

Савчук В.П.,¹
Кухтов В.Г.,²
Манжелей В.С.¹

¹ Херсонська державна морська академія,

e-mail: kaf_energo@ksma.ks.ua

² Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка,

e-mail: nadezhnost@ukr.net

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ПОРШНІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ФІРМИ SULZER Z-ТИПУ

Досліджено вплив змінених конструктивних особливостей поршнів дизельних двигунів Sulzer Z-типу на показники напружено-деформованого стану головки поршня при роботі двигуна на номінальному режимі навантаження

Вступ

Класичною особливістю двигунів Sulzer Z-типу, що збережена всіма модельними рядами, є обертовий поршень. Sulzer запатентував концепцію в 1937 р. після випробувань у ряді двигунів з діаметрами циліндра від 90 до 420 мм, які довели перевагу при використанні нововведення для сильно навантажених тронкових двигунів. Храповий механізм перетворює маятниковий рух шатуна в плавне обертання поршня (рис 1). У шатуна є сферична мала головка, яка забезпечує приблизно на 40 % більше опорної поверхні, ніж поршневий палець.

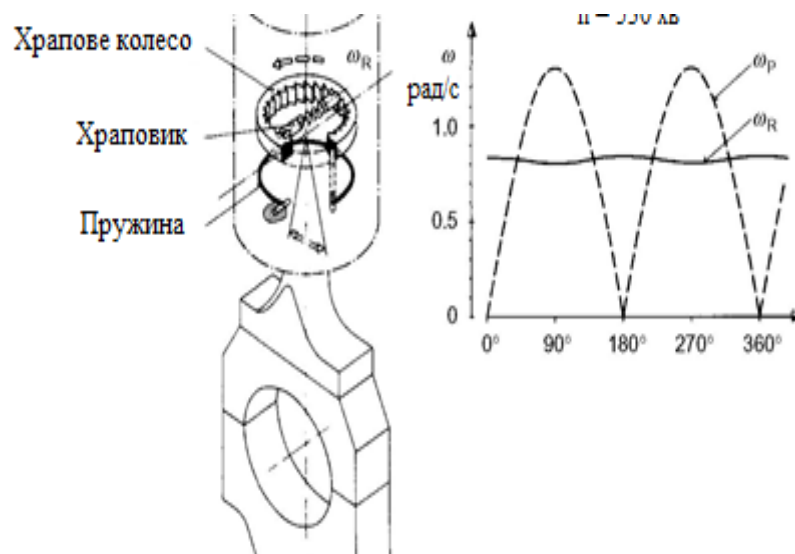


Рис.1 – Принцип роботи обертового поршня: ω_p – кутова швидкість обертання поршня;
 ω_R – кутова швидкість обертання храпового колеса

Обертовий поршень (рис. 2а) був в остаточному підсумку прийнятий у конструкції Z-типу, спочатку введеної у двотактні ДВЗ в 1964 р. Концепція залишалася унікальною для двигунів Z серії і її було прийнято в 1995 р. для модернізованої середньообертової моделі GMT VA55 з діаметром циліндрів 500 мм. (Італійський проектувальник використав компонування з технології Sulzer; обоє пізніше стали елементами Wartsila Corporation).

Sulzer представляє наступні переваги обертового поршня:

– рівномірний розподіл температури навколо головки поршня, оскільки відсутні отвори й інші зони виходу.

– мала й симетрична деформація верхньої опори при відносно більшій площі й сферичної конструкції.

– оптимізація витоків і умов роботи для поршневих кілець, оскільки незначні симетричні деформації поршня дозволяють використання маленького робочого зазору між поршнем і робочою втулкою циліндра.

Низьке споживання мастильних матеріалів забезпечується внаслідок малих теплових зазорів, які мінімізують удари поршнів і усувають потребу в традиційній масляній подушці, у такий спосіб дозволяючи маслоснімному кільцю бути розташованим на більш низькому краї поршневої спідниці.

Гарні умови для несприятливих режимів роботи із самим маленьким ризиком заклинювання, оскільки чавунна спідниця поршня завжди повертається до нової частини поверхні робочої втулки циліндра.

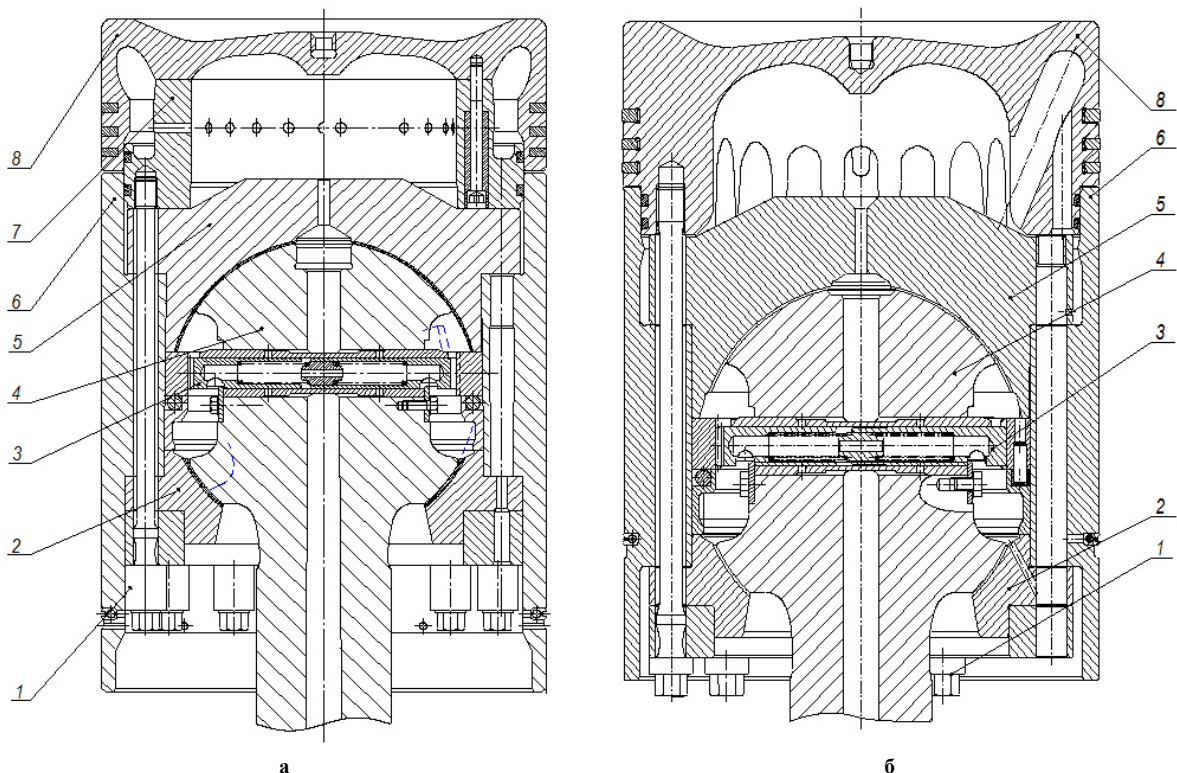


Рис.2 – Поршні двигунів: а – Sulzer ZL40; б – ZA40S 1 – гвинт; 2, 5 – нижній та верхній шарнірні вкладиші; 3 – храповий механізм; 4 – шарнірна головка шатуна; 6 – юбка поршня; 7 – охолоджувальний вкладиш; 8 – головка поршня

Поршень двигунів серії ZA40S (рис. 2а) складається двох частин. Нижня частина складається високоміцного чавуну. Головка поршня кована із високоякісного матеріалу (сталь). Вибір матеріалу й високоміцної конструкції до тиску газів, що мають місце, дозволяє забезпечити мінімальний зазор поршня й гільзи. Малий зазор поршня так само як і конструкція східчастого поршня знижує механічне навантаження на поршневих кільцях, запобігає потрапляння абразивних часток і захищає масляну плівку від відпрацьованих газів.

Спеціальна форма головки поршня полегшує ефективне охолодження. Охолодження, підтримане коктейльним ефектом усередині й зовні, так само й додатковим рядом просвердлених охолоджувальних отворів у корпусі. У такий спосіб температурами керують так, щоб вологості корозії в кільцевих канавках можна було уникнути. Кільцеві канавки індуктивно загартовані. Існує можливість повторного їхнього полірування.

Поршень охолоджується, використовуючи масло, що подається через шатун. Масло перетікає від коливного шатуна до верхньої частини поршня, використовуючи підпружинений розтруб, що ковзає на зовнішньому контурі головки шатуна.

Головка поршня має трохи зменшений діаметр у порівнянні з робочою поверхнею, що залишається. Поршні цієї конструкції називають східчастими поршнями.

Верхня й нижня частина зв'язана, один з одним за допомогою шпильок.

Принцип охолодження поршня заснований на об'єднанні коктейльного ефекту в головці поршня з масляними струменями, розпиленими через напрямні насадки. Це забезпечує зниження температур головки поршня й у такий спосіб запобігає утворенню нагару й забезпечує кращий миючий результат. Оптимізоване розташування отворів охолодження дозволило знизити, напруження приблизно на 10 % із фактично без зміни теплового режиму в температурах днища поршня. Суттєво укріплена периферія має розточення для поліпшення умов охолодження, що також привело до зменшеної теплової деформації днища й отже поліпшило умови роботи для поршня й кілець.

Дослідження напружено-деформованого стану днища поршня

Для проведення порівняльного аналізу напружено-деформованого стану конструкцій головок поршнів двигунів серії ZL40 і ZA40S поршня головного двигуна, нами створено їх твердотільні моделі (рис. 3).



Рис.3 – Твердотільна модель модернізованого днища поршня

В якості матеріалу днища поршня використовується легована сталь із наступними фізико-механічними властивостями:

- модуль пружності $E = 200$ ГПа;
- коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,32$;
- границя міцності на розрив $\sigma_b = 482,5$ МПа;
- границя текучості $\sigma_T = 248,2$ МПа.

Пропоновану модель за допомогою програмного комплексу SolidWorks розділено на скінчені елементи формою тетраедру. Показники сітки приведено у табл. 1.

При дослідженні напруженого стану нами використовувалась схема навантаження, що імітує режим роботи поршня в циліндрі двигуна.

Було здійснено імітацію притягнення днища поршня до його юбки за рахунок гвинтів зусиллям 70,8 кН та навантаження за рахунок максимального тиску згоряння $p_z = 16,5$ МПа.

Таблиця 1

Параметри сітки скінчених елементів розрахунку

Показник	Значення
Розмір елемента, мм	16,743
Кількість вузлів	49708
Кількість елементів	29654
Тип сітки	Сітка на твердому тілі

Якщо порівняти епюри напруженого стану базового та нового варіантів, то також можемо спостерігати практично однакову картину розподілу напруженого стану. У варіанті виконання поршнів обох двигунів зона максимальних напружень знаходиться навколо центрального різьбового отвору, а також навколо отворів для подачі масла до охолоджувальної порожнини поршня (рис. 4, 5).

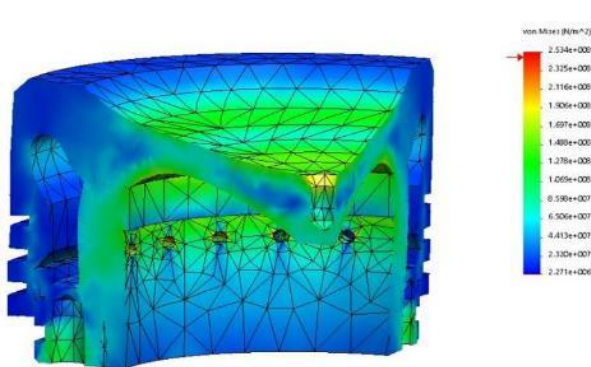


Рис.4 – Розрахунок напруженого стану (двигуни ZL40)

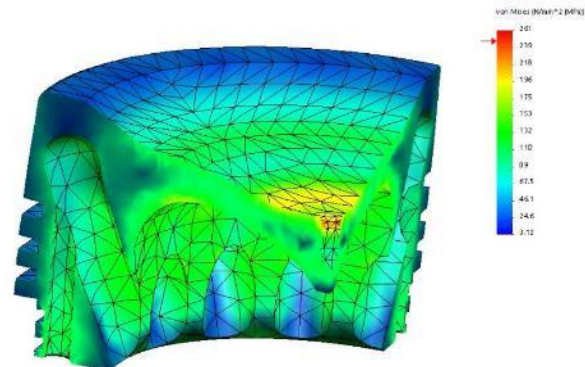


Рис.5 – Розрахунок напруженого стану (двигуни ZA40S)

В результаті проведених розрахунків було встановлено, що максимальні сумарні напруження в днищі поршня дизелів ZA40S за критерієм фон Мізеса становлять 248 МПа, які спостерігаються в зоні різьбового отвору, що призначено для демонтажу поршня (рис. 5). Отримане значення напружень виникло за рахунок спрощеної форми даного отвору і до уваги не повинно прийматись. Загалом епюра розподілу напружень по іншій частині поршня дизеля ZA40S демонструє рівномірне розподілення напружень по днищу поршня (в середньому 150 МПа) та по його бічній поверхні (60 МПа).

Проведений розрахунок переміщень елементів днища поршня під впливом тиску газів вказує на наявність максимального переміщення центру поршня на величину 0,27 мм, що не є критичним (рис. 6). Інша частина днища поршня демонструє однорідність значень, які складають не більше, ніж 0,112 мм.

На відсутність перевантажень поршня за механічними напруженнями вказує проведений розрахунок розподілу коефіцієнта запасу міцності. Епюру розподілу коефіцієнта запасу міцності приведено на рис. 7. На даній епюрі світлі зони мають коефіцієнт запасу міцності нижче 2.

Для порівняння напруженого стану різних конструкцій, на рис. 7 приведено епюру розподілу коефіцієнта запасу міцності. Також, як і на рис. 8 світлі зони мають коефіцієнт запасу міцності нижче 2.

Порівняння приведених епюр вказує на практично однакову картину розподілу

зон, що мають підвищені напруження. Це центральна частина поршня та нижня частина своду днища поршня, що формує порожнину охолодження. Проведений програмний аналіз мас пропонованого і базового варіантів вказує на зменшення маси поршня в пропонованому варіанті (з 311 кг до 300,4 кг) на 10,6 кг.

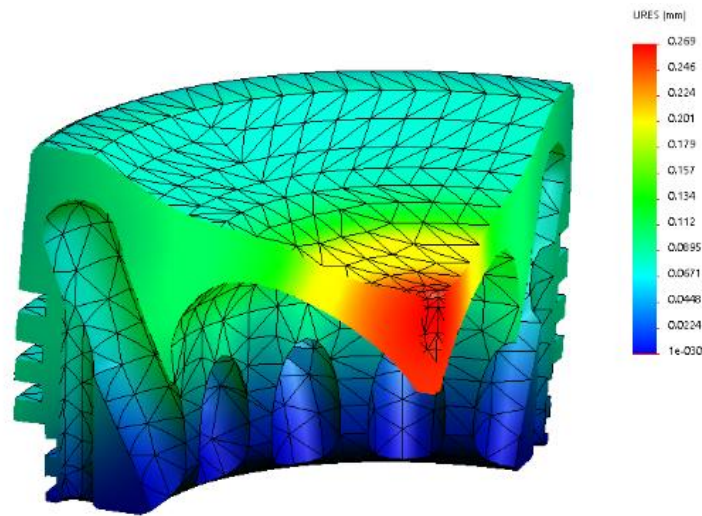


Рис.6 – Розрахунок переміщень (двигуни ZA40S)

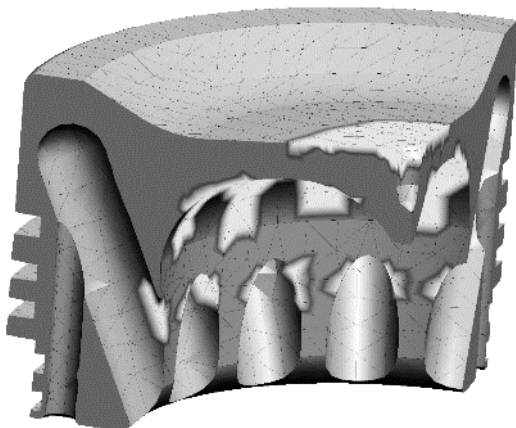


Рис.7 – Розрахунок коефіцієнта запасу міцності (двигуни ZA40S)

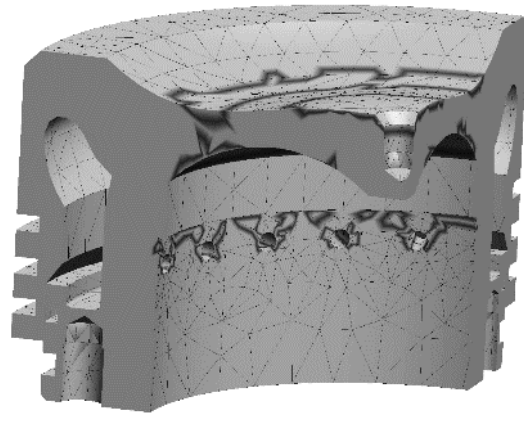


Рис.8 – Розрахунок коефіцієнта запасу міцності (двигуни ZL40)

Таким чином, проведені дослідження допомагає зробити наступні **висновки**:

- напружено-деформований стан днища поршня у виконанні для двигунів серії ZL40, так і у варіанті виконання серії двигунів ZA40S мають ідентичну картину розподілу напружень;
- запропонована виробником зміна конструкції забезпечує зниження маси поршня на 10,6 кг;
- запропонована модернізація підвищить ефективність охолодження поршня.

Література

1. Алямовський А.А. SolidWorks Simulation. Инженерный анализ для для профессионалов: задачи, методы, рекомендации. — М.: ДМК Пресс, 2015 — 562 с.
2. Кухтов В.Г. Долговечность деталей шасси колесных тракторов : моногр. / В. Г. Кухтов; Харьк. нац. автомоб.-дор. ун-т. — Х., 2004. — 291 с.
3. Конкс Г.А. Мирное судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ

международного опыта: учеб, пособие / Г А. Конкс, В.А. Лашко. — М.: Машиностроение, 2005. — 512 с.

Summary

Savchuk V., Kuhtov V., Manjeley V. Comparative analysis of designs piston diesel engine company Sulzer Z-type

The effect of the changed design osoblyvostey piston diesel engine Sulzer Z-type indicators for stress-strain state of the piston head when the engine load at rated speed

References

4. A. Alyamovskyy. SolidWorks Simulation. Engineering analysis for professionals; tasks, methods, recommendations. — М.:DMK the Press, 2015. — 562 p.
5. V. Kuhtov. Durability chassis parts whell tractors: monograms / V. Kuhtov; KhNAHU. — Kh., 2004. — 291 с.
6. Konks G. World marine diesel engine building. Concepts of construction, analysis of international experience: textbook, handbook / G. Konks, V. Lashko. — М: Mechanical Engineering, 2005. — 512 p.