

УДК 621.43.041.6

А. В. ЕРЫГАНОВ

*Одесский национальный морской университет, Одесса, Украина***АНАЛИЗ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ ДИЗЕЛЯ В ОКРЕСТНОСТЯХ ТОЧКИ НАИСКОРЕЙШЕГО РОСТА ДАВЛЕНИЯ**

В статье приводится теоретическое обоснование метода, позволяющего по данным, полученным при индицировании двигателя, определить объём его камеры сжатия и положение верхней мёртвой точки на индикаторной диаграмме. Для решения поставленной задачи используются данные по давлению и его производной по углу поворота коленчатого вала, полученные на участке сжатия в окрестности точки максимальной скорости роста давления: по данным для двух точек составляется система уравнений, результатом решения которой есть искомые величины.

Ключевые слова: индикаторная диаграмма; верхняя мёртвая точка; сжатие; максимальная скорость роста давления; система уравнений; ограничения.

Диагностирование двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является одной из важнейших составляющих их технического обслуживания. Выявление нарушений протекания рабочего процесса позволяет предотвратить неисправности на стадии, когда они ещё не приводят к непоправимым последствиям, финансовым и иным потерям. Поэтому вследствие повышенных требований к безопасности авиатранспорта диагностирование авиационных ДВС (в т. ч. дизелей) является актуальной задачей.

Анализ индикаторной диаграммы дизеля подразумевает определения на ней положения верхней мёртвой точки (в литературе это именуется синхронизацией) и последующий расчёт требуемых величин (в первую очередь – индикаторного давления и мощности). Так как в зависимости от положения верхней мёртвой точки (ВМТ) изменяются результаты расчёта величин, характеризующих рабочий процесс, то технология расчёта положения ВМТ с минимальной погрешностью есть одна из важнейших задач, которые возникают в процессе диагностирования ДВС. В статье рассмотрен способ алгоритмического определения положения ВМТ по результатам индицирования рабочего процесса.

Определение ВМТ возможно аппаратным путём, т. е. установкой фазовых датчиков положения маховика коленчатого вала [1 - 3]. Однако при таком методе синхронизации её погрешность непостоянна и зависит от крутильных колебаний. Более точными являются алгоритмические методы, основанные на симметрии процессов, происходящих в ДВС [4], в т. ч. – на расчёте температур и энтропии [5].

Для современных систем диагностирования (PREMET, BAEWERT, DEPAS) наиболее характерен метод синхронизации, применяемый в системе

PREMET XL (рис. 1). В системе предусмотрено полуавтоматическое построение касательной к кривой скорости изменения давления в цилиндре на участке вблизи ВМТ (рис. 1, а). Координата пересечения этой касательной нуля (по шкале $dP/d\phi$) полагается уточненным значением ВМТ. Предлагается сместить всю индикаторную диаграмму (скорректировать положение ВМТ) так, чтобы эта касательная пересекла точку $dP/d\phi = 0$ в позиции ВМТ (рис. 1, б). Далее в инструкции к системе сказано, что такой метод базируется на фундаментальных термодинамических законах.

Подход к определению положения ВМТ, при котором на индикаторной диаграмме выделяют участок чистого сжатия, является наиболее распространённым. При этом информативным является лишь малый её участок до начала сгорания (рис. 1 а, б) [6].

Для определения положения ВМТ предлагается воспользоваться значениями параметров в окрестностях точки, в которой $dP/d\phi \rightarrow \max$, т. е. $d^2P/d\phi^2 = 0$. Угол поворота коленчатого вала (ПКВ), соответствующий этой точке обозначен ϕ_n . В ней скорость нарастания давления на фазе сжатия максимальна (рис. 2). Кривая сжатия при этом перегибается: до ϕ_n она была выпукла вниз, после – выпукла вверх. Данные по давлению в окрестностях этой точки зашумлены мало, поэтому значения давления являются достаточно информативными [6]. Понятно, что при установившемся режиме работы дизеля (т. е. при постоянных во времени цикловой подаче топлива, частоте вращения коленвала и давлении наддува) положение точки $d^2P/d\phi^2 = 0$ также сохраняется неизменным.

Сделаем допущение о том, что в окрестностях точки $d^2P/d\phi^2 = 0$ сжатие заряда в цилиндре идёт

политропически с постоянным показателем политропы n . В этом случае в уравнении политропы ($PV^n = \text{const}$) неизвестными являются три величины: положение ВМТ и объём камеры сжатия (т. е., по сути, значение текущего полного объёма цилиндра), а также показатель политропы сжатия на данном участке. Определим уравнения, которые позволяют найти эти величины.

Для точек 1 и 2 (рис. 2) верно равенство (при принятом допущении о постоянстве показателя политропы n для выбранного участка сжатия):

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n = \text{const}.$$

Объёмы рабочего тела V_1 и V_2 можно выразить через угол φ_n , для которого $d^2P/d\varphi^2 = 0$:

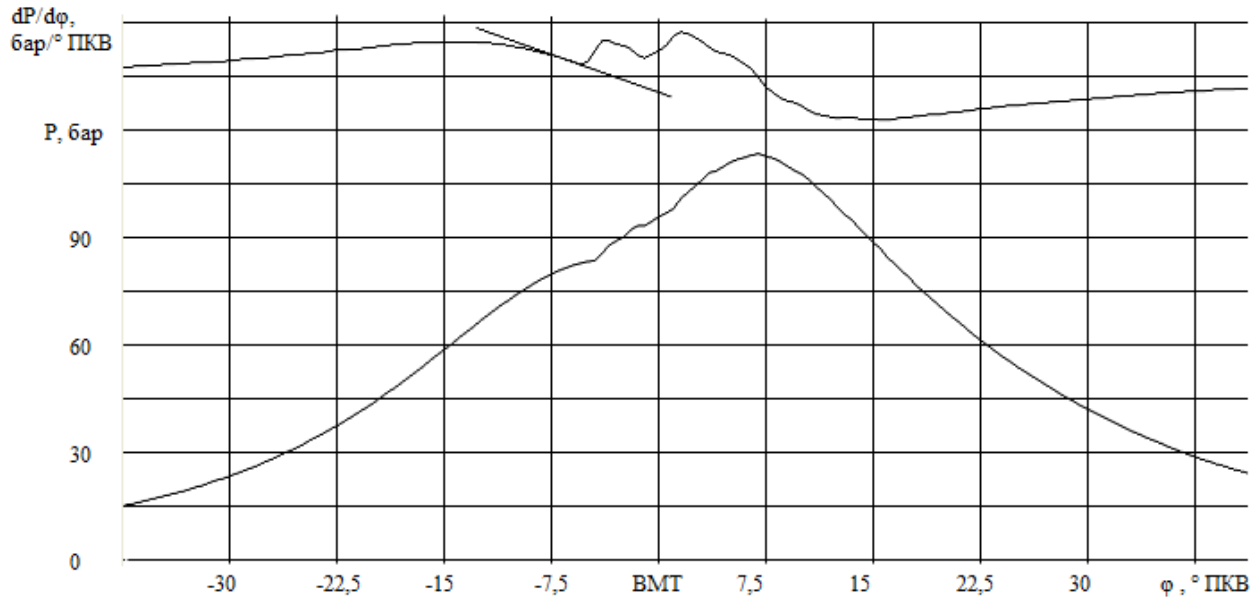
$$V_1 = V_C + V(\varphi_1) = V_C + V(\varphi_n + \Delta\varphi_1);$$

$$V_2 = V_C + V(\varphi_2) = V_C + V(\varphi_n + \Delta\varphi_2),$$

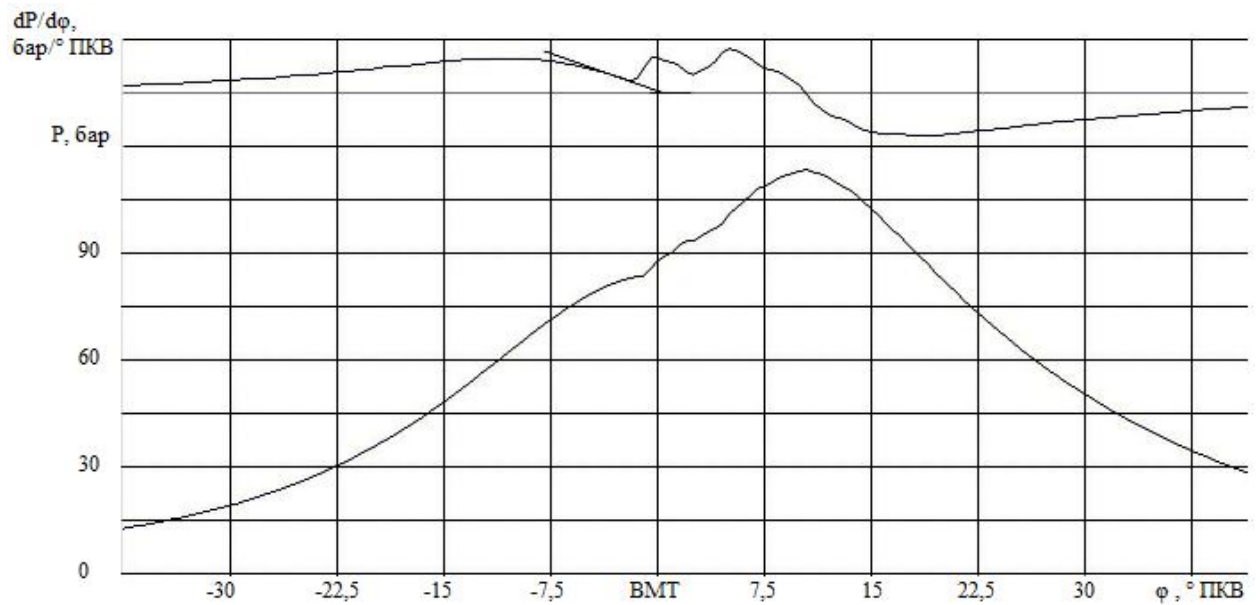
где V_C – объём камеры сжатия, м^3 ;

$V(\varphi)$ – функция объёма, описываемого поршнем, от угла ПКВ, м^3 ;

$\Delta\varphi_1, \Delta\varphi_2$ – угол ПКВ от угла φ_n до соответствующей точки.



а



б

Рис. 1. Корректировка ВМТ в системе PREMET XL:
а – исходное положение ВМТ; б – положение ВМТ после корректировки

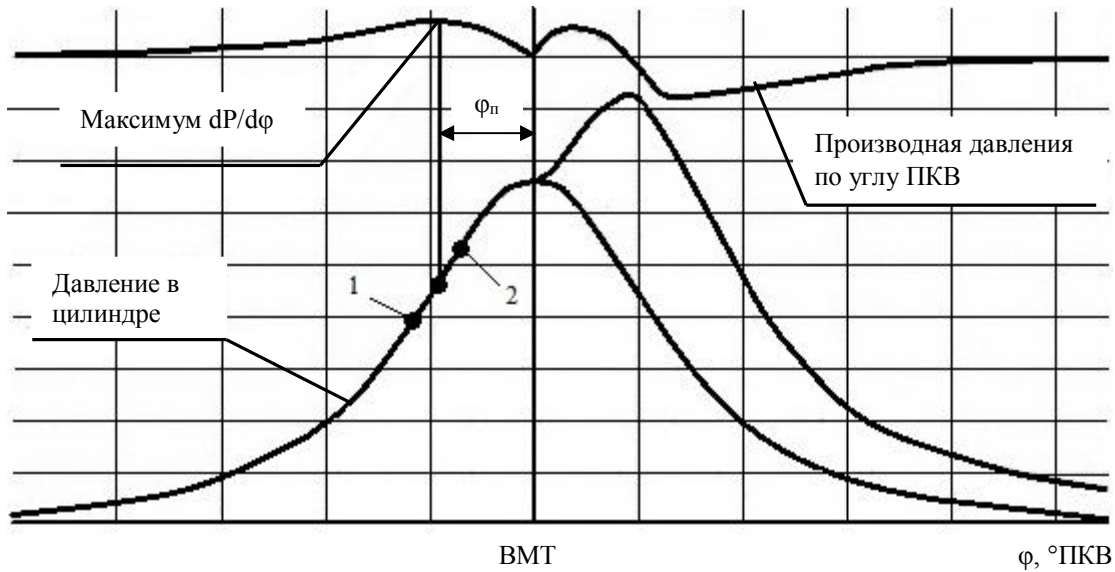


Рис. 2. Индикаторный процесс в цилиндре дизеля

Т. к. для данного установившегося режима положение точки $dP/d\phi \rightarrow \max$ (т. е. $d^2P/d\phi^2 = 0$) неизменно, то относительно неё можно определить частоту вращения коленвала, тактность двигателя, а зная дискрету времени, с которой происходит замер давления в цилиндре, — углы $\Delta\phi_1$ и $\Delta\phi_2$.

Как видно, выражение для объёма содержит два неизвестных: объём камеры сжатия V_c и угол ϕ_n (в свою очередь, угол ϕ_n определяет положение ВМТ).

Выражение для показателя политропы n можно получить через параметры рабочего тела в точках 1 и 2:

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n = \text{const},$$

$$n = \frac{\ln(P_1/P_2)}{\ln(V_2/V_1)}.$$

Систему из двух уравнений для определения V_c и ϕ_n можно получить после дифференцирования уравнения политропы по углу ПКВ:

$$\frac{d}{d\phi}(P V^n) = 0; P'_\phi = -n \frac{P}{V} V'_\phi.$$

Или

$$\begin{cases} P'_{\phi 1} = -n \frac{P_1}{V_1} V'_{\phi 1}; \\ P'_{\phi 2} = -n \frac{P_2}{V_2} V'_{\phi 2}. \end{cases}$$

С учётом того, что $n = \ln(P_1/P_2) / \ln(V_2/V_1)$ последняя система уравнений принимает вид:

$$\begin{cases} P'_{\phi 1} = \frac{\ln(P_1/P_2)}{\ln(V_1/V_2)} \frac{P_1}{V_1} V'_{\phi 1}; \\ P'_{\phi 2} = \frac{\ln(P_1/P_2)}{\ln(V_1/V_2)} \frac{P_2}{V_2} V'_{\phi 2}. \end{cases}$$

В этих выражениях

$$V = V_c + \frac{\pi D^2 S}{8} \left(1 + \frac{1}{\lambda} - \cos(\phi_n + \Delta\phi) - \sqrt{1/\lambda^2 - \sin^2(\phi_n + \Delta\phi)} \right);$$

$$V'_\phi = \frac{\pi D^2 S}{8} \left(\sin(\phi_n + \Delta\phi) + \frac{\sin(2(\phi_n + \Delta\phi))}{2\sqrt{1/\lambda^2 - \sin^2(\phi_n + \Delta\phi)}} \right)$$

где D — диаметр поршня, м;

S — ход поршня, м;

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Созданная система уравнений имеет множество решений. Чтобы выделить единственное решение необходимо указать для него ограничения. Для этого нужно воспользоваться известными данными по производной давления. Для случая, проиллюстрированного на рис. 2, эти ограничения выглядят так:

$$P'_{\phi 1} < P'_{\phi n} < P'_{\phi 2}, P'_{\phi n} = dP/d\phi_{\max}, n < 1,4.$$

Второе и третье условия являются универсальными, в то время как первое может немного варьироваться в зависимости от того, как точки, которые выбраны для расчёта, располагаются относительно точки максимальной скорости роста давления.

Решить созданную систему уравнений возможно только численно, т. к. явно выразить неизвестные величины для аналитического решения не представляется возможным. При этом для того, чтобы достичь минимальной погрешности, необходимо выбирать точки на кривой сжатия достаточно близко друг к другу, но так, чтобы разность объёмов в этих точках не была сопоставимой с заложенной точностью расчётов. Точки, отстоящие друг от друга на $1...2^\circ$ ПКВ, удовлетворяют этому условию.

Описанное выше было проверено на кривой изменения давления для двигателя 6ЧН25/34-2 (рис. 3). У двигателя 6ЧН25/34-2 диаметр поршня $D = 0,25$ м, ход поршня $S = 0,34$ м, отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = 0,24$, геометрическая степень сжатия $\varepsilon = 12$. Значения давления в цилиндре и положение ВМТ были известны. Величины производной давления по углу ПКВ рассчитаны численно. Для наглядности на рис. 3 кривые давления и его производной построены в одних осях. Максимальное значение давления, соответствующее 1 в относительных единицах, равно 5891720 Па. Максимальное значение производной давления, соответствующее 1, 8519219 Па/рад. Точка максимального роста давления отстоит от ВМТ на $15,7^\circ$. В этой точке давление $P = 3041030$ Па, производная давления $P' = dP/d\varphi = 6074836$ Па/рад.

Положение ВМТ и геометрическая степень сжатия были найдены по предлагаемой методике и сравнены с уже известными данными. Для расчёта были выбраны точки:

1) $P_1 = 29,351$ бар (293510 Па);
 $P'_{\varphi_1} = 1,058$ бар/ $^\circ$ ПКВ (6061893 Па/рад);
 точка отстоит от точки максимальной скорости роста давления на $\Delta\varphi_1 = -1^\circ$ ПКВ (т. е. находится до неё);

2) $P_2 = 31,468$ бар (314680 Па);
 $P'_{\varphi_2} = 1,054$ бар/ $^\circ$ ПКВ (6038975 Па/рад);

точка отстоит от точки максимальной скорости роста давления на $\Delta\varphi_2 = 1^\circ$ ПКВ (т. е. находится после неё).

Результаты расчёта дали следующий результат:

1) точка максимальной скорости роста давления смещена от ВМТ на $15,9^\circ$;

2) геометрическая степень сжатия $\varepsilon = 11,9$.

Как видно, полученные результаты расчёта имеют достаточно приемлемую точность. Это позволяет сделать вывод о том, что описанная методика может применяться для расчёта положения ВМТ и определения объёма камеры сжатия двигателя по результатам индицирования его рабочего процесса.

Литература

1. Варбанец, Р. А. Стационарные системы диагностики рабочего процесса судовых дизелей NK-100, Kuma Diesel Analyzer [Текст] / Р. А. Варбанец, В. Г. Ивановский // Проблемы техники. – 2006. – № 1. – С. 91-102.
2. Камкин, С. В. Эксплуатация судовых дизелей [Текст] : учебник для вузов / С. В. Камкин, И. В. Возницкий, В. П. Шмелев – М. : Транспорт, 1990. – 344 с.
3. Никитин, Е. А. Диагностирование дизелей [Текст] / Е. А. Никитин, Л. В. Станиславский, Э. А. Улановский. – М. : Машиностроение, 1987. – 224 с.

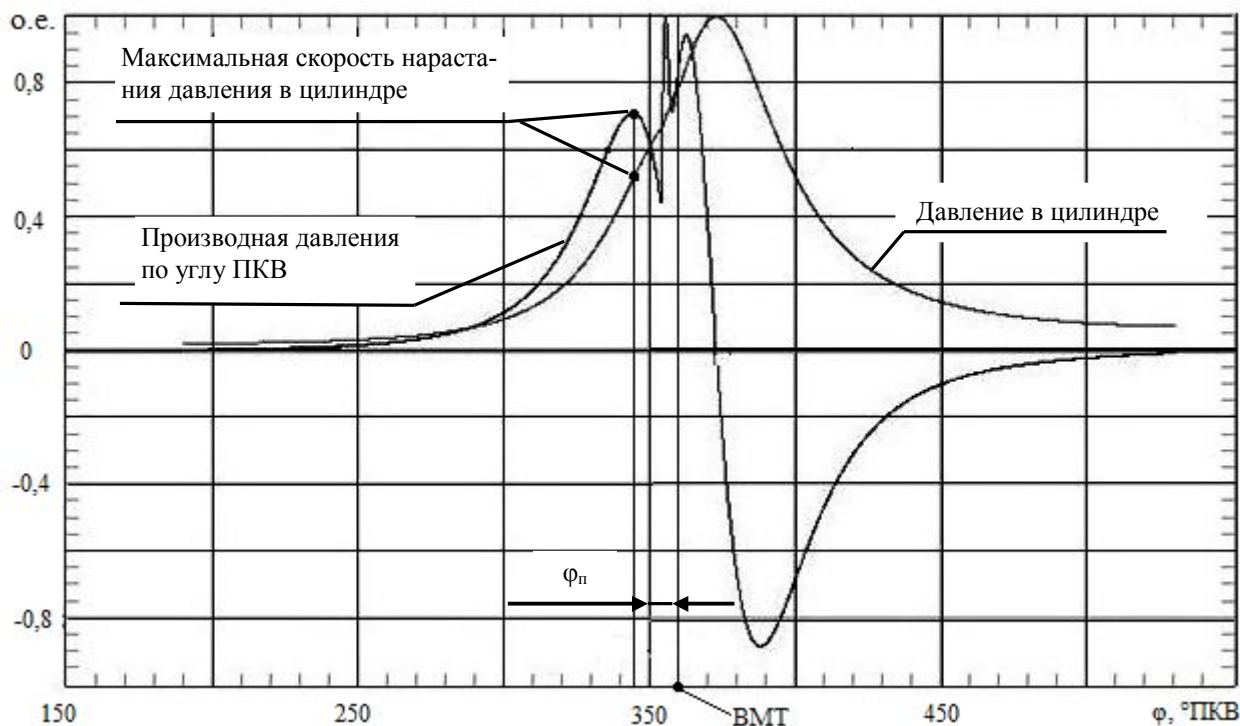


Рис. 3. Изменение давления в цилиндре и производной давления по углу ПКВ (двигатель 6ЧН25/34-2)

4. Nilsson, Y. *Determining TDC Position Using Symmetry and Other Methods* [Электронный ресурс] / Y. Nilsson, L. Eriksson. - Режим доступа: <http://papers.sae.org/2004-01-1458/>. - 08.03.2004.

5. Tazerout, M. *TDC Determination in IC Engines Based on the Thermodynamic Analysis of the Temperature-Entropy Diagram* [Электронный ресурс] / M. Tazerout, O. Le Corre, S. Rousseau. - Режим доступа: <http://papers.sae.org/1999-01-1489/>. - 03.05.1999.

6. Варбанец, Р. А. *Диагностический контроль рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации* [Текст] : дисс. ... д-ра техн. наук : 05.05.03 : защищена 06.05.2010 : утв. 17.12.2010 / Роман Анатольевич Варбанец. - Одесса : Одесская национальная морская академия, 2010. - 314 с.

References

1. Varbanets, R. A., Ivanovskii, V. G. *Statsionarnye sistemy diagnostiki rabocheho protsessha sudovykh dizelei NK-100, Kuma Diesel Analyzer* [Stationary systems of diagnosis of working process of

ships' diesels NK-100 Kuma Diesel Analyzer]. *Problemy tekhniki*, 2006, no. 1, pp. 91-102.

2. Kamkin, S. V., Voznickii, I. V., Shmelev, V. P. *Ekspluatatsiya sudovykh dizelei* [Operation of ships' diesel engines]. Moscow, Transport Publ., 1990. 344 p.

3. Nikitin, E. A., Stanislavskii L. V., Ulanovskii E. A. *Diagnostirovanie dizelei* [Diagnosis of diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987. 224 p.

4. Nilsson, Y., Eriksson, L. *Determining TDC Position Using Symmetry and Other Methods*. *SAE Technical Paper 2004-01-1458*, 2004. Available at: <http://papers.sae.org/2004-01-1458/> DOI : 10.4271/2004-01-1458.

5. Tazerout, M., Le Corre, O., Rousseau, S., *TDC Determination in IC Engines Based on the Thermodynamic Analysis of the Temperature-Entropy Diagram*. *SAE Technical Paper 1999-01-1489*, 1999. Available at: <http://papers.sae.org/1999-01-1489/> DOI : 10.4271/1999-01-1489.

6. Varbanets, R. A. *Diagnosticheskiy kontrol' rabocheho protsessha sudovykh dizelei v ekspluatatsii*. Diss. dokt. techn. nauk [Diagnostic monitoring of marine diesel engine working process during operation. Dr. techn. sci. diss.]. Odessa, 2010. 314 p.

Поступила в редакцию 01.11.2016, рассмотрена на редколлегии 7.12.2016

АНАЛІЗ ІНДИКАТОРНОЇ ДІАГРАМИ ДИЗЕЛЯ ПОБЛИЗУ ТОЧКИ НАЙШВИДШОГО ЗРОСТАННЯ ТИСКУ

О. В. Єриганов

В статті наводиться теоретичне обґрунтування методу, який дозволяє по даним з індикаторної діаграми дизеля знайти об'єм його камери стискання та визначити положення верхньої мертвої точки на індикаторній діаграмі. Для вирішення поставленої задачі використовуються дані по тиску та його похідній по куту обертання колінчастого вала, які отримуються на відріжку стискання поблизу точки максимальної швидкості зростання тиску: по даним для двох точок за відомих обмежень складається система рівнянь, результатом рішення якої є невідомі величини.

Ключові слова: індикаторна діаграма; верхня мертва точка; стискання; максимальна швидкість зростання тиску; система рівнянь; обмеження.

ANALYSIS OF INDICATOR DIAGRAM OF DIESEL ENGINE IN THE VICINITY OF A POINT OF FASTEST PRESSURE GROWTH

O. V. Yeryganov

It is given the theoretical justification of the method, which enables for diesel engine to determine compression ratio and location of top dead centre of indicator diagram. In order to solve this task the data of cylinder pressure and pressure angular rate in the vicinity of a point of fastest pressure growth has been used. The sought quantities are the solutions of set of two equations with imposed restrictions. Equations are created for two points from compression stroke of indicator diagram.

Key words: indicator diagram; top dead centre; compression; fastest pressure growth; set of equations; restrictions.

Єриганов Алексей Валериевич - канд. техн. наук, доцент кафедры «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация», Одесский национальный морской университет, Одесса, 65000, Украина, e-mail: office@onmu.odessa.ua.

Yeryganov Oleksiy Valeriyovych – Candidate of Technical Science, Assistant professor of the Department "Marine Power Plants and Technical Operation" (Odessa National Maritime University), Odessa, 65000, Ukraine, e-mail: office@onmu.odessa.ua.