

УДК621.431

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ МЕТОДОМ КІНЦЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ

В.Г. Максимов, О.Д. Ніцевич, О.А. Ткачов, П.Є. Вовк

Одеський національний політехнічний університет

Наведена послідовність виконання розрахунку на міцність поршня дизельного двигуна вантажного автомобіля із використанням метода кінцевих елементів. Розглянуто порядок побудови розрахунку у програмному комплексі ANSYS.

Ключові слова: сталеві поршні, дизельні двигуни, багатокомпонентний напружений стан, витривалість, метод кінцевих елементів, програмний комплекс ANSYS.

Вступ. Деталі циліндро-поршневої групи (ЦПГ) сучасного дизельного двигуна великовантажного автомобіля повинні забезпечувати високі експлуатаційні властивості, такі як зносостійкість, енергоекономічність двигуна, низький рівень шуму та витрату мастильних матеріалів.

Проблема. З підвищенням ступеня форсованості дизельних двигунів велико вантажних автомобілів суттєво підвищилися теплові та механічні навантаження на деталі ЦПГ. Як наслідок, це призвело до підвищення теплових зазорів, збільшення рівня шуму при роботі та зменшення ресурсу. Для покращення умов роботи основних контактуючих вузлів ЦПГ (компресійних та маслоз'ємних кілець, юбки поршня) використовують поршні составних конструкцій, жарозахисні напилення, масляне охолодження, поступово, на найбільш сучасних серійних двигунах починають встановлюватись повністю сталеві поршні.

Аналіз досліджень. Перспективним напрямком у розробці конструкцій поршнів дизельних двигунів є розробка повністю сталевих поршнів. До таких конструкцій належать, наприклад, поршні Mono Xcomp та Mono Weld фірми Mahle. Ідея виготовлення поршня цілком із сталі є розвитком ідеї составного поршня. Ідея составного поршня полягає в тому, що деталі виконані з жароміцних сталей, виконують роль теплозахиного бар'єру, а деталі із легких матеріалів виконують роль тепловідвідних поверхонь та силових елементів. Такий підхід дозволяє істотно зменшити інерційні навантаження на деталі КШМ, зменшити механічні витрати на тертя, тепловіддачу в систему охолодження, що в свою чергу веде до зменшення розмірів обслуговуючих систем двигуна [1].

Поршні із сталевими жарозахисними накладками знайшли активне використання у двигунах спеціалізованої техніки. Накладка 1 із жаростійкої сталі кріпиться за допомогою чотирьох болтів до алюмінієвого корпусу 6, піджатою пружинами 12 та пакетами із ущільнюючих сферичних шайб 7. Між корпусом поршня (сплави алюмінія з високим вмістом кремнію) та

накладкою розташована проставка 3 із жаростійкої сталі. Конструкція поршня дозволяє встановлювати нерозрізне жарове кільце 2 (4Х5МФ1С-Ш). Вже на перших зразках дизелів за допомогою таких конструкторських рішень вдалося зменшити перепад температур по висоті поршня з 900 до 150 °С, тепловий потік через поршень склав 8%, що в 2...2,5 раза менше у порівнянні із звичайним дизелем.

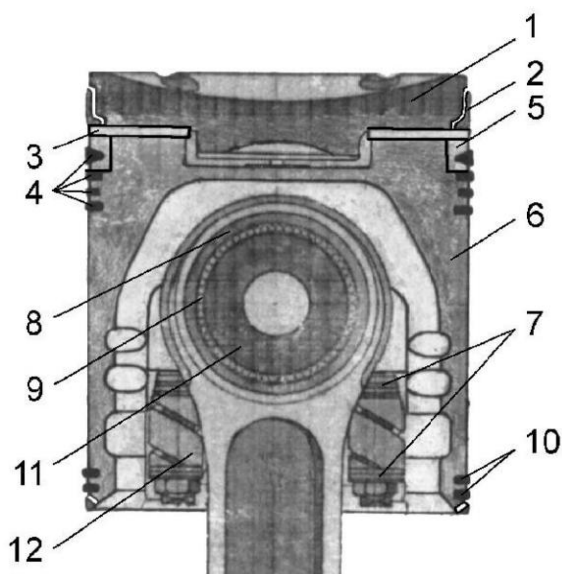


Рис. 1. Поршень двигуна 5ТД



Рис. 2. Поршень Ferroterm фірми Mahle

для підвищення міцності та зносостійкості канавок компресійних кілець. В поршнях Ferroterm цей захід непотрібен. Поршні системи Ferroterm мають масляну галерею 1 (рис. 2.) що утворюється між голівкою поршня та юбкою, використання масляного охолодження на поршнях з

Поршні з голівкою з кованої жаростійкої сталі на власних опорах, відрізняються тим що тримаючу функцію виконують опори днища поршня, а єдність конструкції поршня забезпечується поршневим пальцем. Використання кованої жаростійкої сталі має на меті тіж самі цілі, що й використання жаростійких накладок, а саме зменшити відвід тепла через днище поршня, зменшити температурний перепад за висотою поршня, зменшити теплові зазори. Також вона має більший модуль пружності порівняно з алюмінієвими сплавами ($2,1-2,2 \cdot 10^5$ МПа проти $0,7 \cdot 10^5$ МПа) підвищити жорсткість конструкції поршня, зменшити теплові зазори за рахунок меншої теплопровідності та теплового розширення (коефіцієнт лінійного теплового розширення для сталі $11,0 -13,0 \cdot 10^{-6}$ °С, для алюмінію $22,2 \cdot 10^{-6}$ °С). Більш жорстка конструкція головки поршня та більша твердість та зносостійкість сталі дозволяє покращити умови роботи компресійних кілець. В поршнях з алюмінієвими голівками використовують нірезистові вкладки

термоізолюючою накладкою ускладнено через болтові кріплення накладки. Основну тримаючу функцію виконують ніжки поршня 2 (рис. 2.) Поршні составних конструкцій вже використовуються на двигунах Reno, Cummins та ЯМЗ. Починаючи з 2015 року на серійних двигунах Renault моделей 9К9 та R9M об'ємом 1,5 та 1,6 л відповідно, почали встановлюватись повністю сталеві поршні (мал. 3). З 2017 року Mercedes-Benz починає серійний випуск двигунів M 654 та M656, робочим об'ємом 2,0 та 3,0 л відповідно (мал. 4)



Рис. 3. Поршень Monoterm фірми Mahle



Рис. 4. Поршень двигунів M654 та M656

Також, фірма Mahle розробила повністю сталеві поршні двох конструкцій для використання в дизельних двигунах вантажних автомобілів:

- Mono Xcomp (мал. 5.) – составний поршень, голівка (1) і юбка (2) поршня ковані та виконані із різних марок сталі, оптимальних за такими властивостями як жаростійкість, міцність та стійкість до окислювання. Дана конструкція поршнів має два масляних канала для охолодження, голівка поршня утримується на юбці завдяки центральному стержню, розрахована на використання при максимальному тиску у циліндрі до 25 МПа.

- Mono Weld (мал. 6.) – поршні цієї конструкції мають одну масляну галерею, їх голівка (1) і юбка (2) з'єднані за допомогою зварювання тертям. Розраховані на тиск до 30 МПа.



Рис. 5. Поршень Mono Xcomp



Рис. 6. Поршень Mono Weld

Поршні конструкцій Mono Xcomp та Mono Weld мають усі ті самі переваги, що й поршні конструкції Ferroterm, але при цьому мають більш жорстку конструкцію, більш рівномірний розподіл тиску на поршневий палець та більш жорстку юбку. Юбка поршнів Mono Xcomp та Mono Weld у

порівнянні з юбкою составних поршнів Ferroterm є більш жорсткою та має менше теплове розширення, що робить зазор між поршем та циліндром більш стабільним.

Мета досліджень. Визначення діючих напружень в тілі сталевго поршня сучасного дизельного двигуна вантажного автомобіля з урахуванням теплових навантажень, визначення коефіцієнта запаса міцності поршня.

Результати досліджень. Порядок розрахунку наведено на прикладі перевірки на міцність сталевго поршня дизельного двигуна алогічного за конструкцією поршню Mono Xcomp. Діючі температуру та тиск робочих газів отримано шляхом виконання теплового розрахунку циклу двигуна алогічного за своїми параметрами теплового циклу сучасних дизельних двигунів, таких як ЯМЗ 650.

Розрахунок на міцність виконувався в положенні поршня, що відповідає максимальному тиску робочих газів.

На основі розрахункових методик наведених в літратурі [4,5] були визначені граничні умови та сформовані вихідні дані для розрахунку:

- | | | |
|-----|---|----------------------------|
| 1. | Максимальний робочий тиск | 10,1 МПа |
| 2. | Середній коефіцієнт тепловіддачі від робочих газів до днища поршня, $\alpha_{Гср}^*$ | 905,56 Вт/м ² К |
| 3. | Середня температура прикордонного слою $T_{ГРСР}$ | 556,8 К |
| 4. | Середня результуюча за теплообміном температура прикордонного слою $T_{ГРЕЗ}^{**}$ | 668,16 К |
| 5. | Коефіцієнт тепловіддачі від робочих газів до жарового поясу, $\alpha_{ГП}$ | 163,34 Вт/м ² К |
| 6. | Температура охолоджуючого масла, $T_{М}$ | 373 К |
| 7. | Коефіцієнт тепловіддачі від охолоджуючого масла до стінки масляної галереї, $\alpha_{МГ}$ | 1694 Вт/м ² К |
| 8. | Коефіцієнт тепловіддачі від охолоджуючого масла до внутрішньої поверхні днища поршня, $\alpha_{МД}$ | 1694 Вт/м ² К |
| 9. | Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{К-П}^{***}$ | 6450 Вт/м ² К |
| 10. | Температура прикордонного слою кільце – поршень $T_{К-П}$, для верхнього компресійного кільця | 453 К |
| 11. | Температура прикордонного слою кільце – поршень $T_{К-П}$, для середнього компресійного кільця | 423 К |
| 12. | Температура прикордонного слою кільце – поршень $T_{К-П}$, для нижнього компресійного кільця | 393 К |
| 13. | Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{П-Ц}^{****}$ | 860 Вт/м ² К |
| 14. | Температура прикордонного слою $*****$ | 393 К |

*Середній коефіцієнт тепловіддачі від робочих газів до днища поршня $\alpha_{Гср}$ та середню температуру прикордонного слою $T_{ГРЕЗ}$ визначено за алгоритмом вказаному в літературі [4,5,9] . По всій поверхні поршня значення коефіцієнта тепловіддачі від робочих газів були прийняті однаковими, для визначення локальних значень $\alpha_{Гср}$ необхідно провести газодинамічний розрахунок.

** Середня результуюча за теплообміном температура прикордонного слою $T_{ГРЕЗ}$ – розрахована з урахуванням середньої результуючої за тепловіддачею температури газ. $T_{ГРЕЗ}$ відповідно до рекомендацій літератури [8] була прийнята на 20% вище $T_{ГРСР}$.

*** При розрахунку коефіцієнту тепловіддачі $\alpha_{К-П}$ розраховано виходячи з умови що зазор між компресійним кільцем та поршем складає 0,02 мм.

**** Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{П-Ц}$ - розраховано виходячи з умови що зазор між поршнем та стінкою циліндра складає 0,15 мм.

***** Температура прикордонного слою – прийнята на основі досвіду проектування аналогічних двигунів, так як розрахунок теплового стану гільзи циліндра не проводився.



Рис. 7. Граничні умови для різних зон поршня Mono Xcomp:

Побудова тривимірної моделі виконується в SolidWorks (Мал. 8) Отримання значень діючих напружень та полів температур виконанується в три етапи за допомогою двох пакетів програмного комплексу ANSYS (ANSYS Steady-State Thermal та ANSYS Static Structural).

Початок розрахунку в програмному комплексі ANSYS починається з побудови структури розрахунку (мал. 10.), задання граничних умов (мал. 7.) та побудови сітки кінцевих елементів. Сітка кінцевих елементів (мал.9) будується виходячи з умови що кількість елементів в найменшому лінійному розмірі не повинно бути менше трьох.

Для задання властивостей матеріалів використовується розділ Engineering Data. При завданні властивостей матеріалів можна використовувати внутрішню базу даних ANSYS, або додавати власний матеріал і вручну зазначати його властивості.

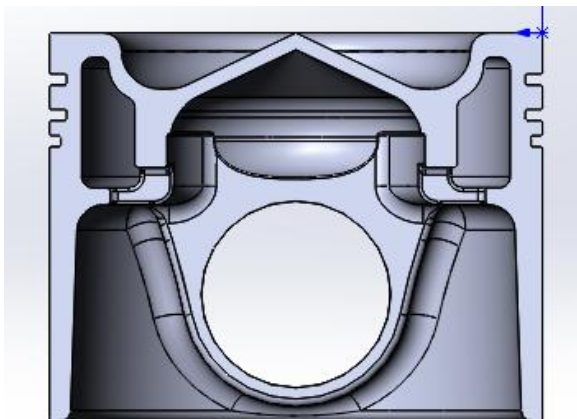


Рис. 8. Тривимірна модель поршня

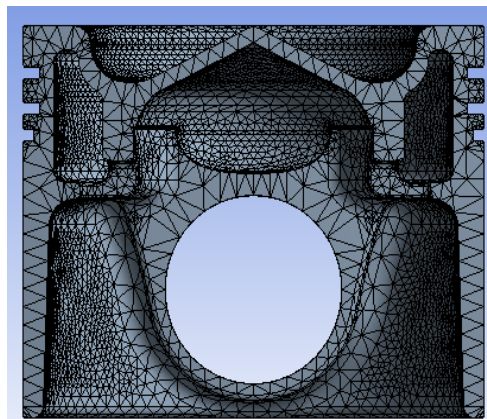


Рис. 9. Сітка кінцевих елементів поршня

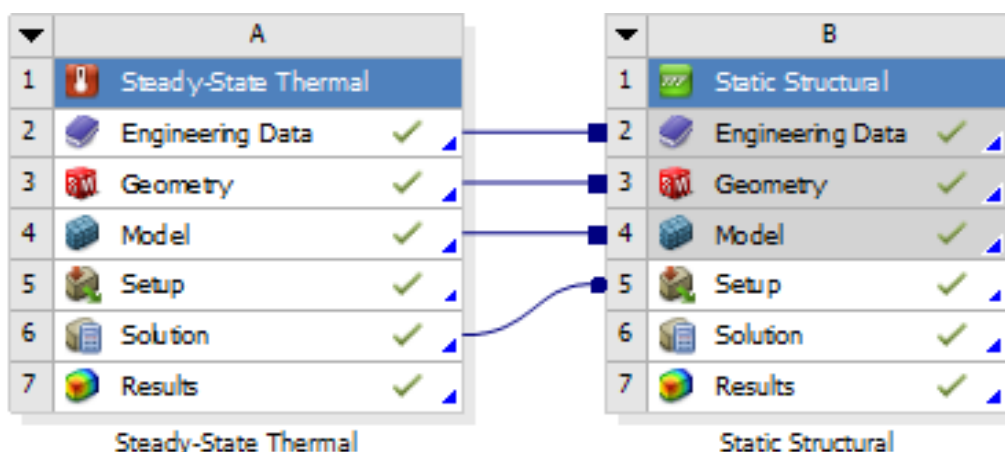


Рис. 10. Структура розрахунку в програмному комплексі ANSYS

В контексті даного дослідження, для матеріала поршня необхідно завдати модуль пружності, коефіцієнт теплопровідності матеріала, модуль пружності з урахуванням температури поршня, отриманої на попередній ітерації розрахунку. Також обов'язково потрібно вказати розмірність завданих параметрів. Властивості матеріалів поршня, задаються з урахуванням температури.

В пакеті ANSYS Steady-State Thermal за відповідними граничними умовами моделюються температурні поля(мал. 11).

Перевірка конструкції поршня на міцність починається з перевірки на статичну міцність в програмному комплексі ANSYS за допомогою пакету Static Structural. В програмі вивчається половина поршня за допомогою функції Symmetric Region (конструкція поршня симетрична), це дозволяє зменшити кількість елементів сітки та зменшити обсяг розрахунків.

В якості навантаження задавався тиск газів на днище поршня, температурні поля, розраховані в пакеті ANSYS Steady-State Thermal, та сили інерції поршня при роботі двигуна в режимі максимального крутного моменту (1400 об/хв).

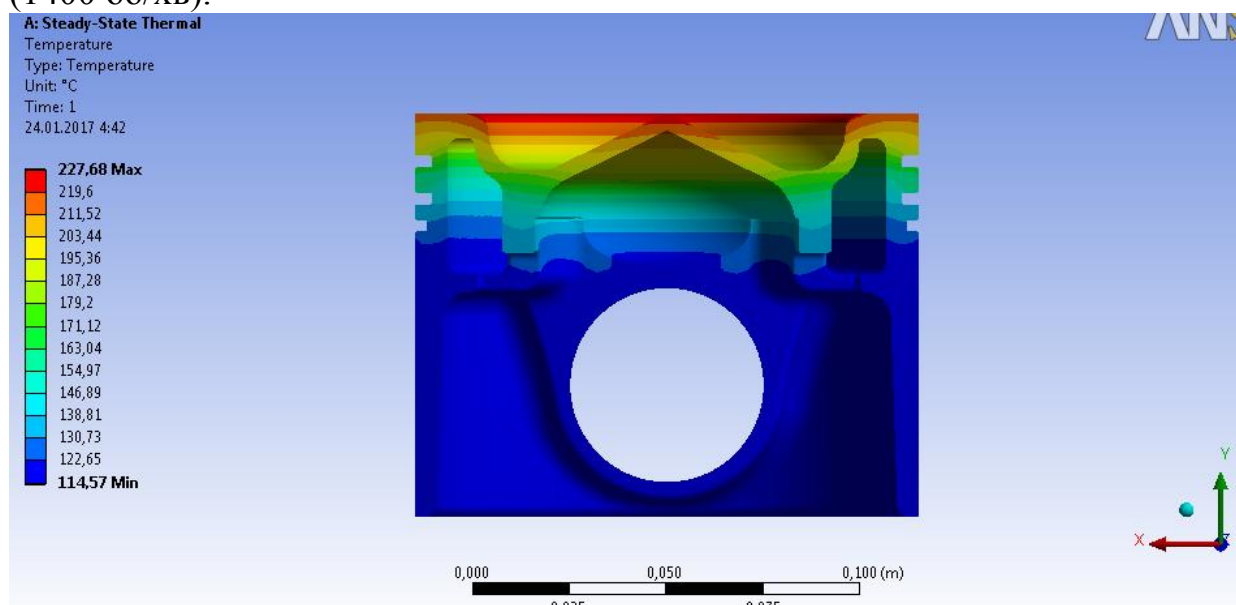


Рис. 11. Температурні поля (Temperature) вантажного пошрня типу Mono Weld.

Для визначення амплітудних значень напружень розглянемо два положення поршня. Перше положення відповідає максимальному тиску робочих газів а друге положення відповідає максимальному значенню сил інерції.

В програмному комплексі обраховувалися поля нормальних напружень (Normal Sterss) та поля головних напружень в тілі поршня (мал. 12,13).

Відповідно до розрахованих полів напружень небезпечними місцем є основа бобишки. Головні напруження в цій точці складають:

Положення, №		σ_1 , МПа	σ_2 , МПа	σ_{max} , МПа
1	204,16	83,91	46,77	118,39
2	5,58	1,68	1,26	

Визначення допустимих напружень починається з розрахунку допустимих напружень виходячи з умови забезпечення витривалості. Для багатоконпонентного напруженого стану та асиметричному циклі діючих напружень умова рушеування від втомленості має наступний вигляд [7]:

де, σ_{ia} – інтенсивність максимальних змінних напружень;

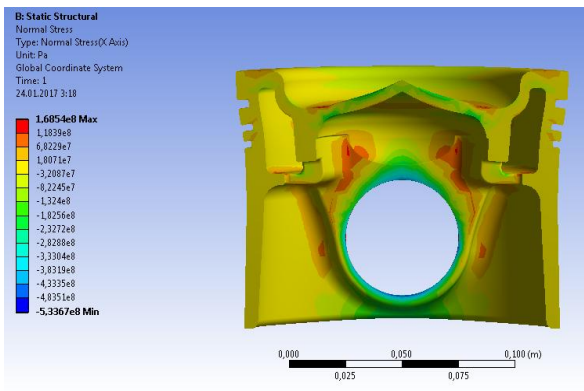
$\psi_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma_B$ – коефіцієнт, що враховує вплив постійної складової циклу навантаження на опір втомленості при згині;

σ_{im} – найбільше постійне нормальне напруження;

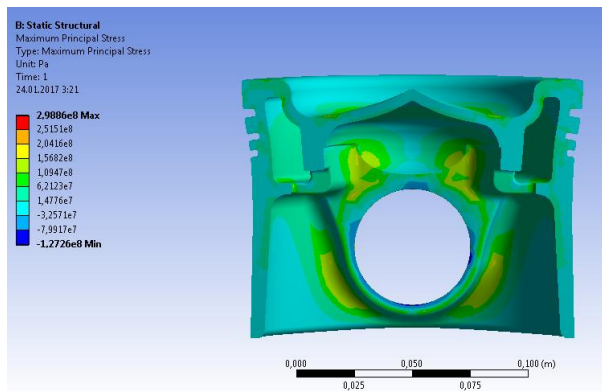
σ_{-1} – поріг витривалості матеріала;

σ_B – поріг міцності матеріалу.

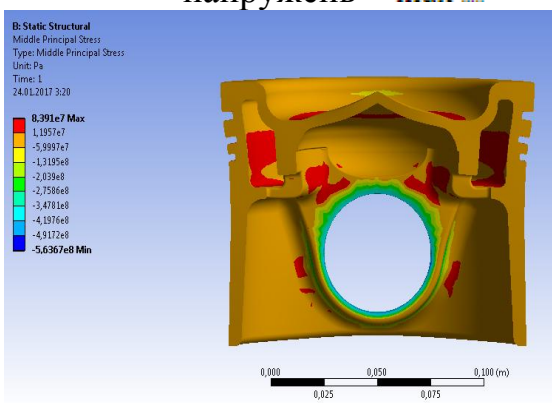
При наявності концентрації напружень та складному напруженому сані інтенсивність максимальних змінних напружень визначається за залежністю [7]:



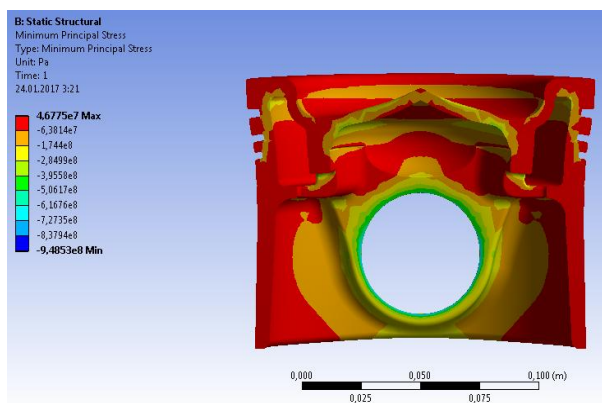
Поле максимальних нормальних напружень σ_{\max}



Поле головного напруження σ_1

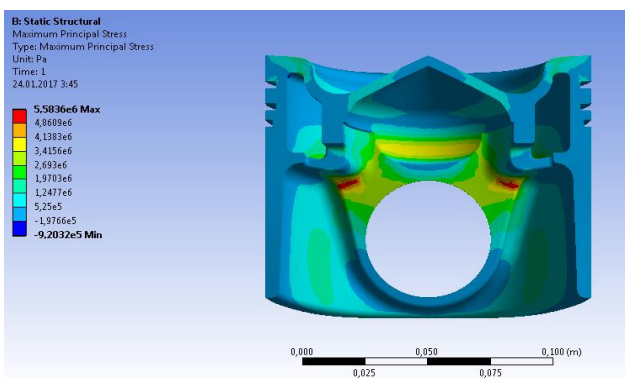


Поле головного напруження σ_2

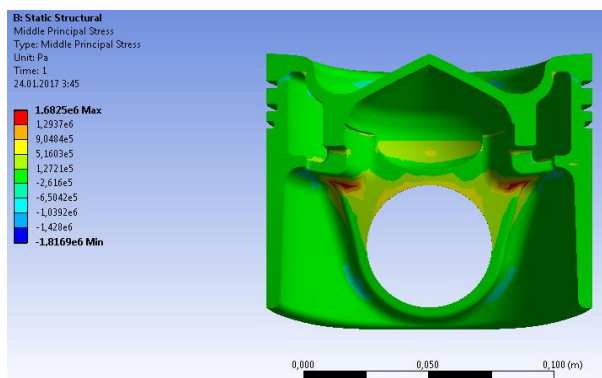


Поле головного напруження σ_3

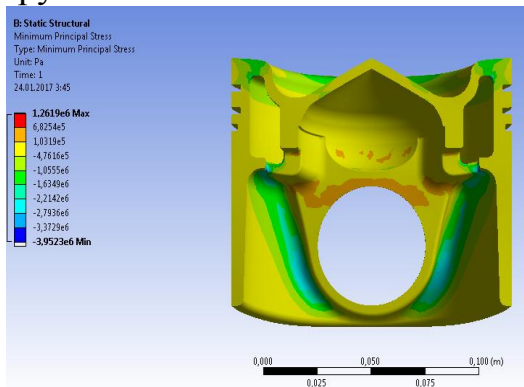
Мал. 12. Напруження від дії газових сил



Поле головного напруження σ_1



Поле головного напруження σ_2



Поле головного напруження σ_3

Рис. 13. Напруження від дії сил інерції

$$\sigma_{ia} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(K_x \sigma_{xa} - K_y \sigma_{ya})^2 + (K_y \sigma_{ya} - K_z \sigma_{za})^2 + (K_x \sigma_{xa} - K_z \sigma_{za})^2 + 6(K_{xy}^2 \tau_{xya}^2 + K_{yz}^2 \tau_{yza}^2 + K_{xz}^2 \tau_{xza}^2)}$$

звідки:

$$\sigma_{ia} = K_i \sigma_{ia}.$$

де, $K_x, K_y, K_z, K_{xy}, K_{yz}, K_{xz}$ - коефіцієнти концентрації напружень;

K_i - коефіцієнти концентрації інтенсивності напружень;

σ_{ia} - інтенсивність амплітуд змінних напружень циклу:

$$\sigma_{ia} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{xa} - \sigma_{ya})^2 + (\sigma_{ya} - \sigma_{za})^2 + (\sigma_{xa} - \sigma_{za})^2 + 6(\tau_{xya}^2 + \tau_{yza}^2 + \tau_{xza}^2)}$$

В цій формулі амплітудні значення напружень за цикл визначаються за наступними залежностями [7]:

$$\begin{aligned} \sigma_{xa} &= \frac{(\sigma_{xmax} - \sigma_{xmin})}{2} & \tau_{xya} &= \frac{(\tau_{xyumax} - \tau_{xyumin})}{2} \\ \sigma_{ya} &= \frac{(\sigma_{ymax} - \sigma_{ymin})}{2} & \tau_{xza} &= \frac{(\tau_{xzmax} - \tau_{xzmin})}{2} \\ \sigma_{za} &= \frac{(\sigma_{zmax} - \sigma_{zmin})}{2} & \tau_{yza} &= \frac{(\tau_{yzmax} - \tau_{yzmin})}{2} \end{aligned}$$

Відповідно до літератури [7] інтенсивність напружень можна визначити через головні напруження:

$$\sigma_{ia} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

В цій формулі амплітудні значення головних напружень за цикл можна визначити за наступними залежностями:

$$\sigma_1 = \frac{(\sigma_{1max} - \sigma_{1min} \square)}{2}; \sigma_2 = \frac{(\sigma_{2max} - \sigma_{2min} \square)}{2}; \sigma_3 = \frac{(\sigma_{3max} - \sigma_{3min} \square)}{2}$$

Запас міцності визначається аналогічно тому, як визначається запас міцності при одноосному напруженому стані по подібному циклу [7]:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} \sigma_{ia} + \Psi_\sigma \sigma_{max} \square}$$

де, $\sigma_{max} \square$ - найбільше нормальне напруження; K_σ - коефіцієнт концентрації напружень при згині; ε_σ - коефіцієнт, що враховує масштабний фактор; β_σ - коефіцієнт, що враховує стан поверхні; $\Psi_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma_B$ - коефіцієнт, що враховує вплив постійної складової циклу навантаження на опір втомленості при згині.

Для початкових етапів розрахунку поріг витривалості можна визначити за розрахунковою залежністю [7]: $\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001\sigma_B) \sigma_B$

При використанні даної розрахункової залежності потрібно враховувати, що з підвищенням температури поріг міцності матеріала поршня зменшується. Тобто порібно використовувати значення порогу міцності матеріала що відповідає температурі у найбільш навантаженій точці поршня. Далі, за наведеним вище алгоритмом розраховуємо амплітуди головних напружень, інтенсивність амплітуд змінних напружень та запас

міцності: $\sigma_1 = \frac{(\sigma_{1max} - \sigma_{1min} \square)}{2} = \frac{(204,16 - 5,58)}{2} = 99,29 \text{ МПа};$

$$\sigma_2 = \frac{(\sigma_{2max} - \sigma_{2min})}{2} = \frac{(83,91 - 1,68)}{2} = 41,12 \text{ МПа};$$

$$\sigma_3 = \frac{(\sigma_{3max} - \sigma_{3min})}{2} = \frac{(46,77 - 1,26)}{2} = 22,76 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ia} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} =$$

Поріг міцності для поковок зі сталі 35ХМ діаметром до 120 мм складає $\sigma_B = 900 \text{ МПа}$, відповідно поріг витривалості за розрахунковою залежністю: $\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001\sigma_B)\sigma_B$ складає $\sigma_{-1} = 414 \text{ МПа}$.

Після проведення розрахунку інтенсивності напружень був визначений запас міцності поршня:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} \sigma_{ia} + \psi_\sigma \sigma_{max}} = \frac{414}{\frac{1,2}{0,8 \cdot 1,1} \cdot 69,20 + 0,46 \cdot 118,39} = 2,78,$$

де, $\sigma_{max} = 118,39 \text{ МПа}$ – найбільше нормальне напруження; $K_\sigma = 1,2$ – коефіцієнт концентрації напружень при згині; $\varepsilon_\sigma = 0,8$ – коефіцієнт, що враховує масштабний фактор; $\beta_\sigma = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує стан поверхні; $\psi_\sigma = \sigma_{-1}/\sigma_B = \frac{414}{900} = 0,46$ – коефіцієнт, що враховує вплив постійної складової циклу навантаження на опір втомленості при згині.

Отримане значення коефіцієнту запасу міцності, відповідно до рекомендацій літератури [6] не повинно бути менше 2,0-2,5.

Висновки. Для вирішення поставлених завдань була використана методика визначення теплового стану поршня дизельного двигуна, котра дозволяє враховувати індивідуальні властивості теплового циклу двигуна. Було наведено алгоритм проведення розрахунків з визначення напружень із використанням метода кінцевих елементів та програмного комплексу ANSYS. Наведено алгоритм визначення допустимих напружень та коефіцієнта запасу міцності при багато цикловій втомленості, що враховує складний, багатокомпонентний напружений стан поршня.

ЛІТЕРАТУРА

- 1.С.В. Лыков, инж. «Шатунно-поршневая группа двигателей для бронетанковой техники»
http://www.kpi.kharkov.ua/archive/%D0%9D%D0%B0%D1%83%D0%BA%D0%B4%D0%B8%D0%BA%D0%B0/Dvs/2006_1/3.PDF
- 2.Н.Г. Шульженко, П.П. Гонтаровский Н.Г. Гармаш, наук, Т.В. Протасова асп. «Развитие расчетных моделей для исследования теплового и термонапряженного состояний составных поршней ДВС»
http://www.kpi.kharkov.ua/archive/%D0%9D%D0%B0%D1%83%D0%BA%D0%B4%D0%B8%D0%BA%D0%B0/Dvs/2004_2/26.PDF
- 3.В. В. Бирюк, А. А. Горшкалёв, С. С Каюков , Е. А. Сайгаков «Расчёт на прочность элементов двс с помощью ansys с учётом тепловых процессов в камере сгорания» © 2015
journals.ssau.ru/index.php/vestnik/article/download/2651/2659
- 4.Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. М.,«Машиностроение» 1977, 216

- 5.В. В. Водолажченко, и др. Проектирование тепловозных двигателей. Изд-во «Транспорт», 1972, стр. I— 224.
- 6.Холмянский А.И. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: конспект лекций. – Омск: СибАДИ, 2010 г. – 153 с.
- 7.Биргер И.А., Мавлютов Р.Р., Сопротивление материалов: Учебное пособие. – М.: Наука. Гл. ред. физ. – мат. Лит., 1986. – 560 с.
- 8.Г.В. Ломакин, М.А. Мацулевич «Методика оценки граничных условий при решении задачи определения теплового состояния поршня бензинового двигателя», Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение» 2014, том 14, №1
- 9.Кузьмин Н.А., Донато И.О. «Выбор граничных условий для моделирования теплонапряженности деталей машин», Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева № 1 (86)
- 10.Бабанин В.В. «Алгоритм нахождения температурного состояния поршня и его термоупругих деформаций», Известия ТулГУ. Технические науки. 2010. Вып. 1.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Максимов В.Г., Ницевич А.Д., Ткачев А.А., Вовк П.Е.

Ключевые слова: стальные поршни, дизельные двигатели, многокомпонентное напряженное состояние, выносливость, метод конечных элементов, программный комплекс ANSYS.

Резюме

Приведен алгоритм выполнения расчета на прочность поршня дизельного двигателя грузового автомобиля с использованием метода конечных элементов. Приведенный алгоритм включает в себя порядок определения действующих напряжений и коэффициента запаса прочности в теле поршня с учетом его многокомпонентного напряженного состояния. Рассмотрен порядок построения расчета в программном комплексе ANSYS.

CALCULATION ON DURABILITY PISTON DIESEL ENGINE LORRY METHOD FINAL ELEMENTS

Maksimov V.G., Nitsevich A.D., Tkachev A.A., Vovk P.E.

Key words: steel pistons, diesel engines, the multicomponent intense condition, endurance, a method of final elements, программный complex ANSYS.

Summary

In this paper, the algorithm performance of strength stroke diesel engine of the truck using the finite element method. The algorithm includes a procedure for determining operating stresses and safety factor in the body of the piston considering its multi-stress condition. Consider constructing calculation procedure to program complex ANSYS.