

## Оптимизация главного двигателя на режиме экономического хода судна

Горб Сергей Иванович  
НУ "Одесская морская академия", Одесса, Украина  
gs@fa.onma.edu.ua

## Optimization of the main engine on the vessel economy speed

Gorb Sergii  
NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine  
gs@fa.onma.edu.ua

*Анотация – При длительной эксплуатации судов на экономических скоростях возникает проблема улучшения рабочих процессов главного дизеля за счёт изменения регулировочных параметров по сравнению с паспортными. Такое перерегулирование особенно актуально, если наблюдается рост температур газов из-за ухудшения подачи воздуха в цилиндры. В связи с изложенным поставлена задача выявить регулировочные параметры, изменением которых наиболее эффективно улучшить воздухообеспечение цилиндров на частичных режимах.*

*Abstract – After long-term operation of vessels at economic speeds, the problem of improving the working processes of the main engine can arise due to changes in the adjustment parameters in comparison with the trial parameters. These changes are especially important in case of growing gas temperatures due to lack of the air supply to the cylinders. In view of the foregoing, we assigned the task to identify the adjusting parameters, the changes in which will be the most effective way to improve the cylinder air supply on special modes.*

DOI: 10.31653/1819-3293-2019-1-25-17-34

Известно, что уменьшение скорости судов приводит к экономии топлива. Возможностью такой экономии пользуются для прихода судов "точно в срок" и, если имеется избыток тоннажа. Максимальное

снижение скорости судов ограничивается появлением повышенного нагарообразования в главном двигателе и/или его вибрацией.

Рациональное уменьшение скоростей судов или применение экономичного хода рассматривается и как эффективное средство уменьшения выбросов углерода в атмосферу в соответствии с требованиями Приложения 6 Международной конвенции по предотвращению загрязнения с судов 1973 года [1, 2].

Обычно параметры главных судовых дизелей оптимизируются при 80 ... 85 % их номинальной мощности. Для уменьшения скоростей судов с целью экономии топлива мощность главных двигателей снижается до значений менее 80 % их номинальной мощности. Значения менее 50 % номинальной мощности применяются на ходовых режимах редко, даже, если в этом есть экономическая целесообразность, так как на таких режимах существенно ухудшается подача воздуха в цилиндры, что приводит к ухудшению горения топлива и к повышенному нагарообразованию в газовом тракте.

Если главные дизели эксплуатируются в основном на экономических ходах, неизбежно возникает *проблема улучшения рабочих процессов дизеля* на этих режимах за счёт изменения регулировочных параметров по сравнению с паспортными, которые оптимизированы для 80 ... 85 % номинальной мощности. Такое перерегулирование особенно актуально, если наблюдается рост температур газов на выходе из цилиндров и/или перед газовой турбиной из-за ухудшения подачи воздуха в цилиндры.

В связи с изложенным представляется *актуальным* определить за счёт каких регулировочных параметров главного дизеля наиболее эффективно улучшать воздухообеспечение цилиндров на частичных режимах. Решение этой задачи позволит усовершенствовать методологию применения на судах экономических скоростей и позволит судовому персоналу избежать ошибок и неэффективных действий при регулировке параметров главных судовых дизелей.

В качестве *объекта исследования* выбран главный двигатель YANMAR 8N330-EN на теплоходе "Senata". Этот двигатель развивает номинальную мощность 3310 кВт и номинальную частоту вращения 620 мин<sup>-1</sup>, является четырехтактным, тронковым, восьмицилиндровым, реверсивным. Имеет газотурбинный наддув, который обеспечивает турбонагнетатель VTR354-11. Гребной винт приводится во вращение через редуктор.

Согласно стендовым и ходовым испытаниям двигателя, его параметры соответствовали спецификации, однако при ходовых испытаниях температуры газов на выходе из цилиндров достигли номиналь-

ного значения при частоте вращения  $598 \text{ мин}^{-1}$ , то есть при 96,5 % номинального значения частоты, что свидетельствует об использовании на судне "тяжелого" винта и/или значительных гидравлических потерях в газозоудушном тракте после турбины.

При эксплуатации двигателя температуры газов после цилиндров стали достигать в летний период номинального значения при частоте вращения  $500 \dots 510 \text{ мин}^{-1}$ , то есть при 81 ... 82 % номинального значения частоты, которая соответствует 52 ... 55 % номинальной мощности. В зимний период небольшое "улучшение" ситуации достигается за счёт понижения температуры наддувочного воздуха (после воздухоохладителя) до  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  (рекомендуемая производителем дизеля равна  $25 \dots 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

Исследование выполнено математическим моделированием с использованием *методики расчёта*, разработанной в 1968 г. Б.М. Гончаром [3]. Эта методика впоследствии получила название методики численного моделирования ЦНИДИ [4, с. 87 – 96] и также прошла этап совершенствования в части описания рабочих процессов, протекающих в коллекторах дизеля и газотурбинном нагнетателе [5]. Применительно к судовым энергетическим установкам методика моделирования адаптирована в работах [6, 7]. Отличие этой методики от ранее используемых состоит в следующем:

рабочие процессы в цилиндре дизеля и коллекторах описываются дифференциальными уравнениями первого закона термодинамики, массового баланса и состояния, которые решаются на каждом шаге поворота кривошипа (шаг при повороте кривошипа корректируется автоматически в пределах от 0,1 до 4 градусов в зависимости от интенсивности протекания процессов);

смесь газов в цилиндре дизеля и в коллекторах рассматривается как состоящая из двух компонентов – воздуха и "чистых" продуктов сгорания, соотношение которых изменяется на каждом шаге расчёта;

при расчёте процесса продувки предполагается двухстадийный характер взаимодействия продувочного воздуха с газами в цилиндре, то есть считается, что в начале продувки взаимодействие воздуха с газами носит характер послойного вытеснения газов, а в конце продувки – полного перемешивания. Причём закон перехода от послойного вытеснения к полному перемешиванию принят экспоненциальным;

при расчёте учитывается изменение гидравлических потерь (в зависимости от расхода) на входе в компрессор, в воздухоохладителе и за турбиной. Также учитывается изменение тепловых потерь (в зависимости от расхода воздуха) в воздухоохладителе. В выпускном кол-

лекторе учитывается преобразование кинетической энергии газов в потенциальную. В цилиндре учитывается теплообмен газов со стенками цилиндра.

Изложенное позволило свести к минимуму применение эмпирических и полуэмпирических зависимостей. Они использованы только для описания закона сгорания топлива, для определения периода задержки самовоспламенения топлива, для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенке и при моделировании режимов, отличных от исходного, для расчёта изменения показателей горения топлива, КПД компрессора и турбины.

В математической модели по сравнению с [5] уточнён алгоритм определения массивов значений расходов и энтальпий газов, выходящих из цилиндра, в зависимости от угла поворота кривошипа. Это позволило уточнить расчёт процессов выпуска из смежных цилиндров, объединённых выпускным коллектором (процессы выпуска из смежных цилиндров рассчитываются путём смещения по фазе от расчётного цилиндра на угол поворота кривошипа, равный частному от деления угла поворота кривошипа за цикл на число цилиндров, объединённых в коллектор).

Для моделирования использованы конструктивные параметры (*исходные данные*), приведенные в [8], данные о ходовых испытаниях судна, а также следующие параметры, измеренные специально для моделирования.

Диаметры штоков клапанов, мм: выпускной клапан – 24 (около тарелки 28); впускной клапан – 23 (около тарелки 27).

Внутренние диаметры втулок, определяющие проходное сечение клапанов, мм: выпускная – 87,8; впускная – 97.

Диаметр выпускного коллектора – 140 мм.

Объём камеры сжатия исследуемого 8-го цилиндра определён заливкой в цилиндр масла через отверстие для форсунки при положении поршня в верхней мертвой точке. Он составил 2,92 ... 2,93 литра. Это означает, что фактическая геометрическая степень сжатия в этом цилиндре:  $((0,00292 \dots 0,0293) + \pi \times 0,33^2 / 4 \times 0,44) / (0,00292 \dots 0,0293) = 13,83 \dots 13,88$ .

Объёмы выпускных коллекторов определены расчётным путём по их длине (длина определялась приблизительно по чертежу без разборки обшивки) и внутреннему диаметру (измерен по запасной части), м<sup>3</sup>: 1 и 8 цилиндров – 0,070; 2 и 7 цилиндров – 0,062; 3 и 6 цилиндров – 0,054; 4 и 5 цилиндров – 0,046.

Проходное сечение соплового аппарата турбины, который демонтирован с двигателя из-за поломки, выбито на нём: 191,6 см<sup>2</sup>.

Зависимость хода выпускных и впускных клапанов 8-го цилиндра от поворота распределительного вала определена с шагом 5 градусов с помощью индикатора путём проворачивания валоповоротным устройством вала двигателя (рис).

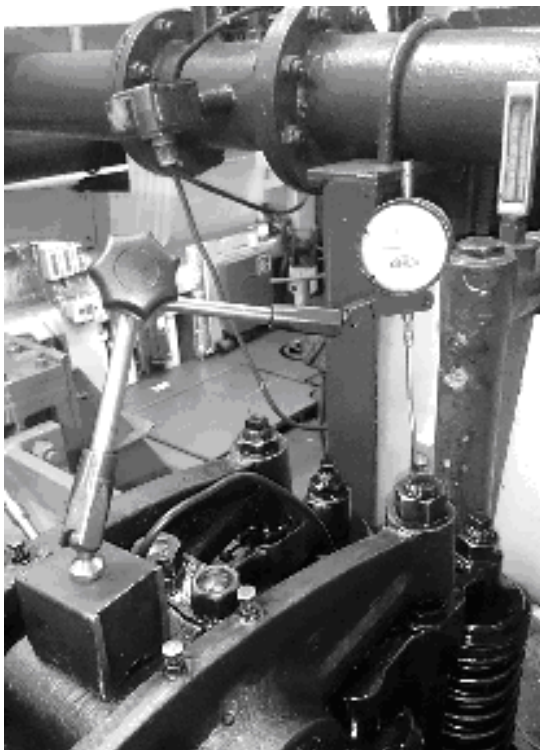


Рис. Установка индикатора для измерения хода клапана

Результаты представлены в табл. 1. Несмотря на то, что индикатор обеспечивает измерение с большой точностью, абсолютная погрешность табличных значений оценена  $\pm 1$  мм. Это связано с тем, что ход клапанов превышает предельный ход индикатора и на участках изменения хода клапанов индикатор приходилось перенастраивать три раза. Однако погрешность величиной  $\pm 1$  мм признана допустимой, так как, начиная с некоторого угла поворота распределительного вала, площадь проходного сечения клапана оказывается больше площади проходного сечения корпуса клапана.

Таблица 1  
Зависимость хода клапанов, мм, от поворота распределительного вала  
(на участках закрытия угол поворота отсчитывался в обратном порядке)

Поворот вала, град.	Выпускной клапан		Впускной клапан	
	открытие	закрытие	открытие	закрытие
0	0	0	0	0
5	0,5	0,1	0,1	0,1
10	1,4	0,9	0,5	0,2
15	2,7	2,1	1,3	0,6
20	4,2	3,7	2,4	1,4
25	6,1	5,5	3,9	2,4
30	7,9	7,2	5,5	3,7
35	9,7	9,2	7,2	5,4
40	11,0	11,4	9,0	7,1
45	13,1	13,4	10,9	8,9
50	15,0	15,4	12,8	10,9
55	16,6	17,1	14,8	12,8
60	18,4	18,8	16,7	14,6
65	20,0	20,4	18,4	16,4
70	21,5	21,9	19,9	18,2
75	22,9	23,3	20,3	19,9
80	24,2	24,4	22,7	21,5
85	25,6	25,4	24,1	22,9
90	26,6	26,2	25,3	24,2
95	27,3	26,8	26,3	25,4
100	27,8	27,4	27,1	26,4
105	28,2	27,8	27,8	27,2
110	28,3	28,1	28,4	28,0
115	28,4	28,4	28,9	28,5
120			29,2	28,9
125			29,3	29,3
130			29,4	29,4

Это означает, что фактическая площадь проходного сечения остается постоянной и равной площади кольцевого проёма между втулкой и штоком клапана. Также это означает, что на участках, близких к полному открытию клапанов, не требуется большая точность измерений.

Для *настройки математической модели* измерены показатели рабочих процессов двигателя на четырёх установившихся ходовых режимах. Для измерения использовались штатные приборы. Максимальное давление в цилиндре определялось переносной диагностической системой HLV 4.0.

Измерения проводились в условиях: осадка судна носом 6,80 м, кормой 7,80 м; температура воздуха в машинном отделении 28 °С; давление воздуха в машинном отделении 101,8 кПа; температура забортной воды 10 °С; волнение моря 3 балла; топливо IFO 120 (смесь 11,88 % Gas Oil Marino и 88,12 % Fuel Oil 380).

Результаты измерений приведены в табл. 2.

Также учтено, что угол опережения впрыска в исследуемом цилиндре установлен равным 17 град.

Для моделирования в качестве *исходного режима* выбран режим с частотой вращения 502 мин<sup>-1</sup>. На этом режиме удалось добиться удовлетворительного совпадения расчётных и эмпирических параметров при следующих значениях исходных данных [5]:

- показатель процесса сгорания топлива  $m_0 - 0,25$ ;
- длительность процесса сгорания топлива  $\varphi_0 - 93$ ;
- коэффициент гидравлических потерь в выпускном коллекторе – 0,3;
- адиабатический КПД компрессора – 0,69;
- адиабатический КПД турбины – 0,63;
- степень реактивности турбины – 0,38;
- перепад давления в газовом тракте за турбиной 0,03 кг/см<sup>2</sup>;
- средняя условная температура стенок цилиндра – 640 К;
- постоянная составляющая на выходе – 1,038 атм;
- КПД воздухоохладителя 0,94.

При указанных исходных данных обеспечился баланс мощностей турбины и компрессора и полностью совпали расчётные и эмпирические параметры: давление наддувочного воздуха до воздухоохладителя; давление наддувочного воздуха после охладителя; максимальное давление цикла.

Расчетная температура газов перед турбиной (472 °С) оказалась на 9 °С меньше экспериментальной (481 °С), что можно считать допустимым для исследования качественного изменения параметров.

Таблица 2

Показатели рабочих процессов главного двигателя  
на четырёх эксплуатационных режимах

№ п/п	Показатель	Режим №1	Режим №2	Режим №3	Режим №4	
1	Частота вращения главного двигателя, мин <sup>-1</sup>	319	390	450	502	
2	Ход рейки топливных насосов, мм	26,0	28,5	32,0	34,5	
3	Частота вращения турбокомпрессора, мин <sup>-1</sup>	4780	6980	9600	12100	
4	Давление воздуха перед холодильником, бар	0,17	0,29	0,45	0,67	
5	Давление воздуха после холодильника, бар	0,15	0,25	0,43	0,64	
6	Температура воздуха перед холодильником, °С	35	36	47	62	
7	Температура воздуха после холодильника, °С	12	12	13	15	
8	Перепад давления на воздушном холодильнике, мм вод. ст.	41	72	121	180	
9	Температура газов перед турбиной, °С	355	406	455	481	
10	Температура газов за турбиной, °С	306	358	345	402	
11	Максимальное давление в цилиндре №8, кг/см <sup>2</sup>	90	99	114	132	
12	Температура газов на выходе из цилиндра, °С	№1	240	290	320	335
		№2	230	280	320	340
		№3	275	315	340	355
		№4	270	330	350	360
		№5	280	310	340	370
		№6	280	315	335	340
		№7	270	310	350	370
		№8	290	330	350	375



**Моделирование исходного режима** (с частотой вращения  $502 \text{ мин}^{-1}$ ), который используется для обеспечения полного хода судна, выявило следующие недостатки рабочих процессов:

компрессор и турбина имеют низкий КПД – производство адиабатического КПД компрессора на адиабатический КПД турбины по сравнению с оптимальным режимом падает на 20 % (равно 0,43, в то время как на оптимальном режиме достигает значения 0,54);

недостаточное давление наддувочного воздуха приводит к уменьшению действительного коэффициента избытка воздуха при сгорании до 1,64 (суммарный коэффициент избыточного воздуха уменьшается до 2,1). Это приводит к росту максимальной температуры цикла до 1993 К. Соответственно возрастают температуры газов на линии расширения и выпускные клапаны работают с тепловыми перегрузками.

#### **Влияние геометрической степени сжатия.**

Конструкторской документацией регламентирована геометрическая степень сжатия в цилиндре 13,5. Так как установлено, что степень сжатия в исследуемом цилиндре равна 13,83 ... 13,88, можно выдвинуть гипотезу, что это может привести к ухудшению рабочих процессов. В связи с этим определены параметры рабочих процессов для четырёх значений геометрической степени сжатия: 12,5; 13,5; 13,85 и 14,5.

Оказалось, что увеличение геометрической степени сжатия в указанном диапазоне существенно влияет на рабочие процессы в цилиндре дизеля, но не приводит к существенному изменению рабочих процессов в газозоудушном тракте. Так, повышение геометрической степени сжатия с 12,5 до 14,5 сопровождается:

- увеличением максимального давления цикла со 117 до 137 кг/см<sup>2</sup>;
- увеличением максимальной температуры цикла на 37 К и температуры в цилиндре в момент начала выпуска на 39 К, что крайне нежелательно из-за высоких значений температуры на линии расширения;
- уменьшением средней температуры газов перед турбиной на 5 К, что не является существенным;
- увеличением суммарного индикаторного КПД на 0,007 (с 0,455 до 0,462), что не является существенным.

Несмотря на то, что изменение геометрической степени сжатия не позволяет существенно улучшить рабочие процессы дизеля, уменьшение ее значения с 13,83 ... 13,88 до паспортного 13,5 является оправданным, т.к. это приводит к уменьшению максимальной температуры цикла на 7 К (температура в цилиндре в момент начала выпуска не изменяется) и к уменьшению температуры газов перед турбиной на 2 К.

**Влияние угла опережения впрыска топлива.**

В табл. 3 показано влияние угла опережения впрыска топлива на показатели рабочих процессов дизеля на исходном режиме (показатели при фактическом значении угла опережения впрыска выделены жирным шрифтом).

Таблица 3

Влияние угла опережения впрыска топлива, град, на исходном режиме

Показатель	-10	-13	-15	<b>-17</b>	-18	-22
Максимальное давление цикла, кг/см <sup>2</sup>	113,3	121,0	125,7	<b>130,3</b>	132,5	140,9
Максимальная температура цикла, К	1865	1915	1953	<b>1990</b>	2007	2080
Температура в цилиндре в момент начала выпуска, К	869	854	842	<b>830</b>	823	796
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра на рабочих ходах, %	10,9	11,6	12,4	<b>12,6</b>	12,9	14,2
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	10,1	10,7	11,4	<b>11,5</b>	11,7	12,9
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	595	611	630	<b>631</b>	638	668
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,69	1,67	1,65	<b>1,64</b>	1,64	1,63
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,17	2,14	2,14	<b>2,10</b>	2,10	2,10
Средняя температура газов перед турбиной, К	747,2	745,6	745,2	<b>748,4</b>	747,8	746,2
Суммарный индикаторный КПД	0,463	0,463	0,461	<b>0,460</b>	0,458	0,451

Из табл. 3 следует, что при увеличении опережения впрыска растёт максимальная температура цикла, но уменьшается температура в цилиндре в момент начала выпуска. Падение последней связано с увеличением доли тепла, отводимого в стенки цилиндра. Минимальная

температура газов перед турбиной достигается при угле опережения впрыска  $-15$  град., но это значение нельзя рекомендовать из-за роста температуры в цилиндре в момент начала выпуска.

В целом моделирование показало, что перерегулировка угла опережения впрыска (относительно значения  $-17 \dots -18$  град.) не позволяет устранить проблему повышенных температур газов (также низкого коэффициента избытка воздуха) на исходном режиме. Также перерегулировка угла опережения впрыска не даёт экономии топлива, сопоставимой с экономией от использования экономической скорости судна.

#### ***Влияние угла открытия выпускных клапанов.***

Изменение угла открытия выпускных клапанов рассмотрено при одновременном соответствующем смещении угла их закрытия, то есть при неизменном диапазоне открытия этих клапанов. В табл. 4 показано влияние угла открытия выпускных клапанов на показатели рабочих процессов дизеля на исходном режиме (показатели при фактическом значении угла открытия выпускных клапанов выделены жирным шрифтом).

Таблица 4

Влияние угла открытия выпускных клапанов, град, на исходном режиме

Показатель	115	120	<b>122</b>	124	129
Максимальное давление цикла, кг/см <sup>2</sup>	130,4	130,3	<b>130,3</b>	130,3	130,5
Максимальная температура цикла, К	1990	1990	<b>1990</b>	1990	1988
Температура в цилиндре в момент начала выпуска, К	830	830	<b>830</b>	830	830
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра на рабочих ходах, %	12,9	12,6	<b>12,6</b>	12,6	12,9
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	11,8	11,5	<b>11,5</b>	11,5	11,9
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	640	631	<b>631</b>	632	642
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,64	1,64	<b>1,64</b>	1,64	1,64
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,08	2,09	<b>2,10</b>	2,11	2,17
Средняя температура газов перед турбиной, К	759,2	752,2	<b>748,3</b>	744,6	731,5
Суммарный индикаторный КПД	0,459	0,460	<b>0,460</b>	0,459	0,458

Из табл. 4 следует, что на исходном режиме изменение угла открытия выпускных клапанов в диапазоне 14 град. не оказывает существенного влияния на рабочие процессы дизеля. Однако при более раннем выпуске по сравнению с паспортным (паспортное значение равно 122 град.) видна тенденция повышения температуры газов перед турбиной. При более позднем выпуске температура газов перед турбиной немного уменьшается одновременно с небольшим уменьшением суммарного индикаторного КПД. Это означает, что паспортное значение угла начала открытия выпускных клапанов можно считать оптимальным и на анализируемом исходном режиме.

***Влияние угла закрытия впускных клапанов.***

Изменение угла закрытия впускных клапанов рассмотрено при одновременном соответствующем смещении угла их открытия, то есть при неизменном диапазоне открытия этих клапанов. В табл. 5 показано влияние угла закрытия впускных клапанов на показатели рабочих процессов дизеля на исходном режиме (показатели при фактическом значении угла закрытия впускных клапанов выделены жирным шрифтом).

Таблица 5

Влияние угла закрытия впускных клапанов, град, на исходном режиме

Показатель	573	578	<b>580</b>	582	587
Максимальное давление цикла, кг/см <sup>2</sup>	130,8	130,5	<b>130,3</b>	130,2	129,5
Максимальная температура цикла, К	1983	1988	<b>1990</b>	1991	1997
Температура в цилиндре в момент начала выпуска, К	829	830	<b>830</b>	830	829
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра на рабочих ходах, %	12,6	12,6	<b>12,6</b>	12,9	13,0
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	11,5	11,5	<b>11,5</b>	11,9	11,9
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	631	631	<b>631</b>	641	643
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,65	1,65	<b>1,64</b>	1,64	1,63
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,13	2,11	<b>2,10</b>	2,12	2,09
Средняя температура газов перед турбиной, К	741,7	746,2	<b>748,3</b>	746,9	752,9
Суммарный индикаторный КПД	0,460	0,460	<b>0,460</b>	0,459	0,459

Из табл. 5 следует, что на исходном режиме изменение угла закрытия впускных клапанов в диапазоне 14 град. оказывает малое влияние на рабочие процессы дизеля. Однако при более раннем закрытии по сравнению с паспортным (паспортное значение равно 580 град.) немного уменьшаются максимальная температура цикла и температура газов перед турбиной за счёт увеличения объёма воздуха в начале сжатия.

Моделированием также определено, что, если угол закрытия впускных клапанов установить равным 573 град. и увеличением подачи топлива поднять частоту вращения на  $7 \text{ мин}^{-1}$ , (то есть с 502 до 509  $\text{мин}^{-1}$ ), то средняя температура газов перед турбиной достигнет значения 748,0 К (практически как при закрытии впускных клапанов 580 град.), максимальная температура цикла увеличится до 1989 К (что близко к значению при закрытии впускных клапанов 580 град.), а температура в цилиндре в момент начала выпуска будет равна 831 К. Это означает, что за счёт более раннего начала сжатия воздуха в цилиндре можно немного исправить недостатки рабочего процесса и увеличить мощность дизеля на 5,4 %.

#### ***Влияние проходного сечения соплового аппарата турбины.***

В табл. 6 показано влияние *эффективного* проходного сечения соплового аппарата турбины на показатели рабочих процессов дизеля на исходном режиме (показатели при фактическом эффективном проходном сечении выделены жирным шрифтом).

Из табл. 6 следует, что увеличение проходного сечения соплового аппарата турбины приводит к уменьшению средней температуры газов перед турбиной, но при этом существенно увеличивается максимальная температура цикла (соответственно увеличиваются температуры на линии расширения), что означает ухудшение условий работы выпускных клапанов. При уменьшении проходного сечения условия работы выпускных клапанов улучшаются, но средняя температура газов перед турбиной возрастает.

Так как при уменьшении проходного сечения соплового аппарата турбины температура в цилиндре в момент начала выпуска уменьшается незначительно, а температура газов перед турбиной увеличивается, корректировку проходного сечения соплового аппарата турбины нельзя признать эффективным средством улучшения рабочих процессов дизеля на исходном режиме.

#### ***Влияние температуры наддувочного воздуха.***

В табл. 7 показано влияние температуры наддувочного воздуха на показатели рабочих процессов дизеля на исходном режиме (показатели при исходном значении давления выделены жирным шрифтом).

Таблица 6

Влияние эффективного проходного сечения соплового аппарата турбины,  $\text{см}^2$ , на исходном режиме

Показатель	187,2 – 15 %	187,2 – 5 %	<b>187,2</b>	187,2 + 5 %	187,2 + 15 %
Максимальное давление цикла, $\text{кг}/\text{см}^2$	135,0	131,9	<b>130,3</b>	129,1	126,3
Максимальная температура цикла, К	1942	1974	<b>1990</b>	2004	2032
Температура в цилиндре в момент начала выпуска, К	827	829	<b>830</b>	831	833
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра на рабочих ходах, %	12,6	12,6	<b>12,6</b>	13,0	13,1
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	11,6	11,5	<b>11,5</b>	12,0	12,1
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	635	632	<b>631</b>	645	647
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,73	1,67	<b>1,64</b>	1,62	1,56
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,10	2,11	<b>2,10</b>	2,13	2,11
Средняя температура газов перед турбиной, К	761,8	751,1	<b>748,3</b>	740,0	736,7
Суммарный индикаторный КПД	0,461	0,460	<b>0,460</b>	0,459	0,457

Из табл. 7 следует, что увеличение температуры наддувочного воздуха в рабочем диапазоне на  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  приводит к росту средней температуры газов перед турбиной на  $4 \dots 7\text{ }^{\circ}\text{C}$ , к росту максимальной температуры цикла на  $16 \dots 18\text{ К}$  и к росту температуры в цилиндре в момент начала выпуска на  $10 \dots 11\text{ К}$ . Увеличение температуры наддувочного воздуха также приводит к небольшому ухудшению суммарного индикаторного КПД. Это означает, что в эксплуатации на частичных ходовых режимах судна целесообразно стремиться к максимальному охлаждению наддувочного воздуха.

Таблица 7

Влияние температуры наддувочного воздуха, °С, на исходном режиме

Показатель	15	20	25	30
Максимальное давление цикла, кг/см <sup>2</sup>	<b>130,3</b>	130,2	129,9	129,5
Максимальная температура цикла, К	<b>1990</b>	2006	2024	2041
Температура в цилиндре в момент начала выпуска, К	<b>830</b>	840	851	861
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра на рабочих ходах, %	<b>12,6</b>	12,9	13,0	13,2
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	<b>11,5</b>	11,7	11,9	12,1
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	<b>631</b>	639	644	649
Действительный коэффициент избытка воздуха	<b>1,64</b>	1,63	1,61	1,59
Суммарный коэффициент избытка воздуха	<b>2,10</b>	2,10	2,09	2,08
Средняя температура газов перед турбиной, К	<b>748,3</b>	752,0	759,3	766,5
Суммарный индикаторный КПД	<b>0,460</b>	0,458	0,456	0,454

### ***Влияние подпора воздуха в машинном отделении.***

В табл. 8 показано влияние давления воздуха в машинном отделении на показатели рабочих процессов дизеля (при атмосферном давлении 101,8 кПа) на исходном режиме (показатели при исходном значении давления 101,8 кПа, то есть без подпора воздуха, выделены жирным шрифтом).

Из табл. 8 следует, что создание подпора воздуха в машинном отделении уменьшает максимальную температуру цикла и среднюю температуру газов перед турбиной. За счёт реализации этого мероприятия реально снизить максимальную температуру цикла до 10 К и среднюю температуру газов перед турбиной до 8 К.

Моделированием также определено: если поднять давление в машинном отделении до 102,5 кПа, то появится возможность увеличить частоту вращения двигателя до 507 мин<sup>-1</sup> без ухудшения максимальной температуры цикла и средней температуры газов перед турбиной (температура в цилиндре в момент начала выпуска возрастёт незначительно на величину менее 1 К).

Таблица 8

Влияние давления воздуха в машинном отделении, кПа,  
на исходном режиме

Показатель	101,8	102,0	102,5	103,5
Максимальное давление цикла, кг/см <sup>2</sup>	<b>130,3</b>	130,6	131,0	132,0
Максимальная температура цикла, К	<b>1990</b>	1988	1983	1973
Температура в цилиндре в момент начала выпуска, К	<b>830</b>	830	830	828
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра на рабочих ходах, %	<b>12,6</b>	12,9	12,7	12,6
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	<b>11,5</b>	11,8	11,6	11,5
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	<b>631</b>	641	634	632
Действительный коэффициент избытка воздуха	<b>1,64</b>	1,65	1,66	1,68
Суммарный коэффициент избытка воздуха	<b>2,10</b>	2,13	2,14	2,17
Средняя температура газов перед турбиной, К	<b>748,3</b>	744,0	741,6	734,6
Суммарный индикаторный КПД	<b>0,460</b>	0,460	0,460	0,462

### ***Влияние "тяжести" гребного винта.***

Влияние "тяжести" гребного винта на рабочие процессы дизеля оценено путём изменения соотношения частоты вращения и момента сопротивления двигателя при условии сохранения индикаторной мощности двигателя. Для этого при уменьшении момента сопротивления на:

- 2 % частота вращения увеличивалась до 507,1 мин<sup>-1</sup>;
- 5 % частота вращения увеличивалась до 515,0 мин<sup>-1</sup>;
- 10 % частота вращения увеличивалась до 529,2 мин<sup>-1</sup>;
- 15 % частота вращения увеличивалась до 544,5 мин<sup>-1</sup>.

В табл. 9 показано влияние момента сопротивления двигателя на показатели рабочих процессов дизеля при условии сохранения индикаторной мощности двигателя (показатели при исходном моменте сопротивления выделены жирным шрифтом).

Из табл. 9 следует, что "облегчение" гребного винта существенно улучшает рабочие процессы в двигателе, немного повышает суммарный индикаторный КПД и позволяет повысить эксплуатационную мощность двигателя.



Таблица 9

Влияние момента сопротивления двигателя, %, на исходном режиме

Показатель	100	98	95	90	85
Максимальное давление цикла, кг/см <sup>2</sup>	<b>130,3</b>	130,4	127,1	123,7	120,2
Максимальная температура цикла, К	<b>1990</b>	1976	1956	1919	1883
Температура в цилиндре в момент начала выпуска, К	<b>830</b>	828	826	822	818
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра на рабочих ходах, %	<b>12,6</b>	12,6	12,5	12,3	12,1
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	<b>11,5</b>	11,4	11,4	11,2	11,0
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	<b>631</b>	626	622	610	597
Действительный коэффициент избытка воздуха	<b>1,64</b>	1,67	1,71	1,78	1,86
Суммарный коэффициент избытка воздуха	<b>2,10</b>	2,12	2,14	2,18	2,22
Средняя температура газов перед турбиной, К	<b>748,3</b>	745,7	741,8	735,2	728,0
Суммарный индикаторный КПД	<b>0,460</b>	0,461	0,462	0,465	0,468

Например, если "облегчить" гребной винт на 10 %, то, как установлено моделированием, мощность двигателя можно повысить на 24 % (достигается при частоте вращения 558 мин<sup>-1</sup>) при условии не превышения температуры в цилиндре в момент начала выпуска 830 К (то есть температуры на исходном режиме). При этом максимальная температура цикла будет равна 1943 К, что на 47 К меньше, чем на исходном режиме, а средняя температура газов перед турбиной повысится до 769 К (на 21 К), что допускается конструкторской документацией и соответствует стендовым испытаниям двигателя.

По результатам исследования можно сделать следующие **выводы**.

1. Для улучшения рабочих процессов дизеля на экономических скоростях судна (без "облегчения" гребного винта), наряду с традиционными мерами (чистка газового тракта турбины, промывка воздушного фильтра компрессора, обеспечение качественного распыла топ-

лива форсункой, уменьшение неравномерности подачи топлива по цилиндрам), можно рекомендовать:

регулировку впускных клапанов на более раннее закрытие;

применение более толстых прокладок под крышками цилиндров для уменьшения геометрической степени сжатия;

небольшое уменьшение угла опережения впрыска топлива;

организацию подпора воздуха в машинном отделении.

Эти рекомендации актуальны, если экономические скорости имеют большую вероятность в эксплуатационном периоде судна.

2. Кардинальное улучшение рабочих процессов дизеля на экономических ходах возможно за счёт "облегчения" гребного винта, что может быть достигнуто подрезкой и полировкой поверхности лопастей, а также изменением передаточного отношения редуктора.

#### ЛИТЕРАТУРА

#### REFERENCES

1. Руководство 2016 года по разработке плана управления энергоэффективностью судна (ПУЭС), принятое Резолюцией МЕРС.282(70) от 28.10.2016.

2. Горб С.И. Планы управления энергоэффективностью судна надо переделать //Работник моря. – 2017. – Вып. 17(129). – 21.09.2017. – С. 10, 11.

3. Гончар Б.М. Численное моделирование рабочего процесса дизелей. //Энергомашиностроение. – 1968. – №7. – С. 34, 35.

4. Дизели: справочник. Изд. 3-е. /Под ред. В.А. Ваншейдта и др. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.

5. Козьминых А.В., Красовский О.Г., Горб С.И. Расчёт эксплуатационных параметров судовых дизелей на ЭЦВМ: учебное пособие. – М.: ЦРИА "Морфлот", 1981. – 44 с.

6. Горб С.И. Моделирование динамики работы дизельных импульсивных установок на ЭЦВМ: учебное пособие. – М.: В/О "Мортехинформреклама", 1986. – 48 с.

7. Горб С.И. Моделирование судовых дизельных установок и систем управления: учебное пособие. – М.: Транспорт. – 1993. – 134 с.

8. Diesel Engine 6N330, 8N330: operation manual. – I.B.C. No. 09-6\_8N330-15E. – YANMAR, 2009. – 185 p.