

Рисунок 4 – Залежність нормального зносу циліндрових втулок двигунів Hyundai-Himsen H21/32 та H25/33 від напрацювання

Таким чином, знаючи величину реального зносу циліндрових втулок, можливо із великим ступенем ймовірності отримати значення їх залишкового ресурсу. Це надасть можливості корегувати план-графік технічного обслуговування ЦПГ, та проводити ТО і Р за фактичним станом.

Савчук Володимир Петрович, к.т.н, доцент, Херсонська державна морська академія

Білоусов Євген Вікторович, к.т.н., доцент, Херсонська державна морська академія

Скрипка Григорій Леонтійович, ст. викладач, Херсонська державна морська академія

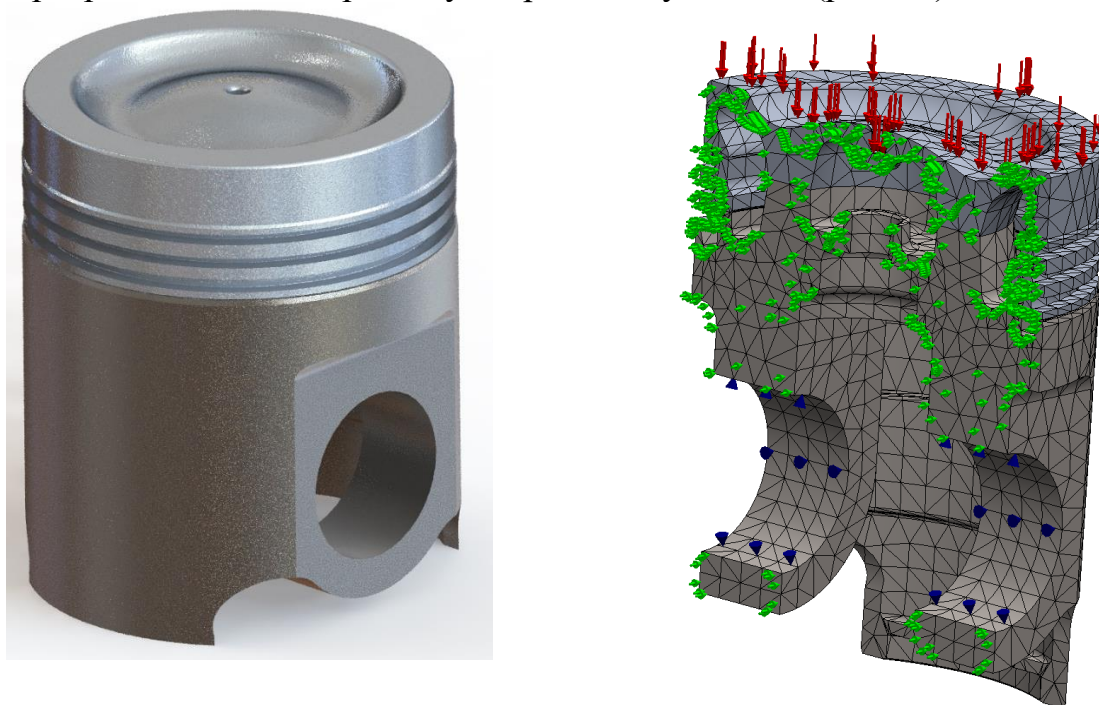
Сатулов Анатолій Іванович, ст. викладач, Херсонська державна морська академія

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПОРШНІВ СЕРЕДНЬООБЕРТОВОГО ДВИГУНА HYUNDAI HIMSSEN H25/33

Двигун HiMSEN H25/33 був розроблений на основі загальної філософії конструювання двигунів HiMSEN, що є компактними, простими і надійними. Висока питома потужність двигунів сприяє їх широкому застосуванню як у складі судових енергетичних установок, так і в стаціонарних умовах. У цьому двигуні застосовуються найсучасніші технології Hi-touch, завдяки чому двигун має чудові експлуатаційні характеристики, низьку витрату палива та низькі показники емісії шкідливих речовин.

Поршень, що застосовується в даних двигунах, складеного типу зі сталеву головою та спідницею з високоміцного чавуну. Охолодження поршня здійснюється за допомогою мастила двигуна і застосовується коктейльний ефект, що забезпечує оптимальний розподіл температур деталей камери згоряння. Поршень має два компресійні кільця та одне маслознімне. Кепи поршневого кільця загартовуються, а верхнє поршневе кільце покрите керамічним матеріалом для забезпечення високої зносостійкості та низької витрати палива.

Для дослідження напружено-деформованого стану поршня двигунів, нами розроблено його спрощену твердотільну модель (рис. 1а).



а

б

Рисунок 1 – Твердотільна модель поршня двигуна Himsen H25/33 (а) та його поперечний переріз із сіткою скінчених елементів та схемою навантаження (б)

Пропоновану модель за допомогою програмного комплексу SolidWorks розділено на скінчені елементи формою тетраедру. Зображення твердотільної моделі поршня із сіткою скінчених елементів представлено на рис. 1б.

Показники сітки приведено у табл. 1.

При дослідженні напруженого стану нами використовувалась схема навантаження, що імітує режим роботи поршня в циліндрі двигуна. Сили, що діють на поршень, представлено на рис. 2.

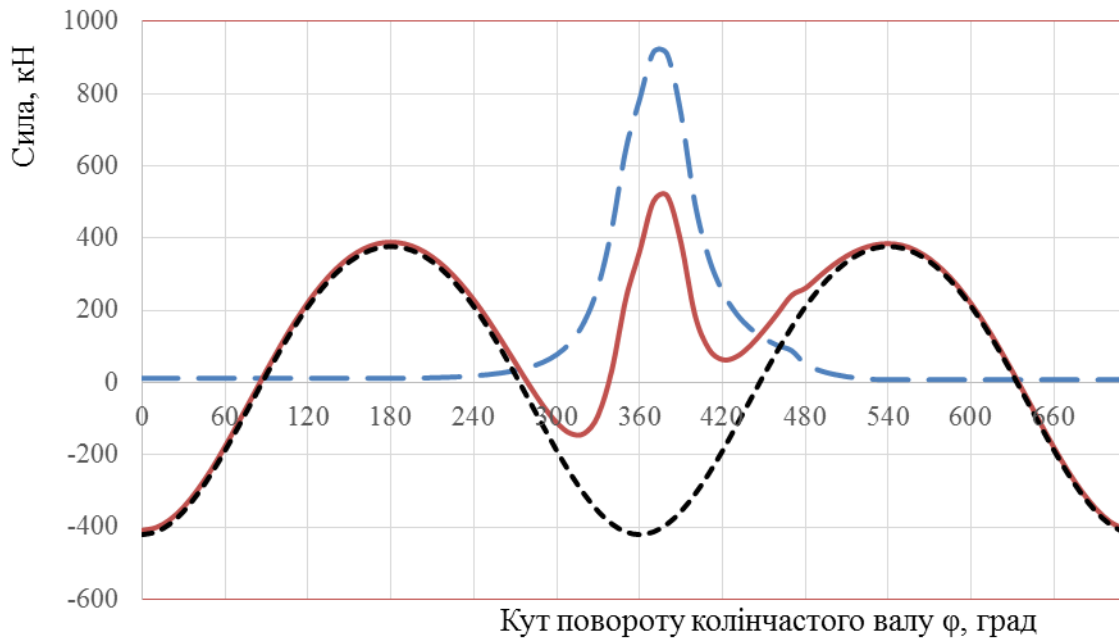


Рисунок 2 – Сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна:

– сила дії газів на днище поршня P_g ;
 – сила інерції P_j ;
 – сумарна сила P

В якості матеріалу днища поршня використовується спеціальної термообробленої легованої сталі із наступними фізико-механічними властивостями:

- модуль пружності $E = 210$ ГПа;
- коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,28$;
- межа міцності на розрив $\sigma_b = 723,8$ МПа;
- межа текучості $\sigma_T = 620,4$ МПа.

Таблиця 1 – Параметри сітки скінчених елементів розрахунку

Показник	Значення
Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Точки Якобіана	4 точки
Розмір елемента, мм	10,6428
Кількість вузлів	47988
Кількість елементів	28562
Максимальне співвідношення сторін	36,295

Для проведення спрощення процесу розрахунку, було використано половину досліджуваного поршня, застосувавши опцію «симетрія» для деталей, що мають симетричну форму.

Фіксація поршня здійснювалась в отворах для установки поршневого пальця. При цьому використовувались кріплення деталі типу «опора підшипника».

Було здійснено імітацію навантаження за рахунок створення

максимального тиску згоряння $p_z = 19,0$ МПа, що рівномірно діє на днище поршня. Всі вказані граничні умови на рис. 1б показано у вигляді стрілок.

В результаті проведених розрахунків було встановлено, що максимальні сумарні напруження за критерієм фон Мізеса становлять 125 МПа, які спостерігаються в зоні порожнин для надходження масла, що охолоджує поршень (рис. 3а). Загалом епюра розподілу напружень по іншій частині поршня демонструє рівномірне розподілення напружень по днищу поршня (в середньому 650 МПа) та по його бічній поверхні (40 МПа).

З метою детального визначення найбільш навантажених ділянок поршня було застосовано інструмент епюри «обмеження ISO». Це надає можливості виділити ділянки деталі в деяких межах напружень. В даному випадку встановлено мінімальну межу напружень 40 МПа. Епюра із напруженнями, що перевищують вказане значення представлено на рис. 3б.

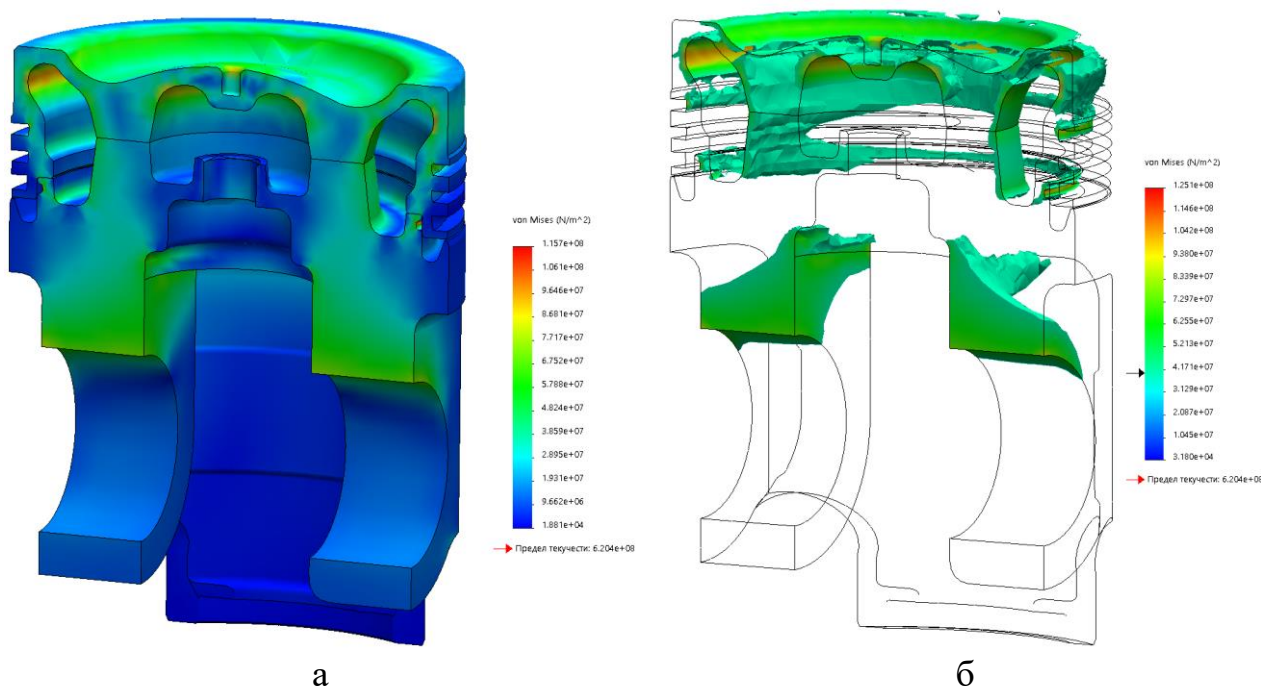


Рисунок 3 – Епюри розподілу напружень в матеріалі поршня (а), та напруження значення яких перевищує 40 МПа (б)

Проведений розрахунок переміщень елементів днища поршня під впливом тиску газів вказує на наявність максимального переміщення центру поршня на величину 0,048 мм, що не є критичним (рис. 4а). Інша частина головки поршня демонструє однорідність значень, які складають не більше, ніж 0,016 мм.

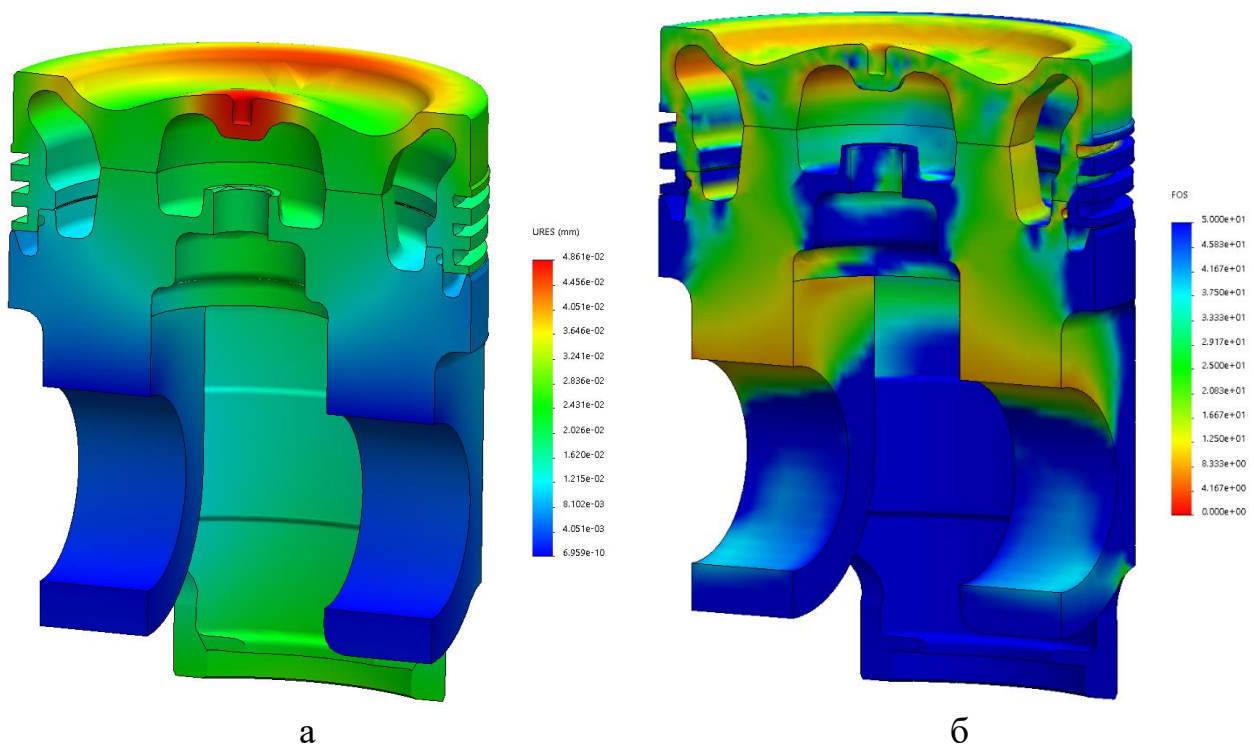


Рисунок 4 – Епюри переміщень (а) та розподілу коефіцієнта запасу міцності (б)

На відсутність перевантажень поршня за механічними напруженнями вказує проведений розрахунок розподілу коефіцієнта запасу міцності. Епюру розподілу коефіцієнта запасу міцності приведено на рис. 3б. На даній епюрі червоним кольором показано зони, що мають коефіцієнт запасу міцності від 5 до 8.

Висновки. Проведене дослідження напружено-деформованого стану поршня в умовах експлуатації вказує на наявність запасу міцності:

- максимальні сумарні напруження (за критерієм фон Мізеса) в матеріалі поршня сконцентровано в його голівці і складають не більше 125 МПа;
- максимальні переміщення становлять 0,048 мм.;
- мінімальний коефіцієнт запасу міцності складає 5.

Література

1. Возницкий И.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1. СПб.: Моркнига, 2007. 284 с.
2. Захаров Г.В. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. Учебник. М.: ТрансЛит, 2009, 256 с.
3. Алямовский А. А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи. СПб.: БХВ-Петербург, 2012. 148 с.