

*А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, А.В. Савченко*

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГИИ АКТИВАЦИИ ВОДОТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ

*В статье приведены методика и результаты экспериментального определения энергии активации водотопливной эмульсии. Показана целесообразность обработки каждого цикла работы дизеля в отдельности с последующим усреднением значения энергии активации. Обработка выполнена с использованием программного комплекса Diesel Analyse, в который были внесены некоторые изменения в алгоритмы определения моментов начала сгорания и начала подачи топлива. Рассчитана энергия активации ДТ и ВТЭ, проведён сравнительный анализ результатов, сделан вывод о степени влияния энергии активации ВТЭ на период задержки воспламенения.*

### Введение

Одной из характерных особенностей процесса сгорания в дизеле при использовании водотопливной эмульсии (ВТЭ) является заметное увеличение периода задержки воспламенения. Период задержки воспламенения в дизеле значительно влияет на дальнейшее протекание процесса сгорания, а следовательно - на целый ряд экономических и экологических показателей работы дизеля. Наиболее ярко выражено это влияние на уровень образования оксидов азота. Основными факторами, определяющими период задержки воспламенения являются: температура и давление в цилиндре, частота вращения коленчатого вала, энергия активации топлива. Было принято решение провести расчётное исследование по определению энергии активации ВТЭ. Это необходимо для определения степени влияния каждого из факторов на период задержки воспламенения, что позволит получить более полное представление о механизме влияния ВТЭ на рабочий процесс дизеля.

В данной статье приведены результаты определения энергии активации на основании результатов экспериментального исследования дизеля 4ЧН12/14 на ВТЭ.

### Анализ публикаций по тематике исследования

Традиционная обработка результатов экспериментальных стендовых исследований двигателя предусматривает получение усреднённой индикаторной диаграммы, которая впоследствии обрабатывается с целью определения ряда индикаторных показателей [1-8]. Во многом такой метод себя оправдывает и может быть признан рациональным. Однако к недостаткам такого подхода стоит отнести следующее: данный метод приемлем при условии, что все процессы (главным образом процессы топливоподачи и сгорания) от цикла к циклу происходят в один и тот же момент относительно угла поворота коленчатого вала. Только в этом случае можно утверждать, что усредняются величины, незначительно отличающиеся по величине, но ха-

рактеризующие одинаковые процессы. Как показали результаты обработки экспериментальных исследований дизеля с помощью программного комплекса Diesel Analyse [1,4,7], даже на установившемся режиме моменты начала и продолжительность топливоподачи и сгорания не одинаковы, а варьируются в некоторых пределах, что видно по индикаторным диаграммам 100 последовательных рабочих циклов дизеля (рис. 1). Количество рабочих циклов для обработки было выбрано в соответствии с рекомендациями авторов статьи [4]. Видно, что на линии сжатия все циклы лежат в очень узком диапазоне, а в момент сгорания этот диапазон заметно увеличивается. Следовательно, традиционный метод осреднения индикаторных диаграмм при обработке результатов экспериментальных исследований может давать не вполне корректные результаты.

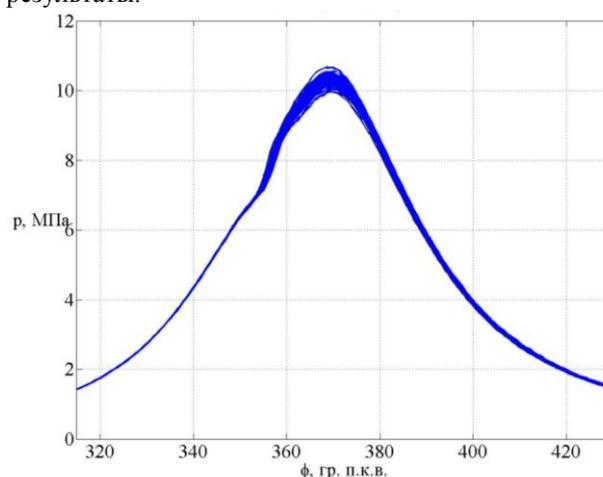


Рис. 1. Индикаторные диаграммы 100 последовательных циклов работы дизеля на номинальном режиме

Принимая во внимание уровень вычислительной мощности современных ЭВМ и динамику их развития можно считать, что оправданной является отдельная обработка индикаторных диаграмм каждого цикла работы дизеля [3,4,9-11].

В рамках данного вопроса, наибольший интерес представляет период задержки воспламенения,

который во многом определяется моментом начала подачи топлива и параметрами рабочего тела в цилиндре [12,13]. Ввиду этого актуальным является анализ и усовершенствование алгоритмов определения моментов начала сгорания и начала подъёма иглы.

#### Алгоритм определения момента начала сгорания

Один из методов нахождения момента начала сгорания основан на определении экстремума второй производной давления в цилиндре по углу поворота коленчатого вала. В теории данный метод должен давать хорошие результаты. Однако на практике вид графика второй производной давления заметно отличается от ожидаемого: присутствует целый ряд локальных экстремумов, которые сильно затрудняют определение искомого момента. Главным образом это объясняется необходимостью

численного дифференцирования экспериментальных данных, снятых с определённой погрешностью.

Нами предлагается следующее уточнение метода определения момента начала сгорания. Оно основано на теоретическом определении давления ( $P_{teor}$ ) в цилиндре в каждой расчётной точке на основании замеренного давления в предыдущей точке. Расчёт проводился с шагом 0,5 град. п.к.в., исходя из предположения, что в цилиндре происходит процесс адиабатического сжатия

$$P_{teor}(x) = \frac{P(x-1) \cdot V(x-1)^K}{V(x)^K}, \quad (1)$$

Далее определяем разность между теоретически рассчитанной и измеренной величиной давления в каждой точке.

$$\Delta P_{teor}(x) = P_{ц}(x) - P_{teor}(x); \quad (2)$$

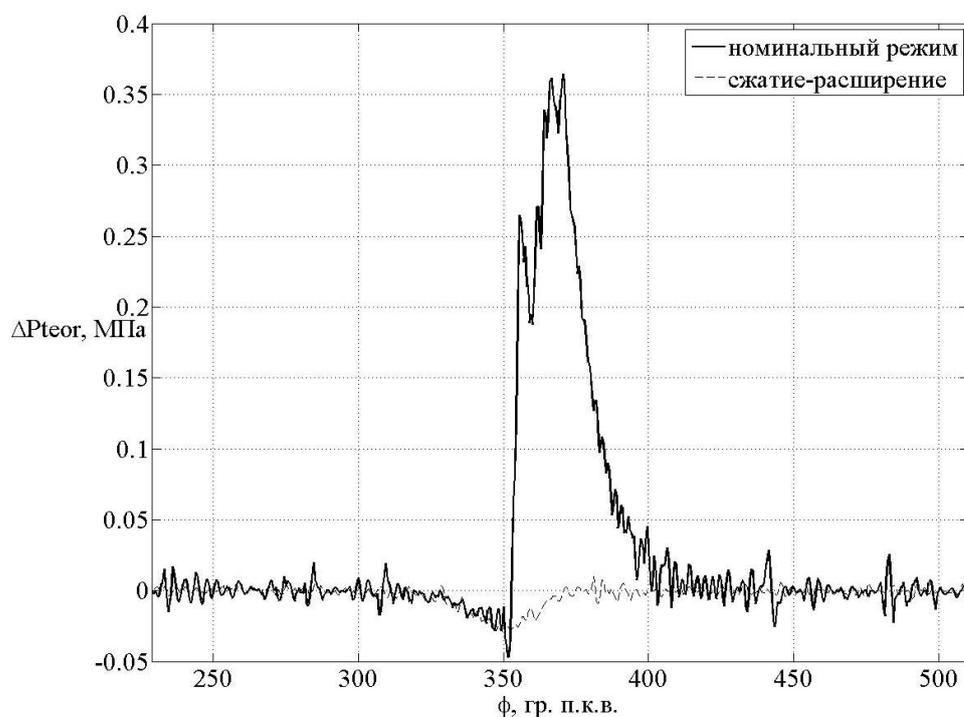


Рис. 2. График зависимости  $\Delta P_{teor}$  от угла поворота коленчатого вала

Построенный по такой зависимости график  $\Delta P_{teor}$  на номинальном режиме работы дизеля, представлен на рис. 2. На основании  $\Delta P_{teor}$  определялся момент начала сгорания. В случае отсутствия подвода тепла к рабочему телу величина  $\Delta P_{teor}$  теоретически равна нулю. На практике она несколько отличается от нуля на этом участке, что может быть объяснено погрешностью измерения и расчётов, утечкой газа через поршневые кольца, а также наличием теплоотдачи в стенки камеры сгорания. Положительным значениям  $\Delta P_{teor}$  соответствует подвод тепла к рабочему телу, отрицательным –

отвод. На рисунке 2 видно, что значения  $\Delta P_{teor}$ , которые соответствуют сгоранию в цилиндре, на несколько порядков больше, чем вышеуказанные колебания  $\Delta P_{teor}$  около нуля на участке, где сгорание отсутствует. Кроме того, с момента начала сгорания показатель  $\Delta P_{teor}$  непрерывно растёт на некотором отрезке, что заметно упрощает определение искомого момента с использованием ЭВМ.

График  $\Delta P_{teor}$  при сжатии – расширении рабочего тела без сгорания топлива также приведён на рис. 2. Стоит отметить, что на обоих графиках вблизи ВМТ видно смещение  $\Delta P_{teor}$  в область отри-

цательных значений. Это объясняется тем, что при высоком давлении и температуре увеличиваются утечки рабочего тела через поршневые кольца и потери теплоты в стенки камеры сгорания.

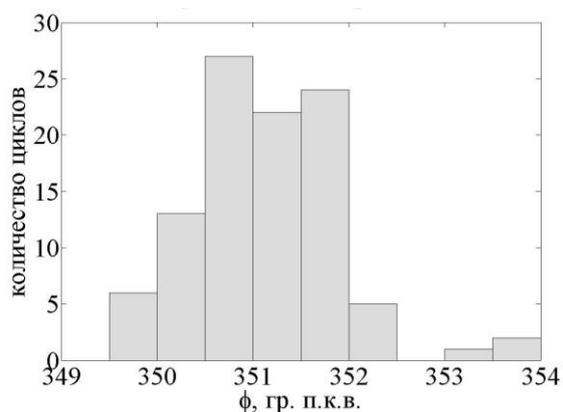


Рис. 3. Гистограмма рассчитанных углов начала сгорания для 100 последовательных циклов работы дизеля

В качестве точки, соответствующей моменту начала сгорания, был выбран минимум  $\Delta P_{теор}$  в области отрицательных значений, после которого показатель  $\Delta P_{теор}$  непрерывно растёт и достигает максимума в области положительных значений. Углы начала сгорания для 100 последовательных циклов работы дизеля представлены на рис. 3. Видно, что распределение значений массива близко к закону нормального распределения.

#### Алгоритм определения момента начала подачи топлива

Было принято решение определять момент начала подачи топлива на основании давления топлива ввиду его очень высокого быстродействия. Нами был использован датчик давления топлива пьезоэлектрического типа. Один из широко распространённых методов определения момента начала подачи топлива основан на регистрации кратковременного снижения давления топлива перед форсункой, что вызвано высвобождением дополнительного объёма при ходе иглы. Алгоритм определения данного момента может быть построен на поиске двух экстремумов функции давления топлива. Однако, важно отметить, что при определённых условиях функция давления топлива может не иметь экстремумов на данном участке, а лишь кратковременное снижение скорости нарастания давления.

Для повышения надёжности предложено определять момент начала подачи топлива на основании производной функции давления топлива по углу поворота коленчатого вала. В рамках данной задачи важен тот факт, что на всех режимах в каждом цикле искомые экстремумы ярко выражены, а,

следовательно, использование производной давления топлива по углу поворота коленчатого вала позволит повысить надёжность работы алгоритма. Считаем, что максимум производной давления топлива по углу поворота коленчатого вала соответствует началу подъёма иглы форсунки.

Гистограмма значений угла начала подачи топлива, найденных по предложенному алгоритму показана на рис. 4. Видно, что все значения лежат в весьма узком диапазоне и распределены по закону, близкому к нормальному.

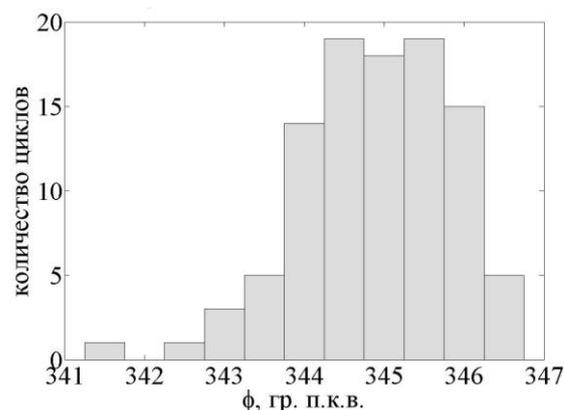


Рис. 4. Гистограмма рассчитанных значений угла начала подъёма иглы форсунки для 100 последовательных рабочих циклов

#### Энергия активации топлива

Получив массивы значений углов начала сгорания и углов начала подачи топлива, можно определить период задержки воспламенения для каждого цикла работы дизеля (рис. 5). Видно, что его максимальное значение примерно в 2 раза больше, чем минимальное. Однако это не означает, что исходные значения были определены со столь высокой погрешностью, ведь период задержки воспламенения в разных циклах действительно может значительно отличаться.

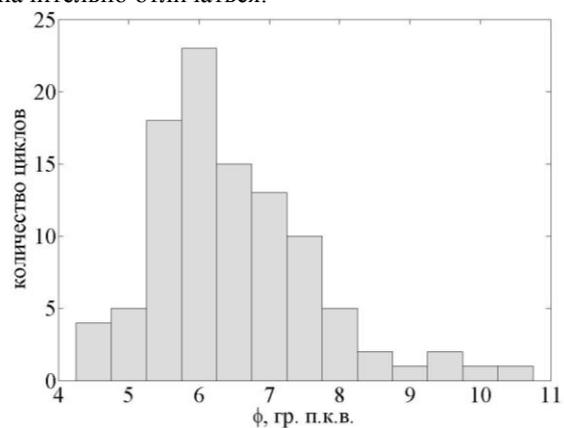


Рис. 5. Гистограмма рассчитанных значений периода задержки воспламенения для 100 последовательных рабочих циклов

Было принято решение провести расчёт энергии активации топлива, используя в качестве исходных данных результаты экспериментального исследования дизеля. Расчётная формула (3) была получена путём преобразования формулы Толстова [12]:

$$E_A = (8,314 \cdot T_H) \cdot (\ln(\tau_i) - \ln(3,8 \cdot 10^{-6} \times (1 - 1,6 \cdot 10^{-4} \cdot n) \cdot \sqrt{\frac{T_H}{P_H}})) \quad (3)$$

где  $\tau_i$  – период задержки воспламенения;  $n$  – частота вращения коленчатого вала;  $E_A$  – энергия активации топлива;  $T_H$  – температура в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива;  $P_H$  – давление в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива.

Следует отметить, что все значения, использованные в расчёте, были определены отдельно для каждого цикла. Результаты определения энергии активации представлены на рис. 6. Видно, что более 60% точек размещаются в диапазоне, шириной около 10%. Очевидно, что широкий диапазон варьирования величин периода задержки воспламенения, главным образом, объясняется различными параметрами рабочего тела в цилиндре в момент начала подъёма иглы. Согласно публикациям

[12,13] авторов аналогичных исследований, энергия активации дизельного топлива равна 23800 кДж/кмоль. Отличие полученных результатов от этого значения главным образом объясняется следующим: отличиями физико-химических свойств топлива, погрешностью определения величин  $T_H$  и  $P_H$ , дискретностью значений экспериментально определенного периода задержки воспламенения (расчёт проводился с шагом 0,5 град. п.к.в.).

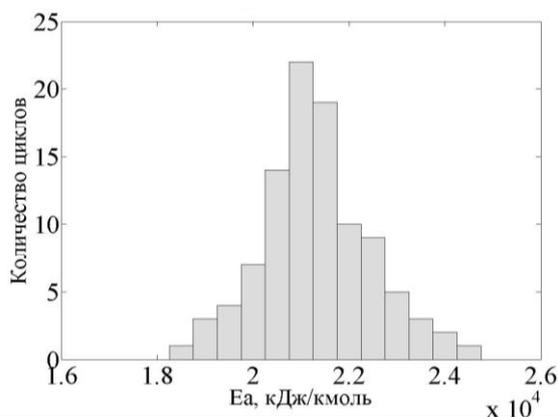


Рис. 6. Гистограмма рассчитанных значений энергии активации для 100 последовательных рабочих циклов

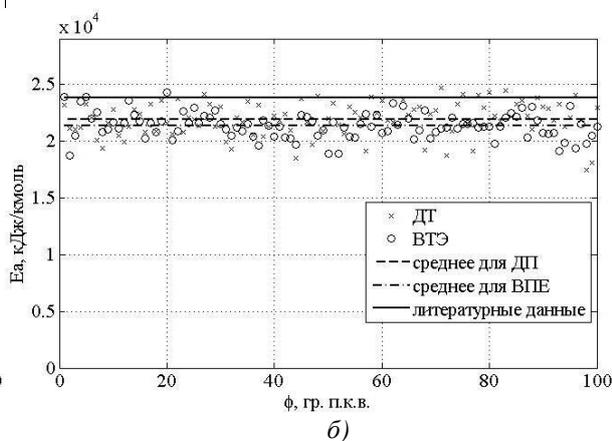
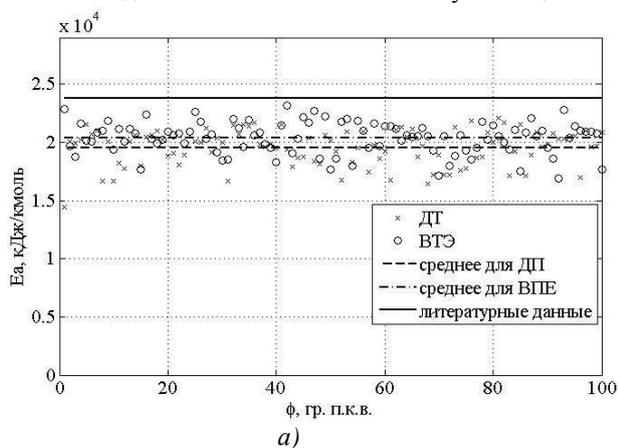


Рис. 7. Сравнение энергии активации ДТ и ВТЭ: а –  $n=1500 \text{ хв}^{-1}$ ,  $N_e=85 \text{ кВт}$ ; б –  $n=2000 \text{ хв}^{-1}$ ,  $N_e=100 \text{ кВт}$

Графически представлено сравнение энергии активации ДТ и ВТЭ (рис. 7), определённой для двух режимов работы дизеля: режима максимального крутящего момента и режима номинальной мощности. По результатам сравнения видно, что энергия активации ВТЭ отличается от ДТ не более чем на 3 %, что сопоставимо с погрешностью расчётов. Энергию активации ДТ и ВТЭ можно считать одинаковыми. Для других режимов работы дизеля были получены аналогичные результаты.

## Выводы

На основании результатов комплекса экспериментальных исследований ВТЭ был проведён расчёт энергии активации ДТ и ВТЭ. Обработка результатов экспериментальных исследований проведена с помощью программного комплекса Diesel Analyse. Характерной особенностью расчётно-экспериментального исследования являлось определение отдельно для каждого цикла работы дизеля следующих величин: момента начала подачи топлива, момента начала сгорания, периода задержки воспламенения, температуры и давления в цилиндре.

дре в момент начала подачи топлива. Предложен альтернативный метод определения момента начала сгорания. Момент начала подачи топлива определялся на основании сигнала датчика давления топлива ввиду его очень высокого быстродействия. Расчётная формула энергии активации была получена путём преобразования формулы Толстова. Результаты расчётных исследований показывают, что энергия активации ВТЭ мало отличается от ДТ. Основными факторами, вызывающими увеличение периода задержки воспламенения при использовании ВТЭ, являются снижение температуры и давления рабочего тела в цилиндре в момент начала подачи топлива.

#### Список литературы:

1. Марченко А.П. Универсальный автоматизированный стенд для испытаний ДВС / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д.Е. Самойленко, Д.В. Мешков // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – 2006. – С. 140-143. 2. Пойда А.Н. Основные принципы индцирования двигателей дискретными устройствами. // Двигателестроение. – 1982. - № 8. – С. 24-28. 3. Пойда А.Н., Смолин Ю.А., Сухопаров С.С. Основные принципы статистической обработки индикаторных диаграмм с помощью цифровых комплексов // Двигатели внутреннего сгорания. - 1985.- №. 42.- С. 23-28. 4. Прохоренко А.А. Выбор рационального количества рабочих циклов для усреднения индикаторной диаграммы / А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. - № 2. – С. 95-96. 5. Дорохов А.Ф. Анализ показателей рабочего цикла, полученных расчетным и экспериментальным путем, при различных способах организации рабочего процесса в ДВС / А.Ф. Дорохов, С.А. Каргин, А.П. Исаев // Вестник машиностроения, 2007. – № 2. – С. 11–17. 6. Исаев А.П. Метод индцирования судовых малоразмерных дизелей / А.П. Исаев, К.К. Колосов // Вестник АГТУ. – 2009. - № 2. – С. 155-161. 7. Марченко А.П. Программное обеспечение автоматизированного комплекса для исследований двигателя внутреннего сгорания / А.П. Марченко, С.И. Червонный, Д.В. Мешков, К.Г. Мешкова // Вестник НТУ «ХПИ» - 2004. – № 46. – С. 44-49. 8. Исаев А.П. Анализ методов расчёта показателей рабочего цикла судовых ДВС / А.П. Исаев, С.А. Каргин, К.К. Колосов // Вестник АГТУ. – 2009. - № 1. – С. 193-198. 9. Савельев М.А. Методика получения и обработки осциллограмм давления топлива перед форсункой при экспериментальных исследованиях / М.А. Савельев, Д.В. Рыжко, Д.Ю. Козлов // Вестник СГТУ. – 2010. - № 1. – С. 71-76. 10. Варбанец Р.А. Мониторинг рабочего процесса и параметрическая диагностика среднеоборотного тепловозного дизеля K6S310DR / Р.А. Варбанец, В.С. Губин, В.И. Кырнац, О.А. Россомaha, Н.И. Александровская // Вестник АГТУ. – 2014. - № 2. – С. 52-61. 11. Варбанец Р.А. Определение основных параметров рабочего процесса и результаты диагностики главных дизелей теплохода «Greifswald» / Р.А. Варбанец, П.Н. Бельский, В.А. Яровенко, А.И. Ваганов, Н.И. Александровская // Вестник АГТУ. – 2015. - № 2. –

С. 31-41. 12. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях / Разлейцев Н.Ф. – Харьков: Вища школа, 1980. – 169 с. 13. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях / Воинов А.Н. – М., «Машиностроение», 1977. – 277 с.

#### Bibliography (transliterated):

1. Marchenko, A.P., Prokhorenko, A.A., Samoilenko, D.E., Meshkov, D.V. (2006), "Universal automated test stand for internal combustion engines" ["Universalnyi avtomatizirovannyi stand dlya ispytaniy DVS", Vestnik NTU KhPI], No. 1, pp.140-143. 2. Poyda, A.N. (1982), "Basic principles of indexing engines discrete devices" ["Osnovnye printsipy inditsirovaniya dvigateley diskretnymi ustroystvami", Dvigatelistroenie], No. 8, pp. 24-28. 3. Poyda, A.N., Smolin, Yu.A., Suhoparov, S.S. (1985), "Basic principles of statistical processing of indicator diagrams using digital systems" ["Osnovnye printsipy statisticheskoy obrabotki indikatornykh diagramm s pomoshchyu tsifrovyykh kompleksov", Dvigateli vnutrennego sgoraniya], No. 42, pp. 23-28. 4. Prokhorenko, A.A., Meshkov, D.V. (2006), "Choice of a rational number of cycles for averaging the indicator diagram" ["Vyibor ratsionalnogo kolichestva rabochih tsiklov dlya usredneniya indikatornoy diagrammy", Dvigateli vnutrennego sgoraniya], No. 2, pp. 95-96. 5. Dorohov, A.F., Kargin, S.A., Isaev, A.P. (2007), "Analysis of the operating cycle parameters obtained by calculation and experiment, with different methods of organization of the working process in the internal combustion engine" ["Analiz pokazateley rabocheho tsikla, poluchemykh raschetnyim i eksperimentalnyim putem, pri razlichnykh sposobakh organizatsii rabocheho protsessa v DVS", Vestnik mashinostroeniya], No. 2, pp. 11-17. 6. Isaev, A.P., Kolosov, K.K. (2009), "Indexing method of small-size marine diesels" ["Metod inditsirovaniya sudovykh malorazmernykh dizeley", Vestnik AGTU], No. 2, pp. 155-161. 7. Marchenko, A.P., Chervonnyy, S.I., Meshkov, D.V., Meshkova, K.G. (2004), "The software of the automated complex for an internal combustion engine research", ["Programmnoe obespechenie avtomatizirovannogo kompleksa dlya issledovaniy dvigatelya vnutrennego sgoraniya", Vestnik NTU KhPI], No. 46, pp. 44-49. 8. Isaev, A.P., Kargin, S.A., Kolosov, K.K. (2009), "Analysis of calculation methods for indicators of the operating cycle of marine ICE" ["Analiz metodov rascheta pokazateley rabocheho tsikla sudovykh DVS", Vestnik AGTU], No. 1, pp. 193-198. 9. Savelev, M.A., Ryzhko, D.V., Kozlov, D.Yu. (2010), "Methods of obtaining and processing the fuel pressure waveform before the nozzle in experimental studies" ["Metodika polucheniya i obrabotki ostsillogramm davleniya topliva pered forsunkoy pri eksperimentalnykh issledovaniyakh", Vestnik SGTU], No. 1, pp. 71-76. 10. Varbanets, R.A., Gubin, V.S., Kyrimats, V.I., Rossomaha, O.A., Aleksandrovskaia, N.I. (2014), "Monitoring workflow and parametric diagnostics of medium-speed diesel engines K6S310DR" ["Monitoring rabocheho protsessa i parametricheskaya diagnostika sredneoborotnogo teplovoznogo dizelya K6S310DR", Vestnik AGTU], No. 2, pp. 52-61. 11. Varbanets, R.A., Belenkiy, P.N., Yarovenko, V.A., Vaganov, A.I., Aleksandrovskaia N.I. (2015), "Determination of the basic parameters of workflow and diagnostics of main engines of the ship «Greifswald»" ["Opredelenie osnovnykh parametrov rabocheho protsessa i rezultaty diagnostiki glavnykh dizeley teplohoda «Greifswald»", Vestnik AGTU], No. 2, pp. 31-41. 12. Razleytsev, N.F. (1980), Modelling and optimization of the combustion process in diesel engines [Modelirovanie i optimizatsiya protsessa sgoraniya v dizelyah], Vischa shkola, Kharkov, 169 p. 13. Voinov, A.N. (1977), The combustion in the high-speed piston engines [Sgoranie v bystrohodnykh porshnevyykh dvigatelyah], "Machine building", Moscow, 277 p.

Поступила в редакцию 05.07.2016 г.

Марченко Андрей Петрович – доктор техн. наук, проф., проректор по научной работе Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua.

**Прохоренко Андрей Алексеевич** – доктор техн. наук, проф., профессор кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: prokhorenko@kpi.kharkov.ua.

**Савченко Анатолий Викторович** – аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: Savchenko.sci@gmail.com.

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГІЇ АКТИВАЦІЇ ВОДОПАЛИВНОЇ ЕМУЛЬСІЇ

*А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, А.В. Савченко*

У статті наведені методика та результати експериментального визначення енергії активації водопаливної емульсії. Показана доцільність обробки кожного циклу роботи дизеля окремо з подальшим усередненням значення енергії активації. Обробка виконана з використанням програмного комплексу Diesel Analyse, в який було внесено деякі зміни в алгоритми визначення моментів початку згоряння і початку подачі палива. Розрахована енергія активації ДТ і ВТЕ, проведений порівняльний аналіз результатів, зроблено висновок про ступінь впливу енергії активації ВТЕ на період затримки спалахування.

### EXPERIMENTAL DETERMINATION OF ACTIVATION ENERGY OF WATER EMULSION

*A.P. Marchenko, A.A. Prokhorenko, A.V. Savchenko*

Describes the methods and results of experimental determination of activation energy of water-fuel emulsion. The expediency of processing of each cycle of the diesel separately followed by averaging the values of activation energy. Processing done using program complex Diesel Per, which introduced some changes to the algorithms to determine the points of beginning and the start of combustion of fuel supply. The energy of activation of diesel fuel and water-fuel emulsions provides a comparative analysis of the results, we concluded that the degree of activation energy of water-fuel emulsions influence the ignition delay period.

УДК 621.431

DOI: 10.20998/0419-8719.2016.2.03

*Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов*

### МЕТОДОЛОГИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСТАНОВЛЕННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ УСТАНОВКИ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА

*Рассмотрены некоторые аспекты методологии определения рациональной установленной (проектной) холодильной мощности теплоиспользующей установки охлаждения наддувочного воздуха главного двигателя, обеспечивающей максимальную экономию топлива для климатических условий эксплуатации судна на конкретной рейсовой линии. При этом наддувочный воздух охлаждается до более низкой температуры по сравнению с традиционной системой его охлаждения забортной водой, а теплоиспользующая холодильная машина утилизирует теплоту наддувочного воздуха после турбокомпрессора. Особенностью методологии является то, что установленную холодильную мощность теплоиспользующей установки охлаждения наддувочного воздуха выбирают исходя из высоких темпов приращения экономии топлива за рейс.*

#### **Анализ проблемы и постановка цели исследования**

На большинстве транспортных судов в качестве главных двигателей применяются малооборотные дизели (МОД). Изменение в течение рейса температуры наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$ , следовательно и воздуха в машинном отделении (МО), откуда он поступает на вход наддувочного турбокомпрессора (ТК) МОД, а также охлаждающей наддувочный воздух забортной воды существенно влияет на термодинамическую эффективность МОД. Так, с повышением температуры наддувочного воздуха на  $10^\circ\text{C}$  эффективный КПД МОД уменьшается примерно на 0,5 % и, соответственно, возрастает

удельный расход топлива  $b_e$  [1–3].

В ряде публикаций показана целесообразность утилизации теплоты наддувочного воздуха, отводимой в охладителе наддувочного воздуха (ОНВ) водой, для производства холода теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), который, в свою очередь, используют для снижения температуры наддувочного воздуха перед подачей в цилиндры [4, 5].

Эффект от снижения температуры наддувочного воздуха зависит от глубины охлаждения, которая, в свою очередь, – от климатических условий плавания (температуры наружного воздуха и забортной воды), располагаемой сбросной теплоты