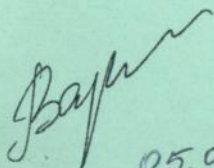


ОДЕСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Варбанець Роман Анатолійович

УДК 629.12-8.004.5.001.5

МОНІТОРИНГ І РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ
СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ



05.08.05 Спеціальність
05.04.15 - суднові енергетичні установки

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Одеса - 1997

329, 5. 026



00751786 (Y)

Дисертація є рукопис.

Робота виконана в Одеському державному морському університеті.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор **Івановський Валерій Георгійович**
Одеський державний морський університет,
завідуючий кафедрою "Суднові енергетичні установки й технічна експлуатація"

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор **Конаков Геннадій Олександрович**
Одеська державна морська академія,
завідуючий кафедрою "Суднові дизельні установки і їх технічна експлуатація"

кандидат технічних наук
Довиденко Юрій Миколайович
Суднохідна компанія UKMAR UKRAINE,
суперінтендант

Провідна установа: Український державний морський технічний університет, м. Миколаїв

Захист відбудеться "17" чэрця 1997 р. о 14-00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 05.11.02 при Одеському державному морському університеті за адресою: 270029, м.Одеса, вул. Мечникова. 34.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Одеського державного морського університету.

Відгуки просимо надсилати на ім'я вченого секретаря спеціалізованої вченої ради в двох примірниках.

Автореферат розіслано "13" Листопа 1997 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради
К 05.11.02
кандидат технічних наук,
доцент



Л.В.Князев

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

ВСТУП. Двигунам дизельного типу надають перевагу у зв'язку з їхньою високою економічністю й можливістю роботи на низько-сортних та альтернативних паливах. Проте, високі економічні характеристики дизелів витримуються лише у випадку точного налаштування всіх регульованих параметрів, у першу чергу паливної апаратури (ПА) й механізму фаз газорозподілу (ФГР).

В умовах практичної експлуатації дизелів питома ефективна витрата палива b_e і кількість шкідливих викидів до атмосфери може значно перебільшувати паспортні значення. Відбувається це внаслідок розрегулювання налаштувальних параметрів під впливом експлуатаційних чинників (температура, вібрація, природне спрацювання), або недосить точного їхнього післяремонтного регулювання.

Безаварійна й економічна експлуатація дизеля можлива лише при ретельному контролі робочого процесу, який дозволяє визначати його механічне й теплове навантаження в складних умовах експлуатації. Проте, існуючі методи контролю при використанні штатних приладів не дають можливості глибоко проаналізувати перебіг робочого процесу дизеля й оцінити його технічний стан.

АКТУАЛЬНІСТЬ ТЕМИ. Зараз здійснюється обладнання суден сучасною обчислювальною технікою, що може дозволити оптимально вирішувати завдання, пов'язані з експлуатацією дизельної енергетичної установки.

Таким чином, актуальним є завдання створення комп'ютерної системи моніторингу й розрахунку робочого процесу, що базується на сучасних уявленнях про процеси, які відбуваються в циліндрі дизеля.

ЗВ'ЯЗОК РОБОТИ З НАУКОВИМИ ПРОГРАМАМИ.

Робота відповідає пріоритетним напрямкам розвитку науки і техніки згідно з Національною програмою досліджень і використання ресурсів Азово-Чорноморського басейну, інших районів Світового океану в період до 2000 року та II розділові проекту "Впровадження форм і методів економії паливно-енергетичних ресурсів на торговельному флоті". А також, до питань ресурсозберігаючих технологій згідно з додатком №2 до наказу Міністерства Освіти України від 23.11.93 №187.

МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ. Розробка теоретичної бази для створення програмно-апаратного комплексу, призначеного для моніторингу й розрахунку робочого процесу водночас із визна-

ЛНБ ім. В. Стефанишина
АН України

ченням параметрів упорску палива і фаз газорозподілу дизеля в експлуатаційних умовах.

Для досягнення мети розв'язано такі завдання:

- розроблено метод визначення параметрів робочого процесу й теплонапруженості дизеля за індикаторними діаграмами в процесі його експлуатації;

- проведено розрахунково-аналітичне дослідження впливу конструктивних та експлуатаційних характеристик суднового дизеля на параметри робочого процесу;

- створено експериментальну установку з дослідження робочого процесу дизеля;

- проведено експериментальне дослідження впливу конструктивних та експлуатаційних характеристик дизеля на параметри робочого процесу;

- розроблено алгоритм визначення верхньої мертвої точки (ВМТ) поршня й наступної синхронізації індикаторної діаграми, записаної у вигляді тимчасового ряду;

- досліджено акустичні сигнали, що виникають при ПА й механізмі газорозподілу;

- розроблено методи, алгоритми і створено програмно-апаратний комплекс для розрахунку й моніторингу робочого процесу в циліндрі дизеля.

НАУКОВА НОВИЗНА ОДЕРЖАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ.

- розроблено математичну модель і алгоритми визначення основних параметрів робочого процесу дизеля й тепловиділення в робочому циліндрі за індикаторними діаграмами, що є подальшим розвитком методу розрахунку робочого процесу в умовах реально-го часу;

- розроблено "метод безфазової синхронізації" - математичний апарат точного визначення положення ВМТ без використання спеціальних реєстраційних датчиків (фазових датчиків кута повороту колінчастого вала);

- розроблено методику реєстрації з високою ймовірністю робочого процесу дизеля за трьома інформаційними каналами: тиском газів у циліндрі, впорском палива й фазами газорозподілу;

- розроблено методи й алгоритми використання віброакустичних сигналів для визначення параметрів упорску палива й фаз газорозподілу.

ПРАКТИЧНЕ ЗНАЧЕННЯ ОДЕРЖАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ. На підставі проведених розрахунково-аналітичних та експериментальних досліджень розроблено програмно-апаратний комплекс, призначений для

практичного використання, тобто моніторингу й розрахунку робочого процесу дизелів в експлуатаційних умовах. Практична цінність розв'язання цього завдання підтвержена впровадженнями системи на таких об'єктах: т/х "Лев Толстой" (ЧМП); т/х "Б.Полевой" (Українське дунайське морське пароплавство); з/с "Гогланд", з/с "Херсонес" (ЧОРАЗМОРШЛЯХ); фірма "Екологія транспорту" Науково-дослідного інституту механіки й прикладної математики Ростовського державного університету; т/х "Наташа-1" фірми "Престиж"; т/х "Канев" фірми "UKMAR UKRAINE".

Матеріали й результати роботи використовуються в Одеському державному морському університеті (ОДМУ) при вивченні дисциплін "Суднові дизелі" й "Системи діагностування суднових дизелів" студентами зі спеціальностей "Суднове енергетичне обладнання".

ОСОБИСТІЙ ВНЕСОК ЗДОБУВАЧА. Основні наукові положення й результати, представлені в дисертації, одержані здобувачем особисто в період з 1993 по 1997 р. на кафедрі "Суднові енергетичні установки й технічна експлуатація флоту".

У двох із семи друкованих роботах, опублікованих у співавторстві, здобувачеві належать:

- розробка методу визначення параметрів робочого процесу суднового дизеля в експлуатації;
- розробка алгоритму "безфазової синхронізації";
- розробка методики й алгоритму визначення фаз паливоподачі й газорозподілу;
- розробка структури, алгоритму й програмного забезпечення системи моніторингу й розрахунку параметрів робочого процесу суднових дизелів в експлуатації.

АПРОБАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ. Результати досліджень доповідалися на наукових семінарах Одеського політехнічного університету "Застосування обчислювальної техніки й математичне моделювання в наукових дослідженнях" в 1994р.; Одеського інституту сухопутних військ у 1997 р.; Науково-дослідного інституту механіки й прикладної математики Ростовського державного університету в 1996 р.; Одеської державної морської академії в 1995-97 рр.; Українського державного морського університету м.Миколаїв у 1997 р., Проектного центру суднобудівництва м.Миколаїв 1997р.; Проблемної лабораторії тракторів та збирально-транспортних засобів Мінмашпрому України м.Одеса у 1997 р.; Українського дунайського морського пароплавства м. Ізмаїл; а також на науково-технічних конференціях ОДМУ, що відбулися в період з 1993 по 1997 р.

Діючі взірці системи були представлені на міжнародних виставках досягнень морських технологій "Одеса-200"; "Нева-95"; "Одеса-96"; "Нева-97" (одержано диплом виставки) й на міжнародній виставці досягнень комп'ютерних технологій "КиївЕкспо-94".

ПУБЛІКАЦІЇ.

Результати досліджень відображені у семи публікаціях.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, чотирьох глав, висновків, списку літератури з 68 назв., додатку. Робота містить 112 сторінок основного тексту, 19 таблиць та 44 малюнка.

ЗМІСТ РОБОТИ

У ВСТУПІ обґрунтовано актуальність завдання створення системи моніторингу й розрахунку робочого процесу дизеля в експлуатаційних умовах. Сформульовано мету й основні напрямки досліджень

У ПЕРШІЙ ГЛАВІ наведено аналітичний огляд робіт, присвячених розрахункові робочого процесу дизеля й робіт із розрахунків тепловиділення в процесі згоряння палива. Подано порівняння результатів розрахунку робочого процесу при різних способах розрахунку тепловиділення.

Наведено огляд сучасних систем комп'ютерної діагностики робочого процесу суднового дизеля. В недавньому минулому виробництвом таких систем займалися переважно західні фірми. Останнім часом цікаві розробки в цій галузі з'явилися в СНД. До числа організацій, що займаються дослідженнями й розробкою систем контролю робочого процесу входять: TRANSAS MARINE, Центральний науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут морського флоту, MCS м.Санкт-Петербург та інші. В главі представлено огляд систем контролю параметрів робочого процесу суднових дизелів.

У ДРУГІЙ ГЛАВІ викладено методи розрахунку основних параметрів робочого процесу на базі обробки кривої тиску газів у циліндрі дизеля. Розрахунок базується на 1-му законі термодинаміки, який стосовно до циліндру дизеля в різницевому вигляді записується:

$$\Delta Q_c = \Delta U + \Delta L + \Delta Q_w, \quad (1)$$

де для розглядуваної елементарної ділянки $\Delta\phi$ градусів повороту колінчастого вала (*ПКВ): ΔQ_c - кількість теплоти, що виділена при згорянні палива; ΔU - зміна внутрішньої енергії газів у робочому циліндрі; ΔL - здійснена робота газів; ΔQ_w - кількість теплоти, що передається крізь днище поршня, днище кришки циліндра і втулку циліндра. Складові рівняння:

$$\Delta Q_T = \Delta x q_H Q_H;$$

$$\Delta U = M_{j+1} \bar{c}_{\eta, j+1} T_{j+1} - M_j \bar{c}_{\eta} T_j;$$

$$\Delta L = 500(p_j + p_{j+1})(V_{U, j+1} - V_{U, j}); \quad (2)$$

$$\Delta Q_w = M[\alpha_g((T_j - T_{KP})F_{KP} + (T_j - T_n)F_n + (T_j - T_{BT})F_{BT}) + \alpha_{g, j+1}((T_{j+1} - T_{KP})F_{KP} + (T_{j+1} - T_n)F_n + (T_{j+1} - T_{BT})F_{BT})].$$

де Δx - відносна частка циклової подачі палива q_H , що згоріло за період $\Delta\varphi$; q_H - циклова подача палива; Q_H - найнижча теплота згоряння палива; M - кількість молів газів; \bar{c}_η - середня мольна ізохорна теплоємність газів; T - температура газів; V_H - об'єм циліндра; α_r - коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки; T_{KP}, T_n, T_{BT} - умовні середні температури відповідно кришки, поршня, дзеркала втулки; θ - коефіцієнт; j - індекс, що має відношення до початку інтервалу $\Delta\varphi$; $j+1$ - індекс, що має відношення до кінця інтервалу $\Delta\varphi$. Кількість теплоти, виділена за період $\Delta\varphi$: $\Delta x = (\Delta U + \Delta L + \Delta Q_w) / q_H Q_H$. Характеристика виділення теплоти до кінця інтервалу $\Delta\varphi$: $x_{j+1} = x_j + \Delta x$, а середня швидкість тепло-виділення дорівнює: $\bar{w} = (x_{j+1} - x_j) / \Delta\varphi$.

Розрахунок тепловиділення ґрунтується на використанні експериментальної кривої тиску газів у циліндрі. В розрахункові робочого процесу характеристики тепловиділення визначалися за методикою І.І.Вібе. Задачу розв'язано методом послідовних наближень в автоматичному режимі пошуку розв'язку на ЕОМ. Критерієм закінчення циклу інтеграції є співпадання (із заданою точністю) розрахункової кривої тиску газів у циліндрі з експериментальною.

З метою визначення ефективних показників роботи двигуна застосовано формулу професора Г.О.Конакова для обчислення механічного ККД дизеля на будь-яких режимах при відомому його значенні на номінальному режимі. При розрахункові тепловиділення в циліндрі дизеля визначено умовні за теплопередачею температури вогняної поверхні днища поршня і днища кришки циліндра.

В ТРЕТІЙ ГЛАВІ викладено методику визначення параметрів робочого процесу й паливної подачі в режимі індицивання.

В таблиці наведено основні параметри робочого процесу, які найбільш повно відбивають якість його перебігу й можуть бути визначені шляхом чисельного аналізу індикаторної діаграми. В роботі розглядаються індикаторні діаграми, записані до пам'яті

комп'ютера у вигляді часових рядів за допомогою спеціальних модулів аналого-цифрового перетворення. Діаграми записуються шляхом дискретизації аналогових сигналів від відповідних датчиків і потім можуть бути оброблені й проаналізовані за допомогою методів чисельного аналізу. Після визначення основних величин тисків і кутів можлива точна оцінка таких похідних параметрів, як максимальна швидкість зростання тиску при згорянні палива v_m , ступінь підвищення тиску λ , а також кут або період затримки запалення палива, відрховуючи від моменту підйому голки до початку підвищення тиску при згорянні (від кута $\varphi_{оп}$ до φ_{pc}).

Таблиця

Основні параметри робочого процесу, що визначаються в режимі діагностування

Позначення	Параметр
p_i, N_i	Середній індикаторний тиск, індикаторна потужність циліндра
n	Частота обертання колінчастого вала двигуна
P_c, φ_{pc}	Тиск і кут початку samozапалення палива
P_z, φ_{pz}	Максимальний тиск згорання палива й відповідний кут ПКВ за ВМТ
P_c	Максимальний тиск стиснення
v_m	Максимальна швидкість зростання тиску при згорянні
λ	Ступінь підвищення тиску при згорянні
P_{exp}	Тиск на лінії розширення
$\varphi_{оп}$	Дійсний кут випередження впорску палива
$\varphi_{в}$	Тривалість упорску палива
$\varphi_{det} \cdot t_i$	Кут, час затримки samozапалення палива
φ_d^h	Кут закриття впускного клапана*
$\varphi_{оп}^{об}$	Кут відкриття впускного клапана*
$\varphi_{оп}^h$	Кут відкриття впускного клапана*
$\varphi_d^{об}$	Кут закриття впускного клапана*
$\varphi_{оп}^h - \varphi_d^{об}$	Кут одночасного відкриття впускних і випускних клапанів*

* Вказані параметри визначаються при наявності відповідних механізмів на двигуні.

При проведенні досліджень використовувалися датчики тиску SC350 Mega System, GT-20 Autronica, а також ємнісні й тензометричні датчики тиску й індуктивні датчики переміщення, розроблені на кафедрі ДВЗ ОДМУ.

Для запису діаграм робочого процесу до пам'яті комп'ютера застосовувався аналого-цифровий перетворювач DAS16/S12 PCMCIA "Computer Boards" із частотою перетворення $\nu_{\text{циф}} = 100$ КГц. При записі великої кількості каналів і при індиціюванні високооборотних дизелів фазовий зсув між каналами враховувався за формулою $\Delta\varphi = 6n/\nu_{\text{циф}}$, де n - частота обертання вала двигуна. У результаті аналого-цифрового перетворення сигналів від датчиків, до пам'яті комп'ютера записувалися часові реалізації змінюваного процесу у вигляді функцій $y_i = f(t_i)$, визначених у дискретних рівновіддалених точках t_i . Частота дискретизації вихідного процесу підбиралася за формулою $\nu_{\text{циф}}^{\text{вх}} = 6nk/\Delta\varphi$, де k - кількість вхідних каналів при завданому кроці сканування $\Delta\varphi \leq 0.5^\circ$.

Для розв'язання задачі інтерполяції будувалася загальна інтерполююча функція $P(x) = \sum_{j=0}^N a_j \varphi_j(x)$, коефіцієнти a_j , якої визначалися з умови $P(x_i) = y_i (i = 0, \dots, N)$. Для визначення точок перегину, екстремумів і для побудови умовних рівнянь дотлчих здійснювалося чисельне диференціювання. Як інтерполюючі функції застосовувалися багаточлени Лагранжа, записані для випадку при симетричних рівновіддалених вузлах.

При аналізі розгорнутих індикаторних діаграм дизеля $p = f(\varphi)$ використовувався метод прирощених об'ємів для розрахунку середнього індикаторного тиску $p_i = \frac{1}{V_s} \sum_{j=1}^m \frac{p_{j-1} + p_j}{2} (V_{j-1} - V_j)$, де m - кількість ділянок розбиття індикаторної діаграми.

Для визначення частоти обертання вала двигуна вибиралася мінімальна необхідна кількість максимумів робочих циклів P_{max} , необхідних для оцінки основних параметрів робочого процесу $m_{\text{min}} = 3$. У цьому випадку найменшою мірою один робочий цикл (від НМТ до НМТ) і дві ділянки стиснення будуть представлені в записові повністю.

Відомо, що тис. на ділянках стиснення від p_s до p_c' підкоряється закономірності $p = p_s e^{a\varphi}$, тобто є рівною монотонною зростаючою функцією, оскільки до p_c' ще нема згоряння палива. Таким чином, незалежно від якості перебігу робочого процесу і

циклової нерівномірності, ці ділянки для декількох сусідніх циклів будуть практично однаковими для одного циліндра на встановленому режимі роботи двигуна. Якщо в реалізації присутні n циклів, то час робочого циклу $t_{p,ц} = (x_n - x_0) / (n-1) \omega_{дв}$. Таким чином, частота обертання двигуна дорівнює $n = 60 / z t_{p,ц}$, де z - коефіцієнт тактності дизеля. Ця методика визначення частоти обертання вала двигуна за періодом між робочими циклами не вимагає встановлення фазового датчика на маховику.

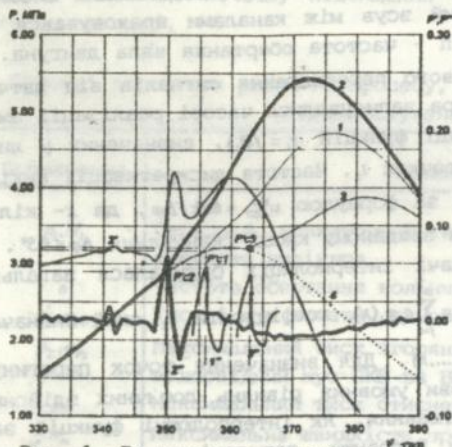


Рис. 1. До питання визначення кута і тиску самозапалення палива: 1, 2, 3- $p(\varphi)$ діаграми робочого процесу при різноманітних кутах випередження впорску палива; 2'- графік $dp/d\varphi$ для робочого процесу 2; 4- стиснення-розширення без згорання.

p_{z2} може бути розв'язано двома способами. Спосіб 1. Пошукувані величини визначаються як максимальний тиск циклу й відповідний кут ПКВ. Для більшості експлуатаційних режимів $\lambda > 1$, отже, $p_{z2} > p_c$. Таким чином, можна записати: $p_{z2} = p_{max} \cdot \varphi_{z2} = \varphi_{z2} p_{max}$. Пошук максимального тиску здійснюється з кроком $\Delta\varphi$, що забезпечує задану точність, для кутів на ділянці діаграми BASE, де $\forall \varphi \in \text{BASE} \Rightarrow p(\varphi) > \varphi_{min}$. Цей спосіб може бути використаний для тих дизелів, для яких типова плавна, без різких перепадів і дето-

Визначення моменту початку самозапалення палива стосовно діаграми стиснення-розширення представлено на рис.1. Другі похідні $d^2p/d\varphi^2$ (криві 1'', 2'' і 3'') мають максимуми в точках p'_c, p'_{c2}, p'_{c3} . Умова визначення кута початку самозапалення палива:

$$\left(\frac{d^2p}{d\varphi^2} \right)_{\text{max}} = \left(\frac{d^2p}{d\varphi_c^2} \right)$$

Друга похідна $d^2p/d\varphi^2$ розраховується для ділянки від $\varphi = \varphi_{z2}^{p_{max}}$ (середина ділянки стиснення) до $\varphi = \varphi_{z1}$ із заданим кроком $\Delta\varphi$ за формулою чисельного диференціювання.

Задачу визначення p_{z2} и

нації зміна тиску поблизу ВМТ. Для багатьох середньообертових двигунів (СОД) у процесі дослідження і за даними інших авторів були зафіксовані різкі перепади тиску в ділянці ВМТ, тому такий спосіб може дати значну погрішність.

Спосіб 2. Для більш точної й об'єктивної оцінки p_z і φ_z застосовувався спосіб, що ґрунтується на побудові й подальшому аналізі апроксимуючого полінома - математичної моделі "верхівки" діаграми. Множник $\zeta = \frac{1+\lambda}{2\lambda}$ вибирається таким, щоб лінія ζP_{\max} проходила посередині між p'_c і P_{\max} .

Коефіцієнти апроксимуючого полінома визначаються методом найменших квадратів (МНК), для випадку з непарною кількістю рівновіддалених вузлів, розташованих симетрично відносно певного вибраного вузла j_0 . Для всіх розглянутих у процесі дослідження індикаторних діаграм середня квадратична погрішність моделі була меншою від 3% лише для поліномів 4-го ступеня.

Апроксимуючий "верхівку" поліном: $P(\varphi) = \sum_{k=0}^m a_k \varphi^k$; $k=4, \varphi = -\frac{m}{2}, \dots, \frac{m}{2}$.

Обчислення коефіцієнтів полінома відбувається у 2 етапи:

- 1) обчислення моментів $\Sigma \varphi^k p$, де $k=0, 1, 2, 3, 4$;
- 2) обчислення коефіцієнтів a_4, a_3, a_2, a_1, a_0 .

Після розрахунку коефіцієнтів полінома, із заданою погрішністю, що моделює "верхівку" діаграми, можна визначити кут φ_z як дійсний корінь рівняння $4a_4 \varphi^3 + 3a_3 \varphi^2 + 3a_2 \varphi + a_1 = 0$ на інтервалі $\varphi \in \text{BASE}$. Після визначення φ_z визначається й саме значення $p_z = P(\varphi_z)$.

На випадок сильних коливань тиску в ділянці ВМТ поршня "Способові 2" надається перевага. Крім того, використання другого способу для визначення p_z і φ_z виправдане незначним (у 1.2-1.5 рази) збільшенням розрахункового часу відносно першого способу при використанні математичного співпроцесора.

Визначення максимальної v_m і середньої \bar{v}_m швидкості зростання тиску газів при згорянні палива.

Параметр v_m оцінюється як тангенс кута нахилу дотичної, проведеної в точці φ'_c до апроксимуючого полінома 2-го ступеня, що забезпечує завдану погрішність наближення вузлів індикаторної діаграми на ділянці від φ'_c до φ_z . Для визначення коефіцієнтів полінома за МНК, застосовувалися формули, одержані для випадку при рівновіддалених вузлах і вибраною центральною точкою діапазону $\text{BASE} = \varphi_z - \varphi'_c$:

$$a_2 = \frac{\Sigma \varphi' \Sigma \varphi' p}{(\Sigma \varphi')^2 - N \Sigma \varphi'^2}; \quad a_1 = \frac{\Sigma \varphi p}{\Sigma \varphi'^2}; \quad a_0 = \frac{\Sigma \varphi' \Sigma p - N \Sigma \varphi' p}{(\Sigma \varphi')^2 - N \Sigma \varphi'^2}.$$

Максимальна швидкість зростання тиску при згорянні:

$$v_m = \lg \theta = [P(\varphi \varphi')]'_m = 2a_1 \varphi \varphi' + a_0.$$

Необхідно відзначити, що погрішності індичювання, хвильові та інші ефекти, що виникають у вимірювальній апаратурі й каналі від камери згорання до датчика, можуть істотно спотворювати й завищувати v_m . Тому на практиці для оцінки механічної жорсткості частіше користуються середньою швидкістю зростання тиску від $\varphi \varphi'_c$ до $\varphi \varphi'_2$: $\bar{v}_m = \frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$, де $\Delta p = p_2 - p'_c$, $\Delta \varphi = \varphi \varphi'_2 - \varphi \varphi'_c$.

Визначення величини тиску на лінії розширення (36° ПКВ за ВМТ). Після розрахунку ВМТ й синхронізації діаграми можливе визначення тисків у будь-яких точках діаграми, як значення відповідного інтерполяційного полінома. Тиск $p_{EXP} = P_m$ вибрано як один із діагностичних параметрів, що визначають якість згорання палива, деякими фірмами, що розробляють діагностичні системи. Деякі фірми акцентують увагу також на тискові за 12° ПКВ за ВМТ, що повинно характеризувати найбільший тиск робочого циклу. В будь-якому випадку визначення тисків у будь-яких точках діаграми - задача, розв'язана на стадії побудови інтерполяційного багаточлена.

Укрупнений аналіз вібродіаграм ПА. На установках із дослідження ПА кафедри СЕУ й ТЕ ОДМУ автором роботи були записані й досліджені детектовані вібродіаграми різноманітних вузлів ПА малооберткових і середньооберткових дизелів (ДКРН 74/160-3, ЧН 25/34 и NVD48).

На першому етапі досліджень здійснювалася оцінка інформативності віброакустичних сигналів різноманітних вузлів ПА під час упорску, яка показала, що найбільшою інформативністю володіють вібродіаграми, записані з торця форсунки й заглушки напроти відсічного вікна (рис.2, діаграми 1 і 2). В момент проходження плунжером відсічного вікна виникає коливання тиску палива у відсічній порожнині паливного насосу високого тиску ПНВТ (діаграма 4) і водночас виникає перший віброімпульс на заглушці. Далі, в момент підйому голки (діаграма 5) та удару її об верхній упор виникають коливання на торці форсунки (діаграма 1, перший імпульс). У момент підйому голки видно характерний перегин на діаграмі тиску в ПНВД (діаграма 3). Такий перегин, що характеризує незначне падіння тиску в паливній

системі високого тиску, особливо чітко проявляється в потужних малооберткових дизелях із форсунками великої продуктивності. В системах діагностики фірми Autronica AS цей факт використовується для визначення моменту початку впорску палива (дійсного кута випередження впорску).

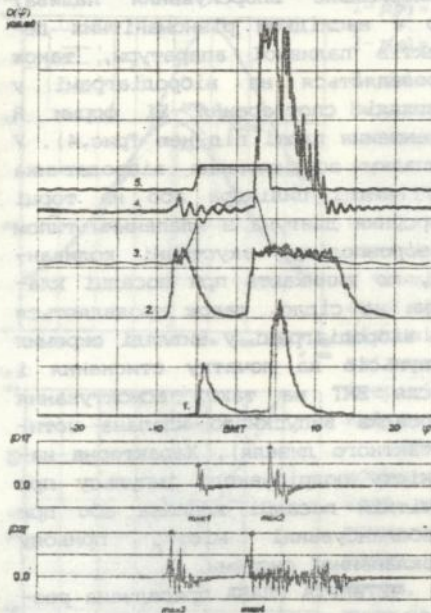


Рис.2. Вібродіаграми впорску.

Такого роду коливання викликає підвищену механічну напруженість і вакуумну корозію вузлів паливної системи, застосовують спеціальні демпфери. Незважаючи на це, вібродатчик дозволяє чітко реєструвати коливання в момент відсічки палива (діаграма 2, другий імпульс). У момент посадки голки виникає другий віброімпульс (діаграма 1). Фази передніх фронтів віброімпульсів визначаються за допомогою аналізу перших похідних $D1'$, $D2'$, які мають максимуми в цих точках.

Таким чином, використання вібродіаграми впорску дає можливість визначити геометричний і дійсний кути випередження впорску палива, кут упорскування за форсункою і тривалість подачі палива за ПНВТ.

Проте відомо, що для багатьох СОД и ВОД на експлуатаційних режимах підйом голки не викликає суттєвого падіння тиску в усій магистралі й діаграма тиску ПНВТ має гладку форму. В цьому випадку математична обробка діаграми тиску ПНВТ не дозволить визначити момент підйому голки. В момент відсічки палива на заглушці виникають коливання тиску великої амплітуди (діаграма 4).

У цей момент порожнина високого тиску з'єднується з порожниною низького тиску підкачування й виникає хвильовий процес. Для зниження інтенсивності хвильового процесу, що викликає

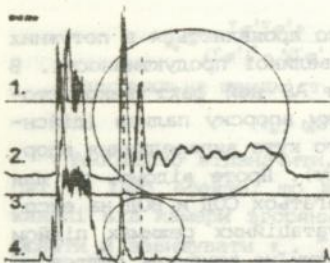


Рис. 3. Дефектація демпфера коливань палива в результаті відсічки:
1-переміщення голки;
2-тиск у відсічній порожнині ПНВТ; 3-тиск палива в ПНВТ; 4-вібродіаграма заглушки ПНВТ напроти відсічного вікна.

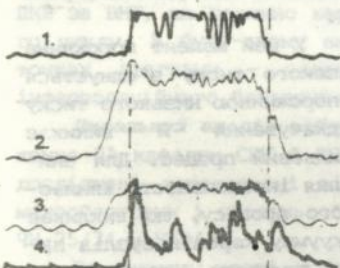


Рис. 4. Вібродіаграма подрібненого впорску палива: 1- переміщення голки; 2-тиск палива в ПНВТ; 3-тиск у палива форсунці; 4-вібродіаграма форсунки.

незалежних від робочого процесу сигналів від фазового датчика на маховику двигуна. Відомо, що точність "фазової" синхронізації змінюється в залежності від режимів роботи двигуна за рахунок скручування колінчастого вала, крутильних коливань і дрифтів у вузлах кінематичного комплексу. Крім того, жорстка прив'язка до маховика виключає можливість оперативної

Дефекти демпфера відсічних коливань проявляються на вібродіаграмі 2 у вигляді характерних вторинних імпульсів, як показано на рис.3. Ненормальне впорскування палива, що є наслідком різноманітних дефектів паливної апаратури, також проявляється на вібродіаграмі у вигляді спотворення її форми й зменшення площі під нею (рис.4). У випадку встановлення вібродатчика на кришці циліндра або на торці форсунки двигуна з клапанним типом газорозподілу, акустичні коливання, що виникають при посадці клапана на сідло, також проявляються на вібродіаграмі у вигляді окремих імпульсів на початку стиснення і після ВМТ на такті всмоктування (посадка випускного клапана чотиритактного дизеля). Характерна наявність подрібненого імпульсу при нечіткій посадці клапана або при розбалансуванні містка приводу двоклапанної системи.

ЧЕТВЕРТА ГЛАВА присвячена розробці алгоритмів функціонування комп'ютерної системи моніторингу робочого процесу. В першу чергу досліджено можливості синхронізації індикаторних діаграм, тобто переведення діаграм із функції часу до функції за кутом повороту колінчастого вала $\rho(t) \rightarrow \rho(\varphi)$. Звичайно, ця задача розв'язується за допомогою

діагностики робочого процесу довольного дизеля в умовах експлуатації.

Для розв'язання проблеми синхронізації робочого процесу досліджено три моделі процесу стиснення-розширення в циліндрі:

1- $p(\varphi) = p_c / [1 + k(\varphi - m)^2]$ - "локон Аньези";

2- $p(\varphi) = p_c \cdot e^{-k(\varphi - m)^2}$ - показова функція;

3- $p(\varphi) = A_1 [1 + k_1(\varphi - m)^2] + A_2 e^{-k_2(\varphi - m)^2}$ - функція.

Визначення коефіцієнтів моделей у загальному випадку здійснювалося за допомогою модифікованого методу Rowell64. Для порівняння ефективності моделей оцінювалися такі показники: значення цільової функції у точці мінімуму, відхилення абсциси й ординати максимуму моделі від відповідних значень максимуму вхідного процесу, кількість ітерацій методу Rowell64 і витрачений на це машинний час.

З'ясувалося, що при загальних допущеннях про рівномірність робочого процесу модель №3 найбільш точно описує вихідний процес із погляду мінімуму цільової функції. Проте, якщо постановка задачі обмежується завданням точністю визначення абсциси максимуму (ВМТ) при мінімумі витраченого машинного часу, то в цьому випадку модель №1 є більш бажаною. Сформулювавши цільову функцію моделювання у вигляді

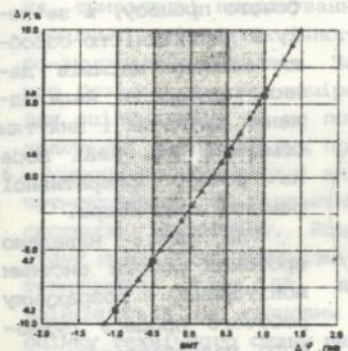
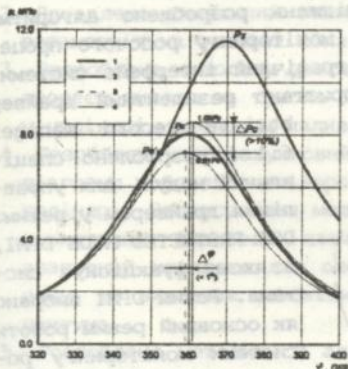
$$\bar{F} = \sum_{j=1}^n \left[\frac{p_j}{p(\varphi_j)} - 1 \right]^2 \rightarrow \min, \text{ вдалося}$$

Рис. 5. Алгоритм та аналіз погрешності визначення ВМТ.

провести декілька етапів визначення коефіцієнтів моделі 1 в аналітичній формі, значно скоротивши тим самим необхідний для остаточного розрахунку машинний час. Остаточне рівняння від $m \rightarrow \text{ВМТ}$ розв'язується чисельним методом:

$$[cb]/[db] = [c]/[d], \quad (3)$$

$$\text{де } a_j = p_j/p_c; b_j = (\varphi_j - m); d_j = \bar{y}_j a_j^2 b_j^3; c_j = \bar{y}_j a_j b_j (1 - a_j).$$



Основна властивість моделі 1 полягає в тому, що розрахункові значення коефіцієнта m (координата BMT) дещо відрізняються від істинного BMT при завданні досить грубого (з погрешністю 5-8%) початкового значення величини P_c (рис.5).

На підставі проведених досліджень розроблено алгоритми функціонування й програму системи моніторингу робочого процесу. Також розроблено спеціальний графічний інтерфейс системи. Для управління базами даних використано резидентний драйвер

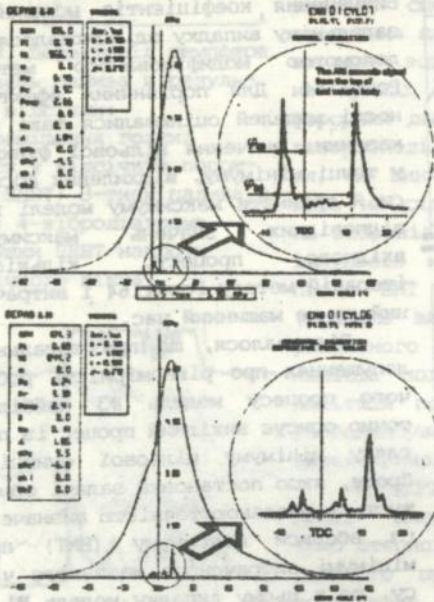


Рис.6. Фотографія протоколу роботи системи моніторингу робочого процесу дизеля 7RND76. Приклад виявлення дефектної форсунки.

представленої в хронологічному порядку), можна наочно продемонструвати режим перевантаження двигуна за окремими циліндрами, визначити дефект паливної апаратури й механізму газорозподілу.

drive record manager 6.1 і розроблено спеціальний модуль для управління драйвером у режимі DOS PROTECTED MODE DPMI, в якому функціонує система. Режим DPMI вибрано як основний режим роботи системи моніторингу робочого процесу, в зв'язку з необхідністю обробки великих масивів даних, зручністю налагодження програми і зняттям обмежень DOS Real Mode на розмір оперативної пам'яті комп'ютера.

На рис.6 наведено протокол роботи системи моніторингу й розрахунку робочого процесу суднового малооборотного дизеля. Оскільки система дозволяє здійснювати порівняння робочих режимів у довільному порядку (з бази даних,

ВИСНОВКИ

1. Одержано математичну модель і розроблено алгоритми визначення в умовах експлуатації основних параметрів робочого процесу дизеля й тепловиділення в робочому циліндрі за індикаторними діаграмами.
2. Проведено чисельний експеримент і досліджено впливи вхідних параметрів на основні показники робочого процесу.
3. Розроблено методику реєстрації з високою ймовірністю робочого процесу дизеля за трьома інформаційними каналами: тиском газів у циліндрі, впрорском палива й фазами газорозподілу.
4. Розроблено розрахунковий метод синхронізації індикаторної діаграми робочого циліндра шляхом аналізу кривої тиску газів у циліндрі. Застосування методу синхронізації параметрів без використання фазового датчика дозволило створити програмно-апаратний комплекс для оперативного дослідження робочого процесу, що виключає необхідність тривалої попередньої підготовки двигуна.
5. Розроблено методику й алгоритми визначення кутів випередження, тривалості впрорскування палива до робочого циліндру й попередньої оцінки технічного стану ПА за допомогою аналізу вібро-акустичних сигналів. Запропонована методика є альтернативною безпосередньому вимірові тиску впрорску палива. При цьому для оцінки стану ПА не потребується вартісного й ризикованого включення вимірювальних приладів до системи високого тиску.
6. Розроблено методику й алгоритми визначення фаз газорозподілу чотиритактних і двотактних дизелів із прямоточно-клапанною системою газообміну. Розроблено алгоритми оцінки технічного стану привідного механізму в динамікові. Як і у випадку оцінки технічного стану ПА, діагностика механізму газорозподілу здійснюється за кінцевим результатом, що дозволяє здійснити оцінку технічного стану механізму в цілому.
7. Розроблено алгоритми функціонування й програмне забезпечення системи моніторингу й розрахунку параметрів робочого процесу дизеля в режимі експлуатації.
8. На базі широкого дослідження процесів паливоподачі й робочого процесу дизеля розроблено методику діагностики й виявлення несправностей ПА, стану циліндро-поршневої групи (ЦПГ) й механізму газорозподілу.
9. Основні результати дослідження впроваджені на морському й залізничному транспорті. Економічний ефект переважно вира-

жається в зниженні витрати палива й підвищенні рівня технічної експлуатації і надійності роботи дизеля.

Основний зміст дисертації опубліковано в роботах :

1. Варбанец Р.А., Ивановский В.Г., Савиных А.А. Расчетный метод обнаружения верхней мертвой точки поршня двигателя внутреннего сгорания // "Техническая эксплуатация флота". - М.: В/О "Мортехинформреклама", №6(816). - 1994. - С.1-6.
2. Фомин Ю.Я., Ивановский В.Г., Варбанец Р.А., Савиных А.А. Прибор диагностики рабочего процесса дизеля // Тезисы доклада семинара "Применение вычислительной техники и математическое моделирование в научных исследованиях". - Одесса: Политехнический университет. - 1994. - С.149-152.
3. Варбанец Р.А. Система контроля параметров рабочего процесса судовых дизелей // Судостроение. - 1994. - №10. - С.34-35.
4. Варбанец Р.А. DEPAS. Новые возможности компьютерной диагностики дизельных двигателей // Судостроение. - 1995. - №7. - С.46.
5. Варбанец Р.А. Системы компьютерной диагностики судовых дизелей // Судостроение. - 1996. - №6. - С.24-27.
6. Варбанец Р.А. Система компьютерной диагностики рабочего процесса дизеля в учебной и научно-исследовательской работе студентов судомеханического факультета // Новые информационные технологии обучения в учебных заведениях Украины. - Одесса. - 1997. - №1. - С.167-170.
7. Варбанец Р.А. Обнаружение дефектов ТА дизелей на ранней стадии // Судостроение. - 1997. - №7. - С.48-50.

Варбанец Р.А. Моніторинг і розрахунок робочого процесу судових дизелів в експлуатації. - Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук зі спеціальності 05.04.15 - суднові енергетичні установки. - Одеський державний морський університет, Одеса, 1997р.

Дисертація присвячена питанням розробки теоретичної бази для проектування комп'ютерної системи моніторингу й розрахунку робочого процесу дизеля. В роботі розвивається новий підхід до індиціювання й розрахунку робочого процесу за трьома інформаційними каналами: тиск газів у циліндрі, впуск палива і фази газорозподілу. Розроблено метод синхронізації діаграм робочого процесу шляхом чисельного аналізу кривої тиску газів

У робочому циліндрі, без використання фазового датчика на маховику двигуна. Розроблено методику визначення геометричних і дійсних фаз паливободачі й оперативної оцінки технічного стану паливної апаратури без впровадження до системи високого тиску. Розроблено методику визначення фаз роботи механізму газорозподілу й оцінки його технічного стану. Основні результати роботи реалізовані автором при проектуванні системи комп'ютерної діагностики DEPAS, яка в теперішній час використовується кількома суднохідними компаніями для регулювання й контролю технічного стану головних і допоміжних дизелів.

Ключові слова: суднові дизелі, робочий процес, індичювання, синхронізація, паливободача, фази газорозподілу.

Varbanets R.A. Performance analysing system of diesel in operation mode. - Manuscript.

Thesis for a candidate's degree by speciality 05.04.15 - ship power plants.- The Odessa State Maritime University, Odessa, 1997.

The thesis is devoted to problems of designing of a diesel engine performance analysing system. A new concept in indication of work process is elaborated. The three information channels developed: pressure of gases in the cylinder, fuel injection and gas distribution phases. With the purposes of creation of a portable diagnostic system, the method of a working process diagram synchronizing not using a phase gauge on turning wheel of an engine is developed. The technique of an operative evaluation of a technical condition both valid angles of an advancing and duration of fuel injection with the help of contact vibro sensor, without introduction in a high fuel pressure system is developed. The technique of definition of a technical condition and phases of work of the distribution mechanism in dynamics with the help of contact vibro sensor is developed. The main results of the work have found an industrial utility. It is the computer diagnostics system DEPAS, which is now used by the several marine companies for adjustment and monitoring of a technical condition of main and auxiliary diesel engines.

Key words: diesel engine, working process, indication, synchronizing, fuel injection, gas distribution phases.

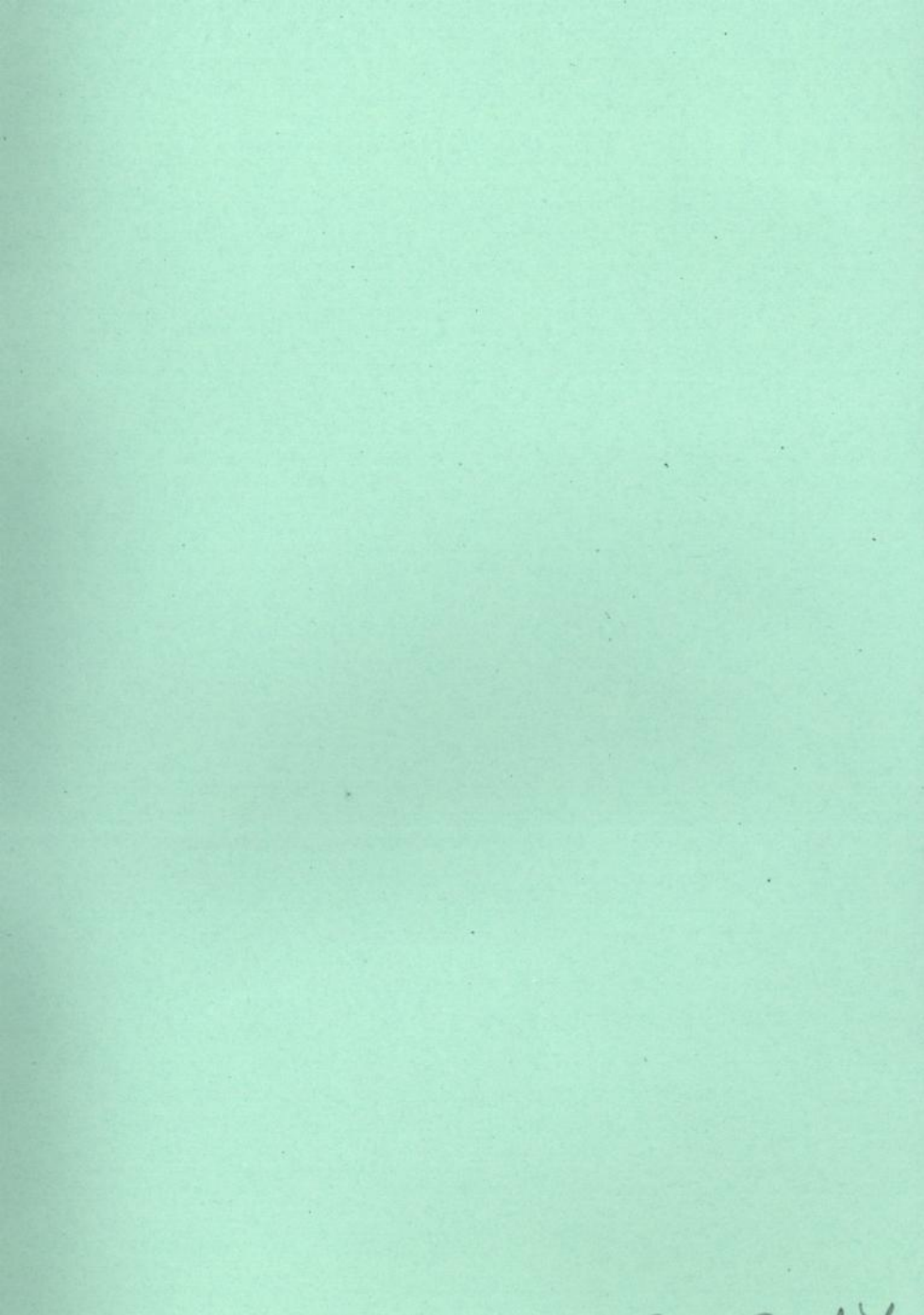
Варбанец Р.А. Мониторинг и расчет рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.04.15 - судовые энергетические установки. - Одесский государственный морской университет, Одесса, 1997г.

Диссертация посвящена вопросам разработки теоретической базы для проектирования компьютерной системы мониторинга и расчета рабочего процесса дизеля. В работе развивается новый подход к индицированию рабочего процесса по трем информационным каналам: давление газов в цилиндре, впрыск топлива и фазы газораспределения. Разработан метод синхронизации диаграмм рабочего процесса без использования фазового датчика на маховике двигателя. Разработана методика оперативной оценки технического состояния, действительных углов опережения и длительности впрыска топлива с помощью контактного вибродатчика без внедрения в систему высокого давления. Разработана методика определения технического состояния и фаз работы механизма газораспределения в динамике с помощью контактного вибродатчика. Основные результаты работы реализованы автором при проектировании системы компьютерной диагностики DEPAS, которая в настоящее время используется несколькими судоходными компаниями для регулировки и контроля технического состояния главных и вспомогательных дизелей.

Ключевые слова: судовые дизели, рабочий процесс, индицирование, синхронизация, топливоподача, фазы газораспределения.

Зак. 1200 тирЮО , подл. к печ. 12.11.97г.
Усл. печ. лист 1.0 . ЮФП ОГМУ Одесса
ул. Мечникова, 34



AB 38.824