрі ДВЗ, м/с;

D – діаметр циліндра, м;

λ_i , C_{pi} , ρ_i – миттєві значення теплопровідності, теплоємності, щільності робочого тіла в $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, $\text{кг}/\text{м}^3$ відповідно;

X_i – закон тепловиділення в циліндрі ДВЗ;

Q_H – нижча теплота згоряння, $\text{Дж}/\text{кг}$;

G_a – маса газу в циліндрі до моменту подачі палива, кг;

β_x – коефіцієнт молекулярної зміни.

Наведені формули отримані авторами для конкретних двигунів і очевидно, що їх не можна використовувати для всіх ДВЗ і для всіх режимів з достатньою точністю, тому що умови роботи індивідуальні [9]:

- у кожного двигуна свої режими і свої умови роботи;
- вони отримані емпірично без урахування поділу циліндра двигуна на зони з різними температурами;
- теплопередача випромінюванням враховується опосередковано (за допомогою емпіричних коефіцієнтів) у всіх формулах, за винятком формул В. Аннанда, І. М. Леніна-А. В. Кострова і Н. Р. Брілінга, де вона враховується як окремий член.

Перевірка наведених α -формул виконувалася порівнянням результатів розрахунку кількості теплоти, переданої в стінки циліндра згідно формул (1...10), з результатом розрахунку цієї кількості теплоти методом внутрішнього теплового балансу. Останній ґрунтується на тому, що теплота, привнесеної згорянням палива Q_T і теплота, що потрапила в циліндр з паливом Q_{mT} , розраховуються згідно тепловому балансу п. 2.3 і [9].

3.2 Аналіз результатів розрахунків

На рисунках 3.1, 3.2 наведені результати розрахунку теплового балансу, поточні коефіцієнти тепловіддачі робочого тіла до стінки КС з використанням

α -формул (3.1-3.10). Розрахунки виконані для двигуна 10Д100 (20,7/25,4) при дійсному ступені стиснення $\varepsilon_0 = 14,8$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 2,0$, частоті обертання колінчастого вала $n = 850$ об/хв, середній температурі поверхні КЗ поршнів (верхньої і нижньої) 750 K . Прийнятий коефіцієнт використання палива $X_z = 0,99$.

З рис. 3.1 видно, що при використанні формули І. М. Леніна-А. В. Кострова тепловіддача в стінки становить всього 1,4 %. За іншими формулами теплота, передана в стінки циліндра і головки поршнів, виявляється досить малою, максимально 14 % за формулою Г. Б. Розенбліта. Індикаторний ККД (Q_i) також істотно завищений, за результатами експериментів з двигуном 10Д100 він становить 47 % [98].

В [12] та інших джерелах, показано, що частка теплоти, що передається в охолоджуюче середовище, може досягати 30 % для дизеля з наддувом (надалі нами проведено розрахунок для дизеля 10Д100, де прийнято, що в систему охолодження відводиться 20% від внесеної теплоти).

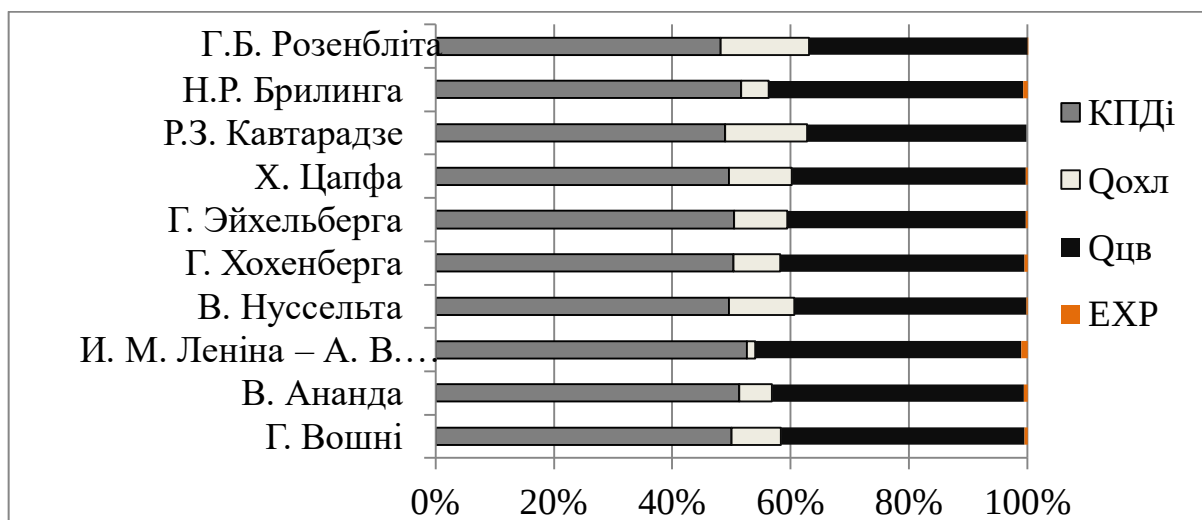


Рис. 3.1 Розподіл теплоти, розрахований за різними α -формулами

де КПДі – теплота, що перетворена в індикаторну роботу;

$Q_{охл}$ – теплота, що передана в стінки циліндра і днища поршнів;

$Q_{цв}$ – внутрішня енергія відпрацьованих газів;

EXP – відносна погрішність.

На рис. 3.2 наведені миттєві значення коефіцієнтів тепловіддачі, розраховані за оригінальними формулами (3.1)-(3.10). Максимальне значення коефіцієнту α_T (до 3500 Вт/м²К) отримано за формулою Г. Вошні, мінімальне – за формулою І. М. Леніна-А. В. Кострова, – тільки 300 Вт/м²К

За даними досліджень для двигуна 10Д100, виконаних Г. Б. Розенблітом ([7] с. 72), показано, що максимальний коефіцієнт α_{Tmax} досягає 5000-6000 Вт/м²К. У всіх представлених розрахункових випадках отримано коефіцієнт тепловіддачі істотно менше, ніж в експерименті. Це підтверджує тезу про неможливість без коригування використовувати вищенаведені формули для досліджуваного двигуна.

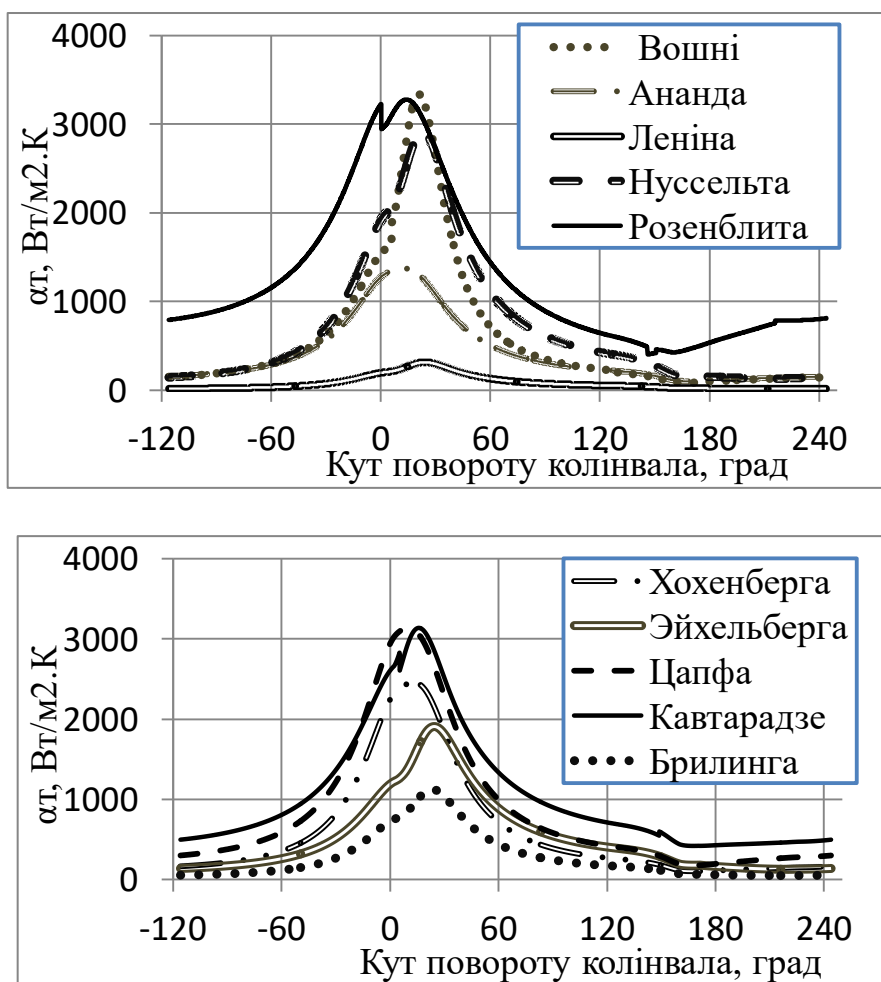


Рис. 3.2 Залежність від кута повороту колінчастого вала коефіцієнту тепловіддачі, розрахованого за оригінальними формулами (3.1-3.10)

Подальше моделювання було спрямовано на знаходження таких $C_{баз}$ в α -формулах (3.1-3.10), які задовольняють теплообміну по всій тепловозній характеристиці. Рішення завдання передбачало зміну базового коефіцієнту так, що тепловий баланс при заданих індикаторному ККД і частці теплоти, що віддана системі охолодження, зійдеться. Частка теплоти, що віддається в систему охолодження прийнята такою, як на рис. 3.3 (лінії «тепл. хар.») [1].

У таблиці 3.1 наведені значення коефіцієнтів C – базового і пропонованого. Нове значення коефіцієнту C розраховане для кожної α -формули для максимального режиму і частки тепла на охолодження – 20 %. Для інших режимів він у кожній з формул зафіксований.

Таблиця 3.1

Значення базового і пропонованого коефіцієнтів C для різних α -формул.

α -формула	$C_{баз}$	C	α -формула	$C_{баз}$	C
Г. Вошні	128	332,8	Г. Эйхельберга	0,779	1,95
В. Ананда	0,26	1,04	Х. Цапфа	535	1070
И. М. Леніна–А. В. Кострова	1,163	22,68	Р. З. Кавтарадзе	0,27	0,41
В. Нуссельта	1,16	2,26	Н. Р. Брилинга	1,16	6,03
Г. Хохенберга	130	357,5	Г. Б. Розенблита	349	500

Подальший аналіз показав, що для α -формул зі скоригованим для дизеля 10Д100 коефіцієнтом «С» і з прийнятим для моделювання тепловідводом 20 % у стінки – для інших режимів тепловоза характеристика відведення тепла істотно змінюється. На рис. 3.3 представлені залежності відведеної теплоти в стінки за тепловозною характеристикою при використанні α -формул, що дають найбільш адекватний результат. Але і він істотно відрізняється від характеру зміни, показаного в [1].

На рис. 3.3 і 3.4, «Ейхельберг», «Цапф», «Квтарадзе», «Розенбліт» відповідають результатам з використанням α -формул Г. Ейхельберга, Х. Цапфа,

Р. З. Кавтарадзе і Г. Б. Розенбліта, «Тепл. хар.» – взяті з [1], «Експеримент» – результати експериментів з дизелем 10Д100 [13].

На рис. 3.4 представлені розрахункові і експериментальні зміни максимального тиску циклу при застосуванні деяких α -формул. Розрахункові дані практично збігаються для всіх досліджуваних формул.

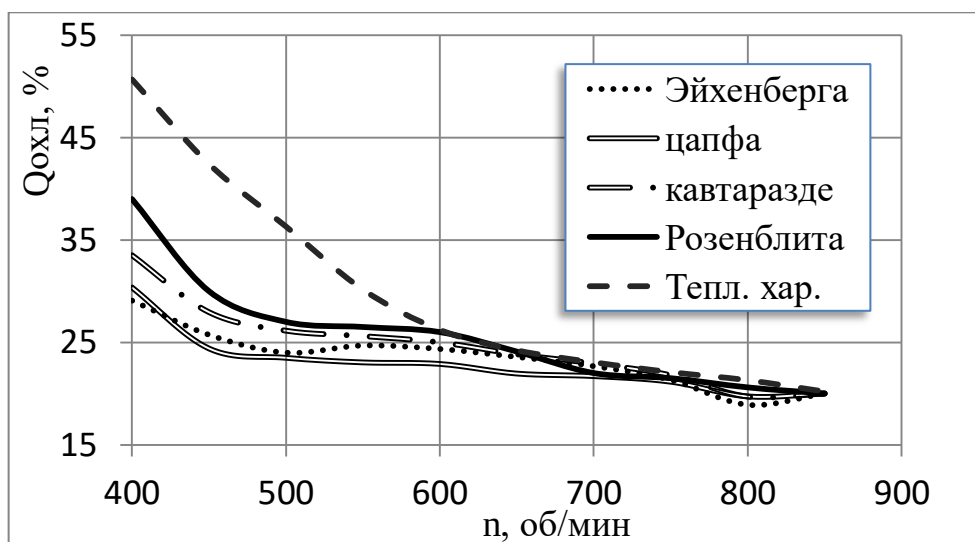


Рис. 3.3 Кількість відведеного в стінки тепла в залежності від застосовуваних α -формул

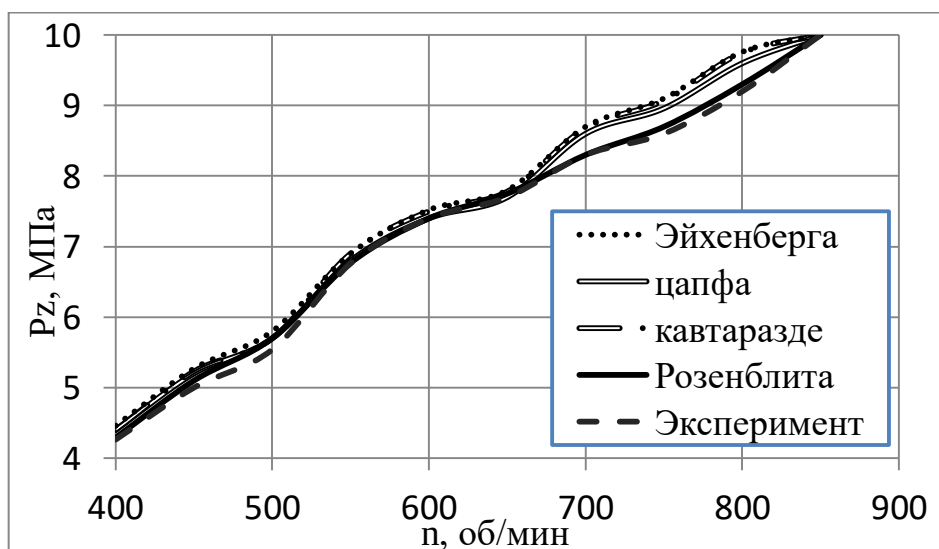


Рис. 3.4 Зміна максимального тиску циклу при використанні різних α -формул

Слід зазначити, що максимальний коефіцієнт теплопередачі, експериментально отриманий Г. Б. Розенблітом при дослідженнях цього двигуна, практично збігається з даними, отриманими за формулами Г. Ейхельберга, Р. З. Кавтарадзе, Х. Цапфа і Г. Б. Розенбліта для максимального режиму, але зі зміненими коефіцієнтами $C_{\text{баз}}$.

На рис. 3.5 і 3.6 наведено індикаторні діаграми, визначені з використанням α -формул Г. Б. Розенбліта і Р. З. Кавтарадзе, а також результати експерименту, виконаного професором Г. Б. Розенблітом [14].

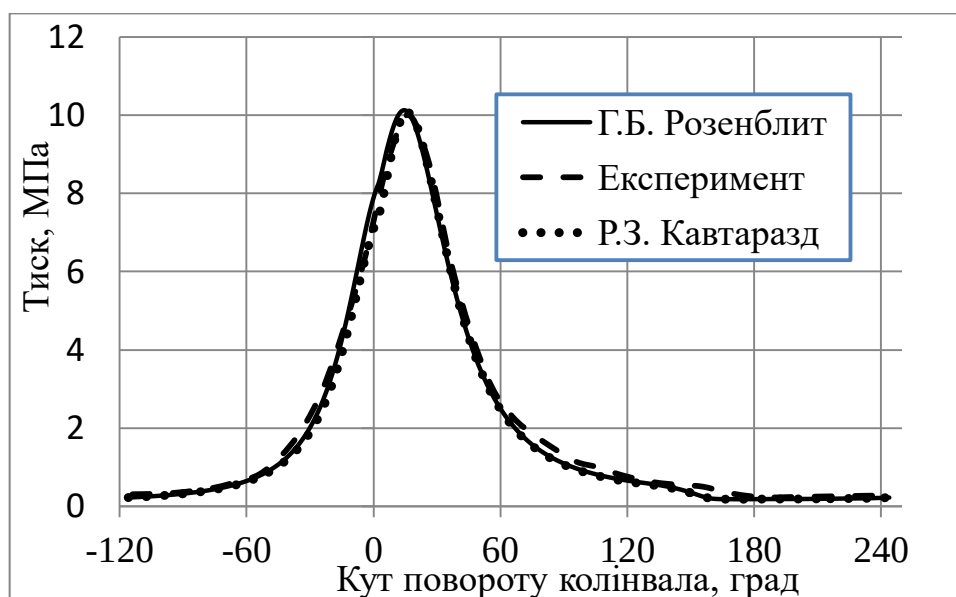


Рис. 3.5 Зміна тиску за кутом повороту колінвала

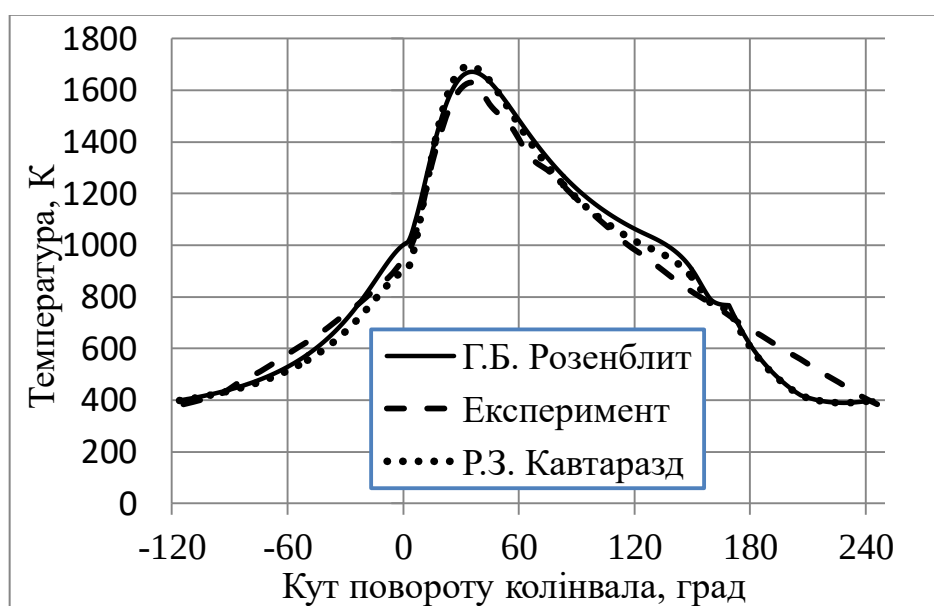


Рис. 3.6 Зміна температури за кутом повороту колінвала

3.3 Висновки по розділу 3

Виконано розрахунково-експериментальний аналіз існуючих напівемпіричних α -формул; показано, що жодна з них в оригінальному вигляді не може бути використана для двигуна типу 10Д100. Показано, що при відповідній модернізації (зміна одного з коефіцієнтів, які входять в формулу) їх можна використовувати для аналізу, наприклад, теплонапруженого стану деталей ЦПГ.

Показано, що за характером зміни коефіцієнту тепловіддачі для нашого випадку найбільше підходять α -формули Г. Б. Розенбліта і Р. З. Кавтарадзе.

Основні наукові результати, наведені у третьому розділі, опубліковано у праці автора [9].

3.4 Література до третього розділу

- [1] Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д. Н. Вырубов и др.; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова; 4-е изд., перераб. и доп.; М. : Машиностроение, 1983. 372 с.
- [2] Дьяченко В. Г. Теория двигателей внутреннего сгорания: учебник / пер. с укр. Х.: ХНАДУ, 2009. 500 с.
- [3] Шеховцов, А. Ф. Методические указания для самостоятельной работы студентов по курсу «Теплопередача в двигателях внутреннего сгорания». Харьковский ордена Ленина Политехнический институт им. В. И. Ленина. Х., 1972. 259 с.
- [4] Кавтарадзе Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 592 с.
- [5] Nusselt W. Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschinen. VDI – Forschungsheft. 1923. № 264. P. 47-54.

- [6] Брилинг Н. Р. Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизель. Государственное научно-техническое издательство. Москва, Ленинград. 1931. 320 с.
- [7] Розенблит Г. Б. Теплопередача в дизелях. М.: Машиностроение, 1977. 216 с.
- [8] Лазарев Е. А. Физические концепции математические модели процесса сгорания топлива в дизеле. Сер.: Машиностроение. Вып. 15. С. 32-39.
- [9] Нгуен В. З., Белогуб А. В. Расчёт процесса теплоотдачи в дизельном двигателе типа Д-100 с использованием известных α -формул. Двигатели внутреннего сгорания. 2018. №1. С. 14-20. URL: <http://dvs.khpi.edu.ua/article/view/0419-8719.2018.2.03/142307>
- [10] Investigation heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines / M. S. Lounici, K. Loubar, M. Balistrout, M. Tazerout. *Applied Thermal Engineering*, 2011. Vol. 31. P. 319-328.
- [11] Кабанов А. Н. Выбор методики расчёта процесса теплоотдачи в газовом двигателе с искровым зажиганием. *Автомобильный транспорт*, 2012. Вып. 30. С. 96-102.
- [12] Колчин А. И., Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов. М.: Высш. шк., 2008. 496 с.
- [13] Техничко-экономические характеристики тепловозных двигателей. [Электронный ресурс]. URL: http://myswitcher.ru/books/poyda/page_17.html (дата звернения: 26.11.2019).
- [14] Розенблит Г. Б. Исследование теплопередачи в дизелях: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.02 / Х., 1978. 472 с.

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБКА НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ

4.1 Вибір варіантів мінімізації маси поршня

На рис. 4.1 представлена конструктивна схема існуючого поршня двигуна 10Д100. Ряд деталей, що не суттєвих з точки зору аналізу конструкції, не показаний. Застосовано чавунний стакан поршня, який дозволяє забезпечити надійність конструкції, але страждає значною масою, а, значить, значними силами інерції зворотно-поступальних мас і пов'язаними з ними силами тертя.

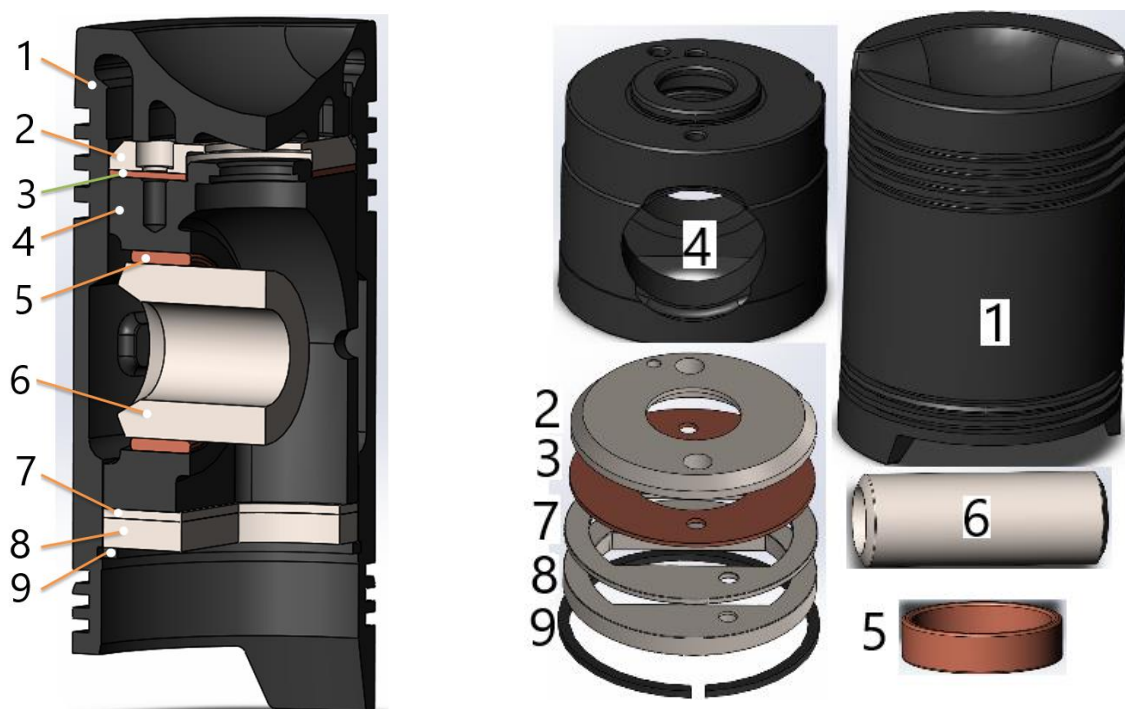


Рис. 4.1 Конструкція поршня 10Д100: 1 – стакан поршня; 2 – плита верхня; 3 – прокладка верхня; 4 – вставка; 5 – втулка бронзова; 6 – палець; 7 – прокладка нижня; 8 – плита нижня; 9 – кільце стопорне

Мінімальна маса, надійність, ресурс і мінімальна вартість – головні вимоги, що пред'являються до поршня.

Відповідно до мети роботи і вимогам до конструкції поршня (п. 1.2), необхідно розглянути і запропонувати варіанти мінімізації його маси.

Варіант 1 – зміна та оптимізація нової конструкції поршня (яка відповідає рис. 1.6, 1.8 – п. 1.3). Це пов'язано зі зменшенням кількості деталей і видаленням місць, в яких немає високих напружень. Поршень виготовлений з чавуну (сталі), має достатній ресурс та надійність. Але в транспортних двотактних двигунах (наприклад, типу Д100) поширена саме складова конструкція поршня. Тут поршень є і елементом системи газорозподілу, відкриваючи й закриваючи випускні (і/або впускні) вікна. Нова конструкція повинна зберегти висоту і зовнішню форму (для газорозподілу), і не повинно бути зміни форми КЗ, що пов'язано зі збереженням робочого процесу. Конструкцію поршня, представлену на рис. 1.5 і 1.7 можна застосувати, але при збереженні висоти, однорідного матеріалу (сталь/чавун), масу поршня можна зменшити не на багато, навіть після оптимізація конструкції.

Варіант 2 – заміна матеріалу на більш легкі. Застосування алюмінієвого сплаву для поршня дозволяє знизити його масу до 50 % і навіть більше в порівнянні зі сталевим (чавунним) при збереженні конструкції. Але цілісна алюмінієва конструкція не витримує постійного зіткнення з потоками гарячих відпрацьованих газів 2-тактного двигуна, які мають температуру понад 2000°C. В даний час, «Carbon-Carbon Piston» починають використовувати для ДВЗ. В [1] показано, що «Carbon- Carbon composite» можливо використовувати для поршня дизеля. У нього мала щільність (до 1800 кг/м³), високий коефіцієнт теплопровідності, жароміцність, висока міцність і невисокий коефіцієнт теплового розширення [2, 3]. Але «Carbon-Carbon Piston» має дуже високу вартість.

Варіант 3 – для дизеля типу Д100 і таких двигунів завжди передбачена жарова накладка на голівці поршня з жароміцної високолегованої сталі або чавуну (як у нашому випадку), що дозволяє вирішити проблему теплового навантаження головки поршня і забезпечити надійність роботи вузла. Решта частина ділянки, в якій немає високої температури і напружень, припускає заміну на легкі матеріали (алюмінієвий сплав) для зменшення маси групи поршня [4].

В даний час часто зустрічаються конструкції поршнів для чотиритактних форсованих автотракторних дизелів, які складаються зі сталевोї (чавунної) головки і корпусу з алюмінієвого сплаву, зібраного на пальці (рис. 4.2). У даній роботі пропонується використовувати досвід застосування складових поршнів автотракторних дизелів для поршня дизелів типу Д100.



Рис. 4.2 Складений поршень форсованого автотракторного дизеля

Це дозволить істотно знизити масу поршневої групи. Як наслідок повинні зменшитися сили інерції і втрати на тертя, пов'язані з впливом інерційних навантажень [5].

Пропонована конструкція, модель якої представлена на рис. 4.3 [4], складається з жароміцної головки 1, виготовленого з чавуну, корпусу з алюмінієвого сплаву 3, кільце ущільнювачів 2, виконаних з чавуну. Можливе ущільнення нерозрізним кільцем або кільцем з іншого матеріалу.

Верхні поршневі кільця встановлені в такий спосіб: два в головці; два – в корпусі. Вони забезпечують надійну ізоляцію робочого об'єму циліндра. Головка і корпус, як і аналоги (рис. 4.3), зібрані на поршковому пальці. Шатунний підшипник для моделювання напруженого стану запропонований у вигляді втулки. У реальній конструкції можуть бути прийняті інші варіанти виконання цього підшипника. Пропонована конструкція поршня добре показує себе в автотракторних високонавантажених дизелях.

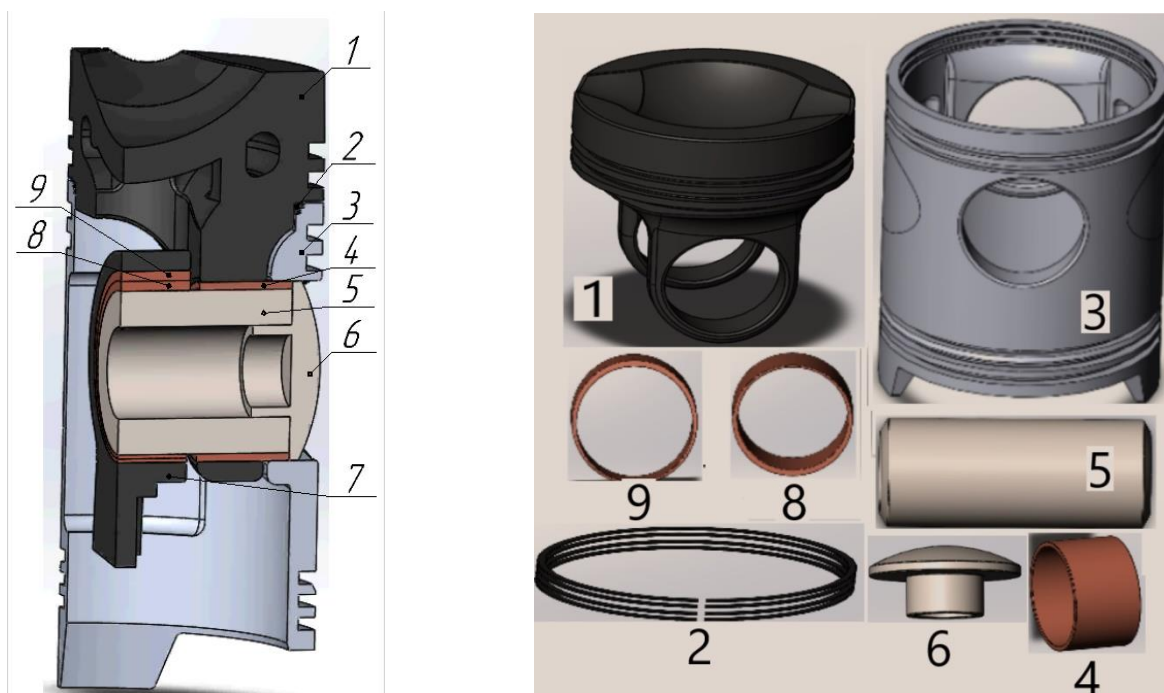


Рис. 4.3 Тривимірна модель пропонованого варіанту поршня: 1 – головка поршня, 2 – кільце, 3 – корпус, 4 – втулка бронзова, 5 – палець, 6 – заглушка, 7 – шатун, 8 – внутрішня бронзова втулка, 9 – зовнішня бронзова втулка

Для виключення (мінімізації) попадання повітря і продуктів згоряння з відповідних колекторів в масляні картери дизеля передбачені ущільнюючі кільця (2) між головкою поршня і корпусом і заглушка (6) поршневого пальця.

Модельна маса пропонованого поршня становить 26 кг проти 38,6...39,2 кг у верхнього і 38,4...40,0 кг у нижнього.

Таке значне зниження маси поршня призводить до зменшення сили інерції зворотно-поступально рухомих мас (рис. 4.4) і пропорційної їй частини сили тертя.

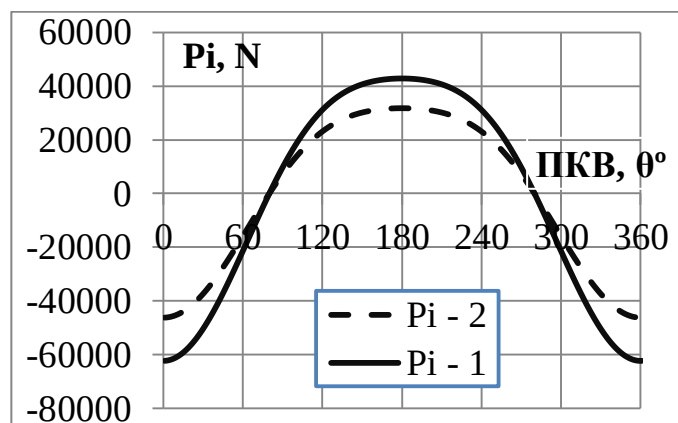


Рис. 4.4 Сили інерції зворотно-поступально рухомих мас двигуна 10Д100: P_i-1 – сили інерції штатного поршня, P_i-2 – сили інерції пропонованого поршня

Істотним недоліком для конкретного застосування (двовальний двигун зі зустрічно рухливими поршнями) є трудність регулювання ступеня стиснення, яке в серійному двигуні здійснюється підбором прокладок 3 і 5 (рис. 4.1). Для знову вироблених двигунів це не є проблемою, оскільки можна використовувати пару бронзових (або тільки одну бронзову) втулок (рис. 4.3).

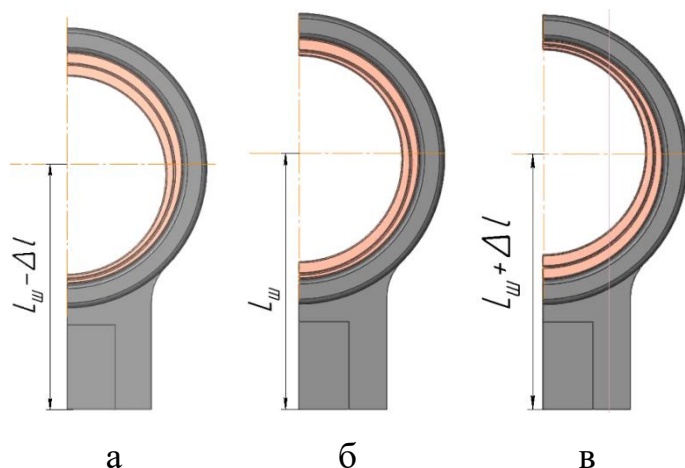


Рис. 4.5 Довжина шатуна при різних положеннях втулок: $L_{ш}$ – довжина шатуна, м; Δl – зміна довжини шатуна при повороті пари втулок

Метод управління ступенем стиснення проілюстровано на рис. 4.5.

При повертанні відносно положення внутрішньої і зовнішньої втулок буде змінювати довжину шатуна (рис. 4.5) і ступінь стиснення.

4.2 Прогнозування поля температур і оптимізація конструкції пропонованого поршня

На першому етапі для моделювання використані властивості сірого чавуну для порівняння моделей штатного і нового поршнів.

Властивості матеріалів наведено в таблиці В.1, додаток В.

З метою визначення працездатності запропонованої конструкції були обрані граничні умови (ГУ) для проведення модельного експерименту [6].

Відомо, що для коректної ідентифікації ГУ необхідні результати фізичного моделювання, але в даному випадку, для оціночного порівняння, ми порахували достатнім наведених значень, однакових як для існуючої конструкції, так і для пропонованого варіанту. При реальному конструюванні необхідно буде провести фізичний вимір температур, якого буде достатньо для ідентифікації 3-х мірного

температурного поля, або скористатися наявними експериментальними даними по термометруванню штатних поршнів дизеля 2Д100, отриманих проф. Г. Б. Розенблітом [7].

Результати модельного дослідження температурного стану поршнів наведені на рисунку 4.6, 4.7 і в таблиці 4.1. Для контролю температурного стану поршня були обрані точки в концентраторах форми.

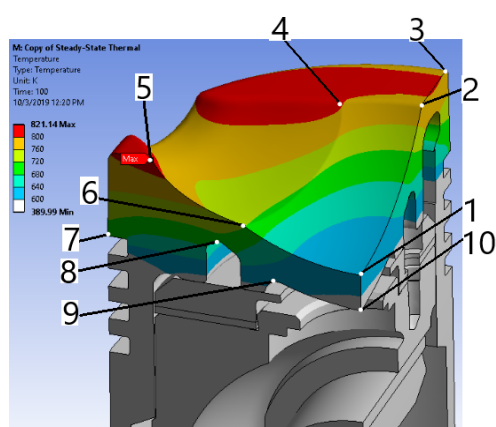


Рис. 4.6 Модельні поля

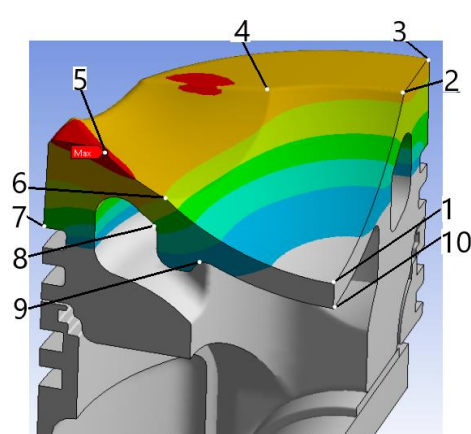


Рис. 4.7 Модельні поля

температур існуючого (штатного) температур пропонуваного поршня поршня

Таблиця 4.1

Середня температура КЗ поршня ($\bar{T}_{\text{п}}$) і температура в контрольних точках

№ точки контролю	Штатний поршень	Пропонований поршень	№ точки контролю	Штатний поршень	Пропонований поршень
$\bar{T}_{\text{п}}$	750	740			
1	615	585	6	730	755
2	780	770	7	710	710
3	790	781	8	710	705
4	805	785	9	615	625
5	821	815	10	590	570

З рис. 4.6, 4.7 і таблиці 4.1, зрозуміло, що пропонуваний поршень більш холодний, ніж штатний. Середня температура поверхні КЗ ($\bar{T}_{\text{п}}$) менше на 10 К (740 К проти 750 К у штатного поршня), температури в контрольних точках

значно нижче, особливо в центрі КЗ – менше на 30 К (585 К проти 615 К у штатного поршня).

Моделювання стану поршня, навантаженого наведеними вище температурним полем і силовими навантаженнями (тиск в циліндрі 10 МПа, прискорення – 1030 м/с^2).

Результати оптимізації наведені на рис. 4.8, 4.9 і в таблиці 4.2.

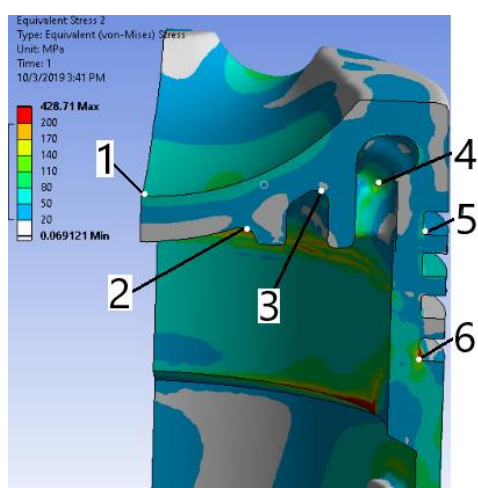


Рис. 4.8 Поле напружень штатного поршня

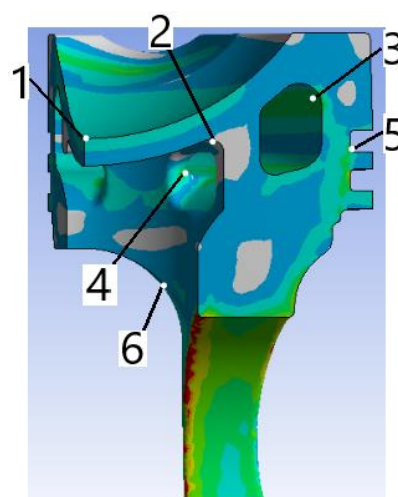


Рис. 4.9 Поле напружень пропонуваного поршня

Таблиця 4.2

Результати оптимізації конструкції пропонуваного поршня

Варіанти	σ_1 , МПа	σ_2 , МПа	σ_3 , МПа	σ_4 , МПа	σ_5 , МПа	σ_6 , МПа
Пропоновані	80	40	112	115	170	150
Штатний	87	81	60	130	146	428

З рис. 4.8, 4.9 і таблиці 4.2, зрозуміло, що напруження в пропонуваногоу поршні менше, ніж у штатному. Також не з'явилося великих напружень в місцях, які мають високу температуру.

Для нового поршня у досліджуваних зонах немає концентраторів напружень, а їх максимальні значення не перевищують меж плинності для сірих чавунів і, тим більше, ливарних сталей. Запас міцності за межею плинності – 1,6.

4.3 Висновки по розділу 4

Пропонована конструкція, аналог якої відомий по застосуванню на форсованих автотракторних дизелях, може бути використана в двигунах типу Д100. При цьому маса поршневого комплекту може бути знижена на 14 кг при заміні матеріалу, конструкції і оптимізації конструкції.

Пропонований поршень холодніше за штатний. Середня температура поверхні КЗ ($\bar{T}_n$) менше на 10 К (740 К проти 750 К у штатного поршня), температури в контрольних точках значно нижче, особливо в центрі КЗ, нижче на 30 К (585 К проти 615 К ніж у штатного поршня). У досліджуваних зонах немає концентраторів напружень, а їх максимальні значення не перевершують меж плинності для сірих чавунів і, тим більше, ливарних сталей. Запас міцності за межею текучості – 1,6.

При розробці конструкторсько-технологічних заходів такої заміни в першу чергу необхідно звернути увагу на забезпечення необхідного ступеня стиснення і оптимізації системи масляного охолодження поршня.

Основні наукові результати, наведені у четверту розділі, опубліковано у праці автора [4].

4.4 Література до четвертому розділу

- [1] Joel C, Anand S, Padmanabhan S, Prasanna Raj Yadav S. Thermal Analysis of Carbon-Carbon Piston for Commercial vehicle diesel engine using CAE Tool. International Journal of Ambient Energy, September 2018.
- [2] Rohini Devi G., Rama Rao K. Carbon-Carbon Composites -An Overview. Defence Science Journal, October 1993, Vol 43, No 4, P. 369-383.
- [3] Taylor R., Venkata Siva SB., Rama Sreekanth PS. Carbon Matrix Composites. Saleem Hashmi, Reference Module in Materials Science and Materials Engineering. Oxford: Elsevier, 2017. Vol. 13, P. 1-40.

- [4] Разработка конструкции «лёгкого» поршня для дизелей типа Д100 / А. В. Белогуб, В. З. Нгуен, О. Ю. Линьков, С. А. Кравченко // Двигатели внутреннего сгорания. 2016. №1. С. 50-55. URL : <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/23480>.
- [5] Белогуб А. В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*, 2010. № 3. С. 27-40.
- [6] Пильов В. О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: монографія. Х.: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. 332 с.
- [7] Розенблит Г. Б. Исследование теплопередачи в дизелях: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.02 / Х., 1978. 472 с.

РОЗДІЛ 5

МОДЕЛЮВАННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОВІДДАЧІ ДО МАСЛА ВО ВНУТРІШНІЙ ПОРОЖНИНИ ТЕПЛОВИЗНОГО ПОРШНЯ В УМОВАХ ЗМІННОЇ ГРАВІТАЦІЇ

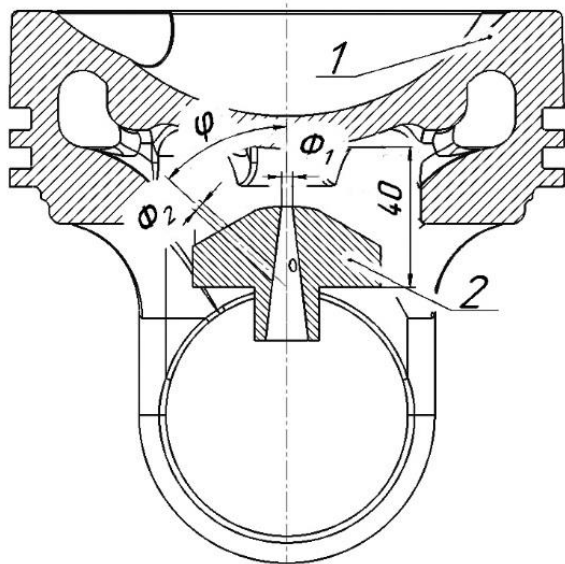


Рис. 5.1 Розрахункова схема струминного охолодження:

1 – поршень;

2 – форсунка;

φ – кут нахилу бокових отворів, град;

$\varnothing_1, \varnothing_2$ – діаметри центрального і бокових отворів, мм

5.1. Моделювання руху масла в поршні

Завдання вирішувалося в середовищі ANSYS Workbench. Згідно рис. 4.3 і 5.1, будуємо модель внутрішньої порожнини поршня (рис. 5.2). Розрахункова сітка побудована в ANSYS ICEM CFD з можливістю параметричних змін.

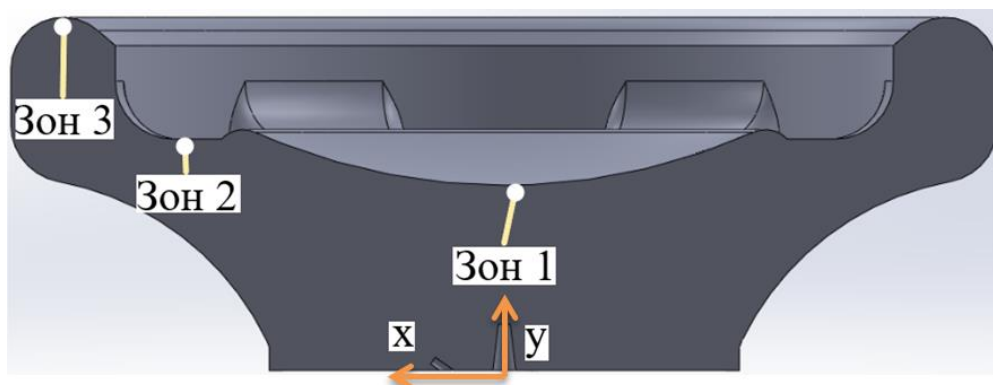


Рис. 5.2 Модель внутрішньої порожнини поршня

Рішення нестационарної задачі гідродинаміки в тривимірній постановці, що проведено в пакеті ANSYS CFX.

Відомо, що швидкість V_{Π} і прискорення a_{Π} поршня розраховані за наступними формулами [1]:

$$V_{\Pi} = \omega \cdot R \cdot \left[\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2\varphi) \right], \text{ м/с}; \quad (5.1)$$

$$a_{\Pi} = \omega^2 \cdot R \cdot [\cos \varphi + \lambda \cdot \cos(2\varphi)], \text{ м/с}^2. \quad (5.2)$$

При виході з форсунки, масло і поршень рухаються з одним прискоренням a_{Π} , відносна швидкість масла і поршня відповідає швидкості витікання з отвору форсунки. Поза форсункою (у внутрішній порожнині поршня), масло рухатися з прискоренням сили тяжіння; тому, якщо поршень не рухається, масло у внутрішній порожнині поршня рухається зі швидкістю V_m при виході форсунки і з відносним прискоренням $a_{m-\Pi}$ у внутрішній порожнині поршня [2]. Відносне прискорення розраховане за формулою

$$a_{m-\Pi} = a_{\Pi} - g, \quad (5.3)$$

де $a_{m-\Pi}$ – відносне прискорення між маслом і поршнем у внутрішній порожнині поршня;

g – прискорення сили тяжіння;

V_m – швидкість виходу масла щодо форсунки. Прискоренням сили тяжіння нехтуємо, зважаючи на його незначності. Тоді $a_{m-\Pi} = a_{\Pi}$ і направлено позитивно по осі ОУ.

Властивості масла і чавуна наведено в додатку В.

5.2 Аналіз результатів розрахунку коефіцієнту тепловіддачі від внутрішньої поверхні поршня до масла

Необхідні для розробки розрахункової моделі вихідні дані для дизеля 10Д100: форсунка у верхній головці шатуна має $\phi = 3$ мм [3]. Відповідно до [4], витрата масла через форсунку $G_m = 550$ л/год зі швидкістю $V_1 = 22$ м/с.

Таблиця 5.1

Результати розрахунку при завданні прискорення гравітації і рівного a_{m-p} .

Прискорення	$\phi, ^\circ$	n	$\phi_1, \text{мм}$	$\phi_2, \text{мм}$	$G_m, \text{л/ч}$	$V_1, \text{м/с}$	$V_2, \text{м/с}$	$\alpha_{1cp}, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	$\alpha_{2cp}, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	$\alpha_{3cp}, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$
-9.81	55	4	2	1,4	520	22	16	800	460	420
a_{m-p}	55	4	2	1,4	520	22	16	830	600	520

У таблиці: n – кількість отворів форсунки (1 – центральний отвір); Q_m – витрата масла, л/год; V_1, V_2 – швидкості масла при виході з центрального і бічних отворів, м/с; $\alpha_{1cp}, \alpha_{2cp}, \alpha_{3cp}$ – середні коефіцієнти тепловіддачі від стінки поршня до масла по різних зонах: зона 1, зона 2, зона 3 (рис. 5.2).

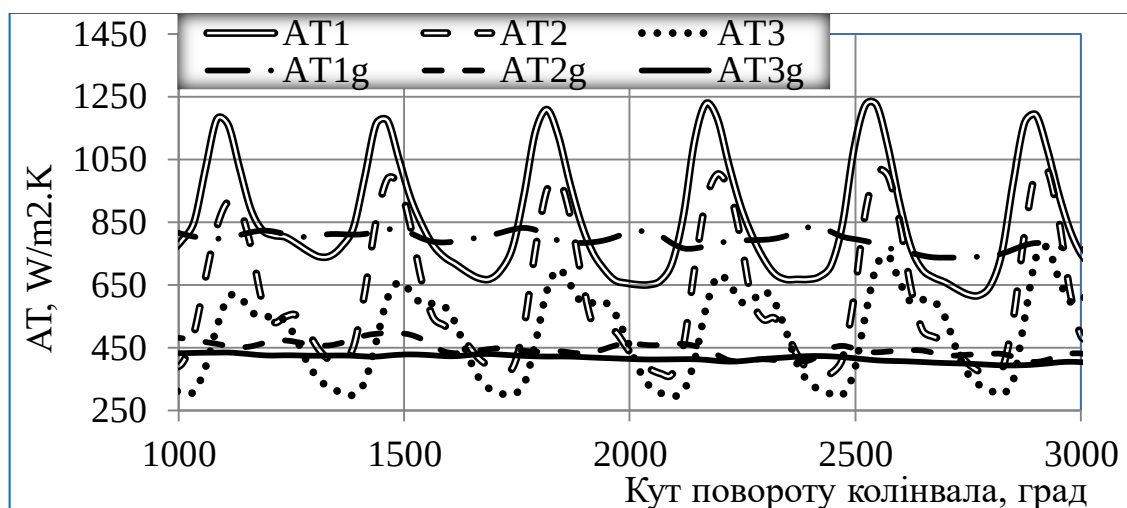


Рис. 5.3 Зміна коефіцієнта тепловіддачі за кутом повороту колінвала

На рис. 5.3 $AT1, AT2, AT3$ – середнє значення коефіцієнта тепловіддачі по зонам 1, 2 і 3 при змінному прискоренні поршня. $AT1g, AT2g, AT3g$ – середній коефіцієнт тепловіддачі по зонах при постійному прискоренні, $9,81 \text{ м/с}^2$.

На рис 5.4, 5.5 представлені результати моделювання коефіцієнта тепловіддачі від нагрітої головки поршня до більш холодного масла для випадку розрахунку охолодження при дії тільки гравітації і при русі поршня зі змінним прискоренням.

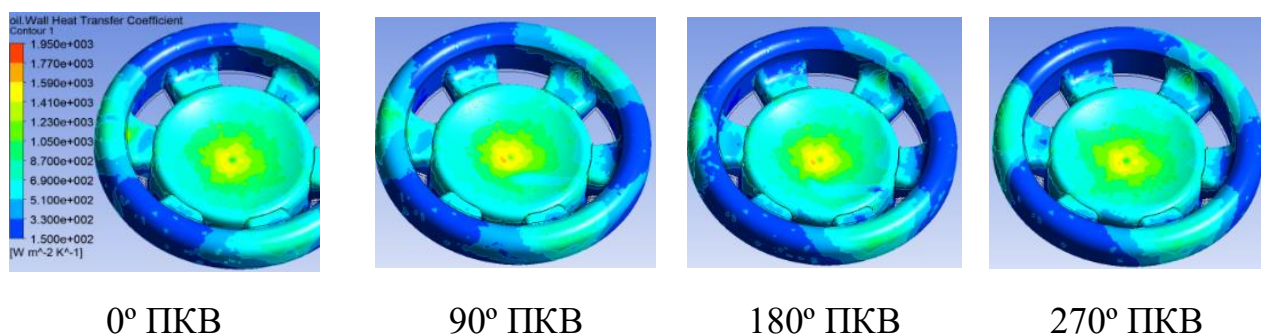


Рис. 5.4 Коефіцієнт тепловіддачі при постійному прискоренні, яке дорівнює прискоренню сили тяжіння

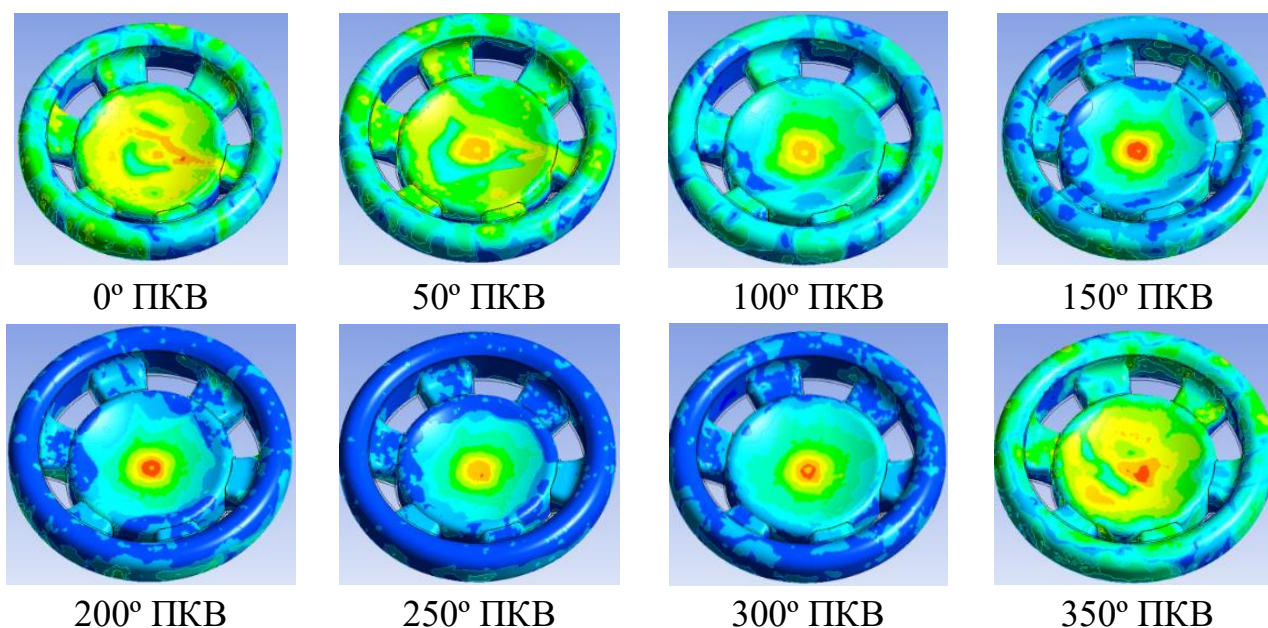


Рис. 5.5 Коефіцієнти тепловіддачі при змінному прискоренні поршня (шкала відповідає рис. 5.4).

Середній коефіцієнт тепловіддачі від стінки до масла в зоні 1 при розрахунку з гравітацією і прискоренням відрізняється незначно, близько 4 %, але в зонах 2 і 3 відмінність істотна, особливо в зоні 2 (23 %). Зрозуміло, що відрізняється не тільки середнє, а й поточне (миттєве) значення.

У таблиці 5.2 наведені результати дослідження, пов'язаного зі зміною конструктивних параметрів - кількості отворів і кута нахилу бічних отворів в форсунки.

Таблиця 5.2

Результати розрахунку

Температура масла, К	φ , град	n	$\varnothing_1$, мм	$\varnothing_2$, мм	G_m , л/ч	V_1 , м/с	V_2 , м/с	α_{1cp} , Вт/м ² ·К	α_{2cp} , Вт/м ² ·К	α_{3cp} , Вт/м ² ·К
350		1	3		550	22		1100	640	410
350	30	4	2	1,4	520	22	16	950	600	400
350	40	4	2	1,4	520	22	16	890	610	410
350	50	4	2	1,4	520	22	16	850	630	490
350	55	4	2	1,4	520	22	16	830	600	520
350	60	4	2	1,4	520	22	16	870	600	500
350	50	6	2	1	520	22	16	880	590	410
350	55	6	2	1	520	22	16	880	570	405
350	55	4	2	1,4	700	30	22	1050	720	530
350	55	4	2	1,4	350	15	11	720	550	460
350	55	4	1,7	1,2	520	30	22	920	650	500
350	55	4	2,4	1,7	520	15	11	760	600	470
330	55	4	2	1,4	520	22	16	640	470	400
370	55	4	2	1,4	520	22	16	1200	750	590

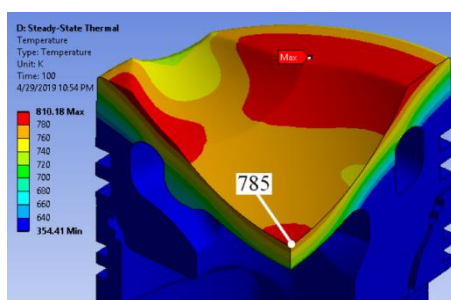
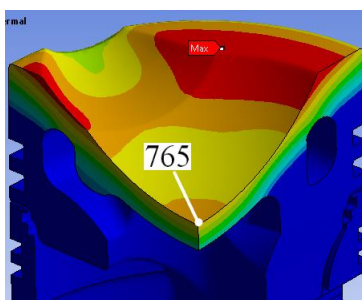
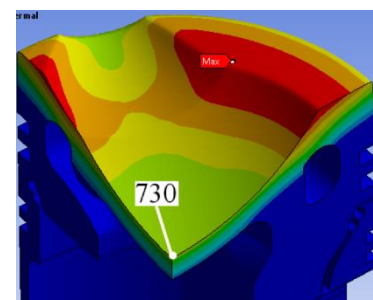

 $T_m = 330 \text{ K}$

 $T_m = 350 \text{ K}$

 $T_m = 370 \text{ K}$

Рис. 5.6 Поле температур поршня при різній температурі масла

По таблиці 5.2 видно, що гарне охолодження поршня можливо при куті нахилу бічного отвору $\varphi = 55^\circ$ з кількістю отворів $n = 4$. Чим більше швидкість виходу масла з отвору, тим вище ефективність охолодження, але це вимагає більш потужного масляного насоса.

На рис. 5.6 показано, що при температурі масла $T_m = 370$ К, поршень більш холодніший, особливо в центрі камери згоряння; це пов'язано зі зменшенням в'язкості і збільшенням витрати (в нашому випадку визначено, що витрата масла складає 520 л/год при різних температурах масла, див. таблицю 5.2).

5.3 Висновки по розділу 5

Для моделювання температурних полів поршня з масляним струменевим охолодженням необхідно враховувати динаміку процесу, а саме рух поршня зі змінним прискоренням. Показано, що різниця у визначенні коефіцієнту тепловіддачі при цьому може досягати більш ніж 20 % на деяких ділянках поршня.

Показано, що підвищення температури масла до робочої приводить до зменшення загальної теплової навантаженості поршня; так, при температурі масла $T_m = 370$ К, поршень більш холодніший, ніж в інших випадках, особливо в центрі камери згоряння.

Основні наукові результати, наведені у п'ятому розділі, опубліковано у праці автора [2].

5.4 Література до п'ятого розділу

- [1] Колчин А. И., Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов. М.: Высш. шк., 2008. 496 с.
- [2] A Bilohub Analysis of heat transfer coefficients for simulation of the heat exchange between oil and the internal cavity faces of the isolated piston at variable gravity conditions [Text] / A Bilohub, N Van Duong, F Sirenko, V Savchuk, I Bilousov, R Symonenko and I Zajačko // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 776 (2020) 012020. – 2020.
- [3] Аврунин А. Г. Тепловозные дизели 2Д100 и 10Д100. Изд-во «Транспорт», 1970. 320 с.
- [4] Розенблит Г. Б. Теплопередача в дизелях. М.: Машиностроение, 1977. 216 с.

РОЗДІЛ 6

ТЕРМІЧНИЙ ОПІР В ЗАЗОРАХ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ І ВПЛИВ ЙОГО НА ПОЛЕ ТЕМПЕРАТУР ПОРШНЯ

6.1 Зазори і шляхи витоку газу в ЦПГ

Схема розташування кілець і зазорів, рух і шляхи витоку газів через зазори були досліджені в [1, 2, 3] і наведені на рис. 6.1. Нами для двигуна 10Д100 прийнято, що зазори 1, 2, 3, 4, 5, 6 заповнені продуктами згоряння (для моделювання – повітрям), а зазори 7, 8, 9 – маслом.

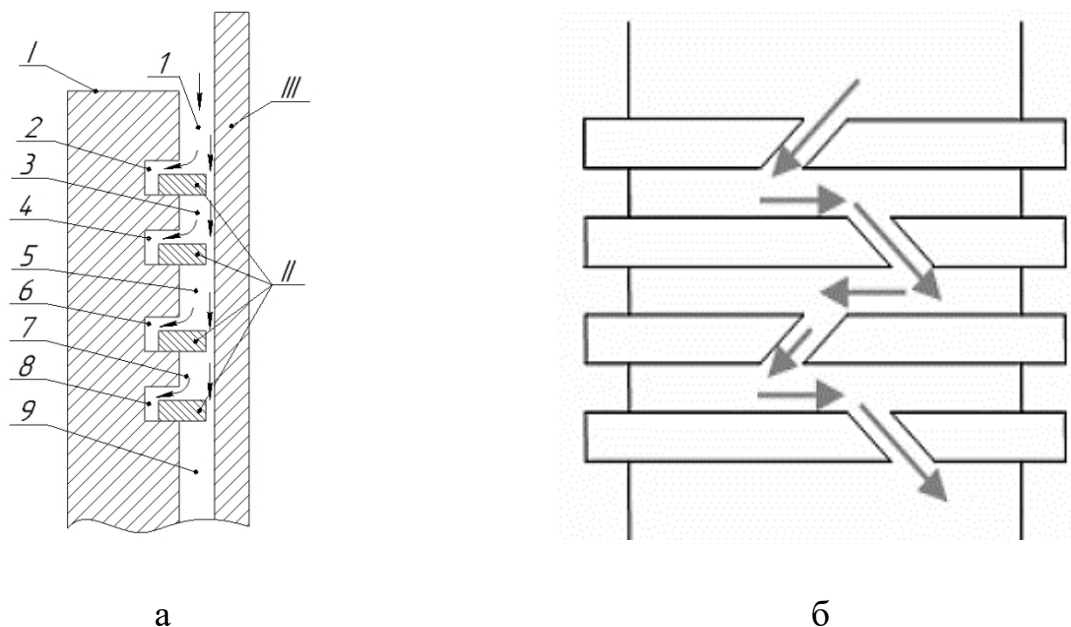


Рис. 6.1 Схема розташування зазорів: а – шляхи витоку газу; б – I – поршень, II – кільця, III – гільза циліндра; 1...9 – зазори

6.2 Аналіз необхідності визначати термічний опір в зазорах ЦПГ при прогнозуванні поля температур і напружень поршня

Щоб відповісти на ці питання, ми розглянемо просту модель, представлену на рис. 6.2.

На рисунку 6.2: 1 – деталь з чавуну – головка поршня; 2 – деталь з чавуну – кільце; 3 – речовина, яка заповнює зазор (продукти згоряння, повітря або масло).

Властивості повітря і чавуну наведено в додатку В.

Результати розрахунку

Термічний аналіз виконано в середовищі ANSYS; ГУ задані на верхній поверхні ($\alpha_1 = 1500$, Вт/(м² · К); $T_1 = 500$ К) і нижній поверхні ($\alpha_1 = 20000$, Вт/(м² · К); $T_1 = 450$ К). Ширина зазору прийнята $\delta = 0,1$ мм.

Результати наведено на рис. 6.3.

Видно, що, якщо не задавати термічні властивості зазору, програма автоматично задає нескінченний коефіцієнт тепловіддачі (рис. 6.3, а і рис. 6.3, б). Для уточнення термічного аналізу в середовищі ANSYS необхідно задавати властивості зазору, а саме термічний опір (або коефіцієнт тепловіддачі) [4].

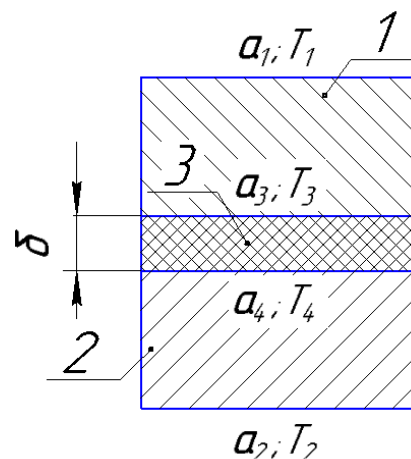


Рис. 6.2 Модель зазору

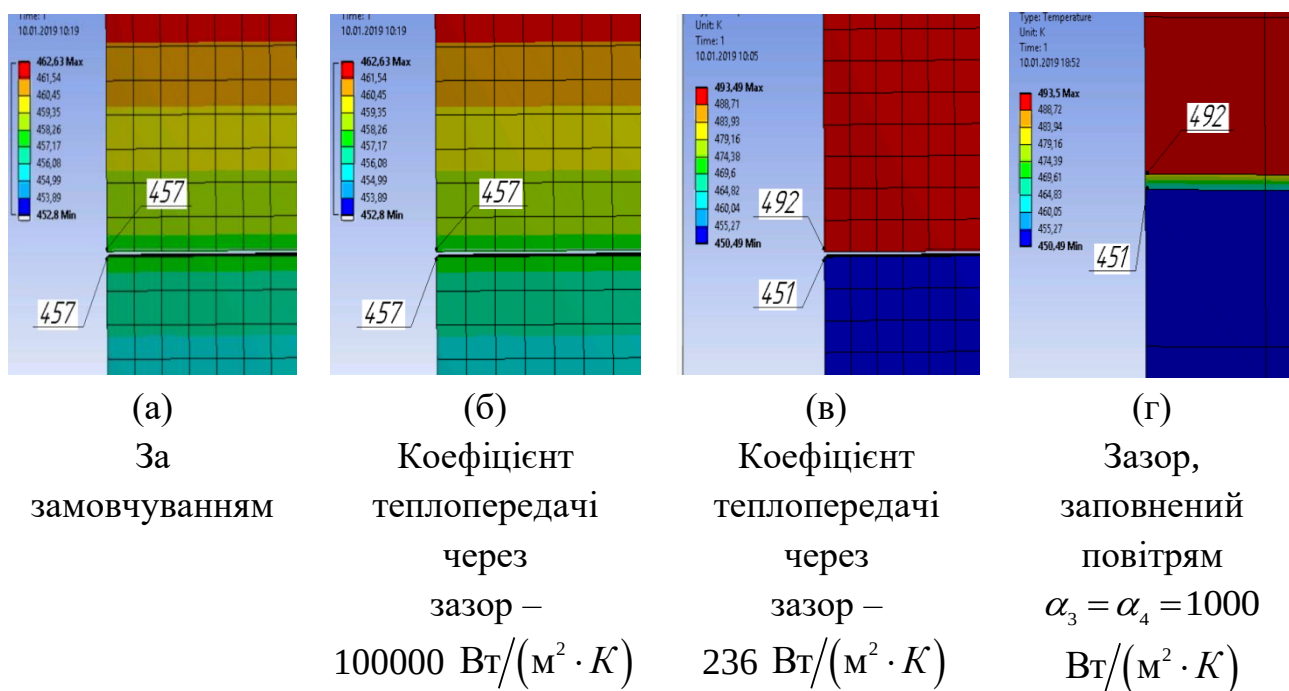


Рис. 6.3 Результати моделювання процесу теплопередачі через зазор

Термічний опір для зазору можна розрахувати за формулою [5]:

$$R = \frac{1}{\alpha_3} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_4}, \quad (6.1)$$

де α_3 – коефіцієнт тепловіддачі між деталлю 1 з речовиною, що заповнює зазор, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

α_4 – коефіцієнт тепловіддачі між деталлю 2 з речовиною в зазорі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

λ – коефіцієнт теплопровідності речовини в зазорі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

δ – ширина зазору, м.

При зазорі, заповненому продуктами згоряння, $\delta = 0,1$ мм; $\lambda = 45 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\alpha_3 = \alpha_4 = 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, за формулою (6.1) ми отримаємо $R = 0,00427$ і $\alpha_s = 236, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, де α_s – еквівалентний коефіцієнт теплопередачі через зазор, який розраховано за наступною формулою:

$$\alpha_s = \frac{1}{R}. \quad (6.2)$$

Дослідження процесу теплопередачі через зазор з заданим $\alpha_s = 236, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ і заміна зазору «прокладкою» з продуктів згоряння з $\alpha_3 = \alpha_4 = 1000, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ показало, що поле температур не відрізняється (рис. 6.3, в, г).

За результатами розрахунку очевидно, що для визначення поля температур і напружень в поршні потрібно обов'язково визначити термічний опір в зазорах ЦПГ. При цьому теплопередача між поршнем і циліндром, яка відбувається через кільця і зазори, вимагає уточнення. Особливо це стосується теплопередачі через зазори, в яких теплопередача залежить від швидкостей взаємного переміщення поверхонь і від витоків.

В [5-8] наведені залежності для розрахунку коефіцієнтів теплообміну потоку газу і рідини зі стінкою, але для теплообміну в зазорі між деталями ЦПГ вони не достатні, тому що не враховують особливостей перебігу руху газів у зазорі. Поток у зазорах 1, 3, 5, 7 і 9 має не односпрямований рух, важко визначити відносні швидкості потоку щодо поверхонь поршня і циліндра [9,10]. У даній роботі досліджено рух газу в зазорі при русі поршня при роботі і визначено коефіцієнти теплопередачі через зазори. Рух і шляхи витоку газів через зазори показано на рис. 6.1.

6.3 Процес теплопередачі через зазори «поршень – циліндр»

У роботі досліджувалися тільки зазори, заповнені газом.

Моделювання

Припустимо, що витік газу через зазор малий, і процес зміни тиску не впливає на рух газу в зазорах 1, 3, 5. Тоді кількість газу в зазорі незмінна (потоку газу через зазор немає). Рух газу в зазорах 1, 3, 5 буде залежати тільки від відносного руху поршня з кільцем і циліндра. Якщо поршень і кільце рухаються з однією швидкістю, а циліндр нерухомий, тоді гази в зазорі будуть рухатися разом з поршнем і кільцем, хаотичний рух в об'ємі зазору буде залежати від дій сил в'язкості між газом і стінками [9, 10]. З огляду на симетричність описаної задачі, досліджуємо процес теплообміну для ділянки так, як показано на рис. 6.4.

Для моделювання відносного руху «поршень - газ - циліндр» запропоновано модель (рис. 6.5), в якій кільце 1 імітує циліндр, може обертатися навколо осі у-у, кільце 2, що імітує поршень і паз 4, що імітує поршневі кільця – нерухомі, а газ 3 знаходиться між кільцями 1 і 2.

Проведено дві серії модельних експериментів - для кільця 1, що обертається з постійною коловою швидкістю, яка дорівнює середньому значенню швидкості поршня і з коловою швидкістю, рівні миттєвій швидкості поршня.

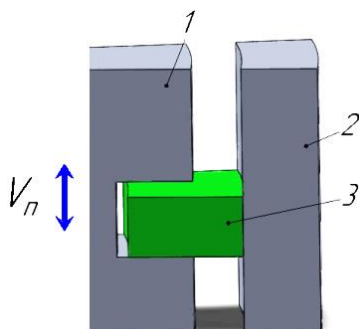


Рис. 6.4 Ділянка для дослідження зазору 1 (рис.6.1): 1 – поршень, 2 – гільза, 3 – поршневі кільця

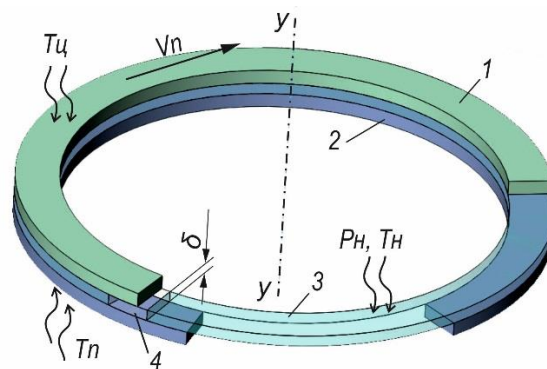


Рис. 6.5 – Модель зазору «головка поршня - циліндр»: 1 – рухоме кільце, 2 – нерухоме кільце, 3 – газовий зазор, 4 – нерухомий паз

Граничні умови

Частота обертання деталі 1 розрахована за наступною формулою:

$$n_{\text{ц}} = \frac{V_{\text{п}}}{\Pi}, \text{ об/хв.} \quad (6.3)$$

де: Π – периметр по середньому діаметру кілець 1, 2, 3;

$V_{\text{п}}$ – швидкість поршня, що розрахована за формулою 5.1.

В таблиці 6.1 наведені ГУ, прийняті для двигуна 10Д100 для різних режимів роботи: T_{K2} – температура кільця 2, що дорівнює середній температурі стінки головки поршня, К; T_{K1} – температура кільця 1, рівна середній температурі внутрішньої стінки циліндра в порожнині робочого об'єму, К; $P_{\text{н}}$ – тиск газів, що дорівнює середньому тиску робочий тіла в циклі, Па; $T_{\text{н}}$ – початкова температура газів, К.

Таблиця 6.1

Граничні умови щодо різних режимів роботи

Частота обертів, об/хв.	T_{K2} , К	T_{K1} , К	P_n , МПа	T_n , К
450	500	362	0,98	431
550	540	367	1,25	452
650	570	375	1,52	472
750	600	385	1,7	492
850	650	400	2	525

Результати дослідження

Результати розрахунку швидкостей на поверхнях теплообміну і коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінок поршнів і циліндра наведено на рис. 6.6, 6.7 і таблицях 6.2. На рис. 6.6 наведені результати моделювання як при постійній середній швидкості поршня, так і для циклу в характерних точках – 0, 90, 180 і 270 град. п.к.в. На рис. 6.7 наведено графік зміни коефіцієнта тепловіддачі по поверхнях поршня $\alpha_{тп}$ и циліндра $\alpha_{цц}$.

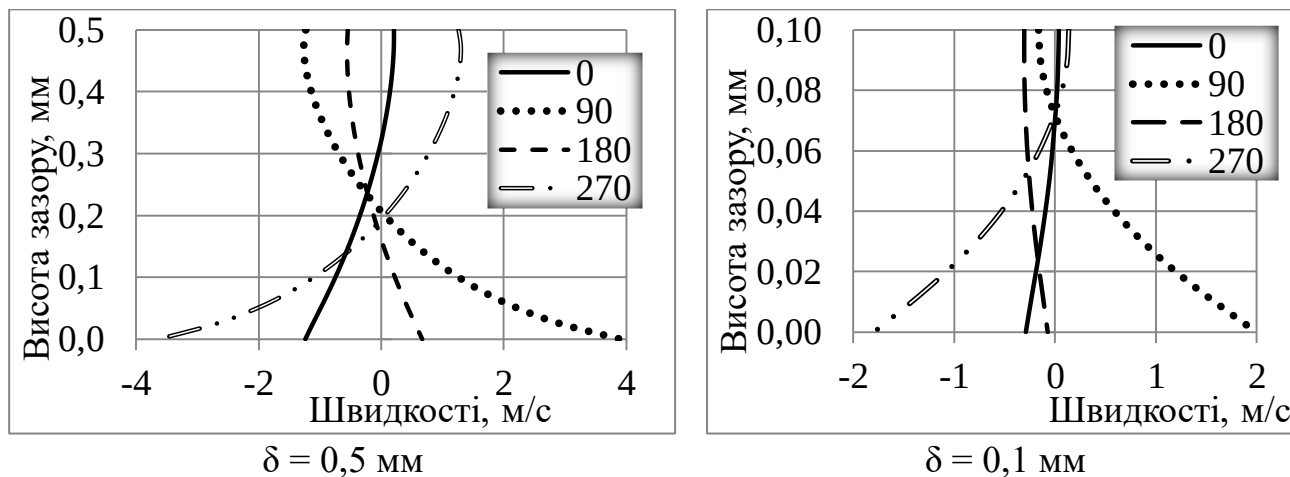


Рис. 6.6 Зміна швидкості газу по висоті зазору на середньому діаметрі (максимальний режим)

Аналіз результатів показав, що середні коефіцієнти тепловіддачі, розраховані за двома способами, відрізняються несуттєво. Максимальна відмінність у 10 % спостерігається при частоті обертання $n = 450 \text{ хв}^{-1}$ і максимальному дослідженому зазорі $\delta = 0,5$ мм. Тому доцільно розрахунки проводити для середньої швидкості поршня.

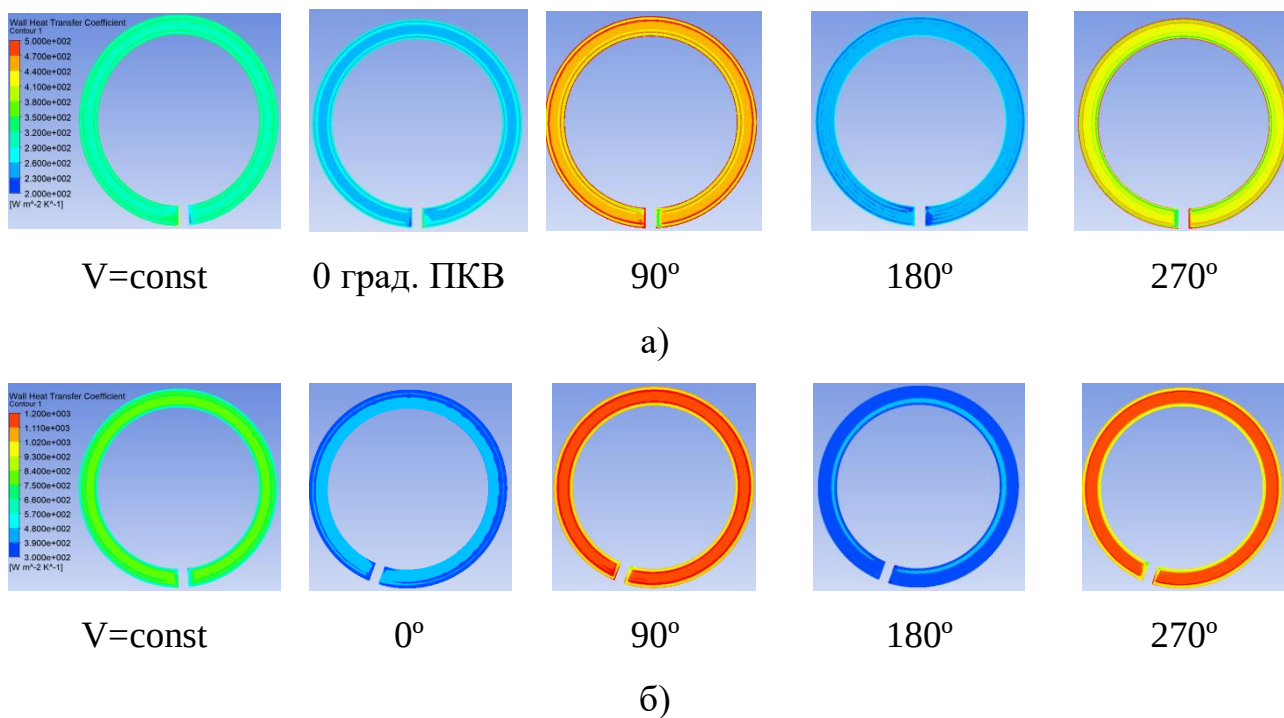


Рис. 6.7 Коефіцієнти тепловіддачі по поверхнях: а – коефіцієнт тепловіддачі з боку поршня; б – з боку циліндра

Таблиця 6.2

Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі за двома способам:

1 – за середньою швидкістю поршня; 2 – за усередненим значенням в циклі

Зазор, мм		$\delta = 0,5$				$\delta = 0,2$				$\delta = 0,1$			
Коеф. тепловіддачі, Вт/м ² .К		$\alpha_{\text{тп}}$		$\alpha_{\text{тц}}$		$\alpha_{\text{тп}}$		$\alpha_{\text{тц}}$		$\alpha_{\text{тп}}$		$\alpha_{\text{тц}}$	
спосіб розрахунку		1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
п, мин ⁻¹	450	120	124	190	210	140	145	160	180	140	150	150	165
	550	165	170	300	325	200	210	260	285	210	220	235	250
	650	215	220	440	465	270	270	390	400	290	300	340	370
	750	260	265	560	575	320	325	500	520	360	370	435	465
	800	320	325	720	745	395	400	655	675	445	450	575	600

За результатами моделювання (таб. 6.2), запропоновані формули апроксимації для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі газу до стінок поршня (на жаровому поясі) і циліндра:

$$\alpha_{\text{тп}} = 90 \cdot P_{\text{cp}}^{0,7268} \cdot T_{\text{cp}}^{-0,4027} \cdot \delta^{-0,2036} \cdot V_{\text{п}}^{0,8834}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (6.5)$$

$$\alpha_{\text{тц}} = 860 \cdot P_{\text{cp}}^{0,8847} \cdot T_{\text{cp}}^{-0,304} \cdot \delta^{0,129} \cdot V_{\text{п}}^{1,075}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (6.6)$$

де: P , T – середній тиск і температура газів в зазорі, МПа, К;

δ – ширина зазору, м;

$V_{\text{п}}$ – середня швидкість поршня, м/с.

Середню температуру газів в зазорі пропонується розраховувати по наступний апроксимуючої формулою:

$$T_{\text{cp}} = \frac{T_{\text{п}} + T_{\text{ц}}}{2} - 2,6 \cdot \delta^{0,234} \cdot V_{\text{п}}^{2,16}, \text{ К} \quad (6.7)$$

Максимальна похибка при використанні формул (6.9, 6.10) у порівнянні з моделюванням становить: для $\alpha_{\text{тп}}$ – 10 %, для $\alpha_{\text{тц}}$ – 6 % при частоті обертання $n = 450 \text{ мин}^{-1}$ та $\delta = 0,1 \text{ мм}$. Для інших режимів і зазорів похибка менше 5 %. Для формули (6.11) максимальна похибка становить 1,5 % при швидкості обертання $n = 550 \text{ мин}^{-1}$ і $\delta = 0,5 \text{ мм}$.

В подальшому для визначення коефіцієнта теплопередачі через зазор будемо використовувати відомі формули (6.1),(6.2).

6.4. Процес теплопередачі через зазори «поршень – кільця»

Моделювання

Витрата газів через зазначені зазори відбувається через замки поршневих кілець, як показано на рис 6.1, б, і через нещільності прилягання кілець до поверхонь поршня і циліндра. Основна кількість витоків відбувається в процесі

стиснення-згоряння-розширення, що пов'язано з високим тиском у надпоршневій порожнині. Приймаємо, що в компресійних кільцях контакти нижньої поверхні з поршнем практично повні. Приймаємо, що втрати газів через зазори кільця-циліндр незначні. Втратами газів через ці зазори нехтуємо і враховуємо втрати тільки через замки кілець [9, 10]. На рис 6.8 наведено модель зазорів 2, 4, 6.

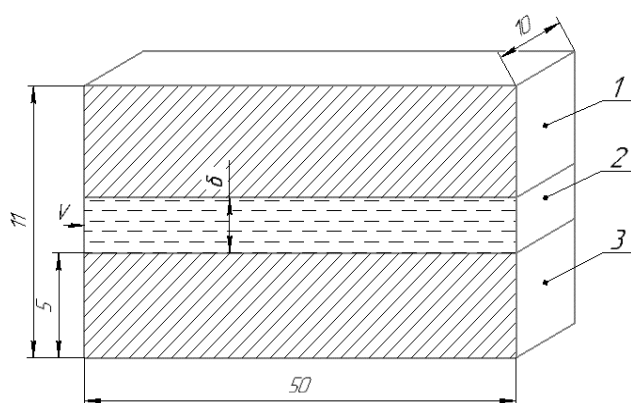


Рис. 6.8 Модель зазорів кільце-поршень: 1 – верхня деталь – імітація стінки поршня з температурою T_n ; 2 – потік газу (повітря) зі швидкістю на вході V ; 3 – нижня деталь – імітація кільця з температурою T_k ; δ – ширина зазору, мм.

Результати моделювання

В першу чергу проведено моделювання для різної ширини зазору δ : 0,1 мм, 0,2 мм і 0,5 мм. Коефіцієнт тепловіддачі від верхнього і нижнього контакту газу зі стінками відрізняється несуттєво. Приймаємо його однаковим і незалежним від ширини зазору.

У таблиці 6.3 наведено результати моделювання – коефіцієнти тепловіддачі газ-стінка з різними граничними умовами (V , P , T).

Таблиця 6.3

Середній коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінок

n, мин ⁻¹	P_{cp} , МПа	T_n , К	T_k , К	T_{cp} , К	V_{bx} , м/с				
					0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
400	0.8	415	360	387	22	37	56	75	95
500	1.1	455	370	412	27	48	73	98	123
600	1.4	490	375	430	32	59	90	120	151
700	1.6	515	375	445	35	66	100	134	168
800	1.85	530	380	455	38	75	114	152	191
850	2.0	545	385	465	40	80	120	162	200

За результатами моделювання (таблиця 6.3), запропонована апроксимуюча формула для розрахунку коефіцієнту тепловіддачі від газу до стінки:

$$\alpha_{\text{тг}} = 2965 \cdot P_{\text{cp}}^{0,956} \cdot T_{\text{cp}}^{-0,6951} \cdot V_{\text{r}}^{0,9971}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.8)$$

де P_{cp} – середній тиск газів в зазорі, МПа;

$V_{\text{вх}}$ – вхідна швидкість, м/с;

V_{r} – середня швидкість газів в зазорі, м/с (звичайно дорівнює вхідний швидкості);

T_{cp} – середня температура газів в зазорі, К, що розрахована за формулою:

$$T_{\text{cp}} = \frac{T_{\text{п}} + T_{\text{к}}}{2}, \text{ К}. \quad (6.9)$$

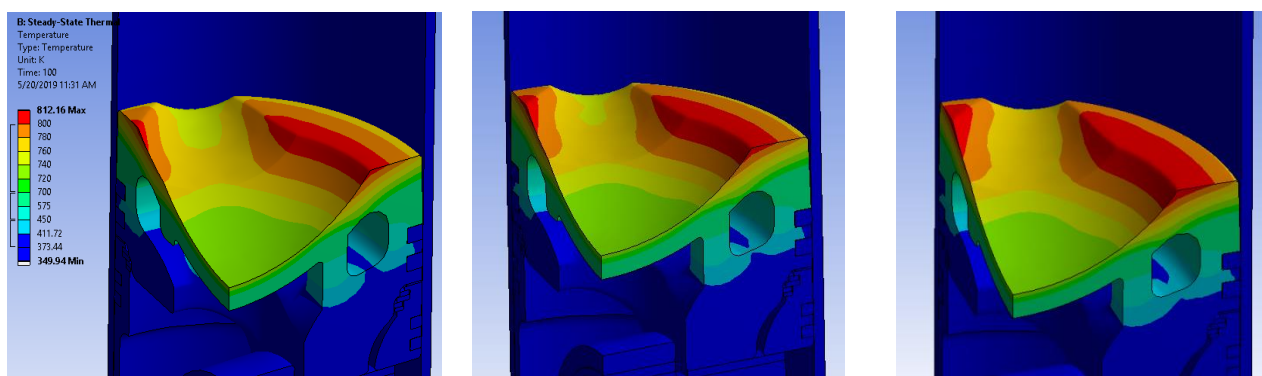
Максимальне відхилення результатів розрахунків за формулою (6.8) від результатів моделювання становить 13 % при швидкості обертання $n = 400 \text{ хв}^{-1}$ і $V_{\text{вх}} = 0,5 \text{ м/с}$; 8 % при швидкості обертання $n = 500 \text{ хв}^{-1}$ и $V_{\text{вх}} = 0,5 \text{ м/с}$; інші режими дають відхилення менше ніж 4 %.

Коефіцієнт теплопередачі через зазор розрахований за формулами (6.1), (6.2).

6.5 Залежність поля температур поршня від термічних властивостей зазору

Аналіз проводимо при режимі роботи $n = 850 \text{ хв}^{-1}$. Для зазорів коефіцієнт тепловіддачі від газу до деталей отриманий за формулами (6.5)...(6.9), а коефіцієнт теплопередачі через зазор – за формулами (6.1), (6.2).

Розрахунки проведено з урахуванням зміни ширини зазорів 1 (рис. 6.1, а); результати наведено на рис. 6.9.



$$\delta = 0.1 \text{ мм}; T_{\text{мак}} = 812$$

$$\delta = 0.2 \text{ мм}; T_{\text{мак}} = 815$$

$$\delta = 0.5 \text{ мм}; T_{\text{мак}} = 818$$

Рис. 6.9 Поле температур поршня при різних зазорах

Моделювання показало, що зміна ширини зазору мало змінює поле температур поршня. Максимальне збільшення становить 6 К при збільшенні ширини зазору від 0,1 мм до 0,5 мм. Оскільки поле температур поршня мало залежить від зазору «кільце - стінка поршня», то і від зазору «юбка-циліндр» залежність буде слабкою.

6.6 Висновки по розділу 6

При аналізі напружено-деформованого стану деталей (поршня) доцільно урахувати властивості зазору, а саме у вигляді термічного опору (або коефіцієнту тепловіддачі).

У роботі проведено аналіз процесу теплопередачі через зазор, запропоновано формули для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі від газу до стінки з відхиленням від точного моделювання менше 10 % при зазорі головка поршня-циліндр, і 13 % в зазорі кільце-поршень. Формулу (5.8) можна використовувати для зазору з шириною менш ніж 0,5 мм.

Показано, що поле температур поршня мало залежить від ширини зазорів.

При розрахунках складного напруженого стану поршня при оптимізації конструкції для призначення ГУ по зазорам можна використовувати запропоновані залежності.

Основні наукові результати, наведені у шостому розділі, опубліковано у працях автора [4], [9], [10].

6.7 Література до шостого розділу

- [1] Koszałka Grzegorz, Guzik Mirosław Mathematical model of piston ring sealing in combustion engine. Polish maritime research, 2014. №4. P. 66-78.
- [2] Piston ring assembly for a new natural gas vehicle symmetrical multistage wobble-plate compressor / Andril Arafat, Zair Asrar Ahmad, Ardiyansyah Syahrom at all. Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Teknologi Malaysia.
- [3] Piston rings for combustion engines. Motorservice, Technical Market Support. Neuenstadt, Germany. 80 с.
- [4] Нгуен В. З., Белогуб А. В. Определение граничных условий для расчёта термонапряженного состояния поршня. Авиационно-космическая техника и технология. 2019. № 1. С. 39-47. URL: https://www.researchgate.net/publication/331659473_OPREDELENIE_GRANICNYH_USLOVIJ_DLA_RASCETA_TERMONAPRAZENNOGO_SOSTOYANIYA_PORSNA
- [5] Шеховцов, А. Ф. Методические указания для самостоятельной работы студентов по курсу «Теплопередача в двигателях внутреннего сгорания». Харьковский ордена Ленина Политехнический институт им. В. И. Ленина. Х., 1972. 259 с.
- [6] Булыгин Ю. А., Галдин Д. Н. Термодинамика и теплопередача: учеб. пособие. – Воронеж: ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2015. 110 с.
- [7] Fundamentals of heat and mass transfer / P. I. Frank, P. D. David, L. D. Theodore at all. John Wiley & Sons, Inc. Hoboken, New Jersey, USA, 2007. 1070 p.

- [8] Лобасова М. С., Дектерев А. А., Серебренников Д. С. Тепломассообмен: учеб. пособие к практ. занятиям. Красноярск: ИПК СФУ, 2009. 156 с.
- [9] Нгуен В. З., Белогуб А. В. Термические сопротивления в зазорах цилиндропоршневой группы и их влияние на температурное поле поршня дизеля типа Д100. Вестник Двигателестроения. 2019. № 2. С. 166-174. URL: http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/cgiirbis_64.exe?I21DBN=LINK&P21DBN=UJRN&Z21ID=&S21REF=10&S21CNR=20&S21STN=1&S21FMT=ASP_meta&C21COM=S&2 S21P03=FILE=&2 S21STR=vidv 2019 2 23
- [10] Нгуен В. З., Белогуб А. В. Метод прогнозирования полей температур и напряжений поршня ДВС. Система и средства транспорта. проблемы эксплуатации и диагностики: монография. Херсон : ХДМА, 2019. С. 9-27.

РОЗДІЛ 7

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЯ І ОЦІНКА ЙОГО РЕСУРСУ НА ПРИКЛАДІ ПОРШНЯ ДЛЯ ДИЗЕЛЯ ТИПУ Д100

7.1 Метод визначення ГУ для розрахунку термонапруженого стану поршня

Оцінка теплового стану [1-8] досліджуваного поршня на сталому режимі роботи зводиться до визначення його температурного поля. Знаходження температурного поля поршня передбачає вирішення диференціального рівняння теплопровідності, що можна здійснити, маючи в розпорядженні умови однозначності, які включають: розподіл температури в початковий момент часу – початкова умова, теплофізичні властивості матеріалу і геометричну форму поршня, взаємодію поверхні поршня і навколишнього середовища – граничні умови теплообміну. Під навколишнім середовищем розуміється робоче тіло (газ), що омиває поверхню поршня з боку камери згоряння; масло, що рухається в каналах і порожнинах поршня, і деталі циліндропоршневої групи, що знаходяться в контакті з поршнем (тепло, що виділилося в результаті тертя поршневих кілець і спідниці, враховано не буде).

При оцінці теплообміну з боку робочого тіла використано граничні умови третього роду – температура (газу в циліндрі) і закон теплообміну між газом і поверхнею поршня (коефіцієнт складної тепловіддачі). Останній враховує процес конвективної і радіаційної тепловіддачі.

Розглядаючи процес теплообміну як квазістаціонарний, тепловіддачу можна характеризувати середнім за часом коефіцієнтом тепловіддачі від газу до поверхні поршня і значенням деякої результуючої температури газу (еквівалентні ГУ). Зупинимо увагу на визначенні кількості теплоти, відданої поршню робочим тілом, оскільки кожна ділянка теплосприймаючої поверхні поршня оцінюється своїм коефіцієнтом тепловіддачі і визначальною температурою газу. Для оцінки ГУ розглянуті тепловий баланс і особливості газодинамічного навантаження

основних деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ) в ході робочого циклу (рис. 7.1 [2, 9]).

Де: $\alpha_{\pi}, T_{\text{еп}}, \alpha_{\text{ц}}, T_{\text{эц}}$ – ГУ на стінках КЗ під дією продуктів згоряння;

α_w, T_w – ГУ на зовнішній поверхні циліндра під дією води (антифризу);

$\alpha_{m1}, T_{m1}; \alpha_{m2}, T_{m2}; \alpha_{m3}, T_{m3}$ – ГУ на внутрішній поверхні поршня, відповідно зонам від центральної до периферійної під дією масла;

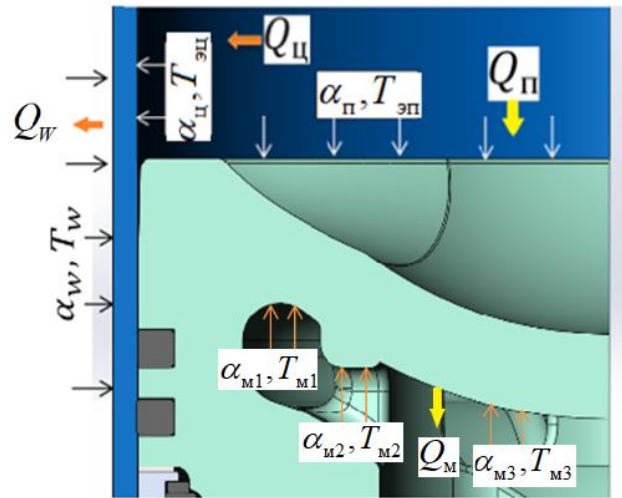


Рис. 7.1 Основні складові

Q_{π} – кількість теплоти, що теплового балансу ЦПГ входить в днище поршня від робочого тіла, Дж;

Q_m – кількість теплоти, що входить в масло від днища поршня, Дж;

Q_w – кількість теплоти, що входить в охолоджуючу рідину від циліндра, Дж;

$Q_{\text{ц}}$ – кількість теплоти, яка входить у внутрішню поверхні циліндра від робочого тіла, Дж.

Тепловий баланс в ЦПГ розрахований за такою формулою:

$$Q_{\pi} + Q_{\text{ц}} = Q_m + Q_w. \quad (7.1)$$

Сутність методу визначення ГУ

ГУ на поверхні визначені за допомогою закону збереження енергії, а саме збереження кількості теплоти, переданої через певні поверхні [10, 11]. Розрахункова модель наведена на рис. 7.2.

На поверхні А підігрів визначається ГУ – $\alpha_{Ai}, T_{Ai}; \dots; \alpha_{Ani}, T_{Ani}$ в залежності від ділянки поверхні (від 1-ї до n-ї ділянки). Поверхня В охолоджується під дією постійних ГУ – α_B, T_B ; А – розрахункова поверхня з сумарною площею

$$F_A = \sum_{j=1}^n F_{Aj}, \text{ м}^2; \quad F_{Aj} - \text{площа } j\text{-го участка}$$

поверхні, м²; n – кількість ділянок поверхні.

Поточна площа поверхні A (F_{Aj}) і поточна площа ділянки поверхні A (F_{Aji}), на яких відбувається процес теплообміну, не є постійними за часом, а вони змінюються (наприклад, на внутрішній поверхні циліндра, на якій теплообмін з робочим тілом залежить від переміщення поршня).

Еквівалентні ГУ розраховані за допомогою закону збереження енергії за такими формулами [10]:

Для цілої поверхні A:

$$Q_A = \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m \alpha_{Aji} \cdot F_{Aji} \cdot (T_{Aji} - \bar{T}_{Aj}) \cdot \Delta t = \bar{\alpha}_A \cdot F_A \cdot (\bar{T}_{A,э} - \bar{T}_A) \cdot \tau. \quad (7.2)$$

Для j-ї ділянки поверхні A:

$$Q_{Aj} = \sum_{i=1}^m \alpha_{Aji} \cdot F_{Aji} \cdot (T_{Aji} - \bar{T}_{Aj}) \cdot \Delta t = \bar{\alpha}_{Aj} \cdot F_{Aj} \cdot (\bar{T}_{Aj,э} - \bar{T}_{Aj}) \cdot \tau, \quad (7.3)$$

де m – кількість розрахункових інтервалів за часом;

i – номер розрахункового інтервалу за часом;

Q_A , Q_{Aj} – кількість теплоти переданої до поверхні A і j-ї ділянки поверхні A від зовнішнього середовища за розрахунковий час τ , Дж;

F_{Aji} – поточна площа j-ї ділянки поверхні A, на якій відбувається теплообмін при i-му розрахунковому інтервалі, м²;

T_{Aji} , α_{Aji} – температура і коефіцієнт тепловіддачі (ГУ) середовища, що діє на j-у ділянку поверхні A при i-му розрахунковому інтегралі, К, Вт/м² · К;

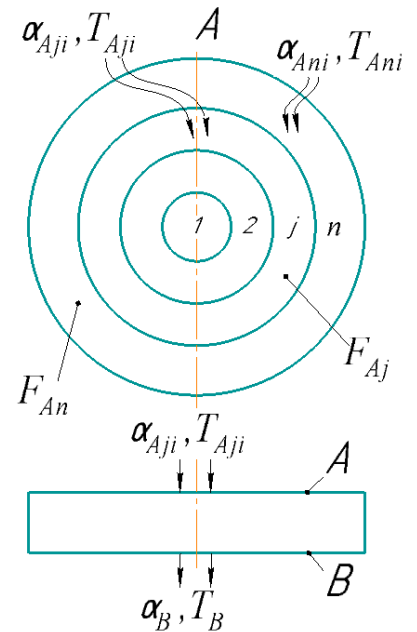


Рис. 7.2 Розрахункова

модель

$\bar{T}_A, \bar{T}_{Aj}$ – середня температура поверхні А і j-ї ділянки поверхні А, за розрахунковий час τ , К;

$\bar{\alpha}_A, \bar{\alpha}_{Aj}$ – середні коефіцієнти тепловіддачі поверхні А і j-ї ділянки поверхні з навколишнім середовищем за розрахунковий час τ , Вт/м² · К;

$\bar{T}_{A.\varepsilon}, \bar{T}_{A.\varepsilon j}$ – еквівалентна температура середовища діюча на поверхні А і j-й ділянці поверхні А за розрахунковий час τ , К;

Δt – крок за часом, с;

τ – розрахунковий час, с;

Середній коефіцієнт тепловіддачі розрахований за формулами [10]:

Для всієї поверхні А:

$$\bar{\alpha}_A = \frac{Q_A}{\sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n F_{Aji} \cdot (T_{Aji} - \bar{T}_{Aj}) \cdot dt}, \quad (7.4)$$

для j-ї ділянки поверхні

$$\bar{\alpha}_{Aj} = \frac{Q_{Aj}}{\sum_{i=1}^n F_{Aji} \cdot (T_{Aji} - \bar{T}_{Aj}) \cdot dt}. \quad (7.5)$$

Еквівалентна температура розрахована за формулами:

Для цілої поверхні А:

$$\bar{T}_{A.\varepsilon} = \frac{Q_A}{\bar{\alpha}_A \cdot F_A \cdot \tau} + \bar{T}_A; \quad (7.6)$$

для j-ї ділянки поверхні

$$\bar{T}_{Aj.\varepsilon} = \frac{Q_{Aj}}{\bar{\alpha}_{Aj} \cdot F_{Aj} \cdot \tau} + \bar{T}_{Aj}. \quad (7.7)$$

Алгоритм визначення еквівалентних ГУ наведено на рис. 7.3.

У блоку 1 задають площі поверхонь, за якими відбувається теплообмін – $F_{A1i} \dots F_{Ani}$; ГУ по цих поверхнях – $\alpha_{A1i}, T_{A1i}; \dots; \alpha_{Ani}, T_{Ani}$; середню температуру $\bar{T}_{A1}, \dots, \bar{T}_{An}$ – відповідно до ділянки поверхні А (від ділянки 1 до ділянки n); ГУ, які діє на поверхні В – α_B, T_B . За формулами (7.5), (7.7), (7.9) визначають еквівалентні ГУ ($\bar{\alpha}_{A1}, \bar{T}_{A1.э}; \dots; \bar{\alpha}_{An}, \bar{T}_{An.э}$). У блоці 3, в САПР високого рівня, перераховують середню температуру ділянки поверхні А ($T'_{A1}, \dots, T'_{An}$) за отриманими еквівалентними ГУ (на поверхні А застосовані ГУ – еквівалентних ГУ для поверхні А $\bar{\alpha}_{A1}, \bar{T}_{A1.э}; \dots; \bar{\alpha}_{An}, \bar{T}_{An.э}$ – відповідно з ділянками, на поверхні В застосувати ГУ α_B, T_B) і порівнюють із заданою середньою температурою поверхні ($\bar{T}_{A1}, \dots, \bar{T}_{An}$). У блоці 4 виконують порівняння $\Delta T_1 = \bar{T}_{A1} - \bar{T}'_{A1}; \dots; \Delta T_n = \bar{T}_{An} - \bar{T}'_{An}$.

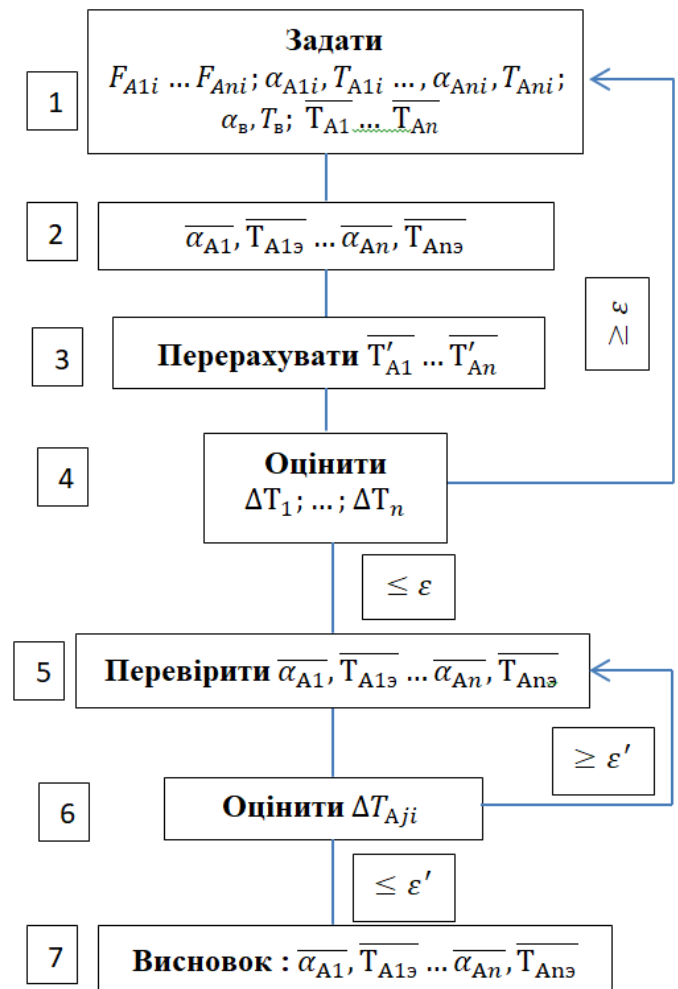


Рис. 7.3 Алгоритм визначення

еквівалентних ГУ для поверхні А

Для перевірки правильності вибору ГУ на поверхні, вирішена нестационарна задача прогріву наступним чином (завдання вирішено в САПР високого рівня) [10, 11, 12]:

– визначено початкове поле температур для нестационарної задачі шляхом вирішення стаціонарної задачі (блок 3).

– визначено ГУ для нестационарної задачі перебором початкових значень α і T до тих пір, поки зміна температури контрольних точок поршня (ΔT_{Aji}) за наступний час τ стане незначним (менше заданих значень).

7.2 Вибір моделі для визначення граничних умов щодо поршня

Для визначення ГУ, що діють на поверхні поршня, ми можемо використовувати багато моделей, наприклад, збірка з усіх деталей ЦПГ або окремі деталі або часткові збірки. У цій роботі досліджено 2 моделі: перша – збірка всіх деталей ЦПГ (див. рис. 7.4); друга – з окремим циліндром (див. рис. 7.5) [10].

Для першої моделі: розрахункові поверхні є поверхні КЗ (днища поршня і поверхні циліндра). Поршень і циліндр не рухаються, тому на поверхні циліндра процес теплообміну з робочим відбувається тільки на верхній ділянці (рис. 7.4).

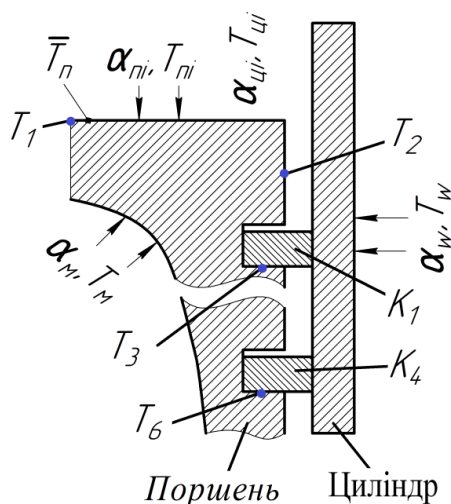


Рис. 7.4 Модель 1

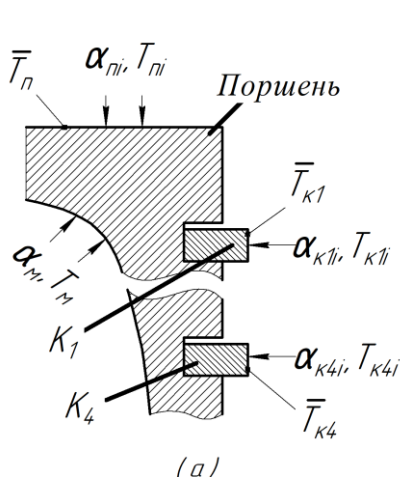
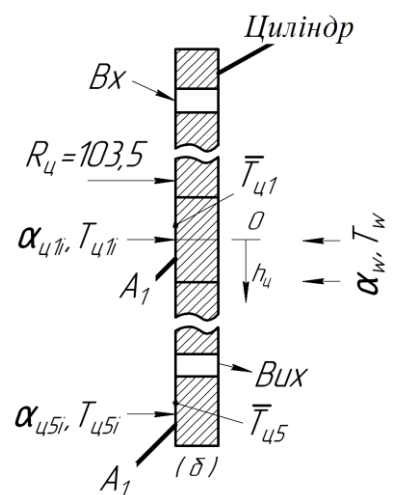


Рис. 7.5 Модель 2



Для другої моделі: розрахункова поверхня є поверхня днища поршня (1 поверхня), поверхні кільця зі сторони контакту з циліндром (4 поверхні відповідають 4 кільцям) і ділянка внутрішньої поверхні циліндра (10 ділянок) (рис. 7.5). Поршень і циліндр щодо один одного рухаються, тому процес теплообміну циліндра з робочим тілом і кільцями відбувається на всіх внутрішніх поверхнях циліндра, пов'язаних з переміщенням поршня.

Пари об'єктів теплообміну: днище поршня – робоче тіло; поверхні кілець – внутрішня поверхня циліндру; внутрішня поверхня циліндру – робоче тіло; внутрішня поверхня днища поршня – масло; зовнішня поверхня циліндра – охолоджуюча рідина.

На рис. 7.4, 7.5: K_1, K_2, K_3, K_4 – кільця 1...4, (не показані кільця K_2, K_3). A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 – зони від середини поверхні циліндра (циліндр симетричний), тому зони на верхній ділянці, як і на нижній, всього на циліндрі буде 10 зон. Зони A_2, A_3, A_4 не показані). Точка T_1 – центр КЗ поршня; точка T_2 – в зазорі «головка поршня – циліндр» на поршні; точки T_3, T_4, T_5, T_6 – відповідають каналам під кільця 1...4 (не показано точки T_4, T_5).

$\bar{T}_\pi$ – середня температура КЗ поршня; $\alpha_{\pi i}, T_{\pi i}$ – змінні за часом ГУ на поверхні КЗ поршня; α_m, T_m – ГУ на внутрішній поверхні днища поршня; α_w, T_w – ГУ на зовнішній поверхні циліндра; $\bar{T}_{K1} \dots \bar{T}_{K4}$ – середні температури поверхонь кілець зі сторони контакту с циліндром; $\alpha_{K1i}, T_{K1i}; \dots; \alpha_{K4i}, T_{K4i}$ – змінні за часом ГУ на поверхнях поршневих кілець; $\alpha_{\pi li}, T_{\pi li}; \dots; \alpha_{\pi 5i}, T_{\pi 5i}$ – змінні за часом ГУ на внутрішній поверхні циліндра; $\bar{T}_{\pi 1} \dots \bar{T}_{\pi 5}$ – середні температури ділянок циліндра по рис. 7.5; для рис. 7.4 – $\bar{T}_\pi$; h_π – висота циліндра, мм; $h_\pi = 0$ в середині циліндра; R_π – радіус внутрішньої поверхні циліндра.

Змінні за часом ГУ на поверхнях ($\alpha_{\pi i}, T_{\pi i}; \alpha_{K1i}, T_{K1i}; \dots; \alpha_{K4i}, T_{K4i}; \alpha_{\pi li}, T_{\pi li}; \dots; \alpha_{\pi 5i}, T_{\pi 5i}$) визначаються за допомогою теплового розрахунку (п. 2).

Розрахункові значення ГУ на внутрішній поверхні днища поршня (п. 5). Згідно з [13], прийнято $\alpha_w = 18000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, $T_w = 350 \text{ К}$.

Задаючи середні температури поверхні $\bar{T}_\pi$, $\bar{T}_\pi$, $\bar{T}_{K1} \dots \bar{T}_{K4}$, $\bar{T}_{\pi 1} \dots \bar{T}_{\pi 5}$, за формулами (7.4)...(7.9) отримаємо еквівалентні ГУ і більш точні середні температури поверхонь.

У розрахунку визначено зміну температури в контрольних точках за 5 робочих циклів дизеля для трьох варіантів з різною еквівалентною температурою, прийнятний – варіант 2.

Таблиця 7.1

Зміна температури в кількох точках на поверхні днища поршня

Еквівалентні ГУ	Точка 1 – точка з максимальною температурою на КС поршня	Точка 2 – центр КЗ
$\bar{T}_{\text{еп}} = 840K$ $\alpha_{\text{п}} = 1890 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ Точка 1 - $\Delta T_{ij} = 1,5 \text{ К}$ Точка 2 - $\Delta T_{ij} = 1 \text{ К}$		
$\bar{T}_{\text{еп}} = 895K$ $\alpha_{\text{п}} = 1890 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ Точка 1 - $\Delta T_{ij} = 0,5 \text{ К}$ Точка 2 - $\Delta T_{ij} = 0,2 \text{ К}$		
$\bar{T}_{\text{еп}} = 940K$ $\alpha_{\text{п}} = 1890 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ Точка 1 - $\Delta T_{ij} = 2,5 \text{ К}$ Точка 2 - $\Delta T_{ij} = 2 \text{ К}$		

ΔT_{ij} – різниці температур T_{j1} и T_{j5} . $\Delta T_{ij} = |T_{j1} - T_{j5}|$;

T_{j1} – максимальна температура точок в 1-му циклі;

T_{j5} – максимальна температура точок в 5-му циклі.

З таблиці 7.1 видно, що при початкових значеннях $\bar{T}_{\text{еп}} = 940K$ і $\bar{T}_{\text{еп}} = 840K$ температура поршня протягом 5 циклів змінюється досить істотно. При $\bar{T}_{\text{еп}} = 895K$ зміна температури істотно менше. При сталому режимі термічні

властивості робочого тіла мають циклічну зміну (термічні властивості масла і охолоджуючої рідини не змінні), так само температури деталі ЦПГ мають циклічні зміни. Тому вибираємо еквівалентні ГУ по 2-му варіанту для визначення поля температур поршня.

Результати визначення поля температур по «другій» моделі наведено в таблиці 7.2 і на рис. 7.6...7.9.

Таблиця 7.2

Температура поршня (K) в різних точках відповідно до рис. 7.4, 7.5.

№ точки	Модель 1	Модель 2
$\bar{T}_{\max}$	842	843
$\bar{T}_{\text{п}}$	785	786
T_1	725	727
T_2	668	670
T_3	414	422
T_4	376	382
T_5	366	370
T_6	364	367

де: $T_{\max}$ – максимальна температура поршня, K

З таблиці 7.2 і рис. 7.6, 7.7 видно, що поле температур на головці поршня і середня температура поверхні КЗ поршня ($\bar{T}_{\text{п}}$), отримані за допомогою 2-х моделей, відрізняється незначно. Максимальна відміна по канавці 1-го кільця (точка T_3 , рис. 7.4) – на 8 K (414 K в моделі 1 проти 422 K в моделі 2). На спідниці відмінність не суттєва (4 K в точці T_5 і 3 K в точці T_6). Поле температур циліндра сильно відрізняється (див. рис. 7.8, 7.9). У серединній зоні відміна сягає 35 K.

Однак, за моделлю 2, нам потрібно визначити і уточнити ГУ для 15 поверхонь (для моделі 1 – одна поверхня) і зв'язати результати всіх поверхонь, тоді обсяг роботи збільшиться в кілька десятків разів порівняно з моделлю 1. У процесі прогнозування поля температур і напружень ми маємо вирішувати задачу зменшення обсягу роботи і отримати достатньо адекватні результати.

У зв'язку з тим, що небезпечних, з точки зору напружень, зон у нижніх ділянках поршня (на спідниці) немає, а різниця профілю при різниці температур 8 К мала, будемо використовувати модель 1 для визначення ГУ на поверхнях поршня.

За результатами розрахунків отримаємо кількості теплоти, що передана до внутрішньої поверхні циліндра (за формулами (7.4), (7.5)), що при максимальному режимі ($n = 850$ об/хв) складає 634 Дж/цикл від першого кільця, і становить близько 10 % від сумарної кількості тепла від кільця і від продуктів згоряння (6258 Дж/цикл). Якщо цим теплом знехтувати, то температура циліндра буде залежати тільки від процесу тепловіддачі продуктів згоряння поверхні циліндра. Тому для моделювання поля температур циліндра ми вибираємо модель 2.

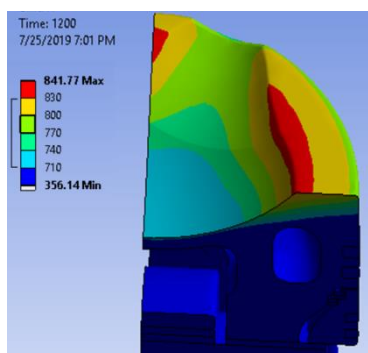


Рис. 7.6 Поле температур поршня по моделі 1

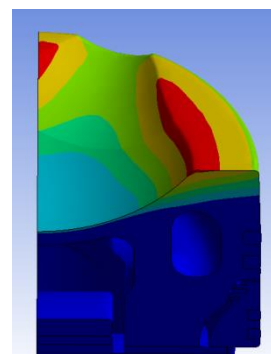


Рис. 7.7 Поле температур поршня по моделі 2

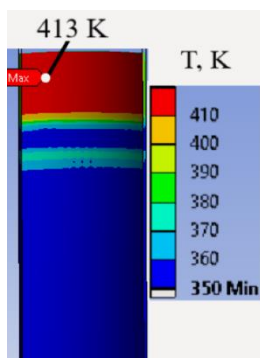


Рис. 7.8 Поле температур циліндра по моделі 1

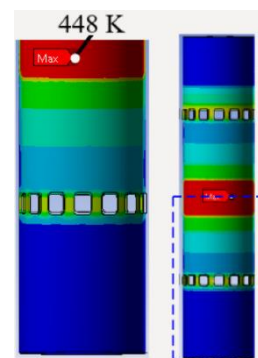


Рис. 7.9 Поле температур циліндра по моделі 2

7.3 Оптимізація конструкція поршня

Поршень дизеля 10Д100 виготовлений з модифікованого або високоміцного чавуну з кулястим графітом при твердості матеріалу $HB = 207-255$ [14]. Для розрахунків ми вибираємо матеріал ВЧ60-2. Його властивості наведені в додатку В.

Граничні умови і параметри силового навантаження

Зони ГУ на поверхні поршня відповідають рис. 7.10.

ГУ по зонах 16, 17, 18 визначено за методом, наведеним у п. 5. ГУ по інших зонах (зони 1...15, 19) визначено за законом збереження енергії (метод наведено в п.7.2) з моделлю, у якій багато поверхонь. Але, як і в п. 7.2, показано, що для отримання результату між великою кількістю поверхонь обсяг роботи збільшується до декількох десятків разів. Тому ГУ по зоні 1 визначимо за законом збереження енергії (головна зона). По зонах 3, 4, 7, 10 (зазор кільця – поршня) коефіцієнт тепловіддачі визначимо за формулою (6.12). По зонах 2, 6, 9 (зазор поршень-циліндр) коефіцієнт тепловіддачі визначимо за формулою (6.9). ГУ для інших зон (5, 8, 11, 12-15) прийнято, як наведено в таблиці 7.4.

У п. 5, показано, що при температурі масла $T_m = 370\text{ K}$ охолодження більш ефективне, ніж при $T_m = 350\text{ K}$. Тому вибираємо $T_m = 370\text{ K}$ як для прототипу, так і для нового, отримаємо

$$\alpha_{16} = 1550\text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad T_{16} = 370\text{ K};$$

$$\alpha_{17} = 1050\text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad T_{17} = 370\text{ K};$$

$$\alpha_{18} = 630\text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad T_{18} = 370\text{ K},$$

відповідно для зон 16, 17 і 18 (рис. 7.10).

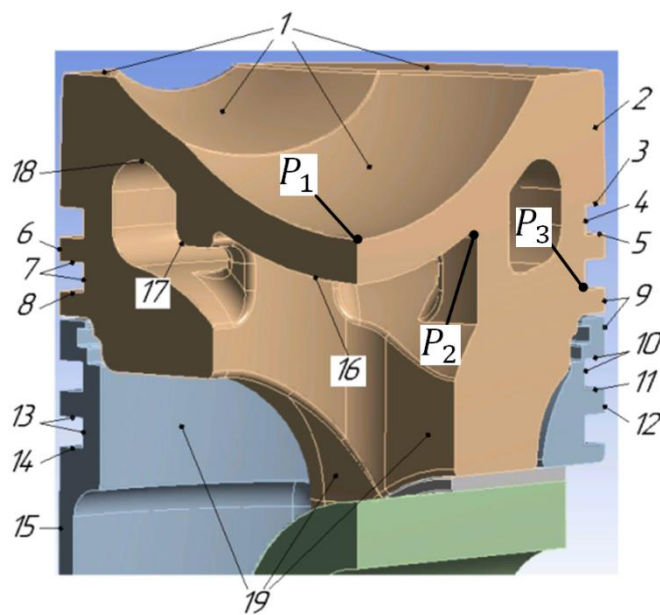


Рис. 7.10 Зони ГУ

Дослідження моделі в момент максимального тиску ($P_z = 10$ МПа), на нього

діє прискорення $a_j = 1100$ м/с² і

бокова сила $N = 23000$ Н на стінку спідниці.

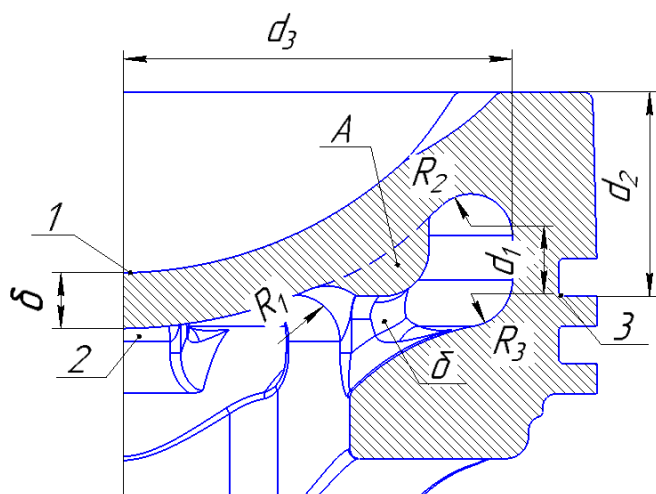


Рис. 7.11 Геометрія головки поршня. Зона 1 – центр КЗ. Зона 2 – заокруглення днище – корпус. Зона 3 – заокруглення в канавці першого кільця

(зона 1, зона 2, зона 3 по рис. 7.11); «0» – попередня конструкція за п.4; знак «+» – є прилив А; знак «-» – приливу А немає.

Результати оптимізації конструкції поршня

На рис. 7.11 наведено геометричні розміри головки поршня і результати оптимізації конструкції наведені в таблиці 7.3, 7.4 і рис. 7.12...7.15.

У таблиці 7.3, наведені максимальні напруження по зонам

Таблиця 7.3

Результати оптимізації конструкції

Варіант	А	δ ,	R_1 ,	R_2 ,	d_1 ,	d_2 ,	d_3 ,	Зона 1		Зона 2		Зона 3	
								Т	σ	Т	σ	Т	σ
								К	МПа	К	МПа	К	МПа
0	+	12	10	9	10	44	85	732	240	550	262	440	338
1	+	12	12	9	15	44	85	729	227	550	223	430	276
2	+	12	5	9	10	44	85	726	228	550	280	420	325
3	+	8	5	9	15	44	85	730	185	560	220	430	270
4	-	12	15	9	15	44	85	720	242	520	198	430	326
5	-	12	15	9	15	33	85	720	263	525	222	435	343

Продовж. табл. 7.3

6	-	12	15	9	15	48	85	720	229	525	187	420	289
7	-	12	15	9	15	48	90	720	242	525	188	410	300
8	-	12	8	9	15	48	80	720	195	540	283	435	250
9	-	17	15	15	10	44	85	730	217	515	170	425	287
10	-	7	10	15	15	44	85	710	216	530	220	425	250
11	-	7	10	10	15	44	85	710	210	530	264	425	275
12	-	8	8	10	15	44	85	730	220	525	235	420	270
13	-	8	12	12	15	44	85	710	210	535	220	420	270
14	-	8	10	15	15	44	85	710	180	530	225	420	230
Модель прототипу								755	211	590	244	480	275
Повна модель по варіанту 14								710	192	530	240	420	255

Для варіантів 4-14 внутрішня форма поршня була змінена від попередньої конструкції, тому ефективне охолодження маслом змінюється. За методом, описаним в п. 5, отримаємо нові ГУ по внутрішній поверхні поршня: $\alpha_{16} = 1630 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, $T_{16} = 370 \text{ К}$; $\alpha_{17} = 1050 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, $T_{17} = 370 \text{ К}$; $\alpha_{18} = 750 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, $T_{18} = 370 \text{ К}$, що відповідає зонам 16, 17, 18 (рис. 7.11).

З таблиці 7.3 видно, що варіант 14 конструкції краще від усіх. І в порівнянні з початковою пропозицією, він більш холодний в центральній частині КЗ, температура і напруження 710 К і 180 МПа проти 755 К і 210 МПа. При порівнянні результатів від $\frac{1}{4}$ моделі і повної моделі, поле температури і напруження відрізняються незначно. Максимальні напруження КЗ повної моделі були 192 МПа (в центр КЗ) проти 180 МПа у $\frac{1}{4}$ моделі.

Після оптимізації маса нового поршня – 22 кг і складає 55 % від штатного поршня.

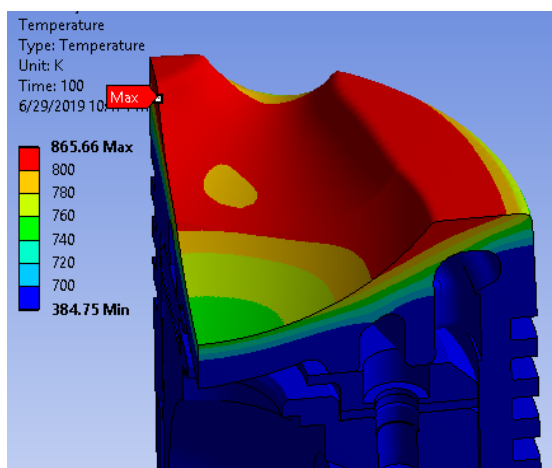


Рис. 7.12 Поле температур штатної конструкції

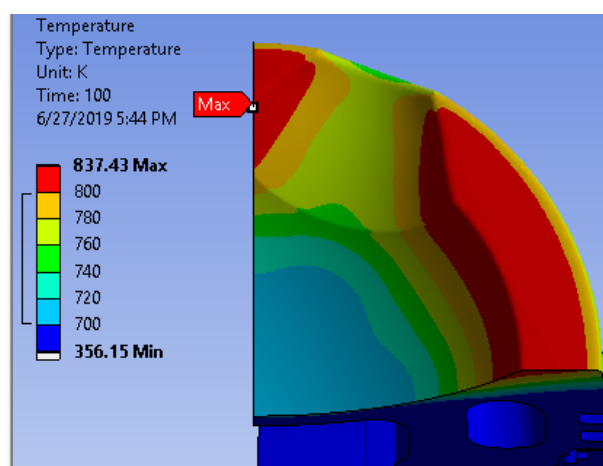


Рис. 7.13 Поле температур нової конструкції після оптимізації

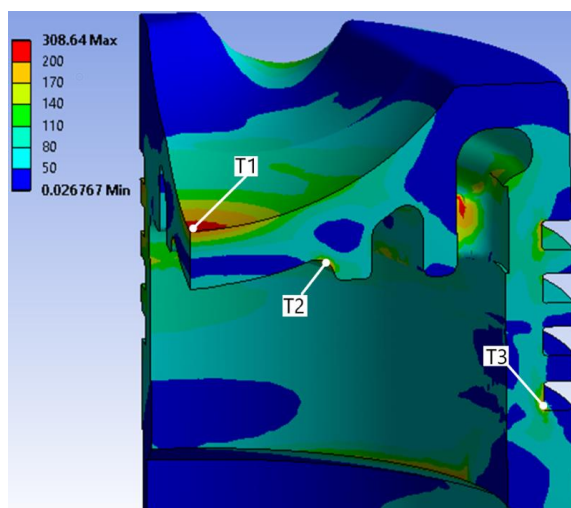


Рис. 7.14 Поле напружень штатної конструкції

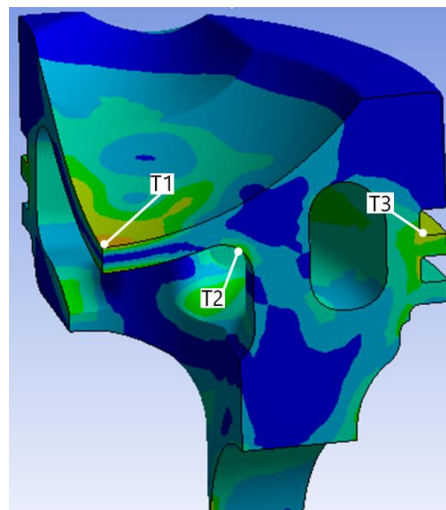


Рис. 7.15 Поле напружень нової конструкції після оптимізації

Таблиця 7.4

**ГУ поршня при максимальному режимі для штатного поршня
і нового поршня**

№ зона	Штатна модель		Нова модель	
	α_t , Вт/м ² · К	T, К	α_t , Вт/м ² · К	T, К
1	1955	985	1890	980
2	350	656	350	620

Продовж. табл. 7.4

3	80	600	80	535
4	80	540	80	475
5	25000	435	25000	400
6	230	435	230	400
7	50	435	50	400
8	17000	405	17000	370
9	150	405	150	370
10	25	405	25	370
11	12000	385	12000	360
12	2000	385	2000	360
13	1000	385	1000	357
14	7000	385	7000	357
15	3000	385	3000	355
16	1480	353	1550	370
17	425	358	1050	370
18	650	373	630	370
19	250	370	250	370

7.4 Оцінка ресурсу поршнів

Перша мета роботи – мінімізація маси поршня – в певній мірі досягнута, ми отримали змінену конструкцію з нових, більш легких, матеріалів. Але при цьому потрібно відзначити, що зменшення маси поршня може привести до зниження надійності його конструкції. Тому необхідний аналіз конструкцій поршнів, пов'язаний з їх ресурсом, тобто із забезпеченням високих показників надійності і довговічності двигуна.

Методи оцінки ресурсу поршнів досліджені В. О. Пильовим, А. Ф. Шеховцовим, Ф. І. Абрамчуком та ін. [1, 15]. Сьогодні втрату міцності матеріалу пов'язують з поняттям накопичення пошкоджень. Їх величина становить частку вичерпання ресурсу в відносних одиницях в інтервалі $d = 0 \dots 1$. На момент вичерпання ресурсу $d = 1$ [1]. Малоциклова втома матеріалу є одним з факторів, що впливають на накопичення пошкоджень високотеплонавантажених

деталей КЗ. Діаграма деформування елементів КЗ для прогнозування ресурсу деталей наведена на рис. 7.16 [1].

Вхідний закон навантаження $1' - 2'$ отримують на основі розрахунку напружено-деформованого стану конструкції в лінійній постановці. З урахуванням миттєвих пластичних деформацій і релаксації термічних напружень він набуває вигляду $1' - 2'$. При цьому середня напруга циклу вхідного закону σ'_m суттєво відрізняється від дійсної середньої напруги σ''_m . У той же час з урахуванням зміцнення матеріалу при повзучості мінімальна величина напруги (т.1"), максимальна його величина (т.2") і амплітуда напружень змінюються за часом. Таким чином, розрахунок процесу втрати міцності при повзучості слід виконувати для всіх циклів навантаження деталі протягом заданого ресурсу роботи дизеля.

Основним фактором появи зниження ресурсу при збільшенні кількості циклів навантажень дизелів вважається наявність в особливо термонавантажених зонах деталі релаксації термічних напружень. Остання є наслідком переходу частини пружною деформації в пластичну в умовах обмеженої повзучості. Процес релаксації розрахований за формулою [1, 15].

$$\frac{d\varepsilon_{\text{п}}}{d\tau} = -\frac{1}{E} \cdot \frac{d\sigma}{d\tau}, \quad (7.8)$$

де $d\varepsilon_{\text{п}}$ – швидкість деформації повзучості;

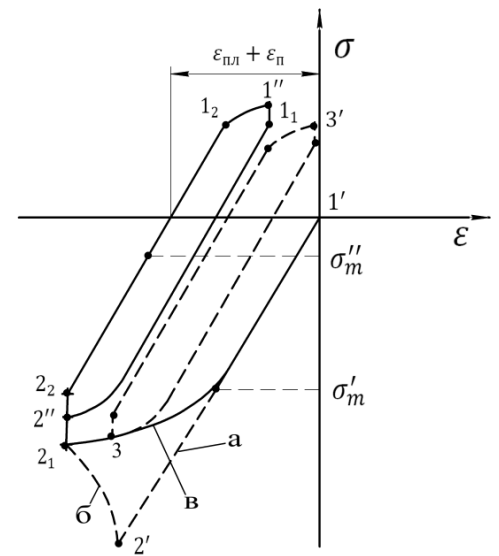


Рис. 7.16 Пружно-пластичне деформування матеріалу в зоні камери згоряння поршня: а – деформації за законом Гука; б – узагальнене співвідношення Нейбера; в – справжня діаграма деформування

σ – поточне значення напруги в довільний момент часу τ ;

E – модуль пружності матеріалу.

Процес повзучості можна розрахувати за формулами [1, 15]

$$\varepsilon_i^* = A_0 \cdot \exp(k_1/T) \cdot \left(\frac{\sigma_i}{1 - \omega^r} \right)^n \cdot (1 + D \cdot \varepsilon_i^{-\alpha}), \quad (7.9)$$

$$\omega_i^* = B_0 \cdot \exp(k_2/T) \cdot \left(\frac{\sigma_i}{1 - \omega^r} \right)^n, \quad (7.10)$$

де ε – деформація повзучості;

σ – діючі напруження;

D, α – сталі матеріалу, що характеризують першу ділянку кривої повзучості;

A, n – сталі матеріалу, що характеризують другу ділянку кривої повзучості;

r – сталі матеріалу, що характеризують процес наростання пошкоджень у матеріалі на третій ділянці кривої повзучості;

ω – параметри, що характеризують ступінь пошкодження матеріалу (на початку $\omega=0$, при руйнуванні $\omega=1$);

A_0, B_0, K_1, K_2 – сталі матеріалу, що не залежать від температури;

T – температура, К.

За формулами (7.8)...(7.10) ми отримаємо криві повзучості (рис. 7.17, а), криві релаксації (рис. 7.17, б) і поріг повзучості (рис. 7.18) для СЧ-20.

На рис. 7.19 використано такі позначення: індекси при напругах $T_1^c, T_2^c, T_3^c; T_1^H, T_2^H, T_3^H$ відповідають точкам Т1, Т2, Т3 (рис.7.14 и 7.15); $\sigma_B, \sigma_T, \sigma_{дл}$ – тимчасовий опір розриву, границя текучості і межа тривалої міцності (при 1000 ч) ВЧ-60-2; $\sigma_{пл-1}$ – поріг повзучості ВЧ-45; $\sigma_{пл-2}$ – поріг повзучості СЧ-20.

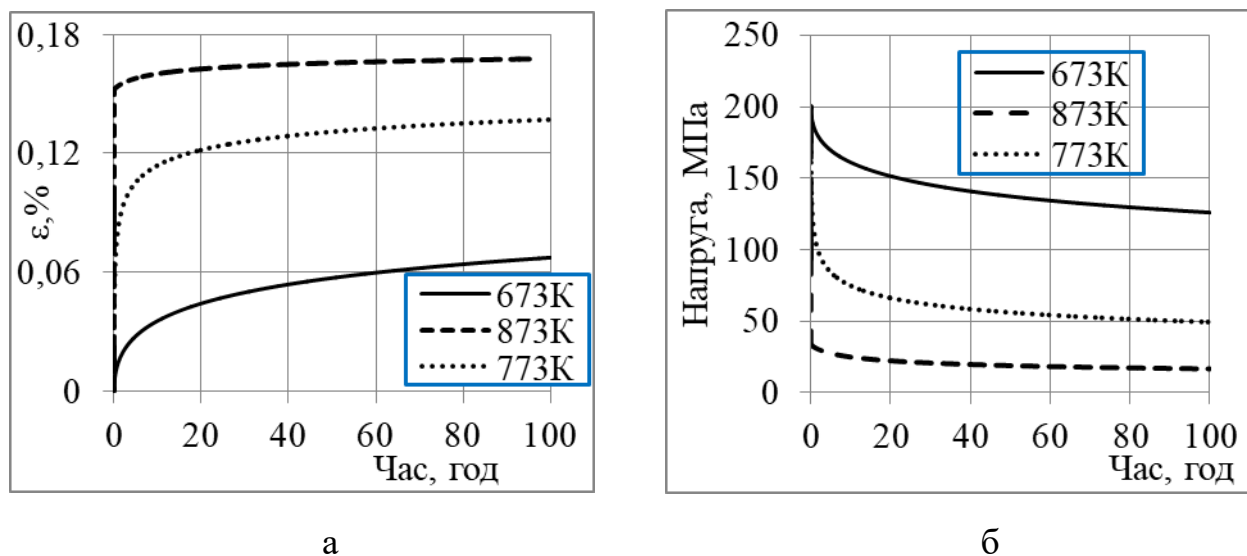


Рис. 7.17 Криві повзучості (а) і релаксація (б) СЧ-20 при різних температурах

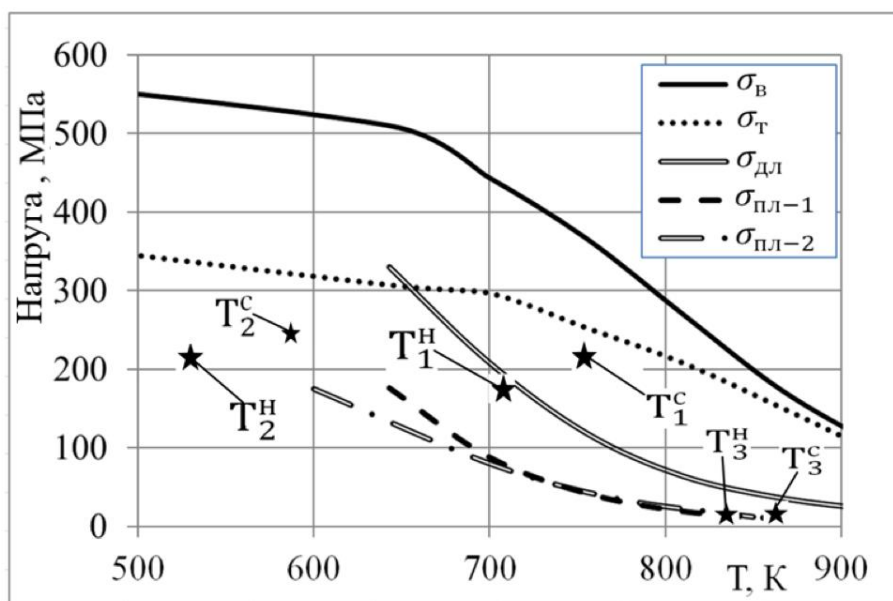


Рис. 7.18 Напруження в контрольних точках і механічні властивості матеріалів

З рис. 7.18 видно, що для всіх розглянутих зон КЗ штатного і нового поршня рівні діючих напружень лежать нижче межі плинності поршневого сплаву (ВЧ60-2) при відповідних температурах. При цьому циклічне деформування термо-механічно навантаженої зони КЗ поршня відповідає лінії 1'–2'–1', представлений на рис. 7.16.

Але при цьому, при порівнянні з порогом плинності (СЧ-20 і ВЧ-45), точки T_1^H , T_1^C вище, ніж межа плинності, тому їх крива буде вище лінії $1'-2_1$, але не дійде до точки 2_1 , а дійде до точки 3. Після цього буде процес релаксації напружень, викликаний процесом повзучості $3-3'-3$.

Однак, напруження і температура в контрольних точках у нового поршня нижче, ніж у штатного, значить ресурсна міцність нового поршня краще, ніж у штатного.

За результатами оцінки ресурсу поршнів за критеріями порогу повзучості, межі плинності, тривалої міцності і порівняння полів термо-напруженого стану між конструкціями можна зробити висновок, що визначення ресурсу проводити не обов'язково.

7.5 Висновки по розділу 7

Запропоновано оптимізовану конструкцію поршня, масу якого зменшено до 22 кг, що становить 55 % від штатного поршня і 85 % від спочатку запропонованої конструкції.

Результати прогнозування полів температур і напружень поршнів показали, що новий поршень холодніше за штатний. Середня температура поверхні КЗ нового поршня складає 775 К проти 815 К у штатного. Напруження значно менше, ніж у штатного, в більшості контрольних точок, до 45 МПа в першій кільцевій канавці, на 30 МПа в центрі КЗ (180 МПа в новому поршні проти 211 МПа в штатній конструкції).

При оцінці ресурсу поршня проведено порівняння температур і напружень у небезпечній точці. Моделювання показало, що діючі напруження від двох поршнів лежать нижче межі плинності, і о нижче ніж поріг повзучості (для ВЧ-45 і СЧ-20), крім центру КЗ. Це означає, що новий і штатний поршень мають достатній ресурс.

Новий поршень більш холодний і напруга в ньому нижче, тому можна очікувати більшого ресурсу.

Основні наукові результати, наведені у цьому розділі, опубліковано у працях автора [10], [11].

7.6 Література до цього розділу

- [1] Пильов В. О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: монографія. Х.: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. 332 с.
- [2] Ломакин Г. В., Мацулевич М. А. Методика оценки граничных условий при решении задачи определения теплового состояния поршня бензинового двигателя. Вестник ЮУрГУ. Сер.: Машиностроение. 2014. Т. 14, № 1. С. 26-32.
- [3] Кузьмин Н. А., Донато И.О. Выбор граничных условий для моделирования теплонапряженности деталей машин. Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р. Е. Алексеева. 2011. № 1 (86). С. 138-147.
- [4] Bhagat A. R., Jibhakate Y. M., Thermal Analysis and Optimization of I. C. Engine Piston Using Finite Element Method, International Journal of Modern Engineering Research (IJMER), 2012. Vol. 2, Issue. 4, P. 2919-2921.
- [5] Stefan Postrzednik, Zbigniew Zmudka The heat transfer coefficient calculations of internal combustion engine fuelled with natural gas. RUTMech, styczeń-marzec 2015, t. XXXII, z. 87 (1/15), P. 71-80.
- [6] Abdelkader Soualmia, Cherif Belhout, Mostefa Bouchetara The convection heat transfer rate evaluation of a 6-cylinder in-line turbocharged direct-injection diesel engine. MECHANIKA, 2017. Vol. 23(4), P. 528-536. ISSN 1392-1207.
- [7] Martin Gonera, Olle Sandin Thermal Analysis of a Diesel Piston and Cylinder Liner using the Inverse Heat Conduction Method. Goteborg, Sweden: Chalmers University Of Technology, 2015. P. 78.

- [8] Jessica Dahlström Experimental Investigations of Combustion Chamber Heat Transfer in a Light-Duty Diesel Engine. Sweden: Lund University, 2016. P. 123.
- [9] Колчин А. И., Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов. М.: Высш. шк., 2008. 496 с.
- [10] Nguyen Van Duong, Bilohub O., Martseniuk Ye. Thermal-Stress State of the Piston During Transient Diesel Operation, Synthesis of the Piston Profile. Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering, AISC 1113, pp. 310-324. 2020. URL: <https://www.springerprofessional.de/en/thermal-stress-state-of-the-piston-during-transient-diesel-opera/17542334>
- [11] Нгуен В. З., Белогуб А. В. Метод прогнозирования полей температур и напряжений поршня ДВС. Система и средства транспорта. Проблемы эксплуатации и диагностики: монография. Херсон : ХДМА, 2019. С. 9-27.
- [12] Нгуен В. З., Белогуб А. В. Определение граничных условий для расчёта термонапряженного состояния поршня. Авиационно-космическая техника и технология. 2019. № 1. С. 39-47. URL: https://www.researchgate.net/publication/331659473_OPREDELENIE_GRANICNYH_USLOVIJ_DLA_RASCETA_TERMONAPRAZENNOGO_SOSTOYANIYA_PORSNA
- [13] Розенблит Г. Б. Теплопередача в дизелях. М.: Машиностроение, 1977. 216 с.
- [14] Аврунин А. Г. Тепловозной дизели 2Д100 и 10Д100. Изд-во «Транспорт», 1970. 320 с.
- [15] Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Ф. И. Абрамчук и др.; под ред. А. Ф. Шеховцова. К.: Техника, 1992. 272 с.

РОЗДІЛ 8

ТЕРМОНАПРУЖЕНИЙ СТАН ПОРШНЯ У ПЕРЕХІДНОМУ РЕЖИМІ ДИЗЕЛЯ, СИНТЕЗ ПРОФІЛЮ ПОРШНЯ

Вимоги по ресурсу поршнів сучасних ДВЗ постійно підвищуються. Два фактори найбільш сильно впливають на довговічність поршня – це навантаження і знос. У перехідних режимах поля температур і силові навантаження суттєво змінюються за короткий термін. За результатами дослідження [1, 2, 3], на перехідних режимах напруження в поршні можуть досягати значень в 1,5 і, навіть, в 2-3 рази більше у порівнянні зі сталим максимальним режимом. Ресурс і працездатність поршня забезпечуються не тільки способом регулювання двигуна і вибором матеріалу поршня (його властивостей) але і його конструкцією, в тому числі вибором профілю бічної поверхні. Правильно спроектований профіль поршня повинен забезпечити відсутність контакту сильно нагрітої головки поршня з гільзою на всіх режимах роботи двигуна [4-6] і оптимальну контактну поверхню пари тертя «поршень-гільза» по спідниці [7-9]. Отже, у цьому розділі виконано аналіз напруженого стану перехідного режиму і синтез профілю з урахуванням динаміки розгону і гальмування дизеля.

8.1 Термо-напружений стан поршня в перехідному режимі

Постановка задачі

Розрахунки наведені в перехідному процесі від холодного двигуна з початковими температурами деталей -20°C , 0°C і $+20^{\circ}\text{C}$ до максимального режиму (варіант I, II, III) і від максимального режиму до холостого ходу (варіант IV), при миттєвому набиранні (скиданні) навантаження. Геометричні параметри зовнішньої поверхні поршня (при $T = 20^{\circ}\text{C}$) відповідають рис. 8.1.

Система змащування. Масло, використане для двигуна 10Д100 – М14В2, і його властивості наведено у додатку В.

де ΔQ_i – кількість теплоти переданої в масло/антифриз в i -м розрахунковому інтервалі, Дж;

ΔT_i – зміна температури масла/антифризу в i -м розрахунковому інтервалі, К;

Cr_i – теплоємність масла/антифризу в i -му інтервалі, Дж/кг К;

m – маса масла/антифризу, кг;

T_{i+1} – температура масла/антифризу в $(i + 1)$ -м розрахунковій інтервалі, К.

Коефіцієнт тепловіддачі антифризу у стінки циліндра прийнятий 18000 Вт/м²·К, коефіцієнт тепловіддачі у масло від внутрішньої поверхні поршня розрахований за методикою, викладеною в п. 5.

Результати визначення зміни ГУ на внутрішній поверхні днища поршня і зовнішній поверхні циліндра для варіанту І узгоджено в таблиці 8.1.

Таблиця 8.1

**Зміна температури рідин і коефіцієнти тепловіддачі антифризу
і масла з відповідними поверхнями**

Время	T_m	α_{16}	α_{17}	α_{18}	T_w	α_w
с	К	Вт/м ² ·К			К	Вт/м ² ·К
0	253	50	30	30	253	18000
100	272	150	100	100	281	18000
380	325	950	675	575	350	18000
640	370	1630	1050	750	350	18000
1000	370	1630	1050	750	350	18000

α_{16} , α_{17} , α_{18} – коефіцієнт тепловіддачі масла в зонах 16, 17, 18 (рис. 7.10).

α_w – коефіцієнт тепловіддачі антифризу з зовнішньою поверхнею циліндра.

Результати розрахунку

За формулами (7.4), (7.5), середня температура поверхні деталі впливає на кількість теплоти Q , переданої до поверхні. В ДВЗ температура поверхні КЗ впливає на індикаторні параметри, на температуру робочого тіла і коефіцієнт

тепловіддачі від робочого тіла до стінок КЗ. Тому при різних температурах (у нашому випадку середніх) поверхні КЗ, еквівалентні ГУ на КЗ будуть різні. Використавши метод визначення ГУ для моделі 1 (п. 7.2) ми отримаємо зміну еквівалентних ГУ на поверхні КЗ поршня за часом (наведено в таблиці 8.2).

У таблиці 8.2: $\bar{T}_п$ – середня температура КЗ поршня; $Q_п$ – кількість теплоти, переданої в поршень за 1 цикл (1 поворот колінвалу), Дж; $\bar{\alpha}_п, \bar{T}_{еп}$ – еквівалентні ГУ на поверхні КЗ поршня.)

Таблиця 8.2

Еквівалентні ГУ на поверхні КЗ поршня, середня температура поршня і кількість теплоти, переданої КЗ поршня за часом (варіант І).

t	$\bar{T}_п$	$Q_п$	$\bar{\alpha}_п$	$\bar{T}_{еп}$
с	К	Дж	Вт/м ² · К	К
0	253	2700	1850	870
80	775	925	1890	980
150	815	771	1892	987
500	775	925	1890	980
1000	775	925	1890	980

На рис. 8.2, 8.3 наведено графіки зміни температур і напружень в точці 1 (рис. 8.1) за часом. Розрахунок проведено з урахуванням чинного тиску в циліндрі 10 МПа і бічної сили на сторону з $\theta = 270^\circ$.

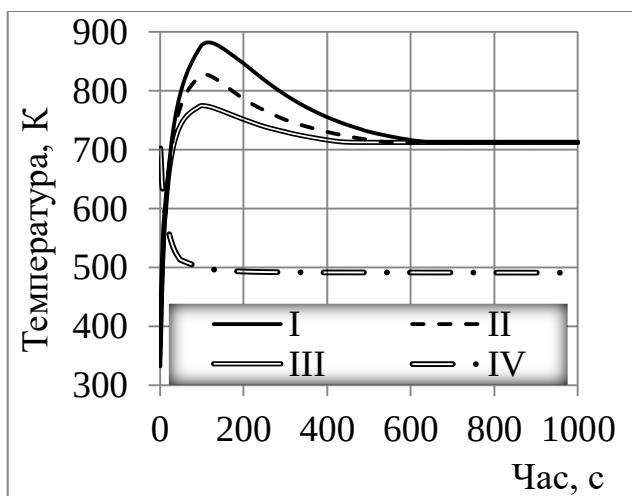


Рис. 8.2 Зміна температури в точці 1 по часу

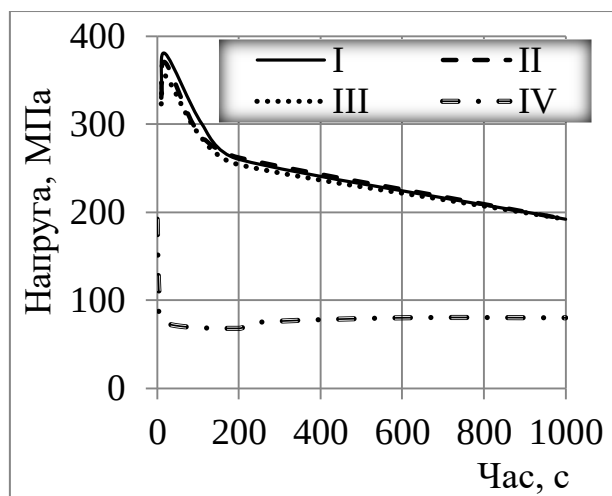


Рис. 8.3 Зміна напруження в точці 1 по часу

На рис. 8.2 и 8.3: I, II, III, IV – номер варіанта зміни навантаження.

З таблиці 8.2 видно, що при початковій температурі поршня ($20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $20\text{ }^{\circ}\text{C}$) кількість теплоти, переданої в поршень, в 3 рази більше, ніж на сталому максимальному режимі, і еквівалентні ГУ також сильно відрізняються. Середня температура поршня досягає 815 К, 795 К, 780 К при часі 150 с, 140 с, 135 с, відповідно для варіантів I, II, III (на сталому максимальному режимі було 775 К). Пов'язані з цим показники двигуна сильно відрізняються за часом. Наприклад, у варіанті I, при часі 0 с (температура поршня і циліндра $20\text{ }^{\circ}\text{C}$), індикаторний ККД двигуна $\eta_i = 42,7\%$ і кількість теплоти, переданої в стінки КЗ (днище поршня і внутрішня поверхня циліндра), $Q_{oxl} = 30\%$, при 150 с, $\eta_i = 46,5\%$ і $Q_{oxl} = 19\%$, а при 1000 с (усталений максимальний режим) ці параметри є $\eta_i = 45,9\%$ і $Q_{oxl} = 20\%$. Це значить, що холодний двигун (температура деталей ЦПГ нижче) працює з меншою ефективністю.

На рис. 8.2 температура деяких точок поверхні досягає своїх максимальних значень приблизно на 3-й хвилині прогріву, а потім падає. Максимальна температура в точці 1 з'явилася при $t = (110\text{ с}, 100\text{ с}, 100\text{ с})$ і дорівнює 885 К, 825 К, і 775 К для варіантів I, II, III (на сталому максимальному режимі було 710 К). Це пов'язано з тим, що холодне масло неефективне.

На рис. 8.3 показано, що напруження у поршні досягають максимальних значень до 2 разів більше, ніж на сталому максимальному режимі. При варіанті I максимальне напруження в точці 1 – 380 МПа (при $t = 20\text{ с}$) проти 192 МПа ($t = 1000\text{ с}$) на сталому максимальному режим. За варіантом IV, високі напруження у поршні не спостерігаються.

З рис. 8.2, видно, що після 600 с (для варіантів I, II, III), температура в точці 1 вже постійна, але напруження ще зменшуються (тиск на КЗ поршня постійний). Точка I (див. рис. 8.1) лежить на поверхні КЗ поршня, і після приблизно 600 с температура на поверхні вже постійна, але на внутрішній стороні днища поршня температура ще змінюється (збільшується), температурний градієнт зменшується, зменшується і напруження.

Подальше дослідження спрямовано на зменшення напружень, що з'явилися в перехідних режимах. Для вирішення цієї проблеми досліджуємо зміну напружень при режимах від $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до повного прогріву з різним часом перехідного процесу, як показано на рис. 8.4. Результати моделювання наведено на рис. 8.5.

Показано, що при збільшенні часу перехідного режиму (рис. 8.4), напруження, яка виникають, зменшуються. У точці 1, де висока температура, максимальне напруження істотно падає від 380 МПа у варіанті I, до 300 МПа у варіанті VII. Час, коли напруження досягає максимальної величини, є 20 с для варіанту I і 100 с для варіанту VII. Це означає, що зменшуються небезпеки для структури матеріалу і конструкції поршня.

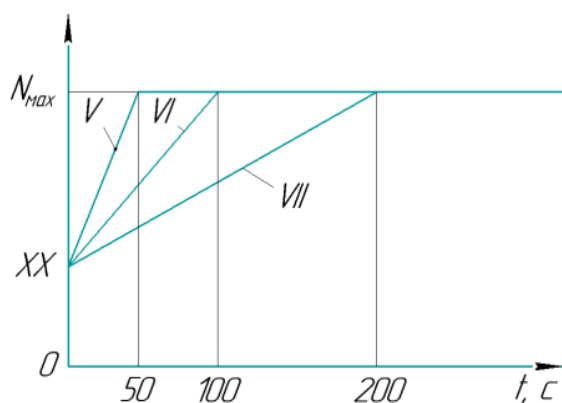


Рис. 8.4 Варіантні перехідні режими

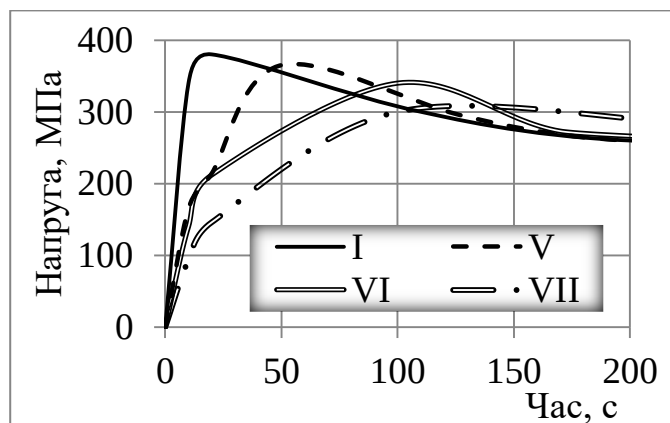


Рис. 8.5 Зміна напружень у точці 1 за часом

8.2 Синтез профілю

Моделювання поля температур, напружень і деформацій дозволило синтезувати профіль зовнішньої поверхні поршня і внутрішньої поверхні циліндра при прогріванні за варіантами I, II, III. У розрахунку перевірялись зазори поршень – циліндр при русі поршня від ВМТ до НМТ. Тиск на КЗ поршня постійний і дорівнює максимальному тиску згоряння (10 МПа). Результати наведено на рис. 8.6...8.8.

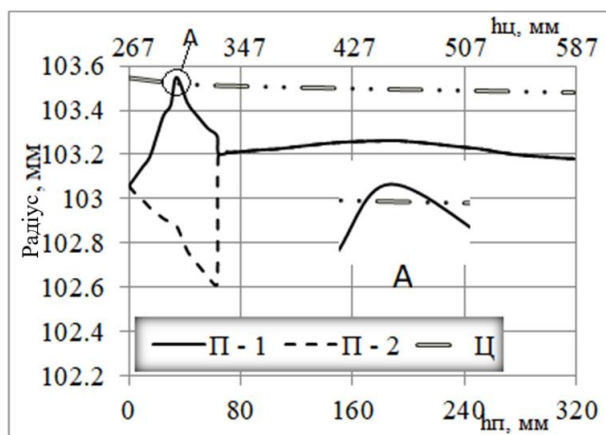


Рис. 8.6 Профіль при $\theta = 90^\circ$,
 $t = 200$ с

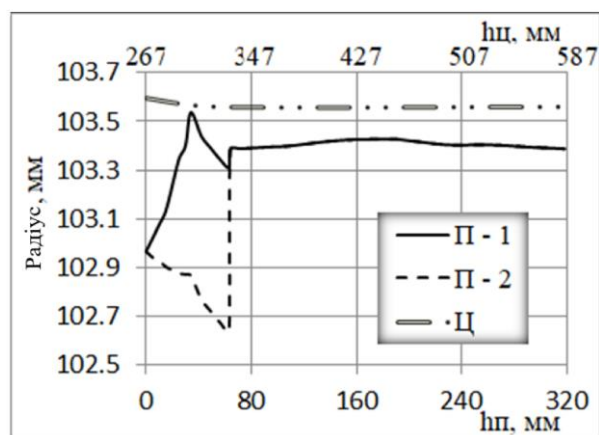


Рис. 8.7 Профіль при $\theta = 90^\circ$,
 $t = 1000$ с

«П-1, П-2» – профіль поршня до і після зміни геометрії, «Ц» – профіль циліндра.

На рис. 8.8 представлено деформації поршня (профіль) на режимі максимальної потужності.

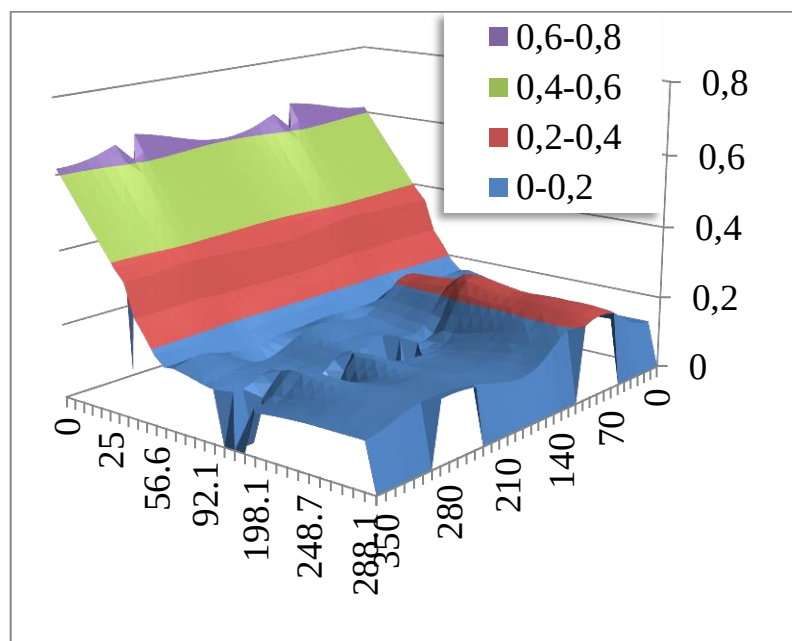


Рис. 8.8 Зміна профілю поршня $t = 1000$ с

Показано (рис. 8.6), що при $t = 200$ с з'явилися точки на поверхні поршня (варіант прогріву) на відстані $h_n = 34$ мм (див. рис.8.1 і рис.7.5 в положенні НМТ)

які «проникають» у циліндр. Необхідні зменшення діаметра в цьому місці і зміна кута нахилу поверхні (φ) головки поршня. Після зміни геометричних параметрів поршня небезпечної зони вже немає. Мінімальний зазор поршень – циліндр дорівнює 0,13 мм при куті $\theta = 90^0$ і $t = 1000$ с і знаходиться в середині спідниці (див. рис. 8.7).

8.3 Висновок по розділу 8

Результати моделювання температур і напружень в перехідних режимах показали, що температура і напруження деяких точок поверхні досягають своїх максимальних значень, а потім падають. У варіанті I, в центрі КЗ температура досягає 885 К (при $t = 110$ с), напруження досягає 380 МПа (при $t = 20$ с), а при $t = 1000$ с встановлюється 710 К і 192 МПа відповідно.

Чим менше час перехідного процесу, тим більше напруження з'явилося на поршні. У варіанті I, максимальне напруження 300 МПа при часі перехідного режиму 200 с проти 380 МПа при часі переходу 0 с.

Запропоновано конструкцію поршня без точки контакту поверхні (поршень – циліндр) в зонах високої температури на всіх режимах.

Основні наукові результати, наведені у восьмому розділі, опубліковано у працях автора [2], [3].

8.4 Література до восьмого розділу

- [1] Мордвинцева, И. А. Моделирование в САПР нестационарных термических нагрузок и ресурсной прочности поршней быстроходных дизелей: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. Х., 2018. 167 с.
- [2] Nguyen Van Duong, Bilohub O., Martseniuk Ye. Thermal-Stress State of the Piston During Transient Diesel Operation, Synthesis of the Piston Profile. Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering, AISC 1113,

- pp. 310-324. 2020. URL: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-030-37618-5_27
- [3] Нгуен В. З., Белогуб А. В. Метод прогнозирования полей температур и напряжений поршня ДВС. Система и средства транспорта. проблемы эксплуатации и диагностики: монография. Херсон : ХДМА, 2019. С. 9-27.
 - [4] Снижение износа поршней двигателя внутреннего сгорания окислением рабочих поверхностей головок / Д. М. Марьин, А. А. Глущенко, И. Р. Салахутдинов. *Транспорт. транспортные сооружения. Экология*, 2018. № 2. С. 71-79.
 - [5] The effect of temperature on wear and friction of a high strength steel in fretting / S. R. Pearson, P. H. Shipway, J. O. Abere, R. A. A. Hewitt. *Wear*. 15 June 2013. Vol. 303. Issues 1–2. P. 622-631.
 - [6] Rodriguez J., Martin A., Llorca J. Modeling the effect of temperature on the wear resistance of metals reinforced with ceramic particles. *Acta Materialia*, 2000. С. 993-1003.
 - [7] Москаленко И. Н., Доценко В. Н., Белогуб А. В. Обзор методов профилирования юбок поршней ДВС. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2013. №2. С.75-81.
 - [8] Рождественский, Ю. В. Компьютерное моделирование динамики трибосопряжения «поршень–цилиндр»: учеб. пособие. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2009. 50 с.
 - [9] A study of friction and lubrication behavior for gasoline piston skirt profile concepts / Kwang-soo Kim, Paras Shah, Masaaki Takiguchi, Shuma Aoki. *SAE World Congress & Exhibition*, 2009.
 - [10] Розенблит Г. Б. Теплопередача в дизелях. М.: Машиностроение, 1977. 216 с.
 - [11] Шеховцов, А. Ф. Методические указания для самостоятельной работы студентов по курсу «Теплопередача в двигателях внутреннего сгорания». Харьковский ордена Ленина Политехнический институт

им. В. И. Ленина. Х., 1972. 259 с.

- [12] Дорофеев В. М. Тепловозные дизели семейства Д49. Конструкция, техническое обслуживание, ремонт: учеб. пособие. – М.: ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2016. 380 с.

РОЗДІЛ 9

НОВА КОНСТРУКЦІЯ ПОРШНЯ ДЛЯ 4-ТАКТНИХ ДИЗЕЛІВ Д49, Д80

9.1. Постановка завдання.

Моделі конструкції прототипу і запропонованого поршня наведені на рис. 9.1, 9.2.

У пропонованому поршні була повністю збережена зовнішня форма (КЗ, бічні поверхні) штатного поршня. Змінено внутрішню структуру і змінено спосіб охолодження поршня (від циркуляційного масляного охолодження в штатній конструкції на струминне масляне охолодження для нової конструкції).

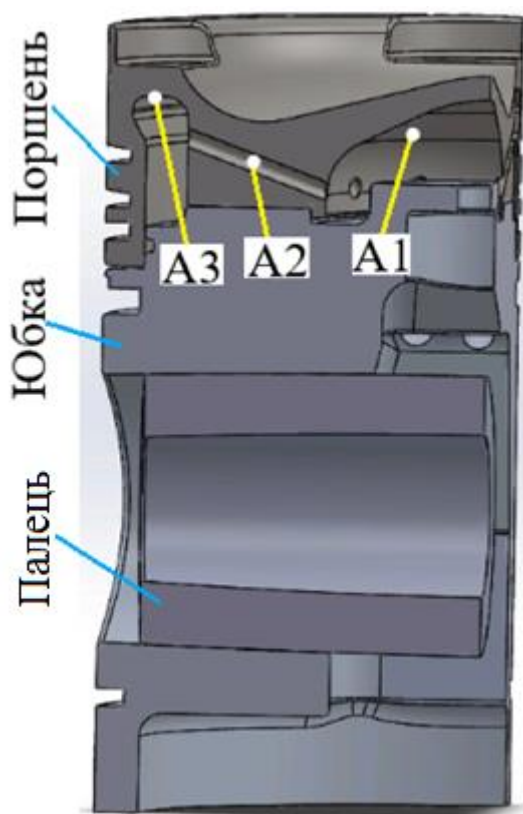


Рис. 9.1 Модель прототипу

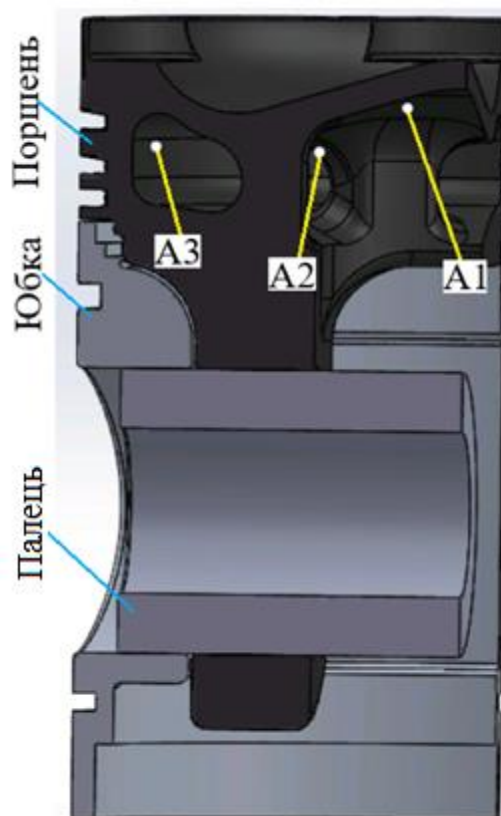


Рис. 9.2 Модель нового поршня

За [1], поршень-прототип виготовлений зі сталі 20Х3МВФ (головка) і АК4 (спідниця). Для нового поршня досліджені різні матеріали головки: ВЧ60-2, 25Х2Г2ФЛ, 12ДХ1МФЛ.

Для визначення поля термо-напружень поршня нової і старої конструкції використаний метод, викладений раніше (П. 2...П. 7) в який включається:

- розрахунок робочого процесу;
- вибір α -формул;
- визначення теплових ГУ по внутрішній поверхні;
- визначення теплових ГУ по боковій поверхні;
- визначення ГУ на КЗ поршня;
- визначення полів температур – напружень;
- оптимізація конструкції.

Властивості використаних матеріалів показані в додатку В.

9.2. Результати дослідження штатного і нового поршнів

В тепловому розрахунку і при виборі α -формул був проведений аналіз застосовності різних α -формул Г. Вошні, В. Аннанда, І. М. Леніна-А. В. Кострова, В. Нусельта, Г. Хохенберг, Г. Ейхельберга, Х. Цаффа, Р. З. Кавтарадзе, М. Р. Брилинг і Г. Б. Розенбліта для визначення розподілу ГУ по камері згоряння (П. 3 и [2]). Результати розрахунку показали, що формула Р. З. Кавтарадзе з коригуванням коефіцієнта є найбільше відповідною для дизеля Д80.

$$\alpha_{\pi} = \frac{b_i}{\sqrt{\Delta\tau}} \cdot \left[C_{\text{баз}} + 0,177 \cdot \frac{H_u \cdot \Delta x_i}{C_p (T_i - T_c)} \right]. \quad (9.1)$$

За [122] прийнята температура масла на вході в поршень – 350 К, збережена витрата масла до поршня. Температура масла у внутрішній порожнини поршня не змінюється. З використанням методу, що викладений в п. 5 і [3], визначені ГУ на внутрішній поверхні поршня у зонах А1, А2, А3 (рис. 9.1, 9.2), по п. 7 і [4] визначені еквівалентні ГУ на КЗ поршня, по п. 6 і [5] визначені ГУ на бічній поверхні поршня.

Результати визначення ГУ на поверхнях поршня наведено в таблиці 9.1.

Таблиця 9.1

ГУ по зонах (рис. 9.1, 9.2)

Зони	Прототип		Пропонований	
	Т, К	α , Вт/м ² .К	Т, К	α , Вт/м ² .К
КЗ	910	925	905	925
A1	350	530	350	1000
A2	350	540	350	550
A3	350	330	350	550

В таблиці 9.1: КЗ – поверхні КЗ поршня. Головка нової моделі з чавуну ВЧ60-2.

Результати визначення поля температур і напружень наведені на рис. 9.3...9.6 і в таблиці 9.2.

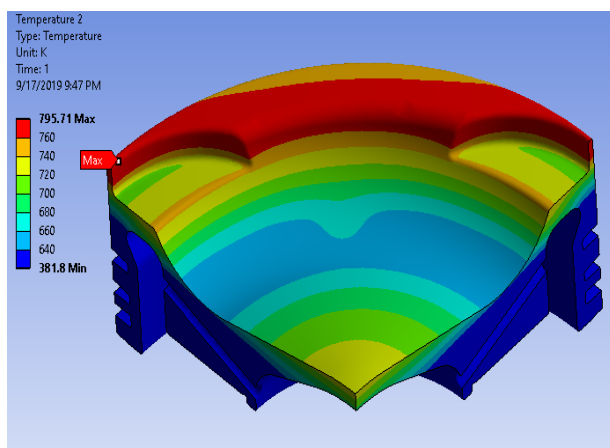


Рис. 9.3 Поле температур штатного поршня

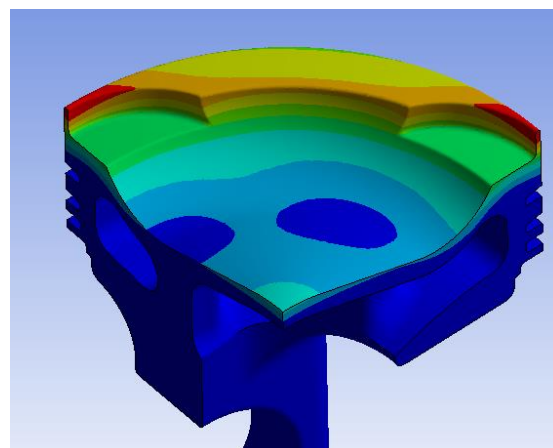


Рис. 9.4 Поле температур нового поршня з матеріалом головки ВЧ60-2

Моделювання показало, що нова конструкція легша за штатну (на 2 кг з матеріалу 25Х2Г2ФЛ, 12ДХ1МФЛ і на 4 кг з ВЧ60-2). Нова конструкція більш холодна – при використанні матеріалу ВЧ60-2 середня температура поршня менше на 40 К (675 К-685 К проти 715 К у штатної конструкції). Напруження в новій конструкції нижче, особливо в 1-й кільцевій канавці, напруження нижче до 3 разів при використанні ВЧ60-2 (156 МПа проти 475 МПа).

Таблиця 9.2

Температури і напруження в контрольних точках за рис. 9.5, 9.6

№ точка	Штатний		Пропонований					
	20ХЗМВФ		ВЧ60-2		25Х2Г2ФЛ		12ДХ1МФЛ	
	$m_{\text{п}} = 28, \text{ кг}$		$m_{\text{п}} = 24, \text{ кг}$		$m_{\text{п}} = 26, \text{ кг}$		$m_{\text{п}} = 26, \text{ кг}$	
	$\bar{T}_{\text{п}} = 715, \text{ К}$		$\bar{T}_{\text{п}} = 675, \text{ К}$		$\bar{T}_{\text{п}} = 685, \text{ К}$		$\bar{T}_{\text{п}} = 685, \text{ К}$	
	Т, К	σ, МПа	Т, К	σ, МПа	Т, К	σ, МПа	Т, К	σ, МПа
1	710	142	650	112	660	134	660	122
2	740	110	705	85	710	100	710	90
3	430	475	470	156	460	190	460	168
4	400	305	450	192	440	232	730	209
5	475	257	530	126	530	117	530	114
6	460	685	400	220	400	245	400	230

$m_{\text{п}}$ – маса поршня, кг; $\bar{T}_{\text{п}}$ – середня температура КЗ поршня, К.

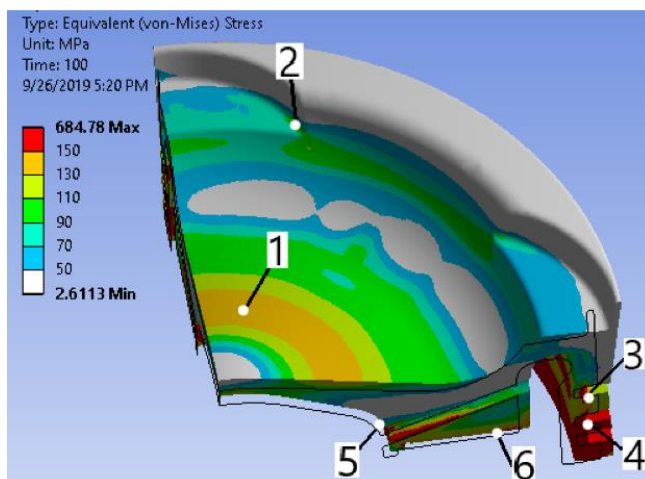


Рис. 9.5 Поле напружень штатного поршня

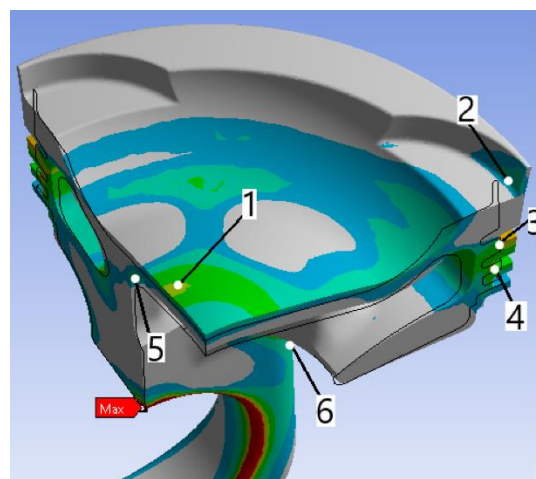


Рис. 9.6 Поле напружень нового поршня з матеріалом головки ВЧ60-2

9.3 Висновки по розділу 9

При аналізі застосовності відомих α -формул для поршня дизеля Д49, Д80 показано, що найбільше підходить формула Р. З. Кавтарадзе з коригуваннями коефіцієнта.

На підставі розробленої методики запропонована і оптимізована конструкція поршня для двигунів Д49 і Д80 з різними матеріалами головки – ВЧ60-2, 25Х2Г2ФЛ і 12ДХ1МФЛ. Запропонована конструкція більш холодна, середня температура КЗ зменшена на 40 К (675 К...685 К проти 715 К в штатній конструкції). Напруження у запропонованій конструкції також менше (в центрі КЗ – 85...100 МПа проти 110 МПа). Зменшена маса поршня – на 2 і 4 кг в залежності від застосованого матеріалу головки.

Основні наукові результати, наведені у дев'ятому розділі, опубліковано у праці автора [4].

9.4 Література до дев'ятого розділу

- [1] Дорофеев В. М. Тепловозные дизели семейства Д49. Конструкция, техническое обслуживание, ремонт: учеб. пособие. – М.: ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2016. 380 с.
- [2] Нгуен В. З., Белогуб А. В. Расчёт процесса теплоотдачи в дизельном двигателе типа Д-100 с использованием известных α -формул. Двигатели внутреннего сгорания. 2018. №1. С. 14-20. URL: <http://dvs.khpi.edu.ua/article/view/0419-8719.2018.2.03/142307>.
- [3] Нгуен В. З., Белогуб А. В. Метод прогнозирования полей температур и напряжений поршня ДВС. Система и средства транспорта. проблемы эксплуатации и диагностики: монография. Херсон : ХДМА, 2019. С. 9-27.
- [4] Nguyen Van Duong, Bilohub O., Martseniuk Ye. Thermal-Stress State of the Piston During Transient Diesel Operation, Synthesis of the Piston Profile. Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering, AISC 1113, pp. 310-324. 2020. URL: <https://www.springerprofessional.de/en/thermal-stress-state-of-the-piston-during-transient-diesel-opera/17542334>.

- [5] Нгуен В. З., Белогуб А. В. Термические сопротивления в зазорах цилиндропоршневой группы и их влияние на температурное поле поршня дизеля типа Д100. Вестник Двигателестроения. 2019. № 2. С. 166-174. URL: http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/cgiirbis_64.exe?I21DBN=LINK&P21DBN=UJRN&Z21ID=&S21REF=10&S21CNR=20&S21STN=1&S21FMT=ASP_meta&C21COM=S&2_S21P03=FILA=&2_S21STR=vidv_2019_2_23.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі сформульована і вирішена науково-практична задача мінімізації маси поршня, з одночасним забезпеченням ресурсної міцності на стадії проектування шляхом обґрунтовано спрощених математичних моделей їх температурного і термонапруженого стану в сталих і перехідних режимах дизеля. Проведене дослідження дозволило отримати наступні результати:

1. Розроблено програму теплового розрахунку для дизеля типу Д100. Програма дозволяє використовувати різні α -формули для визначення коефіцієнту тепловіддачі робочого тіла у стінки КЗ. Оцінена точність розрахунку по тепловому балансу. Крім того, порівняння результатів запропонованого розрахунку з розрахунком по іншому, спрощеному методу (метод Гриневецького-Мазінга) і результатами експерименту, показало, що розроблена програма може бути використана для дослідження дизеля типу Д100;
2. Виконано розрахунково-експериментальний аналіз існуючих напівемпіричних α -формул; показано, що жодна з них в оригінальному вигляді не може бути використана для двигуна типу 10Д100. Показано, що при відповідній модернізації (зміна одного з коефіцієнтів, що входять в формулу) їх можна використовувати для аналізу, наприклад, теплонапруженого стану деталей ЦПГ. Показано, що за характером зміни коефіцієнта тепловіддачі для нашого випадку більше підходять α -формули Г. Б. Розенбліта і Р. З. Кавтарадзе;
3. Пропонована конструкція, відома по застосуванню на форсованих автотракторних дизелях, може бути використана в двигунах типу Д100. Запропоновано нову конструкцію поршня дизеля типу Д100, маса якого зменшена на 45 % (до 22 кг). На початку цієї роботи пропонована конструкція важила 26 кг. Проведена оптимізація за розробленим алгоритмом дозволили зменшити масу ще на 4 кг. Пропонований

поршень холодніше за штатний. Середня температура поверхні КЗ ($\bar{T}_n$) менша на 10 К (775 К проти 815 К у штатного поршня). По всьому полю поршня напруги значно менші в більшості контрольних точок – на 45 МПа (в канавці першого поршневого кільця), на 30 МПа в центрі КЗ (180 МПа в новому поршні проти 211 МПа в штатному). При оцінці ресурсу поршн, проведено порівняння температур і напружень в небезпечній точці з урахуванням механічних властивостей матеріалів. Результати показали, що діючі напруження нижче межі плинності і лежать на (або нижче) порога повзучості (для ВЧ-45 і СЧ-20) в усіх точках, крім центру КЗ. Це означає, що пропонуваній і штатний поршень мають достатній ресурс (не гірше ніж у штатного);

4. Показано, що при моделюванні температурних полів поршня з масляним струменевим охолодженням необхідно враховувати динаміку процесу, а саме рух поршня зі змінним прискоренням. Показано, що форсунка з одним центральним і трьома бічними отворами і кутом нахилу бічних отворів $\varphi=55^\circ$ дає більш ефективне охолодження. Крім того, при температурі масла $T_m=370$ К поршень краще охолоджується, ніж в інших випадках, особливо в центрі камери згоряння;
5. В результаті аналізу напружено-деформованого стану поршня з'ясовано, що необхідно враховувати властивості зазорів між поршнем (його елементами) і циліндром, або як термічний опір або як коефіцієнт тепловіддачі. Проведено аналіз процесу теплопередачі через зазор, отримано формули для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі від газу до стінки з похибкою менше 10 % при зазорі головка поршня-циліндр, і 13 % в зазорі кільце-поршень. Пропоновану формулу (6.8) можна використовувати для зазору з шириною менше 0,5 мм. Показано, що поле температур поршня мало залежить від ширини зазорів;
6. Результати моделювання температур і напружень в перехідних режимах показали, що при режимах накиду навантаження є закидання температур і

напружень у деяких точках поверхні поршня. Показано, наприклад, що при стрибкоподібному підвищенні навантаження в центрі КЗ максимальна температура (885 K) досягається через 110 с, а максимальне напруження (380 МПа) виникає через 20 с. Через 1000 с температура і напруження стають відповідно 710 K і 192 МПа. Показано, що можна управляти напруженням в поршні при перехідному режимі, змінюючи час збільшення навантаження. Зазначене моделювання дозволило відкоригувати профіль бічної поверхні поршня для запобігання торкань високонагрітої головки поршня гільзи на перехідному режимі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- [1] Кудряш А. П., Заславский Е. Г., Тартаковский Э. Д. Резервы повышения экономичности тепловозов 2ТЭ10Л. М.: Транспорт, 1975. 65 с.
- [2] Косяк А. Ф., Бордуков В. Б., Ким Ф. Г. Улучшение топливной экономичности тепловозного дизеля. *Двигателестроение*. 1988. № 3. С. 38-40.
- [3] Пильов В. О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: монографія. Х.: Видавничий центр НТУ «ХП», 2001. 332 с.
- [4] Сергиенко Н. И. Проблемы подвижного состава: пути решения через взаимодействие государственного и частного секторов. Проблемы подвижного состава: пути решения через взаимодействие государственного и частного секторов. г. Севастополь 13-14 мая 2010 г. Севастополь, 2010. С. 14
- [5] Володин А. И., Сергеев С. В., Кирьяков М. Н. Применение микропроцессорных систем управления электропередачей тепловозов для реализации оптимальных режимов работы дизелей. Известия Транссиба, 2012. № 3. С. 18-23.
- [6] Кирьяков М. Н. Повышение топливной экономичности дизель-генераторных установок тепловозов в эксплуатации: дисс. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Омский государственный университет путей сообщения. Омск, 2012. 186 с.
- [7] Какой мотор сегодня лучше выбрать: бензиновый или дизельный? [Электронный ресурс]. URL: <http://krutimotor.ru/kakoj-motor-vybrat-benzinovyj-ili-dizelnyj> (дата звернення: 26.10.2019).
- [8] Пронин М. Д. Снижение механических потерь совершенствованием конструкции поршня быстроходного двигателя: дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / М., 2009. 127 с.

- [9] Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д. Н. Вырубов и др.; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова; 4-е изд., перераб. и доп.; М. : Машиностроение, 1983. 372 с.
- [10] Колчин А. И., Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов. М.: Высш. шк., 2008. 496 с.
- [11] Путинцев С. В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний: электрон. учеб. издание. М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. 288 с.
- [12] Allmaier H., Sander D. E., Reich F. M. Measuring friction in automotive engines & determining the contributions of the individual subsystems. World Tribology Congress. Torino. 2013. P. 117.
- [13] Goenka P. K., Paranjpe R. S. A Review of Engine Bearing Analysis Methods at General Motors. SAE Technical paper series 920489. P. 67-75.
- [14] Путинцев С. В. Состояние проблемы и перспективы развития трибологического аспекта энергосбережения в двигателестроении. Известия вузов. Машиностроение. 1995. №10-12. С. 71-79.
- [15] Путинцев С. В. Трибологические аспекты развития современных ДВС. Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: матер. докл. VIII междунар. научн.-практ. конф. Владимир, 2001. С. 38-41.
- [16] Современные поршни [Электронный ресурс] / А. Хрулев. СМЦ АБ-Инжиниринг». URL: <http://www.ab-engine.ru>. (дата звернения: 26.10.2019).
- [17] Дьяченко Н. Х. Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания; под ред. Н. Х. Дьяченко. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-е, 1979. 392 с.
- [18] Nural. Поршни завтрашнего дня [Электронный ресурс] / А. Кельм. URL: <http://autoexpert-consulting.com/stati/avtokomponenty/10041-federal->

mogul-arslanbey-porshni-zavtrashnego-dnya.html. (дата звернення: 26.10.2019).

- [19] Белогуб А. В. Научно-технические основы интегрированного проектирования и производства тонкостенных поршней ДВС: дис. ... д-р техн. наук: 05.05.03 / НТУ «ХПИ». Х., 2011. 469 с.
- [20] Белогуб А. В., Стрибуль А. С. Прогрессивные решения при проектировании и производстве поршней для автомобильных двигателей. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2005. №1. С. 132-135.
- [21] Поршни и компоненты : каталог. MS Motor Service International GmbH, 2019. 1345 с.
- [22] Поршни, цилиндры, сборочные комплекты: каталог. MS Motor Service International GmbH, 2011. 1188 с.
- [23] Поршни дизельных двигателей [Электронный ресурс]. URL: <http://enginepower.pro/blogi/64-porshni-dizelnykh-dvigatalej.html> (дата звернення: 20.09.2019).
- [24] Estrum T. New Mahle Innovative Steel Piston Designs For High Performance Gas Engines. Proceedings of the 25th CIMAC World Congress, Vienna, Austria, May 21-24, 2007. №282. P. 1-32.
- [25] Lising R. Kolben für neue Motorenanforderungen. AMZ: Auto, Mot., Zubehör, 2013. №7-8. P. 18-19.
- [26] Тенденции. Новая технология производства поршней. Mahle aftermarket news, 2014. №2. С. 16.
- [27] Mahle Programme – Engine components and filters: техн. брошюра. MAHLE, 2011. 36 с.
- [28] Metal ring assembly which is assembled and soldered to a support collar in order to form the annular cooling conduit of an internal combustion engine piston, the method of producing said finned metal ring: Pat. CA2453167 (A1). B23P15/10, F01P3/10, F02F3/00, F02F3/22, F16J1/09. 2003-02-13. 49 с.

- [29] Kolbenschmidt – Продукты в фокусе: техн. брошюра. MS Motor Service International GmbH, 2011. №8. 28 с.
- [30] Medium-sized heavy duty diesel engine piston: Pat.CN202493352 (U), C22C37/10, F02F3/00, F02F3/22. 2012-10-17.
- [31] Piston for an internal combustion engine, has a plasma-electrolytically generated wear-resistant coating in the area of its topmost ring groove: Pat. DE10320979 (A1), C23C30/00, F02F3/12, F02F3/10. 2004-12-09.
- [32] Piston For Diesel Engine: Pat.DE1020005013087 (B3). C23C8/24, C23C8/30, F02F3/10, F16J1/00. 2006-08-31.
- [33] Алёхин С. А., Лыков С. В., Пылёв В. А. Анализ температурного состояния корпусов составных поршней двухтактных дизелей специального назначения. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2013. №1. С. 33-36.
- [34] Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згорання : серія підручників у 6 т. Харків: НТУ «ХПІ», 2004. Т. 2: Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / за ред. А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. 365 с.
- [35] Мозер Ф. К. Дизель в 2015 г. Требования и направления развития технологий дизелей для легковых и грузовых автомобилей [Электронный ресурс] // Журнал автомобильных инженеров, 2008. № 4 (51). С. 7–16. URL: <http://www.avl.com>. (дата звернення: 26.10.2019).
- [36] От САПР и АСУП – к CALS-технологиям / В. А. Звонов, А. В. Козлов, Т. С. Лаптева, А. С. Теренченко. *Автомобильная промышленность*. 2001. №8. С. 3-6.
- [37] Шатров М. Г. Проблемы организации информационного обеспечения участников жизненного цикла поршневых ДВС. *Двигатель*. 2003. № 4 (28). С.54-56.
- [38] Шатров М. Г. Информационное сопровождение жизни ДВС. *Автотранспортное предприятие*. 2005. № 8. С.42-46.

- [39] Шатров М.Г. Проблемы формирования единого информационного пространства ПДВС: сб. научн. трудов по проблемам двигателестроения. М: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. С. 90-95.
- [40] Бордуков В. Т., Бойко В. В. Техничко-экономическая эффективность и перспективы развития САПР-ДВС. М.: ЦНИИТЭИ тяжмаш, 1990. 28 с. (Обзор).
- [41] Петров Р. Л. Виртуальный мир создаёт автомобили. *Автомобильная промышленность*. 1997. № 10. С. 4-5.
- [42] Rapier integrated engineering program speeds development of cylinder components. *Autumot. Eng.* 1991. № 7. P. 6-7.
- [43] Луканин В. Н., Шатров М. Г., Левин В. П. Учебно-исследовательская система автоматизированного проектирования ДВС. Повышение эффективности работы автомобильных и тракторных двигателей. 1988. № 5. С. 4-10.
- [44] Шатров М. Г. Формирование компонентов единого информационного пространства для обеспечения жизненного цикла двигателей внутреннего сгорания: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: спец. 05.04.02 / Московский автомобильно-дорожный институт. М., 2006. 37 с.
- [45] Расчет на прочность элементов цилиндропоршневой группы ДВС с помощью CAE-систем [Электронный ресурс] : электрон. метод. указания к лаб. работе / М. Ю. Орлов, Т. Н. Цих.; М-во образования и науки РФ, Самара. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). Самара, 2013. 1 электрон. опт. диск (CDROM).
- [46] Design Analysis and Optimization of Piston using CATIA and ANSYS / Ch. Venkata Rajam, P. V. K. Murthy, M. V. S. Murali Krishna, G. M. Prasada Rao // *International Journal of Innovative Research in Engineering & Science. India*. January 2013. Issue 2. Vol. 1. С. 41-51.
- [47] Дьяченко В. Г. Теория двигателей внутреннего сгорания: учебник / пер. с укр. Х.: ХНАДУ, 2009. 500 с.

- [48] Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей : учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д. Н. Вырубов, С. И. Ефимов, Н. А. Ивашенко и др.; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова; 4-е изд., перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1984. 384 с.
- [49] Шеховцов, А. Ф. Методические указания для самостоятельной работы студентов по курсу «Теплопередача в двигателях внутреннего сгорания». Харьковский ордена Ленина Политехнический институт им. В. И. Ленина. Х., 1972. 259 с.
- [50] Доценко В. Н., Белогуб А. В., Москаленко И. Н. Методика проектирования профиля поршня ДВС. *Вестник двигателестроения*, 2015. № 1. С. 74-80.
- [51] Володин А. И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания. М.: Транспорт, 1990. 256 с.
- [52] Повреждения поршней – как выявить и устранить их; за ред. Motor Service Technical Market Support, Motor Service Product Management. Heilbronn : MS Motor Service International GmbH, 2010. 92 с.
- [53] Damage analysis of details of ICE, DFC DIESEL available at [Электронный ресурс]. URL: <http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis> (дата звернения: 25.07.2018).
- [54] Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Ф. И. Абрамчук и др.; под ред. А. Ф. Шеховцова. К.: Техника, 1992. 272 с.
- [55] Пылев В. А., Белогуб А. В. Особенности термомеханического нагружения и учета ресурсной прочности тонкостенного поршня бензинового ДВС. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2010. № 2. С. 74-81.
- [56] Ремонт мотора. Минск, Беларусь [Электронный ресурс] / Д. Скиндер. URL: <https://www.drive2.ru/b/1117021/> (дата звернения: 26.09.2019).

- [57] Повышение надежности поршня форсированного быстроходного дизеля / В. А.Пылев и др. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2016. № 2. С. 55-58.
- [58] Бухмиров В. В., Ракутина Д. В., Сонышкова Ю. С. Справочные материалы для решения задач по курсу «Тепло-массообмен»: учеб. пособие. ГОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина». Иваново, 2009. 102 с.
- [59] Гиршовича Н. Г. Справочник по чугуному литью. М.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1978. 758 с.
- [60] Гохфельд Д. А., Гецов Л. Б., Кононов К. М. Механические свойства сталей и сплавов при нестационарном нагружении. Екатеринбург : УрО РАН, 1996. 408 с.
- [61] Пылёв В. А., Ариан Р. Оценка тепло-напряженности поршня с учётом его конструктивных особенностей в зоне кромки камеры сгорания. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2015. № 2. С.47-52.
- [62] Исследование температурного поля поршня : зб. наук. праць / А. В. Белогуб, Ю. А. Гусев, А. А. Зотов, А. Г. Щербина. *Авіаційнокосмічна техніка і технологія*. Х.: ХАІ; Миколаїв: Вид-во МФ НаУКМА, 2002. Вип. 31. Двигуни та енергоустановки. С. 120-123.
- [63] Арипджанов М. М., Онищенко Д. О. Моделирование теплового состояния составного поршня с керамическим теплоизолятором. Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер.: Машиностроение. 2009. № 3. С. 15-27.
- [64] Ломакин Г. В., Мацулевич М. А. Методика оценки граничных условий при решении задачи определения теплового состояния поршня бензинового двигателя. Вестник ЮУрГУ. Сер.: Машиностроение. 2014. Т. 14, № 1. С. 26-32.
- [65] Бабич А. А., Громов С. А., Левтеров А. М. Расчётная оценка теплового состояния поршня транспортного дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2016. № 1. С. 40-44

- [66] Кузьмин Н. А., Донато И.О. Выбор граничных условий для моделирования теплонапряженности деталей машин. Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р. Е. Алексеева. 2011. № 1 (86). С. 138-147.
- [67] Глинкин С. А. Расчет деталей поршневых двигателей внутреннего сгорания : учеб. пособие. Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. Владимир: Изд-во ВлГУ, 2013. 107 с. ISBN 978-5-9984-0379-8.
- [68] Расчет на прочность элементов цилиндропоршневой группы ДВС с помощью САЕ-систем: электрон. метод. указания к лаб. работе [Электронный ресурс] / М. Ю. Орлов, Т. Н. Цих. . М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). Самара, 2013. 1 электрон. опт. диск (CDROM).
- [69] Розрахунок на міцність поршня дизельного двигуна вантажного автомобіля методом кінцевих елементів / В. Г. Максимов, О. Д. Ніцевич, О. А. Ткачов, П. Є. Вовк. Аграрний вісник причорномор'я, 2016. Вип. 80. С. 29-39
- [70] Peter Kohnke Ansys theory reference. Elevent edition. SAS IP, Inc. 001242, 1994, 1286 с.
- [71] Розенблит Г. Б. Исследование теплопередачи в дизелях: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.02 / Х., 1978. 472 с.
- [72] Mollenhauer K., Tschoeke H. Handbook of Diesel Engines. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2010. 636 p.
- [73] Абрамчук Ф. И., Авраменко А. Н. Программный комплекс для моделирования внутрицилиндровых процессов ДВС. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2010. № 2. С. 7-12.
- [74] Обеспечение достоверности и информативности расчетов напряженно-деформированного состояния деталей транспортных поршневых двигателей / А. И. Яманин, Ю. В. Голубев, С. М. Шилов, С. Н. Болдырев. *Двигателестроение*, 2003. Вып. 3. С. 22-24.

- [75] Влияние конфигурации камер сгорания на напряженно-деформированное состояние поршней быстроходных тракторных и комбайновых дизелей / А. Ф. Шеховцов, П. П. Гонторовский, Ф. И. Абрамчук, А. М. Левтеров. *Двигатели внутреннего сгорания*, 1987. Вып. 45. С. 49-55.
- [76] Марченко А. П., Пылев В. В. Моделювання нестационарного високочастотного температурного стану поршня ДВЗ з теплоізолюваною поверхнею камери згорання. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2015. № 2. С. 41-47.
- [77] Кавтарадзе Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 592 с.
- [78] Nusselt W. Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschinen. VDI – Forschungsheft. 1923. № 264. P. 47-54.
- [79] Брилинг Н. Р. Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизель. Государственное научно-техническое издательство. Москва, Ленинград. 1931. 320 с.
- [80] Investigation heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines / M. S. Lounici, K. Loubar, M. Balistrout, M. Tazerout. *Applied Thermal Engineering*, 2011. Vol. 31. P. 319-328.
- [81] Кабанов А. Н. Выбор методики расчёта процесса теплоотдачи в газовом двигателе с искровым зажиганием. *Автомобильный транспорт*, 2012. Вып. 30. С. 96-102.
- [82] Дьяконов В. П. Matlab. Полный самоучитель. М.: ДМК Пресс, 2012. 768 с.
- [83] Программирование на языке C++ в среде Qt Creator / Е. Р. Алексеев, Г. Г. Злобин, Д. А. Костюк, О. В. Чеснокова, А. С. Чмыхало. М.: ALT Linux, 2015. 448 с. (Библиотека ALT Linux).

- [84] Казарин С. А., Клишин А. П. Среда разработки Java-приложений Eclipse: (ПО для объектно-ориентированного программирования и разработки приложений на языке Java): учеб. пособие. М., 2008. 77 с.
- [85] Алексеев Е. Р., Чеснокова О. В., Кучер Т. В. Самоучитель по программированию на Free Pascal и Lazarus. Донецк: ДонНТУ, Технопарк ДонНТУ УНИТЕХ, 2009. 503 с.
- [86] Мягков Л. Л., Михайлов Ю. В. Применение методики расчета струйного охлаждения для определения параметров системы охлаждения поршня спортивного мотоцикла. Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. № 3. 16 с.
- [87] Чайнов Н. Д., Мягков Л. Л., Кареньков А. В. Расчет интенсивности масляного охлаждения поршней ДВС. М.: Машиностроение, 2006. № 7. С. 42-52.
- [88] Numerical and Experimental Investigation of Oil Jet Cooled Piston / Mani Bijoy Varghese, Sandeep Kumar Goyal, Avinash Kumar Agarwal. *SAE Technical Papers*, April 2005. С. 1-10.
- [89] Nasif G. G., Barron R. M., Balachandar R. CFD Simulation of Oil Jets with Application to Piston Cooling. *Journal of heat transfer*, July 2016, p. 1-11.
- [90] Simulation of oil jets for piston cooling applications using mesh deformation and the level set method / Ljoc Wendling, Karyofyli Violeta, Markus Frings, Anselm Hopf, Elgeti Stefanie and Marek Behr // 7th GACM Colloquium on Computational Mechanics for Young Scientists from Academia and Industry, GACM 2017, Stuttgart, Germany, 11-13 Oct 2017 Stuttgart : Institute for Structural Mechanics, University of Stuttgart 700-704 (2017).
- [91] Пылев В. А., Белогуб А. В., Ободец Д. К. Прогнозирование ресурсной прочности поршня легкомоторного авиационного двигателя. *Авиационно-космическая техника и технология*, 2013, № 9. С. 177-182.
- [92] Оценка ресурсной прочности поршня в САПР с учётом эксплуатационных режимов работы двигателя / В. В. Матвеев,

- В. А. Пылёв, А. Н. Клименко, А. А. Котуха. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2012. № 1. С. 120-123.
- [93] Мордвинцева, И. А. Моделирование в САПР нестационарных термических нагрузок и ресурсной прочности поршней быстроходных дизелей: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. Х., 2018. 167 с.
- [94] Глаголев Н. М. Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания. М.–К.: Машгиз, 1951. 480 с.
- [95] Розенблит Г. Б. Теплопередача в дизелях. М.: Машиностроение, 1977. 216 с.
- [96] Woschni G. Die Berechnung der Wanderluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren. MTZ. 1970. № 12. P. 491-499.
- [97] Лазарев Е. А. Физические концепции математические модели процесса сгорания топлива в дизеле. Сер.: Машиностроение. Вып. 15. С. 32-39.
- [98] Тепловой расчет дизеля 10Д100, 1965г.
- [99] Нгуен В. З., Белогуб А. В. Расчёт процесса теплоотдачи в дизельном двигателе типа Д-100 с использованием известных α -формул. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2018. №1. С. 14-20. URL: <http://dvs.khpi.edu.ua/article/view/0419-8719.2018.2.03/142307>
- [100] Техничко-экономические характеристики тепловозных двигателей. [Электронный ресурс]. URL: http://myswitcher.ru/books/poyda/page_17.html (дата звернення: 26.11.2019).
- [101] Joel C, Anand S, Padmanabhan S, Prasanna Raj Yadav S. Thermal Analysis of Carbon-Carbon Piston for Commercial vehicle diesel engine using CAE Tool. *International Journal of Ambient Energy*, September 2018
- [102] Rohini Devi G., Rama Rao K. Carbon-Carbon Composites -An Overview. *Defence Science Journal*, October 1993, Vol 43, No 4, P. 369-383.
- [103] Taylor R., Venkata Siva SB., Rama Sreekanth PS. Carbon Matrix Composites. Saleem Hashmi, Reference Module in Materials Science and Materials Engineering. Oxford: Elsevier, 2017. Vol. 13, P. 1-40.

- [104] Разработка конструкции «лёгкого» поршня для дизелей типа Д100 / А. В. Белогуб, В. З. Нгуен, О. Ю. Линьков, С. А. Кравченко // Двигатели внутреннего сгорания. 2016. №1. С. 50-55. URL : <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/23480>
- [105] Белогуб А. В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*, 2010. № 3. С. 27-40.
- [106] A Bilohub Analysis of heat transfer coefficients for simulation of the heat exchange between oil and the internal cavity faces of the isolated piston at variable gravity conditions [Text] / A Bilohub, N Van Duong, F Sirenko, V Savchuk, I Bilousov, R Symonenko and I Zajačko // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 776 (2020) 012020. – 2020. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/776/1/012020>
- [107] Нгуен В. З., Белогуб А. В. Метод прогнозирования полей температур и напряжений поршня ДВС. Система и средства транспорта. проблемы эксплуатации и диагностики: монография. Херсон : ХДМА, 2019. С. 9-27.
- [108] Аврунин А. Г. Тепловозной дизели 2Д100 и 10Д100. Изд-во «Транспорт», 1970. 320 с.
- [109] Koszałka Grzegorz, Guzik Mirosław Mathematical model of piston ring sealing in combustion engine. Polish maritime research, 2014. №4. P. 66-78.
- [110] Piston ring assembly for a new natural gas vehicle symmetrical multistage wobble-plate compressor / Andril Arafat, Zair Asrar Ahmad, Ardiyansyah Syahrom et al. Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Teknologi Malaysia.
- [111] Piston rings for combustion engines. Motorservice, Technical Market Support. Neuenstadt, Germany. 80 с.

- [112] Нгуен В. З., Белогуб А. В. Определение граничных условий для расчёта термонапряженного состояния поршня. Авиационно-космическая техника и технология. 2019. № 1. С. 39-47. URL: https://www.researchgate.net/publication/331659473_OPREDELENIE GRANICNYH USLOVIJ DLA RASCETA TERMONAPRAZENNOGO SO STOANIA PORSNA
- [113] Булыгин Ю. А., Галдин Д. Н. Термодинамика и теплопередача: учеб. пособие. – Воронеж: ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2015. 110 с.
- [114] Fundamentals of heat and mass transfer / P. I. Frank, P. D. David, L. D. Theodore et al. John Wiley & Sons, Inc. Hoboken, New Jersey, USA, 2007. 1070 p.
- [115] Лобасова М. С., Дектерев А. А., Серебренников Д. С. Тепломассообмен: учеб. пособие к практ. занятиям. Красноярск: ИПК СФУ, 2009. 156 с.
- [116] Нгуен В. З., Белогуб А. В. Термические сопротивления в зазорах цилиндропоршневой группы и их влияние на температурное поле поршня дизеля типа Д100. Вестник Двигателестроения. 2019. № 2. С. 166-174. URL: http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/cgiirbis_64.exe?I21DBN=LINK&P21DBN=UJRN&Z21ID=&S21REF=10&S21CNR=20&S21STN=1&S21FMT=ASP_meta&C21COM=S&S21P03=FILA=&S21STR=vidv_2019_2_23
- [117] Bhagat A. R., Jibhakate Y. M., Thermal Analysis and Optimization of I. C. Engine Piston Using Finite Element Method, International Journal of Modern Engineering Research (IJMER), 2012. Vol. 2, Issue. 4, P. 2919-2921.
- [118] Stefan Postrzednik, Zbigniew Zmudka The heat transfer coefficient calculations of internal combustion engine fuelled with natural gas. RUTMech, styczeń-marzec 2015, t. XXXII, z. 87 (1/15), P. 71-80.

- [119] Abdelkader Soualmia, Cherif Belhout, Mostefa Bouchetara The convection heat transfer rate evaluation of a 6-cylinder in-line turbocharged direct-injection diesel engine. *MECHANIKA*, 2017. Vol. 23(4), P. 528-536. ISSN 1392-1207.
- [120] Martin Gonera, Olle Sandin Thermal Analysis of a Diesel Piston and Cylinder Liner using the Inverse Heat Conduction Method. Goteborg, Sweden: Chalmers University Of Technology, 2015. P. 78.
- [121] Jessica Dahlström Experimental Investigations of Combustion Chamber Heat Transfer in a Light-Duty Diesel Engine. Sweden: Lund University, 2016. P. 123.
- [122] Nguyen Van Duong, Bilohub O., Martseniuk Ye. Thermal-Stress State of the Piston During Transient Diesel Operation, Synthesis of the Piston Profile. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering, AISC* 1113, pp. 310-324. 2020. URL: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-030-37618-5_27
- [123] Снижение износа поршней двигателя внутреннего сгорания окисдированием рабочих поверхностей головок / Д. М. Марьин, А. А. Глущенко, И. Р. Салахутдинов. *Транспорт. транспортные сооружения. Экология*, 2018. № 2. С. 71-79.
- [124] The effect of temperature on wear and friction of a high strength steel in fretting / S. R. Pearson, P. H. Shipway, J. O. Abere, R. A. A. Hewitt. *Wear*. 15 June 2013. Vol. 303. Issues 1–2. P. 622-631.
- [125] Rodriguez J., Martin A., Llorca J. Modeling the effect of temperature on the wear resistance of metals reinforced with ceramic particles. *Acta Materialia*, 2000. С. 993-1003.
- [126] Москаленко И. Н., Доценко В. Н., Белогуб А. В. Обзор методов профилирования юбок поршней ДВС. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2013. №2. С.75-81.

- [127] Рождественский, Ю. В. Компьютерное моделирование динамики трибосопряжения «поршень–цилиндр»: учеб. пособие. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2009. 50 с.
- [128] A study of friction and lubrication behavior for gasoline piston skirt profile concepts / Kwang-soo Kim, Paras Shah, Masaaki Takiguchi, Shuma Aoki. SAE World Congress & Exhibition, 2009.
- [129] Дорофеев В. М. Тепловозные дизели семейства Д49. Конструкция, техническое обслуживание, ремонт: учеб. пособие. – М.: ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2016. 380 с.
- [130] Шадрина Е. М., Волкова Г. В. Определение теплофизических свойств газов, жидкостей и водных растворов веществ: метод. указания. Иваново : Иван. гос. хим.-технол. ун-т., 2009. 80 с.
- [131] Физические свойства воздуха [Электронный вариант]. URL: <http://www.higheexpert.ru/content/gases/air.html>. (дата звернения: 26.10.2019).
- [132] Физические свойства масла [Электронный вариант]. URL: <http://www.higheexpert.ru/content/liquids/oil.html>. (дата звернения: 26.10.2019).
- [133] Физические свойства антифриза [Электронный вариант]. URL: <http://thermalinfo.ru/svojstva-zhidkостей/voda-i-rastvory/svojstva-antifriza-65>. (дата звернения: 26.10.2019).

ДОДАТОК А

Список публікацій здобувача

1. Нгуен В. З., Белогуб А. В. Метод прогнозирования полей температур и напряжений поршня ДВС. Система и средства транспорта. проблемы эксплуатации и диагностики: монография. Херсон : ХДМА, 2019. С. 9-27.
2. Разработка конструкции «лёгкого» поршня для дизелей типа Д100 / А. В. Белогуб, В. З. Нгуен, О. Ю. Линьков, С. А. Кравченко // Двигатели внутреннего сгорания. 2016. №1. С. 50-55. URL : <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/23480>
3. Нгуен В. З., Белогуб А. В. Расчёт процесса теплоотдачи в дизельном двигателе типа Д-100 с использованием известных α -формул. Двигатели внутреннего сгорания. 2018. №1. С. 14-20. URL: <http://dvs.khpi.edu.ua/article/view/0419-8719.2018.2.03/142307>
4. Нгуен В. З., Белогуб А. В. Определение граничных условий для расчёта термонапряженного состояния поршня. Авиационно-космическая техника и технология. 2019. № 1. С. 39-47. URL: https://www.researchgate.net/publication/331659473_OPREDELENIE GRAN ICNYH USLOVIJ DLA RASCETA TERMONAPRAZENNOGO SOSTO ANIA PORSNA
5. Нгуен В. З., Белогуб А. В. Термические сопротивления в зазорах цилиндропоршневой группы и их влияние на температурное поле поршня дизеля типа Д100. Вестник Двигателестроения. 2019. № 2. С. 166-174. URL: <http://vd.zntu.edu.ua/article/view/180349>
6. Nguyen Van Duong, Bilohub O., Martseniuk Ye. Thermal-Stress State of the Piston During Transient Diesel Operation, Synthesis of the Piston Profile. Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering, AISC 1113, pp. 310-324. 2020. URL: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-030-37618-5_27

7. A Bilohub Analysis of heat transfer coefficients for simulation of the heat exchange between oil and the internal cavity faces of the isolated piston at variable gravity conditions [Text] / A Bilohub, N Van Duong, F Sirenko, V Savchuk, I Bilousov, R Symonenko and I Zajačko // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 776 (2020) 012020. – 2020. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/776/1/012020>

Продовж. дод. А
Апробація результатів дисертації

Основні положення роботи викладено та обговорено на науково-практичних конференціях різного рівня:

- 1 Альтернативный поршень для двухтактных дизелей типа Д100 / А. В. Белогуб, В. З. Нгуен, О. Ю. Линьков, С. А. Кравченко. XXI Міжнар. конгрес двигунобудівників : тез. доп. Національний аерокосмічний ун-т «Хар. авіац. ін-т». Харків, 2016. С. 44-45.
- 2 Нгуен, В. З. Поршень для двухтактных дизелей типа Д100. Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні. ІКТМ-2016 : тез. докл. Всеукраїнської наук.-техн. конф. Харків : Нац. аерокосм. ун-та ім. М. Є. Жуковського «ХАІ», 2016. Т. 1. С. 87-89.
- 3 Нгуен В. З., Белогуб А. В. Анализ применимости известных α -формул теплоотдачи от рабочего тела к внутренним поверхностям цилиндра для дизеля типа Д100. XXIII Міжнар. конгрес двигунобудівників : тез. доп. Національний аерокосмічний ун-т «Хар. авіац. ін-т». Харків, 2018. С. 52.
- 4 Нгуен В. З., Белогуб А. В. Анализ использования известных α -формул при моделировании рабочего процесса дизеля типа Д100. Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні. ІКТМ-2018 : тез. докл. Всеукраїнської наук.-техн. конф. Харків : Нац. аерокосм. ун-та ім. М. Є. Жуковського «ХАІ», 2018. Т. 1. С. 113.
- 5 Нгуен В. З., Белогуб А. В. Разработка программы расчета рабочего процесса типа Д100 . Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні. ІКТМ-2018 : тез. докл. Всеукраїнської наук.-техн. конф. Харків : Нац. аерокосм. ун-та ім. М. Є. Жуковського «ХАІ», 2018. Т. 1. С. 112.
- 6 Нгуен В. З., Белогуб А. В. Определение граничных условий для расчета термонапряженного состояния поршня ДВС на примере двигателей типа

Д100. Материалы Междунар. науч.-практ. конф. Посвященной памяти профессоров Фомина Ю. Я. и Семенова В. С., 24-28 апреля 2019 г. Одесса, 2019. С. 224.

- 7 Нгуен В. З., Белогуб А. В. Моделирование параметров теплопередачи в зазорах цилиндропоршневой группы 2-тактного дизеля и их влияние на температурное поле поршня. XXIV Міжнар. конгрес двигунобудівників : тез. доп. Національний аерокосмічний ун-т «Хар. авіац. ін-т». Харків, 2019. С. 52-53
- 8 Nguyen Van Duong, Bilohub O., Martseniuk Ye. Thermal-Stress State of the Piston During Transient Diesel Operation, Synthesis of the Piston Profile. International Scientific and Technical Conference Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering (ICTM 2019). URL: <https://khai.edu.ua/ua/nauka/konferentsiyi/iktm1/>

ДОДАТОК Б

ІНТЕРФЕЙС ПРОГРАМИ, ВХІДНІ ДАНІ,
РЕЗУЛЬТАТИ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ

Інтерфейс програми

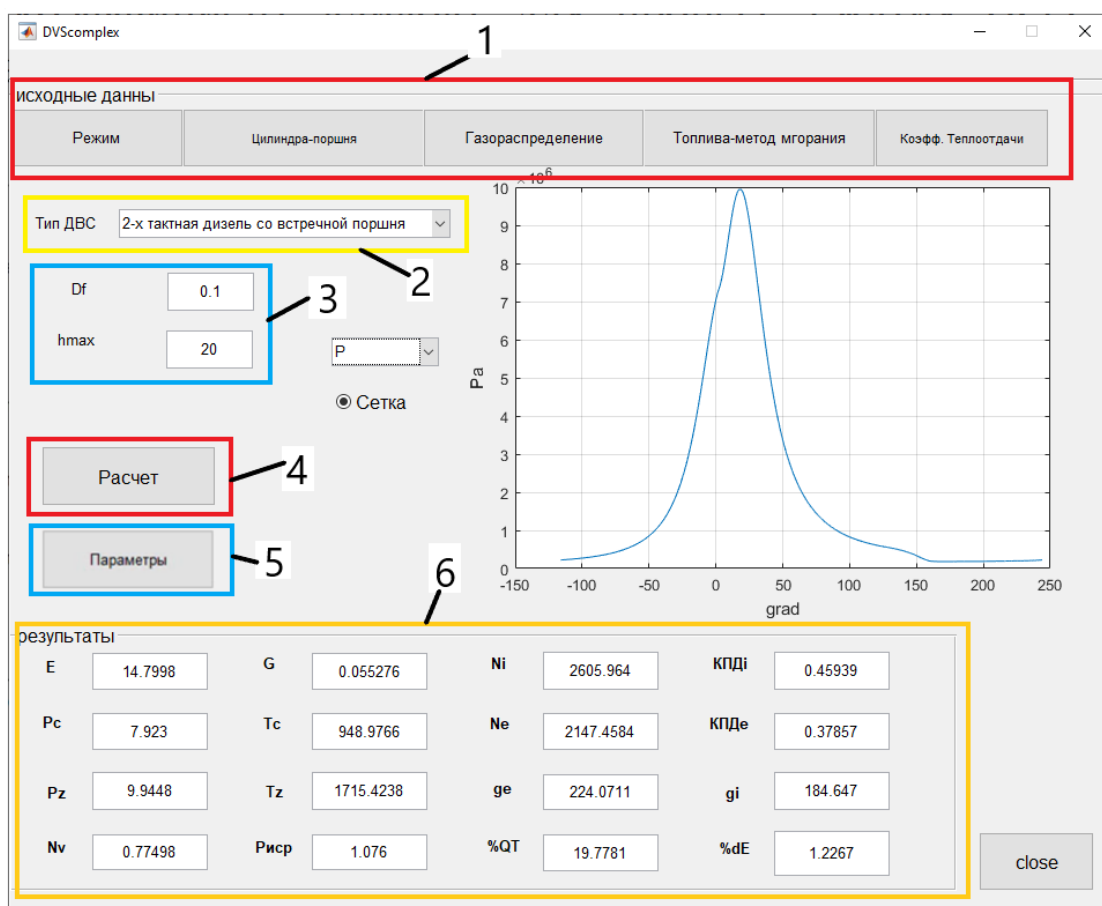


Рис. Б.1 Інтерфейс програми

- 1 – Вікна для введення вхідних даних;
- 2 – Типи ДВЗ;
- 3 – Умови роботи програми: «Df» – крок розрахунку, град ПКВ; «hmax» – кількість циклів;
- 4 – Кнопка для запуску розрахунку;
- 5, 6 – Результати розрахунку.

Вхідні дані при максимальному режимі роботи двигуна 10Д100 [98]

Таблиця Б.1

Вхідні дані

№	Параметри	Значення, що прийнято
1	Частота обертання колінчастого вала n , хв^{-1}	850
2	Коефіцієнт надлишку повітря, α	2,1
3	Ступінь стиску, ϵ	14,8
4	Діаметр циліндра D , м	0,207
5	Хід поршня S , м	0,254
6	Довжина шатуна L , м	0,686
7	Кількість циліндрів Z	10
8	Параметри свіжого заряду у впускному каналі: – тиск P_s , Па – температура T_s , К	0,205
		343
9	Параметри продуктів згоряння в впускному каналі: – тиск P_T , Па – температура T_T , К	0,17
		646
10	Максимальна ефективна площа прохідного перетину – впускних вікон $(\mu_s f_s)_{\max}$, м^2 – випускних вікон $(\mu_b f_b)_{\max}$, м^2	0,014
		0,01014
11	Кути повороту колінчастого валу, відповідні: – відкриттю впускного вікна φ_{s1} – закриттю впускного вікна φ_{s2} – початку досягнення макс. площі вікна, $\varphi_{\text{с.п.к}}$, ПКВ – кінцю макс. відкритого стану вікна, $\varphi_{\text{с.п.б}}$, ПКВ – відкриттю випускного вікна φ_{b1} – закриття випускного вікна φ_{b2} – початку досягнення макс. площі вікна $\varphi_{\text{в.п.к}}$, ПКВ – кінцю макс. відкритого стану вікна $\varphi_{\text{в.п.б}}$, ПКВ	140
		244
		184
		200
		124
		236
		164
		196
12	Різниця кута повороту верхнього і нижнього колінчастих валів $\Delta\varphi_{\text{к.в}}$, ПКВ	12

Файл результатів

Таблиця Б.2

Результати теплового розрахунку

Результаты		
date:30 - 6 - 2019	time:10-59 - 55	
-----МОЩНОСТНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ-----		
850	n	Частота вращения коленчатого вала, [1/мин]
0,98	Bc	Цикловая подача топлива, [г/цикл]
2350	Ne	Эффективная мощность, [кВт]
0,399	KПДе	Эффективный КПД
212	ge	Удельный эфф. расход топлива [г/кВт.ч]
2740	Ni	Индикаторная мощность, [кВт]
0,465	KПДи	Индикаторный КПД
182	gi	Удельный индикаторный расход топлива [г/кВт.ч]
1,2	Риср	среднее индикаторное давление
0,85	KPDM	Механический КПД
-----ПАРАМЕТРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ-----		
0,1	Po*	Давление окружающей среды, [МПа]
293	To*	Температура окружающей среды [К]
1,004	Cpo	Теплоёмкость окружающей среды [кДж/кг.К]
-----НАДУВ И ГАЗООБМЕН-----		
0,201	PS	Давление перед впускным коллектором, [МПа]
343,0	TS	Температура перед впускным коллектором, [К]
287	RS	универсальная газовая постоянная перед впускным коллектором
1,4	KS	коэфф. адиабат перед впускным коллектором
4,101	GS	Расход воздуха через цилиндры двиг., [кг/с]
0,75	nH1	КПД 1-й ступени компрессора
0,75	nH2	КПД 2-й ступени компрессора
0,17	PT	Среднее Давление перед турбиной, [МПа]
813,5	TT	Средняя Температура перед турбиной, [К]
287	RT	Универ. газовая постоянная перед тур. [Дж/Кг.К]
1,250	KT	коэфф. адиабат перед турбиной
4,16	Ggas	Расход О.Г. через цилиндры двиг., [кг/с]
2,05	Alpha	Коэфф. избытка воздуха суммарный
0,0389	Gama	Коэффициент остаточных газов
1,363	Nv	Коэффициент наполнения двигателя

Продовж. табл. Б.2

-----СГОРАНИЕ-----		
0,8700	C	состав C в топливе
0,13	H	состав H в топливе
0,0040	O	состав O в топливе
42440	QH	низшая теплота сгорания [кДж/кг]
2	Fi_B	Угол начала впрыска топлива, [град. после ВМТ.]
10,005	Pz	Максимальное давление цикла, [МПа]
1650	Tz	Максимальная температура цикла, [К]
16,6	Fi_Pz	Угол максимального давления, [град. за ВМТ.]
30,2	fi_Tz	Угол максимальн. температуры, [град. за ВМТ.]
38	dFi_z	Продолжительность сгорания, [град]
14	dFi_zh	Продолжительность начального период сгорания, [град]
0,99	Xz	Коефф. сгорания топлива
1,30	mz	Показатель динамики сгорания основного периода
0,4	mz1	Показатель динамики сгорания начального периода
--ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ И ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛООБМЕНА--		
0,242	Pv	Давление начала сжатия, [МПа]
386	Tv	Температура начала сжатия, [К]
14,80	Ед	Степень сжатия
8,20	Pc	Давление конца сжатия, [МПа]
975	Tc	Температура конца сжатия, [К]
6,000	FC	угол поворота коленвала при конца сжатия, [Град]
0,6543	Pb	Давление начала выпуска, [МПа]
1082	Tb	Температура начала выпуска, [К]
890	Tcp	Средняя эквивалентная температура на поршня, [К]
1890	ATcp	Ср. коефф. теплоотд. от газа к поршню, [Вт/м2/К]
775	Tп1	Средн. температура огневого днища верхнего поршня, [К]
775	Tп2	Средн. температура огневого днища нижнего поршня, [К]
393	Tц	Средн. температура цилиндров, [К]
-----Геометрические параметры-----		
0,207	D	Диаметр поршня, [М]
0,254	S	Ход поршня, [М]
0,686	L	Длина шатуна, [м]
18,4	Ег	Геометрическая степень сжатия

ДОДАТОК В

ВЛАСТИВОСТІ МАТЕРІАЛІВ

Таблиця В.1

Властивості матеріалів, застосованих в п.4

	$E, \times 10^{-5}$ МПа	μ	$\rho,$ кг/м ³	$\sigma_{\text{в}},$ МПа	$\sigma_{\text{т}},$ МПа	$\alpha, \times 10^{-5}$ K^{-1}	$\lambda,$ Вт/м·с
Легована сталь	2,1	0,3	7850	724	620	1,2	60,5
сплав алюмінію	0,71	0,33	2780	165	96	2,3	145
Латунь	1,1	0,34	8300	394	258	1,8	400
Сірий чавун	1,1	0,28	7200	413	275	1,1	52

Властивості повітря

Густина. З рівняння стану отримаємо залежність густини від температури і тиску.

$$\rho_{\text{в}} = \frac{P_{\text{в}}}{287 \cdot T}, \text{ кг} \quad (\text{В.1})$$

Теплоємність ($Cp_{\text{в}}$), теплопровідність ($\lambda_{\text{в}}$) и динамічна в'язкість ($\mu_{\text{в}}$) повітря мало залежать від тиску [130] і визначені за наступними залежностями [131]:

$$Cp_{\text{в}} = 0,9952 + 0,00009349 \cdot (T - 273), \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \quad (\text{В.2})$$

$$\lambda_{\text{в}} = \lambda_0 \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^n, \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}), \quad (\text{В.3})$$

де $\lambda_0 = 2,44 \cdot 10^{-2}$ – теплопровідність газу при $T_0 = 273 \text{ К}$, Вт/(м·К);

T – абсолютна температура, К;

$n = 0,82$ – постійна, що визначається експериментальним шляхом.

$$\mu_{\text{в}} = 1,717 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{T}{273} \right)^{0,683}, \text{ Па} \cdot \text{с}. \quad (\text{B.4})$$

Властивості масла M14B2 [132]

$$\rho = e^{6,818 - 0,0007 \cdot (T - 273)}, \text{ Кг/м}^3 \quad (\text{B.5})$$

$$Cp = e^{[7,475 + 0,002272 \cdot (T - 273)]}, \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)} \quad (\text{B.6})$$

$$\lambda = 0,1427 \cdot e^{[-0,0009971 \cdot (T - 273)]}, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} \quad (\text{B.7})$$

$$\nu = 2,29042 \cdot (T - 273)^{-2,60745}, \text{ м}^2/\text{с} \quad (\text{B.8})$$

Теплоємність антифризу [133]

$$Cp = 7,6106 \cdot T + 769, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} \quad (\text{B.9})$$

Властивості ВЧ60-2 [58, 59]

Таблиця В.2

Властивості ВЧ60-2

Т	λ	Cp	$\alpha \cdot 10^{-6}$	E, 10^5	$\sigma_{\text{в}}$	$\sigma_{0,2}$	$\sigma_{\text{дл}}$	
							10^4 ч	10^5 ч
К	Вт/м.К	Дж/кг.К	1/К	МПа				
293	54,5	390	10	1,80	600	400		
643	46,2	505	11,5	1,64	510	307	275	220
699	45,1	510	11,8	1,60	5	297	155	115
755	43,5	515	12,03	1,56	366	252	84	60
810	42,4	523	12,25	1,52	270	208	45	30
866	41,6	532	12,47	1,48	173	151	24	16
923	40,3	568	12,45	1,42	99	90	13	8,5

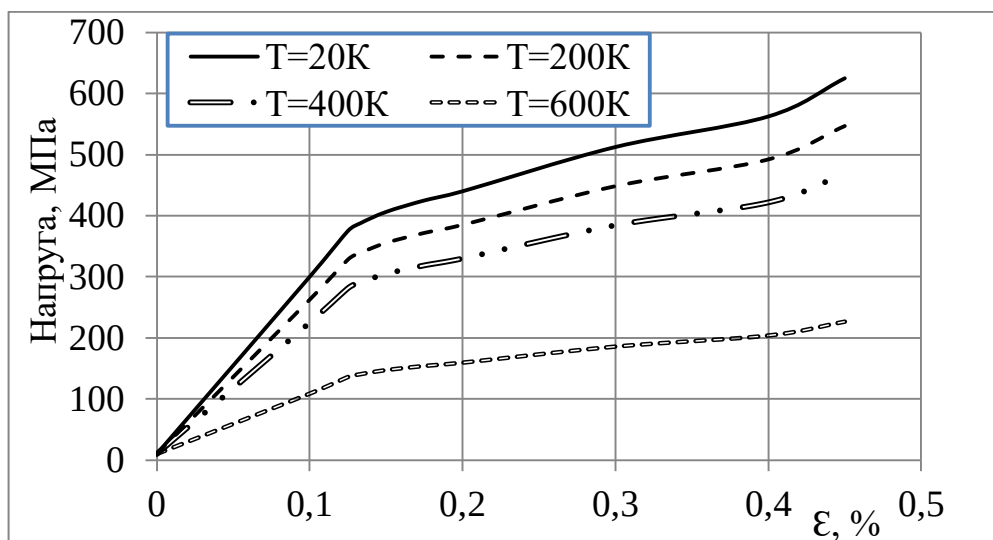


Рис. В.1 Діаграма деформації ВЧ60-2

Властивості 20ХЗМВФ, 25Х2Г2ФЛ, 12ДХ1МФЛ [58, 59]

Таблиця В.3

Властивості 20ХЗМВФ

Т	σ_b	$\sigma_{0,2}$	Тривалої міцності		Межа повзучості
			10^4 ч	10^5 ч	
К	МПа	МПа	МПа	МПа	МПа
293	900	780			
473	780	700			
773	630	600	333	294	177
823	560	550	196	157	127
853	520	500	137	98	

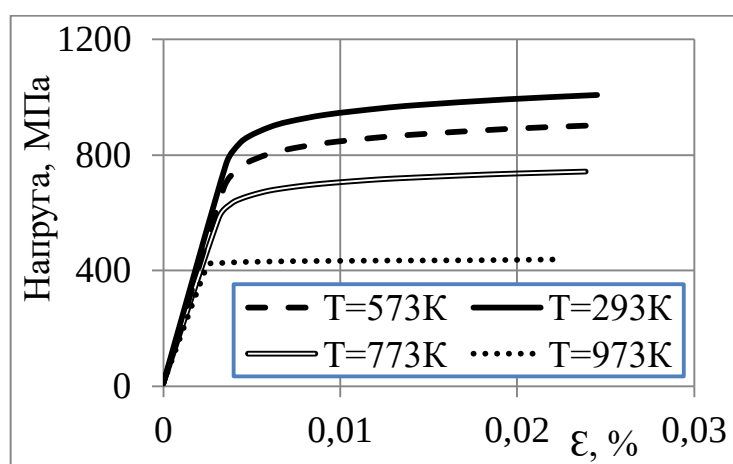


Рис. В.2 Діаграма деформування сталі 20ХЗМВФ

Таблиця В.4

Властивості 25Х2Г2ФЛ

Т	σ_B	$\sigma_{0,2}$	Тривала міцність	
			10^4 ч	10^5 ч
К	МПа	МПа	МПа	МПа
293	1400	1200		
673	1000	850		
773	875	740	350	
823	780	680	206	
973	650	550		

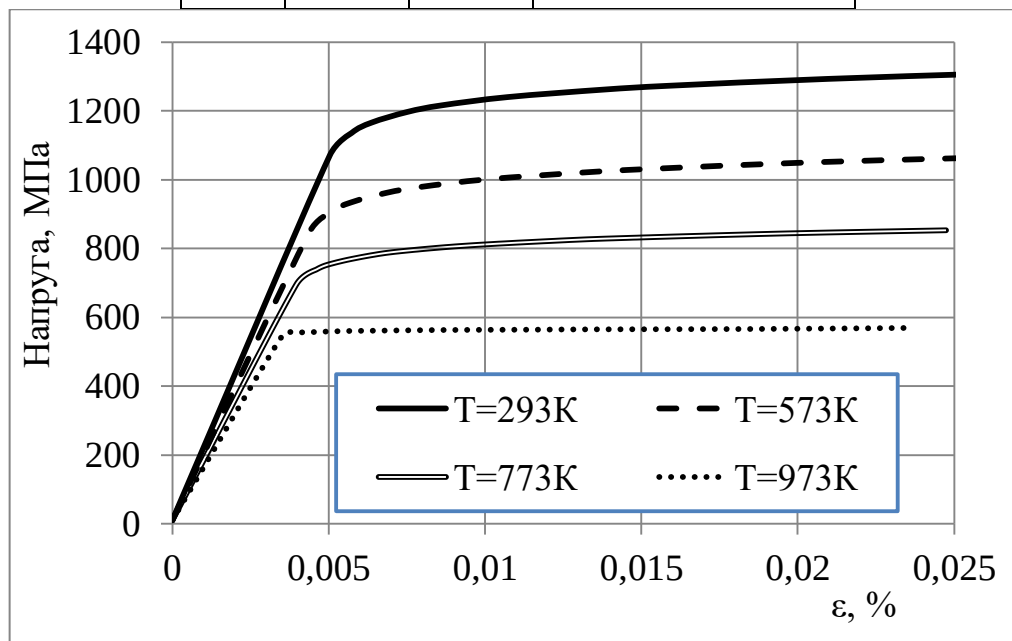


Рис. В.3 Діаграма деформування сталі 25Х2Г2ФЛ

Таблиця В.5

Властивості 12ДХ1МФЛ

Т	σ_B	$\sigma_{0,2}$	Тривала міцність	
			10^4 ч	10^5 ч
К	МПа	МПа	МПа	МПа
293	785	650		
473	680	580		
773	550	490	290	240
823	488	450	171	128
853	454	410	120	80

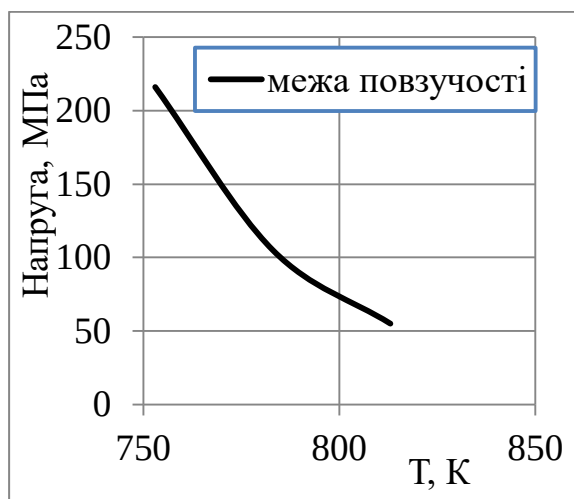


Рис. В.4 Межа повзучості для сталі 12ДХ1МФл

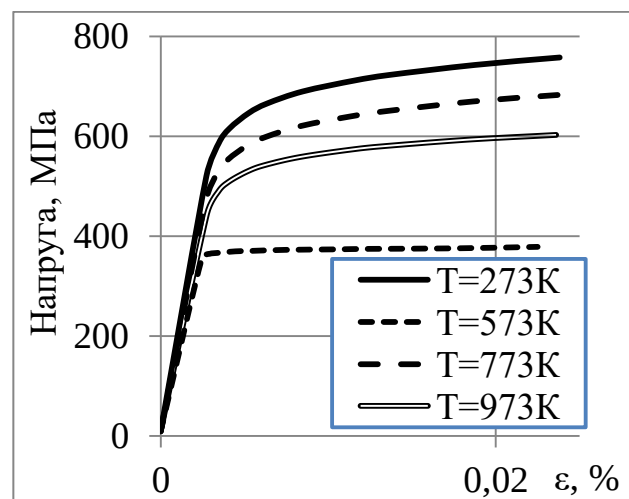
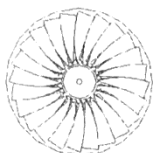
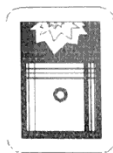


Рис. В.5 Діаграма деформування сталі 12ДХ1МФл

ДОДАТОК Г



Національний аерокосмічний університет ім. Н.Е. Жуковського
«ХАІ»

Національний технічний університет «ХПІ»

ДП "Івченко-Прогрес"

АТ «Мотор-Січ»

ПАО «ФЕД»

Чорноморський національний університет імені Петра Могили

Національний університет кораблебудування імені адмірала

Макарова

XXIV МІЖНАРОДНИЙ КОНГРЕС ДВИГУНОБУДІВНИКІВ

2-7 вересня 2019 р.

Коблево – Миколаїв - Україна

E-mail: HAY «ХАІ» - aedlab@gmail.com, НТУ «ХПІ» - marchenko@kpi.kharkov.ua

Рішення

секції «Поршневі двигуни внутрішнього згоряння»
XXIV Міжнародного конгресу двигунобудівників

На секції «Поршневі двигуни внутрішнього згоряння» 24-го Міжнародного Конгресу двигунобудівників, який пройшов з 2 по 7 вересня 2018 року, були розглянуті основні результати дисертаційного дослідження, що підготовлено для подання на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук аспірантом кафедри конструкції авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського «ХАІ» Нгуєн Ван Зионга. Тема дисертаційного дослідження: «Підвищення надійності комп'ютерно-інтегрованого проектування складених поршнів ДВЗ на прикладі двигунів типу Д100 ».

В роботі секції прийняли участь головуючий д.т.н., проф. А. П. Марченко (НТУ «ХПІ», Харків), д.т.н., проф. І. В. Парсаданов (НТУ «ХПІ», Харків), д.т.н., проф. С. В. Єпіфанов («ХАІ», Харків), д.т.н., проф. О. В. Білогуб («ХАІ», Харків), д.т.н., проф. О. П. Строков (КПУ Запоріжжя), д.т.н., проф. Р. А. Варбанець (ОНМУ, Одеса) та інші фахівці в галузі двигунів внутрішнього згоряння, кандидати технічних наук, доценти, наукові співробітники, інженери, аспіранти та здобувачі вищих навчальних закладів, наукових і виробничих організацій.

В обговоренні результатів дослідження прийняли участь д.т.н., проф. А. П. Марченко, д.т.н., проф. І. В. Парсаданов, д.т.н., проф. Р. А. Варбанець, д.т.н., проф. О. П. Строков.

Секція зазначила, що за своїм змістом і тематикою дослідження робота відповідає паспорту спеціальності 05.05.03 - «Двигуни та енергетичні установки». Виконані дослідження дозволили вирішити актуальну науково-прикладну задачу забезпечення зниження механічних

втрата шляхом зменшення рухомих мас циліндропоршневої групи (ЦПГ), при одночасному підвищенні надійності поршня. Автором запропонована нова конструкція поршня зі зменшеною на 14 кг (35%) масою в порівнянні з штатною конструкцією, що забезпечує підвищення механічного ККД на 2%. Особливу увагу приділено термонапруженому стану поршня на сталих і перехідних режимах. Визначено граничні умови (ГУ) на поверхнях поршня для чого розроблений інструмент, що включає: тепловий розрахунок для визначення параметрів робочого процесу зі змінними властивостями теплообміну робочого тіла зі стінками камери сгорання (КС); визначення ГУ на внутрішній і бічній поверхнях поршня шляхом моделювання відносного руху масла у внутрішній порожнині поршня і газів в зазорах циліндр-поршень. З використанням отриманих даних автором був розроблений алгоритм і методика визначення еквівалентних ГУ діючих на поверхні поршня і внутрішню поверхню циліндра. Моделювання полів температур і напружень на сталих режимах показано, що запропонована конструкція більш холодна і менш напружена. Проведено моделювання напружено-деформованого стану поршня на перехідних режимах з урахуванням прогріву масла і антифризу. Запропоновано зовнішній профіль поршня. Як зауваження висловлено побажання про необхідність детальнішого опису методики комп'ютерно-інтегрованого проектування складених поршнів ДВС і більш повного розкриття сутності кожного з положень, що становлять наукову новизну дисертаційної роботи.

Секція «Поршневі двигуни внутрішнього згорання» Конгресу схвалила результати виконаного дослідження і рекомендує дисертаційну роботу Нгуєн Ван Зіонг «Підвищення надійності комп'ютерно-інтегрованого проектування Складення поршнів ДВЗ на прикладі двигунів типу Д100» до захисту на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05. 03 - «Двигуни та енергетичні установки» в спеціалізованій вченій раді Д 64.050.13 національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».

Головуючий секції

доктор техн. наук, професор



І. В. Парсаданов

Секретар секції



І. О. Мордвінцева

ДОДАТОК Д

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи
 Національного аерокосмічного університету
 ім. М.Є. Жуковського
 «Харківський авіаційний інститут»
 професор Павліков В.В.
 “ 27 ” 2020 року

АКТ

впровадження результатів наукових досліджень дисертаційної роботи
НГУЕН ВАН ЗИОНГА,
 представленої на здобуття вченого ступеня доктора філософії за спеціальністю
 142 – Енергетичне машинобудування

Комісія у складі: голови комісії – завідувача кафедри конструкції авіаційних двигунів д.т.н., професор СПИФАНОВ С. В., членів комісії – к.т.н. професор ГУСЄВ Ю. О., к.т.н. професор ЧИГРИН В. С., встановила, що наукове положення дисертаційної роботи, розроблене особисто НГУЕН ВАН ЗИОНГОМ. Результати роботи реалізовані при модернізації методу визначення термонапруженого стану конструкції при розробці поршня середньообертового дизеля у рамках позабюджетної теми «Моделювання стану конструкцій, вузлів, систем та деталей двигунів і енергетичних установок» (номер державної реєстрації № 0119U002516).

Впровадження результатів дисертаційних досліджень НГУЕН ВАН ЗИОНГА дозволяють обґрунтувати напрямки розвитку модернізацій конструкцій поршня ДВЗ.

Акт не є підставою для фінансових розрахунків.

Завідувач кафедри конструкції
 авіаційних двигунів (№203)
 д.т.н., професор.



СПИФАНОВ С. В.

Професор кафедри №203
 к.т.н.,



ГУСЄВ Ю. О.

Професор кафедри №203
 к.т.н.

ЧИГРИН В. С.