

УДК 621.433+621.436

С.В. БАХМУТОВ, д-р техн. наук, проф.заместитель генерального директора по науке¹

E-mail: s.bakhmutov@nami.ru

А.В. КОЗЛОВ, д-р техн. наукзаведующий отделом теории, рабочих процессов и имитационного моделирования энергетических установок управления «Энергосберегающие технологии и альтернативные топлива» центра «Энергоустановки»¹**В.А. ЛУКШО**, д-р техн. наукначальник управления «Энергосберегающие технологии и альтернативные топлива» центра «Энергоустановки»¹**А.С. ТЕРЕНЧЕНКО**, канд. техн. наукдиректор центра «Энергоустановки»¹

E-mail: terenchenko@nami.ru

¹ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», г. Москва, Россия

Поступила в редакцию 03.09.2018.

ПРОБЛЕМНЫЕ ВОПРОСЫ СОЗДАНИЯ ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ ГАЗОВЫХ И ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Создание современных высокофорсированных газовых и газодизельных двигателей связано с решением двух основных задач — исключение аномального сгорания и снижение теплонапряженности двигателя. В статье рассмотрены пути снижения температур отработавших газов, способы устранения калильного зажигания и детонации в однопаливных газовых двигателях. Рассмотрены пути снижения температур отработавших газов, снижения теплонапряженности дизельных форсунок (давление, длительность впрыска) и вопросы детонации в двухпаливных газодизельных двигателях. Приведены результаты расчетных и экспериментальных исследований. Показано, что за счет оптимизации систем впуска, топливоподачи и алгоритмов управления можно существенно снизить теплонапряженность газовых и газодизельных двигателей, обеспечив при этом достижение высоких значений среднего эффективного давления цикла до 28 бар и достижение высокой литровой мощности до 43 кВт/л.

Ключевые слова: газовый двигатель, рабочий процесс, фазы газораспределения, температура отработавших газов, теплонапряженность газового двигателя, расчетные исследования, цикл Миллера, экспериментальные исследования, газодизельный двигатель, система питания газодизельного двигателя

Газовые и газодизельные двигатели для грузовых автомобилей и автобусов категорий М2, М3, N2 и N3 создаются путем конвертации дизельных двигателей. Максимальные мощность и крутящий момент таких газовых и газодизельных двигателей должны быть если не выше, то и не ниже базовых дизельных двигателей, поскольку предназначены они для тех же транспортных средств, что и базовые дизельные двигатели. Теоретически для двигателей с турбонаддувом это не является большой проблемой. Сегодня уже выпускаются газовые и газодизельные двигатели с высоким средним эффективным давлением: газовые — до 22 бар, газодизельные — до 28 бар. В разработке находятся еще более форсированные двигатели.

Одно из наиболее важных ограничений по форсировке газовых и газодизельных двигателей — это высокие температуры отработавших газов (далее T_{ex}). Но проблема высокой теплонапряженности в газовых и газодизельных двигателях решается по-разному.

Проблема высоких T_{ex} имеет место и при создании форсированных бензиновых двигателей. Стремление к высоким показателям по мощностным параметрам и по топливной экономичности при общей тенденции к снижению рабочего объема обязывает увеличивать степень наддува при достаточно высоких степенях сжатия. Достижение высоких средних эффективных давлений в таких двигателях сопряжено с высокими температурами T_{ex} . Кроме того, для исключения детонационного сгорания на больших нагрузках требуется существенно уменьшать угол опережения зажигания, а зачастую делать его позже ВМТ, что, в свою очередь, способствует еще большему увеличению T_{ex} . Эти проблемы остаются важными для всех двигателей как с искровым зажиганием, так и газодизельных.

Определились два направления решения задачи. Первое — это использование в конструкции двигателя и агрегатов технических решений для

снижения тяжести последствий высоких T_{ex} . Второе — это воздействие на рабочий процесс и изменение конструкции с целью снижения причин появления высоких T_{ex} .

В бензиновых двигателях задача решается несколькими способами. В первую очередь — это совершенствование конструкции за счет применения жаропрочных материалов, организации эффективного охлаждения головки блока цилиндров, использования «холодных» свечей зажигания с электродами из жаропрочных сплавов, организация дополнительного охлаждения деталей и агрегатов и прочее. Другое направление — воздействие на рабочий процесс путем использования «обогащенных» составов топливно-воздушных смесей (до значений $\alpha < 0,75$); применения непосредственного впрыска бензина в камеру сгорания; введения рециркуляции отработавших газов. Рассматривается даже впрыск воды.

При создании газовых и газодизельных двигателей не все эти способы могут быть использованы, а проблема стоит не менее остро, чем в бензиновых и дизельных двигателях.

Высокофорсированные двухтопливные газодизельные двигатели также требуют разработки специальных мероприятий по перечисленным выше направлениям как в части отклонений от нормального сгорания, так и в части снижения теплонапряженности деталей двигателя.

Соответственно, проблемы надежности и долговечности, возникающие при организации рабочих процессов высокофорсированных двигателей с искровым зажиганием и в газодизельном двигателе, а именно: наличие высоких температур в процессе горения и возникновение режимов детонации.

Детонация в газодизельном двигателе. При организации двухтопливного рабочего процесса требуется обеспечение эффективного сгорания двух различных по физико-химическим свойствам видов топлива — жидкого дизельного топлива, и газового, со своими законами сгорания. Основная задача конвертации — максимальное использование газообразного топлива и в целом процесс можно оценивать как чисто газовый, имеющий жидкостную систему зажигания.

Большое количество исследований, касающихся изучения горения и детонации двухтопливного процесса [1–4], показали, что рабочий процесс имеет несколько характерных стадий, а именно: задержку воспламенения запальной дозы (идентичной данной стадии дизельного рабочего процесса), процесс диффузии и горения дизельного топлива, характерную задержку в поджиге и горении газовой смеси. Было установлено [1], что низкая эффективность процесса горения и низкая скорость распространения пламени в цилиндре двигателя отмечена на режимах малых нагрузок,

которые могут быть существенно улучшены при увеличении запальной дозы.

В отличие от газовых двигателей с принудительным воспламенением, которые не могут эффективно работать на бедных смесях, двухтопливные двигатели эффективно работают при $\alpha = 1,5...1,7$; а высокая степень сжатия обеспечивает стабильное и качественное воспламенение запальной дозы, которая, в свою очередь, является источником воспламенения газовой смеси. Таким образом, имеем стабильную и качественную систему зажигания. Режимы детонации в данном случае могут формироваться по другим причинам. Более весомым источником для возникновения детонации в данном случае является запальная доза — ее величина, эффективность вихревого заряда, тип дизельного рабочего процесса.

Наиболее весомой причиной возникновения детонации является малая величина запальной дозы. Если эффективность вихревого заряда определена конструкцией двигателя и является величиной постоянной, то величина запальной дозы и тип дизельного рабочего процесса — это обстоятельства, которые необходимо учитывать при создании двухтопливного двигателя.

Современные дизельные двигатели с системой питания Common Rail более склонны к формированию режимов детонации, т. к. имеет место более мелкий распыл дизтоплива и при этом формируется факел большого объема. Эти обстоятельства способствуют более быстрому обогащению газовой смеси в больших объемах при меньшей величине запальной дозы.

Детонация в газовых двигателях. Выбор степени сжатия, как правило, определяется по результатам экспериментальных исследований и принимается в интервале от 10,5 до 12,5 ед. в зависимости от конструкции двигателя, его мощностных показателей, условий его эксплуатации (назначение двигателя, режим работы, нагрузки, климатические условия и пр.), качества газового топлива и др.

Последний фактор особенно важен, если район, где будет эксплуатироваться газовый двигатель, непредсказуем с точки зрения компонентного состава (качества) природного газа, реализуемого в этом районе. Именно этот фактор главным образом определяет окончательный выбор степени сжатия.

При выполнении расчетных исследований было проанализировано влияние степени сжатия на два направления, имеющих противоположное влияние при различных внешних и режимных условиях (рисунок 1). Топливная экономичность и мощностные показатели с одной стороны, требования к детонационной стойкости газового топлива предполагают поиск оптимального уровня степени сжатия только для конкретных внешних условий и назначения двигателя с другой стороны.

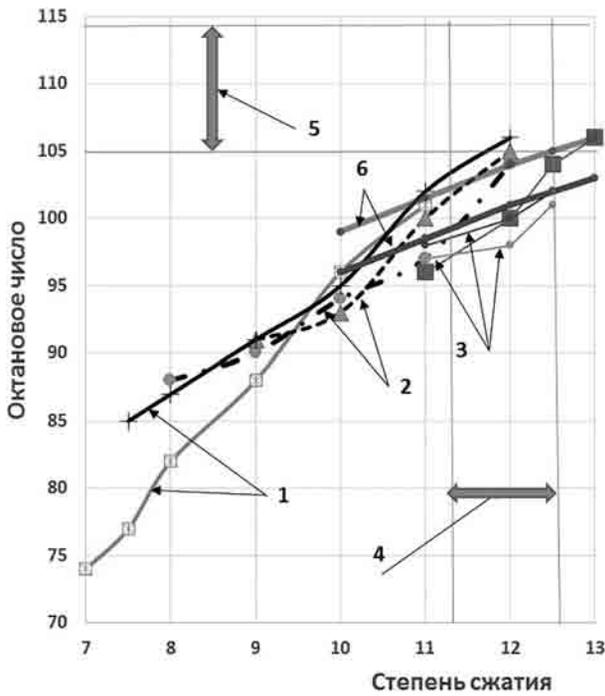


Рисунок 1 — К выбору степени сжатия газового двигателя:

1 — бензиновые двигатели: плоский поршень, головка двухклапанная (данные НАМИ); 2 — бензиновые двигатели с умеренно открытой камерой сгорания, головка плоскоооальная, четырехклапанная; 3 — бензиновые и газовые двигатели, камера в поршне (данные НАМИ; AVL; Porsche); 4 — диапазон принятых степеней сжатия для газовых двигателей (рабочий объем 9–13 литров; $p_e = 15–22$ бар); 5 — диапазон октановых чисел природного газа (метаносодержащих газов) — стандарты и требования заводов-изготовителей; 6 — расчет НАМИ (при разных углах опережения зажигания)

Figure 1 — To choice of compression ratio of gas engine:

1 — gasoline engines: flat piston, double valve head (data of NAMI); 2 — gasoline engines with moderately open combustion chamber, flat-oval and four-valve head; 3 — gasoline and gas engines, piston chamber (data of NAMI; AVL; Porsche); 4 — range of accepted compression ratios for gas engines (working volume of 9 to 13 litres; $p_e = 15–22$ bar); 5 — range of octane numbers of natural gas (methane-containing gases) — standards and requirements of manufacturers; 6 — calculation of NAMI (at different angles of ignition timing)

В газовых двигателях с высокими степенями сжатия снижению вероятности детонации способствуют два конструктивных фактора — расположение свечи зажигания в центре камеры сгорания и наличие вытеснителей в поршне. Сохранение поршня и камеры сгорания от базового дизельного двигателя с «камерой в поршне» способствовало повышению турбулизации заряда в конце такта сжатия и снижению требований к октановому числу топлива [5–8].

Высказано предположение, что детонация для газового двигателя с высоким турбонадувом определяется не столько степенью сжатия, сколько давлением и температурой в конце такта сжатия в момент подачи искры, скоростью нарастания давления и степенью турбулизации заряда, длительностью и расположением относительно ВМТ интервала времени от момента подачи искры до достижения максимального давления сго-

рания и косвенно — частотой вращения коленвала двигателя.

С учетом этого эффекта разработан алгоритм управления двигателем по защите его от детонации, заключающийся в согласованном управлении углом опережения зажиганием и дроссельной заслонкой на аварийных режимах. При первых признаках детонации, определяемых датчиком детонации и специальной программой в блоке управления ЭСУД, начинается уменьшение угла опережения зажигания. Если уменьшение угла более чем на 5° поворота коленвала не приводит к снижению интенсивности детонации, начинается пошаговое прикрытие дроссельной заслонки.

Оценка влияния угла опережения зажигания и степени сжатия на T_{ex} . Выбирая степень сжатия ϵ_g , руководствуются в первую очередь вопросами топливной экономичности и детонационной стойкости применяемого газового топлива [7–9]. Порядок изменения T_{ex} во внимание не принимается. Тем не менее оценка влияния ϵ_g и угла опережения зажигания на индикаторный КПД «нетто» (η_{Nt}) и T_{ex} была проведена (рисунок 2).

Очевидно, что стремление повысить степень сжатия в газовом двигателе для достижения наилучших показателей по мощности и топливной экономичности создает риск появления детонации и необходимости корректировать угол опережения зажигания на больших нагрузках для ее исключения. С одной стороны, высокая степень сжатия обеспечивает снижение T_{ex} на $60–80^\circ\text{C}$. С другой стороны, уменьшение угла опережения зажигания на $5–7^\circ$ приведет к увеличению T_{ex} на те же $60–80^\circ\text{C}$. В связи с этим увеличивать ϵ_g выше допустимой с точки зрения детонационной стойкости топлива не имеет смысла при решении задачи снижения T_{ex} .

Разумеется, что зависимости, показанные на рисунке 2, отображают уже хорошо известные факты. Дело в другом. На T_{ex} влияет не столько степень сжатия, сколько эффективная степень

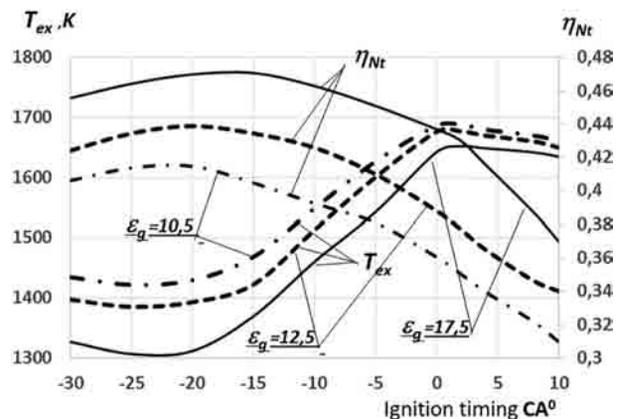


Рисунок 2 — Зависимость η_{Nt} и T_{ex} от угла опережения зажигания при различных степенях сжатия ($p_{iN} = 20$ бар, $n = 2000$ мин $^{-1}$)
Figure 2 — Dependence of η_{Nt} and T_{ex} on ignition timing angle at different compression ratios ($p_{iN} = 20$ bar, $n = 2,000$ min $^{-1}$)

расширения. Если увеличение степени сжатия и, соответственно, степени расширения позволяет снизить температуру T_{ex} на 60–80 °С, то это уже важно для целей нашего исследования. В связи с этим очевидно, что необходимо сохранить высокую геометрическую степень сжатия и, соответственно, высокую степень расширения, а эффективную степень сжатия снизить до приемлемого по детонации уровня за счет укороченного (или увеличенного) такта впуска, применив цикл Миллера [10, 11].

Рассмотрим подробнее возможности снижения теплонапряженности газового двигателя за счет управления фазами газораспределения.

Фазы газораспределения. Варианты подбора фаз газораспределения в газовых двигателях с целью снижения T_{ex} до настоящего времени не рассматривались.

В некоторых случаях уменьшают углы перекрытия клапанов в ВМТ. Но это делается только с целью снижения заброса топлива в выпускную систему при использовании нефазированного, однотоочечного способа топливоподачи (центральный впрыск). В любом случае при выборе фаз газораспределения руководствуются созданием условий для достижения наилучшего наполнения на впуске и очистки камеры сгорания от остаточных газов на выпуске.

Рассмотрим возможности снижения уровня температур отработавших газов в газовых двигателях за счет оптимизации фаз газораспределения. Надо отметить, что механизмы регулирования фаз газораспределения еще не «дождались своего часа» для применения в дизельных двигателях, предназначенных для транспортных средств массой более 2610 кг. Поэтому мы будем вести речь именно об оптимизации фаз открытия-закрытия впускных и выпускных клапанов для двигателей с нерегулируемыми фазами.

С целью изучения влияния фаз газораспределения на возможность снижения T_{ex} была построена расчетная модель рабочего процесса, основанная на известных работах (Орлина, Вибе, Кулешов, Разлейцев, AVL-BOOST и др.) [12–15]. Разработка расчетной модели не являлась самоцелью, а предпринята только с целью адекватного описания имеющихся в распоряжении авторов индикаторных диаграмм, полученных в широком диапазоне нагрузок на нескольких двигателях. В дальнейшем на основе этой расчетной модели был проведен численный многофакторный эксперимент с вариациями фаз газораспределения и оценкой T_{ex} . По результатам расчетного анализа требовалось: выбрать минимальное количество вариантов валов с разными фазами газораспределения; изготовить опытные образцы газовых двигателей; провести их испытания.

Расчетная термодинамическая модель основана на 0-мерной постановке задачи. Процессы

впуска, выпуска, сжатия до закрытия впускного клапана, расширения после открытия выпускного клапана рассматривались как открытая термодинамическая система. Процессы впуска и сжатия после закрытия впускного клапана, процесс расширения до открытия выпускного клапана принимались как закрытая термодинамическая система. Свойства рабочего тела зависят от вида топлива, соотношения воздух-топливо и температуры. Теплообмен со стенками цилиндра, днищем поршня и поверхностью камеры сгорания учитывался. Утечки рабочего тела на тактах сжатия (после закрытия впускного клапана) и расширения (до открытия выпускного клапана) не учитывались.

Задача решалась как система уравнений состояния, баланса массы и энергии.

$$p_i V_i = G_i R T_i; \quad (1)$$

$$dG_i = \omega_i \rho_i \mu_i f_i \Delta t_i; \quad (2)$$

$$\begin{aligned} GiCvi \frac{dT}{d\phi} + GiTi \frac{dCvi}{d\phi} + TCvi \frac{dGc}{d\phi} = \\ = \frac{dQxi}{d\phi} - \frac{dQwi}{d\phi} - pi \frac{dV}{d\phi} + \sum TiCpi \frac{dGc}{d\phi}, \end{aligned} \quad (3)$$

где p — давление; T — температура; V — объем цилиндра; G — масса рабочего тела; R — газовая постоянная; ω — скорость истечения; r_i — плотность рабочего тела; μ — коэффициент истечения; f_i — площадь открытия клапана; Dt_i — время прохождения i -го участка; Cv , Cp — теплоемкость; dQW_i — теплота, переданная в стенки; dQX_i — теплота сгорания; $d\phi$ — расчетный интервал угла поворота коленвала.

Результаты расчетов сравнивались с имеющимися в распоряжении авторов индикаторными диаграммами газовых и бензиновых двигателей с целью корректировки параметров расчетной модели и оценки адекватности полученных расчетов. Экспериментальные индикаторные показатели бензинового двигателя были использованы из работы [16].

На рисунке 3 показано сравнение индикаторных диаграмм, полученных экспериментально, с расчетными индикаторными диаграммами.

При сравнении расчетных и экспериментальных показателей установлено, что погрешность расчетов не превышает 2–3%, что можно считать достаточным уровнем точности для дальнейших расчетных исследований.

При дальнейшем анализе рассматривались следующие показатели:

- h_{Ni} — индикаторный КПД нетто;
- η_{Br} — индикаторный КПД брутто;
- p_{Ni} — среднее эффективное давление нетто;
- p_{Br} — среднее эффективное давление брутто;
- L_p , L_c , L_w , L_{ex} — работа тактов впуска, сжатия, расширения и выпуска;

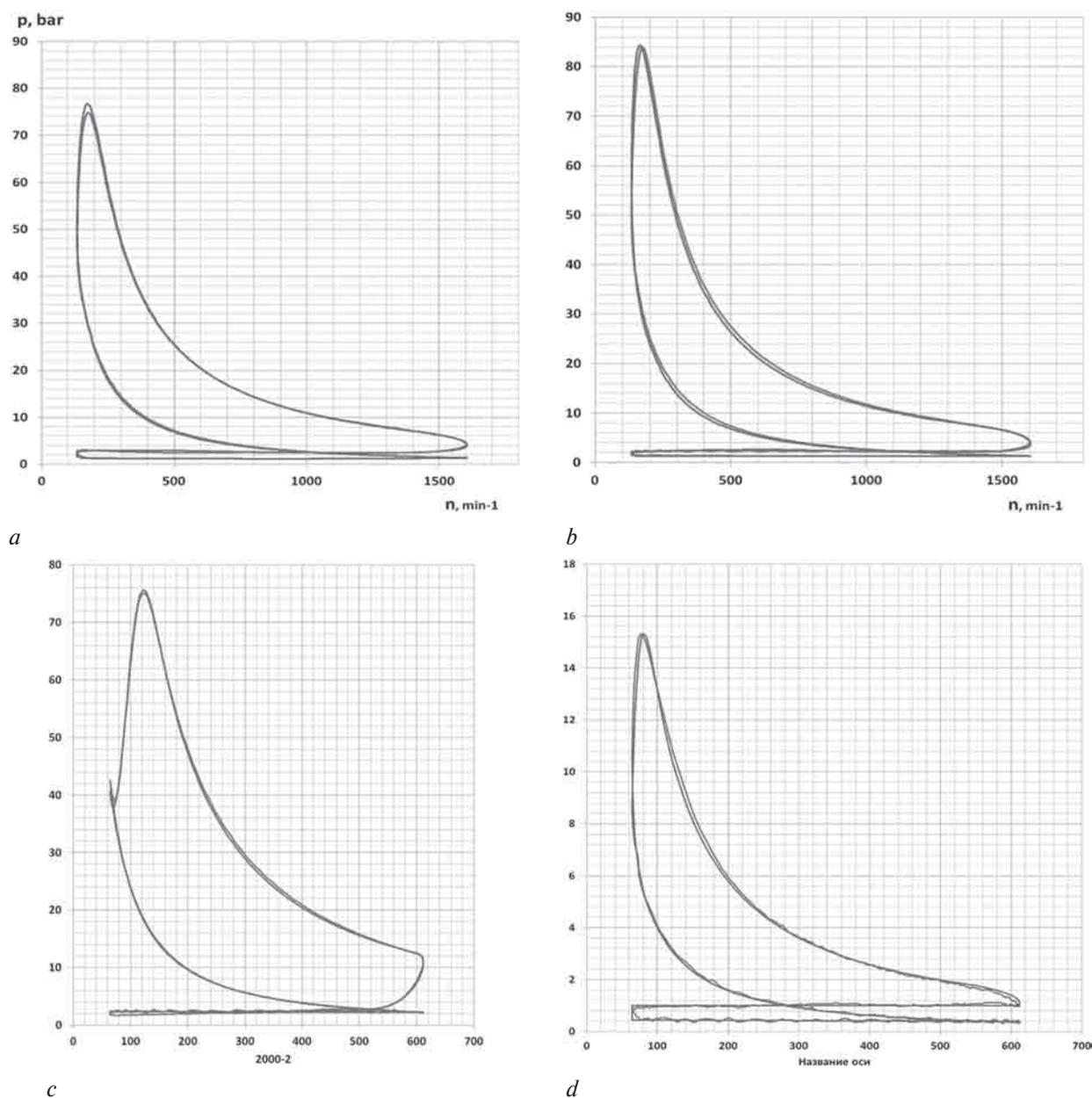


Рисунок 3 — Расчетные и экспериментальные индикаторные диаграммы: *a* — газовый двигатель, WOT, 2000 мин⁻¹; *b* — газовый двигатель, WOT, 1400 мин⁻¹; *c* — бензиновый двигатель, WOT, 2000 мин⁻¹; *d* — бензиновый двигатель, $p_e = 2$ бар, 2000 мин⁻¹
Figure 3 — Calculating and experimental indicator diagrams: *a* — gas engine, WOT, 2,000 min⁻¹; *b* — gas engine, WOT, 1,400 min⁻¹; *c* — gasoline engine, WOT, 2,000 min⁻¹; *d* — gasoline engine, $p_e = 2$ bar, 2,000 min⁻¹

- p_{\max} — максимальное давление цикла;
- T_{\max} — максимальная температура цикла;
- T_f — температура выпускных газов в конце такта расширения (в НМТ);
- T_b — температура выпускных газов в конце хода расширения в момент открытия выпускных клапанов;
- T_{ex} — «средняя» температура отработавших газов;
- Q_{ex} — количество теплоты выведенной с отработавшими газами.

Для анализа эффективности решений при изменении фаз кулачков распределительного вала можно предположить, что эти изменения скажутся не только на индикаторных показателях «gross», определяемых исходя из оценки работы

сжатия и расширения. Изменение фаз повлечет за собой и изменение работы на тактах впуска и выпуска. В связи с этим наряду с показателями «gross» целесообразно рассмотреть и показатели «net», при оценке которых работа цикла рассматривается как алгебраическая сумма работ на каждом участке цикла.

Показатели «gross» позволяют сделать оценку влияния фаз на качество протекания процесса сгорания и эффективность использования теплоты, вносимой с топливом. А показатели «net» позволяют оценить влияние фаз на характер изменения работы на тактах впуска и выпуска.

Под понятием «температура отработавших газов», понимают, как правило, интегральный пока-

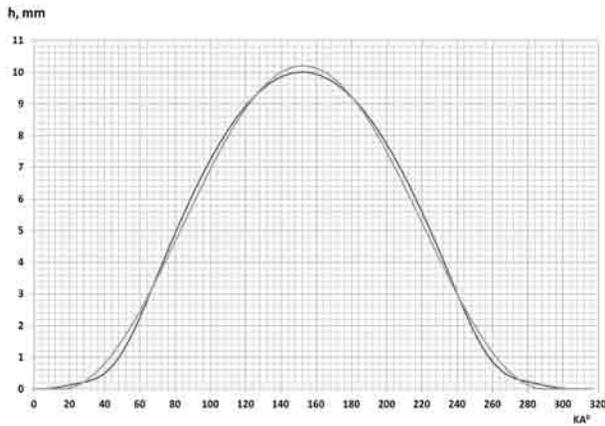


Рисунок 4 — Сравнение реального и расчетного профиля кулачка:
 1 — реальный, 1407 мм·п.к.в.; 2 — расчетный, 1404 мм·п.к.в.
Figure 4 — Comparison of real and estimated cam profile:
 1 — real, 1,407 mm·CRA°; 2 — estimated, 1,404 mm·CRA°

затель, определяемый в выпускном коллекторе при испытаниях двигателя. В начале такта выпуска выпускной клапан подвергается воздействию отработавших газов с температурой T_b , соответствующей концу такта расширения. В большей степени именно эта температура оказывает влияние на теплонапряженность выпускных клапанов. Три параметра: температура в конце такта выпуска T_f , осредненная (интегральная) температура отработавших газов T_{ex} , и количество теплоты, выведенной с отработавшими газами Q_{ex} на такте выпуска, — определяют теплонапряженность выпускного коллектора и турбокомпрессора.

В расчетных исследованиях предполагалось оценить влияние на T_{ex} угла начала открытия впускного и выпускного клапанов и, соответственно, длительности открытия клапанов. Для сокращения времени на расчет каждой исследуемой точки предложено не вводить в расчеты реальный профиль кулачков, а рассчитывать профиль по упрощенной зависимости, которая позволит при заданных высоте поднятия клапана и длительности его открытия по углу поворота коленчатого вала вводить в расчет высоту открытия клапанов и рассчитывать площадь проходного сечения клапана в каждой расчетной точке. На рисунке 4 показаны реальные профили кулачков и профиль, полученный расчетом по зависимости:

$$h_i = 0,51 h_{max} (1 - \cos(\varphi_i / \varphi_e)) \pi, \quad (4)$$

где h_i — текущее значение высоты поднятия клапана, соответствующее текущему значению угла φ_i ; h_{max} — максимальная высота поднятия клапана; φ_e — длительность открытия клапана по углу CA° .

Расчет времени-сечения клапана по зависимости (4) по сравнению со значениями, полученными при внесении в расчет реального профиля кулачков, дает погрешность не более 0,5%, что вполне достаточно для проводимых исследований.

Таким образом, расчетная модель рабочего процесса позволяет оценить влияние фаз газораспределения (длительности открытия клапанов, высоты поднятия клапана, углов открытия и закрытия клапанов) на показатели двигателя.

Оценка влияния укороченного такта впуска на T_{ex} .
 На рисунке 5 а показано изменение T_{ex} и количество теплоты, выведенной с отработавшими газами Q_{ex} при различных углах закрытия впускного клапана. На рисунке 5 б показано соответствующее изменение ϵ_g (для поддержания эффективной степени сжатия на одном уровне в диапазоне 12,4–12,5), коэффициента At (отношение эффективной степени расширения к эффективной степени сжатия) и изменение η_{iv} .

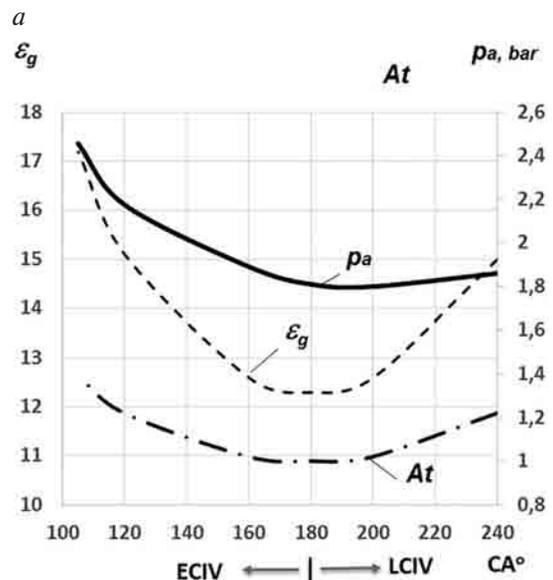
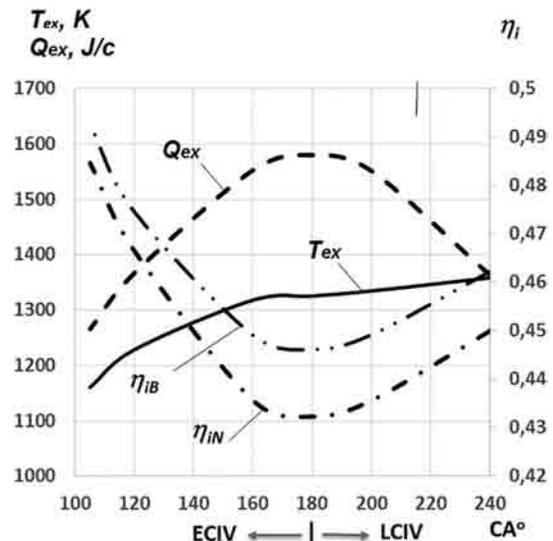


Рисунок 5 — Изменение температуры ОГ и общего количества теплоты с ОГ при различных углах закрытия впускного клапана:
 ECIV — раннее закрытие впускного клапана; LCIV — позднее закрытие впускного клапана

Figure 5 — Change in exhaust gas temperature and total amount of heat from exhaust gas at different closing angles of intake valve:
 ECIV — early closing of intake valve; LCIV — late closing of intake valve

Результаты получены при постоянной величине $p_{Ni} = 19,9$ бар. Последнее достигается увеличением давления в конце такта впуска за счет наддува (см. рисунок 5 *b*, параметр p_a). Угол начала процесса сгорания принят одинаковым для всех вариантов. В расчетах принимались следующие условия: рабочий объем цилиндра — 1100 см³, частота вращения — 2000 мин⁻¹, стехиометрический состав топливно-воздушной смеси, эффективная степень расширения равна геометрической степени сжатия, температура в конце такта впуска постоянная — 60 °С.

С уменьшением угла закрытия впускного клапана (с увеличением коэффициента At) КПД увеличивается за счет увеличения степени расширения. Надо иметь в виду, что в расчетах принималось, что эффективная степень сжатия сохраняется постоянной. В связи с этим и отмечается рост КПД с увеличением коэффициента At . В случае уменьшения угла закрытия впускного клапана при сохранении геометрической степени сжатия зависимость изменения КПД от сокращения длительности такта впуска будет иметь другой характер.

Различий между двумя способами управления клапанами (ЕСIV или LCIV) в эффективности относительно изменений КПД и снижения действительной степени сжатия практически нет. Но раннее закрытие впускного клапана позволяет существенно снизить температуру выпускных газов. С точки зрения воздействия на уровень T_{ex} раннее закрытие впускного клапана (ЕСIV) эффективнее способа с поздним закрытием (LCIV). Так при коэффициенте $At = 1, 2$ снижение T_{ex} составило 80–100 °С, при снижении количества теплоты, вынесенной с выпускными газами, на 15%.

Еще один резерв имеется для увеличения соотношения степени расширения к степени сжатия — это позднее открытие выпускного клапана. Можно предположить, что позднее открытие выпускного клапана должно способствовать снижению температуры отработавших газов, по крайней мере, в начале процесса выпуска. Кроме того, это обеспечит более выгодное соотношение эффективных степеней расширения и сжатия и соответствующее увеличение η_{iB} . Но при этом возможно ухудшение процессов газообмена и увеличение насосных потерь, что вызовет снижение η_{iN} . Количественная оценка влияния этих признаков на показатели двигателя рассмотрена ниже.

На рисунке 6 показано влияние угла открытия выпускного клапана на температуры T_b , T_{ex} , T_f и количество теплоты, уносимой из цилиндра с отработавшими газами Q_{ex} . Длительность открытия клапана изменялась таким образом, чтобы момент (по углу CA°) закрытия оставался неизменным.

Тенденция к снижению T_b , T_{ex} и Q_{ex} с уменьшением угла начала открытия выпускного клапана относительно НМТ прослеживается вполне однозначно до значений угла открытия 160–165 CA° .

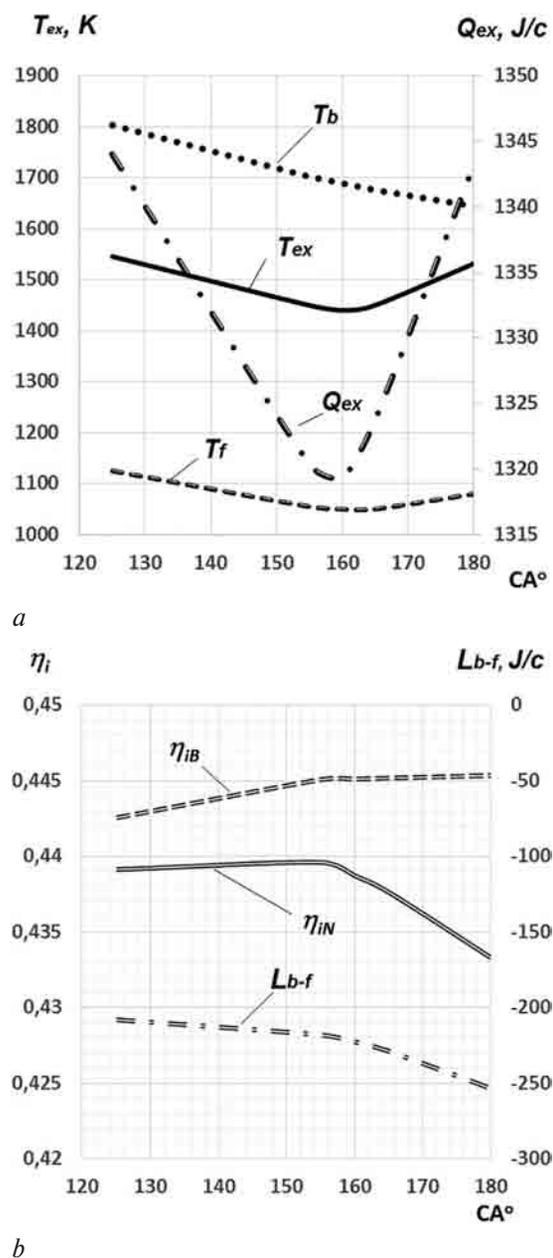


Рисунок 6 — Параметры процесса выпуска при различных углах закрытия выпускного клапана
Figure 6 — Parameters of exhaust process at different closing angles of exhaust valve

Оптимальное значение угла сокращения такта выпуска будет иметь место. При этом оптимальном значении достигаются наименьшие температура T_{ex} и количество теплоты, выводимой с отработавшими газами. Также при этом значении достигаются и наилучшие показатели p_{Ni} и η_{Ni} .

Дальнейшее уменьшение начала угла открытия выпускного клапана уже будет приводить не только к повышению T_{ex} и увеличению количества теплоты, выводимой с отработавшими газами, но и к более интенсивному увеличению насосных потерь.

На малых нагрузках влияние сокращения такта выпуска на снижение T_{ex} и Q_{ex} особого значения не имеет, но влияние этого воздействия было рас-

Таблица — Результаты расчета показателей цикла для двигателей мод. ОТТО и мод. СТДС
Table — Results of calculation of cycle parameters for engines of OTTO and CTDC models

Показатели	мод. ОТТО	мод. СТДС	Изменение
Степень сжатия геометрическая	12,5	17,5	—
Давление на впуске, бар	2,1	2,85	—
Угол закрытия впускного клапана, CA° после ВМТ	200	103	—
Угол открытия выпускного клапана, CA° до НМТ	55	20	—
Закрытие выпускного клапана, CA° после ВМТ	15	15	—
Начало сгорания, CA° до ВМТ	10	10	—
Фактическая степень сжатия	12,3	12,3	—
Индикаторный КПД «Нетто»	0,437	0,485	+11,1 %
Среднее индикаторное давление «Нетто»	22,39	22,39	—
Индикаторный КПД «Брутто»	0,442	0,493	+11,5 %
Среднее индикаторное давление «Брутто»	22,67	22,76	+0,36 %
Максимальное давление цикла p_2 , бар	104,4	123,7	+18,6 %
Максимальная температура цикла T_2 , К	2614	2399	-8,2 %
Температура в начале выпуска T_b , К	1802	1483	-17,7 %
Температура в конце выпуска T_c , К	1090	1103	+1,2 %
Средняя температура (интегральная) ОГ T_{ex} , К	1426	1226	-14,0 %
Количество теплоты с отработавшими газами, Дж	1546	1324	-14,3 %
Работа такта впуска, Дж	223,4	285,4	+27,7 %
Работа такта сжатия, Дж	-834,6	-915,9	+9,7 %
Работа рабочего такта, Дж	3347	3438	+2,7 %
Работа такта выпуска, Дж	-254,6	-325,8	+27,9 %
Теплота, введенная в цикл с топливом, Дж	5684	5116	-10 %

смотрено. Установлено, что сокращение такта выпуска практически не сказывается на показателях двигателя на малых нагрузках.

Очевидно, что сочетание раннего закрытия впускного клапана с поздним открытием выпускного клапана (цикл СТДС) может дать ощутимый эффект в части снижения температур отработав-

Т, К

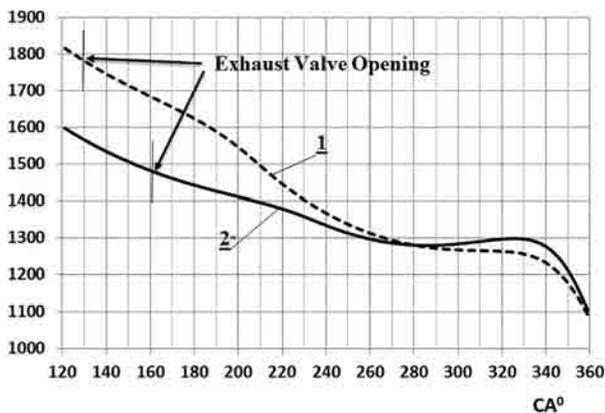


Рисунок 7 — Изменение температуры в цилиндре на такте выпуска, CA°: 1 — газовый двигатель мод. ОТТО; 2 — газовый двигатель мод. СТДС

Figure 7 — Temperature change in cylinder on exhaust stroke, CA°: 1 — gas engine of OTTO model; 2 — gas engine of CTDC model

ших газов и теплонапряженности выпускной системы [11].

В таблице показаны результаты расчета показателей газового двигателя, конвертированного из дизельного двигателя путем снижения геометрической степени сжатия с сохранением «штатных» фаз газораспределения (мод. ОТТО) в сравнении с газовым двигателем с укороченными фазами

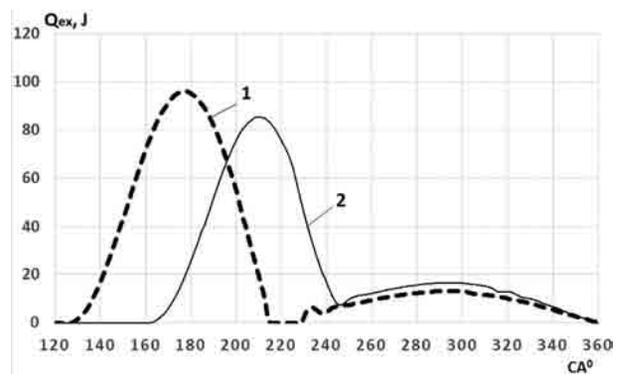


Рисунок 8 — Изменение количества теплоты, выбрасываемой из цилиндра на такте выпуска: 1 — газовый двигатель мод. ОТТО; 2 — газовый двигатель мод. СТДС

Figure 8 — Change in amount of heat emitted from cylinder on exhaust stroke: 1 — gas engine of OTTO model; 2 — gas engine of CTDC model

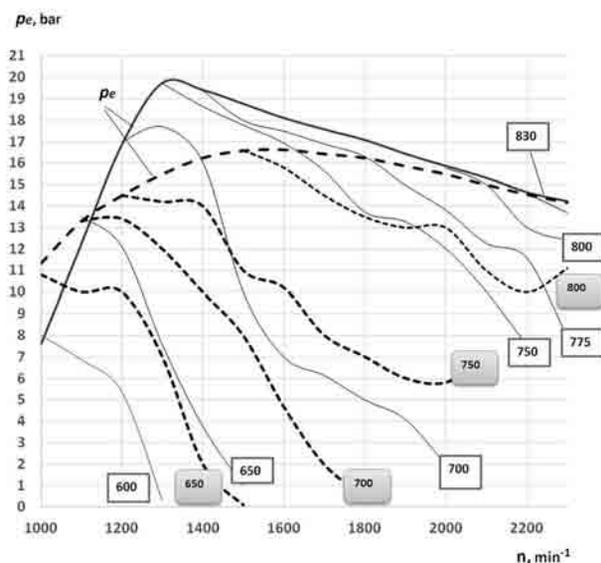


Рисунок 9 — Многопараметровая характеристика газовых двигателей по температуре отработавших газов перед ТКР (°C): сплошные линии — двигатель мод. СТДС; пунктирные — двигатель мод. ОТТО
Figure 9 — Multiparameter characterization of gas engines on temperature of exhaust gases before to turbocompressor (°C): full lines — gas engine of CTDC model; dashed lines — gas engine of OTTO model

впуска и выпуска (мод. СТДС) и с сохранением высокой геометрической степени сжатия. Расчеты проводились при условии, что среднее эффективное давление p_{eN} и эффективная степень сжатия для двух двигателей будут одинаковы.

Характер изменения температур на такте выпуска показан на рисунке 7, а характер изменения количества теплоты — на рисунке 8.

Основной результат проведенных исследований состоит в том, что в двигателе мод. СТДС по сравнению с двигателем мод. ОТТО достигается снижение температуры в начале такта выпуска более чем на 300 °C. Максимальная температура цикла снижается более чем на 200 °C. Средняя температура ОГ снижается более чем на 150 °C. Общее количество теплоты, уносимой с отработавшими газами снижается на 10%.

Много это или мало? Вернемся к изначально поставленной задаче, а именно: насколько можно форсировать газовый двигатель по мощностным показателям за счет изменения фаз кулачков распределительного вала.

Проверка выдвинутых предположений проводилась на шестицилиндровом рядном двигателе рабочим объемом 6,65 л.

Первая модификация газового двигателя конвертирована по традиционному способу с уменьшением геометрической степени сжатия ($\epsilon_g = 12,5$). Распределительный вал сохранен неизменным от базового дизельного двигателя (двигатель мод. ОТТО).

Во второй модификации (двигатель мод. СТДС) геометрическая степень сжатия оставлена без из-

менений по сравнению с базовым дизельным двигателем ($\epsilon_g = 17,5$), а кулачки впускных и выпускных клапанов были перепрофилированы.

Результаты испытаний двух газовых двигателей показаны на рисунке 9. Можно однозначно отметить, газовый двигатель СТДС за счет применения модифицированного распределительного вала позволил достичь более высоких значений среднего эффективного давления в том случае, когда ставится условие не превышать допустимый уровень температур отработавших газов перед ТКР. Как правило, максимальная длительная допустимая температура не должна быть выше 750 °C, и кратковременно — 850 °C.

Улучшение топливной экономичности составило в среднем 11–14%. Но важно и другое. На средних нагрузочных режимах, наиболее вероятных в условиях эксплуатации, улучшение топливной экономичности можно ожидать до 20–25%.

Оптимизация фаз кулачков распределительного вала позволяет на режимах полных нагрузок снизить теплонапряженность выпускных клапанов и выпускной системы двигателя, что позволит при сохранении требований по температуре отработавших газов к выпускным клапанам и ТКР увеличить среднее эффективное давление на 15–20%.

Оптимизация фаз кулачков распределительного вала для газовых двигателей является одним из действенных факторов воздействия на T_{ex} . А в случае отказа от применения рециркуляции отработавших газов, может быть даже и единственным.

Работа выполнена в рамках Соглашения с Минобрнауки России о предоставлении субсидии. № 14.626.21.0005 от 23 октября 2017 г. Уникальный идентификатор ПНИ (проекта) RFMEF162617X0005. (шифр заявки «2014-14-582-0001-92»).

Список литературы

1. Measured and Predicted Performance of a Downsized, Medium Duty, Natural Gas Engine [Electronic resource] / R. Draper [et al.] // SAE Technical Paper 2017-01-0775. — 2017. — Mode of access: <https://doi.org/10.4271/2017-01-0775>. — Date of access: 21.07.2018.
2. Methane Number Effect on the Efficiency of a Downsized, Dedicated, High Performance Compressed Natural Gas (CNG) Direct Injection Engine [Electronic resource] / U. Kramer [et al.] // SAE Technical Paper 2017-01-0776. — 2017. — Mode of access: <https://doi.org/10.4271/2017-01-0776>. — Date of access: 25.07.2018.
3. Oliver, N. Realizing Stoichiometric, Natural Gas-Fueled Combustion in Diesel Engines [Electronic resource] / N. Oliver, C. Edwards // SAE Technical Paper 2018-01-1148. — 2018. — Mode of access: <https://doi.org/10.4271/2018-01-1148>. — Date of access: 29.07.2018.
4. Development of a High Performance Natural Gas Engine with Direct Gas Injection and Variable Valve Actuation [Electronic resource] / M. Baratta [et al.] // SAE Int. J. Engines 10(5):2535-2551. — 2017. — Mode of access: <https://doi.org/10.4271/2017-24-0152>. — Date of access: 05.08.2018.
5. Numerical Simulations of Mixture Formation in Combustion Chambers of Lean-Burn Natural Gas Engines Incorporating a Sub-Chamber [Electronic resource] / Y. Nada [et al.] // SAE Technical Paper 2017-01-2280. — 2017. — Mode of access:

- <https://doi.org/10.4271/2017-01-2280>. — Date of access: 07.08.2018.
6. Numerical Investigation of Direct Gas Injection in an Optical Internal Combustion Engine / A. Deshmukh [et al.] // SAE Technical Paper 2018-01-0171. — 2018. — Mode of access: <https://doi.org/10.4271/2018-01-0171>. — Date of access: 10.08.2018.
 7. Mattson, J. Comparison of Engine Operational Modes with Respect to Compression Ignition Engine Knock [Electronic resource] / J. Mattson, C. Depcik // SAE Technical Paper 2018-01-0219. — 2018. — Mode of access: <https://doi.org/10.4271/2018-01-0219>. — Date of access: 11.08.2018.
 8. Ferrera, M. Highly Efficient Natural Gas Engines Knock [Electronic resource] / M. Ferrera // SAE Technical Paper 2017-24-0059. — 2017. — Mode of access: <https://doi.org/10.4271/2017-24-0059>. — Date of access: 11.08.2018.
 9. Experimental Study on Combustion Characteristics of Methane/Gasoline Dual-Fuel in a SI Engine at Different Load Conditions [Electronic resource] / J. Pan [et al.] // SAE Technical Paper 2018-01-1140. — 2018. — Mode of access: <https://doi.org/10.4271/2018-01-1140>. — Date of access: 14.08.2018.
 10. Lee, T. Study on Auto-Ignition Characteristics of High Pressure Methane Jet for Compression Ignition Engine Application / T. Lee, H. Min, H. Song // SAE Technical Paper 2018-01-0274. — 2018. — Mode of access: <https://doi.org/10.4271/2018-01-0274>. — Date of access: 15.08.2018.
 11. Miller, R.H. Supercharging and internally cooling for high output / R.H. Miller // ASME Transactions. — 1947. — № 69. — Pp. 453–464.
 12. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов [и др.]; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. — М.: Машиностроение, 1983. — 372 с.
 13. Vibe, I.I. Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren / I.I. Vibe; Übersetzung aus dem Russischen. — Berlin: VEB Verlag Technik, 1970. — 286 p.
 14. Pischinger, S. Verbrennungsmotoren. Band I. Lehrstuhl fuer Verbrennungskraftmaschinen / S. Pischinger. — Aachen: Rheinisch-Westfaelische Technische Hochschule Aachen, 2009. — 76 p.
 15. Kuleshov, A.S. Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in DI diesel engines over whole operating range / A.S. Kuleshov // SAE Tech. Pap. Ser. 2005-01-2119. — Pp. 1–16.
 16. Бахрамов Э.В., Зленко М.А., Теренченко А.С., Науверк А. Индикаторное давление и механический КПД // Труды НАМИ. — 2017. — № 3 (270). — С. 6–15.

BAKHMUTOV Sergey V., D. Sc. in Eng., Prof.

Deputy CEO for Science¹

E-mail: s.bakhmutov@nami.ru

KOZLOV Andrey V., D. Sc. in Eng.

Head of the Department of Theory, Work Processes and Simulation of Powerplants of the Department “Energy Saving Technologies and Alternative Fuels” of the Center of “Powerplants”¹

LUKSHO Vladislav A., D. Sc. in Eng.

Head of the Department “Energy Saving Technologies and Alternative Fuels” of the Center of “Powerplants”¹

TERENCHENKO Aleksey S., Ph. D. in Eng.

Director of the Center of “Powerplants”¹

E-mail: terenchenko@nami.ru

¹State Research Center of the Russian Federation FSUE “NAMI”, Moscow, Russia

Received 03 September 2018.

PROBLEMATIC ISSUES OF CREATION OF HIGH-POWERED GAS AND GAS-DIESEL ENGINES

The creation of modern high-powered gas and gas-diesel engines is associated with the solution of two main tasks – the elimination of abnormal combustion and reduction of engine thermal factor. The paper discusses ways to reduce exhaust gas temperatures, methods to eliminate hot-tube ignition and detonation in single fuel gas engines. The ways of reducing exhaust gas temperatures, reducing the thermal factor of diesel injectors (pressure, duration of injection) and detonation issues in two-fuel gas-diesel engines are considered. The results of computational and experimental studies are presented. It is shown that due to the optimization of intake systems, fuel supply and control algorithms it is possible to significantly reduce the thermal stress of gas and gas-diesel engines, while ensuring the achievement of high values of the average effective cycle pressure up to 28 bar and the achievement of high volume power up to 43 kW/l.

Keywords: gas engine, working process, camshaft cam phases, exhaust gas temperature, heat stress of a gas engine, calculation research, Miller's cycle, experimental research, gas-diesel engines, fuel supply system

References

1. Draper R., Lenski B., Foltz F.-J., Beazley R., Tenny W. *Measured and Predicted Performance of a Downsized, Medium Duty, Natural Gas Engine*. SAE Technical Paper, no. 2017-01-0775, 2017. Available at: <https://doi.org/10.4271/2017-01-0775> (accessed 21 July 2018).
2. Kramer U., Lorenz T., Hofmann C., Ruhland H., Klein R., Weber C. *Methane Number Effect on the Efficiency of a Downsized,*

- Dedicated, High Performance Compressed Natural Gas (CNG) Direct Injection Engine*. SAE Technical Paper, no. 2017-01-0776, 2017. Available at: <https://doi.org/10.4271/2017-01-0776> (accessed 25 July 2018).
3. Oliver N., Edwards C. *Realizing Stoichiometric, Natural Gas-Fueled Combustion in Diesel Engines*. SAE Technical Paper, no. 2018-01-1148, 2018. Available at: <https://doi.org/10.4271/2018-01-1148> (accessed 29 July 2018).
 4. Baratta M., Misul D., Xu J., Fuehrer A., Heindl R., Peletto C., Preuhs J., Salemi P. Development of a High Performance Natural Gas Engine with Direct Gas Injection and Variable Valve Actuation. *SAE International Journal of Engines*, 2017, no. 10(5), pp. 2535–2551.
 5. Nada Y., Morimoto S., Kidoguchi Y., Kaya R., Nakano H., Kobayashi S. *Numerical Simulations of Mixture Formation in Combustion Chambers of Lean-Burn Natural Gas Engines Incorporating a Sub-Chamber*. SAE Technical Paper, no. 2017-01-2280, 2017. Available at: <https://doi.org/10.4271/2017-01-2280> (accessed 07 August 2018).
 6. Deshmukh A.Y., Falkenstein T., Pitsch H., Khosravi M., van Bebber D., Klaas M., Schroeder W. *Numerical Investigation of Direct Gas Injection in an Optical Internal Combustion Engine*. SAE Technical Paper, no. 2018-01-0171, 2018. Available at: <https://doi.org/10.4271/2018-01-0171> (accessed 10 August 2018).
 7. Mattson J.M.S., Depcik C. *Comparison of Engine Operational Modes with Respect to Compression Ignition Engine Knock*. SAE Technical Paper, no. 2018-01-0219, 2018. Available at: <https://doi.org/10.4271/2018-01-0219> (accessed 11 August 2018).
 8. Ferrera M. *Highly Efficient Natural Gas Engines Knock*. SAE Technical Paper, no. 2017-24-0059, 2017. Available at: <https://doi.org/10.4271/2017-24-0059> (accessed 11 August 2018).
 9. Pan J., Wei H., Shu G.-Q., Feng D. *Experimental Study on Combustion Characteristics of Methane/Gasoline Dual-Fuel in a SI Engine at Different Load Conditions*. SAE Technical Paper, no. 2018-01-1140, 2018. Available at: <https://doi.org/10.4271/2018-01-1140> (accessed 14 August 2018).
 10. Lee T., Min H., Song H.H. *Study on Auto-Ignition Characteristics of High Pressure Methane Jet for Compression Ignition Engine Application*. SAE Technical Paper, no. 2018-01-0274, 2018. Available at: <https://doi.org/10.4271/2018-01-0274> (accessed: 15 August 2018).
 11. Miller R.H. Supercharging and internally cooling for high output. *ASME Transactions*, 1947, no. 69, pp. 453–464.
 12. Vyubov D.N., Ivashchenko N.A., Ivin V.I., Kruglov M.G., Leonov O.B., Mednov A.A., Mizernyuk G.N., Orlin A.S., Roganov S.G. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Teoriya porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley* [Internal combustion engines. Theory of piston and combined engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 372 p.
 13. Vibe I.I. *Novoe o rabochem tsikle dvigateley* [News about engines operating cycle]. Moscow, Sverdlovsk, Mashgiz Publ., 1962. 271 p.
 14. Pischinger S. *Verbrennungsmotoren. Band I. Lehrstuhl fuer Verbrennungskraftmaschinen*. Aachen, Rheinisch-Westfaelische Technische Hochschule Aachen Publ., 2009. 76 p.
 15. Kuleshov A.S. Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in DI diesel engines over whole operating range. *SAE Technical Paper*, no. 2005-01-2119, 2005.
 16. Bakhramov E.V., Zlenko M.A., Terenchenko A.S., Nauverk A. Indikatornoe davlenie i mekhanicheskiy KPD [Indicator pressure and mechanical coefficient of efficiency]. *Trudy NAMI* [Proc. NAMI], 2017, no. 3(270), pp. 6–15.