

С. Н. Орехов, К. Ю. Перов

УЛУЧШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМАХ ПРИ УВЕЛИЧЕНИИ МАКСИМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ ЦИКЛА

Исследованы возможности улучшения эксплуатационных характеристик судового дизеля с наддувом при повышении предельного значения максимального давления цикла. В качестве объекта численного эксперимента выбран двигатель 16ЧН26/26 производства ОАО “Коломенский завод”.

E-mail: epress@bmstu.ru

Ключевые слова: двигатель, характеристики, максимальное давление цикла, математическое моделирование, воздухообеспечение (наддув).

Одним из способов улучшения топливной экономичности двигателя при сохранении требований, предъявляемых к надежности, является повышение уровня максимального давления при сгорании p_{\max} . Согласно известным данным многие мировые производители двигателей уже заявили о создании дизелей с высоким наддувом, с $p_{\max} = 19$ МПа и более (например двигатель модели W 64 фирмы Wärtsilä) [1].

Назначение и условия эксплуатации судна определяют требования к виду характеристики двигателя. Отличительной особенностью судового дизеля 16ЧН 26/26 (номинальная частота вращения коленчатого вала $n = 1000$ об/мин, среднее эффективное давление $p_e = 1,88$ МПа — без системы управления турбонаддувом, $p_e = 2,1$ МПа — с системой) является заданная заказчиком высокая ограничительная характеристика в области пониженных частот вращения коленчатого вала. Такие требования обусловлены условиями работы двигателя во время маневрирования, реверсирования и швартовки корабля. Испытания дизеля проводились с уровнем $p_{\max} = 15,2$ МПа (ограничение составляет $p_{\max} = 15,5$ МПа).

Разработанная регистровая система наддува (СН) позволяет за счет отключения одного из турбокомпрессоров (ТК) на режимах низких частот вращения коленчатого вала реализовать высокое значение p_e [2, 3]. При этом все выпускные газы проходят через одну турбину, а проходное сечение соплового аппарата получается в 2 раза меньше, чем суммарное при работе двигателя с двумя ТК. При этом располагаемый теплоперепад на неотключаемой турбине увеличивается, что позволяет повысить мощность турбины и давление наддува. Прирост давления наддува при частоте вращения коленчатого вала двигателя $n = 740$ об/мин и работе по винтовой характеристике составил 57%. Для повышения располагаемого теплоперепада на неотключаемой турбине и обеспечения требуемой мощности двигателя на низких

частотах вращения коленчатого вала площадь соплового аппарата турбины неотключаемого ТК была уменьшена на 20 % по сравнению с базовой. Однако такая настройка системы воздухообеспечения не позволила реализовать заданную по техническим условиям ограничительную характеристику во всем диапазоне частоты вращения: так, при $n = 650 \dots 750$ об/мин ограничивающим параметром была температура газов на входе в турбину, при $n = 750 \dots 800$ об/мин – неустойчивая работа компрессора, а при $n > 800$ об/мин появилось ограничение по p_{\max} .

Применение ТК фирмы АВВ с повышенным в сравнении с базовыми турбокомпрессорами КПД и перепуск воздуха из компрессора на вход в турбину позволили снизить температуру газов за цилиндрами и отодвинуть режимную точку работы компрессора от границы области неустойчивой работы, что позволило увеличить мощность дизеля на 420...1055 кВт.

Для выполнения ограничений по p_{\max} и частоте вращения ротора ТК на режимах, близких к номинальному, на двигатель была установлена и система перепуска газа, позволяющая за счет выпуска части газа из полости перед турбиной в атмосферу ограничить обороты ротора ТК и, соответственно, давление наддува p_{int} . Следствием этого было выполнение ограничения p_{\max} . Используемая на двигателе СН с регулирующими устройствами обеспечивает требуемую характеристику при одновременном выполнении ограничений.

Средства регулирования усложняют конструкцию и повышают цену дизеля, к тому же в области номинальной мощности при использовании выпуска газа минуя турбину несколько увеличивается расход топлива. Поэтому задача численного эксперимента заключается в рассмотрении возможностей воздействия на эксплуатационные характеристики двигателя повышением предельного значения максимального давления цикла до $p_{\max} = 16,5$ МПа с учетом опыта создания дизелей с таким значением p_{\max} в ОАО “Коломенский завод”.

Численный эксперимент выполнен с использованием программы VIS, разработанной на кафедре поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана [4]. Программа выполняет моделирование действительных термодинамических процессов в цилиндре ДВС, в турбине и компрессоре, во впускной и выпускной системах.

Программа была идентифицирована для конкретного двигателя и обеспечивает хорошую сходимость результатов моделирования с результатами испытаний в исследуемой области (рис. 1).

Для улучшения показателей двигателя при ограничении максимального давления сгорания рассмотрены следующие способы:

- оптимизация угла опережения впрыска топлива;
- уменьшение количества выпускаемого газа за турбину для ограничения давления наддува и частоты вращения ротора ТК;

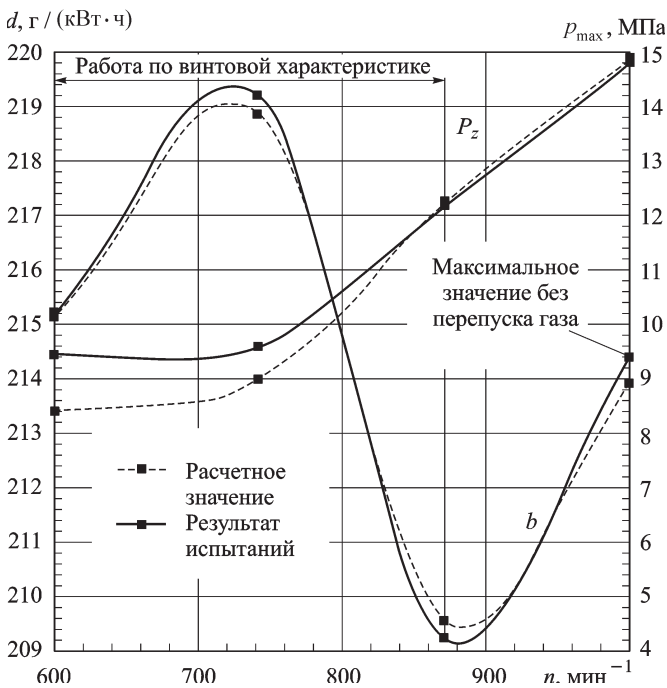


Рис. 1. Зависимость удельного эффективного расхода топлива b и максимального давления цикла p_{max} от частоты вращения двигателя n

- увеличение степени сжатия двигателя (без изменения характеристики СН);
- изменение характеристики СН (при постоянной степени сжатия двигателя).

По результатам моделирования на номинальном режиме для $p_{max} = 15,5$ МПа определен оптимальный (по условию минимального расхода топлива) угол опережения впрыска топлива $\varphi = 20^\circ$. Угол $\varphi = 20^\circ$ установлен на двигателе.

На основе испытания двигателя по нагрузочной характеристике $n = 1000$ об/мин при его работе без перепуска газа линию тренда $p_{int} = f(P_e)$ экстраполированием (не более чем на 10%) продлили до значения мощности 3800 кВт (рис. 2). Полученное значение давления наддува составляет $p_{int} = 360$ кПа, а частота вращения ротора превышает 40000 об/мин, что не допустимо для ТК, установленных на двигателе. Поэтому для реализации этих параметров необходимы ТК, с максимальной частотой вращения более 41000 об/мин.

Результаты компьютерного моделирования показали, что расход топлива на режиме полной мощности снизился на 3,3 г/(кВт·ч), коэффициент избытка воздуха α выше исходного на 11,8%, а температура газа перед турбиной снизилась с 910 до 902 К. Улучшение параметров двигателя произошло за счет увеличения p_{int} и за счет отсутствия потерь располагаемого теплоперепада от перепуска газа за турбину. Тем

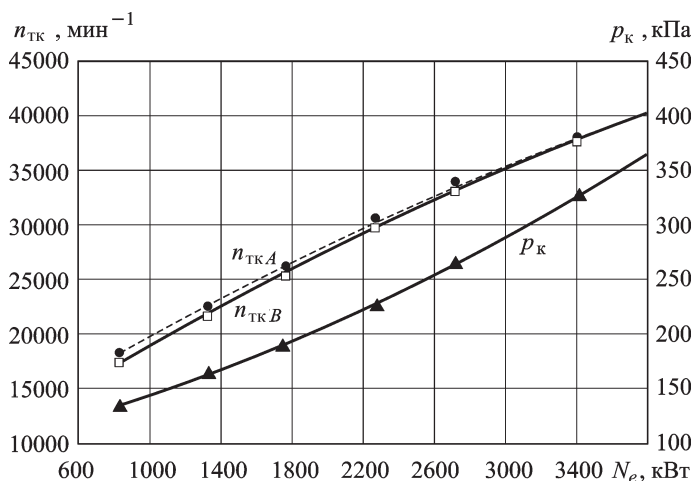


Рис. 2. Зависимость частоты вращения n_{TK} и давления наддува p_k от мощности двигателя N_e при работе двигателя по нагрузочной характеристике (1000 мин^{-1})

не менее от перепуска газа за турбину лучше не отказываться, сохранив его в качестве способа, позволяющего в определенных ситуациях с учетом ограничений параметров снизить давление наддува и частоту вращения турбокомпрессора.

В результате численного эксперимента на режиме максимальной мощности (без перепуска газа) $p_e = 3460 \text{ кВт}$ при $n = 1000 \text{ об/мин}$ получено, что при ограничении $p_{max} = 16,5 \text{ МПа}$ можно повысить степень сжатия с $\varepsilon = 13,5$ до $\varepsilon = 14,7$. Моделирование рабочего цикла с $\varepsilon = 14,7$ выполнены для следующих частот вращения $n = 1000, 870, 740$ и 600 об/мин при работе двигателя по винтовой характеристике. Результаты приведены в таблице. Из представленных данных следует, что за счет повышения индикаторного КПД цикла на всех режимах имеет место улучшение расхода топлива.

Таблица
Топливная экономичность двигателя с различной степенью сжатия

n , об/мин	b , г/(кВт·ч)	
	$\varepsilon = 13,5$	$\varepsilon = 14,7$
1000	213,9	212,2
870	209,5	206,9
740	218,9	215,9
600	215,1	212,8

Для повышения давления наддува необходимо уменьшать площадь соплового аппарата турбины. Из тех же соображений, как и в предыдущем случае, для достижения $p_{max} = 16,5 \text{ МПа}$ давление наддува



Рис. 3. Зависимость удельного эффективного расхода топлива от частоты вращения двигателя при различных настройках турбокомпрессора

необходимо повысить до значения $p_{int} = 360$ кПа. В качестве расчетного выбран режим $n = 1000$ об/мин и $p_e = 3800$ кВт. Также выполнен численный эксперимент на режимах работы двигателя по винтовой характеристике при $n = 870, 740$ и 600 мин⁻¹. При этом давление наддува принято примерно на 8% выше, чем со стандартной СН. Как видно на рис. 3, повышение давления наддува приводит к заметному снижению расхода топлива на всех исследованных режимах работы двигателя.

На рис. 4 приведена зависимость удельного эффективного расхода топлива от частоты вращения n ($n = 600 \dots 870$ об/мин) при работе двигателя по винтовой характеристике, а при $n = 1000$ об/мин — максимальная мощность без перепуска газа. На рис. 4 отображены три зависимости: стандартное исполнение (1), повышенная степень сжатия $\varepsilon = 14,7$ (2) и измененная характеристика ТК (3). Как видно из рис. 4, наибольшее улучшение топливной экономичности наблюдается при применении варианта с измененной СН (кривая 3). При этом, как показали расчеты, температура газов перед турбиной T_{g1} на $32 \dots 101^\circ$ ниже, в сравнении с серийной комплектацией двигателя, и на $13 \dots 80^\circ$ ниже, чем при $\varepsilon = 14,7$.

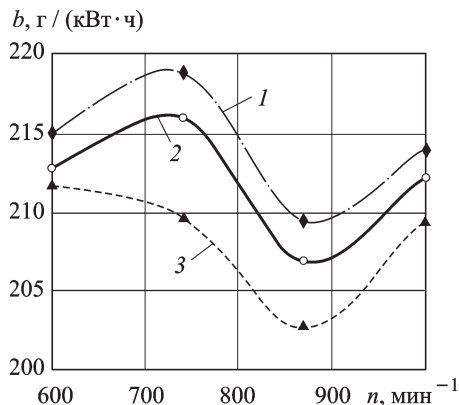


Рис. 4. Зависимость удельного эффективного расхода топлива b от частоты вращения коленчатого вала двигателя при работе на исследованных режимах

Из изложенного можно сделать следующие выводы.

1. Повышение максимального давления цикла позволяет увеличить общую степень сжатия с $\varepsilon_0 = 44$ до $\varepsilon_0 = 48$, а следовательно, степень сжатия в цилиндре двигателя с $\varepsilon = 13,5$ до $\varepsilon = 14,7$ и давление наддува с $p_k = 0,33$ МПа до $p_k = 0,36$ МПа. Эти мероприятия, как показал численный эксперимент, позволяют улучшить топливную экономичность двигателя.

2. Повышение максимального давления сгорания с $p_{\max} = 15,5$ МПа до $p_{\max} = 16,5$ МПа позволяет исключить необходимый для выполнения ограничения $p_{\max} \leq 15,5$ МПа перепуск газа.

3. Уменьшение площади соплового аппарата приводит к увеличению мощности турбины. При этом улучшается воздухообеспечение двигателя, коэффициент избытка воздуха становится ближе к оптимальному ($\alpha_{\text{опт}} = 2,3 \dots 2,5$). Это приводит к снижению удельного эффективного расхода топлива на $3,4 \dots 9,2$ г/(кВт·ч) и температуры газов перед турбиной на $32 \dots 101$ К в сравнении с базовой комплектацией двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Конк с Г. Н., Л а ш к о В. А. Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта. – М.: Машиностроение, 2005.
2. Р ы ж о в В. А., П е р о в К. Ю. Расширение области работы четырехтактного дизеля средствами систем турбонаддува // Двигателестроение. – 2003. – № 4. – С. 34–36.
3. П е р о в К. Ю., Х а р и т о н о в А. А., К н е л ь ц В. Ф. Развитие средств и систем воздухообеспечения дизелей // Тяжелое машиностроение. – 2002. – № 9. – С. 24–27.
4. И в а щ е н к о Н. А., И в и н В. И. Термодинамическая оптимизация двигателя внутреннего сгорания в курсовых и дипломных работах и проектах. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 32 с.

Статья поступила в редакцию 9.04.2009

Сергей Николаевич Орехов родился в 1984 г. окончил Московский государственный открытый университет. Инженер-конструктор ОАО “Коломенский завод”, аспирант МГТУ им. Н.Э. Баумана. Специализируется в области исследований характеристик ДВС и разработки агрегатов воздухообеспечения.

S.N. Orekhov (b. 1984) graduated from the Moscow State Technical University. Engineer-constructor of the joint stock company “Kolomenskii zavod”, post-graduate of the Bauman Moscow State Technical University. Specializes in the field of investigations of characteristics of internal combustion engines and development of the air supply aggregates.

Константин Юрьевич Перов родился в 1953 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 1980 г. Канд. техн. наук, зам. главного конструктора ОАО “Коломенский завод”. Специалист в области исследований характеристик ДВС и разработки агрегатов воздухообеспечения.

K.Yu. Perov (b. 1953) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1980. Ph. D. (Eng.), deputy general designer of the joint stock company “Kolomenskii zavod”. Specializes in the field of investigations of characteristics of internal combustion engines and development of the air supply aggregates.