

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СУДОВОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

OPERATION OF SHIP POWER EQUIPMENT

УДК 621.43.052

DOI: 10.37890/jwt.vi70.236

Состояние и проблемы газотурбинного наддува четырёхтактных судовых дизелей

А.Н. Бердник

ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-4043-8085>

Тихоокеанский государственный университет, г. Хабаровск, Россия

Аннотация. В настоящее время ни существующие методы расчёта, ни экспериментальные методы исследования, которые трудоёмки и порой невыполнимы, не могут однозначно ответить на вопрос, связанный с выбором рациональной системы газотурбинного наддува поршневого двигателя в зависимости от среднего эффективного давления. Потому, что именно такой параметр, как среднее эффективное давление является не только комплексным параметром, характеризующим эффективную работу поршневого двигателя, но и показателем уровня форсирования поршневого двигателя. В действительности нельзя однозначно говорить о выборе той или иной системы газотурбинного наддува в зависимости от среднего эффективного давления для всех поршневых двигателей. Это связано, прежде всего, с типом, назначением и условиями эксплуатации поршневого двигателя, т. е. дизельный, бензиновый, двух- или четырёхтактный, судовой, автотракторный и т. д. Поэтому в работе рассматриваются не все поршневые двигатели в целом, а именно судовые четырёхтактные дизели, которые большую часть времени работают на номинальном режиме. С точки зрения методического подхода представлен обзор систем газотурбинного наддува судовых дизелей и определено их место в зависимости от среднего эффективного давления. Показана тенденция развития различных систем газотурбинного наддува судовых дизелей в зависимости от уровня форсирования по среднему эффективному давлению.

Ключевые слова: четырёхтактный судовой дизель, система газотурбинного наддува, одноступенчатый наддув, двухступенчатый наддув, турбина, компрессор, форсирование, среднее эффективное давление.

Status and problems of turbocharging of four-stroke marine diesel engines

Aleksey N. Berdnik

ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-4043-8085>

Pacific National University, Khabarovsk, Russia

Abstract. Currently, neither existing calculation methods nor experimental research methods, which are time-consuming and sometimes impossible, can unambiguously answer the question related to the choice of a rational turbocharging system piston engine depending on the average effective pressure. It is due to the fact that such a parameter as the average effective pressure is not only a complex parameter that characterizes the efficient operation

of a piston engine, but also an indicator of the level of forcing of a piston engine. In fact, it is impossible to speak unequivocally about the choice of a particular turbocharging system depending on the average effective pressure for all piston engines. This is primarily due to the type, purpose and operating conditions of the piston engine, i.e. diesel, gasoline, two- or four-stroke, marine, tractor, etc. Therefore, this work is concentrated not on any piston engine in general, but on marine four-stroke diesels, which operate most of the time in nominal mode. As far as methodology is concerned, an overview of turbocharging systems of marine diesel engines is presented and their place is determined depending on the average effective pressure. The article shows the tendency of development of various turbocharging systems of marine diesel engines depending on the level of forcing by the average effective pressure.

Keywords: four-stroke marine diesel engine, turbocharging system, single-stage turbocharging, two-stage turbocharging, turbine, compressor, forcing, average effective pressure.

Введение

Судовое мировое дизелестроение начало свой отсчёт на рубеже XIX и XX в. Пройден огромный путь создания и развития судовых дизелей и агрегатов на их базе. Многие страны, в том числе Россия, приняли участие в этом историческом деле.

Сегодня дизели реально вытеснили другие типы энергетических судовых установок благодаря их важным преимуществам:

- большому диапазону агрегатных мощностей (от нескольких до десятков тысяч киловатт);
- высокой топливной экономичности (до 154 г/(кВт·ч)), определяемой эффективным КПД (в перспективе следует ожидать повышения эффективного КПД до 50 % и выше).

В настоящее время выпускается множество судовых дизелей разнообразных моделей, которые обеспечивают потребности судостроения и судоходства. Их принято делить на три группы:

- малооборотные дизели (МОД) с частотой вращения до 250 мин⁻¹;
- среднеоборотные дизели с частотой вращения свыше 250 и примерно до 1000–1200 мин⁻¹;
- высокооборотные дизели (ВОД) с частотой вращения примерно свыше 1200 мин⁻¹.

В данной работе судовые МОД рассматриваться не будут, так как это отдельный большой цикл исследований.

Результаты исследования

Анализ применяемости дизелей различных типов показывает, что на малых и средних судах (дедвейтом 2000 т) доминируют СОД и ВОД. При выборе главного двигателя для судов дедвейтом свыше 2000 т. предпочтение пока отдаётся МОД, однако объём применения на таких судах СОД непрерывно возрастает, что объясняется их преимуществами по сравнению с МОД [1].

Дело не только в существенной разнице массогабаритных показателей, но и в частности, в возможности получения дополнительной экономии расхода топлива, которую обеспечивают дизель-редукторные установки СОД по сравнению с МОД с непосредственным приводом гребного винта (благодаря значительному повышению

пропульсивного КПД на 4–7 % с максимально возможным увеличением диаметра гребного винта и одновременным снижением частоты его вращения).

Складывающаяся тенденция частичного вытеснения МОД среднеоборотными дизелями объясняется также прорывом ряда зарубежных компаний по технико-экономическим показателям СОД.

Опыт применения в судовых СОД и ВОД систем газотурбинного наддува показал, что при среднем эффективном давлении $p_{me} \approx 0,9–2,0$ МПа, а это диапазон низкого и среднего наддува, преимущественно используется импульсная система газотурбинного наддува и импульсная система газотурбинного наддува с преобразователями импульсов. что отражено в работах многих авторов [2,3,4,5].

Рассматривая современное состояние и тенденции развития судовых СОД, необходимо отметить прежде всего эффективность проведённых ведущими зарубежными фирмами работ по повышению экономичности и мощности этих двигателей.

Снижение расхода топлива достигается многими путями, в том числе:

- повышением максимального давления сгорания p_{max} до 19 МПа и степени сжатия ε_c до 16, что позволяет обеспечить высокую термодинамическую эффективность цикла;
- улучшением эффективности системы газотурбинного наддува при уменьшении потерь энергии выпускных газов, а также согласования системы «дизель-агрегаты наддува»;
- переходом при повышении p_{me} от чисто импульсной системы газотурбинного наддува к изобарной системе газотурбинного наддува (в том числе и в вариантах с преобразователями импульсов) и увеличения КПД турбокомпрессоров более чем на 70 %.

Практическая реализация перечисленных путей улучшения экономичности и мощности дизелей обеспечила значительный прогресс в процессе модернизации выпускаемых и создания новых моделей судовых СОД. Так, например, уровень форсирования СОД по p_{me} возрос до 2,3–2,6 МПа. Дизель L58/64 (фирмы MAN B&W) имеет $p_{me} = 2,3$ МПа, дизель PC30L425 (S.E.M.T. Pielstick) $p_{me} = 2,31$ МПа, Vasa 46 (Wartsila) $p_{me} = 2,61$ МПа, ZA40S (Sulzer) $p_{me} = 2,41$ МПа, M32 (MaK) $p_{me} = 2,28$ МПа. В 1999 г. поставлен на производство дизель W26X (Wartsila) с $p_{me} = 2,82$ МПа [1,6,7,8].

Улучшение технико-экономических показателей СОД в немалой степени зависит от развития систем газотурбинного наддува и совершенствования турбокомпрессоров.

С ростом p_{me} в СОД чётко прослеживается тенденция перехода фирм с импульсных систем газотурбинного наддува на изобарные. Это характерно для ряда фирм-разработчиков: MAN B&W, Sulzer, GMT, Bergen и других.

Вместе с тем, спор между сторонниками изобарного и импульсного наддува в СОД не получил пока однозначного решения. Сторонники импульсной системы газотурбинного наддува выдвигают на передний план лучшую приёмистость двигателя и меньший расход топлива на долевых нагрузках. Фирма Wartsila считает, что преимущества изобарной системы газотурбинного наддува проявляются лишь при высокой постоянной нагрузке, когда уровень p_{me} превышает 2,3 МПа [1].

Сторонники наддува с постоянным давлением в качестве главного аргумента выдвигают простоту конструкции системы выпуска и меньшую опасность заброса газов во впускной коллектор (о достоинствах изобарного наддува сказано во многих работах, посвящённых использованию различных систем газотурбинного наддува поршневых двигателей).

В настоящее время важнейшее требование к турбокомпрессорам – достаточный наддув во всем диапазоне рабочих режимов дизеля, способствующий хорошему газообмену и наполнению цилиндров. Однако в случае оптимизации системы «дизель-турбокомпрессор» по режиму полной мощности при работе на частичных нагрузках давление наддува и количество подаваемого воздуха оказываются меньше, чем требуется. Существует наиболее радикальный способ оптимизации работы турбокомпрессора во всём рабочем диапазоне режимов – применение турбокомпрессора с изменяемой геометрией проточной части.

При совершенствовании выпускаемых и создании новых судовых ВОД решаются проблемы повышения ε_c до 19, p_{max} до 18 МПа. Сейчас достигнуты удельные эффективные расходы топлива ВОД $b_e = 189\text{--}190$ г/(кВт·ч).

Задачи повышения мощности и снижения удельной металлоёмкости концентрируются на проблеме повышения форсирования ВОД по p_{me} . В настоящее время создано новое поколение турбокомпрессоров, обеспечивающих высокий КПД (более 0,7) и степень повышения давления наддувочного воздуха π_k до 6,0 в одной ступени компрессора. Достигнуты величины среднего эффективного давления дизелей p_{me} до 3,0 МПа (фирма MTU, Германия), некоторые фирмы вышли на $p_{me} = 2,4\text{--}2,6$ МПа: Paxman (Великобритания), Skania (Швеция), Niigata (Япония) и другие [1,9,10].

Однако высокие механические и тепловые нагрузки в современных судовых ВОД диктуют необходимость обеспечить путём конструктивных и технологических решений умеренную тепловую напряжённость деталей ЦПГ и надёжную работу топливной аппаратуры.

Дальнейший прогресс судовых ВОД зарубежные эксперты связывают: с широким использованием керамических теплостойких покрытий деталей ЦПГ и поиском новых идей по увеличению среднего эффективного давления дизелей.

На рис. 1 представлена иерархическая схема различных систем газотурбинного наддува поршневых двигателей. Однако в действительности не все системы газотурбинного наддува, представленные на рис. 1, нашли широкое применение в области двигателестроения. Прежде всего, это касается двухступенчатой системы газотурбинного наддува и одноступенчатой системы газотурбинного наддува с силовой турбиной. Возможно, это связано с особенностями работы агрегатов наддува в составе поршневого двигателя, а также распределением располагаемого теплоперепада по ступеням турбин и требуемой суммарной степени повышения давления по ступеням компрессоров. Следует также отметить, что современных работ, связанных с использованием двухступенчатой системы газотурбинного наддува недостаточно. Это относится как к отечественному, так и зарубежному двигателестроению.

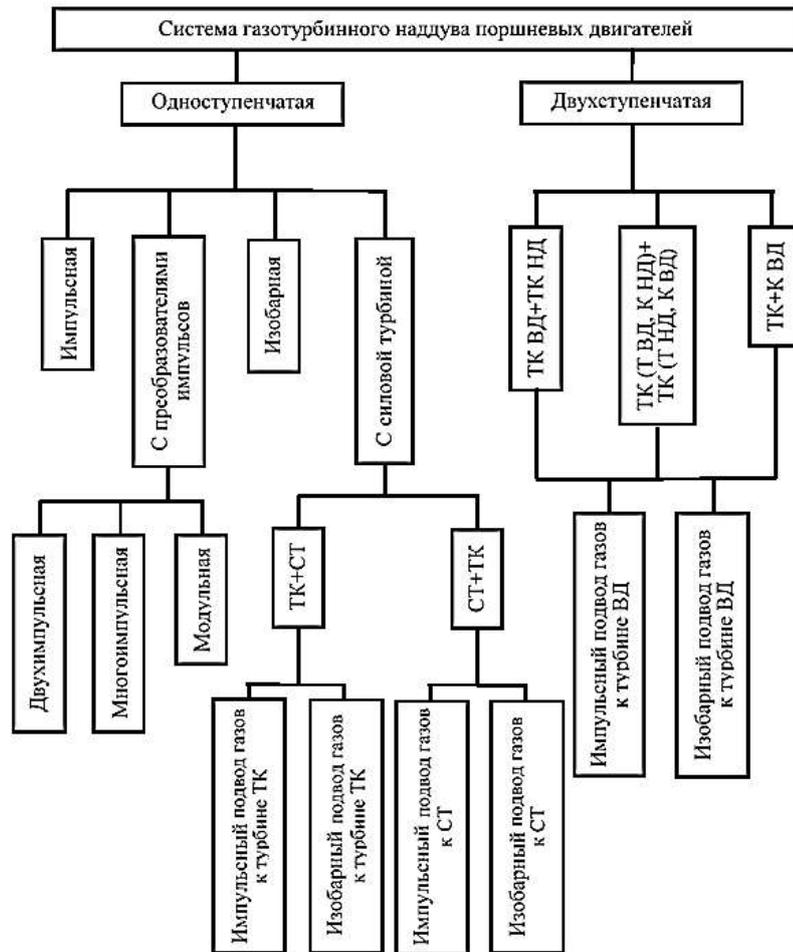


Рис. 1. Иерархическая схема различных систем газотурбинного наддува поршневых двигателей:
 ТК – турбокомпрессор; СТ – силовая турбина; К – компрессор; Т – турбина; ВД – высокое давление; НД – низкое давление

Двухступенчатая система газотурбинного наддува, несмотря на большой первоначальный интерес, получила очень ограниченное применение. Это связано с тем, что в 70–90-х годах прошлого века степени повышения давления π_k при использовании двухступенчатой системы газотурбинного наддува находились в диапазоне от 3,5 до 4,5 (см. рис. 2), т. е. в пределах близких к достигнутым при одноступенчатом наддуве, и сопровождалась увеличением объема и массы системы наддува [11]. Однако, как было отмечено выше, при степенях повышения давления, больших 3,5–4, адиабатный КПД компрессора начинает падать, что несомненно будет понижать КПД системы газотурбинного наддува в целом.

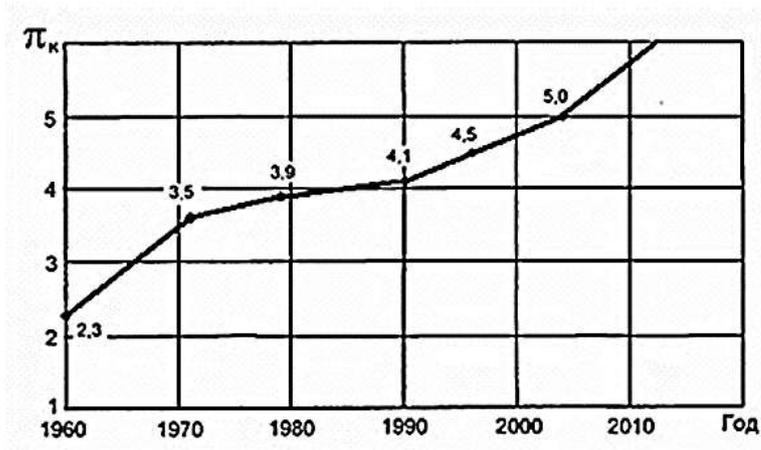


Рис. 2. Изменение степени повышения давления в системе газотурбинного наддува поршневого двигателя

В поршневых двигателях с низким и средним наддувом ($p_{me} < 2$ МПа) турбина турбокомпрессора является по сути дела утилизационной, так как значения КПД турбокомпрессора и потерь располагаемой работы газов в выпускной системе не являются определяющими, потому что мощность на валу ротора турбокомпрессора мала по сравнению с мощностью на коленчатом валу поршневого двигателя. Так, при $\pi_k = 1,5$ мощность на валу ротора турбокомпрессора составляет приблизительно 10 % от эффективной мощности на коленчатом валу поршневого двигателя, а при $\pi_k = 2$ – около 20 %.

В поршневых двигателях с высоким наддувом ($p_{me} > 2$ МПа) турбина турбокомпрессора уже не может рассматриваться как утилизационная, так как уже при $\pi_k = 3,5$ мощность на валу ротора турбокомпрессора составляет около 40 % от эффективной мощности на коленчатом валу поршневого двигателя, а при $\pi_k > 5$ – около 50 %. Поэтому любые потери располагаемой работы сжатого компрессором воздуха или отработавшего в цилиндре газа для обеспечения баланса работ турбины и компрессора должны компенсироваться либо за счёт эффективной работы, либо вводом дополнительного количества теплоты для повышения температуры отработавшего газ в цилиндре поршневого двигателя. И в том, и в другом случае, как это очевидно, ухудшаются эффективные показатели поршневого двигателя с газотурбинным наддувом в целом [12].

На рис. 3 на основе экспериментальных данных показаны области использования различных систем газотурбинного наддува четырёхтактных судовых дизелей в зависимости от среднего эффективного давления.

Можно отметить следующее (см. рис. 3):

- если рассмотреть импульсные системы газотурбинного наддува и импульсные системы газотурбинного наддува с преобразователями импульсов, то можно увидеть, что эти системы доминируют в диапазоне $p_{me} \approx 0,9-1,8$ МПа. «Выбросы» по p_{me} до 1,8 МПа имеют место только для двухимпульсной системы газотурбинного наддува с преобразователями импульсов;
- одноступенчатая система газотурбинного наддува с силовой турбиной используется при $p_{me} \approx 1,75-2,5$ МПа, что практически находится в том же диапазоне среднего эффективного давления для изобарной системы газотурбинного наддува;

- при $p_{me} \approx 1,6-2,2$ МПа используется изобарная система газотурбинного наддува. Возможно импульсная система газотурбинного наддува с модульными преобразователями импульсов «достигла своей цели» и также попала в область изобарной системы газотурбинного наддува;
- двухступенчатая система газотурбинного наддува (схема ТК ВД+ТК НД) с изобарным подводом газов к турбине ВД имеет область использования по $p_{me} = 2-3$ МПа. В эту область чётко входит и одноступенчатая система газотурбинного наддува с силовой турбиной (схема ТК+СТ) с изобарным подводом газов к ТК;
- особенный характер прослеживается у двухступенчатой системы газотурбинного наддува (схема ТК ВД+ТК НД) с импульсным подводом газов к турбине ВД. В основном она находится в диапазоне по $p_{me} = 2,0-2,5$ МПа.

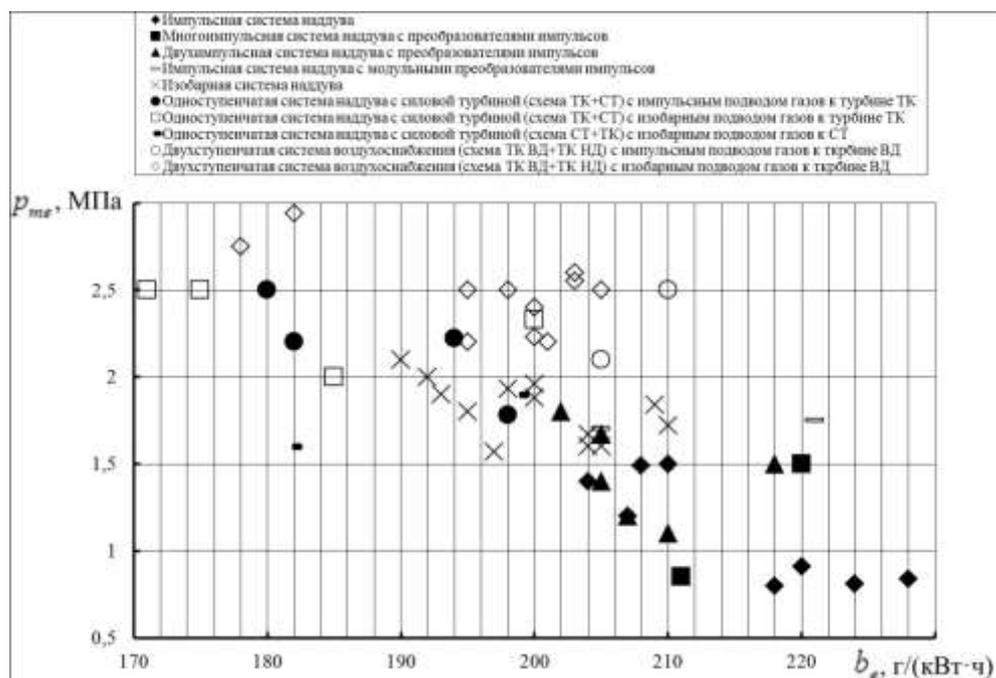


Рис. 3. Области использования различных систем газотурбинного наддува четырёхтактных судовых дизелей при форсировании по среднему эффективному давлению

Следует отметить, что в данной работе одноступенчатая система газотурбинного наддува с силовой турбиной рассматриваться не будет, так как это отдельный большой цикл исследования.

Как было отмечено выше, повышение p_{me} до 2,5 МПа и выше связано с необходимостью одновременного повышения КПД компрессора и расширения его диапазона работы по расходу воздуха. Однако с увеличением окружной скорости колеса компрессора u_2 диапазон изменения расхода воздуха при $u_2 = \text{const}$ сужается. Одновременно падает не только адиабатный КПД компрессора, но и КПД системы газотурбинного наддува в целом. Это является одной из проблем использования одноступенчатой системы газотурбинного наддува при высоком наддуве. Однако, с одной стороны, на конгрессе SIMAS в 2004 году были представлены доклады по турбокомпрессорам, которые имеют $\pi_k = 3,5-4,5$ при сохранении достаточно

высокого КПД турбокомпрессора, что позволяет использовать одноступенчатую систему газотурбинного наддува при $p_{me} > 2,5$ МПа [13,14,15]. С другой стороны, при таком уровне форсирования для расширения диапазона работы по расходу воздуха возможно применение двухступенчатой системы газотурбинного наддува со степенью повышения давления в обоих компрессорах намного меньших.

По сравнению с поршневым двигателем с одноступенчатой системой газотурбинного наддува, поршневой двигатель с двухступенчатой системой газотурбинного наддува имеет худшую приёмистость при одинаковом p_{me} . Это связано с тем, что той же энергией выпускных газов необходимо разгонять два турбокомпрессора вместо одного.

Однако КПД двухступенчатой системы газотурбинного наддува имеет более высокое значение по сравнению с КПД одноступенчатой системы газотурбинного наддува по следующим причинам:

- более полное использование энергии расширения в турбине;
- более высокий КПД компрессора и турбины (более низкие скорости потока), в том числе и за счёт снижения механических потерь;
- значительно более высокий уровень давления наддува и отсюда – возможность получения более высоких p_{me} ;
- возможность работы в более широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов (более широкое поле характеристик).

При изменении сечения соплового аппарата необходимо в целом рассматривать проточную часть турбин, поскольку весьма важно знать оптимальное распределение энергии, которая определяется степенью реактивности. Важное значение имеют величины коэффициента теоретической работы турбины ВД и НД и, соответственно, коэффициента расхода элементарной ступени. Как уже отмечалось выше, особое место занимают вопросы оценки потерь в турбинах ВД и НД, что определяет не только соответствующие КПД турбин, но и выбор системы газотурбинного наддува в целом.

Следует отметить, что эффективность двухступенчатой системы газотурбинного наддува в большей степени зависит от использования промежуточного охлаждения воздуха. Однако оценить влияние промежуточного охлаждения воздуха расчётным путём пока в полной мере не представляется возможным. Можно лишь только определить потери в ОНВ.

Для сравнения одно- и двухступенчатой систем газотурбинного наддува проводилось замкнутое моделирование рабочего процесса дизеля типа ЧН 26/34 при форсировании по p_{me} в пределах 1,5–4,0 МПа [12]. Исследования показали, что преимущество двухступенчатой системы газотурбинного наддува практически отсутствует до $p_{me} \approx 2,5$ МПа, а затем нарастает с повышением уровня форсирования по среднему эффективному давлению. При $p_{me} = 2,5$ –3 МПа удельный эффективный расход топлива дизеля при использовании двухступенчатой системы газотурбинного наддува становится ниже приблизительно на 2–5 %, чем при использовании одноступенчатой системы газотурбинного наддува, что говорит об эффективности использования первой при таком уровне форсирования. Также следует отметить, что температура выпускных газов перед турбиной для двухступенчатой системы газотурбинного наддува стала на 30 С° ниже, чем для одноступенчатой, что является следствием эффективного использования двухступенчатого охлаждения сжатого воздуха перед подачей в цилиндр дизеля.

Фирма «Митсуи» проводила исследования на дизеле 6ЧН 60/64 ($p_{me} = 2,5$ МПа) с использованием одноступенчатых систем газотурбинного наддува (импульсной и

изобарной), а также с двухступенчатой системой газотурбинного наддува с промежуточным охлаждением воздуха [12]. Если принять данные (см. рис. 4), полученные при одноступенчатом импульсном наддуве, за исходные, то переход к двухступенчатой системе наддува даёт повышение удельного расхода воздуха Δg_b приблизительно на 0,38 кг/(кВт·ч), снижение температуры выпускных газов ΔT_{g1} на 60 К и уменьшение удельного эффективного расхода топлива Δb_e более чем на 3 г/(кВт·ч). Всё это говорит о снижении потерь в элементах проточной части турбин и компрессоров и, тем самым, повышении КПД системы газотурбинного наддува в целом, а именно об эффективном использовании двухступенчатой системы газотурбинного наддува при данном уровне форсирования дизеля.

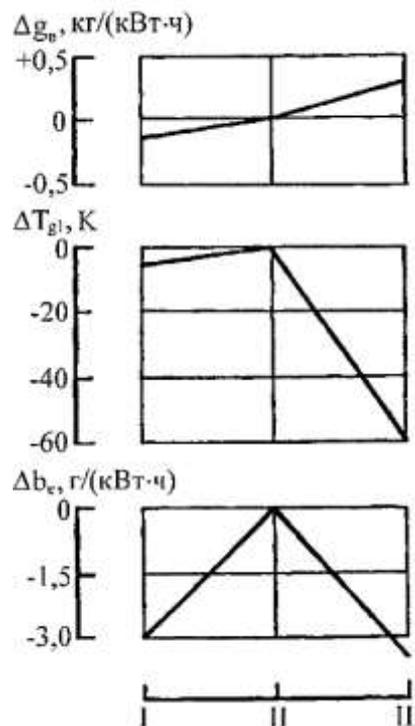


Рис. 4. Сравнение систем газотурбинного наддува: I – одноступенчатый наддув постоянного давления; II – то же импульсный; III – двухступенчатый наддув

Как было отмечено выше, пределы изменения одноступенчатой системы газотурбинного наддува определяются максимально допустимой величиной π_k и максимально возможным КПД турбокомпрессора. А максимально достижимое значение π_k обуславливает прочность турбинного и компрессорного колёс. Результаты испытаний показали [11], что для колёс компрессоров из кованного алюминиевого сплава допустимая окружная скорость составляет 530 м/с, которая соответствует $\pi_k = 4,5-5,0$. При использовании титана, возможно, будут достигнуты более высокие π_k с цельнолитыми колесами. Таким образом, при современном уровне технологии производство элементов турбокомпрессора, конструктивной прочности вращающихся деталей, возможности выбора материалов и других факторов возможно применение одноступенчатой системы газотурбинного наддува до $\pi_k = 5,5-6,0$.

Сравнительные испытания дизеля 6ЧН 20,3/29,3 с одно-и двухступенчатой системами газотурбинного наддува при $p_{me} = 2,4$ МПа, проведённые фирмой Рахман, показали [12], что при использовании двухступенчатой системы газотурбинного наддува расход воздуха увеличивается на 25 %, а температура выпускных газов снижается на 20 % по сравнению с одноступенчатой системой газотурбинного наддува. Это говорит об эффективном использовании двухступенчатой системы газотурбинного наддува с точки зрения потерь при движении энергетического потока во впускной и выпускной системах при данном уровне форсирования дизеля.

Уровни форсирования поршневого двигателя по среднему эффективному давлению до $p_{me} = 2,5$ –3,0 МПа возможны при применении одноступенчатых систем газотурбинного наддува и традиционных методов организации рабочего процесса. Так, в современных судовых СОД с диаметром цилиндров свыше 400 мм в результате форсирования по коэффициенту избытка воздуха при сгорании до $\alpha = 1,5$ –1,6 при одноступенчатых системах газотурбинного наддува $p_{me} = 2,0$ –2,3 МПа. Однако уже при $p_{me} = 2$ МПа и выше применение одноступенчатых систем газотурбинного наддува может не обеспечить надёжную работу турбокомпрессора.

Возможно переход к двухступенчатым системам газотурбинного наддува снимет какие-либо ограничения в выборе величины давления наддува. Очевидно, на этом основывается предположение, высказываемое в некоторых прогнозах, что в отдельных типах четырёхтактных поршневых двигателей p_{me} возможно на уровне 3,5 МПа и выше.

Стремление увеличить удельную мощность повышенным форсированием рабочего процесса в результате высокого наддува вызывает необходимость оценки пределов форсирования поршневых двигателей по среднему эффективному давлению при увеличении давления наддува.

Основной причиной, ограничивающей увеличение уровня форсирования рабочего процесса поршневых двигателей путём повышения давления наддува, является рост механической напряжённости конструкции, определяемой максимальными давлениями сгорания p_{max} , и тепловой напряжённости. Помимо этих ограничений, можно проследить и тенденцию к некоторому ухудшению экономичности форсированных поршневых двигателей. Такая тенденция отражает как определенный рост механических потерь, так и некоторое относительное снижение индикаторного КПД поршневых двигателей с ростом их форсирования. Это объясняется необходимостью увеличения производительности насосов при повышении степени форсирования поршневого двигателя для обеспечения эффективного охлаждения цилиндропоршневой группы, кривошипно-шатунного механизма и т. д.

Ограничение роста p_{max} уровнем 14–15 МПа при увеличении степени их форсирования до $p_{me} = 2$ МПа и выше может вызвать, в свою очередь, некоторое ухудшение экономичности поршневого двигателя вследствие неизбежного растягивания процесса сгорания.

Таким образом, можно определить возможные пределы повышения уровня форсирования поршневых двигателей по наддуву:

- для достижения уровней форсирования поршневых двигателей, соответствующих $p_{me} = 2,5$ МПа и выше, необходимо обеспечить давление наддува $p_b = 0,5$ МПа и выше; при этом желательно получить соотношение давления наддува и давления перед турбиной $p_b/p_T = 1,4$ и выше;
- для достижения уровней форсирования поршневых двигателей, превышающих $p_{me} = 2$ –2,5 МПа, использование одноступенчатых систем газотурбинного наддува может оказаться нецелесообразным, так как при степенях повышения давления, больших 3,5–4, адиабатный КПД компрессора падает;

- при $p_{me} = 3$ МПа и выше температура выпускных газов перед турбиной может оказаться в недопустимых пределах;
- удельный эффективный расход топлива при $p_{me} = 3$ МПа и выше для четырёхтактных поршневых двигателей может оказаться значительным, хотя применение систем, обеспечивающих законы подачи топлива, приближающиеся к оптимальному, возможно, позволит снизить удельный расход топлива на 6–8 %.

Заключение

Из вышесказанного видно, что поршневые двигатели, в частности судовые четырёхтактные дизели, характеризуются высокой степенью совершенства. Постоянно возрастающие требования, предъявляемые различными потребителями к параметрам дизелей, обуславливают необходимость доводки поршневых двигателей как по экономичности и долговечности, так и по мощностным и экологическим показателям. В настоящее время в отечественном и зарубежном двигателестроении решаются задачи по повышению уровня форсирования и улучшения параметров серийно выпускаемых дизелей. Одним из основных направлений при этом является оптимизация как параметров, так и систем газотурбинного наддува поршневых двигателей. Основным критерием при решении этих проблем является обеспечение высокого уровня КПД системы газотурбинного наддува и надёжности во всём диапазоне режимов работы поршневого двигателя.

Мировая практика двигателестроения показывает, что повышение p_{me} напрямую связано с ростом уровня давления наддува. Очевидно, что решение проблемы форсирования поршневого двигателя по p_{me} в сочетании с обеспечением широкого диапазона его работы, напрямую связано с выбором наиболее эффективной системы газотурбинного наддува. Причём эта проблема ещё более усугубляется при форсировании поршневого двигателя по p_{me} до 2,5 МПа и выше, так как совершенно неясна граница перехода от одноступенчатой системы газотурбинного наддува к двухступенчатой системе газотурбинного наддува. Таким образом, проблема выбора рациональной системы газотурбинного наддува поршневого двигателя при высоком наддуве ($p_{me} > 2$ МПа) в настоящее время остаётся сложной, и её необходимо решать, используя современный теоретический и экспериментальный инструментарий.

Список литературы

1. Конке Г.А., Лашко В.А. Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта. –М.: Машиностроение, 2005.– 512 с.
2. Бердник А.Н., Тимошенко Д.В., Пассар А.В. Выбор системы газотурбинного наддува высокооборотного судового дизеля // Морские интеллектуальные технологии. СПб.: Изд-во ООО «НИЦ «МОРИНТЕХ», 2020. Т 1. № 1 (47). С. 60-65. DOI: 10.37220/MIT.2020.47.1.003.
3. Циннер К. Наддув двигателей внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение, 1978. – 283 с.
4. Лашко В.А., Бердник А.Н. Методы оценки эффективности систем газотурбинного наддува комбинированных двигателей внутреннего сгорания. – Хабаровск: Изд-во ТОГУ, 2006. – 118 с.
5. Passar A.V., Tymoshenko D.V., Faleeva E.V. Application of a New Design and Calculation Technology for Improving the Blading Section of the Engine with Turbine Supercharger // Defect and Diffusion Forum. 2019. Vol. 392, pp. 239-252.
6. Andre-Talamon Th. A new hyperbar engine for ship propulsion // SAE Techn. Pap. Ser. 1983. No. 830506. p. 13.

7. Borila Jurij G. A Sequetial Turbocharging Method for Higly-Rated Truck Diesel Enginnes. // SAE Techn. Pap. Ser. 1986. No. 860074. p. 1-10.
8. Briner M. Sulzer RTA Low-speed engines – successful experience and continuing development. // HANSA. 1985. No. 14. p. 1467-1468.
9. Cerri Giovanni Regenerative supercharging of four-stroke internal combustion engines // SAE Techn. Pap. Ser. 1983. No. 830507. P. 1-7.
10. Jenny E., Guarmathu G. Zur Aufladung von Dieselmotoren // Brennstoff-Warmekraft. 1983. 35. Nu. 1-2. p. 40-45.
11. Ципленкин Г.Е., Дейч, Р.С., Иовлев В.И., Коженков А.А. Обзор докладов по газотурбинному наддуву на конгрессе CIMAC 2007 // Двигателестроение. 2008. № 1. С. 26–30.
12. Иванченко Н.Н., Красовский С.С., Соколов С.С. Высокий наддув дизелей. – Л.: Машиностроение, 1983. – 198 с.
13. Ципленкин Г.Е., Дейч, Р.С., Иовлев В.И. Обзор докладов по турбокомпрессорам на конгрессе CIMAC 2004 // Двигателестроение. 2005. № 4. С. 21-25.
14. Charlton S.J. A study of highly turbocharged high-speed diesel engine. // Inst. Mech. Eng. 1984. 198. No. 9. p. 231-239.
15. Held G. Stand der Technik der Abgasturboauflodung bei BBC-Informationsgesprach in Baden. // MTZ. 1986. 47. Nu. 3. p. 110-112.

References

1. Konks G.A., Lashko V.A. Mirovoe sudovoe dizelestroenie. Konceptii konstruirovaniya, analiz mezhdunarodnogo opyta [World marine diesel engineering. Design concepts, analysis of international experience]. Moscow. Mashinostroenie Publ., 2005. 512 p.
2. Berdnik A.N., Timoshenko D.V., Passar A.V. Vybory sistemy gazoturbinnogo nadduva vysokooborotnogo sudovogo dizelya [Selection of supercharging system for high-speed marine diesel engine] Morskije intellektual'nye tekhnologii [Marine intellectual technologies]. 2020. T 1. No. 1 (47). pp. 60-65. (In Russ.). DOI: 10.37220/MIT.2020.47.1.003.
3. Cinner K. Nadduv dvigatelej vnutrennego sgoraniya [Turbocharging of internal combustion engines]. Leningrad. Mashinostroenie Publ., 1978. 283 p.
4. Lashko V.A., Berdnik A.N. Metody otsenki effektivnosti sistem gazoturbinnogo nadduva kombinirovannykh dvigateley vnutrennego sgoraniya [Evaluation methods of efficiency of turbocharging system of combined internal combustion engines]. Khabarovsk. Pacific National University, 2006. 118 p.
5. Passar A.V., Tymoshenko D.V., Faleeva E.V. Application of a New Design and Calculation Technology for Improving the Blading Section of the Engine with Turbine Supercharger – Defect and Diffusion Forum. 2019. Vol. 392, pp. 239-252.
6. Andre-Talamon Th. A new hyperbar engine for ship propulsion // SAE Techn. Pap. Ser. 1983. No. 830506. p. 13.
7. Borila Jurij G. A Sequetial Turbocharging Method for Higly-Rated Truck Diesel Enginnes. // SAE Techn. Pap. Ser. 1986. No. 860074. p. 1-10.
8. Briner M. Sulzer RTA Low-speed engines – successful experience and continuing development. // HANSA. 1985. No. 14. p. 1467-1468.
9. Cerri Giovanni Regenerative supercharging of four-stroke internal combustion engines // SAE Techn. Pap. Ser. 1983. No. 830507. P. 1-7.
10. Jenny E., Guarmathu G. Zur Aufladung von Dieselmotoren // Brennstoff-Warmekraft. 1983. 35. Nu. 1-2. p. 40-45.
11. Ciplenkin G.E., Dejch, R.S., Iovlev V.I., Kozhenkov A.A. Obzor dokladov po gazoturbinnomu nadduvu na kongresse CIMAC 2007 [Review of reports on turbocharging at the CIMAC Congress 2007]. Dvigatelistroenie Engine building. 2008. No. 1. pp. 26-30. (In Russ.).
12. Ivanchenko N.N., Krasovskij S.S., Sokolov S.S. Vysokij nadduv dizelej [High turbocharging of diesel engines]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1983. 198 p.

13. Ciplenkin G.E., Dejch, R.S., Iovlev V.I. Obzor dokladov po turbokompressoram na kongresse CIMAC 2004 [Review of reports on turbochargers at the CIMAC Congress 2004]. Dvigatelistroenie Engine building. 2005. No. 4. pp. 21-25. (In Russ.).
14. Charlton S.J. A study of highly turbocharged high-speed diesel engine. // Inst. Mech. Eng. 1984. 198. No. 9. p. 231-239.
15. Held G. Stand der Technik der Abgasturboaufloadung bei BBC-Informationsgesprach in Baden. // MTZ. 1986. 47. Nu. 3. p. 110-112.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ / INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Бердник Алексей Николаевич, к.т.н.,
доцент, доцент кафедры двигателей
внутреннего сгорания, Тихоокеанский
государственный университет, 680035, г.
Хабаровск, ул. Тихоокеанская, 136, e-mail:
alex.bdk75@yandex.ru

Aleksey N. Berdnik, Ph.D. in Technical
Sciences, Associate Professor of the Department
Internal Combustion Engines, Pacific National
University, 136 Tikhookeanskaya st, Khabarovsk,
680035, , e-mail: alex.bdk75@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 29.11.2021; опубликована онлайн 21.03.2022.
Received 29.11.2021; published online 21.03.2022.