

ОЦІНКА СТАНУ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ БУРОВИХ УСТАНОВОК ШЛЯХОМ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ ЇХ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ

©Криштопа С.І., Криштопа Л.І., 2006

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Наведені результати експериментальних досліджень стану дизельних двигунів силового приводу бурових установок шляхом аналізу пульсацій тиску вихлопних газів у випускних трубопроводах при постійних режимах роботи. Експериментально встановлені залежності між нерівномірностями пульсацій тиску вихлопних газів у випускних трубопроводах при постійних режимах роботи двигунів та дефектами систем подачі палива, циліндропоршневої групи та газорозподільного механізму

Підвищення надійності дизельних двигунів, які експлуатуються в складі силових приводів бурових установок, є важливим завданням для фахівців нафтогазової галузі. Необхідно зазначити, що в даний час на Україні надійність дизельних двигунів бурових установок є не дуже високою. Наприклад, регламентований технічний ресурс для розповсюджених на бурових установках дизельних двигунів моделі В2-450 на основі даних заводу-виробника складає: для нових двигунів – 7000 мотогодин, для капітально відремонтованих – 3500 мотогодин [1]. Але реальний термін служби дизельних двигунів моделі В2-450 є значно нижчим. Так, згідно досліджень, проведених в 1992-1993 рр. у Долинському УБР, середній ресурс нових дизельних двигунів моделі В2-450 склав 3878 мотогодин, двигунів моделі В2-450 після капітального ремонту – 2474 мотогодини [2]. Згідно досліджень, виконаних в 1990-1992 рр. середній термін служби двигунів моделі В2-450 після капітального ремонту у Самбірській НГРЕ склав 1538 мотогодин, у Калуській НГРЕ – 2631 мотогодин [2]. Тому питання підвищення надійності експлуатації дизельних двигунів бурових установок є дуже актуальним.

Довготривала експлуатація дизельних двигунів бурових установок залежить від технічного стану їх окремих систем. Підвищення надійності роботи дизельних двигунів бурових установок можливе на основі своєчасного виявлення відмов елементів систем двигуна за рахунок проведення неперервного контролю за його роботою та оцінки фактичного технічного стану систем двигуна методами технічної діагностики. Певна оцінка стану елементів силового приводу бурових установок здійснюється і в даний

час [3]. Але існуючі на сьогодні методи є досить обмеженими. Тому така не повна інформація щодо реального стану елементів силового приводу бурової установки ускладнює встановлення моменту виникнення дефектів.

З вказаної точки зору пропонується новий метод оцінки дійсного стану дизельного двигуна бурової установки на основі аналізу пульсацій тиску у його випускному трубопроводі при сталому режимі його роботи. Характер пульсацій тиску у випускному трубопроводі двигуна залежить від тиску газів в кінці процесу розширення під час відкриття випускного клапана та особливостей протікання процесу випуску до закриття випускного клапана кожного окремого циліндра. Для оцінки фактичного стану дизельного двигуна бурової установки важливими є, в першу чергу, різниця максимальних амплітуд пульсацій у випускному трубопроводі.

Максимальна амплітуда пульсацій тиску у випускному трубопроводі P_b , від кожного окремого циліндра в момент відкриття випускного клапана при сталому режимі роботи двигуна знаходиться за залежністю [4]

$$P_{b'} = P_b (V_b / V_{b'})^n, \quad (1)$$

де P_b - величина тиску в кінці процесу розширення газів у циліндрі двигуна, V_b - робочий об'єм циліндра, $V_{b'}$ - об'єм надпоршневого простору циліндра в момент відкриття випускного клапана до верхньої мертвої точки, n - показник політропи розширення.

Об'єм надпоршневого простору циліндра в момент відкриття випускного клапана $V_{b'}$ визначається з рівняння

$$V_{b'} = \frac{V_b}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (2)$$

де φ - кут відкриття випускного клапана відносно нижньої мертвої точки (φ є сталою величиною, оскільки задається конструктивно); λ - відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна (λ є постійна величина для кожного конкретного двигуна, яка залежить від його конструктивних параметрів).

Показник політропи розширення n при сталому режимі роботи двигуна не змінюється та робочий об'єм циліндра V_b також є незмінною величиною. Отже, максимальна амплітуда пульсацій тиску у випускному трубопроводі $P_{b'}$ від кожного окремого циліндра в момент відкриття випускного клапана при сталому режимі роботи двигуна залежить від величини тиску в кінці процесу розширення газів у циліндрі P_b , яка, у свою чергу, визначається за такою залежністю [5]:

$$P_b = \frac{P_c \cdot \mu \cdot T_z}{\delta^n \cdot T_c}, \quad (3)$$

де P_c - максимальний тиск робочої суміші в кінці процесу стиску, μ - коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші, T_z - температура газів в кінці процесу згорання, T_c - температура робочої суміші в кінці процесу стиску, δ - степінь наступного розширення робочої суміші.

Степінь наступного розширення робочої суміші δ не змінюється при сталому режимі роботи дизельного двигуна. Максимальні тиск P_c та температура робочої суміші T_z в кінці процесу стиску залежать, переважно, від стану (дефектів) циліндропоршневої групи та газорозподільного механізму двигуна. Температура газів T_z в кінці процесу згорання залежить від ефективності згорання робочої суміші в циліндрах двигуна та визначається, переважно, справним станом форсунок і залежить від кількості палива, що впорскується форсунками, та якості процесу розпилювання палива.

Отже, існує безпосередній зв'язок між нерівномірностями пульсацій тиску газів у випускному трубопроводі при сталому режимі роботи та наявністю дефектів у системах дизельного

двигуна. Більш ґрунтовні теоретичні дослідження залежності максимальних амплітуд пульсацій тиску газів у випускному трубопроводі при сталому режимі роботи дизельного двигуна від дефектів циліндропоршневої групи, газорозподільного механізму та паливної системи були проведені в [6].

Нижче наводяться результати експериментальної перевірки та методика діагностування дизельних двигунах бурових установок запропонованим методом.

Експериментальні дослідження проводились на дванадцятициліндрових дизельних двигунах бурових установок типу В2: В2-450, В2-500АВ-С3 та В2-800ТК-С3. Для дослідження пульсацій використовувався давач тиску аналогового типу MAP С14NZ виробництва Bosch (рис. 1) з вихідною напругою, яка була пропорційна тиску. Похибка вимірювань давача – 100 Па, діапазон вимірювань – від -100 до +100 кПа. З давача тиску електричний сигнал з допомогою електронного осцилографа MITCHELL USB-OSCILLOSCOPE подавався на USB-вхід ноутбука. Зображення та запис одержаних сигналів на жорсткий диск ноутбука в реальному режимі часу здійснювались з допомогою відповідного програмного забезпечення. Пробовідбірник давача тиску встановлювався у вихлопний тракт двигуна на глибину 150 мм через пробку зливання конденсату.

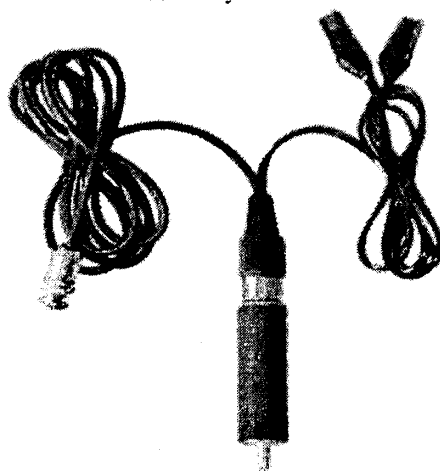


Рис. 1. Давач для дослідження пульсацій тиску

Як було встановлено в [3] характер пульсацій тиску та різниця максимальних амплітуд пульсацій тиску у випускному трубопроводі визначаються максимальним тиском згорання в окремих циліндрах двигуна. Таким чином, на основі аналізу нерівномірності пульсацій тиску вихлопних газів у випускному трубопроводі при сталому режимі роботи двигуна можна встановити наявність дефектів у системі подачі палива, циліндропоршневій групі та

газорозподільному механізмі дизельного двигуна бурової установки.

Для оцінки рівномірності згорання паливно-повітряної суміші проводилися дослідження пульсацій тиску вихлопних газів у випускному трубопроводі двигунів типу В2 при сталих режимах їхньої роботи. Експерименти проводилися після прогрівання двигунів до робочої температури, частота обертання колінчастого вала при дослідженнях була постійною.

Максимальні значення амплітуд пульсацій тиску залежать від місця розташування вимірювального зонду по довжині випускного трубопроводу. Чим ближче зонд знаходиться до двигуна, тим більші максимальні пульсації тиску. Оскільки виготовлювати контрольні отвори у випускних трактах двигунів бурових установок є недоцільним, то вимірювання здійснювались у випускному трубопроводі у місці виходу відпрацьованих газів в навколишнє середовище або через отвори для зливання конденсату з вихлопних трактів. Амплітуда пульсацій тиску залежала від довжини випускного

тракту. Але для визначення стану двигуна фактичне значення амплітуди пульсацій тиску відпрацьованих газів є не важливим. Для оцінки стану двигуна достатньо проаналізувати відносну амплітуду пульсацій тиску.

Необхідно зауважити, що чим більш симетричною є осцилограма пульсацій тиску відносно нульової відмітки, тим кращий стан двигуна. Тому для нових двигунів або для двигунів після капітального ремонту осцилограма є майже симетричною і на ній спостерігаються тільки незначні шуми, які пов'язані з проходженням відпрацьованих газів через елементи випускної системи, які частково відбивають сигнал. Для прикладу на рис. 2 зображена осцилограма пульсацій тиску вихлопних газів у випускному трубопроводі двигуна В2-450 після капітального ремонту з відрегульованими паливною апаратурою та зазорами клапанів газорозподільного механізму при постійній частоті обертання колінчастого вала на оборотах холостого ходу. Одержаний сигнал по формі є майже ідеальним.

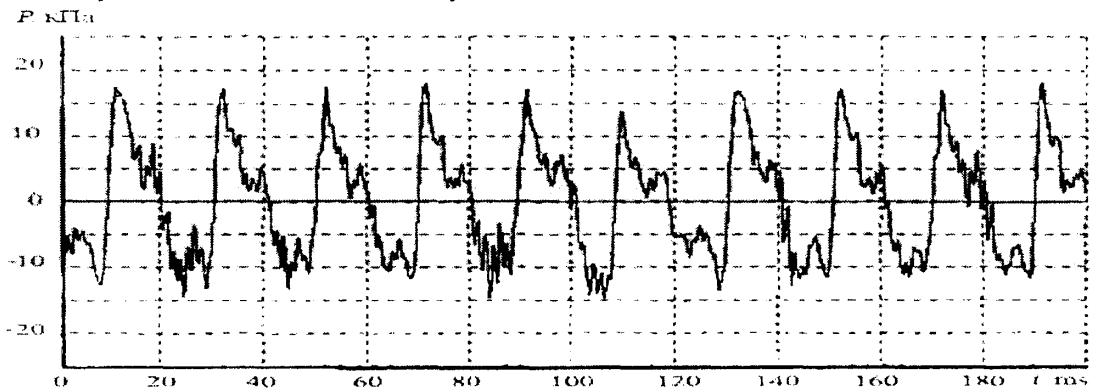


Рис. 2. Фрагмент осцилограми пульсацій тиску відпрацьованих газів у випускному трубопроводі двигуна В2-450 відразу після капітального ремонту при постійній частоті обертання колінчастого вала

Що стосується дизельних двигунів бурових установок, які вже відпрацювали значну частину свого ресурсу, то в більшості випадків починається погіршення їх технічного стану. В тому числі спостерігається і погіршення процесів згорання у циліндрах. Тому в таких двигунах осцилограми є досить „далекими” від ідеальних. Для прикладу на рис. 3 наведений фрагмент осцилограми пульсацій тиску вихлопних газів у випускному трубопроводі двигуна В2-450 у задовільному стані з всіма працюючими циліндрами при постійній частоті обертання колінчастого вала на оборотах холостого ходу. При появі істотних дефектів у системі подачі палива, циліндропоршневій групі та газороз-

подільному механізмі дизельного двигуна бурової установки, внаслідок значного погіршення або відсутності процесу згорання в окремому циліндрі, на осцилограмі пульсацій тиску вихлопних газів у випускному трубопроводі спостерігається різке падіння амплітуди пульсацій сигналу, яке відбувається з певним інтервалом, що залежить від частоти обертання колінчастого вала.

Для імітації виникнення несправностей в одному циліндрі при проведенні експериментальних досліджень у двигунів типу В2, що були у задовільному стані та з всіма працюючими до початку експерименту циліндрами, припинялась подача палива форсункою в цей циліндр.

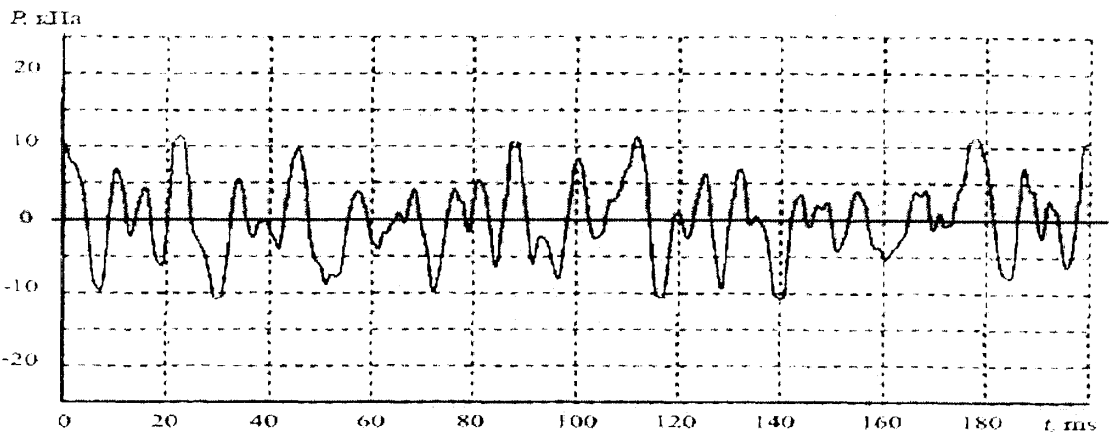


Рис. 3. Фрагмент осцилограми пульсацій тиску відпрацьованих газів у випускному трубопроводі двигуна B2-450 у задовільному стані при постійній частоті обертання колінчастого валу

Для прикладу на рис. 4 наведений фрагмент осцилограми пульсацій тиску вихлопних газів у випускному трубопроводі двигуна B2-500AB-C3 з

одним непрацюючим циліндром (перший циліндр лівого ряду) при постійній частоті обертання колінчастого валу на оборотах холостого ходу.

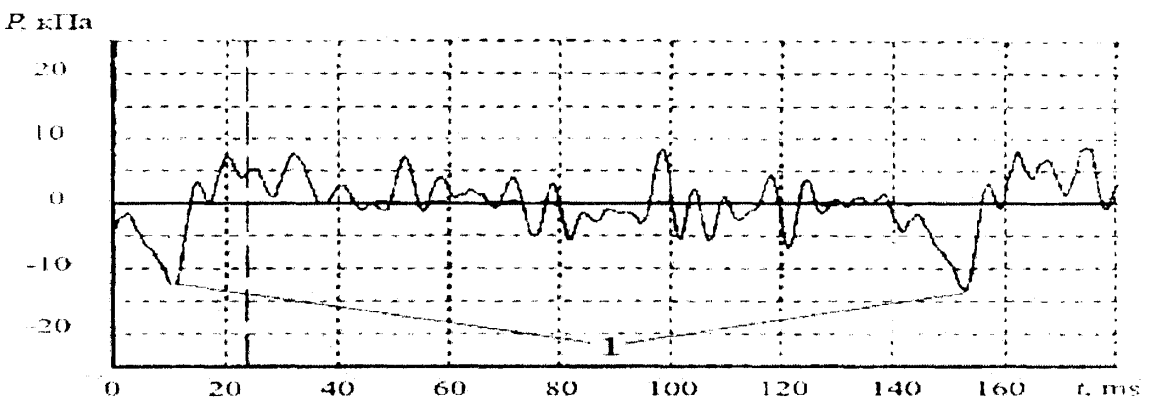


Рис. 4. Фрагмент осцилограми пульсацій тиску відпрацьованих газів у випускному трубопроводі двигуна B2-500AB-C3 з одним непрацюючим циліндром при постійній частоті обертання колінчастого валу

Як видно на осцилограмі (рис. 4, точка 1), наявність у двигуні дефектного циліндра свідчить різке падіння амплітуди пульсацій сигналу, яке періодично спостерігається на осцилограмі. Однак з цієї осцилограми можна тільки зробити висновок про виникнення дефекту в одному з циліндрів двигуна. Наступним важливим кроком після встановлення факту несправності двигуна є ідентифікація (визначення конкретного) дефектного циліндра. З практичної точки зору в польових умовах експлуатації двигунів бурових установок для ідентифікації несправного циліндра дизельного двигуна з механічним впорскуванням палива, якими є двигуни типу B2 та більшість інших двигунів

бурових установок, найбільш доцільним є шлях відключення подачі палива у контрольний циліндр. Таким чином, на осцилограмі після початку процесу ідентифікації буде спостерігатися збільшена у двічі кількість різких падінь амплітуди сигналу. Експериментальне обладнання, яке використовувалося у дослідженнях, дозволяє з високою точністю встановити інтервал між пульсаціями сигналу дефектного циліндра та інтервал між пульсаціями сигналу дефектного та контрольного циліндрів. Далі, знаючи порядок роботи двигуна, вже можна ідентифікувати дефектний циліндр. Наприклад, для ідентифікації непрацюючого циліндра при проведенні

експериментів була відключена подача палива в шостий циліндр лівого ряду двигуна В2-500АВ-С3. При цьому на осцилограмі спостерігалася збільшена

у двічі кількість різких падінь амплітуди сигналу (рис. 5).

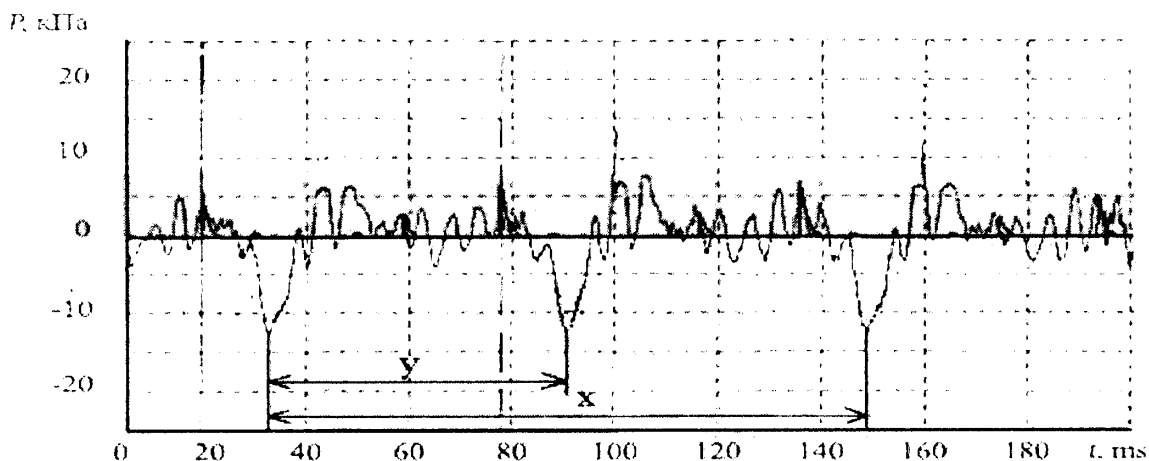


Рис. 5. Фрагмент осцилограми пульсації тиску відпрацьованих газів у випускному трубопроводі двигуна В2-500АВ-С3 з одним дефектним та одним контрольним непрацюючим циліндром

Інтервал часу між падіннями амплітуди сигналу контрольного циліндру при цьому експерименті склав $X = 115$ мс (з цих даних можна також визначити точне значення частоти обертання колінчастого валу при даному експерименті – 1043 об/хв.) Таким чином, для даних оборотів колінчастого валу двигуна інтервал часу X між випуском відпрацьованих газів сусідніми, згідно порядку їх роботи, циліндрами складе $X = 115/6 = 19,17$ мс (ділення на шість здійснюють тому, що кожний ряд V-подібного дванадцятициліндрового двигуна обладнується окремим випускним трактом). Далі необхідно визначити інтервал часу між випусками відпрацьованих газів дефектним та контрольним циліндрами Y , який для даного експерименту згідно даних одержаної осцилограми (рис. 5) склав 57,5 мс. Визначивши потім відношення $Y/X = 3$ та знаючи порядок роботи циліндрів дизельного двигуна В2-450 – 1л-6п-5л-2п-3л-4п-6л-1п-2л-5п-4л-3п [1] (де л – значає лівий ряд циліндрів, а п – правий), встановлюємо, що третім циліндром лівого ряду від циліндру 6л буде циліндр 1л, який згідно зімітованої несправності (рис. 4) і був дефектним.

Необхідно зауважити, що в даному експерименті для спрощення аналізу була змодельована ситуація, коли інтервал між випусками відпрацьованих газів дефектного та контрольного циліндра склав 360° і це дозволило відразу встановити дефектний циліндр. Оскільки інтервал між випусками відпрацьованих газів окремими

циліндрами дванадцятициліндрового двигуна типу В2 складає $120 \cdot Y/X$ градусів і в більшості випадків цей інтервал буде відрізнятися від 360° (тобто, інтервал також може складати 120° та 240°), то в цьому випадку ідентифікація дефектного циліндра дещо ускладнюється. Це пов'язано з тим, що наперед невідомо, чи буде відставати, чи випереджати згідно порядку роботи контрольний циліндр дефектний. Тому при проведенні першої ідентифікації не можна встановити, який з двох можливих циліндрів двигуна буде дефектний. Для уточнення необхідно ще раз провести ідентифікацію, але при цьому обрати як контрольний вже інший циліндр двигуна. Повторний процес ідентифікації дозволить однозначно встановити дефектний циліндр.

Далі, для уточнення дефекту, необхідно визначити чи пов'язана несправність в даному циліндрі з системою подачі палива, чи з механічною частиною двигуна. Для оцінки стану механічної частини (циліндропоршневої групи та газорозподільного механізму) пропонується здійснювати прокручування стартером колінчастого валу без запуску двигуна. На початку процесу запуску двигуна пульсації газу у випускному трубопроводі мають нестабільний характер. По мірі розкручування колінчастого валу двигуна максимальні значення амплітуд тиску підвищуються. Приблизно через одну-дві секунди (час необхідний для досягнення максимальних оборотів колінчастого валу та проходження пульсації відпрацьованих газів

по випускному тракту до пробовідбірника) графіки пульсації стабілізуються. При справному стані циліндропоршневої групи та газорозподільного механізму амплітуда пульсації тиску відпрацьованих газів у випускному трубопроводі при обертанні колінчастого валу двигуна стартером буде приблизно однаковою. При нерівномірному зношенні окремих циліндрів циліндропоршневої групи та дефектах газорозподільного механізму (нешільності закриття клапанів та неправильних теплових зазорах в газорозподільному механізмі) амплітуда пульсації тиску такого несправного циліндра буде значно відрізнятися від амплітуди пульсації тиску інших

справних циліндрів. Причому різниця в амплітудах пульсації буде тим вищою, чим більшою буде різниця між компресією несправного та справних циліндрів. Для прикладу на рис. 6 зображений фрагмент осцилограми пульсації тиску відпрацьованих газів у випускному трубопроводі справного двигуна В2-800ТК-С3, а на рис. 7 – фрагмент осцилограми пульсації тиску двигуна В2-800ТК-С3 з дефектним циліндром із зниженою компресією. Зменшення компресії в циліндрі двигуна при експериментальних дослідженнях імітувалось частковим підсмоктуванням повітря за рахунок негерметичності форсунки.

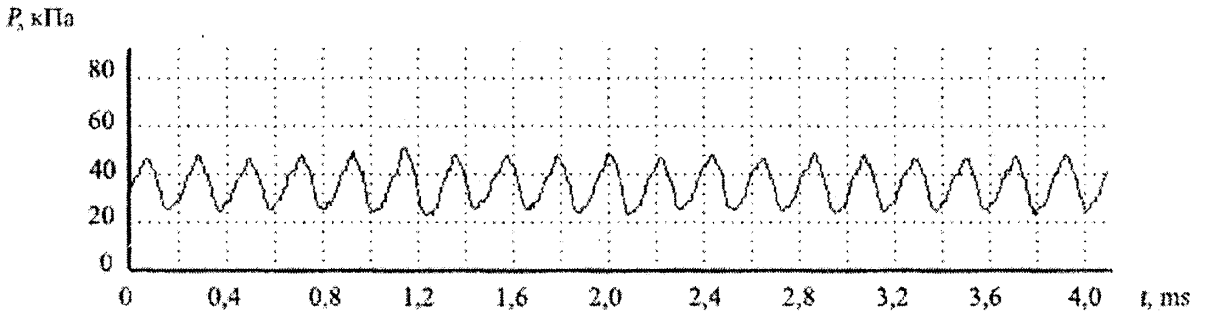


Рис. 6. Фрагмент осцилограми пульсації тиску відпрацьованих газів у випускному трубопроводі справного двигуна В2-800ТК-С3 при обертанні колінчастого валу стартером

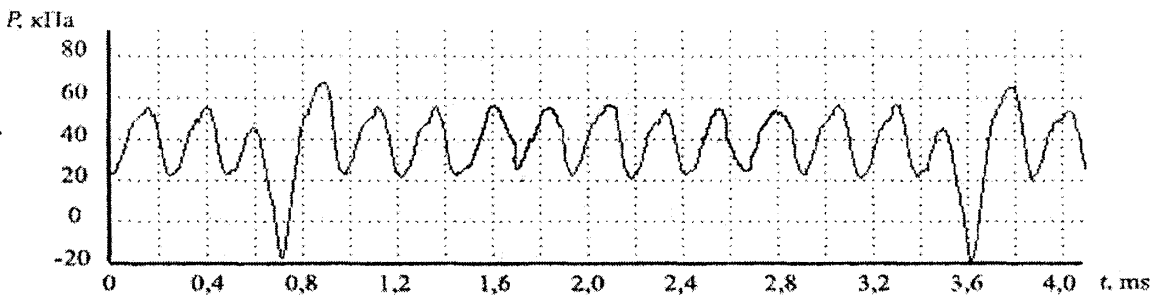


Рис. 7. Фрагмент осцилограми пульсації тиску відпрацьованих газів у випускному трубопроводі дванадцятициліндрового двигуна В2-800ТК-С3 з дефектним циліндром при обертанні колінчастого валу стартером

Таким чином, при однаковій амплітуді пульсації тиску відпрацьованих газів у випускному трубопроводі при обертанні колінчастого валу двигуна стартером можна зробити висновок про несправність елементів паливної системи, в іншому випадку робиться заключення про несправність циліндропоршневої групи або газорозподільного механізму.

Для конкретизації дефекту механічної частини двигуна далі необхідно визначити чи пов'язана несправність з циліндропоршневою групою, чи з

газорозподільним механізмом. Для оцінки стану циліндропоршневої групи пропонується вимірювати пульсації тиску картерних газів працюючого двигуна на оборотах холостого ходу. При справному стані циліндропоршневої групи амплітуда пульсації тиску картерних газів двигуна на оборотах холостого ходу є приблизно однаковою (рис. 8). При несправності циліндропоршневої групи окремого циліндра (прогар поршня, тріщини в поршневих кільцях, міжкільцевих перемичках поршня, пошкодженні дзеркала циліндра та ін.) амплітуда пульсації тиску

такого несправного циліндра буде значно вищою у порівнянні з амплітудою пульсацій інших справних циліндрів (рис. 9). Збільшення пульсацій тиску картерних газів при вищевказаних дефектах

циліндро-поршневої групи пов'язане з проривом більшої кількості газів з камери згорання у картер двигуна.

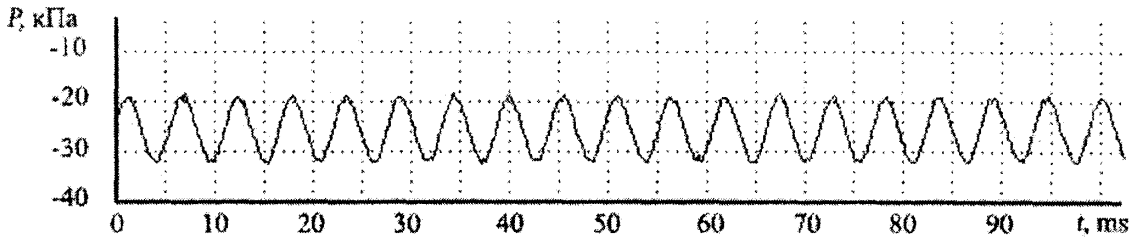


Рис. 8. Фрагмент осцилограми пульсацій тиску картерних газів справного двигуна В2-450 на оборотах холостого ходу

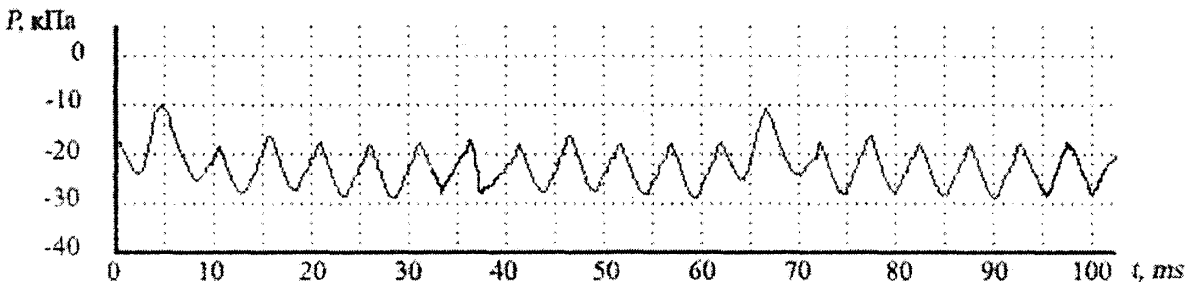


Рис. 9. Фрагмент осцилограми пульсацій тиску картерних газів двигуна В2-450 з дефектним циліндром на оборотах холостого ходу

Отже, при однаковій амплітуді пульсацій тиску картерних газів працюючого на оборотах холостого ходу двигуна можна зробити заключення про несправність газорозподільного механізму, в іншому випадку – висновок про несправність циліндропоршневої групи.

Таким чином, запропонований метод оцінки реального стану елементів дизельного двигуна бурової установки дозволить ефективно визначати стан системи подачі палива, газорозподільного механізму та циліндропоршневої групи дизельного двигуна та своєчасно ліквідувати дефекти, що виникають.

1. Дизель В.А. Описание и руководство по эксплуатации. – М.: Энергомашэкспорт, 1985. – 251 с. 2. Копей Б.В. Розрахунок, монтаж і експлуатація бурового обладнання: Підручник для вищих

навчальних закладів. – Івано-Франківськ, ІФДТУНГ: Факел, 2001. – 446 с. 3. Римеров Д.С., Астафьев М.Б. Двигатели буровых установок. – М.: Недра, 1986. – 325 с. 4. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов/ Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с. 5. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. школа, 1986. – 420 с. 6. Криштопа С.І. Метод забезпечення надійності дизельних двигунів бурових установок по нерівномірності пульсацій тиску у випускному трубопроводі // Наукові вісті Інституту менеджменту та економіки "Галицька академія". – 2006, № 10. – С. 3-7.