

УДК 621.431.74

**Литвиненко В.П.**

Азовский морской институт Национального университета «Одесская морская академия»

**Вагнер М.А.**

Азовский морской институт Национального университета «Одесская морская академия»

**Спиридонов В.В.**

Азовский морской институт Национального университета «Одесская морская академия»

## ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ В ЦИКЛЕ РАБОТЫ СУДОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

*В статье рассмотрены вопросы оценки протекания цикла работы судового дизельного двигателя. В ходе исследования используются объемные показатели, поскольку объемные процессы в наибольшей степени согласуются с физико-химическими преобразованиями в топливно-воздушной смеси при ее сгорания и, таким образом, могут рассматриваться в виде газодинамического результирующего эффекта работы дизеля. В качестве критерия такой оценки используется объемная скорость, определяемая использованием полученных на практике значений мощности и среднего эффективного давления. Результаты расчета значений объемной скорости внутрицилиндрового процесса позволяют определить показатели степени предварительного расширения газов в цикле.*

**Ключевые слова:** *объемная скорость потока газов, скорость поршня, степень предварительного расширения, термодинамические параметры, объем камеры сжатия, мощность, среднее эффективное давление.*

**Постановка проблемы.** В современных условиях оценка эффективной работы дизеля осуществляется использованием показателей мощности, давления сгорания, давления сжатия, температуры выхлопных газов, давления продувочного воздуха, удельного расхода топлива и других, которые в определенной мере отображают эффективность тепловых внутрицилиндровых процессов и определяются посредством прямых измерений. По сути такие параметры косвенно отображают газодинамические особенности объемного сгорания топливовоздушной смеси в цилиндрах дизелей и образование движущей поршень силы, которые, однако, еще в недостаточной степени изучены и не могут быть представлены использованием однозначного параметра для конкретной модели судовых дизелей, тем более на различных режимах его работы.

Процессы сгорания в цилиндрах двигателя, несмотря на их первичность, формализованы в виде сложных функций, решение которых осуществляется за счет привнесения эмпирических коэффициентов. Формализация таких процессов в известных исследованиях и методиках оказалась сложной и до конца не определенной. По этой причине в эксплуатационной практике и при проектировании двигателей учитываются инте-

грированные параметры и широко используются эвристические подходы. Примером реализации таких подходов является решение вопросов по использованию тяжелого топлива в конструкции среднеоборотных двигателей фирмами Катерпилар, Вяртсила и МАН [1].

В настоящее время ведущими фирмами принимаются решения по совершенствованию процессов сгорания за счет изменения количественного соотношения подаваемого топлива и времени его впрыска, изменения температуры надувочного воздуха в зависимости от режимов нагрузки дизеля. Что, по сути, является фактом, подтверждающим изменения известных взглядов на свойство дизельного топлива к саморегуляции. Эти схемы организации процесса сгорания свидетельствуют о концептуальных изменениях в подходах оценки условий сгорания топливных смесей с позиций учета объемных внутрицилиндровых процессов, в отличие от сложившихся детерминированных взглядов [2–4]. В большинстве случаев исследователи исходят из условия описания процессов за счет рассмотрения теоретических моделей, не в полной мере учитывая возможность применения наблюдаемых результатов на реальных двигателях, или в лучшем случае эти результаты применяются для подтверждения выдвигаемых

гипотез. Объемные процессы рассматриваются через посредство понятий скорости сгорания топливоздушной смеси таких как массовые, линейные и нормальные скорости сгорания, которые в последующем применяются для получения параметров давления сгорания и увязываются с эффективной работой двигателя. Однако в связи со сложностью и неопределенностью расчета таких скоростей их использование в теории и на практике оказалось ограниченным. В тоже время наблюдается необходимость в согласованном рассмотрении теоретических допущений со значениями, наблюдаемыми при эксплуатации судовых дизелей.

**Цель исследования** – определение функциональной зависимости между объемной скоростью процесса распространения расширяющихся газов, образуемых вследствие сгорания топливоздушной смеси под воздействием избыточного давления и скоростью высвобождения объема цилиндра движущимся поршнем, в зависимости от угла поворота коленчатого вала дизеля.

**Изложение основного материала.** В ходе выполненного исследования обращено внимание, что наиболее характерными параметрами, отображающими эффективность работы дизеля, являются эффективная мощность –  $N_e$  и среднее эффективное давление –  $P_e$ . Они оказываются базовыми в оценке работы дизеля и широко используются как в эксплуатации, так и в период выполнения проектных разработок. Замечено, что в случае индивидуального использования параметров информативность каждого из них в некотором смысле ограничивается. По этой причине рассматривалось отношение –  $N_e / P_e$ , которое определялось как объемная скорость газодинамического процесса образования движущей поршень силы в цилиндре двигателя. С учетом коэффициента пропорциональности эта скорость представлена соотношением:

$$V_{об} = k \cdot N_e / P_e, \quad (1)$$

где,  $V_{об}$  – объемная скорость,  $m^3 / c$ ;  $N_e$  – эффективная цилиндровая мощность дизеля, кВт;  $P_e$  – среднее эффективное давление, бар;  $k$  – коэффициент пропорциональности.

С учетом известного соотношения, определяющего мощность двигателя, обозначенная скорость примет вид:

$$V_{об} = U_h \cdot n \cdot i \cdot m, \quad (2)$$

где  $U_h$  – рабочий объем цилиндра;  $i$  – количество цилиндров;  $n$  – число оборотов двигателя;  $m$  – коэффициент тактности.

Рассматривая процесс для одного цилиндра двухтактного двигателя, заметим, что в этом случае  $m = 1, i = 1$ , тогда выражение (3) примет вид:

$$V_{об} = U_h \cdot n = S \cdot H_i \cdot n, \quad (4)$$

где  $S$  – площадь поршня;  $H_i$  – текущее значение хода поршня, на протяжении которого наблюдается изменение объемной скорости.

В полученном соотношении (4) можно заметить, что значение объемной скорости изменится в зависимости от числа оборотов дизеля и обуславливается положением поршня в цилиндре в текущий момент времени, что предопределяет скорости потока газов в цилиндре двигателя, которые по своему значению близки к скорости звука. В этой связи отметим зависимость:

$$H_i = \frac{V_{об}}{S \cdot n} = \frac{4 \cdot V_{об}}{A \cdot D^2 \cdot n} = 1,274 \cdot \frac{V_{об}}{D^2 \cdot n}. \quad (5)$$

В зависимости (5) можно отметить динамику изменения эксплуатационных характеристик работы дизеля от скорости потока газов в объеме цилиндров. Такая динамика объясняется условиями воздействия расширяющихся газов на поршень в зависимости от скорости его перемещения, которая обеспечивает высвобождение объема цилиндра вследствие вращения коленчатого вала. В этой связи эффективность развития процесса образования мощности дизеля может быть выражена в виде импульса силы, определяемого из соотношения:

$$N_x = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (V_{об} - V_{ц}) P_x d\alpha, \quad (6)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2$  – угол поворота коленчатого вала под воздействием расширяющихся газов;  $V_{ц}$  – объем цилиндра, высвобождаемый в результате перемещения поршня;  $P_x$  – давление в цилиндре при текущем значении угла поворота коленчатого вала.

В общем виде в работе ставилась задача отыскания такой функциональной зависимости, благодаря которой удалось бы определить взаимосвязь между объемной скоростью процесса образования движущей силы и скоростью высвобождения объема цилиндра вследствие вращения коленчатого вала двигателя. При таком подходе отмечалось, что импульс движущей силы эффективно влияет на работу дизеля при условии, когда объемная скорость процесса будет больше или равна скорости высвобождаемого объема цилиндра движущимся поршнем. Так, условие оптимальности можно выразить соотношением:  $V_{об} \geq V_{ц}$ , или, перейдя к ускорению, можно записать

$$\frac{dV_{ц}}{dt} \leq \frac{dV_{об}}{dt}.$$

Отмечаемое условие характерно при условии движения поршня в такте расширения (рабочего хода) в момент, когда выпускные и впускные органы цилиндра закрыты. В этом случае наряду с избыточным давлением газов перемещение поршня от верхней мертвой точки к нижней мертвой точке приводит к проявлению насосного эффекта, вследствие которого происходит понижение избыточного давления в цилиндре. В таких условиях поршень выступает в роли своеобразного вакуумного поршневого насоса. За счет воздействия на поток газов в цилиндре двигателя могут наблюдаться условия, при которых скорости могут динамично изменяться в зависимости от положения поршня и скорости его перемещения.

Рассматриваемое соотношение потоков газа в цилиндре хорошо согласуется с условиями образования изобарного процесса, который характеризуется показателем предварительного расширения. Этот показатель или как его называют в теории степень предварительного расширения широко используется в теории расчета двигателей и методике расчета, которая относительно сложна и в недостаточной степени проработана. По меньшей мере его оценка на действующих двигателях оказывается относительной, поскольку производится использованием графических методов посредством рассмотрения индикаторных диаграмм.

В целях проверки выдвинутых положений определялась скорость высвобождения объема по ходу движения поршня в такте расширения использованием известного соотношения, определяющего линейное перемещение поршня [2].

$$V_{\text{н}} = R \cdot \omega (\sin \alpha + 0,5 \lambda \sin 2\alpha), \quad (7)$$

где  $R$  – радиус кривошипа;  $\omega$  – угловая скорость коленчатого вала;  $\alpha$  – угол поворота коленчатого вала;  $\lambda$  – постоянная кривошипно-шатунного механизма,  $\lambda=R/L$ , где  $L$  – длина шатуна.

Принимая во внимания принятые ранее обозначения, выражение (7) преобразовывалось к удобному для расчетов виду, с этой целью параметры  $R$ ,  $\lambda$ , и  $\alpha$  заменялись соответствующими выражениями:  $R = H / 2$ ,  $\lambda=H/2L$  и  $\omega=\pi n/30$ . Тогда с учетом допущений выражение (7) преобразовывалось к виду, удобному для выполнения расчетов скорости высвобождаемого объема в результате перемещения поршня.

$$V_{\text{н}} = 0,041 \cdot D^2 \cdot n \cdot \left( H \sin \alpha + 0,25 \frac{H^2}{L} \sin 2\alpha \right), \quad (8)$$

где  $n$  – число оборотов коленчатого вала двигателя.

Для получения практических значений рассмотрению подвергнуты судовые двигатели MANB&W, модификация которых показана в табл. 1, 2.

Скорость поршня в обозначенных двигателях определялась при его движении в такте расширения от ВМТ к НМТ на интервале поворота коленчатого вала от 0 до 85 градусов из соображений наблюдения динамики.

Результаты расчетов сведены в таблицу 1. В таблице выделены значения угла поворота коленчатого вала (п.к.в.) –  $\alpha$ , при котором соблюдается неравенство  $V_{\text{об}} \geq V_{\text{н}}$ , а также значение  $\alpha$ , при котором достигается наибольшая скорость высвобождения объема цилиндра, выраженная в м<sup>3</sup>/с. Расчеты производились при условии, что вращение коленчатого вала соответствовало номинальным значениям, представленным в табл. 2. В этой же таблице выполнен расчет значений объемной скорости цилиндрических процессов, которые в последующем сопоставлялись со значениями скорости изменения объема цилиндра в ходе линейного перемещения поршня.

**Выводы.** Допущения об оценке работы дизеля по объемной скорости процесса образования движущей силы в известной степени согласуются с эмпирическими параметрами работы дизеля, что позволяет предположить о целесообразности ее использования в дальнейших исследованиях. Полученное расчетом соотношение  $V_{\text{об}} \geq V_{\text{н}}$  по сути отображает возможность определения степени предварительного расширения по фактическим эксплуатационным и конструктивным параметрам, без применения сложных графоаналитических расчетов. Применение объемной скорости как параметра обеспечивает возможность определения перспектив развития внутрицилиндровых процессов с позиций оценки эффективности их протекания на основании анализа ряда статистических значений, характеризующих работу действующих дизелей. Такое условие в том числе относится к определению объемной скорости развития внутрицилиндровых процессов при оптимальном положении коленчатого вала, когда достигается возможность получения наибольшего вращающего момента на выходном валу дизеля.

Таблица 1

Расчетные значения скорости высвобождаемого объема  $V_{ц}$  ( $m^3/c$ ) при линейном перемещении поршня дизеля в зависимости от угла поворота коленчатого вала —  $\alpha$

Модель ДВС	Угол поворота коленчатого вала в градусах																$V_{об} \geq V_{ц}$	85	80	75	70	65	60	55	50	45	40	35	30	25	20	15	10	5	$V_{ц max}$
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80																			
K98MC	1,211	2,405	3,565	4,674	5,719	6,683	7,558	8,331	8,995	9,545	9,976	10,287	10,481	10,559	10,527	10,392	10,161	13 <sup>09</sup>	71 <sup>0</sup>																
K98MC-C	1,188	2,359	3,498	4,588	5,616	6,567	7,431	8,196	8,858	9,408	9,844	10,164	10,369	10,462	10,474	10,332	10,122	13 <sup>024</sup>	72 <sup>0</sup>																
S90MC-C	1,042	2,068	3,063	4,013	4,903	5,723	6,458	7,134	7,651	8,095	8,434	8,667	8,795	8,822	8,753	8,595	8,356	12 <sup>031</sup>	70 <sup>0</sup>																
K90MC-C	0,944	1,874	2,779	3,646	4,465	5,224	5,915	6,53	7,063	7,509	7,866	8,132	8,307	8,394	8,396	8,318	8,165	13 <sup>037</sup>	73 <sup>0</sup>																
S80MC	0,792	1,573	2,330	3,055	3,875	4,364	4,931	5,432	5,861	6,213	6,487	6,683	6,799	6,841	6,810	6,711	6,551	12 <sup>056</sup>	70 <sup>0</sup>																
S80MC-C	0,827	1,641	2,430	3,183	3,889	4,539	5,123	5,635	6,069	6,421	6,690	6,875	6,976	6,997	6,942	6,817	6,628	12 <sup>031</sup>	69 <sup>0</sup>																
K80MC-C	0,762	1,513	2,243	2,941	3,599	4,209	4,762	5,252	5,674	6,025	6,303	6,506	6,636	6,693	6,681	6,604	6,468	13 <sup>029</sup>	72 <sup>0</sup>																
S70MC	0,611	1,213	1,798	2,357	2,883	3,367	3,806	4,192	4,523	4,795	5,006	5,157	5,247	5,279	5,255	5,179	5,055	12 <sup>057</sup>	70 <sup>0</sup>																
S70MC-C	0,663	1,316	1,949	2,553	3,120	3,641	4,109	4,520	4,868	5,151	5,366	5,514	5,596	5,563	5,569	5,468	5,316	12 <sup>030</sup>	69 <sup>0</sup>																
S60MC	0,444	0,882	1,307	1,713	2,094	2,445	2,765	3,046	3,286	3,484	3,638	3,747	3,813	3,836	3,818	3,763	3,673	12 <sup>056</sup>	70 <sup>0</sup>																
S60MC-C	0,482	0,956	1,416	1,855	2,267	2,646	2,986	3,284	3,538	3,743	3,899	4,007	4,066	4,078	4,019	3,973	3,863	12 <sup>029</sup>	69 <sup>0</sup>																
S50MC	0,311	0,617	0,914	1,199	1,466	1,713	1,936	2,132	2,300	2,439	2,546	2,623	2,669	2,685	2,673	2,634	2,571	12 <sup>057</sup>	70 <sup>0</sup>																
S50MC-C	0,337	0,669	0,991	1,299	1,587	1,852	2,090	2,299	2,476	2,620	2,729	2,805	2,846	2,855	2,832	2,781	2,704	12 <sup>030</sup>	69 <sup>0</sup>																
S46MC-C	0,280	0,556	0,823	1,079	1,318	1,538	1,736	1,909	2,057	2,176	2,255	2,329	2,364	2,371	2,352	2,310	2,246	12 <sup>036</sup>	69 <sup>0</sup>																
S42MC	0,217	0,431	0,638	0,836	1,023	1,195	1,350	1,487	1,605	1,701	1,776	1,830	1,862	1,873	1,865	1,838	1,794	12 <sup>057</sup>	70 <sup>0</sup>																
S35MC	0,161	0,320	0,474	0,621	0,760	0,887	1,002	1,104	1,191	1,263	1,319	1,358	1,382	1,390	1,384	1,363	1,331	12 <sup>010</sup>	70 <sup>0</sup>																
L35MC	0,136	0,271	0,402	0,527	0,645	0,753	0,852	0,939	1,014	1,076	1,124	1,159	1,180	1,189	1,185	1,170	1,143	13 <sup>07</sup>	71 <sup>0</sup>																
S26MC	0,085	0,169	0,250	0,327	0,400	0,468	0,528	0,582	0,628	0,666	0,695	0,716	0,729	0,733	0,730	0,719	0,702	12 <sup>055</sup>	70 <sup>0</sup>																

Таблиця 2

Ранжированные параметры двигателей по условию  $V_{об} \geq V_{ц}$ 

№ п/п	Модель двигателя	Цилиндровая мощность, $N_{ц}$ , кВт	Среднее эффективное давление, $P_{е}$ , бар	Номинальное число оборотов, $n$ , $мин^{-1}$	Диаметр цилиндра, $D$ , мм	Ход поршня, $H$ , мм	Объемная скорость процесса, $V_{об}$ , $м^3/с$	$V_{об} \geq V_{ц}$
1	K98MC	5720	18,2	94	980	2660	3,143	13 <sup>09</sup>
2	L35MC	650	18,4	210	350	1050	0,353	13 <sup>07</sup>
3	K90MC-C	4560	18	104	900	2300	2,533	13 <sup>37</sup>
4	K80MC-C	3610	18	104	800	2300	2,006	13 <sup>29</sup>
5	K98MC-C	5710	18,2	104	980	2400	3,137	13 <sup>24</sup>
6	S50MC	1430	18	127	500	1910	0,794	12 <sup>57</sup>
7	S70MC	2810	18	91	700	2674	1,561	12 <sup>57</sup>
8	S42MC	1080	19,5	136	420	1764	0,554	12 <sup>57</sup>
9	S80MC	3840	19	79	800	3056	2,021	12 <sup>56</sup>
10	S60MC	2040	18	105	600	2292	1,133	12 <sup>56</sup>
11	S26MC	400	18,5	250	250	980	0,216	12 <sup>55</sup>
12	S46MC-C	1310	19	129	460	1932	0,689	12 <sup>36</sup>
13	S80MC-C	3880	19	76	800	3200	2,042	12 <sup>31</sup>
14	S90MC-C	4890	19	76	900	3188	2,574	12 <sup>31</sup>
15	S70MC-C	3105	19	91	700	2800	1,634	12 <sup>30</sup>
16	S50MC-C	1580	19	127	500	2000	0,832	12 <sup>30</sup>
17	S60MC-C	2255	19	105	600	2400	1,187	12 <sup>29</sup>
18	S35MC	740	19,1	183	350	1400	0,387	12 <sup>10</sup>

**Список литературы:**

1. Возницкий И.В. Современные судовые среднеоборотные двигатели. С-Пб.: КСИ, 2005. 147 с.
2. Сполдинг Д.Б. Горение и массообмен / пер. с англ. Р.Н. Гизатулина и В.И. Ягодкина; под ред. В.Е. Дорошенко. М.: Машиностроение, 1985. 240 с.
3. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателя. Свердловск: Уральский рабочий, 1962. 270 с.
4. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях: учеб. пособие для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 270с.
5. Истомин П.А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания. Л.: Судостроение, 1964. 287 с.
6. Литвиненко В.П. Неравновесность термомеханических процессов в цикле судовых дизелей: монография. Одесса: Феникс, 2017. 176с.

**ГАЗОДИНАМІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ В ЦИКЛІ РОБОТИ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА**

*У статті розглянуті питання оцінки протікання циклу роботи суднового дизельного двигуна. Під час дослідження використовуються об'ємні показники, оскільки об'ємні процеси найбільшою мірою узгоджуються з фізико-хімічними перетвореннями в паливно-повітряній суміші у разі її згоряння і таким чином можуть розглядатися у вигляді газодинамічного результуючого ефекту роботи дизеля. Критерієм такої оцінки використовується об'ємна швидкість, зумовлена використанням отриманих на практиці значень потужності та середнього ефективного тиску. Результати розрахунку значень об'ємної швидкості внутрішньоциліндрового процесу дають змогу визначити показники ступеня попереднього розширення газів у циклі.*

**Ключові слова:** *об'ємна швидкість потоку газів, швидкість поршня, ступінь попереднього розширення, термодинамічні параметри, обсяг камери стиснення, потужність, середній ефективний тиск.*

**PECULIARITIES OF GAS DYNAMIC PROCESS IN A CYCLE OF A SHIP DIESEL ENGINE**

*The article deals with the issues of assessing of a cycle of the ship diesel engine, using volumetric indicators. In our description we use the volumetric data as they are most suitable in discussion of the physico-chemical transformations of the fuel-air mixture in its combustion and thus they can be viewed as the gas-dynamic effect of the diesel engine. As a criterion for the assessment, the space velocity is used, which is determined by the values of power obtained in practice and the average effective pressure. The results of calculating the values of the volumetric rate of the in-cylinder process allow us to determine the indicators of the degree of preliminary expansion of gases in the cycle. As a criterion for such an assessment, the space velocity is used. It is determined by using the values of power and the average effective pressure obtained in practical experiments. The worked out results of the values in the volumetric rate of the in-cylinder process allow determining the indicators of the degree of preliminary expansion of gases in the cycle.*

**Key words:** *volume rate of gas flow, piston speed, degree of preliminary expansion, thermodynamic parameters, compression volume, power, average effective pressure.*