

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПО ПРЕДЕЛЬНОМУ ПОВЫШЕНИЮ ЭКОНОМИЧНОСТИ ПРИ НЕПОСРЕДСТВЕННОМ УПРАВЛЕНИИ РАСХОДОМ ВОЗДУХА

В. Л. Конюков

*Керченский государственный морской технологический университет,
Керчь, Российская Федерация*

Проводится сравнительный анализ эксплуатационных показателей и параметров судовых дизелей, полученных в результате расчетно-теоретических исследований при непосредственном управлении расходом воздуха с помощью регулируемого соплового аппарата турбокомпрессора для обеспечения максимально допустимой экономичности дизелей. Исследуются следующие дизели: судовой двухтактный дизель, работающий по винтовой характеристике; судовой четырехтактный дизель, работающий по винтовой характеристике; судовой четырехтактный дизель, работающий по нагрузочной характеристике. В результате поворота лопаток регулируемого соплового аппарата в сторону уменьшения угла их установки повышается экономичность дизеля, однако увеличивается максимальное давление цикла, снижается перепад давлений на продувку цилиндров, уменьшается эффективный угол выхода газа из соплового аппарата турбины, изменяется запас устойчивости компрессора по помпажу. Выполнены исследования конструктивного потенциала дизелей по предельному повышению их экономичности, что позволило принять устойчивой работу компрессора на всех исследованных режимах. Установлены граничные значения для максимального давления цикла дизеля, перепада давлений на продувку цилиндров и эффективного угла выхода потока из соплового аппарата, за пределы которых указанные параметры не выходили на всех исследованных режимах работы дизелей. С учетом приведенных ограничений наибольшим потенциалом по повышению экономичности на режимах долевых нагрузок обладает четырехтактный дизель, работающий по винтовой характеристике, наименьшим потенциалом – тот же дизель, но работающий по нагрузочной характеристике.

Ключевые слова: дизель, турбонаддувочный агрегат, регулируемый сопловой аппарат, поворотные лопатки соплового аппарата, угол установки лопаток, продувка цилиндра, параметры рабочего тела, эксплуатационные показатели.

Для цитирования: *Конюков В. Л.* Сравнительный анализ судовых дизелей по предельному повышению экономичности при непосредственном управлении расходом воздуха // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2021. № 2. С. 43–54. DOI: 10.24143/2073-1574-2021-2-43-54.

Введение

Транспортные и промысловые морские суда традиционно оснащаются дизелями, не предусматривающими непосредственного воздействия на расход воздуха. Процессы газообмена в таких дизелях формируются внутренними связями термодинамических параметров рабочего тела, обусловленных режимом работы дизеля, его конструктивными особенностями, характеристикой взаимодействия с потребителем механической энергии [1, 2].

Наиболее эффективным способом воздействия на расход воздуха дизеля, способствующим повышению его экономичности и ресурса, является использование регулируемого соплового аппарата (РСА) турбонаддувочного агрегата [3, 4]. Исследования доказали, что каждый тип дизеля, оснащенный турбокомпрессором с РСА, на режимах долевых нагрузок по-разному реагирует на изменение давления наддува или расход воздуха. В связи с этим для каждого двигателя с учетом условий его эксплуатации устанавливается свой предел повышения экономичности при воздействии на расход воздуха с помощью РСА [5].

Продувка цилиндров дизеля сопровождается дополнительным расходом воздуха, при этом для четырехтактного дизеля требуется меньший удельный расход воздуха на продувку по сравнению с двухтактным дизелем. Повышенный расход воздуха требует увеличения мощности турбокомпрессора, в результате чего повышается давление в выпускном ресивере перед турбиной, а это снижает перепад давлений на продувку [6].

Факторы, ограничивающие повышение давления наддува путем поворота лопаток РСА на режимах долевых нагрузок:

- максимальное давление сгорания топлива p_z , превышение значения которого (установленного для режима полной нагрузки дизеля) не допускается;
- перепад давлений на продувку цилиндров дизеля. С уменьшением относительной мощности двигателя снижается перепад давлений на продувку, что увеличивает коэффициент остаточных газов и, как следствие, уменьшает экономичность двигателя. При этом для режимов малой относительной мощности этот перепад давлений может стать отрицательным, что вызывает обратный заброс газов при продувке, негативно влияющий на ресурс двигателя [7];
- угол поворота лопаток РСА. Для повышения давления наддува и, как следствие, повышения расхода воздуха на режимах долевых нагрузок уменьшают угол установки лопаток РСА, при этом уменьшается эффективный угол выхода газов из соплового аппарата, который не должен быть ниже 8 град, т. к. при меньших значениях этого угла снижается КПД турбины [8];
- неустойчивая работа компрессора – помпаж.

Целью настоящей работы является сравнительный анализ конструктивных особенностей судового двухтактного дизеля, работающего по винтовой характеристике, и судового четырехтактного дизеля, эксплуатируемого по винтовой и нагрузочной характеристикам, по максимально допустимому повышению экономичности при управлении расходом воздуха на режимах долевых нагрузок РСА турбокомпрессора.

Методы и материалы исследования

Объекты исследований в предлагаемой работе:

1. Двухтактный малооборотный дизель 7S50 MC, который используется в качестве главного двигателя на морских судах, с прямой передачей энергии на гребной винт. Номинальные характеристики дизеля: эффективная мощность – 10 010 кВт; частота вращения коленчатого вала – 130 об/мин; число цилиндров – 7; диаметр поршня – 0,5 м; ход поршня – 1,91 м; давление наддува – 0,37 МПа;

2. Четырехтактный среднеоборотный дизель 8L 58/64, используемый на морских судах в качестве главного двигателя, как с механической, так и с электрической передачей. Эксплуатация дизеля реализуется и по винтовой, и по нагрузочной характеристике. Номинальные показатели дизеля: эффективная мощность – 11 230 кВт; частота вращения коленчатого вала – 428 об/мин; число цилиндров – 8; диаметр поршня – 0,58 м; ход поршня – 0,64 м; давление наддува – 0,377 МПа.

Исследования проводились расчетно-теоретическим способом по методике, в которой использовались проверенные алгоритмы тепловых и газодинамических расчетов дизелей [2, 7]. Эксплуатационные показатели и параметры дизелей, полученные для исходных вариантов (без использования РСА) в диапазоне мощностей от 100 до 25 %, соответствовали результатам заводских испытаний. Методом последовательных приближений вычисляли эксплуатационные показатели и параметры дизеля при назначенном давлении наддува (максимальном давлении сгорания p_z или минимальном перепаде давлений на продувку цилиндров), значения которых изменялись поворотом лопаток РСА.

Следует отметить, что в настоящей работе проводился анализ конструктивных особенностей дизелей без учета изменения запаса устойчивости по помпажу компрессора турбонаддувочного агрегата. При внедрении РСА турбокомпрессора необходимо провести согласование характеристик компрессора, турбины и гидравлической характеристики дизеля, что потребует дополнительных исследований.

Проводился сравнительный анализ эксплуатационных показателей и параметров дизелей, полученных для исходного варианта и варианта с РСА турбокомпрессора, в широком диапазоне нагрузок дизеля. Нагрузка дизеля оценивалась его относительной мощностью:

$$\bar{N}_e = \frac{N_e}{N_{e0}},$$

где N_e – эффективная мощность дизеля на конкретном режиме; N_{e0} – эффективная мощность номинального режима.

Относительные изменения показателей и параметров определялись соотношением

$$\delta \bar{B} = \frac{B - B_0}{B_0},$$

где B – показатель или параметр для конкретного режима работы дизеля; B_0 – показатель или параметр для номинального режима.

В процессе исследования дизелей с РСА турбокомпрессора было выявлено, что повышение давления наддува путем поворота лопаток вызвало снижение основных показателей тепловой напряженности. В то же время повысился основной показатель механической напряженности – максимальное давление цикла p_z [9]. При планировании исследований предполагалось во всем диапазоне нагрузок дизеля поддерживать максимальное давление цикла на уровне, соответствующем режиму полной нагрузки. Однако с уменьшением относительной мощности дизеля понижался перепад давлений на продувку цилиндров, что требовало снижения p_z до значения, которое удовлетворяет условиям нормальной продувки цилиндров.

Результаты исследования и их обсуждение

Снижение относительной мощности дизеля сопровождается уменьшением перепада давлений на продувку цилиндров. Основной причиной изменения перепада давлений является уменьшение температуры газа перед турбиной, а также снижение КПД турбины и компрессора при отклонении от номинального режима, что приводит к более интенсивному падению степени повышения давления в компрессоре, по сравнению с уменьшением степени понижения давления в турбине [5]. Повышение давления наддува в результате поворота лопаток РСА при уменьшении относительной мощности дизеля вызывает более интенсивное падение перепада давлений на продувку цилиндров, по сравнению с исходным вариантом. Это ограничивает возможности использования РСА для увеличения экономичности дизеля на режимах долевых нагрузок.

На рис. 1 приведены зависимости относительного изменения давления наддува от нагрузки дизеля для исходного варианта и варианта турбокомпрессора с РСА.

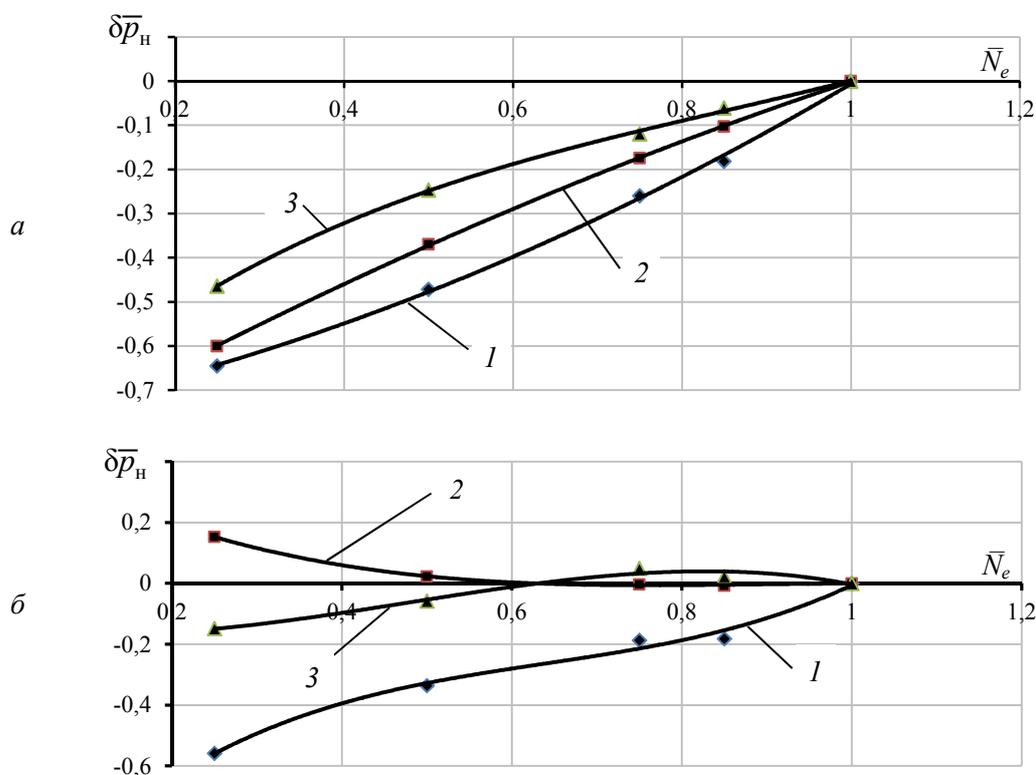


Рис. 1. Относительное изменение давления наддува в зависимости от нагрузки:
 а – для исходного варианта; б – для варианта с РСА; 1 – 7S50 MC;
 2 – 8L 58/64 – винтовая характеристика; 3 – 8L 58/64 – нагрузочная характеристика

Зависимости, представленные на рис. 1, б, получены с учетом того, что максимальное давление сгорания топлива p_z не превышает значения, установленного для режима полной нагрузки дизеля, и удовлетворяет условиям нормальной продувки цилиндров, т. е. представляют предельно допустимые значения давления наддува.

Для исходного варианта при уменьшении нагрузки наибольшее снижение давления наддува имело место у двухтактного дизеля, которое при относительной мощности $\bar{N}_e = 0,5$ составило 47 %. Это можно объяснить более интенсивным падением мощности турбины турбокомпрессора двухтактного дизеля, относительная мощность которой для режима полной нагрузки дизеля на 30 % выше, чем у четырехтактного дизеля.

Использование РСА турбокомпрессора для управления расходом воздуха позволило повысить давление наддува дизелей (рис. 1, б). Как подтвердили исследования, наименьшие резервы для повышения давления наддува и, следовательно, экономичности выявлены у двухтактного дизеля, что можно объяснить повышенной относительной мощностью турбины турбокомпрессора при полной нагрузке дизеля, изначально это приводит к снижению перепада давлений на продувку цилиндров, по сравнению с четырехтактным дизелем. Перепад давлений на продувку цилиндров выполнял функцию основного ограничивающего фактора при повышении давления наддува.

Увеличение давления наддува в результате поворота лопаток РСА относительно исходного варианта в зависимости от нагрузки проиллюстрировано на рис. 2.

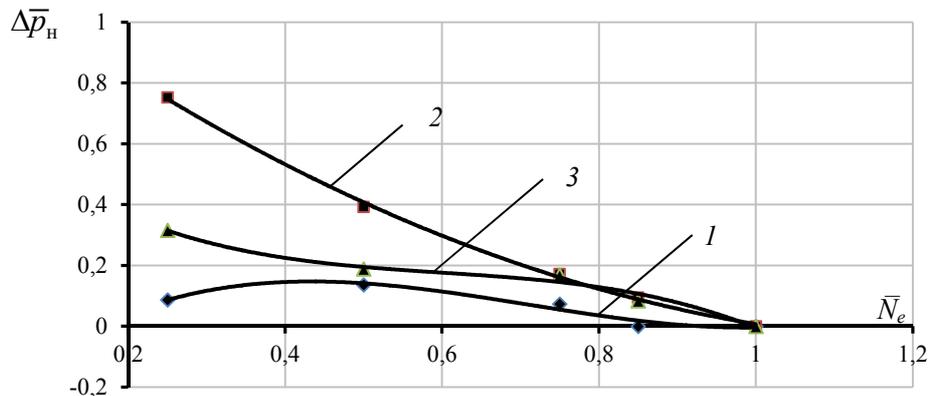


Рис. 2. Повышение давления наддува относительно исходного варианта, вызванного поворотом лопаток РСА, в зависимости от нагрузки: 1 – 7S50 MC; 2 – 8L 58/64 – винтовая характеристика; 3 – 8L 58/64 – нагрузочная характеристика

Согласно результатам исследований, наибольшими резервами для повышения давления наддува и экономичности обладает четырехтактный дизель, работающий по винтовой характеристике. Это можно объяснить повышенным перепадом давлений на продувку цилиндров и снижением частоты вращения с уменьшением нагрузки, в результате чего увеличивалось время для продувки цилиндров и снижался коэффициент остаточных газов.

Повышение давления наддува, вызванное поворотом лопаток РСА относительно исходного варианта, определялось по выражению

$$\Delta \bar{p}_n = \frac{p_{nr} - p_n}{p_{n0}}, \quad (1)$$

где p_{nr} – давление наддува для конкретной нагрузки дизеля в варианте с РСА; p_n – давление наддува для конкретной нагрузки дизеля в исходном варианте; p_{n0} – давление наддува для режима полной мощности.

Максимальное давление цикла увеличивается с повышением давления наддува. На рис. 3 приведены зависимости предельного увеличения максимального давления цикла в результате поворота лопаток РСА относительно исходного варианта, которые вычислялись по выражению, аналогичному уравнению (1).

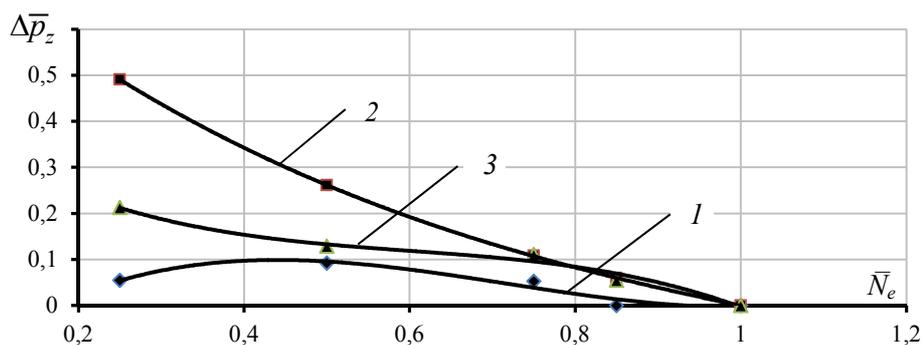


Рис. 3. Повышение максимального давления цикла относительно исходного варианта, вызванного поворотом лопаток РСА, в зависимости от нагрузки: 1 – 7S50 МС; 2 – 8L 58/64 – винтовая характеристика; 3 – 8L 58/64 – нагрузочная характеристика

Сопоставляя рис. 2 и 3, можно сделать вывод, что полученные зависимости имеют однотипный характер изменения, т. е. являются практически аналогичными.

Зависимости максимального угла поворота лопаток РСА, удовлетворяющего перечисленным выше ограничивающим факторам, приведены на рис. 4.

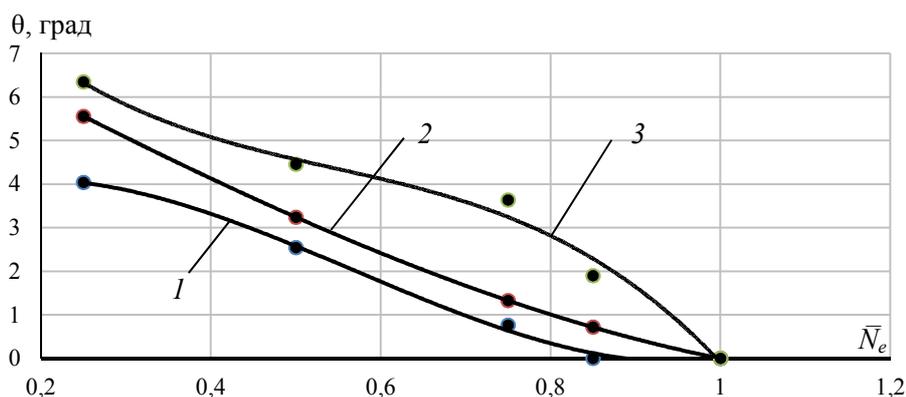


Рис. 4. Предельно допустимый угол поворота лопаток РСА: 1 – 7S50 МС; 2 – 8L 58/64 – винтовая характеристика; 3 – 8L 58/64 – нагрузочная характеристика

На основании рис. 4 можно сделать вывод, что самым чувствительным к ограничениям является двухтактный дизель, работающий по винтовой характеристике, а менее чувствительным – четырехтактный, работающий по нагрузочной характеристике.

Следует отметить, что для всех объектов исследования в вариантах с РСА во всем диапазоне изменения относительной мощности эффективный угол выхода газа из соплового аппарата оставался больше 8 град.

На рис. 5 представлены зависимости максимального снижения удельного эффективного расхода топлива относительно исходного варианта, вызванного поворотом лопаток РСА на предельно допустимый угол.

Относительное снижение удельного эффективного расхода топлива определялось по выражению, аналогичному уравнению (1). Наибольшее снижение было получено для четырехтактного дизеля, работающего по винтовой характеристике; наименьшее – для четырехтактного дизеля, работающего по нагрузочной характеристике, что можно объяснить существенным уменьшением механического КПД дизеля для нагрузочной характеристики с понижением относительной мощности. При относительной мощности $\bar{N}_e = 0,5$ максимальное снижение удельного эффективного расхода топлива по сравнению с исходным вариантом составило: для винтовой характеристики четырехтактного дизеля – 6 %; для винтовой характеристики двухтактного дизеля – 5,2 %; для нагрузочной характеристики четырехтактного дизеля – 2,3 %.

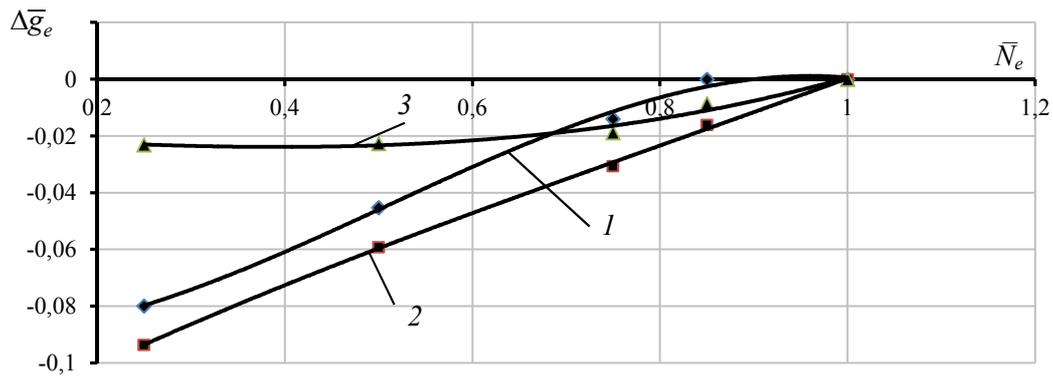


Рис. 5. Изменение удельного эффективного расхода топлива относительно исходного варианта, вызванного поворотом лопаток РСА:
 1 – 7S50 MC; 2 – 8L 58/64 – винтовая характеристика;
 3 – 8L 58/64 – нагрузочная характеристика

На рис. 6 представлены зависимости относительного изменения перепада давлений на продувку цилиндров от нагрузки дизеля для исходного варианта и варианта с РСА соответственно.

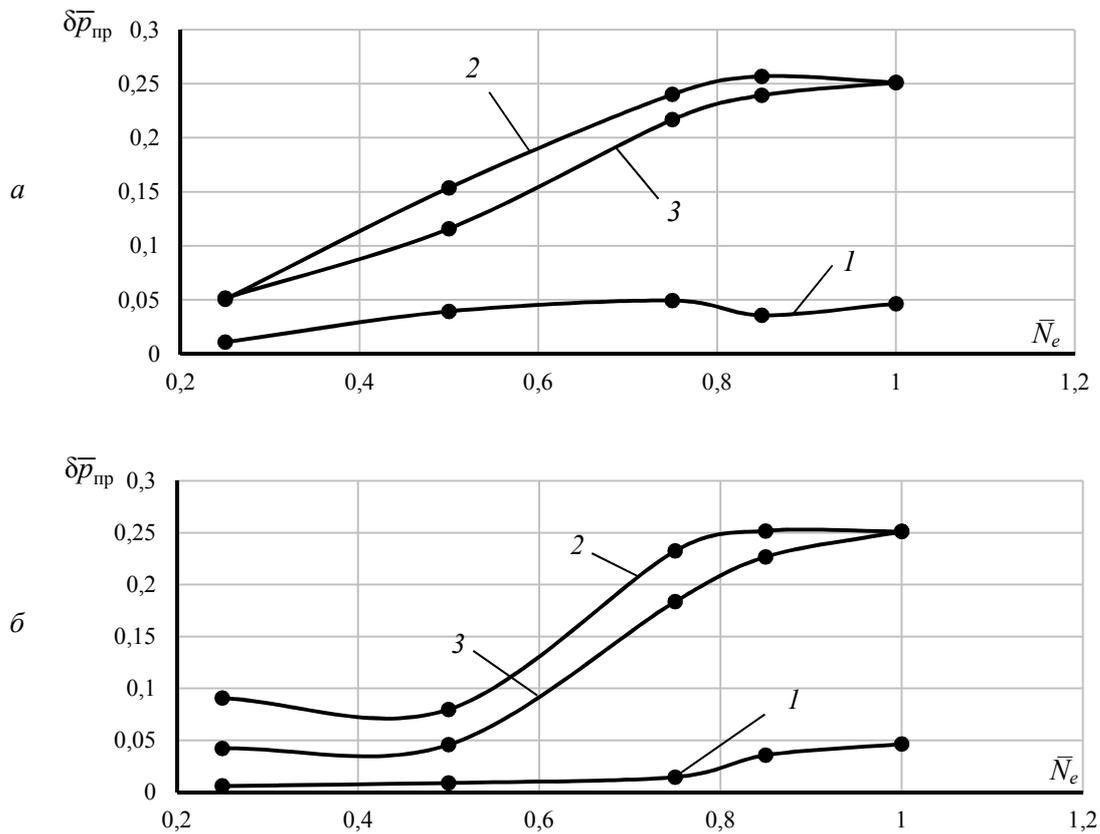


Рис. 6. Относительное изменение перепада давлений на продувку цилиндров:
 а – в исходном варианте; б – в варианте с РСА; 1 – 7S50 MC;
 2 – 8L 58/64 – винтовая характеристика; 3 – 8L 58/64 – нагрузочная характеристика

Для номинального режима у четырехтактного дизеля перепад давлений на продувку цилиндров составил 25 % от давления наддува, в то время как для двухтактного дизеля этот перепад давлений был существенно ниже и равнялся 5 % от давления наддува. Как отмечалось

выше, для продувки двухтактных дизелей требуется больший относительный расход воздуха по сравнению с четырехтактными, что приводит, соответственно, к увеличению относительной мощности турбокомпрессора.

При повышении мощности турбины увеличивается степень понижения давления газа в ней, в результате чего увеличивается давление перед турбиной p_t и уменьшается перепад давлений на продувку. Этим объясняется относительно высокая разница в перепадах давлений на продувку двухтактных и четырехтактных дизелей. Во всем диапазоне нагрузок все объекты исследований в исходном варианте имели положительный перепад давлений на продувку, что исключало обратный заброс газов.

Результаты анализа зависимостей исходного варианта (рис. 6, а) свидетельствуют о том, что наибольшим резервом для повышения экономичности при воздействии на эксплуатационные показатели обладает четырехтактный дизель, работающий по винтовой характеристике, наименьшим – двухтактный дизель.

С целью исключения обратного заброса газа при продувке цилиндров в варианте с РСА турбокомпрессора ограничивалась минимальная величина перепада давлений на продувку. Для четырехтактного дизеля это ограничение составило 5 % от давления наддува номинального режима, для двухтактного – 1,5 %. Время цикловой продувки двухтактного дизеля больше времени продувки четырехтактного дизеля в связи с меньшей частотой вращения коленчатого вала и большим углом поворота коленчатого вала при продувке. По этой причине качество продувки двухтактного дизеля при меньшем перепаде давлений не уступало качеству продувки четырехтактного дизеля, что подтверждается зависимостями относительного изменения коэффициента остаточных газов γ в исходном варианте и в варианте с РСА (рис. 7).

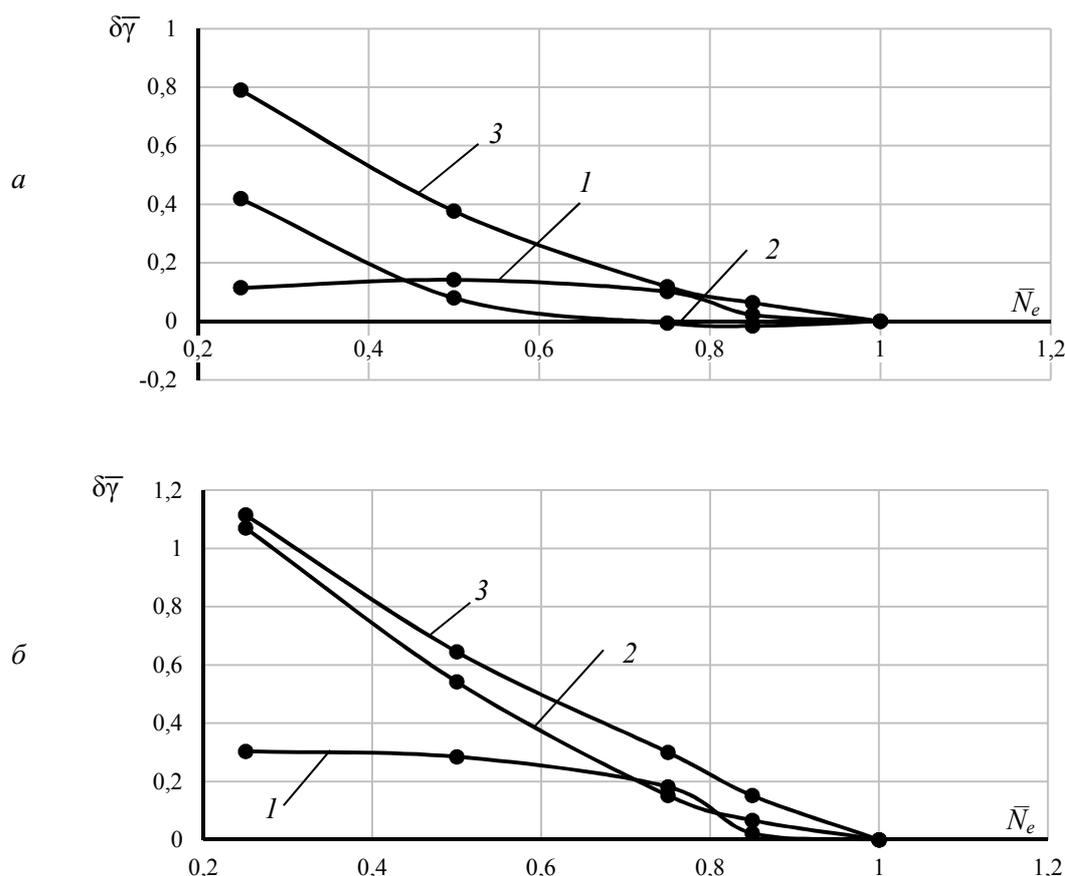


Рис. 7. Относительное изменение коэффициента остаточных газов в зависимости от нагрузки:
 а – для исходного варианта; б – для варианта с РСА; 1 – 7S50 MC;
 2 – 8L 58/64 – винтовая характеристика; 3 – 8L 58/64 – нагрузочная характеристика

Согласно результатам исследования дизелей, в варианте с РСА для двухтактного дизеля имело место ограничение повышению давления наддува и, следовательно, повышению максимального давления цикла p_z при снижении нагрузки с относительной мощности, меньшей 80 %, что было связано с необходимостью поддержания установленного минимального перепада давлений на продувку цилиндров. Это ограничение вызвало менее интенсивное уменьшение удельного эффективного расхода топлива (см. рис. 5).

Для четырехтактного дизеля, работающего по винтовой характеристике, во всем диапазоне исследованных нагрузок поддерживалось давление p_z , соответствующее режиму полной мощности, что способствовало наибольшему повышению экономичности на долевых нагрузках при непосредственном управлении расходом воздуха с помощью РСА (см. рис. 5).

У четырехтактного дизеля, эксплуатируемого по нагрузочной характеристике, ограничение максимального давления цикла и давления наддува, вызванного поворотом лопаток РСА, имело место при относительной мощности ниже 60 %. Это ограничение связано с более интенсивным падением перепада давлений на продувку, по сравнению с работой этого двигателя по винтовой характеристике. Для данного варианта снижение относительной мощности дизеля приводит к меньшему падению удельного эффективного расхода топлива (см. рис. 5), что можно объяснить меньшим приростом давления наддува относительно исходного варианта (см. рис. 2).

На качество продувки цилиндра большое влияние оказывает скорость воздуха, пропорциональная условной скорости w_y , определяемой через степень понижения давления при продувке $e_{пр} = p_n / p_t$ по уравнению [5]

$$w_y = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_s \left(1 - e_{пр}^{\frac{1-k}{k}} \right)},$$

где k – показатель адиабаты воздуха; R – удельная газовая постоянная воздуха; T_s – температура воздуха перед цилиндром.

На рис. 8 представлены зависимости относительного изменения условной скорости продувки, вызванного поворотом лопаток РСА.

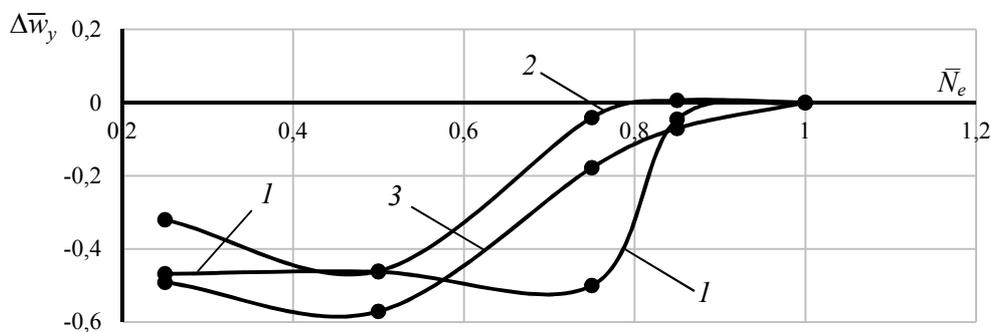


Рис. 8. Изменение условной скорости продувки относительно исходного варианта, вызванной поворотом лопаток РСА: 1 – 7S50 MC; 2 – 8L 58/64 – винтовая характеристика; 3 – 8L 58/64 – нагрузочная характеристика

На режиме полной мощности условная скорость продувки для двухтактного дизеля составила 91 м/с, для четырехтактного дизеля – 225 м/с. Наиболее резкое снижение условной скорости продувки имело место для двухтактного дизеля, это вызвано ограничением давления наддува (максимального давления цикла p_z) при больших относительных мощностях по сравнению с четырехтактным дизелем.

Как указывалось ранее, изменение угла установки лопаток РСА однозначно связано с изменением мощности газовой турбины турбокомпрессора. На рис. 9 приведены зависимости изменения относительной мощности турбины турбокомпрессора от нагрузки дизеля для исходного варианта и варианта с РСА.

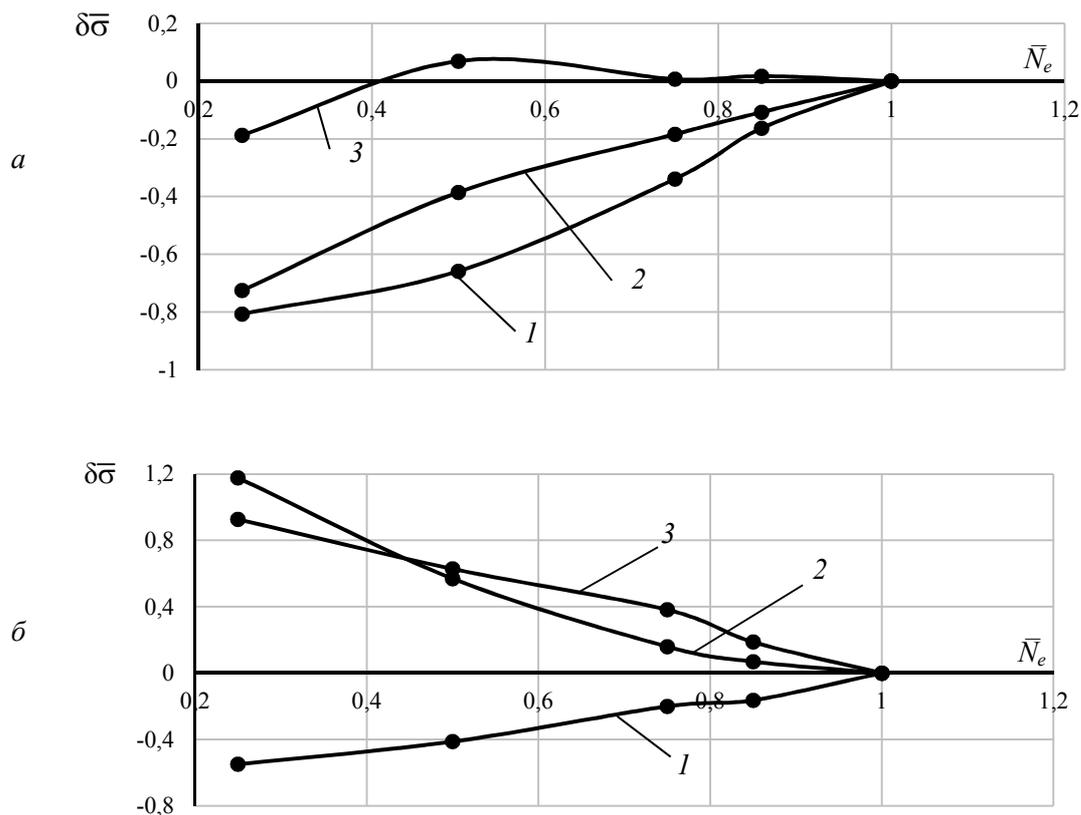


Рис. 9. Изменение относительной мощности турбины турбокомпрессора в зависимости от нагрузки:
 а – для исходного варианта; б – для варианта с PCA; 1 – 7S50 MC;
 2 – 8L 58/64 – винтовая характеристика; 3 – 8L 58/64 – нагрузочная характеристика

В варианте с PCA зависимости получены для углов установки лопаток соплового аппарата с учетом их поворота (см. рис. 4).

Относительная мощность турбины σ определялась отношением ее мощности N_t к индикаторной мощности дизеля N_i , полученных для конкретного режима $\sigma = N_t / N_i$. Изменение относительной мощности турбины турбокомпрессора вычислялось по выражению

$$\delta\bar{\sigma} = \frac{\sigma - \sigma_0}{\sigma_0},$$

где индексом 0 обозначена относительная мощность турбины на номинальном режиме.

Для номинального режима ($\bar{N}_e = 100\%$) относительная мощность турбины двухтактного дизеля равна 0,41, а четырехтактного – 0,288. В исходном варианте для двигателей, работающих по винтовой характеристике, имеет место интенсивное снижение относительной мощности турбины при уменьшении нагрузки дизеля во всем диапазоне исследованных режимов. Это вызвано большим темпом уменьшения мощности турбины по сравнению с темпом снижения индикаторной мощности дизеля. Для четырехтактного дизеля, работающего по нагрузочной характеристике, аналогичная ситуация начинает проявляться в диапазоне относительной мощности, меньшей 50%.

В варианте с PCA для всех исследованных объектов во всем диапазоне относительных мощностей имеет место увеличение относительной мощности турбины турбокомпрессора, по сравнению с исходным вариантом. Наибольший прирост относительной мощности турбины соответствовал четырехтактному дизелю, работающему по винтовой характеристике, когда на всех исследованных режимах с помощью PCA поддерживалось максимальное давление при сгорании, равное максимальному давлению цикла номинального режима.

Заключение

Проведенные исследования судовых дизелей с установленными ограничениями по максимальному давлению цикла p_z , минимальному перепаду давлений на продувку цилиндров, минимальному эффективному углу выхода потока из соплового аппарата турбины проиллюстрировали существенные конструктивные резервы в повышении их экономичности при использовании РСА на режимах долевых нагрузок.

Наибольший прирост экономичности был у четырехтактного дизеля, работающего по винтовой характеристике, наименьший – у того же дизеля, но работающего по нагрузочной характеристике. При относительной мощности дизелей $N_e = 0,5$ удельный эффективный расход топлива снизился: у четырехтактного дизеля, работающего по винтовой характеристике, – на 5,9 %; у двухтактного дизеля, работающего по винтовой характеристике, – на 4,5 %; у четырехтактного дизеля, работающего по нагрузочной характеристике, – на 2,3 %.

Уменьшение угла установки лопаток РСА в результате их поворота привело к заметному увеличению относительной мощности турбины на режимах долевых нагрузок, однако при этом уменьшился перепад давлений на продувку цилиндров, что вызвано, прежде всего, снижением температуры газа перед турбиной.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Камкин С. В., Возницкий И. В., Шмелев В. П. Эксплуатация судовых дизелей. М.: Транспорт, 1990. 344 с.
2. Ваншейдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Л.: Судостроение, 1977. 392 с.
3. Turbocharger aftermarket Honeywell Garrett. Garrett variable geometry turbochargers: Cheshire: Honeywell U. K. LTD, 2003. 32 p.
4. Конюков В. Л. Влияние коэффициента избытка воздуха при горении на показатели напряженности двухтактного дизеля в широком диапазоне режимов // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. 2020. № 3. С. 54–61.
5. Конюков В. Л., Дубровин Е. Д. Предельное повышение экономичности четырехтактного дизеля при использовании регулируемого соплового аппарата турбокомпрессора // Вестн. Керчен. гос. мор. технолог. ун-та. 2020. Вып. 4. С. 51–63.
6. Гаврилов В. С., Камкин С. В., Шмелев В. Т. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. М.: Транспорт, 1985. 288 с.
7. Лебедев О. Н., Сомов В. А., Калашников С. А. Двигатели внутреннего сгорания речных судов. М.: Транспорт, 1990. 219 с.
8. Курзон А. Г. Теория судовых паровых и газовых турбин. Л.: Судостроение, 1970. 592 с.
9. Конюков В. Л. Анализ эксплуатационной напряженности четырехтактного дизеля при увеличении коэффициента избытка воздуха на долевых нагрузках // Вестн. Керчен. гос. мор. технолог. ун-та. 2020. Вып. 2. С. 126–143.

Статья поступила в редакцию 17.02.2021

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Вячеслав Леонтьевич Конюков — канд. техн. наук, доцент; доцент кафедры судовых энергетических установок; Керченский государственный морской технологический университет; Россия, 298309, Керчь; seykgmtu@gmail.com.



COMPARATIVE ANALYSIS OF MARINE DIESEL ENGINES BY ULTIMATE EFFICIENCY INCREASE UNDER DIRECT AIR FLOW CONTROL

V. L. Konyukov

Kerch State Maritime Technological University,
Kerch, Russian Federation

Abstract. The paper presents a comparative analysis of the operational parameters and parameters of marine diesel engines obtained as a result of computational and theoretical studies with direct control of air flow using an adjustable turbocharger nozzle to ensure the maximum allowable efficiency of diesel engines. The objects under study are: two-stroke marine diesel engine, operating on the screw characteristics; marine four-stroke diesel working on the screw characteristics; marine four-stroke diesel working on the load characteristics. As a result of the rotation of the blades of the adjustable nozzle in the direction of reducing the angle of their installation the diesel engine efficiency increases. However, the maximum pressure of the cycle also increases, the pressure drop decreases during purging the cylinders, the effective angle of gas exit from the turbine nozzle decreases, and the compressor's surge stability margin changes. There has been studied the design potential of diesel engines for the maximum increase in their efficiency, which made it possible to accept the stable operation of the compressor in all the studied modes. In the course of the research, boundary values were found for the maximum pressure of the diesel cycle, the pressure drop for purging the cylinders and the effective angle of flow exit from the nozzle apparatus, beyond which the specified parameters did not go beyond all the studied modes of operation of diesels. Taking into account the limitations of the greatest potential for improving efficiency in the equity modes of loads has a four-stroke diesel engine, operating on the screw characteristics, the smallest capacity is the same petrol, but working on the load characteristics.

Key words: diesel engine, turbocharger, adjustable nozzle, rotary nozzle blades, of blade installation angle, cylinder blowout, working fluid parameters, operational characteristics.

For citation: Konyukov V. L. Comparative analysis of marine diesel engines by ultimate efficiency increase under direct air flow control. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*. 2021;2:43-54. (In Russ.) DOI: 10.24143/2073-1574-2021-2-43-54.

REFERENCES

1. Kamkin S. V., Voznitskii I. V., Shmelev V. P. *Ekspluatatsiia sudovykh dizelei* [Marine diesel engines operation]. Moscow, Transport Publ., 1990. 344 p.
2. Vansheidt V. A. *Sudovye dvigateli vnutrennego sgoraniia* [Ship internal combustion engines]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1977. 392 p.
3. *Turbocharger aftermarket Honeywell Garrett*. Garrett variable geometry turbochargers: Cheshire: Honeywell U. K. LTD, 2003. 32 p.
4. Koniukov V. L. Vliianie koeffitsienta izbytkha vozdukhha pri gorenii na pokazateli napriazhennosti dvukhtaktnogo dizelia v shirokom diapazone rezhimov [Influence of excess air ratio during combustion on tension indicators of two-stroke diesel engine in wide range of modes]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaia tekhnika i tekhnologiya*, 2020, no. 3, pp. 54-61.
5. Koniukov V. L., Dubrovin E. D. Predel'noe povyshenie ekonomichnosti chetyrekhtaktnogo dizelia pri ispol'zovanii reguliruемого soploвого apparata turbokompressora [Ultimate increase of four-stroke diesel engine efficiency when using adjustable nozzle apparatus of turbocompressor]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta*, 2020, iss. 4, pp. 51-63.
6. Gavrilov V. S., Kamkin S. V., Shmelev V. T. *Tekhnicheskaiia ekspluatatsiia sudovykh dizel'nykh ustanovok* [Technical operation of ship diesels]. Moscow, Transport Publ., 1985. 288 p.
7. Lebedev O. N., Somov V. A., Kalashnikov S. A. *Dvigateli vnutrennego sgoraniia rechnykh sudov* [Internal combustion engines for river ships]. Moscow, Transport Publ., 1990. 219 p.
8. Kurzon A. G. *Teoriia sudovykh parovykh i gazovykh turbin* [Theory of ship steam and gas turbines]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1970. 592 p.

9. Koniukov V. L. Analiz ekspluatatsionnoi napriazhennosti chetyrekhtaktnogo dizelia pri uvelichenii koeffitsienta izbytkha vozdukha na dolevykh nagruzkakh [Analysis of operational tension of four-stroke diesel engine with increase in excess air ratio at share loads]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta*, 2020, iss. 2, pp. 126-143.

The article submitted to the editors 17.02.2021

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Vyacheslav L. Konyukov – Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor; Assistant Professor of the Department of Ship Power Plants; Kerch State Maritime Technological University; Russia, 298309, Kerch; seykgmtu@gmail.com.

