

УДК 621.436

А. С. Зубаков, В. Б. Одинцов, М. К. Корнев, М. В. Усатов

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ТИПА 12ЧН 46/58 (WARTSILA 12V46C3)

A. S. Zubakov, V. B. Odintsov, M. K. Kornev, M. V. Usatov

OPERATION CHARACTERISTICS OF THE FOUR-STROKE ENGINE OF THE TYPE 12CHN 46/58 (WARTSILA 12V46C3)

На примере двигателя типа 12ЧН 46/58 (Wartsila 12V46C3) проводится анализ направления улучшения ряда конструктивных и эксплуатационных характеристик судовых среднеоборотных дизелей. Показано, что для повышения экономичности дизельные фирмы существенно увеличили степень сжатия, отношение хода поршня к диаметру цилиндра, количество и диаметр сопловых отверстий в распылителях форсунок. Это позволило интенсифицировать процессы топливоподачи, смесеобразования и сгорания. Значительно сокращена продолжительность процесса сгорания и тем самым повышена эффективность преобразования тепловой энергии в механическую, что привело к существенному увеличению топливной экономичности.

Ключевые слова: судовые среднеоборотные дизели, условия достижения высокой экономичности.

The analysis of a number of directions improving design and operational characteristics of medium-speed marine diesel engines is shown on the example of the engine of the type 12CHN 46/58 (Wartsila 12V46C3). It is shown that diesel companies have significantly increased the compression ratio, the ratio of the piston stroke to the cylinder diameter, quantity and diameter of nozzles in injector nozzles in order to increase the efficiency. It helped to intensify the processes of injection, mixing and combustion. The duration of the combustion process has been significantly reduced, and thus the efficiency of thermal energy converting into mechanical energy has been improved, which led to a substantial increase in fuel economy.

Key words: marine medium-speed diesel engines, conditions allowing to achieve high efficiency.

В современном дизелестроении большое внимание уделяется разработке среднеоборотных дизелей как для судов рыбопромыслового флота, так и для судов транспортного флота. Основным направлением развития среднеоборотных дизелей является увеличение цилиндрической мощности, снижение расхода топлива в эксплуатации, повышение надежности элементов дизеля.

Расход топлива в эксплуатации определяется несколькими факторами: качеством протекания рабочего процесса, величиной механических потерь, изменением внешних факторов. Одним из показателей, характеризующих качество протекания рабочего процесса, является индикаторный КПД. В свою очередь, индикаторный КПД зависит от величины степени сжатия, продолжительности процесса сгорания, расположения конца процесса сгорания относительно верхней мертвой точки (ВМТ), потерь теплоты через стенки цилиндропоршневой группы (ЦПГ) в охлаждающую среду, потерь энергии на участке от начала воспламенения до прихода поршня в ВМТ, работы в процессе газообмена, зависимости теплоемкости рабочего тела в цилиндре дизеля от его состава и температуры. Индикаторный КПД, как известно, вычисляется по формуле, приведенной в [1], в дальнейшем развитой в [2]:

$$\eta_i = \eta_{iv} \cdot \eta_{сг} \cdot \eta_v \cdot \left[\eta_{отн.дV} (1 + \delta_r) - \frac{R}{(k-1)C_v} \cdot \sum_{i=0}^p \Delta x_i (1 - \epsilon_{сжи}^{k-1}) \right] \cdot \eta_v \cdot \eta_{сгV},$$

где η_i – индикаторный КПД; η_{iv} – КПД теоретического цикла при подводе теплоты по характеристике $V = \text{const}$; η_v – КПД, учитывающий влияние изменения температуры и состава рабочего тела; $\eta_{сг}$ – КПД сгорания, учитывающий влияние потерь теплоты в охлаждающую среду; $\epsilon_{сжи}$ – степень сжатия (расширения) в i -м элементарном цикле; R , C_v – газовая постоянная и теплоемкость рабочего тела; δ_r – коэффициент, учитывающий работу в процессе газообмена; $\eta_{отн.дV}$ – КПД, учитывающий влияние отклонения характеристики тепловыделения в исследуемом рабочем цикле от характеристики подвода теплоты при $V = \text{const}$ в идеальном цикле; Δx_i – относительное количество теплоты, выделившееся на i -м участке.

С целью повышения термического КПД цикла степень сжатия в современных среднеоборотных дизелях увеличивается (до 20,5 в двигателях типа ЧН 46/58 вместо 14 в двигателях типа ЧН 40/46). В результате высокого давления наддува (P_k до 4 бар) и, соответственно, организации интенсивного процесса сгорания, максимальное давление цикла увеличено до 200–220 бар на номинальном режиме, что позволяет сократить продолжительность процесса сгорания $c \approx 70$ до 40–50 ° поворота коленчатого вала (ПКВ). Такая организация включает в себя сокращение продолжительности топливоподачи за счет повышения давления топливоподачи до 1 600 бар и более и увеличения диаметра сопловых отверстий до 1,05 мм, в то время как в устаревших конструкциях среднеоборотных дизелей диаметр сопловых отверстий составляет в основном 0,7–0,8 мм. Увеличено также количество сопловых отверстий в распылителе (до 12 в анализируемом дизеле).

С целью обеспечения качественного смесеобразования и окончания процесса сгорания ближе к ВМТ увеличивается отношение хода поршня к диаметру цилиндра. Так, если в устаревших конструкциях, например ЧН 40/46, отношение хода поршня к диаметру цилиндра равно 1,15, то в анализируемом дизеле это отношение равно 1,26. Известны среднеоборотные дизели, например РС30L425 фирмы S.E.M.T. Pielstick (типа ЧН 42.5/60), в которых это отношение достигает 1,4, а в двигателе М25 фирмы МАС (типа ЧН 25/40) отношение достигает 1,56. Такое отношение S/D увеличивает высоту камеры сгорания, дает возможность сократить продолжительность процессов топливоподачи и сгорания и тем самым увеличить эффективность преобразования тепловой энергии в механическую.

Одновременно с повышением уровня наддува фирмы-изготовители улучшили технологию обработки деталей ЦПГ и других трущихся узлов, в результате чего механический КПД увеличился в среднем до 92–93 %.

Другим направлением совершенствования рабочего процесса является применение системы турбонаддува при постоянном давлении газов перед турбиной и повышение КПД газовых турбин и компрессорной части газотурбинного наддувочного агрегата. В результате этого КПД турбокомпрессора увеличен до 70 %. Это позволило в 4-тактных дизелях избыточную энергию турбокомпрессора передавать через промежуточную передачу на коленчатый вал [3].

Практически все современные модели и типы среднеоборотных дизелей, изготовленных зарубежными фирмами, предназначены для работы на вязких сортах топлива, с вязкостью от 380 до 730 сСт при температуре 50 °С. Для обеспечения надежной работы элементов топливной системы высокого давления на вязких сортах топлива фирма Wartsila применяет более совершенную обработку прецизионных поверхностей [4].

В настоящей статье приводятся результаты эксплуатационных наблюдений среднеоборотных двигателей 12ЧН 46/58 (Wartsila 12V46C3) мощностью 12 600 кВт (при 510 1/мин), установленных в количестве двух единиц на судах универсального назначения водоизмещением 28 600 т.

Технология изготовления элементов топливной аппаратуры и качество ее регулирования обеспечивают небольшой разброс максимальных давлений сгорания $\Delta P_z \leq 3$ % (рис. 1) при требованиях правил технической эксплуатации 3,5 %.

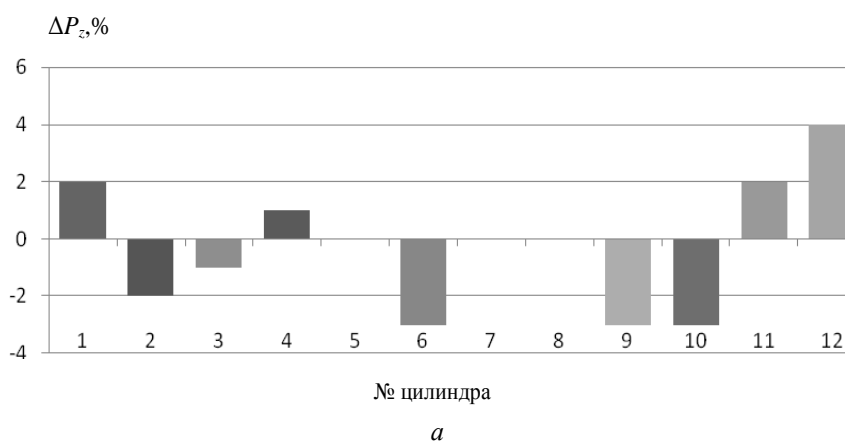
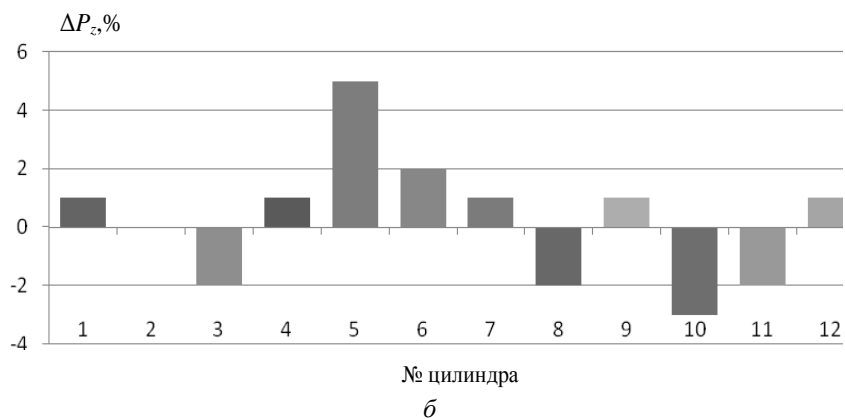


Рис. 1. Отклонение максимальных давлений сгорания P_z от средних значений для цилиндров:
а – левого двигателя



Продолжение рис. 1. Отклонение максимальных давлений сгорания P_z от средних значений для цилиндров: б – правого двигателя

Отклонение значений температуры отработавших газов от среднего значения по цилиндрам (рис. 2) превышает предельно допустимые значения, установленные правилами технической эксплуатации, и требует дальнейшего изучения совместно со специалистами фирмы, т. к. значения температуры отработавших газов во многом зависят от неравномерности расхода по цилиндрам продувочного воздуха.

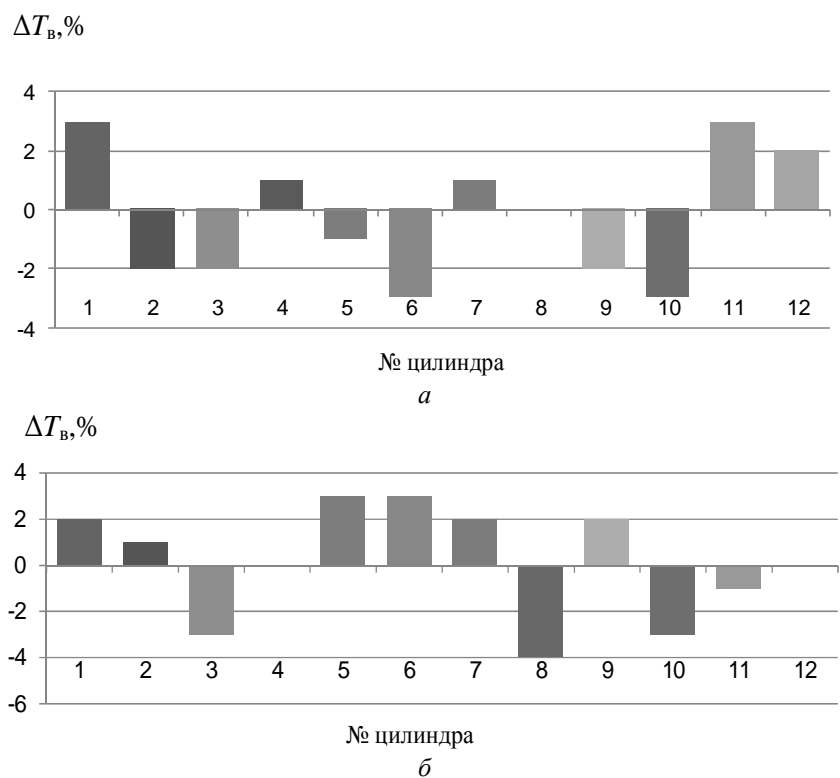


Рис. 2. Отклонение температуры выпускных газов от средних значений для цилиндров: а – левого двигателя; б – правого двигателя

С целью оценки качества преобразования химической энергии топлива в механическую работу в анализируемом дизеле, была проведена обработка опытных данных по методу [2]. КПД теоретического цикла с подводом теплоты при $V = \text{const}$ равняется $\eta_t = 0,71$ (при степени сжатия 20,5). По рекламным данным фирмы Wartsila, удельный расход топлива составляет 172 г/(кВт · ч). Однако эксплуатационные измерения показывают, что рекламные данные занижены минимум на 10 г/(кВт · ч), поэтому по результатам эксплуатационных измерений принимаем для анализа удельный расход топлива равным 182 г/(кВт · ч), а механический КПД – 0,91.

Тогда эффективный КПД равняется 0,5, а индикаторный КПД – 0,55. После расчета $\eta_{ст}$ и $\eta_{в}$ по формулам из [2] вычисляем величину относительного действительного КПД $\eta_{отн.д. v} = 0,89$. Такой величине относительного действительного КПД соответствует продолжительность процесса сгорания 53° ПКВ. Учитывая, что опережение начала сгорания в таких двигателях составляет 7° ПКВ до ВМТ, конец процесса сгорания будет отстоять от ВМТ на величину 46° ПКВ. Это несколько больше, чем в двухтактных двигателях (например, типа ДКРН 60/195). Однако экономические показатели достигаются в основном за счет более высокого термического КПД (0,71 вместо 0,656).

Таким образом, установлено, что:

- эксплуатационные расходы топлива превышают рекламные показатели;
- высокая экономичность достигается в основном за счет повышенной степени сжатия и, следовательно, более высокого КПД теоретического цикла;
- дальнейшее увеличение экономичности возможно за счет сокращения продолжительности процесса сгорания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Стечкин Б. С.* Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя. – М.: Изд-во АН СССР, 1960. – 200 с.
2. *Одинцов В. И.* Рабочий процесс судовых ДВС. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2010.
3. *Конкс Г. А., Лашко В. А.* Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта. – М.: Машиностроение, 2005. – 512 с.
4. *Common rail on Wartsila four-stroke engine* / www.wartsila.com, 2002.

Статья поступила в редакцию 29.06.2011

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Зубаков Александр Сергеевич – Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота, Калининград; аспирант кафедры «Судовые энергетические установки»; тел.: 8 (4012) 925-094.

Zubakov Alexander Sergeevich – Baltic State Academy of Fishing Fleet, Kaliningrad; Postgraduate Student of the Department "Ship Power Plants"; tel. 8 (4012) 925-094.

Одинцов Виктор Борисович – Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота, Калининград; аспирант кафедры «Судовые энергетические установки»; тел.: 8 (4012) 925-094.

Odintsov Victor Borisovich – Baltic State Academy of Fishing Fleet, Kaliningrad; Postgraduate Student of the Department "Ship Power Plants"; tel. 8 (4012) 925-094.

Корнев Михаил Константинович – Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота, Калининград; аспирант кафедры «Судовые энергетические установки»; тел.: 8 (4012) 925-094.

Kornev Mikhail Konstantinovich – Baltic State Academy of Fishing Fleet, Kaliningrad; Postgraduate Student of the Department "Ship Power Plants"; tel. 8 (4012) 925-094.

Усатов Михаил Викторович – Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота, Калининград; аспирант кафедры «Судовые энергетические установки»; тел.: 8 (4012) 925-094.

Usatov Mikhail Victorovich – Baltic State Academy of Fishing Fleet, Kaliningrad; Postgraduate Student of the Department "Ship Power Plants"; tel. 8 (4012) 925-094.