

О.В. Білогуб

ПРОФІЛЮВАННЯ ПОВЕРХНІ ПАЛЬЦЕВОГО ОТВОРУ В БОБИЩІ ПОРШНЯ

Мінімізація маси поршневого комплекту, що складається з трьох основних деталей – поршня, пальця і шатуна, пов'язана, в тому числі, і з можливістю зменшення діаметра сталевого пальця. З іншого боку зменшення його діаметра неодмінно приводить до збільшення напружень в пальцевому отворі (ПО) поршня і можливого руйнування. Відомо, що зменшення маси поршневого комплекту від 5 до 20% призводить до підвищення вихідних параметрів ДВЗ – моменту та потужності 1% до 4,5%. Метою дослідження є визначення можливості зниження напружень в ПО за рахунок профілювання його поверхні при зменшенні діаметра поршневого пальця. Наведено алгоритм дослідження, що складається з побудови геометричної моделі поршневого комплекту, навантаження надлишковим тиском з урахуванням пластичності матеріалу, модифікації геометрії ПО і перевірки напружень навантаженого стану. Модель умовного поршня має наступну геометрію: діаметр – 80 мм; висота – 60 мм; компресійна висота – 30 мм; діаметр пальцевого отвору – 18 мм; відстань між бобишками – 28 мм. Матеріал поршня – сплав на основі алюмінію – AISI 2014-0, матеріал пальця і шатуна – сталь AISI 1020. Умови навантаження тиском: з урахуванням пластичності – нелінійне, гармонійне, 2 цикли, максимальна амплітуда – 8 МПа; перевірочне – статичне, 6,5 МПа. Виявлено зону в ПО, що змінюється з залишковими деформаціями, максимальна остаточна деформація практично не відрізняється в першому та другому циклах навантаження (0,0081 проти 0,0084). Залишкові деформації мають місце на 1/3 довжини від внутрішнього краю бобишки. Абсолютні залишкові деформації наведено в вигляді розгортки зміни радіусу ПО. Максимальне значення становить близько 0,04 мм. Цей результат є основою для модифікації геометрії поверхні пальцевого отвору. Модифікована геометрія ПО отримана розточуванням циліндричної поверхні профілем, що змодельовано відповідним слайдом на геометричній моделі. Вісь розточування зміщена на 0,02 мм від осі ПО. Перевірочне моделювання показало, що усереднені навантаження по кромці моделі складають 143 для циліндричного і 107 МПа для модифікованого ПО (-25% для модифікованого профілю).

Ключові слова: поршень; пальцевий отвір; профіль, пластична деформація; напруження

Вступ. Вдосконалення поршнів в основному стосуються вивчення особливостей тертя в спряженні «спідниця поршня – циліндр» та профілюванню зовнішньої поверхні його спідниці [1-10]. Свого часу в АО «АВТРАМАТ» (Харківський завод ПОРШЕНЬ) було проведено серію розрахункових і експериментальних робіт щодо впливу маси поршня на показники двигуна [9], які показали, що вплив цей досить суттєвий (результати експериментів представлено на рис.1). Експерименти стосувалися виключно автомобільних тонкостінних поршнів діаметром від 72 до 100 мм.

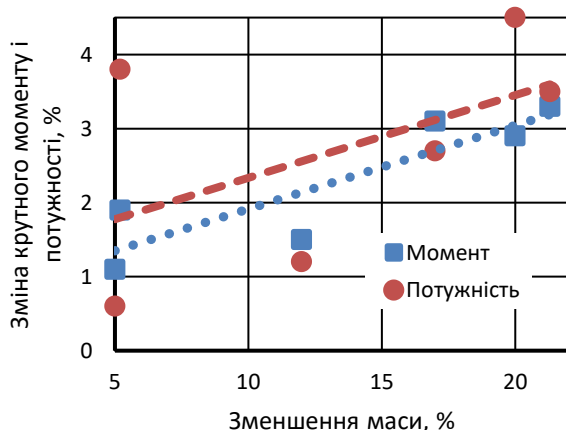


Рис.1. Зміна моменту та потужності двигуна, що пов'язана з масою поршня

З рис. 1 видно, що зменшення маси (разом зі зміною деяких інших геометричних параметрів – зменшення протишумового зміщення осі пальця та зменшення контактної поверхні «юбка-циліндр») призводить до підвищення вихідних параметрів ДВЗ – моменту та потужності від 1% до 4,5%. Фізична сутність цього проста – зменшення маси зменшує сили інерції, що пропорційні знакозмінним прискоренням поршневого комплекту, що в свою чергу, призводить до зменшення роботи тертя і підвищенню механічного ККД двигуна. Інші чинники впливу – контактні поверхні і зміщення пальця працюють аналогічно.

Складові поршневого комплекту – це поршень з алюмінієвого сплаву, сталевий палець, чавунні (сталеві) кільця. В роботах [9, 10] докладно описана процедура мінімізації маси поршня. Масу комплекту можна зменшити ще більше зменшуючи діаметр (масу) пальця. На рис.2 наведено таку залежність для умовного поршня діаметром 80 мм. Товщина стінки пальця – 5 мм, довжина пальця – 65 мм. Видно, що зменшення діаметра від 22 до 17 мм призведе до зменшення маси комплекту на 19 г, з 20 до 18 – на 8 г.

Тож мінімізація маси [1, 4, 9] поршневого комплекту за рахунок зменшення діаметру пальця є актуальною задачею. Однак зменшення діаметру пальця (пальцевого отвору (ПО) в бобишках поршня) неодмінно призведе до збільшення напружень в місцях їх дотику.

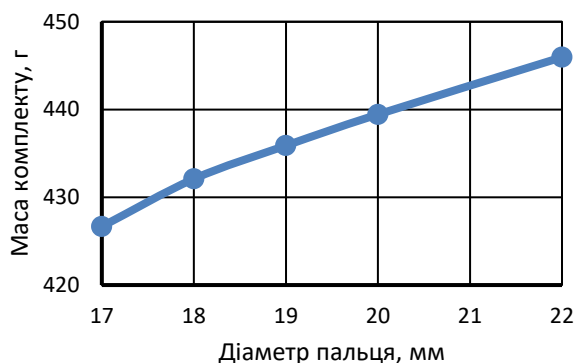


Рис.2. Залежність маси поршневого комплексу від діаметра пальця

Метою дослідження є визначенню можливості зниження напружень в ПО за рахунок профілювання його поверхні при зменшенні діаметра поршневого пальця. Алгоритм дослідження наведено на рис.3.

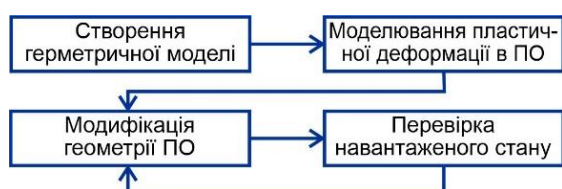


Рис.3. Схема проведення дослідження

Моделювання пластичної деформації потрібно для створення «відбитку» пальця на поверхні ПО для подальшої зміни геометрії.

Створення геометричної моделі. На рис. 4 наведено модель умовного поршня, що взято до дослідження. Основні параметри: діаметр – 80 мм; висота – 60 мм; компресійна висота – 30 мм; діаметр пальцевого отвору – 18 мм¹; відстань між бобишками – 28 мм. Матеріал поршня – сплав на основі алюмінію – AISI 2014-0, матеріал пальця і шатуна – сталь AISI 1020. Комплект симетричний по двох площинах при розташуванні деталей відповідно положенню КШМ в ВМТ. Розрахункова модель представляє чверть поршня, пальця і шатуна.

Моделювання пластичної деформації. Застосовано «нелінійне» дослідження в SW Simulation. Модель пластичної деформації – за фон Мізесом. Навантаження (рис. 5) – тиск, що діє на дно поршня по гармонічному закону з максимальною амплітудою 8 МПа, що перевищує максимальний робочий тиск на 1,5 МПа. Для моделювання запропоновано 2 цикли.

¹ Зазвичай діаметр пальця поршнів такого розміру – 20 мм і більше

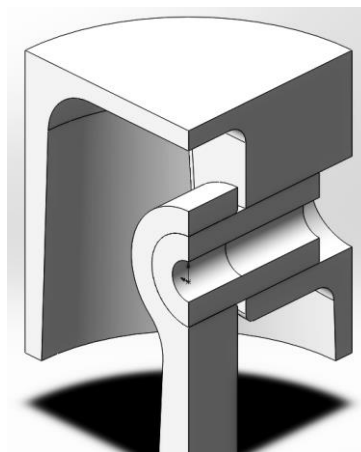


Рис. 4. Геометрична модель поршня

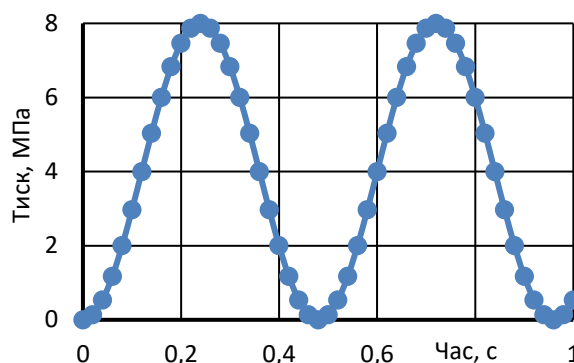


Рис. 5. Графік навантаження

На рис. 6 показано «датчики», що розташовані на кромці по розрізу ПО, а на рис. 7 і 8 – напруження і деформації, в цих «датчиках» відповідно. Вузлам 118, 95, 92, відповідають елементи 2451, 1194 та 2128. З наведених графіків видно, що є зона на кромці ПО, що зминається з залишковими деформаціями. При цьому на другому циклі навантаження остаточна деформація практично не відрізняється від такої на першому (0,0081 проти 0,0084). З графіків також видно, що залишкові деформації є тільки в тій зоні ПО, що ближче до осі поршня. Ближче до периферії (вузол 92 – відповідний елемент 2128) залишкової деформації вже немає, елемент залишився в зоні пружності.

Абсолютні залишкові деформації наведено на рис. 9 в вигляді розгортки ПО. Максимальне значення становить близько 0,04 мм, а на відстані від краю бобишки близько 6 мм і 80° по куту, залишкових деформацій практично немає. Цей результат є

основою для модифікації геометрії поверхні пальцевого отвору. Можна припустити, що геометрія поверхні ПО, що відповідає показаній на рис. 9, допоможе розподілити навантаження і знизити напруження в контакті «палець – ПО» при штатній роботі двигуна.

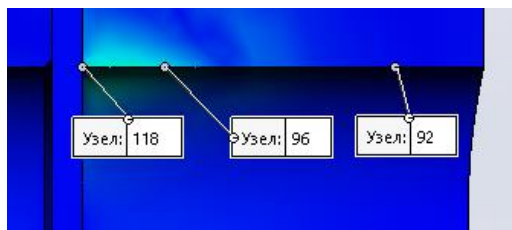


Рис. 6. Розташування «датчиків» в ПО

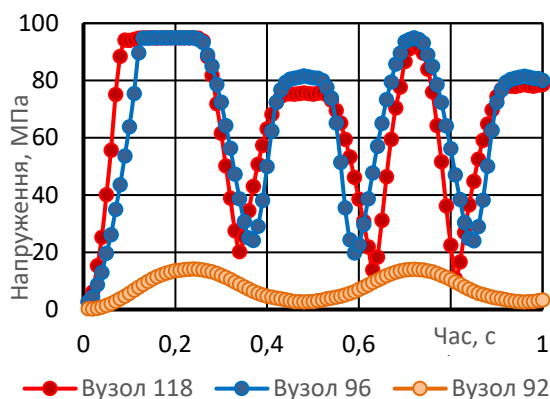


Рис. 7. Напруження в місцях розташування датчиків

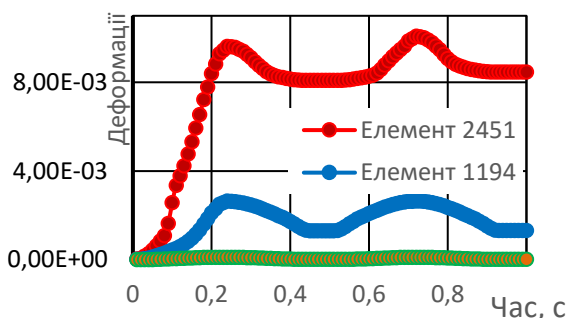


Рис. 8. Залишкові деформації в місцях розташування датчиків

Модифікація геометрії поверхні ПО. Технологічно досить складно зробити на циліндричній поверхні ПО відбиток, що буде відповідати формі на рис. 9. Значно простіше це зробити розточуванням (розкатуванням) із змінням діаметра вздовж ПО відповідно до ма-

ксимальної остаточної деформації, що відповідає деформації вздовж ПО при 0° по рис. 9. Технологічно можливо і зміщення осі розточування відносно осі ПО.

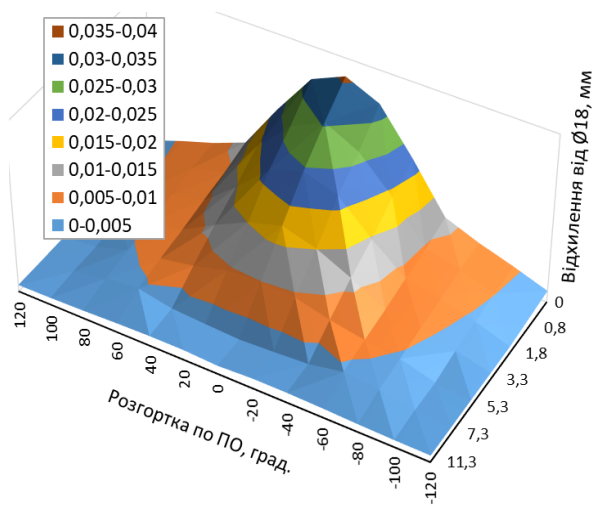


Рис. 9. Залишкові деформації в ПО

Модифікація геометрії поверхні ПО. Технологічно досить складно зробити на циліндричній поверхні ПО відбиток, що буде відповідати формі на рис. 9. Значно простіше це зробити розточуванням (розкатуванням) із змінням діаметра вздовж ПО відповідно до максимальної остаточної деформації, що відповідає деформації вздовж ПО при 0° по рис. 9. Технологічно можливо і зміщення осі розточування відносно осі ПО.

Модифікована геометрія ПО отримана підрізанням циліндричної поверхні профілем по рис. 9 при 0°, що змодельовано відповідним сплайном на геометричній моделі. Вісь розточки зміщена на 0,02 мм.

Перевірочне моделювання навантаженого стану. На рис. 10 а, б представлено розподілення напружень при навантаженні тиском 6,5 МПа циліндричного і модифікованого ПО. На рис. 11 – напруження по верхній кромці ПО.

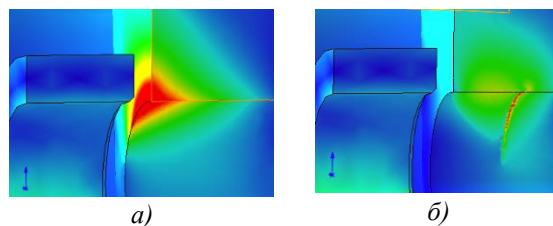


Рис. 10. Залишкові деформації в ПО:
а) – циліндричний отвір; б) – модифікований

Усереднені навантаження по кромці складають 143 і 107 МПа відповідно (-25% для модифікованого профілю). Зміщення осі розточування (з відповідним зменшенням радіусів до утворюючого сплайну) призводить до незначного підвищення напружень.

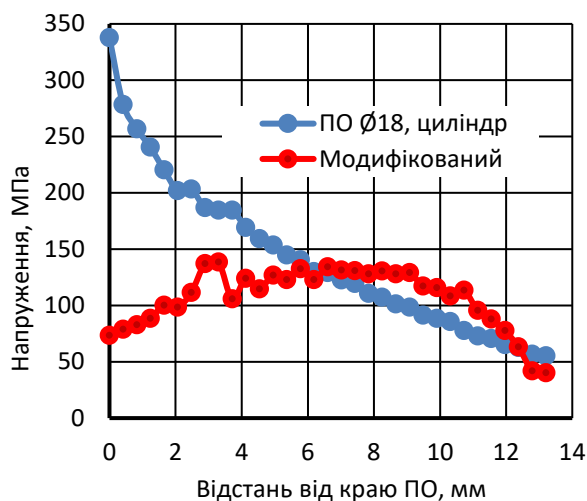


Рис. 11. Розподілення напружень по кромці моделі поршня

Висновки

Виконане дослідження показало, що придання спеціальної форми поверхні ПО, дозволяє шукати мінімальні масогабаритні параметри поршневого комплексу. Показано, що моделювання пластичної деформації з певним перевантаженням допоможе синтезувати складний профіль цієї поверхні і шукати оптимальні, по масі і напруженням геометричні параметри поршня. Результати дослідження стануть в нагоді спеціалістам і студентам для розуміння сумісної дії деталей поршневого комплексу.

Список літератури:

1. Белозуб А. В. Новые подходы к конструированию поршней / А. В. Белозуб // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2000. – Вып. 19. – С. 201–206.
2. Robust Piston Design and Optimization for Assisted Analysis of Secondary Piston Motion / R. Hoffman, A. Sudjianto, X. Du, J. Stout // *SAE Technical Paper 2003-01-0148*. – 2003. – 12 с, doi: 10.4271/2003-01-0148.
3. Krzyzak Z. “Zero-wear” of piston skirt surface topography / Z. Krzyzak, P. Pawlus // *Wear*. – 2006. – № 260. – С. 554–561.
3. Meng X. A new numerical analysis for piston skirt–liner system lubrication considering the effects of connecting rod inertia / X. Meng, Y. Xie // *Tribol. Int.* – 2012. – № 47. – С. 235–243.
4. Influence of pin assembly on the wear behavior of piston skirt / J. Zhang, Z. Piao, L. Deng [et al.] // *Eng. Fail. Anal.* – 2018. – № 89. – С. 28–36.
5. Zhang J. Influence of skirt profile structure of gasoline engine piston on the friction and wear characteristics under standard conditions / J. Zhang, Z. Piao, S. Liu // *Tribol.* – 2018. – № 140. – С. 021703.
6. Investigation of wear behavior of graphite coating on aluminum piston skirt of automobile engine / J. Zhang, Z. Piao, S. Liu [et al.] // *Eng. Failure Anal.* –

2019. – № 97. – С. 408–415.
7. Рождественский Ю. В. Радиальное профилирование направляющей части поршня двигателя внутреннего сгорания / Ю. В. Рождественский, А. И. Гусев // *Вестник ЮГУ*. – № 11 – 2006 – С. 73–78.
8. Totaro P. Introducing a New Piston Skirt Profile to Reduce Engine Friction / P. Totaro, Z. Westerfield, T. Tian // *SAE Technical Paper 2016-01-1046*. – 2016. – 8 с. doi:10.4271/2016-01-1046.
9. Белозуб А. В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства / А. В. Белозуб // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. – 2010. – № 3. – С. 27–40.
10. Nguyen Van Duong Thermal-Stress State of the Piston During Transient Diesel Operation, Synthesis of the Piston Profile / Nguyen Van Duong, O. Bilohub, Ye. Martseniuk // *International Scientific and Technical Conference on Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. ICTM2019: proceedings*, 28–30 Nov. 2019, Kharkiv. – Cham: Springer, 2020. – С. 310–324. – (*Advances in Intelligent Systems and Computing. AISC; Vol. 1113*). – doi: 10.1007/978-3-030-37618-5_27.

Bibliography (transliterated):

1. Belohub, A. V. (2000) “New approaches to piston design” [*Novye podkhody k konstruyrovaniyu porshnei*]. “Aerospace technic and technology” [*Avyatsyonno-kosmicheskaya tekhnika y tekhnolohiya*], vol. 19, pp. 201–206.
2. Hoffman, R., Sudjianto, A., Du, X., Stout, J. (2003) “Robust Piston Design and Optimization for Assisted Analysis of Secondary Piston Motion”. *SAE Technical Paper 2003-01-0148*. 12p. doi: 10.4271/2003-01-0148.
3. Krzyzak, Z. Pawlus, P. (2006) ““Zero-wear” of piston skirt surface topography”. *Wear*, vol. 260, pp. 554–561.
3. Meng, X., Xie, Y. (2012) “A new numerical analysis for piston skirt–liner system lubrication considering the effects of connecting rod inertia”. *Tribol. Int.*, vol. 47, pp. 235–243.
4. Zhang, J., Piao, Z., Deng, L., Zhang, S., Liu, J. (2018) “Influence of pin assembly on the wear behavior of piston skirt”. *Eng. Fail. Anal.*, vol. 89, pp. 28–36.
5. Zhang, J., Piao, Z., Liu, S. (2018) “Influence of skirt profile structure of gasoline engine piston on the friction and wear characteristics under standard conditions”. *Tribol.*, vol. 140, pp. 021703.
6. Jian, Z., Zhong-yu, P., Shi-ying, L., Sheng-wei, S., Li-jun, D. (2019) “Investigation of wear behavior of graphite coating on aluminum piston skirt of automobile engine”. *Eng. Failure Anal.*, vol. 97, pp. 408–415.
7. Rozhdestvenskiy, Yu. V., Husev, A. Y. (2006) “Radial profiling of the piston guide of an internal combustion engine” [*Radyalnoe profilyrovaniye napravlia-yushchei chasty porshnia dvyhatelya vnutrenneho shoraniya*]. “Bulletin of the South Ural State University” [*Vestnyk YurHU*], no. 11, pp. 73–78.
8. Totaro, P. Westerfield, Z., Tian, T. (2016) “Introducing a New Piston Skirt Profile to Reduce Engine Friction”. *SAE Technical Paper 2016-01-1046*. 8 p. doi: 10.4271/2016-01-1046.
9. Belohub, A. V. (2010) “Life cycle support for thin-walled internal combustion engine pistons based on integrated design and manufacturing technology” [*Podderzhka zhynzennoho tsykla tonkostennykh porshnei DVS na osnove tekhnolohyy yntehryrovannoho proektyrovaniya y proyzvodstva*]. “Eastern-European Journal of Enterprises Technologies” [*Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnolohiy*], no. 3, pp. 27–40.
10. Ngu-yen Van Duong, Bilohub, O., Martseniuk, Ye. (2020) “Thermal-Stress State of the Piston During Transient Diesel Operation, Synthesis of the Piston Profile”. *International Scientific and Technical Conference on Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. ICTM2019: proceedings*, 28–30 Nov. 2019,

Білогуб Олександр Віталійович – доктор техн. наук, проф., професор кафедри авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університета ім. М.Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна, e-mail: o.bilogub@khai.edu, <http://orcid.org/> ID: 0000-0003-2801-2903.

PROFILING THE SURFACE OF THE PIN HOLE IN THE PISTON BODY

O.V. Bilohub

Minimization of the mass of the piston kit, which consists of three main parts - piston, pin and connecting rod, is connected, among other things, with the possibility of reducing the diameter of the steel pin. On the other hand, a decrease in its diameter inevitably leads to an increase in stresses in the piston pin hole (PPH) and possible destruction. It is known that reducing the mass of the piston set from 5 to 20% leads to an increase in the output parameters of the internal combustion engine - torque and power by 1% to 4.5%. The purpose of the study is to determine the possibility of reducing the stresses in the bearing due to the profiling of its surface while reducing the diameter of the piston pin. The research algorithm is presented, which consists of building a geometric model of the piston assembly, loading with excessive pressure taking into account the plasticity of the material, modifying the geometry of the PPH and checking the stresses of the loaded state. The conventional piston model has the following geometry: diameter – 80 mm; height – 60 mm; compression height – 30 mm; the diameter of the finger hole is 18 mm; the distance between the bumps is 28 mm. Piston material – aluminum-based alloy – AISI 2014-0, pin and connecting rod material – AISI 1020 steel. Pressure loading conditions: taking into account plasticity – nonlinear, harmonic, 2 cycles, maximum amplitude – 8 MPa; test - static, 6.5 MPa. A crumpling zone with residual deformations was detected in the PPH, the maximum final deformation practically does not differ in the first and second load cycles (0.0081 vs. 0.0084). Residual deformations occur 1/3 of the length from the inner edge of the head. The absolute residual deformations are given in the form of a sweep of the change in the PPH radius. The maximum value is about 0.04 mm. This result is the basis for modifying the geometry of the surface of the finger hole. The modified geometry of the PPH is obtained by boring the cylindrical surface with a profile modeled by the appropriate spline on the geometric model. The boring axis is offset by 0.02 mm from the PPH axis. Verification modeling showed that the averaged loads on the edge of the model are 143 MPa for the cylindrical and 107 MPa for the modified PPH (-25% for the modified profile).

Key words: piston; finger hole; profile; plastic deformation; stress.

УДК 621.8

DOI: 10.20998/0419-8719.2024.1.03

О.Ю. Ліньков, В.В. Пильов, А.П. Марченко, С.А. Кравченко, Г.В. Малишев, О.М. Клименко

АНАЛІЗ ПРИЧИН РУЙНУВАННЯ ГОЛОВКИ ЦИЛІНДРА ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Розглянуто проблему виходу з ладу головки циліндрів двигуна внутрішнього згорання. Проаналізовано фактори, що впливають на надійність головки циліндра на протязі заданого ресурсу. Серед зон, що найбільше потерпають розглянуто: перетинки між клапанами і між клапаном і форсункою, випускні канали, міста кріплення, площина поверхні, яка контактує з блоком. Проведено аналіз існуючих робіт в даному напрямку. Зазвичай, вирішується питання надійності окремої зони, про що можна знайти багато статей та патентів. На сьогоднішній день роботи, що комплексно розглядають проблему надійності усіх проблемних зон, які пов'язані з головкою циліндра, не відомі. В даній роботі визначено характер впливу на напружений стан головки циліндра від різних чинників: температурних навантажень, навантажень від тиску робочого тіла в циліндрі, навантажень, що виникають при закріпленні. Шляхи вирішення проблем з надійністю окремих елементів існують і вирішуються багатьма дослідниками, проте доцільність їх впровадження не є однозначною. Так, покращення тепловідведення від найбільш нагрітих поверхонь може призвести до збільшення частки впливу від інших факторів. Вирішення проблеми надійності потребує всебічного розгляду та комплексного підходу. При модернізації чи розробці нової конструкції обов'язковим стає розрахункове дослідження з урахуванням як можна більш повного спектру факторів впливу у системі, яка поєднує усі складові елементи, що входять до цього вузла. Сучасні системи інженерного аналізу дозволяють виконувати такі дослідження. Важливим, також, є достатнє знання про властивості матеріалів, що значною мірою впливає на якість результатів розрахункових досліджень. Зміну параметрів тепловідведення з часом можна врахувати за допомогою граничних умов, що дозволить дослідити як буде поводити себе головка циліндрів через деякий час експлуатації.

Ключові слова: головка циліндрів; надійність; фактори впливу; напружений стан; температурний стан; вдосконалення конструкції.

Вступ

Питання надійності завжди актуальні для елементів двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ), що

формують об'єм камери стискання та знаходяться під впливом значних тисків і температур. Головка циліндра є одним з таких елементів, оскільки на неї

діють сили газів, сили від затяжки болтів і термічні навантаження. В той же час вона є складовою конструкції систем впуску і випуску, в ній розташовано канал під паливну форсунку (в двигунах з безпосереднім впорскуванням палива) або канал під свічку запалення.

Відповідно до конструкції головки циліндрів можна поділяти за такими параметрами:

- спосіб охолодження (від периферії до центру, від центру до периферії);
- кількість, розміри та розташування каналів підведення охолоджуючої рідини;
- кількість клапанів газорозподілу на циліндр (двох, трьох, чотирьох та більшої кількості клапанів або без клапанів);
- кількість ярусів внутрішніх порожнин (один, два та більше);
- особливості відокремлених частин ярусів внутрішніх порожнин (з охолоджуючою рідиною чи без неї, особливості каналів з'єднання);
- особливості каналів з'єднання відокремлених частин ярусів з охолоджуючою рідиною;
- кількість, розміри та розташування елементів кріплення;
- особливості розташування додаткових елементів в тілі головки;
- особливості розташування об'єму металу головки в зоні розпилювача форсунки та міжклапанних перетинок;
- особливості конструкції встановлення сідел клапанів (з натягом, плаваючого типу тощо).

Залежно від ступеня навантаження і особливостей конструкції в якості матеріалів головки циліндра використовують алюмінієві сплави, чавун, сталь. Останні два матеріали використовують у більш навантажених конструкціях.

Критичними зонами головки, що найбільш часто руйнуються (рис. 1), є:

- перемички між клапанами;
- перемички між випускними клапанами і отвором паливної форсунки;
- випускні канали;
- площа прилягання головки до блока;
- під направляючими клапанів.

Окрім конструктивних особливостей головки циліндрів, слід зазначити, що причин які призводять до виходу двигуна з ладу через її поломку є декілька. Найбільшою з них є термічні навантаження, через які у головці збільшуються внутрішні напруження і виникають тріщини і порушення геометрії. До цього може призвести порушення роботи системи охолодження двигуна, його перенавантаження, різкі зміни

режиму роботи, незадовільна робота паливної системи, наявність нагару, наявність відкладень чи іржі в зоні відведення теплоти. Серед цих причин також слід відзначити недотримання вимог до складання, недотримання технології виготовлення, низьку або недостатню для даної конструкції і рівня форсування якість матеріалу.

Перспективним матеріалом для кришок дизелів вважаються чавуни із вермікулярним графітом (Compacted Graphite Iron - CGI); Структура цих чавунів формується під дією комплексного модифікатора, що містить магній і рідкоземельні метали. Графіт набуває кулясту (близько 20%) та пластинчасту форму. Остання являє собою взаємопов'язані пелюстки, але на відміну від пластинчастого графіту у сірому чавуні, вона має меншу довжину, більшу товщину і округлі кромки.

Серед досліджень які спрямовані на покращення надійності головки циліндрів мають місце пропозиції щодо покращення теплового стану зони випускного клапана за рахунок локального охолодження цієї зони [1-4]. Вказаний захід може значно покращити стан окремих зон з надмірним термічним навантаженням, але потребує реалізації пов'язаних конструктивних рішень, а це може бути обмеженим габаритами та наявними конструктивними особливостями. Досягти успішного локального охолодження усіх існуючих проблемних зон без негативного впливу на надійність конструкції може бути неможливо. В патенті [5] пропонується додати до конструкції сітчастий тепловий екран, що дозволить краще розподілити теплові потоки всередині головки. Додавання високотеплопровідних елементів може бути перспективним напрямом роботи, але додавання вказаного елемента до конструкції може негативно вплинути на її жорсткість. Патент [6] пропонує поділити головку на дві частини і використовувати натрій в якості охолоджуючої рідини в нижній. Існують роботи, в яких пропонується поділити головку на яруси з організацією потоку охолоджуючої рідини, що може призвести до вирівнювання температурного стану головки – такий метод вже успішно застосовується, хоча і потребує відповідного рівня технологічного обладнання. Також, подібна організація внутрішньої структури головки може сприяти підвищенню міцності конструкції [7].

В роботі [8] пропонується застосовувати складену конструкцію головки з кількох елементів, що дозволить спростити окремі з них, відповідно покращивши якість відливок і внутрішніх поверхонь головки, та вплинути на процес тепловідведення.

На сьогодні, в умовах постійного тренду до збільшення питомої потужності енергетичних устано-

вок, питання дотримання ресурсу та надійності конструкції деталей, що формують робочий об'єм двигуна, постають все більш актуальними. В ряді випадків головка циліндра чи/та поршень не забезпечують навіть вказаного виробником ресурсу, що є значною проблемою і призводить до високовартісних та тривалих ремонтів [9]. Як показують дослідження [10], для алюмінієвих сплавів, що застосовують у двигунобудуванні, вже слід брати до уваги і межу повзучості матеріалу.

Винахідники розглядають проблеми сідла клапана і прямої втулки клапана окремо [3, 4], а не у системі головки, сідла, клапанів, напрямних втулок і форсунок. У відомих на сьогодні публікаціях відсутній комплексний підхід до вирішення проблеми надійності елементів двигуна зі значними тепловими навантаженнями, в той час як покращення впливу окремого фактору може призводити до погіршення впливу інших факторів на практиці.

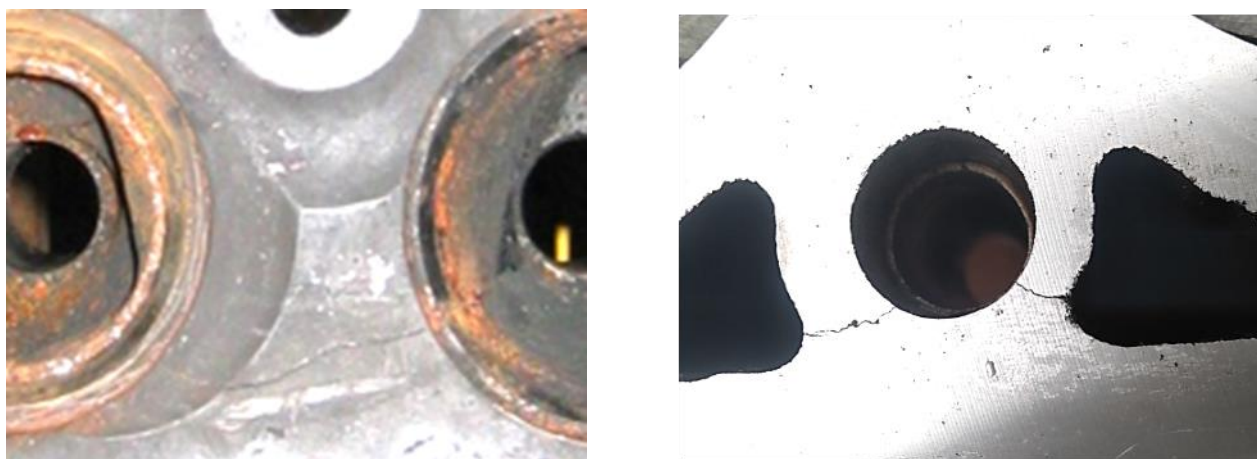


Рис. 1. Приклади втрати надійності головкою циліндра

Основна частина

Подібно до раніше представленої схеми факторів що впливають на тривалу надійність поршня [11]

можна створити схему для головки циліндра, як це зроблено на рис. 2.

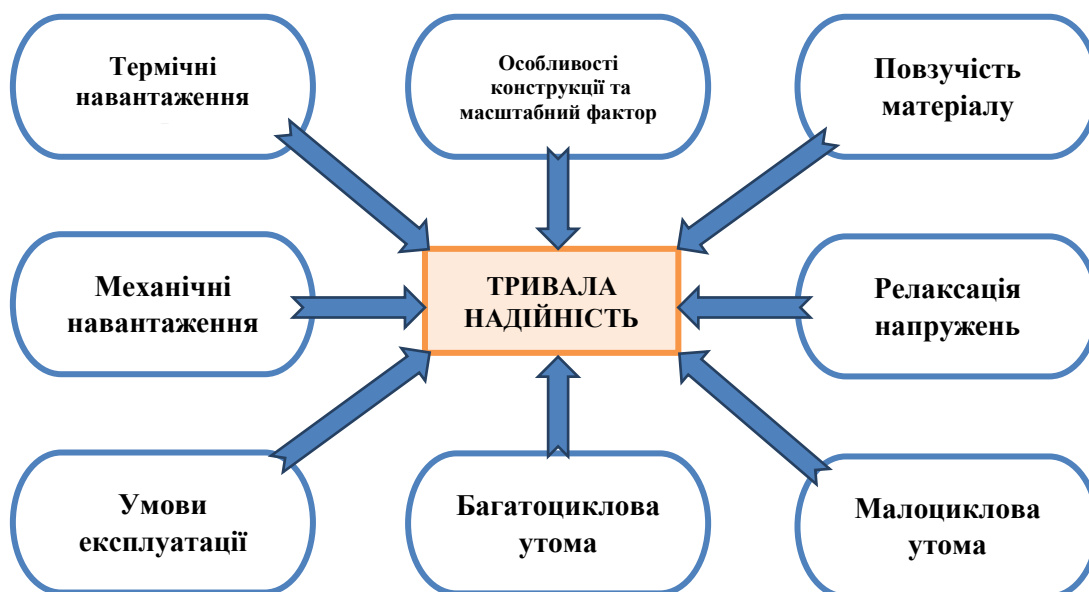


Рис. 2. Фактори що впливають на тривалу надійність

Серед термічних навантажень слід відмітити несиметричність теплопідведення (може змінюватись з часом через появу нагару) та теплопідведення.

Масштабний фактор додається до особливостей конструкції оскільки перепади температур є більшими при більших розмірах головок, механічні навантаження також викликають більші деформації

елементів конструкції при більших розмірах головок, тобто проблема загострюється.

Для кожної критичної зони головки можна визначити параметри що впливають на її надійність і, відповідно, вказати напрями корегування для підвищення надійності конструкції у цих зонах. Загальна схема наведена на рис. 3.



Рис. 3. Схема шляхів забезпечення надійності головки циліндра

Розглянемо далі кожну з вказаних вразливих зон.

Тріщини у перемичці між клапанами з'являються через значний перепад температури матеріалу у цій зоні. Гарячі відпрацьовані гази з однієї сторони і свіжий потік повітря або паливоповітряної суміші з іншої призводять до значних внутрішніх напружень у матеріалі. Для вирішення цієї проблеми необхідно збільшувати теплопідведення від зони випускних клапанів, особливо зі сторони впускних клапанів. Подібне складно забезпечити враховуючи їх близькість один до одного та наявність поруч інших елементів конструкції.

Сказане вище повною мірою відноситься і до перетинки між отвором під форсунку та клапанами. Через конструктивні та технологічні особливості вказаних вузлів у них складно забезпечити потрібне теплопідведення і для цього необхідно приймати спеціальні конструктивні рішення. Одним з можливих шляхів є зменшення товщини денця головки. Це покращує теплопідведення, але, в той же час, зменшує надійність конструкції, збільшивши вплив від інших факторів.

Випускні канали також стикаються зі значними перепадами температур маючи незначну товщину і при наявності неякісного лиття, похибок обробки чи зовнішніх ударних впливів у них також можуть з'являтися тріщини.

Наявність локального впливу високих температур призводить до зміни геометрії головки, а особливо її площини, що забезпечує герметичність циліндра та каналів з охолоджуючою рідиною. Даний тип виходу з ладу є більш характерним для багатоциліндрових головок. При перегріванні головки вона може набути критичних значень напруження, більших за ті, що відповідають порогу повзучості матеріалу і, як результат, значних відхилень від початкової геометрії, що перевищують допустимі. Отже при розрахунках також слід враховувати і явище повзучості. Таке можливо при перенавантаженні двигуна або при різких і значних змінах режиму роботи двигуна. Вказане підсилюється і зменшенням теплопідведення з часом через відкладення та корозію на внутрішніх поверхнях контакту охолоджуючої рідини з гарячими поверхнями [9], що

можна побачити на рис. 4. Погіршення тепловідведення можна врахувати при розрахункових дослідженнях зміною відповідних граничних умов. Такі дослідження можуть бути корисними при прогнозуванні надійності конструкції з часом.

Наявність серед причин руйнування головки зміни режиму роботи двигуна свідчить про помилки при проектуванні конструкції. В той же час, виявити подібні помилки на етапі проектування вкрай важко.



Рис. 4. Приклад стану внутрішньої поверхні головки циліндрів [12]

Тріщини у місцях кріплення можуть бути пов'язані з людським фактором – недотриманням порядку затягування чи моменту затягування цих кріплень – і додатково можуть бути підсилені конструктивними недоліками. Приклад нерівномірності напружень, викликаних цим фактором, наведено на рис. 5.

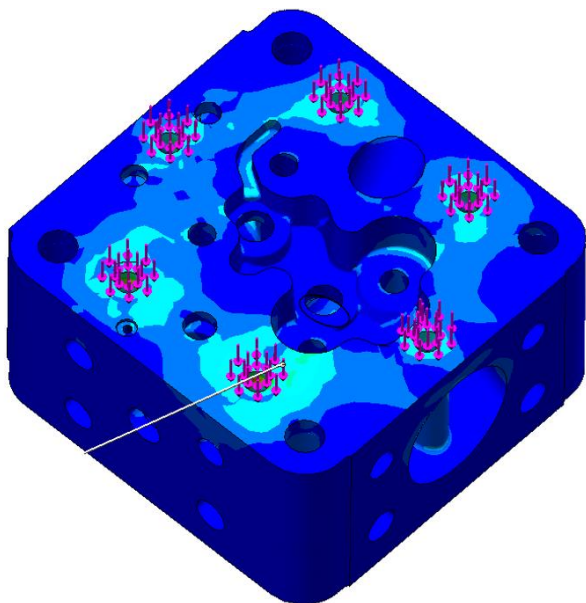


Рис. 5. Нерівномірність напружень конструкції від зусилля затягування

Можна побачити відмінності напружень які обумовлені особливостями внутрішньої конструкції деталі. В той же час, слід відзначити, що хоча ці напруження є незначними, вони додають негативного впливу до більш визначних факторів.

Тріщини під направляючими виникають не часто і пов'язані, здебільшого, з дефектами матеріалу або з недотриманням технології.

Ще одним фактором, що впливає на величину напружень, є тиск від робочого тіла двигуна. У дизельних двигунах з безпосереднім впорскуванням максимальне значення тиску може складати 12...18 МПа. На рис. 6 показано розподіл напружень по головці, що виникають від тиску (а) і від температури (б). Це значні сили і, як показують розрахунки, найбільший вклад у напружений стан головки циліндра вносить температура.

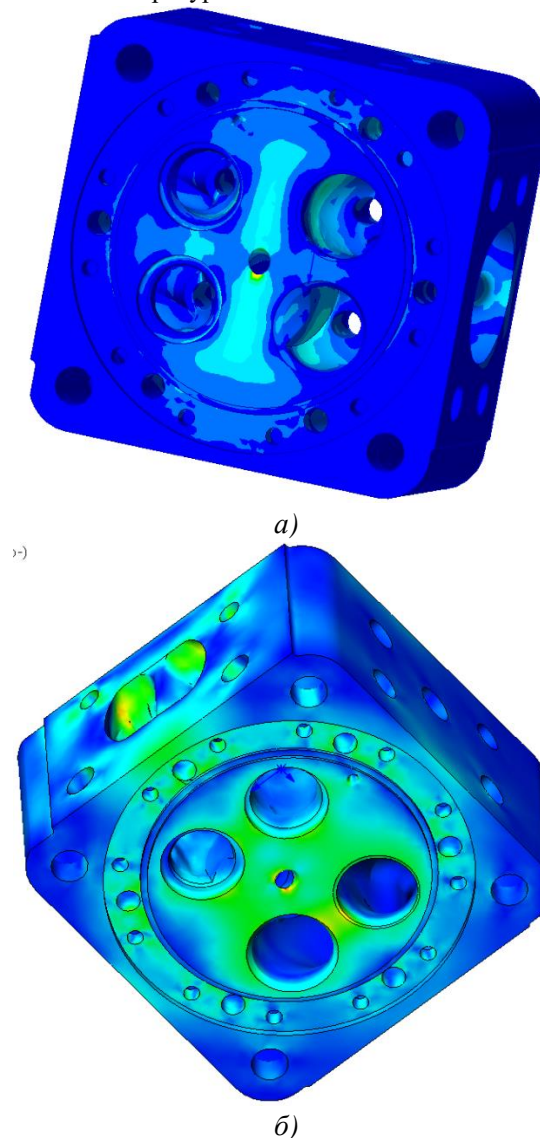


Рис. 6. Вигляд напруженого стану головки циліндра від:
а) тиску ($P_z = 17$ МПа);
б) термічного навантаження

Покращення напруженого стану потребує вдосконалення конструкції для забезпечення більшого тепловідведення від більш нагрітих зон і зменшення тепловідведення від менш нагрітих зон, в тому числі із урахуванням гідродинамічних особливостей організації підведення свіжого повітря або паливоповітряної суміші, відведення відпрацьованих газів та циркуляції охолоджуючої рідини.

Важливим також є забезпечення рівномірних навантажень, що виникають при затягуванні кріплення головки та перевірка рівня навантажень від тиску у зонах, що формують камеру згоряння.

Слід зазначити, що наявна проблема забезпечення надійності головок циліндрів протягом заданого терміну експлуатації при досягнутих рівнях форсування ДВЗ і, особливо, при підвищенні цих рівнів при збільшенні розмірності циліндру та розмірів головки до сьогодні не є вирішеною. Лише комплексне урахування усіх факторів, що були зазначені вище, може дозволити вирішення цієї проблеми.

Висновки

В роботі розглянуто основні зони руйнування та фактори, що впливають на надійність головок циліндрів двигунів внутрішнього згоряння. За основні напрями покращення надійності головок циліндрів можна виділити кілька основних.

Перший – це забезпечення більш рівномірного температурного стану головок, оскільки основним фактором втрати надійності є саме їх температурний стан. При цьому проектування нових конструкцій повинно комплексно враховувати широкий спектр навантажень і необхідність забезпечення специфічних умов, що дозволять утримати напруження у припустимих для матеріалу межах при високих значеннях питомої потужності двигуна.

Другий – корегування властивостей матеріалу. Як варіант – застосування нових матеріалів, наприклад, чавуна із вермікулярним графітом (CGI), що володіє більш високими показниками термічної стійкості (показник термічної витривалості в 1,5 - 2 рази вище, ніж у застосовуваного зараз матеріалу - високоміцного чавуну).

Третій – модель повинна бути повною, тобто включати комплект деталей, що встановлюються до головки (сідла клапанів, клапани, напрямні втулки, форсунки), а також враховувати процеси руху охолоджуючої рідини, мастила та газів у порожнинах і каналах головки, бо теплообмін з ними значно впливає на фізичний стан конструкції.

Список літератури:

1. Головка циліндрів : пат. 39843 Україна. F02F1/24 / А.Ф. Шеховцов, О.В. Триньов та ін. – № 99063298; заявл.

15.06.1999; опуб. 15.06.2001, бюл. № 5/2001. 2. Головка циліндра теплоізолюваного двигуна внутрішнього згоряння : пат. SU 1548490 A1. 5F 02F 1/40A / М.Л.Копилов, А.Ф. Шеховцов та ін. – № 4421121; заявл. 04.05.1988; опуб. 07.03.1990, бюл. №9. 3. Триньов О.В. Розрахунково-експериментальне дослідження умов роботи сполучення випускний клапан - напрямна втулка / О.В. Триньов, В.Т. Коваленко, А.М. Авраменко, С.А. Сиротін // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : сб. наук. пр. Темат. вип. : Транспортне машинобудування. – 2007. – № 33. – С. 184-187. 4. Триньов О.В. Шляхи покращення теплонапруженого стану випускного клапана швидкохідного автотракторного дизеля на перехідних режимах / В.О. Пильов, А.А. Лебедев // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : сб. наук. пр. Темат. вип. : Автомобіле- і тракторобудування. – 2015. – № 10 (1119). – С. 151-156. 5. Головка циліндра : пат. SU 1638342. F02F 1/24 / Л.С. Аришинов, Л.М. Жмудяк та ін. – № 4680378; заявл. 18.04.1989; опуб. 30.03.1991, бюл. №12. 6. Головка циліндра двигуна внутрішнього згоряння : пат. SU 1052686. F01P 3/2. /І.А. Барський, Г.В. Орлова. – № 3462589; заявл. 19.05.1982; опуб. 07.11.1983, бюл. №41. 7. Engine cylinder head: pat. US20070240670. F02B 23/10 / Todd M. Adams. – № 11403715; заявл. 13.04.2006; опуб. 18.10.2007. 8. Кравченко С.О. Покращення конструкції головки циліндрів середньообертового дизеля / С.О. Кравченко, О.Ю. Лінков, В.В. Пильов // Матеріали 10-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування». – Херсонська державна морська академія, 2019. 9. Покращення теплонапруженого стану днища головки циліндрів середньообертового дизеля / О. Ю. Лінков [та ін.] // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2017. – № 2. – С. 44-47. 10. Марченко А. П. Концептуальні положення щодо забезпечення надійності поршнів форсованих дизелів протягом заданого ресурсу / О. Ю. Лінков, В. В. Пильов, С. В. Луков, Р. Ариан, В. О. Пильов // Двигуни внутрішнього згоряння = Internal Combustion Engines. –2022. – № 1. – С. 3-12. 11. Pylyov V.O. The influence of load modes on the resource reliability of engine parts of agricultural machinery / Pylyov V.O., Linkov O., Samoilenko D., Mordivintseva I., Lykov S. // Transport Means. – 2020. 12. Лінков О.Ю. Оцінка впливу нагару на температурний стан денця головки циліндрів середньообертового дизеля / О.Ю. Лінков, В.В. Пильов, С.А. Кравченко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2016. – №1. – С. 29-33.

Bibliography (transliterated):

1. Cylinder head [Holovka tsylindriv] patent 39843 Ukraine. F02F1/24 / A.F. Shekhovtsov, O.V. Trynov. – № 99063298. 15.06.1999; pub. 15.06.2001, № 5/2001. 2. The cylinder head of a heat-insulated internal combustion engine [Holovka tsylindra teploizolovanoho dyvuhuna vnutrishnoho zghoriannia] patent SU 1548490 A1. 5F 02F 1/40A / M.L.Kopylov, A.F.Shekhovtsov. – № 4421121; 04.05.1988; pub. 07.03.1990, №9. 3. Trynov, O.V., Kovalenko, V.T., Avramenko, A.M., Syrotin, S.A. (2007), "Computational and experimental study of the operating conditions of the outlet valve - guide sleeve connection" ["Rozrakhunkovo-eksperymentalne doslidzhennia umov roboty spoluchennia vypusknyi klapan - napriamna vtulka"] Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: Transport engineering, Kharkiv: NTU "KhPI", No 33, pp. 184-187. 4. Trynov, O.V., Pylov, V.O., Lebedev, A.A. (2015) "Ways to improve the thermally stressed state of the exhaust valve of a high-speed auto tractor diesel in transient modes" ["Shliakhy pokrashchennia teplotnapruzhenoho stanu vypusknoho klapanu shvydkokhidnoho avtotraktornoho dyzelia na perekhidnykh rezhymakh"] Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: Automobile and tractor construction,

Kharkiv: NTU "KhPI", No 10 (1119), pp. 151-156. 5. Arshynov, L.S., Zhmudiak, L.M. (1991), Cylinder head [Holovka tsylindriv] patent SU 1638342. F02F 1/24, № 4680378; 18.04.1989; pub. 30.03.1991, №12. 6. Barskyi, I.A., Orlova, H.V. (1982), Cylinder head of an internal combustion engine [Holovka tsylindra dvyhuna vnutrishnoho zghoriannia] patent SU 1052686. F01P 3/2, № 3462589; 19.05.1982; pub. 07.11.1983, №41. 7. Todd M. Adams (2006), Engine cylinder head: patent. US20070240670. F02B 23/10, № 11403715; 13.04.2006; pub. 18.10.2007. 8. Kravchenko, S.A., Linkov, O.Iu., Pylov, V.V. (2019), "Improvement of the design of the cylinder head of a medium-speed diesel engine" ["Pokrashchennia konstruktsii holovky tsylindriv serednoobertovoho dyzelia"], Materials of the 10th International Scientific and Practical Conference "Modern energy installations on transport and technologies and equipment for their maintenance", Kherson State Maritime Academy. 9. Linkov, O.U., Pylov, V.V., Kravchenko, S.O., Bedyn, D.V. (2017), "Improvement of the heat-suppressed status of the cylinder head of the medium-speed diesel" ["Pokrashchennia teplonapruzhеного стану dnyshcha holovky

tsylindriv serednoobertovoho dyzelia"], Internal combustion engines, No. 2, pp. 44-47. 10. Marchenko, A. P., Linkov, O. Yu., Pylov, V. V., Lykov, S. V., Aryan, R., Pylov, V. O. (2022), "Conceptual issues on ensuring the reliability of a forced diesel piston during a given resource" ["Konseptualni polozhennia shchodo zabezpechennia nadiinosti porshniv forsovanykh dyzeliv protiahom zadanoho resursu"], Internal combustion engines, No. 1, pp. 3-12. 11. Pylov, V.O., Linkov, O., Samoilenko, D., Mordivintseva, I., Lykov, S. (2020), "The influence of load modes on the resource reliability of engine parts of agricultural machinery", Transport Means. 12. Linkov, O.Iu., Pylov, V.V., Kravchenko, S.A. (2016), "Assessment of the influence of carbon deposits on the temperature state of the cylinder head bottom of a medium-speed diesel engine" ["Otsenka vliyaniya nahara na temperaturnoe sostoianye dnyshcha holovky tsylindrov sredneobortnoho dyzelia"], Internal combustion engines, No. 1, pp. 29-33. <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2016.1.06>

Надійшла до редакції 28.06.2024 р.

Ліньков Олег Юрійович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Oleh.Linkov@kphi.edu.ua, orcid.org/0000-0002-2780-2412.

Пильов Вячеслав Володимирович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: viacheslav.pylov@kphi.edu.ua .

Марченко Андрій Петрович – доктор техн. наук, професор, проректор з наукової роботи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua.

Кравченко Сергій Олександрович – доктор техн. наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: dvskphi2016@gmail.com

Малишев Герман Володимирович – науковий співробітник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: zavodamo1@gmail.com

Клименко Олександр Миколайович – канд. техн. наук, Харків, Україна, e-mail: Oleksandr.Klymenko@ieec.kphi.edu.ua

ANALYSIS OF THE CAUSES OF CYLINDER HEAD FAILURE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

O.U. Linkov, V.V. Pylov, A.P. Marchenko, S.O. Kravchenko, G.V.Malishev, O.M. Klymenko

The problem of failure of the cylinder head of an internal combustion engine is considered. The factors influencing the reliability of the cylinder head over a given service life are analyzed. Among the areas that suffer the most are considered: partition between valves and between the valve and the nozzle, exhaust channels, attachment points, the plane of the surface that is in contact with the block. An analysis of existing works was carried out. Usually, the issue of reliability of a separate zone is solved, about which you can find many articles and patents. To date, there are no known works that comprehensively consider the problem of the reliability of all problem areas related to the cylinder head. This work describes the nature of the influence on the stressed state of the cylinder head from various factors: temperature loads, loads from the pressure of the working body in the cylinder, loads arising during fastening. Ways to solve problems with the reliability of individual elements exist and are being solved by many researchers, but the expediency of their implementation is ambiguous. Thus, improving heat removal from the hottest surfaces can lead to an increase in the share of influence from other factors. Solving the problem of reliability requires comprehensive consideration and a comprehensive approach. Thus, when modernizing or developing a new design, it becomes mandatory to carry out a calculation study taking into account the most complete range of factors affecting the system, which combines all the constituent elements included in this node. Modern engineering analysis systems allow such studies to be performed. It is also important to have sufficient knowledge about the properties of materials, which significantly affects the quality of the results of calculation studies. The change in heat dissipation parameters over time can be taken into account with the help of boundary conditions, which will allow us to study how the cylinder head will behave after some time of operation.

Keywords: cylinder head; reliability; influencing factors; tense state; temperature condition; improvement of the design.