

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИВОДА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ МАШИН ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СИСТЕМ УТИЛИЗАЦИИ ЭНЕРГИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

А.А. Шейпак, М.А. Чекалов



ШЕЙПАК
Анатолий
Александрович

Профессор кафедры «Электротехника, теплотехника, гидравлика и энергетические машины» Московского государственного индустриального университета (МГИУ), доктор технических наук. Академик Российской академии транспорта, профессор и действительный член Международной академии наук Сан-Марино, действительный член Международной академии наук и искусств. Заместитель председателя Научно-методического совета по теплотехнике, член Научно-методического совета по механике и председатель Научно-методической комиссии по гидравлике Министерства образования и науки Российской Федерации. Специалист в области термодинамики и теплотехники, гидравлических и тепловых машин различного назначения. Автор более 200 работ, в том числе трех монографий, учебника, 40 изобретений.

Идея утилизации энергии отработавших газов возникла раньше даты создания двигателей внутреннего сгорания. Сади Карно (Carnot) в своей знаменитой книге «Размышления о движущей силе огня и о машинах, спо-

собных развивать эту силу», вышедшей в 1824 г., писал: «...сперва сжать воздух насосом, затем пропустить его через вполне замкнутую топку, вводя туда маленькими порциями топливо, при помощи приспособления, легко осуществимого; затем заставить воздух выполнять работу в цилиндре с поршнем или в другом расширяющемся сосуде, и, наконец, выбросить его в атмосферу или заставить пойти к паровому котлу для использования оставшей-



ЧЕКАЛОВ
Михаил
Александрович

Профессор кафедры «Электротехника, теплотехника, гидравлика и энергетические машины» МГИУ, кандидат технических наук. Доктор технических наук и ассоциированный профессор регионального филиала Международной академии наук Сан-Марино, действительный член Международной академии наук и искусств. Основной научный интерес — исследование систем утилизации энергии, отработавших газов тепловых двигателей в целях повышения экономичности и улучшения их экологических показателей. Автор более 50 работ, в том числе 10 изобретений.

ся температуры». Однако впервые бинарный цикл был осуществлен только в середине XIX века инженером Трембле (Tremblay) на двухконтурной паровой машине мощностью 1800 л.с. В первом контуре использовался водяной пар, во втором – пары эфира. Газопаровой цикл был реализован впервые в Германии в годы первой мировой войны для боевых кораблей с дизельными энергетическими установками. Фирма MAN создала утилизационную силовую установку с котлом низкого давления в системе охлаждения дизеля, с дымогарным котлом и перегревателем высокого давления, использующим теплоту отработавших газов. После войны эта схема стала широко использоваться во многих странах на морских судах. Получаемая при этом дополнительная энергия, как правило, используется в системах вспомогательного энергоснабжения.

С тридцатых годов прошлого века в авиации, в связи с исчерпанием возможностей повышения эффективности винта и двигателя внутреннего сгорания (ДВС), под руководством профессора А.В. Квасникова идея утилизации стала прорабатываться для самолетов. В ряде случаев, созданная им установка имела заметное преимущество, благодаря применению высокого наддува. Однако появление воздушно-реактивных двигателей решило проблему новых движителей для самолетов более эффективно.

Для наземных транспортных средств вопрос создания комбинированных силовых установок с утилизацией энергии отработавших газов стал на повестку дня в семидесятые годы XX в. в связи с резким ростом цен на жидкое углеводородное топливо. Затем произошло падение цен на нефть, которое сменилось в последние годы их резким скачком, вызванным не только истощением ее источников, но и политическими причинами.

В современных двигателях внутреннего сгорания доля энергии, теряемой с отработавшими газами, достигает 30–40 % от химической энергии топлива. В двигателях, выполненных из керамических материалов, или в двига-

телях, в которых приняты иные меры по обеспечению работоспособности деталей, работающих в условиях высоких температур, располагаемая энергия выпускных газов больше, при прочих равных условиях, чем в ДВС классической конструкции. Утилизация энергии отработавших газов позволяет повысить мощность силовой установки и уменьшить расход топлива на 8–10 % для существующих двигателей и на 12–15 % для двигателей, выполненных с применением высокотемпературной керамики.

Авторами настоящей статьи разработан на уровне изобретений ряд схем силовых установок [2–10], состоящих из двигателя внутреннего сгорания и парового утилизационного контура, работающего по циклу Ренкина (Rankine). Полезная мощность вырабатывается на паровой утилизационной турбине, с частотой вращения вала 60000–120000 об/мин. Давление пара перед турбиной для получения максимальной мощности должно быть как можно выше (реально достижимы давления порядка 10 МПа). В этом случае в паровом контуре оптимально применение активной одноступенчатой турбины со сверхзвуковым течением газа (турбина Лаваля (Laval)). Эффективный КПД такой турбины в оптимальном режиме составляет 60–70 %.

Одна из таких силовых установок (рис. 1) включает в себя паровой утилизационный контур, основными элементами которого являются насос, парогенератор, конденсатор и паровая турбина, с которой кинематически связан компрессор. Схема содержит эжектор, в активное сопло которого поступает сжатый воздух из компрессора, а также отработавший газ ДВС после парогенератора. В результате снижается противодавление в выхлопном тракте, что повышает эффективность двигателя.

Для повышения мощности силовой установки и ее эффективности, за счет отсоса отработавших газов из ДВС, в схему силовой установки может быть дополнительно включен второй эжектор, увеличивающий энергию и массу газов, поступающих в турбину турбокомпрессора [2].

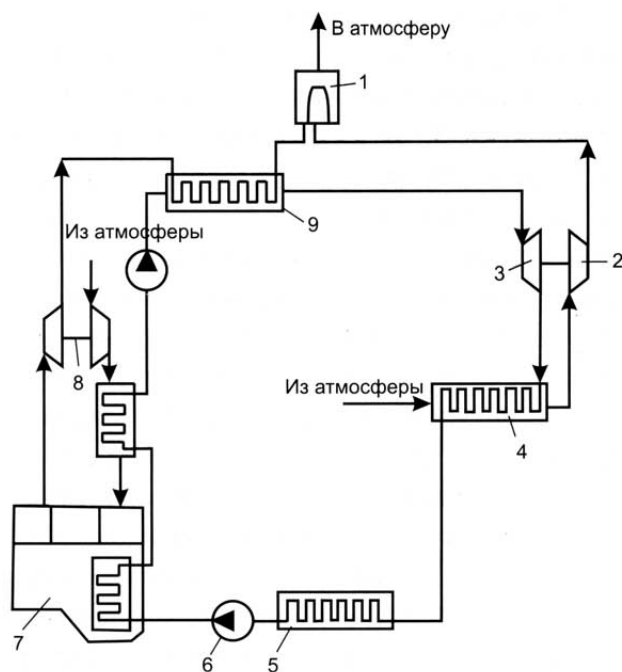


Рис. 1. Схема силовой установки с паровой утилизационной турбиной и эжектором:

1 – эжектор; 2 – компрессор; 3 – паровая турбина; 4 – теплообменник; 5 – конденсатор; 6 – насос; 7 – ДВС; 8 – турбокомпрессор; 9 – парогенератор

С конструкторско-технологической точки зрения применение эжектора оправдано из-за его простоты, но по эффективности он уступает лопаточным машинам, поэтому в схеме силовой установки [3], изображенной на рис. 2, отсос отработавших газов из выхлопного тракта после парогенератора осуществляется с помощью компрессора, расположенного на валу паровой турбины.

Для того, чтобы передать мощность паровой утилизационной турбины на коленчатый вал ДВС наземного транспортного средства, нужен редуктор с передаточным отношением 30–40, который должен иметь муфту обратного хода и гидравлическое звено, например, гидромуфту, для демпфирования крутильных колебаний, так как высокая частота вращения паровой турбины ставит под сомнение надежную работу механической передачи. Поэтому авторами статьи было предложено вместо механического редуктора использовать гидравлическую передачу (рис. 3), включающую центробежные насосы и объемный гидравлический двигатель [3–5].

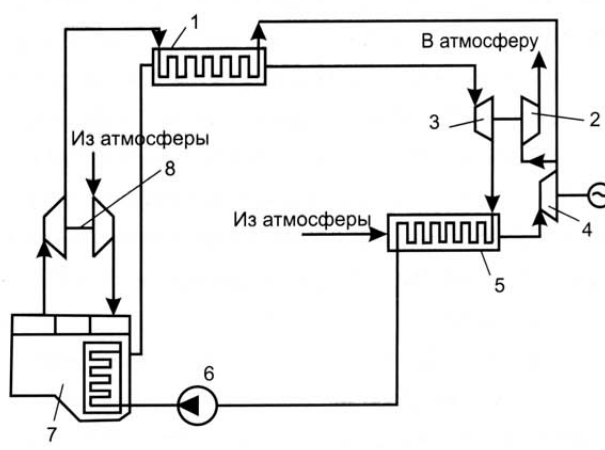


Рис. 2. Схема силовой установки с паровой утилизационной турбиной и компрессором: 1 – парогенератор; 2 – компрессор; 3 – паровая турбина; 4 – воздушная турбина; 5 – конденсатор; 6 – насос; 7 – ДВС; 8 – турбокомпрессор

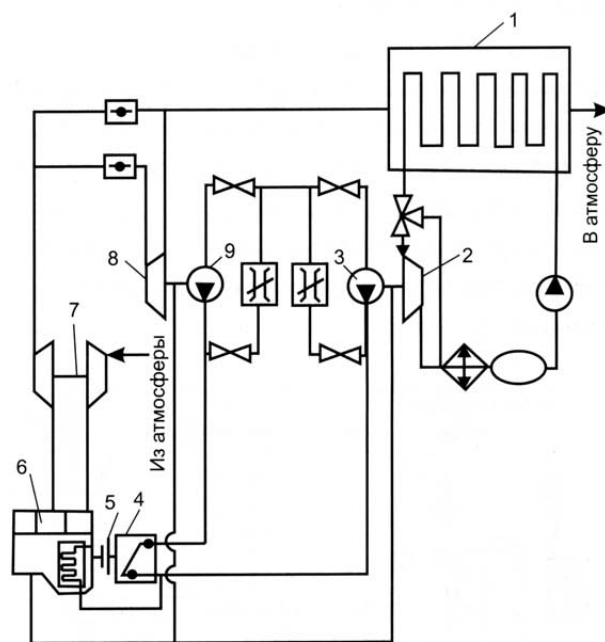


Рис. 3. Схема силовой установки с паровой утилизационной турбиной и гидравлической передачей:

1 – парогенератор; 2 – паровая турбина; 3, 9 – центробежные насосы; 4 – объемный гидравлический двигатель; 5 – обгонная муфта; 6 – ДВС; 7 – турбокомпрессор; 8 – газовая турбина

Однако КПД гидравлической передачи, определяемый, в основном, совершенством точной части центробежного насоса, не пре-

вышает 80% (КПД механической передачи 90–95 %), но наружный диаметр рабочего колеса центробежного насоса равен 30–50 мм, а диаметр шестерен механического редуктора почти на порядок больше, так что уменьшение КПД частично окупается выигрышем в габаритных размерах и массе гидравлической передачи, а также лучшими динамическими характеристиками.

На валу паровой турбины (см. рис. 3) находится центробежный насос, который обеспечивает циркуляцию масла в контуре. Полезная мощность передается посредством гидравлического двигателя, который связан с коленчатым валом ДВС через обгонную муфту. В схему включена также силовая газовая турбина, на валу которой находится динамический насос, обеспечивающий дополнительную циркуляцию масла в контуре.

Другой вариант использования тепла отработавших газов для получения дополнительной мощности в силовой установке достигается при использовании теплового аккумулятора [6]. Силовая установка с тепловым аккумулятором (рис. 4) учитывает особенности работы двигателя на режимах номинальной мощности и частичных нагрузок.

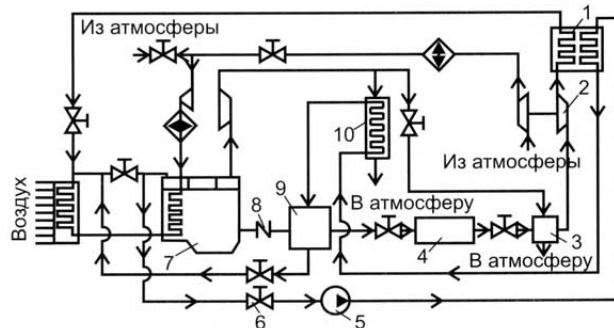


Рис. 4. Схема силовой установки с паровой утилизационной турбиной и тепловым аккумулятором:

- 1 – теплообменник; 2 – паровая турбина;
- 3 – тепловой аккумулятор; 4 – аккумулятор пара высокого давления; 5 – циркуляционный насос;
- 6 – вентиль; 7 – ДВС; 8 – обгонная муфта;
- 9 – паровая машина; 10 – парогенератор

Она дополнительно содержит теплообменник предварительного нагрева, аккумулятор пара высокого давления, тепловой аккумулятор и расширительную паровую машину. На режимах номинальных нагрузок паровая машина работает как компрессор, вращаясь от коленчатого вала двигателя через муфту. Сжатый пар накапливается в аккумуляторе пара высокого давления, затем, при нагрузках более номинальных, подается в тепловой аккумулятор и далее совершает полезную работу в паровой турбине. На режимах частичных нагрузок при открытом вентиле вода из системы охлаждения двигателя циркуляционным насосом подается в теплообменник, затем в парогенератор, откуда пар поступает в паровую машину, где совершает полезную работу, которая передается на коленчатый вал двигателя.

Эти и другие многочисленные возможные схемы утилизации свидетельствуют об отсутствии пока еще оптимального решения.

В Московском государственном индустриальном университете изготовлены и испытаны модели двигателей с различными системами утилизации. Например, для оценки экономической целесообразности применения парового утилизационного контура на автомобильном транспорте, создан макетный образец энергетической установки (рис. 5) на базе дизеля ЗИЛ-645 [7].

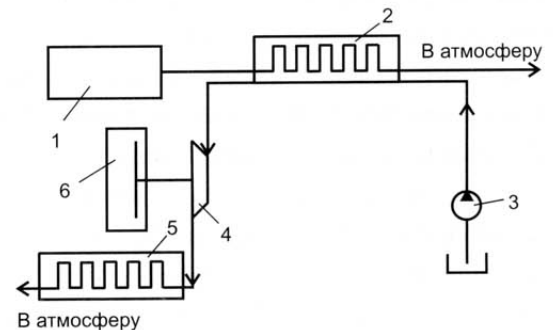


Рис. 5. Схема макетного образца энергетической установки на базе дизеля ЗИЛ-645:

- 1 – выпускная система дизеля; 2 – парогенератор;
- 3 – насос; 4 – паровая турбина;
- 5 – теплообменник; 6 – гидротормоз

В ней к выпускной системе дизеля подсоединен прямоточный водотрубный парогенератор, вода в который подается насосом из водопровода. Пар поступает в турбину, соединенную с гидротормозом. Отработавший пар конденсируется в теплообменнике, выполненном на базе радиатора системы охлаждения двигателя ЗИЛ-130, конденсат сбрасывается в канализацию.

Основной агрегат системы утилизации макетного образца – паровая турбина, изготовленная на базе ходовой части турбокомпрессора ТКР-8,5, со средним диаметром 100 мм и высотой лопаток 12 мм. Турбина активная, с парциальным подводом пара в виде одного сверхзвукового сопла, имеющего два варианта исполнения – на степень понижения давления 16 и 14.

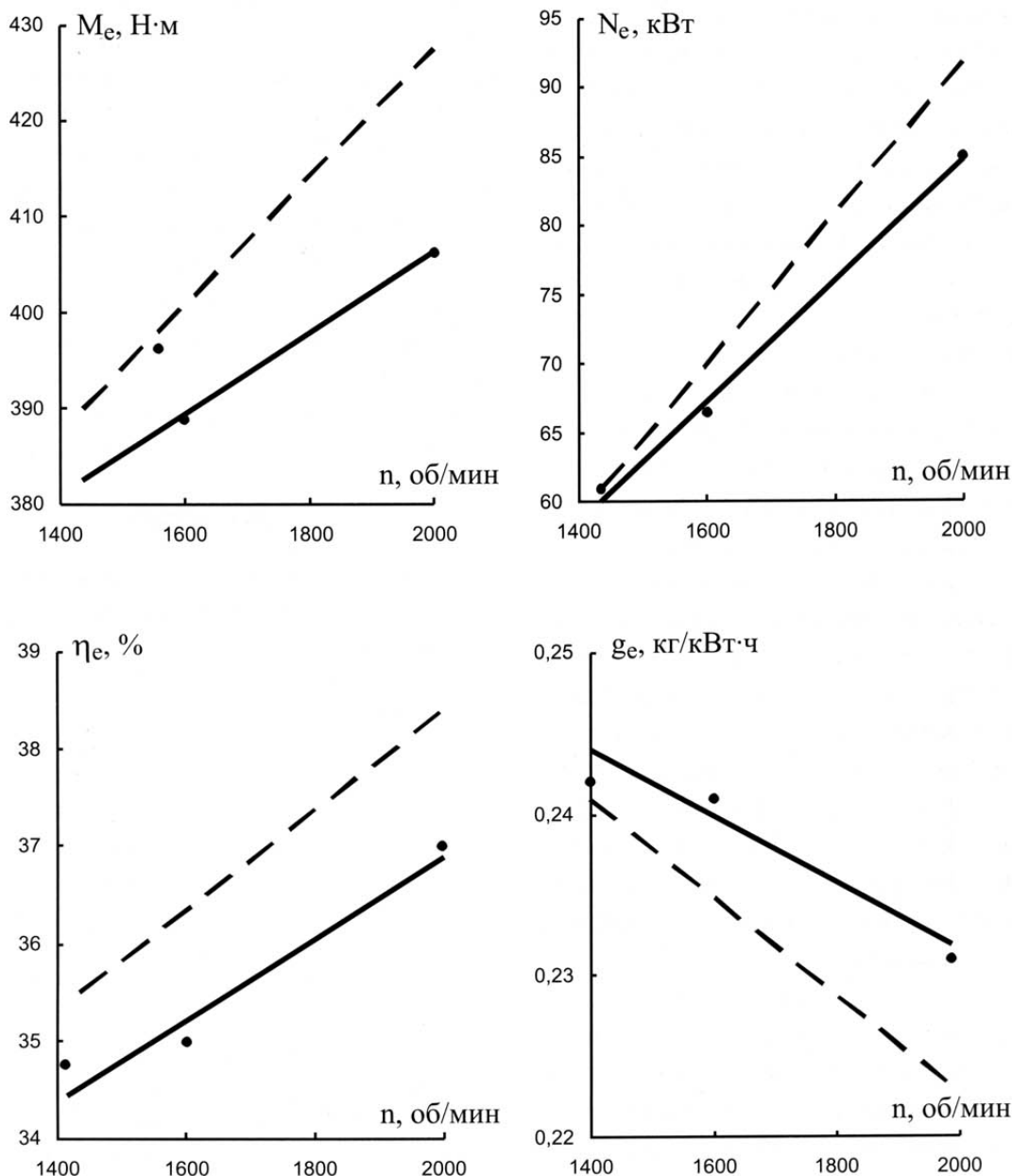


Рис. 6. Внешние скоростные характеристики дизеля автомобиля ЗИЛ-645:

M_e – эффективный крутящий момент; N_e – эффективная мощность; g_e – эффективный удельный расход топлива; η_e – эффективный КПД; n – частота вращения коленчатого вала; сплошные и пунктирные линии означают характеристики дизеля без учета полезной мощности, вырабатываемой паровой турбиной макетного образца системы утилизации, и с учетом соответственно

В процессе эксперимента, температура отработавших газов на входе в парогенератор менялась в пределах 540-620 °С, при этом температура газов на выходе из парогенератора составляла 170-180 °С. В результате давление пара перед турбиной изменялось от 0,8 до 1,6 МПа, а температура – от 450 до 500 °С. Максимальное значение мощностного КПД турбины на оптимальном режиме работы составил 0,38 (при лопаточном КПД 0,52 для обоих вариантов сопел). Необходимо отметить, что такое значение лопаточного КПД для одноступенчатой парциальной турбины достаточно высоко, а низкое значение механического КПД свидетельствует о недостаточном совершенстве подшипникового узла для работы в диапазоне частот вращения от 90 000 до 135 000 об/мин.

Макетная система утилизации проработала устойчиво на стенде в течение 50 ч, затем в ходовой части турбины появились повышенные шум и вибрация, вызванные износом подшипника скольжения по причине попадания водяного пара в масло, и турбина была остановлена.

На основе данных эксперимента была построена внешняя скоростная характеристика поршневого двигателя внутреннего сгорания (рис. 6). А также установлено, что максимальное относительное увеличение мощности, за счет применения системы утилизации, составило 4 %, такой же порядок имеет уменьшение удельного эффективного расхода топлива (230 г/кВт·ч на двигателе без системы утилизации и 221 г/кВт·ч на двигателе с макетной системой утилизации).

Проведенные испытания показали перспективность работы по повышению эффективности поршневого двигателя внутреннего сгорания за счет паросилового контура утилизации и позволили наметить меры по усовершенствованию системы утилизации путем оптимизации типа паровой турбины и повышения параметров пара. Кроме того, выявили необходимость создания конструкции турбины, исключающей попадание воды и водяного пара в систему смазки.

Выводы

Утилизация энергии отработавших газов приводит к существенному усложнению и удорожанию конструкции силовой установки и, конечно, снижает надежность ее работы. Однако опыт газотурбинной энергетики показывает, что при достаточно большой единичной мощности агрегата и высокой выходной температуре газов экономический эффект окупает конструктивную сложность, вызванную элементами системы утилизации и мероприятия по повышению надежности. В диапазоне мощностей 1000-5000 кВт дизель по КПД имеет преимущество перед газовой турбиной. Поэтому автономные энергетические установки на базе двигателей внутреннего сгорания с системой утилизации безусловно найдут свою экономическую нишу в области мощных силовых установок для наземных транспортных средств и в области автономных электроэнергетических систем относительно малых мощностей.

Литература

1. Квасников А.В. Процессы и балансы в авиационных установках. – М.: Оборонгиз, 1948. – 256 с.
2. Шейпак А.А., Чекалов М.А., Вашенков С.В. Силовая установка. А.с. № 1442686 // Бюл. 1988. № 45.
3. Шейпак А.А., Чекалов М.А. и др. Силовая установка. А.с. № 1537865 // Бюл. 1990. №3.
4. Шейпак А.А., Хохлов Н.Г. и др. Силовая установка. А.с. № 1122399 // Бюл. 1984. № 46.
5. Шейпак А.А., Хохлов Н.Г. и др. Силовая установка. А.с. № 1267030 // Бюл. 1986. № 40.
6. Шейпак А.А., Чекалов М.А., Буров А.Л. Силовая установка. А.с. № 1460384 // Бюл. 1989. № 7.
7. Шейпак А.А., Буров А.Л., Чекалов М.А. Система утилизации энергии отработавших газов поршневых двигателей // Межвуз. сб. научн. тр. – М: МАСИ. 1990. С. 83–87.
8. Шейпак А.А., Чекалов М.А., Вашенков С.В. Силовая установка. А.с. № 1361360 // Бюл. 1987. № 47.
9. Шейпак А.А., Чекалов М.А. и др. Силовая установка. А.с. № 1378484.
10. Шейпак А.А., Серх Ф.Г., Богданов В.Н. Силовая установка. А.с. № 1420203 // Бюл. 1988. № 32.