

10.31653/smf42.2021. 50-58

Савчук В.П., Зінченко Д.О., Самарін О.Є., Дзигар А.К., Котов А.І.
Херсонська державна морська академія

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПОРШНІВ МАЛООБЕРТОВОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА WINGD RT-FLEX50D

Постановка проблеми у загальному вигляді. Поршні сучасних двигунів внутрішнього згоряння є найбільш напруженими елементами, на які діють сили різної природи. Існує безліч науково-дослідних робіт, що направлено на вдосконалення геометрії, матеріалів та технологій їх виготовлення. Однак на сьогодні існує безліч факторів, що впливають на зміну технічного стану деталей поршневої групи малообертових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Механізми пошкодження мають різну природу та найбільш вагомими серед них є чинники, що пов'язані із впливом теплових та механічних навантажень. Враховуючи складність конструкції поршнів сучасних малообертових двигунів (МОД), найбільш досконалим методом дослідження їх напружено-деформованого стану (НДС) є метод скінчених елементів (МСЕ).

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Науково-дослідні роботи фахівців в галузі суднобудування і судноремонту, спрямовані на підвищення надійності або ефективності експлуатації корпусу судна, судових енергетичних установок, судових систем, проводяться шляхом імітаційного моделювання станів об'єктів досліджень за допомогою прикладних комп'ютерних програм. Аналіз досвіду проектування і експлуатації судових двигунів внутрішнього згоряння [1-5], показує необхідність створення твердотільних моделей, що дозволяють моделювати конструктивні і технологічні параметри агрегатів. Незалежно від конструктивного виконання, важливою якістю, необхідною для надійної роботи двигуна є міцність елементів циліндро-поршневої групи. Поршні сучасних МОД мають складну для розрахунку на міцність конструкцію, яка складається з головки або коронки поршня, спідниці поршня та поршневих кілець.

Постановка завдання. Метою роботи є проведення аналізу напружено-деформованого стану поршнів сучасних МОД в їх матеріалах під впливом експлуатаційних навантажень за допомогою сучасних CAD/CAE комплексів. Для досягнення поставленої мети необхідно

розв'язати наступні **задачі**: аналіз конструктивних особливостей та умов роботи циліндро-поршневої групи МОД; розробка твердотільних моделей поршнів двигунів; моделювання складного напружено-деформованого стану поршнів в режимі роботи дизеля з прогнозуванням температурного і термонапруженого стану поршнів дизеля і їх ресурсної міцності.

Виклад основного матеріалу дослідження. Напруження, яким піддається поршень, є стискаючими і розтягувальними, спричиненими згинальною дією внаслідок тиску газу, інерційних ефектів та теплових напружень. Коли головка поршня піддається тиску газу, верхня поверхня поршня знаходиться під стискаючим навантаженням, а нижня поверхня – під розтягуванням. Тоді головка поршня поводить себе аналогічно рівномірно навантаженій балці. Коли поршень рухається вгору до кінця свого ходу, відбувається затримка, інерційні ефекти, як правило, призводять до того, що поршень схиляється вгору, так що верхня поверхня поршня разом з спідницею знаходиться під робочим навантаженням, а нижня поверхня головки знаходиться під стискаючим навантаженням. Тиск на верхню частину поршня зводить нанівець інерційні ефекти, коли поршень наближається до верхнього положення при русі у напрямку ВМТ.

Коли поршень загальмований при наближенні його до нижньої середини, головка поршня має тенденцію схилитися вниз, а його верхня поверхня і стінки поршня стискаються. Тоді нижня поверхня головки поршня знаходиться в напруженому стані. Оскільки напруження від інерційних ефектів в тому ж напрямку, що і тиски, викликані тиском газу на поршень, ці два напруження стають додатковими: таким чином, коли поршень наближається до НМТ, напруження інерції збільшують напруження, що викликані тиском газу.

Як вже було сказано, з метою якісного аналізу впливу умов експлуатації сучасного ДВЗ WinGD RT-flex50D [6] на показники працездатності поршнів, нами була розроблена спрощена модель поршня (рис. 1). Спрощення стосуються упущення кріплень та ущільнень, які мало впливають на характер розподілу напружень та деформацій в матеріалах поршня.

Аналіз механічних навантажень буде виконуватись на поршні з використанням поточного матеріалу – кованої сталі марки AISI 4340. Основні властивості матеріалу приведено в табл. 1.

Пропоновані моделі за допомогою програмного комплексу Solid-Works розділено на скінчені елементи формою тетраедру. Показники сітки приведено у табл. 2.

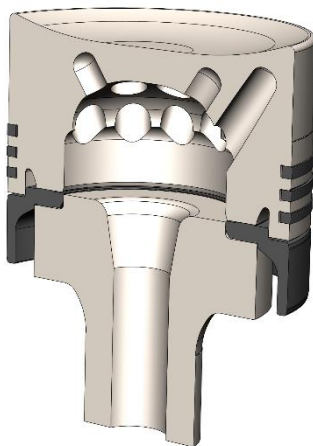


Рис. 1. Твердотільна модель поршня двигуна WinGD RT-flex50D

Таблиця 1. Фізико-механічні властивості матеріалу поршня

| Показник | Значення |
|------------------------------------|------------------|
| Модуль Юнга E , МПа | $209 \cdot 10^3$ |
| Коефіцієнт Пуассона μ | 0,28 |
| Модуль зсуву, МПа | $85 \cdot 10^3$ |
| Густина ρ , кг/м ³ | 7800 |
| Межа текучості σ_T , МПа | 500 |
| Межа міцності σ_B , МПа | 750 |

Таблиця 2. Параметри сітки скінчених елементів розрахунку

| Показник | Значення |
|--|----------|
| Тип точок Якобіана | 4 точки |
| Розмір скінченого елемента, мм | 12 |
| Загальна кількість вузлів | 666429 |
| Загальна кількість елементів | 446644 |
| Коефіцієнт пропорційності | 19,826 |
| Відсоток елементів, що мають коефіцієнт пропорційності <3 | 95,5 |
| Відсоток елементів, що мають коефіцієнт пропорційності >10 | 0,268 |
| Якість сітки | High |

Дана модель враховує також дію тиску газів, що виникають в циліндрах двигуна на номінальному режимі навантаження. З метою дослідження напружено-деформованого стану в районі кепів, під дією тиску поршневих кілець, до моделі було включено також поршневі кільця. Матеріал поршневих кілець – високоміцний чавун.

При призначенні умов контакту було застосовано умови глобального контакту «Bonded», що не передбачає можливість взаємного переміщення контактних поверхонь. Це значно спрощує умови розрахунку.

Зовнішні навантаження були змодельовані максимальним тиском згоряння, що складає на номінальному режимі навантаження: $p_z = 15,3$ МПа. Також цей тиск прикладено до бічних поверхонь головки поршня та до перемичок кепів із урахуванням пропорційного зменшення тиску.

Модель із сіткою скінчених елементів та граничними умовами представлено на рис. 2.

Проведені дослідження розподілу напружень та деформацій в матеріалах деталей поршня представлено у вигляді епюр. Дані епюри мають кольорову мапу, відповідність кольорів якої відповідають градієнтній шкалі, що представлено з правої сторони кожної епюри.

На рис. 3 представлено розподіл сумарних напружень в матеріалах поршня. Із рисунка видно що максимальні напруження складають 310,3 МПа. Зона локалізації максимальних напружень знаходиться в місці контакту штоку поршня та спідниці поршня. Можливо для створення більш рівномірної картини розподілу напружень було б доцільно збільшити площу контакту деталей.

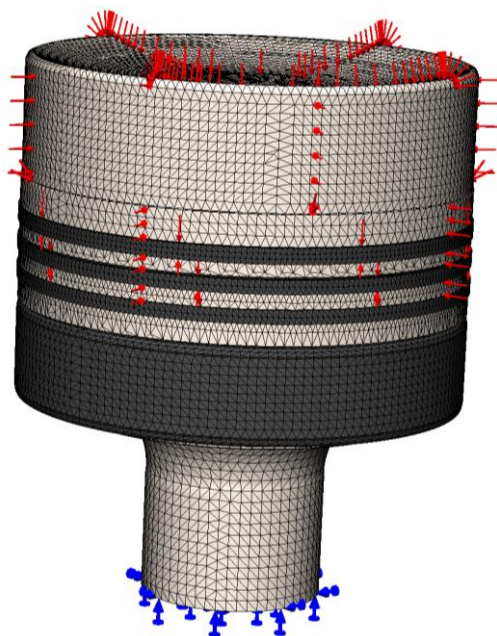


Рис. 2. Модель поршня із сіткою скінчених елементів та силами тиску газів (червоні стрілки) та місцем фіксування (сині стрілки)

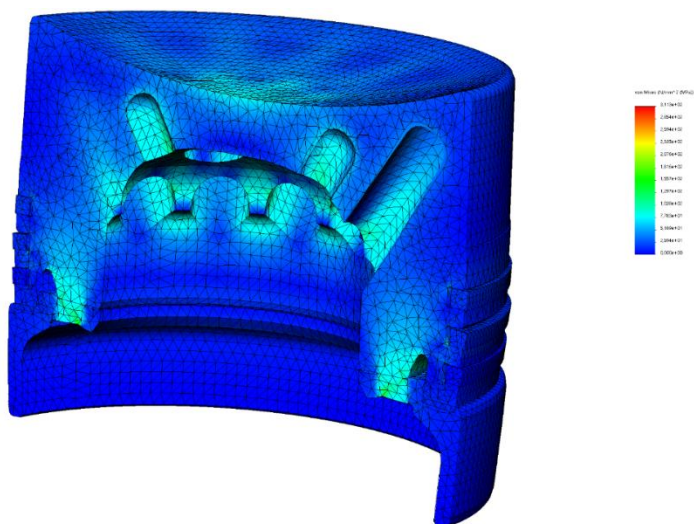


Рис. 3. Розподіл сумарних напружень в матеріалах деталей поршня

Подальший аналіз розподілу напружень в головці поршня показав, що досліджувані значення максимальних напружень знаходяться у діапазоні 60...80 МПа та мають майже 4-хкратний запас по міцності. Цікавим є поведінка зони кепів, що сприймають також силу від поршневих кілець. Епюра розподілу напружень в цій зоні представлено на рис. 4.

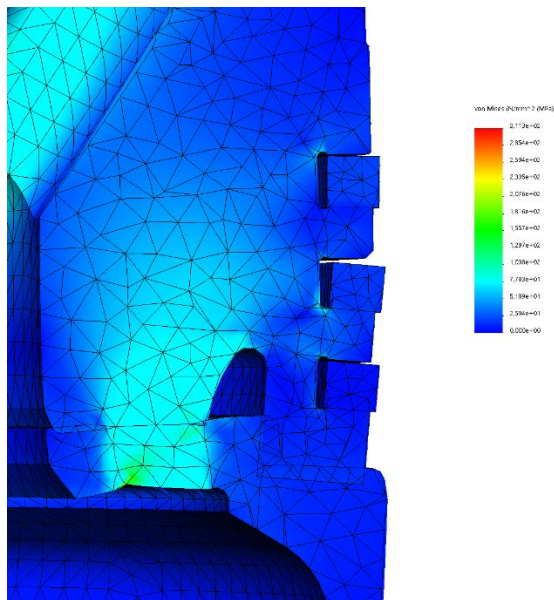


Рис. 4. Розподіл сумарних напружень в зоні пакету поршневих кілець

Дана епюра демонструє відсутність підвищених напружень в матеріалах як головки поршня так і поршневих кілець, але візуальна оцінка вказує на наявність підвищених переміщень поршневого кільця, дослідити які можливо за епюрами переміщень. Дану епюру представлено на рис. 5.

Отримані результати переміщень вказують на незначне, але наявне переміщення опорних площадок кепів поршневих кілець №2 та №3, значення яких складає 0,293 та 0,292 мм відповідно. У верхнього поршневого кільця дані переміщення складають 0,282 мм, що менше на 0,011 мм від максимального значення. Така форма переміщень очевидно має місце внаслідок консольного розташування зони кепів нижніх компресійних кілець та відсутності опорної площадки. Це може

призводити до зміни площі контакту поршневих кілець і робочої поверхні циліндрової втулки, порушуючи таким чином умови мащення. Це може бути також причиною підвищеного зносу робочої поверхні циліндрової втулки в зоні ВМТ. Без зміни конструкції поршня поршневі кільця можуть потребувати попереднього профілювання. Верхнє поршневе кільце має більшу жорсткість та не потребує додаткових конструктивних змін.

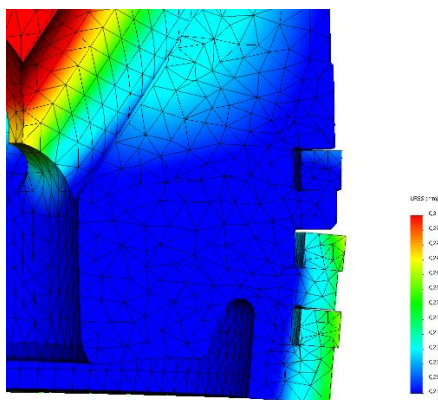


Рис. 5. Деформація кепів

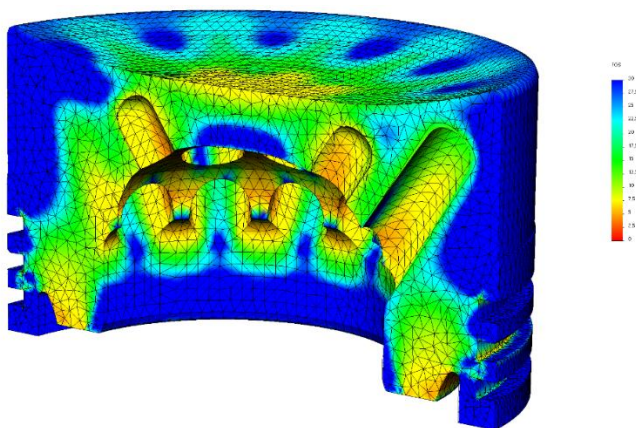


Рис. 6. Розподіл коефіцієнту запасу міцності в матеріалі головки поршня

Зона максимальних пружних переміщень припадає на днище головки поршня, що становлять 0,363 мм.

Дослідження коефіцієнту запасу міцності (КЗМ) в матеріалі головки поршня (рис. 6) вказує на те, що його мінімальне значення становить 2,62, зона матеріалу якого логічно локалізовано в зоні максимальних напружень.

Форма розподілу КЗМ в поперечному перерізі головки поршня надає можливості комплексної оцінки її міцності та визначає напрямки конструктивних змін з метою зменшення металоємності. Враховуючи той факт, що дане дослідження проведено без врахування теплових потоків, що діють на днище поршня, то робити аналіз про можливе зменшення ваги поршня за рахунок головки поршня поки не приходить. Очевидно, що дана епіюра надає можливості обґрунтовано проводити діагностику найбільш напружених елементів головки поршня методами неруйнівного контролю.

Висновки. Приведено аналіз основних напрямків вибору конструктивних та експлуатаційних факторів, що використовуються для моделювання напружено-деформованого стану поршня двигуна. А саме:

- обґрунтування та вибір конструкційних матеріалів деталей поршня;
- обґрунтування та вибір сил, що діють на поршень;
- розробка та побудова 3D моделі поршня.

Проведено твердотільне моделювання напружено-деформованого стану деталей поршня із використанням методу скінчених елементів. Отримані результати дослідження дозволяють зробити висновок про достатню міцність конструкції поршня та виявити наявність пружних деформацій кепів у районі 2-го та 3-го поршневих кілець. Максимальні напруження, що мають місце в зоні контакту штоку та спідниці поршня становлять 310, 3 МПа (межа міцності матеріалу спідниці поршня $\sigma_b = 572,17$ МПа), що за можливістю потребує збільшення площі контакту деталей. Аналіз епіюри розподілу КЗМ надає можливості обґрунтовано проводити діагностику найбільш напружених елементів головки поршня методами неруйнівного контролю. Мінімальний коефіцієнт запасу міцності матеріалу головки поршня становить 2,62.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Nguyen V.D. Thermal-Stress State of the Piston During Transient Diesel Operation, Synthesis of the Piston Profile / V.D. Nguyen, O. Bilohub, Ye. Martseniuk // Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. – 2020. – AISC 1113. – P. 310-324.

2. Pearson S.R. 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*. – 2013. – Vol. 303. – Issues 1–2. – P. 622-631.
3. Gonera M. Thermal Analysis of a Diesel Piston and Cylinder Liner using the Inverse Heat Conduction Method / M. Gonera, O. Sandin // Master's thesis in Applied Mechanics. Chalmers University of Technology. – 2015. – P. 78.
4. Bhagat A.R. Thermal Analysis and Optimization of I. C. Engine Piston Using Finite Element Method / A.R. Bhagat, Y.M. Jibhakate, C.A. Kedar // *International Journal of Modern Engineering Research (IJMER)*. – 2012. – Vol. 2. – Issue 4. – P. 2919- 2921.
5. Матвеевко В.В. Оценка ресурсной прочности поршня в САПР с учётом эксплуатационных режимов работы двигателя / В.В. Матвеевко, В.А. Пылёв, А.Н. Клименко, А.А. Котуха // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2012. – № 1. – С. 120-123.
6. WinGD RT-flex50-D: Operation manual. Issue 2019-05. Winterthur Gas & Diesel Ltd. (WinGD).