

10.31653/smf49.2024.5-20

Богач В.М., Колегаєв М.О., Довиденко Ю.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

## ПОКАЗНИКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ЛУБРИКАТОРНИХ СИСТЕМ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Енергетична криза змусила дизелебудівні фірми перейти до створення двигунів з великим відношенням ходу поршня до діаметра циліндра. Збільшення ходу поршня компенсувало зниження частоти обертання і дозволило зберегти на колишньому рівні циліндрову потужність. У зв'язку з новими показниками відношення ходу поршня до діаметра циліндра двигунів нових типорозмірів, значно збільшилася довжина поверхонь тертя циліндрової втулки, що вимагає особливої уваги до питань ефективності роботи лубрикаторних систем суднових дизелів.

Значна частина масла (при існуючих системах) неминуче надходить в циліндр в періоди руху поршня нижче мастильних отворів і потрапляє на бічну поверхню головки, а також його днище, де воно стає додатковим джерелом утворення нагару, який, як відомо, погіршує стан і роботу циліндра, рис. 1 [2, 3].



Рис.1. Характер натирань на дзеркалі ЦВ та утворення нагарів на поршні.

Ця некерована подача масла на поверхні поршня температура яких досягає  $500^{\circ}\text{C}$  і більше, ставить мастило в надкритичні (не заплановані при їх створенні) умови.

Звідси слідує, що неприпустимо створення лубрикаторних систем без уявлення про процеси які відбуваються в каналах систем. Недосконалість мастильних пристроїв не може і не повинно компенсуватися підвищенням вимог до якості масел. Зусилля по цих двох напрямках - створення масел і систем, історично ізольованих один від одного, повинні бути об'єднані, що дозволить визначити існуючі резерви в підвищенні надійності і економічності суднових двигунів, а також збільшити ефективність використання циліндрових масел.

Виходячи з цієї перспективи, нових уявлень і логіки отриманих результатів досліджень, виникає завдання знаходження та аналізу факторів, що визначають рівень характеристик процесу подачі масла в циліндри ДВЗ. Насамперед це стосується тих характеристик в зміні яких криється реальний техніко-економічний результат.

Дослідженнями встановлено [1, 2], що процес витікання масла в циліндр формується в частині мастильного каналу (передкамері), яка розміщена між торцем штуцера та дзеркалом циліндра і доволі часто супроводжується загальним для всіх двигунів явищем «виштовхування» масла газами на відстані, що перевищують зазор між поршнем та дзеркалом циліндрові втулки.

Разом з тим встановлено, що при спільності цього явища, частина масла подана з газами, що розширюються в передкамері, залежно від форм і розмірів останньої, може являти собою струмінь, групу крапель, окремі краплі або вид всіх цих форм одночасно, рис.2.

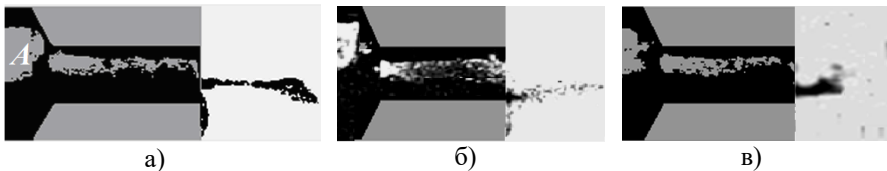


Рис.2. Характер виходу масла за межі каналу:

а) у вигляді струменю; б) крапельно; в) у вигляді струменю і крапель одночасно

Це, разом з відмінністю швидкостей «виштовхування» і далькості розглянутої частини масла, а також особливостями, зумовленими приналежністю предкамери до конкретної конструкції двигуна, визначило напрямок пошуку факторів впливу на характеристики подачі масла в циліндр. Їх можна поділити на дві групи.

В першу групу входять конструктивні фактори:

- об'єм предкамери;

- діаметр каналу в стінці втулки та його довжина;
- рівень розташування мастильних отворів по висоті циліндра;
- нахил каналу в стінці втулки.

Другу групу складають експлуатаційні фактори:

- величина порцій масла, що подаються в передкамеру;
- температура масла в передкамері;
- число оборотів двигуна та його навантаження;
- крен та диферент судна.

На рис. 3,4 наведені графічні залежності для головних двигунів з верхнім розташуванням мастильних отворів, що встановлюють кількісний зв'язок процесу подачі масла в циліндр з перерахованими вище конструктивними характеристиками передкамери при експлуатації суднових дизелів.

При почерговій оцінці впливу одного з перерахованих факторів на процес подачі масла, всі інші в експерименті залишалися постійними, що дозволило виявити головні з них і визначити напрямок вдосконалення існуючих передкамер, а також розробки нових конструкцій маслоподаючих пристроїв систем змащування циліндрів ДВЗ.

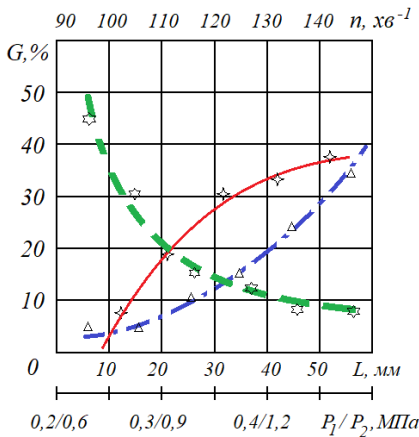


Рис.3. Залежність кількості "виштовхнутого" масла  $G$  від:

- довжини передкамери  $L$ ;
- частоти обертання КВ  $n$ ;
- співвідношення тиску  $P_1/P_2$ .

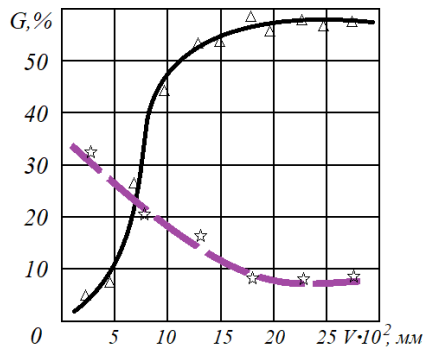


Рис.4. Залежність кількості "виштовхнутого" масла  $G$  від:

- обсягу передкамери  $V$ ;
- діаметра вихідного каналу  $d$ ;

На осі ординат кожного графіка відкладено кількість мастила, що надходить у циліндр з відривом від зрізу мастильного отвору. Зміна

цієї величини в залежності від обсягу  $V$  тієї частини предкамери (порожнина А), в якій переважно відбувається замикання газової подушки та від діаметра  $d$  вихідної частини каналу показано на рис.4. На рис.3 наведено залежності величини виштовхнутого газом масла від довжини предкамери  $L$ , частоти обертання  $n$  та співвідношення  $P_1/P_2$ .

З графіків випливає, що збільшення обсягу предкамери, заповненого газом, призводить до значного зростання кількості масла, що надходить з відривом від дзеркала. Траєкторія польоту масла досягла 150 мм і була обмежена камерою дослідного стенду. При усуненні порожнини “А” відриву немає, тобто все масло стікає по стінці під отвір. Збільшення діаметра каналу призводить до значного зменшення викиду, а збільшення довжини його - до зростання викиду.

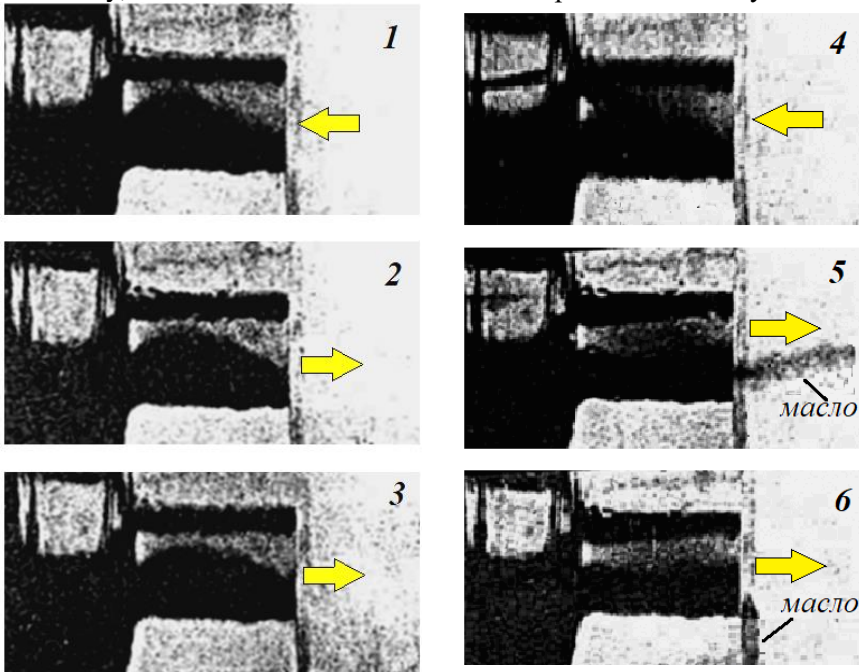


Рис.5. Кінокадри руху масла по каналу і за його межами

Розглядаючи природу явища виштовхування (викиду) масла встановлено [3, 4], що основними умовами організації цього процесу є вільні поверхні масла в передкамері, деформація їх під дією ударних імпульсів тиску газу зсередини циліндра з подальшим утворенням гребеня, який перекидає канал, замикаючи газові порожнини з

одночасним їх стисненням, що відбувається до кінця підвищення тиску імпульсу (кадри 1,4).

Встановлено, що коли, у період наростання тиску, не відбувається замикання каналу гребенем, викид відсутній (кадри 1...3), оскільки перед гребенем не виникає достатнього перепаду тиску. У випадках перекриття каналу гребенем (кадр 4), за цим слідує активне виштовхування (кадр 5) і стікання його з стінці (кадр 6).

Наведені фрагменти кінозйомки дають можливість пояснити характер зміни кількості масла, що надходить у циліндр з викидом залежно від діаметра і довжини каналу, а також інших умов, що розглядаються нижче.

Збільшення діаметра каналу призводить до зменшення викиду масла тому, що замикання його відбувається рідше. Крім того, зв'язок вершини гребеня з верхньою стінкою каналу стає, у міру збільшення діаметра, більш слабким і легше руйнується як при русі гребеня вглиб каналу, так і в період розширення в ньому газів.

Це приводить до більш швидкого вирівнювання тиску перед гребенем і після нього, до інтенсивного згасання інерції маси гребеня і, природно, до зниження кількості масла, що надходить в циліндр з викидом. Формування гребеня, здатного перекрити канал, вимагає певної його довжини. У короткому каналі, за час наростання імпульсу тиску, гребінь не встигає розвинутися до розмірів, що забезпечують перекриття перерізу і замикання газової порожнини, тому в такому разі викид неможливий.

Разом з геометрією заклапанної порожнини, характеристика викиду визначається і низкою інших умов, наприклад, рівнем розташування мастильних отворів по висоті циліндра. Цей фактор зумовлює число імпульсів тиску, що діють у заклапаній порожнині за один оборот, їх величину, швидкість наростання та падіння тиску, проміжок часу між імпульсами, температуру масла в передкамері, і на якому ході в основному відбувається його виштовхування газами.

Переміщення мастильних отворів у верхню частину циліндра веде до зниження виштовхування. При наявності порожнини "А" і збереженні рівними інших умов, зі збільшенням значень імпульсів витіснення масла з каналу в порожнину "А" відбувається швидше. У результаті гребінь, що утворився, замикає канал невеликою масою масла поблизу від порожнини, що при розширенні газів в останній призводить до швидкого прориву гребеня і захоплення в рух з газами малої кількості масла.

Експериментальні дослідження [1, 4] роботи лубрикаторної системи (без акумуляторів тиску мастила) сучасних суднових двигунів MAN-B&W показали, що подача мастила цією конструкцією супроводжується значним його “виштовхуванням”, величина якого досягає 50% від усієї подачі.

За період між робочими ходами плунжера лубрикатора, своєрідна передкамера між клапаном штуцера й дзеркалом циліндра випорожнюється настільки (у результаті “виштовхування”), що для її заповнення до рівня, що забезпечує витікання, потрібно не один, а декілька нагнітальних ходів плунжера лубрикатора. “Виштовхування” як правило, відбувається протягом 2-3 обертів колінчастого вала, між робочими ходами плунжера лубрикатора. Швидкість витікання мастила в циліндр досягає 2 м/с.

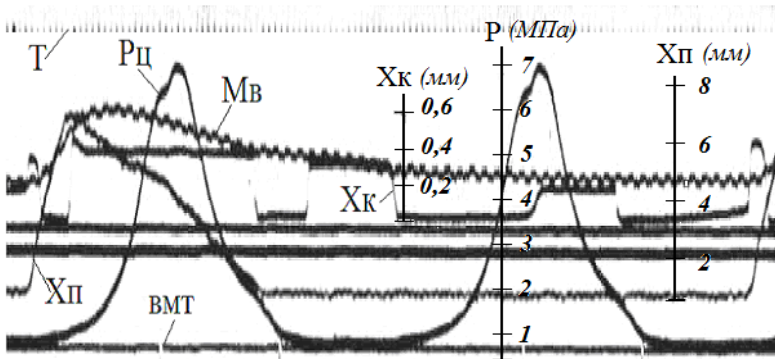


Рис.6. Осцилограма процесу подачі мастила лубрикаторною системою без акумулювання тиску

Отже, використання складного каналу в комбінації зі штуцером, у якого клапан розміщений на значнім віддаленні від дзеркала й без акумулятора не поліпшує процес подачі мастила, а навпаки погіршує його.

Вихід мастила в циліндр (як показує осцилографування, рис.6) здійснюється переважно в діапазоні з 85 до 310 град.п.к.в.. При цьому 25...30% мастила надходить у циліндр, коли поршень перебуває вище мастильних отворів і до 70% - при положенні поршня нижче отворів підведення мастила.

Локалізація натирань на нижній частині циліндра над її вікнами є ознакою, що вказує на недолік мастила в цій частині втулки при такому кількісному його перерозподілі.

Результати випробувань подачі мастила через верхній пояс показали, що значна його частина (понад 50%), через наявність «виштовхування», використовується не за призначенням, а навіть більше, сприяє збільшенню нагарів у циліндрі й збільшенню зносу деталей ЦПГ.

Зростання числа оборотів двигуна, за інших незмінних умов, супроводжується збільшенням частоти імпульсів і явища виштовхування масла, рис. 3. Це відбувається за рахунок підвищення рівня масла та наближення його вільної поверхні до верхньої стінки каналу, що сприяють більш ранньому замиканню газової порожнини гребенем. Підвищення рівня масла в каналі пояснюється скороченням часу між імпульсами та зменшенням можливостей витікання його з отворів у цей період.

Циклові подачі масла при експлуатації двигуна, особливо в періоди обкаток, змінюються в широкому діапазоні, тому отримана графічна залежність, що вказує на зміну характеристик надходження масла в циліндр за згаданих умов, має практичне значення, оскільки вона дає деяку кількісну інформацію про ту частину масла, яка обумовлює інтенсифікацію нагаровідкладень.

На збільшення кількості масла, що надходить в циліндр з відривом від стінки втулки при підвищенні числа обертів, рівня в каналі, а отже і товщини його шару, ймовірно впливають резонансні явища коливальності вільної поверхні масла і тиску газів над нею. Ці коливання, а також зворотно - поступальний рух масла в каналі під дією різкої зміни величин тиску та напрямів потоку газів, призводять до інтенсивного приготування в передкамері газомасляної суміші. Насичення масла газами і підвищення температури суміші сприяють виштовхуванню масла.

На формування процесу подачі масла в циліндр впливає також орієнтація верхньої стінки каналу відносно вільної поверхні масла. Виявилось, що при нахилі каналу вниз виштовхування масла різко зменшується. Нахил осі каналу до  $10^\circ$  вгору викликає збільшення виштовхування масла, а подальший - знову зниження його.

На рис.7 показані залежності витрат масла  $G$  (в %) виштовхуванням з каналу від ходу плунжера  $h$  лубрикатора і температури  $t$  масла в лубрикаторі.

Дослідженнями встановлено, що величина виштовхування масла значно збільшується з підвищенням навантаження двигуна, тобто в

основному експлуатаційному режимі витрати масла, через закидання його на головку поршня і в камеру згоряння, найбільші.

Таким чином, складні некеровані взаємозв'язки, характерні для існуючих лубрикаторних систем, значною мірою визначають хаотичність організації мащення циліндрів і раптовість виникнення їх зносу. Складність цих обставин доповнюється відсутністю надійних методів прогнозування придатності того чи іншого сорту масел для забезпечення надійної роботи циліндрів судових ДВЗ.

Тому, разом зі створенням нових сортів масел, в такій же мірі необхідно займатися вивченням роботи існуючих маслоподаючих пристроїв, вдосконалювати їх і створювати нові конструкції, більш ефективні і пристосовані до сучасної тенденції форсування дизелів, а також експлуатації їх на важких сортах палив.

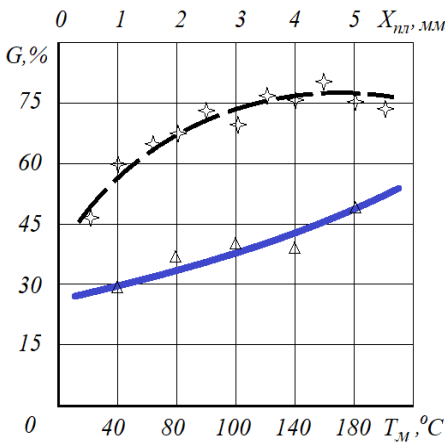


Рис.7. Залежність кількості "виштовхнутого" масла  $G$  від:

- - ходу плунжера лубрикатора  $X_{пл}$ ;
- - температури масла в лубрикаторі  $T_m$ .

З аналізу зміни кількості масла, що надходить до циліндру з відривом від зрізу вихідного отвору в залежності від конструктивних факторів, рис.3,4,7 впливає, що головними геометричними характеристиками нагнітального тракту, що мають основний вплив на подачу масла в циліндр, є об'єм, довжина та неоднорідність передкамери, а також кут її нахилу. Для ліквідації "виштовхування" (або щонайменше граничного його зниження) можуть бути використані різні варіанти:

- перетворення передкамери в канал постійного обмеженого перерізу з капілярними властивостями, що забезпечують постійну заповненість його маслом;
- максимально можливе наближення безповоротного клапана до дзеркала циліндра;
- надання передкамері форм, що забезпечують газову подачу без "виштовхування" та ін.



Ці результати, що випливають з наведених результатів досліджень, дають уявлення для вдосконалення існуючих лубрикаторних систем, з метою підвищення їх ефективності для забезпечення економічності ДВЗ та надійності їх роботи.

Усуненням зазначеного явища вирішуються дві найважливіші завдання: технічна, яка полягає у забезпеченні виведення всього масла безпосередньо на дзеркало і, як наслідок, економічна - скорочення витрат за рахунок виключення прямої подачі масла в камеру згоряння, а також зменшення скидання в підпоршневий простір та вікна.

Це є першим і абсолютно необхідним кроком у вдосконаленні процесу подачі масла, без якого немислимо раціональне його використання і вирішення наступних завдань в організації змащування циліндрів, до яких відносяться:

- підведення масла до стику "кільце - втулка" без прямих втрат;
- удосконалення рівномірності розподілу масла по дзеркалу;
- забезпечення рівномірної та регулярної за оборотами подачі;
- автоматизація зміни режимів роботи системи залежно від стану циліндрів.

Поки весь мастильний матеріал, що подається системою, не виявиться саме на дзеркалі циліндра, прийматися за вирішення цих завдань, з надією на відчутні результати, не можна.

При забезпеченні виведення всього масла на дзеркало слід мати на увазі технічні рішення для дизелебудівних заводів, які повинні використовувати ці розробки при серійному випуску дизелів і необхідні варіанти для різних марок двигунів, що знаходяться в експлуатації.

Причому, враховуючи специфіку розташування предкамер і вкрай обмежені геометричні можливості, при розробці удосконалень для дизелів, що знаходяться в експлуатації, основною умовою, з якої слід виходити, має бути максимальна пристосованість розроблених рішень вписатися в геометрію існуючих конструкцій маслопідвідних пристроїв. В іншому випадку їх використання виявиться проблематичним або вимагатиме суттєвого втручання в сформовані конструктивні умови, що також не сприятиме їх використанню.

Ці результати, стали основою для вдосконалення існуючих систем [5] і вихідною позицією при створенні цілої групи нових маслопідвідних пристроїв, що мають властивості, які принципово відрізняються, та істотно підвищують ефективність лубрикаторних систем.

Канал має обмежений переріз і капілярні властивості, завдяки яким забезпечується постійна заповненість його маслом, що виключає утворення газових порожнин. Такий варіант, при довгих пристроях, спрощує технологію їх виготовлення. У той же час істотні відмінності у витратах і швидкостях зміни напору масла, а також у довжинах каналів, що залежать від конструктивних особливостей двигуна, зумовлюють необхідність відшукання методу оцінки правильності вибору розмірів маслопідвідних органів і величини кільцевої щілини, що забезпечують вихід мастила без відриву від дзеркала втулки.

Описана конструкція рекомендується для двигунів, у яких штуцера розташовані у верхній частині циліндра. Характерною рисою наведених конструкцій є розташування клапана поблизу дзеркала циліндра. Це гранично зменшує шкідливий об'єм і дозволяє наблизити вихід масла в циліндр до моменту подачі його лубрикатором. Остання обставина особливо важлива для дизелів з синхронізованим приводом насосів і розташуванням мастильних отворів в зоні відносно низького тиску.

Завдяки бічним отворах масло подається по дотичній до кола циліндра і отримує спрямований рух по обидва боки від точки змащування. Це покращує розподіл його по дзеркалу і запобігає подачі на головку поршня.

Вдосконалений вузол мащення циліндрової втулки (рис.8), складається зі штуцера з отвором для мастила, незворотного клапану, накидної та притискної гайок та ущільнень, який відрізняється тим, що кулька незворотного клапану притискується пружиною, що спирається на біметалеву мембрану, а у тілі втулки канали для мащення виконані під кутом до осі штуцера.

Технічний ефект досягається завдяки тому, що комбінація отворів та пружних елементів забезпечує:

- зменшення вузлів концентрації механічних напруг та забруднення у циліндровій втулці;
- більш ефективне мащення дзеркала циліндрової втулки;
- організацію процесу мащення з урахуванням дійсної температури та в'язкості мастильних матеріалів;
- підвищення ресурсу циліндрового втулки;
- зниження експлуатаційних та ремонтних витрат;
- можливість швидкої імплементації у виробничий процес.

У розробці застосовано комбінацію отворів та пружних елементів. При статичному режимі (двигун вимкнено) кулька незворотного клапана, яка притискується пружиною та мембраною, замикає канал мащення.

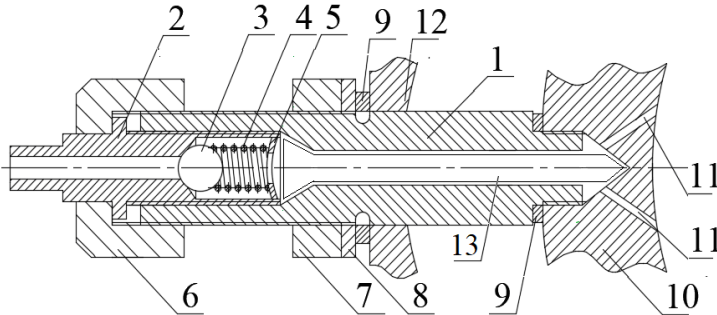


Рис.8. Вдосконалений вузол мащення циліндрової втулки:

1 – корпус штуцера; 2 – корпус незворотного клапану; 3 – кулька; 4 – пружина; 5 – біметалева мембрана; 6 – гайка накидна; 7 – гайка притискна; 8 – шайба; 9 – ущільнення; 10 – тіло циліндрового втулки; 11 – похилі отвори мащення; 12 – тіло блоку циліндрів; 13 – стрижень

При динамічному режимі (двигун працює) мастило під тиском надходить від лубрикатору до незворотного клапану. Коли тиск досягне номінального значення, струм мастила відтискує кульку і мастило через центральний отвір у штуцері та похилі отвори надходить до дзеркала циліндрового втулки. Завдяки похилим отворах мастило рівномірно розподіляється по дзеркалу, а самі отвори зменшеного діаметру не спричиняють появу точок концентрації напруги у тілі втулки.

Якщо відбувається зміна температури та в'язкості мастильного матеріалу біметалева пластинка підсилює або зменшує сумарний тиск на кульку незворотного клапану. Тим самим відбувається організація процесу мащення з урахуванням дійсної температури та в'язкості мастильних матеріалів.

Для дослідження нестационарного руху масла в кільцевому каналі за зворотним клапаном пропонується одномірне гідравлічне наближення [1].

Витрата масла на вході в цю ділянку вважається заданою. Наявність стрижня 13 (рис. 8) в заклапанній порожнині враховується кое-

фіцієнтом опору, значення якого обрано для випадку руху в'язкої рідини в зазорі між соосними циліндрами.

Диференціальні рівняння нестационарного руху в'язкої рідини в одноімному гідравлічному наближенні записуються у вигляді:

$$\begin{cases} \frac{\partial P}{\partial x} = \rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + 2au \right); \\ \frac{\partial P}{\partial t} = c^2 \rho \frac{\partial u}{\partial x} = k \frac{\partial u}{\partial x} \end{cases}; \quad (1)$$

де  $\rho$  – щільність рідини (масла);

$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}}$  – швидкість звуку в рідині, що тече по каналу з пружними стінками;

$K = \frac{K_{ж}}{1 + \alpha \frac{K_{ж}}{E}}$  – наведений модуль об'ємного стискання, враховуючий пружність стінки каналу;

$\alpha$  – безрозмірний коефіцієнт, що залежить від форми перерізу каналу і товщини стінки;

$K_{ж}$  – модуль об'ємного стискання рідини.

Для тонкостінних труб  $\alpha = \frac{d}{h}$ ,

де  $d$  – внутрішній діаметр труби;

$h$  – товщина стінки труби.

Коли стінки каналу мають значну товщину тоді:

$$\alpha = 2 \left( v_{II} + \frac{d + 2h + 2h^2/d}{2h + 2h^2/d} \right), \quad (2)$$

У рівняннях (1.1) введено таке позначення:

$$2a = \frac{\lambda u_{cp}}{8\delta} \approx \left( \frac{\lambda u}{8\delta} \right)_{cp} = const. \quad (3)$$

При цьому коефіцієнт опору  $\lambda$  вважається для руху, що не встановився. Тоді з урахуванням поправочного коефіцієнта на форму каналу  $\varphi$ :

$$\lambda = \phi = \frac{64}{R}. \quad (4)$$

де

$$R = \frac{u4\delta}{v} \quad (5)$$

У формулі (3) величина  $\delta$  позначає гідравлічний радіус.

Підставляючи у формулу (1.3) значення коефіцієнта опору (4) отримуємо:

$$a = \phi v \left( \frac{x}{f} \right)^2. \quad (6)$$

Тут  $v$  - кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини.

Для труб кільцевого перерізу при зміні відношення від 1 до  $\infty$ , значення  $\phi$  коливається від 1 до 1,5 ( $R$  і  $a$  - зовнішній і внутрішній радіуси труби кільцевого перерізу).

Для інтегрування системи (1) в даний час широко використовуються чисельні методи із застосуванням ЕОМ. Однак, для обчислення максимальних значень швидкості на виході з каналу при заданій витраті на вході в канал можна скористатися аналітичним рішенням. Для умов руху система (1) може бути спрощена завдяки великій величині коефіцієнта  $v$ , що відповідає малому зазору кільцевого каналу.

Суворіше обґрунтування ці міркування отримують, якщо в системі (1) перейти до безрозмірних змінних, що має сенс відношення втрати тиску на довжині  $L$ , викликаного опором, до ударного тиску в ідеальній рідині.

Наближений інерційний доданок може бути відкинутий і система (1) набуває вигляду:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial P}{\partial x} &= 2a\mu \\ -\frac{\partial P}{\partial t} &= c^2 \frac{\partial \mu}{\partial x} \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

Звідси для швидкості руху мастила отримуємо рівняння дифузійного типу:

$$-\frac{\partial \mu}{\partial t} = \chi \frac{\partial^2 \mu}{\partial x^2}, \quad (8)$$

$$\text{де: } \chi = \frac{c^2}{2a}.$$

Рішення рівняння (8) розглянемо при наступній початковій умові:

$$u(x, 0) = 0; \quad -L \leq x \leq 0, \quad (9)$$

І граничних умовах:

$$\left. \begin{aligned} u(-L, t) &= u_0 \\ -\frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=0} &= 0 \end{aligned} \right\} t > 0. \quad (10)$$

Ці умови відповідають руху рідини, коли слідом за відкриттям неповоротного клапана на вході в канал виникає імпульсна зміна швидкості, а вихід з каналу прийнятий у середу з нульовим протитиском.

Розв'язання задачі (8), (10) має вигляд:

$$u = u_0 - \frac{4}{\pi} u_0 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin \left[ \frac{2n-1}{2} \pi + \frac{L+x}{L} \right]}{2n-1} e^{-\frac{\chi(2n-1)^2 \pi^2 t}{4L^2}}. \quad (11)$$

Починаючи вже з дуже малих значень часу у рішенні (11) можна обмежитися першим членом. Тоді для швидкості у вихідному перерізі каналу  $x = 0$  виходить:

$$u = u_0 - \frac{L}{\pi} u_0 e^{-\frac{c^2 \pi^2 t}{2a 4L^2}}. \quad (12)$$

Таким чином, на виході кільцевого каналу з малим зазором рух рідини є аперіодичним і швидкість наростає з часом за експоненціальним законом (12).

Наведені результати дозволяють шляхом нескладних розрахунків для конкретних каналів оцінити чисельні значення швидкостей руху масла і зробити висновок про забезпечення безвідривного процесу подачі масла в циліндр.

Якщо вихідна швидкість виявиться близькою до значення, при якому починається відрив масла від зрізу каналу, необхідно вводити зміни в систему, спрямовані на зниження вхідної швидкості або зміну напрямку потоку масла при виході його безпосередньо в циліндр.

### Висновки

В цілому описані вище рішення забезпечують підведення всього масла безпосередньо до стику "кільце-втулка" і, тим самим, створюють умови для подальшого вдосконалення організації змазування циліндра.

За рахунок капілярних властивостей каналу, що забезпечують постійну заповненість його маслом, гранично обмежене проникнення гарячих газів, яке, крім окисних процесів, супроводжувалося інтенсивним перемішуванням з маслом і приготуванням суміші, що інтенсифікує концентрованість порцій.

Розроблені нові та вдосконалені мастильні пристрої забезпечують виведення всього масла на дзеркало регулярними і рівномірними порціями.

### Перелік використаних джерел

1. Богач В.М. Підвищення ефективності суднових дизелів шляхом удосконалення лубрикаторних систем: Монографія. Одеса: НУ «ОМА», 2020. 294 с.
2. Богач В.М., Довіденко Ю.М., Дуранов О.П. Особливості роботи лубрикаторних систем суднових довгоходових двигунів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вып. 44. Одеса: НУ «ОМА», 2022. С. 53-63.
3. Богач В.М., Обертюр К.Л., Довіденко Ю.М. Аналіз умов подачі мастила в циліндри суднових ДВЗ // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вып. 46. Одеса: НУ «ОМА», 2023. С. 5-16.
4. Богач В.М., Обертюр К.Л., Довіденко Ю.М. Вдосконалення процесу подачі мастила в циліндри суднових МОД // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вып. 47. Одеса: НУ «ОМА», 2023. С. 11-22.
5. Патент України № 155544. МПК В60G11/12 F16C33/00. Вузол мащення циліндрової втулки. В. М. Богач, Ю.М. Довіденко, К. Л. Обертюр; заявник та володар патенту Національний університет "Одеська морська академія". u202304788. заявл. 11.10.2023. опубл. 06.03.2024. бюл. № 10/2024. 3 с.