

**О. В. ТРИНЬОВ**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХП»;

**О. М. КУЛИШ**, студент, НТУ «ХП»;

**О. П. МОГИЛЬНИЙ**, студент, НТУ «ХП»

## **ОЦІНКА ЖОРСТКОСТІ ТАРІЛКИ КЛАПАНА АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ В БЕЗМОТОРНОМУ ЕКСПЕРИМЕНТІ**

Робота спрямована на підвищення точності та достовірності моделювання теплонапруженості стану деталей клапанного вузла форсованих автотракторних дизелів з використанням кінцевої елементної вузлової математичної моделі. Важливу роль у формуванні напружено-деформованого стану клапана в умовах експлуатації грає механічна складова від сил тиску газів в циліндрі ДВЗ. Коректне завдання граничних умов задачі механіки, вибір схеми закріплення деталі дозволяють оцінити реальний розподіл складових напружено-деформованого стану, намітити шляхи його поліпшення. Одним з таких шляхів може стати раціональний вибір конструктивного параметра – жорсткості тарілки клапана. Підвищення жорсткості тарілки клапана, як показали проведені дослідження, істотно підвищує моторесурс клапана і його надійність.

**Ключові слова:** моделювання, теплонапружений стан, клапан, клапанний вузол, математична модель, напружено-деформований стан, граничні умови, жорсткість тарілки клапана, безмоторний експеримент, статичне навантаження.

**Вступ.** Однією з важливих вимог до деталей камери згоряння (КЗ) сучасних, форсованих автотракторних ДВЗ є висока надійність, достатній моторесурс. Значний вплив на моторесурс деталей клапанного вузла мають процеси зношення в спряженні тарілка клапана – сідло. Процеси зношення в цьому спряженні, як доводять численні дослідження цієї проблеми, залежать від сукупності технологічних, експлуатаційних та конструктивних факторів. Зупинимось на конструктивних факторах, зокрема жорсткості тарілки. Деформація тарілки клапана під дією термічних і механічних навантажень в значній мірі залежить саме від жорсткості. Зі зменшенням жорсткості тарілки згинальні напруження в стрижні клапана зменшуються, але при цьому збільшується циклічна деформація тарілки в зоні опорної фаски при прикладенні сили тиску газів, її номінальної величини  $P_z$ . Підтвердження такого висновку знаходимо, наприклад, в роботах [1, 2].

Прискорене зношення опорної фаски клапана і сідла в головці циліндрів автори [1] пояснюють відносним просковзуванням контактуючих деталей в спряженні внаслідок деформації тарілки з недостатньою жорсткістю під дією газових сил. Доводиться також, що прискорене зношення сідел впускних клапанів (більший діаметр тарілки, менша жорсткість) у порівнянні з впускними пов'язане не з погіршенням повітроочищення, а зі зменшеною жорсткістю тарілки впускного клапана. З використанням розробленої на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» математичної моделі теплонапруженого стану (ТНС) клапанного вузла швидкохідного дизеля стало можливим проведення детального аналізу ТНС впускного клапана, визначення шляхом математичного моделювання та безпосередньо в експерименті впливу

механічної складової на пружньодеформований стан тарілки клапана. При цьому розглядалися конструктивні варіанти з різною жорсткістю тарілки. Крім того, проведення безмоторного експерименту з механічним навантаженням клапана дало змогу переконатися у правильному виборі схеми закріплення клапана, від якої залежить достовірність усіх послідуєчих висновків.

**Аналіз публікацій.** Безмоторні експерименти для уточнення напружено-деформованого стану деталей ДВЗ, визначення конструктивних факторів, які впливають на його формування, є важливим елементом в процесі доведення, оптимізації конструкції теплонапружених деталей форсованих ДВЗ. Для підтвердження можна навести декілька прикладів [3, 4, 5].

Так в роботі [3] наводиться опис методики прискорених випробувань шатунів форсованого швидкохідного дизеля 5ТДФ. У процесі тривалих експлуатаційних випробувань шатуни руйнувалися по стрижню. При цьому шатун руйнувався в зоні верхньої головки, руйнування мало утомний характер й починалося на поверхні маслопідвідного каналу. Для визначення реальних напруг у стрижні шатуна на лабораторному стенді була проведена статична тензометрія, яка засвідчила, що при стиску шатуна в середній частині двотавра виникають розтягуючі напруження. Для прискорення випробувань та визначення дієвих заходів щодо усунення дефектів було призначено знакопостійний цикл з  $P_{\max}=45$  т (в реальних умовах – 12,5 т). Шатун для випробування вставлявся в пристосування, в якому палець верхньої головки шатуна мав дещо менший діаметр, ніж розточення цієї головки шатуна. Вкладиші нижньої головки не застосовували, нижня головка опиралась на полувал. При безмоторному моделюванні навантаження розвиток і характер дефекту – тріщини повністю співпадав з експлуатаційними.

Опис методів безмоторного моделювання напружено-деформованого стану поршнів автотракторних ДВЗ для уточнення граничних умов задачі механіки знаходимо, наприклад, в роботах [6, 7, 8, 9, 10].

В дослідженні [6] для уточнення схеми закріплення тонкостінного поршня швидкохідного автомобільного ДВЗ проводився спрощений розрахунок напружено-деформованого стану без врахування термічної і динамічної складових. Такі спрощення автори [6] пояснюють і аргументують тим, що для такої конструкції температурні навантаження несуттєво впливають на розподіл напружень в тілі поршня. В даному випадку безмоторний експеримент слугував для визначення площі і форми зони контакту пар: поршневий палець – бобишка поршня; юбка поршня – стінка гільзи циліндра. Імітація силового навантаження поршня в циліндрі ДВЗ здійснюється за рахунок стискання мастила спеціальним навантажувальним

поршнем, який переміщується в циліндрі на зустріч досліджуваному поршню. Величина тиску контролюється манометром, зєднаним з циліндром мідною трубкою. Навантаження поршня проводять у відповідності з обраними режимами роботи двигуна для характерних точок, взятих з індикаторної діаграми, поточного положення поршня і шатуна. Таким чином, проводиться статичне навантаження нерухомо закріпленого поршня без підведення теплоти. Поршень у циліндрі ущільнений гумовими кільцями і препаровано тензодатчиками [6].

В роботі [1] наводиться опис безмоторного експерименту, проведеного для визначення деформації тарілки клапана при прикладенні статичного навантаження. При підготовці власного дослідження жорсткості тарілки клапана були враховані в основному рекомендації [1]. Як слідує з [1], клапан встановлювали в спеціально розробленому корпусі, який в зоні спряження сідло – клапан повторював за своєю геометрією конструкцію серійної головки циліндрів. Клапан навантажувався зі сторони тарілки гідравлічним шляхом, тиск моторного мастила під тарілкою контролювався манометром, а деформації тарілки в окремих точках тороїдальної поверхні клапана контролювали мікрометричним індикатором [1]. Як було встановлено в роботі [1], величина прогинання тарілки суттєво змінювалася лише в перетинах поблизу зовнішніх діаметрів тарілки, тому було б доцільно зосередити вимірювання саме в цій зоні.

**Мета і постановка задачі.** Мета роботи – підвищення надійності, збільшення моторесурсу деталей клапанного вузла швидкохідних автотракторних дизелів.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішувались наступні задачі:

- підготовка і проведення безмоторного експерименту з визначенням впливу жорсткості тарілки клапана на її деформації при прикладенні механічної складової;
- математичне моделювання ТНС клапана при прикладенні лише механічного навантаження – силу тиску газів, порівняльний аналіз деформацій тарілки клапана, розрахункових та експериментальних, при необхідності внесення змін в схему закріплення клапана в задачі механіки напружено-деформованого стану;
- аналіз ТНС варіантів клапанів – серійного і дослідного зі зменшеною жорсткістю тарілки.

**Безмоторний експеримент з визначення деформованого стану клапана при статичному навантаженні.** Основним елементом безмоторного стенду є складений корпус, збірне креслення якого представлено на рис. 1.

Деталь – корпус повторює відповідну внутрішню конфігурацію каналів і порожнин

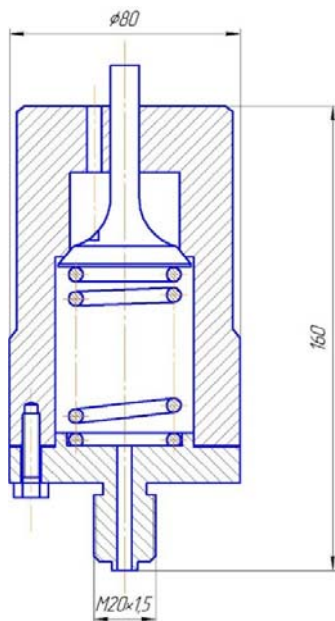


Рис. 1 – Складений корпус, збірне креслення

установки, а також дослідні зразки клапанів представлені на рис. 2 та на рис. 3.

поблизу клапанного гнізда головки циліндрів, нижня деталь – фланець служить, по-перше, для утворення герметичного об'єму під тарілкою клапана і, по-друге, для приєднання до гідравлічної системи вантажопоршневого навантажувального пристрою, в якому для контролю тиску мастила використано манометр. Для розміщення і фіксації чутливого елемента мікрометричного індикатора на тороїдальній поверхні тарілки в зоні поблизу опорної фаски клапана виконано ступінчасту вибірку. З цією ж метою в корпусній деталі виконується наскрізний отвір. Мікрометричний індикатор закріплено на складеному корпусі, для його розміщення стрижні дослідних варіантів клапанів укорочені. Загальний вид лабораторної



Рис. 2 – Лабораторна установка



Рис. 3 – Дослідні зразки випускних клапанів

Для проведення експерименту були підготовлені два варіанти випускних клапанів дизеля СМД – 18Н (4ЧН12/14). Матеріал клапанів – сталь 4Х10С2М. Дообробка клапанів зводилась до укорочення стрижня, який в даному випадку не зазнає дії клапанної пружини, як видно з рис. 1, а також на одному з клапанів був зменшений з 19 до 10 мм радіус спряження між тарілкою і стрижнем клапана. Клапан зі зменшеним радіусом спряження мав

меншу жорсткість. Таким чином проводилася оцінка впливу жорсткості на деформацію тарілки поблизу опорної фаски.

Для вимірювання деформації в контрольній зоні тарілки використовувався мікрометричний індикатор (індикаторногооборотний, тип 1 – 1 МИГ ГОСТ 9696 – 82), який дозволяє контролювати переміщення с точністю до 1 мкм.

Для кожного з варіантів клапанів за допомогою вантажопоршневого пристрою здійснювалось ступінчасте навантаження зі зміною тиску від 0 до 100 кгс/см<sup>2</sup> і розвантаження в зворотному напрямку. При цьому для кожного встановленого значення тиску фіксувалась деформація – переміщення контрольної зони тарілки. Результати випробувань представлені в табл. 1 і табл. 2.

Таблиця 1 – Деформації контрольної зони серійного клапана  
(радіус спряження  $R=19$  мм).

Тиск, кгс/см <sup>2</sup>	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Деформації, мкм	2	5	8	9,5	11	13	15	16	19	21
	5	7,5	10	12	13,5	15,5	17	19	20	21

Таблиця 2 – Деформації контрольної зони дослідного клапана  
(радіус спряження  $R=10$  мм).

Тиск, кгс/см <sup>2</sup>	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Деформації, мкм	4	7	9	11	13	15	17	18	20	22
	6	8,5	11	13	15	15,5	18	20	20	22

Таким чином, за результатами прямих вимірювань можна стверджувати, що зменшення жорсткості клапана зі зменшеним радіусом спряження приводить до збільшення переміщень контрольної зони тарілки в середньому на 10 – 12% в даному діапазоні навантажень, обмеженому максимальним тиском на номінальному режимі ( $P_z=9 - 10$  МПа).

**Математичне моделювання ТНС клапана.** В розрахунковій частині дослідження моделюється ТНС випускного клапана, як окремої деталі. Клапан вважається закріпленим по опорній фасці в зоні контакту з сідлом. Закріплення забезпечується заданням переміщення опорної поверхні клапана в напрямку нормалі  $U_n=0$ . При цьому використовується місцева система координат, пов'язана з опорним скінченим елементом. Контактна задача для спряження клапан – сідло передбачає використання контактної прошки  $S_k$ , задається його товщина і жорсткість. Кінематичні зв'язки, прикладені до прошки  $S_k$ , виключають переміщення клапана в напрямку нормалі  $n$ , але допускають переміщення по дотичній (сили тертя, або ж нульові дотичні напруження в зоні контакту). При виконанні розрахунків використовується програмне забезпечення КРОК, розробник ІПМаш НАН України.

Серія розрахунків включала, по-перше, визначення напружено-деформованого стану серійного і дослідного варіантів клапанів при прикладенні лише механічного навантаження від сили тиску газів  $P_Z=9,0$  МПа, по-друге, визначення напружень та деформацій в контрольних зонах випускних клапанів з урахуванням термічної складової на номінальному режимі роботи дизеля. Для останнього випадку були використані граничні умови задачі теплопровідності, відпрацьовані і уточнені на основі моторних досліджень, які наводяться, наприклад, в роботах [11, 12]. Розглядалися такі складові напружено-деформованого стану як деформації в радіальному і в осьовому напрямках, інтенсивності напружень  $\sigma_i$  та компоненти тензора напружень, а саме:  $\sigma_R$  – радіальні,  $\sigma_Z$  – осьові,  $\sigma_\theta$  – колові,  $\tau$  – дотичні. Аналіз ТНС було проведено для найбільш напружених ділянок на розрахунковій поверхні тарілки клапана. Розміщення контрольних точок для досліджуваних варіантів наводимо на рис. 4.

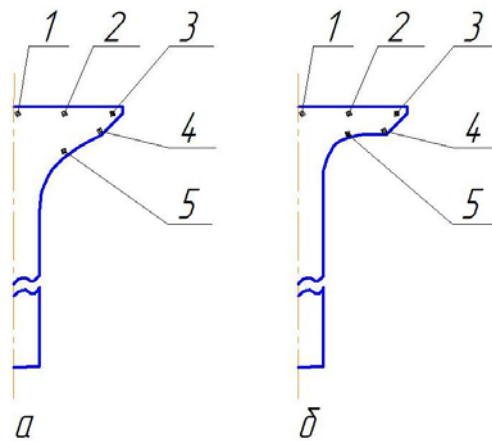


Рис. 4 – Розрахункові перетини випускних клапанів:  
*a* – серійний; *б* – зі зменшеним радіусом спряження

При цьому контрольна точка 5 була обрана для порівняння деформацій, отриманих в експерименті та в розрахунках (зона ступінчастої вибірки на галтелі тарілки).

Так, якщо за результатами експерименту осьові деформації в точці 5 склали 19 – 20 мкм, то за результатами розрахункового моделювання при прикладенні такого ж навантаження вони дещо збільшилися до 22 – 23 мкм (розбіжність  $\approx 10\%$ ). Такий результат можна вважати цілком задовільний, а вибрану схему закріплення клапана коректною.

Аналіз деформованого стану клапанів та розподілу складових напруженого стану виявив значний, переважаючий вплив термічної складової. В цілому тепловий стан тарілки клапана не суттєво залежить від внесеної конструктивної зміни (зменшення радіуса спряження галтелі до  $R=10$  мм). Максимальні температури по контрольним точкам на вогневій

поверхні тарілки (т. 1 – 3) змінюються від 755 °С в центрі до 730 °С поблизу опорної фаски. Температури в точці 4 зменшуються до 690 – 700 °С, а в точці 5 маємо 710 – 715 °С. Розподіл ізоліній температур є типовим для випускних клапанів швидкохідних дизелів зі вставними сідлами в головці циліндрів. В повній мірі проявляється недостатнє тепловідведення через вставне сідло в головку циліндрів. Як наслідок обмеженого тепловідведення, спостерігаємо її значні температурні деформації в контрольних точках. Так по вогневій поверхні тарілки маємо теплові переміщення в радіальному напрямку, які змінюються від 15 мкм в центрі тарілки (точка 1) до 170 мкм на периферії (точка 3). В осьовому напрямку на цій же поверхні тарілки теплове розширення складає 160 – 167 мкм. Теплові деформації в точці 5 також значні і для варіантів клапанів в осьовому напрямку складають 90 – 100 мкм, а в радіальному 80 – 90 мкм. Відмінності в теплових деформаціях для дослідних варіантів не виходить за межі 2 – 5 мкм, що засвідчує в даному випадку несуттєву роль досліджуваного конструктивного параметра – радіуса спряження  $R_{на}$  тепловий деформований стан.

В цілому по теплообмінній поверхні клапана зі зменшеним радіусом спряження спостерігається незначне збільшення (в середньому на 8 – 10%) температур в найбільш нагрітих зонах тарілки у порівнянні з серійним варіантом, але при цьому спостерігається зменшення температурних градієнтів як в радіальному, так і в вісьовому напрямках, що можна пояснити деяким зменшенням об'єму тарілки і вирівнюванням температур. Аналіз напруженого стану для найбільш напружених точок тарілки (т. 1 – 4) можна провести, скориставшись табл. 3 та табл. 4.

Таблиця 3 – Інтенсивності і компоненти тензора напружень в контрольних зонах серійного клапана ( $n=1800 \text{ хв}^{-1}$ ,  $N_e=73,6 \text{ кВт}$ ), МПа

Номер точки	$\sigma_R$	$\sigma_Z$	$\sigma_\theta$	$\tau$	$\sigma_i$
1	-69,1	-9,1	-68,9	0,2	59,8
2	-81,7	-9,2	-66,1	0,7	66,0
3	-9,8	-9,4	-26,7	0,9	17,1
4	-69,1	-73,1	15,1	-43,2	116,0

Таблиця 4 – Інтенсивності і компоненти тензора напружень в контрольних зонах дослідного клапана зі зменшеним радіусом спряження ( $R=10 \text{ мм}$ ), МПа

Номер точки	$\sigma_R$	$\sigma_Z$	$\sigma_\theta$	$\tau$	$\sigma_i$
1	-71,0	-9,0	-71,1	0,1	62,1
2	-78,5	-9,3	-67,8	0,1	64,3
3	-8,7	-9,8	-33,2	1,3	24,0
4	-53,9	-48,8	17,5	-40,8	98,7

Колові напруження для дослідного клапана (табл. 4), як і у випадку серійного клапана, відіграють визначальну роль у формуванні напруженого

стану клапана. Максимальні стискаючі колові напруження (-71,1 МПа) спостерігаються в центрі тарілки, в той же час як для серійного клапана зона максимальних напружень такого ж рівня дещо зміщується в сторону опорної фаски. При цьому поблизу кромки дослідного клапана колові напруження збільшуються (-33,2 МПа у дослідного і -26,7 МПа у серійного). Інтенсивності напружень тарілки дослідного клапана зі сторони КЗ змінюються більш плавно. Введення конструктивної зміни – зменшеного радіусу спряження на даному установленому режимі навантаження не вносить помітних змін в розподіл осьових напружень. Стискаючі осьові напруження в нижній частині тарілки переходять в розтягуючі напруження у верхній її частині. Максимальні радіальні напруження спостерігаються, як і у випадку серійної конструкції, приблизно посередині між центром і кромкою тарілки і складають - 78,5 МПа. Радіальні напруження в нижній частині тарілки переходять від стискаючих до розтягуючих у верхній частині, різко зменшуючись.

**Висновки.** Проведений безмоторний експеримент зі статичним навантаженням дослідних варіантів клапанів шляхом прямих вимірювань дозволив встановити залежність жорсткості тарілки від такого конструктивного параметра як радіус спряження. При зменшенні радіусу спряження майже вдвічі податливість (жорсткість) тарілки збільшилась на 10 – 12%. При цьому проведений розрахунковий аналіз напружено-деформованого стану контрольних варіантів не виявив суттєвих змін як у тепловому, так і у напруженому стані тарілки. Можна відзначити переважаючий вплив термічної складової на рівень сумарних деформацій тарілки. В подальшому передбачається пошук інших конструктивних, технологічних факторів, які б в більшій мірі впливали на жорсткість клапана, зокрема, і на моторесурс клапанного вузла в цілому.

**Список літератури:** 1. Еременко Б. С. Аналитическое и экспериментальное определение жесткости тарелки клапана и ее влияние на износ гнезда головки цилиндров / Б. С. Еременко., И. Л. Рудерман // Двигатели внутр. сгорания. – 1969. – №1 – с.97 – 104. 2. Балюк Б. К. Надежность механизмов газораспределения быстроходных дизелей / Б. К. Балюк, А. Е. Божко. – М. : «Машиностроение», 1979. – 160 с. 3. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згорання : Серія підручників у 6 томах. т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А. П. Марченко., М. К. Рязанцев., А. Ф. Шеховцов. – Харків : Прапор, 2004. – 288 с. 4. Оценка износостойкости цилиндров двигателей ГАЗ и ЗМЗ методом ускоренных стендовых испытаний / И. Б. Гурвич. – «Автомобильная промышленность», 1971, №11. 5. Заявка № 200902605 (Україна). Пристрій для випробування клапанів двигунів внутрішнього згорання. G01N 15/00, від 23.03.2009. 6. Зотов А. А. Разработка и научное обоснование методики эффективного проектирования поршней двигателей внутреннего сгорания / Зотов А. А., Гусев Ю. А., Белогуб А. В. // Двигатели внутр. сгорания. – 2007. – №1. – с. 38 – 43. 7. Разработка конструкции и исследование теплонапряженного состояния поршня дизеля для энергонасыщенного трактора. / А. И. Ворожейнов // Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Харьков : ХИИТ, 1990. 8. Тензорезистор для оценки напряженно-деформированного состояния поршня двигателя внутреннего сгорания / Ю. А. Гусев, Д. Ф.



Симбирский, А. В. Белогуб, А. А. Зотов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Харьков, 2002. Вып. 34. – С. 185-187. **9.** Исследование напряженно-деформированного состояния поршня / А. А. Зотов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Харьков, 2003. Вып. 42/7. – С. 165-167. **10.** Экспериментально-расчетные методы определения силовых граничных условий решением обратной задачи теории упругости / А. В. Олейник, А. А. Зотов, Ю. А. Гусев, А. В. Белогуб // *Вестник двигателестроения. Научно-техн. журнал*. – Запорожье, ОАО "Мотор Сич", 2004. №2 – С.109-112. **11.** *Тринева А. В.* Оценка влияния геометрии тарелки клапана на теплонапряженное состояние выпускных клапанов / А. В. Тринева, А. Н. Абраменко, И. А. Москалев // *Двигатели внутр. сгорания*. – 2005. – №2. – с.76 – 78. **12.** *Тринева А. В.* Улучшение напряженно-деформированного состояния выпускных клапанов форсированных тракторных дизелей : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.04.02 / *Тринева А.В.* – Х. – 1995 – 24 с.

**Bibliography (transliterated):** **1.** *Eremenko B. S.* Analytical and experimental determination of the stiffness of the valve disc and its effect on the wear of the cylinder head slot / *B. S.Eremenko., I. L.Ruderman.* // *Engine inside combustion*. – 1969. – № 1 – p.97 – 104. **2.** *Baluk B. K.* Reliability mechanisms naturally speed diesels / *B. K.Baluk, A. E.Bozhko.* – М. : "Engineering", 1979. – 160. **3.** *Marchenko A. P.* Internal combustion engines : a series of textbooks in 6 volumes. v.2. Tweak designs uprated engine land transport vehicles / *A. P. Marchenko., M. K. Ryazancev., A. F. Shekhovtsov.* – Kharkov : Flag, 2004. - 288. **4.** Evaluation of wear resistance cylinder gas engine and method ZMZ accelerated test bench / *I. B.Gurvich.* – "Automobile industry", 1971, № 11. **5.** The application number 200902605 (Ukraine). Device for testing valves of internal combustion engines. G01N 15/00, dated 23.03.2009. **6.** *Zotov A. A.* Development and scientific substantiation methods of effective design of the internal combustion engine pistons / *Zotov A. A., Gusev Y. A., Belogub A. V.* // *Engine inside combustion*. – 2007. – № 1. – With. 38 – 43. **7.** Development of design and research of heat-stressed state porshneya diesel for power tractors. / *A. I. Vorozheykov* // Thesis for the degree of candidate of technical sciences. – Kharkov : HIIT, 1990. **8.** Gage to evaluate the stress- strain state of the internal combustion engine piston / *Y. A. Gusev, D. F. Simbirskiy, A. V. Belogub, A. A. Zotov* // *Aerospace and Technology*. – Kharkov, 2002. MY. 34. – S. 185 – 187. **9.** Investigation of the stress-strain state of the piston / *A. A. Zotov* // *Aerospace and Technology*. – Kharkov, 2003. MY. 42/7. – S. 165 – 167. **10.** Experimental and computational methods for determining the strength of the boundary conditions by solving the inverse problem of elasticity / *A. V.Oleinik, A. A.Zotov, Y. A.Gusev, A. V. Belogub* // *Herald engine. Scientific and Technical. magazine.*–Zaporozhye, JSC "Motor Sich", 2004. Number 2 –P.109 – 112. **11.** *Trineva A. V.* Assessing the impact of the geometry of the valve plate on the heat-stressed condition of the exhaust valves / *A. V.Trineva, A. N. Abramenko, I. A. Moskalev* // *Engine inside combustion*. – 2005. – № 2. – P.76 – 78. **12.** *Trineva A. V.* Improving the stress-strain state of the forced exhaust valves tractor diesel engines : Author. dis. candidate. tehn. Sciences : 05.04.02 / *Trineva A. V.* – H. – 1995 – 24 p.

*Надійшла (received) 01.04.2014*