

## ДІАГНОСТУВАННЯ НЕСПРАВНОСТЕЙ СИСТЕМ ЗМАЩЕННЯ ВИСОКООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛІВ ЗА ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ЗАПОБІЖНОГО КЛАПАНАУ

**Савчук Володимир Петрович**, к.т.н., доцент, завідувач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, e-mail: [postsavchuk@gmail.com](mailto:postsavchuk@gmail.com), ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-5266-850X>

**Білоусов Євген Вікторович**, д.т.н., професор, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, e-mail: [ewbelousov67@gmail.com](mailto:ewbelousov67@gmail.com), ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-8185-8209>

**Курносенко Дар'я Вікторівна**, асистент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, e-mail: [dasha10021991@gmail.com](mailto:dasha10021991@gmail.com), ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-3417-8766>

**Сатулов Анатолій Іванович**, старший викладач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, e-mail: [anasat5555@gmail.com](mailto:anasat5555@gmail.com), ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2985-3755>

Стандартно високообертові двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ), мають обмежені можливості визначення динаміки зміни технічного стану елементів системи змащування (СЗ), оскільки контроль працездатності здійснюється тільки за показниками температури та тиску моторної оливи в центральній масляній магістралі.

**Мета дослідження.** Сучасні вимоги до забезпечення реалізації експлуатації суднових енергетичних установок відповідно до класу автоматизації А1 потребують застосування систем моніторингу та діагностування технічного стану найбільш критичних об'єктів з погляду їх впливу на надійність енергетичної установки (ЕУ) та живучість суден. Використання таких систем дозволить мінімізувати ризики, що пов'язані із раптовою втратою працездатності (відмовою), мати можливість контролювати та прогнозувати зміну технічного стану складових елементів з метою коригування графіків проведення робіт з технічного обслуговування та ремонту.

Ступінь інформативності систем діагностування СДВЗ в напрямку контролю технічного стану систем змащування високообертових дизелів є недостатнім та потребує розширення функціоналу. Проведені дослідження в напрямку встановлення впливу зміни технічного стану елементів СЗ на її робочі характеристики вказують на можливість заповнити недолік отримуваної діагностичної інформації, наприклад, шляхом аналізу характеристик золотника запобіжного клапану.

**Виклад основного матеріалу.** Найбільш розповсюдженими типами запобіжних клапанів в системах мащення тронкових ДВЗ є золотникові клапани. Моделювання їх дії в гідравлічних та пневматичних системах здійснюється шляхом представлення властивостей об'єктами, що визначають:

- властивості циліндричних пружин стискування, які діють на поршень;
- масу та властивості контакту поршня та посадкової поверхні клапана;
- геометричні властивості напірного та дренажного отворів клапана.

При моделюванні властивостей пружного елемента (циліндричної пружини), призначаються параметри:

- напрямок дії сили пружини;
- діаметр золотника/штоку запобіжного клапана;
- жорсткість пружини клапану;
- сила попереднього зтягування пружини.

Загальна сила, що діє на золотник, є комбінацією сили тиску, сили гідравлічного потоку та сили рідинного тертя (лише витік):

$$F_{total} = F_{pressure} + F_{jet} + F_{shear} + F_{ext},$$

де  $F_{ext}$  – дія на золотник інших сил, окрім гідравлічного потоку.

Сила, що створюється тиском моторної оливи, задається наступним чином:

$$F_{pressure} = j \left\{ p_1 \left[ \frac{\pi(D_s^2 - D_r^2)}{4} \right] \right\},$$

де  $p_1$  – тиск в об'ємі всередині золотника.

Сила, що передається на золотник запобіжного клапану, зумовлена тиском оливи і силою пружини:

$$F = jp \left[ \frac{\pi(D_s^2 - D_r^2)}{4} \right] + j[F_p - k(x - x_0)],$$

де  $p$  – тиск у приєднаному об'ємі потоку;  $D_s, D_r$  – діаметр золотника та стрижня;  $j$  – напрямок дії сили.  $k$  – жорсткість пружини;  $x$  – поточне положення золотника;  $x_0$  – початкове положення золотника (в стані спокою);  $F_p$  – сила попереднього зтягування пружини клапану.

В якості досліджуваного двигуна використовувався дизель Д246.4 із запобіжним клапаном 245-1017015-Б. Геометричні показники запобіжного клапану та відповідні позначення наведено на рис. 1.

Сила від гідравлічного потоку розраховується за виразом:

$$F_{jet} = -jK_{jet} \dot{m}U \cos(\theta_{jet}),$$

де  $K_{jet}$  – коефіцієнт реактивної сили, що визначається експериментальним шляхом. За замовчуванням приймають  $K_{jet} = 1$ ;  $U$  – швидкість гідравлічного потоку;  $\dot{m}$  – масова витрата моторної оливи;  $\theta_{jet}$  – кут струменя гідравлічного потоку.

Під час витіку на масу золотника також діє сила зсуву рідини на основі напруження зсуву рідини на поверхні золотника. Напруження зсуву рідини на поверхні золотника визначається як:

$$\tau_w = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0}.$$

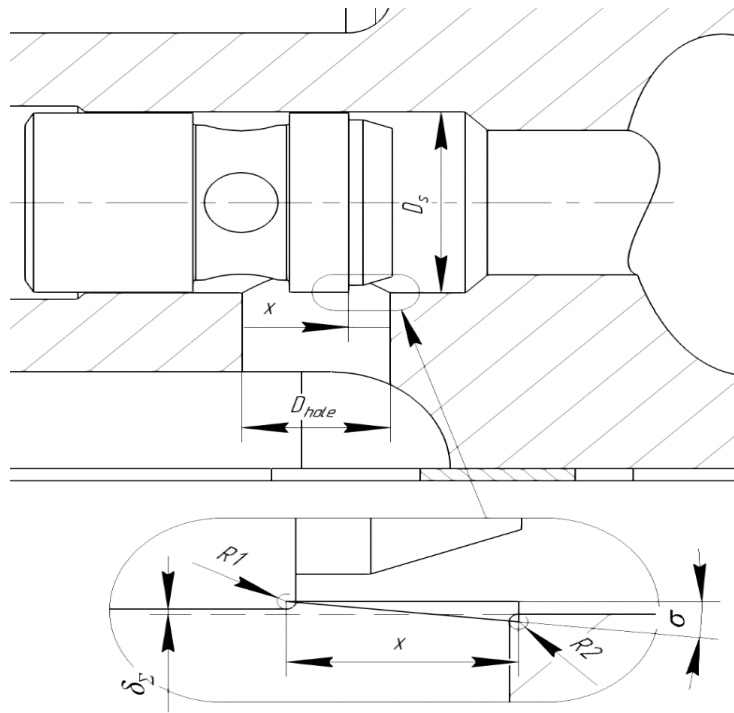


Рисунок 1 – Геометричні показники запобіжного клапану двигуна Д246.4

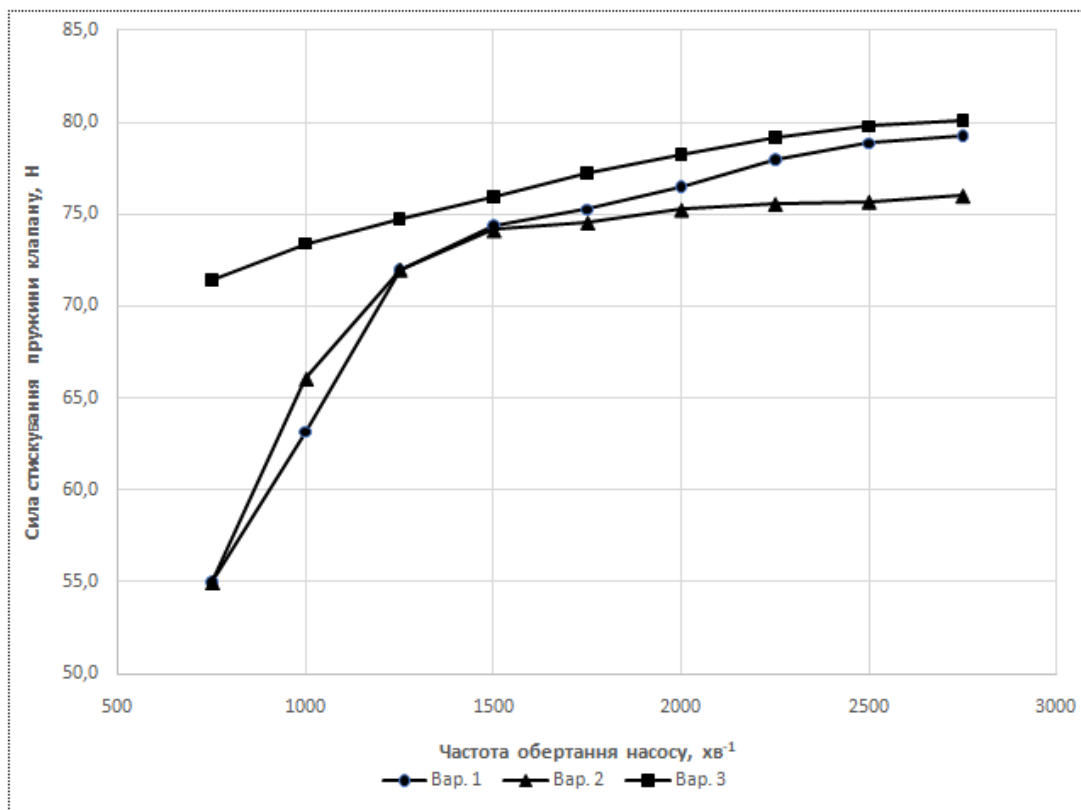


Рисунок 2 – Залежність сили стискування пружини запобіжного клапану 245-1017015-Б при моделюванні варіантів технічного стану елементів системи змащування двигуна Д246.4

Дослідження виконувалось з урахуванням трьох варіантів технічного стану СЗ: 1 – справного, 2 – із підвищеним опором на всмоктуванні; 3 – із забрудненим фільтром оливи.

Враховуючи залежність швидкості потоку Пуазейля, величина сили зсуву рідини, що діє на золотник, може бути записана як:

$$F_{shear} = \tau_w A_{surf} = j \left[ \frac{\pi}{2} C_{fric} D_s \delta_r (p_1 - p_2) \right],$$

де  $C_{fric}$  – коефіцієнт сили рідинного зсуву.

Отримані попередні результати моделювання сили стискування пружини запобіжного клапану від частоти обертання вхідного валу насосу (рис. 2).

### **Висновки**

Ступінь інформативності систем діагностування СДВЗ в напрямку контролю технічного стану систем змащування високообертових дизелів є недостатнім та потребує розширення функціоналу. Проведені дослідження в напрямку встановлення впливу зміни технічного стану елементів СЗ на її робочі характеристики вказують на можливість заповнити недолік отримуваної діагностичної інформації шляхом аналізу характеристик золотника запобіжного клапану.

### **Література**

1. Савчук В.П., Курносенко Д.В., Білоусов Є.В. Сатулов А.І. Експериментальні дослідження впливу типових несправностей на функціональні параметри систем змащування високообертових дизелів / Водний транспорт. Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій. – К.: ДУІТ, 2023. – Випуск 2 (38). – С. 128-141. doi.org/10.33298/2226-8553.2023.2.38.14
2. Савчук В.П., Курносенко Д.В., Тулученко Г.Я., Котов А.І. Вдосконалення діагностування елементів систем мащення суднових високообертових двигунів внутрішнього згорання // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування: міжнародна наук.-практ. конф., 07-09 вер. 2022 р.: тези доп. Херсон: ХДМА. 2022. С. 33 – 38.
3. Курносенко Д.В., Савчук В.П., Білоусов Є.В., Дзигар А.К., Котов А.І. Стенд для дослідження параметрів елементів систем мащення високообертових двигунів внутрішнього згорання. Двигуни внутрішнього згорання. 2021. № 2. С. 73–79. <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2021.2.10>
4. Курносенко Д.В., Савчук В.П., Білоусов Є.В. Дослідження впливу характеристик масляних фільтрів типу «spin-on» на робочі параметри масляної системи. Розвиток транспорту. Видавничий дім «Гельветика». 2021. № 4(11). С. 52-64. <https://doi.org/10.33082/td.2021.4-11.05>