

# ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГАЗОДИЗЕЛЯ

## PHYSICAL MODELING OF GAS-DIESEL ENGINE OPERATIONAL PROCESS

**М.Г. ШАТРОВ**, Д.Т.Н.

**А.С. ХАЧИЯН**, К.Т.Н.

**В.В. СИНЯВСКИЙ**, К.Т.Н.

**И.Г. ШИШЛОВ**, К.Т.Н.

**А.В. ВАКУЛЕНКО**

Московский автомобильно-дорожный государственный  
технический университет (МАДИ), Москва, Россия,  
sinvlad@mail.ru

**M.G. SHATROV**, DSc in Engineering

**A.S. KHACHIYAN**, PhD in Engineering

**V.V. SINYAVSKIY**, PhD in Engineering

**I.G. SHISHLOV**, PhD in Engineering

**A.V. VAKULENKO**

Moscow Automobile And Road Construction State Technical  
University (MADI), Moscow, Russia, sinvlad@mail.ru

Перевод двигателей на питание природным газом актуален в связи с меньшей стоимостью газового топлива и улучшением экологических показателей. В рамках проводимых в МАДИ работ по созданию высоко- и среднеоборотных транспортных двигателей, питаемых природным газом, были разработаны и изготовлены система электронного управления и модульная система питания газом газодизеля. Такой подход позволил использовать три модуля для обеспечения питанием среднеоборотного газодизеля 6ЧН20/28 и один модуль – для высокооборотного газодизеля 6ЧН10,7/12,4. С целью экспериментальной отработки систем в МАДИ выполнена конвертация дизеля 6ЧН10,7/12,4 в газодизель с минимизированной запальной порцией дизельного топлива, подаваемого системой Common Rail. Калибровка систем газодизеля проводилась с использованием результатов экспериментальных исследований и расчетного комплекса, разработанного в МАДИ для моделирования рабочего процесса газодизеля. Стендовые испытания высокооборотного газодизеля показали, что разработанные системы питания газом и электронного управления позволяют получить большую долю замещения газом дизельного топлива (от 5 % на полных нагрузках до 33 % на малых), высокие эффективные показатели, а также заметное снижения выбросов NOx и CO2. На малых частотах вращения не удалось получить такого же высококрутящего момента, как у базового дизеля. Проведены сравнительные расчеты показателей среднеоборотного газодизеля 6ЧН20/28 и высокооборотного газодизеля 6ЧН10,7/12,4 при сходных условиях (одинаковой средней скорости поршня, среднего эффективного давления и давления наддувочного воздуха), показавшие близкие индикаторные показатели, что позволяет ожидать эффективности применения на среднеоборотном газодизеле систем питания топливом и электронного управления, разработанных для высокооборотного газодизеля, после их соответствующей адаптации.

**Ключевые слова:** конвертация двигателя, высокооборотный газодизель, среднеоборотный газодизель, система питания газом, система электронного управления, стендовые испытания, моделирование.

Conversion of engines to natural gas feeding is actual due to the lower cost of gas fuel and improvement of environmental performance. Within the works on creation of high- and medium-speed transport engines powered by natural gas conducted at MADI, an electronic control system and a modular gas supply system for a gas-diesel were developed and manufactured. This approach allowed using of three modules for feeding of the medium-speed gas diesel 6ChN20/28 and one module for the high-speed gas diesel 6ChN10.7/12.4. For experimental testing of the systems, at MADI there was made the conversion of the 6ChN10.7/12.4 diesel into a gas-diesel with a minimized igniting portion the diesel fuel supplied by the Common Rail system. Calibration of gas-diesel systems was carried out using the results of experimental studies and the computational complex developed at MADI for modeling of working process of a gas-diesel engine. Bench tests of the high-speed gas diesel showed that the developed systems of gas supply and electronic control allow obtaining of a large portion of gas substitution of diesel fuel (from 5 % for full loads to 33 % for small ones), high effective indicators, and notable reduction of NOx and CO2 emissions. It was not possible to obtain the high level of torque as for the base diesel engine, at low speeds. Comparative calculations of the medium-speed gas diesel engine 6ChN20/28 and high-speed gas diesel engine 6ChN10.7/12.4 were carried out under similar conditions (the same average piston velocity, mean effective pressure and charge air pressure), which showed close indicator values, that allows to expect the efficiency of the medium-speed gas diesel systems of fuel supply and electronic controls designed for high-speed gas diesel engines after their respective adaptation.

**Keywords:** engine conversion, high-speed gas diesel, medium-speed gas diesel, gas supply system, electronic control system, bench tests, simulation.

## Введение

Известно, что применение газового топлива в ДВС позволяет уменьшить затраты на топливо, снизить шум, выбросы  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}$ , частиц и  $\text{CO}_2$ . В МАДИ накоплен многолетний опыт конвертации высокооборотных дизелей КАМАЗ в газовые двигатели с искровым зажиганием. В настоящее время в рамках работ по созданию современных высоко- и среднеоборотных транспортных двигателей, питаемых природным газом, МАДИ занимается разработкой систем питания и электронного управления для таких двигателей.

Предварительно выполнен анализ с целью определения наиболее эффективных методов конвертации средне- и высокооборотных транспортных двигателей для работы на природном газе [1]. Для таких двигателей газодизельный процесс представляется более перспективным, чем чисто газовый с искровым зажиганием, в связи с получением лучшей топливной экономичности, а также поскольку в этом случае нет ограничений, связанных с детонацией, которые особенно сильно проявляются по мере увеличения размеров цилиндров и роста степени форсирования. При сохранении топливоподающей аппаратуры конвертируемого дизеля и подачи в цилиндры запальной дозы дизельного топлива удастся заместить часть дизельного топлива газом, улучшить по сравнению с базовым дизелем топливную экономичность и снизить токсичные выбросы. Так, у газодизеля ЯМЗ 236Д трактора РТМ-160 запальная доза дизельного топлива составляет 30 % от номинальной при работе в дизельном режиме [2], а у газодизеля ДМ самосвалов БелАЗ удалось уменьшить запальную дозу дизельного топлива до 18 % и снизить выбросы частиц в 5 раз,  $\text{CO}$  – в 2–3 раза,  $\text{NO}_x$  – в 1,3–1,4 раза [3]. В целом, у таких газодизелей доля замещения дизельного топлива газом получается не очень большой (40–60 %), так как они запускаются и работают на холостом ходу на дизельном топливе.

По мнению А.А. Капустина [4], минимальная запальная доза дизельного топлива 20–25 % определяется минимальным количеством топлива, которое может устойчиво подавать ТНВД традиционного типа. Если на двигателе установить специальный ТНВД только для впрыска запального жидкого топлива, можно обеспечить устойчивую работу при запальной дозе топлива 3–5 %.

Наконец, возможен инновационный процесс, при котором происходит воспламенение

газовоздушной смеси запальной порцией тонко распыленного дизельного топлива, подаваемого системой Common Rail, когда при правильной организации рабочего процесса доза дизельного топлива может быть доведена до 5 % от общей цикловой подачи дизельного и газового топлива. Причем доля дизельного топлива остается низкой и при снижении нагрузки.

## Цель исследования

По результатам проведенного анализа была поставлена цель создания систем питания топливом и электронного управления для высоко- и среднеоборотного газодизеля «нового поколения» с воспламенением газа минимизированной порцией дизельного топлива, подаваемого системой Common Rail.

Поскольку отсутствовала возможность проведения экспериментальных работ на среднеоборотном дизеле, было решено конвертировать высокооборотный дизель Камминс-КАМА 6ЧН10,7/12,4 в газодизель путем формирования его систем питания газом и электронного управления с последующей калибровкой этих систем на основе экспериментальных исследований и моделирования. Разработанные системы имеют архитектуру, позволяющую применять их на среднеоборотном газодизеле 6ЧН20/28 после соответствующей адаптации.

## Разработка систем питания газом и управления

Предложена система питания газом газодизеля, состоящая из нескольких модулей, соединенных между собой. Каждый газовый модуль обеспечивает редуцирование и подачу природного газа. Это позволяет использовать в зависимости от размерности газодизеля соответствующее количество модулей. Так, для газодизеля 6ЧН10,7/12,4 требуется один модуль, а для газодизеля 6ЧН20/28 – 3 модуля. Экспериментальный образец системы подачи газа (рис. 1) обеспечивает подачу природного газа для газодизеля с внешним смесеобразованием с рабочим давлением 1 МПа. По своим конструктивным признакам данная система относится к газовым редуцирующим топливным системам с электроуправляемыми дозаторами природного газа. Для подачи запальной порции дизельного топлива использовалась штатная аккумуляторная топливная система дизеля 6ЧН10,7/12,4 с электрогидроуправляемыми форсунками.

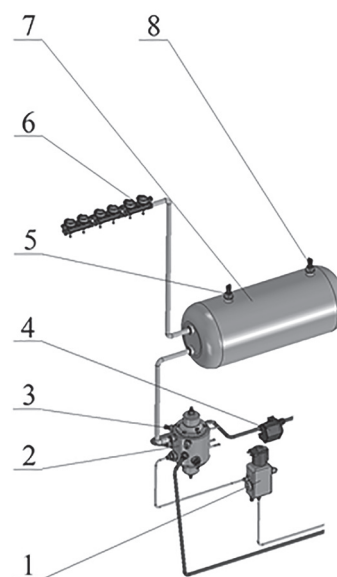
Экспериментальный образец системы электронного управления подачей и воспламенения газовых топлив для 6-цилиндрового газодизеля (рис. 2) на основании данных, получаемых от информационных элементов систем подачи газа и запальной порции дизельного топлива, формирует электрические импульсы управления исполнительными элементами этих систем, обеспечивает синхронизацию и распределение импульсов управления по цилиндрам в соответствии с режимом работы двигателя.

### Проведение расчетного моделирования

Использовался разработанный в МАДИ программный комплекс для расчетов показателей газодизеля [5].

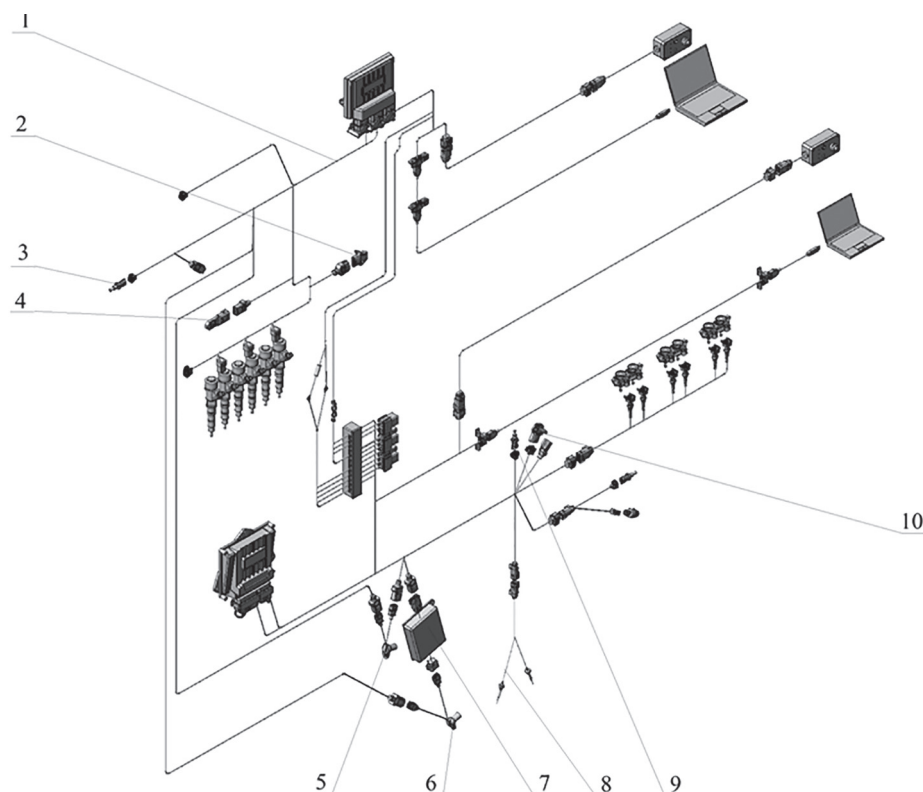
Проводились следующие серии расчетов:

- расчеты рабочего процесса газодизеля 6ЧН10,7/12,4 в широком диапазоне частот вращения и нагрузок, необходимые для калибровки систем питания газом и электронного управления, а также для анализа полученных экспериментальных показателей данного газодизеля;



**Рис. 1. Схема системы подачи природного газа на стендовой установке газодизеля:**

1 – магистральный электромагнитный клапан высокого давления; 2 – двухступенчатый газовый редуктор; 3 – датчики температуры газа в редукторе; 4 – регулятор теплоносителя; 5 – датчик давления газа; 6 – газовые форсунки; 7 – газовый ресивер; 8 – датчик температуры газа



**Рис. 2. Экспериментальная система электронного управления подачей и воспламенения газового топлива для газодизеля:** 1 – информационно-вычислительный блок (ИВБ-ГД); 2, 10 – датчик температуры и давления во впускном коллекторе; 3, 9 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 4 – датчик барометрической коррекции; 5 – датчик положения коленчатого вала; 6 – датчик положения распределительного вала; 7 – адаптер сигналов датчиков положения распределительного вала; 8 – блок термопар

- сравнительные расчеты показателей высокооборотного газодизеля 6ЧН10,7/12,4 и среднеоборотного газодизеля 6ЧН20/28 при сходных условиях работы для оценки возможности успешного использования на среднеоборотном газодизеле решений, принятых при разработке систем питания топливом и электронного управления высокооборотного газодизеля.

Было сделано предположение, что индикаторные показатели газодизелей большой и малой размерности могут быть близкими при следующих одинаковых параметрах:

- средняя скорость поршня  $C_n$ ;
- среднее эффективное давление  $p_e$ ;
- давление наддува  $p_s$  и полученные вследствие этого близкие значения коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ ;
- параметры тепловыделения по формуле И.И. Вибе (для двух рассчитываемых величин средней скорости поршня 9,33 и 5,88 м/с принимались значения длительности тепловыделения  $\varphi_z = 50^\circ$  и  $40^\circ$  поворота коленчатого вала и показатель тепловыделения  $m = 1$ ).

Предположение о возможности получения близких индикаторных показателей у двигателей, значительно различающихся размерами, при указанных выше сходных условиях основано на возможности получения близких значений относительных потерь теплоты в стенке цилиндров так как:

- при увеличении размеров цилиндров количество рабочего тела растёт пропорционально увеличению размеров цилиндров в третьей степени, а площадь – во второй степени, что обуславливает у двигателя большого размера снижение относительных потерь теплоты в стенку из-за уменьшения относительной площади теплообмена;
- у двигателя малого размера при неизменной длительности тепловыделения в градусах поворота коленчатого вала и при одинаковой средней скорости поршня в силу большей частоты вращения относительные потери теплоты в стенку снижаются из-за уменьшения времени контакта горячего рабочего тела со стенками цилиндра.

Вначале моделировалась работа газодизеля 6ЧН20/28 при двух частотах вращения 1000 и 630 мин<sup>-1</sup> (что соответствовало величинам средней скорости поршня  $C_n = 9,33$  и 5,88 м/с) на

полной и частичной нагрузках. На номинальном режиме доля дизельного топлива принималась равной 5 % от общей цикловой подачи, и далее цикловая подача дизельного топлива для всех остальных режимов оставалась неизменной, а менялась только цикловая подача газового топлива. Для каждого режима подбирались оптимальный по топливной экономичности угол опережения воспламенения. Затем были проведены аналогичные расчеты для газодизеля 6ЧН10,7/12,4. Частоты вращения определялись из условий равенства средней скорости поршня. Одинаковое давление наддува обеспечивалось за счет изменения минимального эффективного проходного сечения турбины.

### Результаты исследования и их обсуждение

Результаты испытаний газодизеля 6ЧН10,7/12,4 по точкам скоростной и нагрузочной характеристик представлены на рис. 3 и 4. Здесь приводятся величины среднего эффективного давления  $p_e$ , давления наддувочного воздуха  $p_s$  и газов перед турбиной  $p_t$ , коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , расхода воздуха  $G_b$ , дизельного топлива  $G_t$  и газа  $G_r$ , температуры наддувочного воздуха  $T_s$  и индикаторного КПД  $\eta_e$ .

Как видно из рис. 3, на малых частотах вращения не удалось достичь высоких величин  $p_e$ . Это может объясняться снижением коэффициента избытка воздуха газодизеля из-за частичного замещения воздуха газом, а также тем, что в дизеле все топливо находится в камере сгорания, а в газодизеле газ заполняет зазоры между поршнем-гильзой и поршнем-головкой цилиндров и сгорает не полностью. Высокий эффективный КПД газодизеля  $\eta_e = 0,43$  получен в диапазоне частот вращения 1300–1600 мин<sup>-1</sup>. При минимальной частоте вращения экспериментальное значение  $\eta_e = 0,34$  заметно меньше расчетного  $\eta_e = 0,42$ . Это может объясняться неполным сгоранием топлива в зазорах, что особенно заметно влияет на малых частотах вращения, когда турбулизация заряда снижается. При расчетах последствия попадания топлива в зазоры не учитывались.

Поскольку измеренный расход воздуха газодизеля меньше, чем базового дизеля примерно на 8 %, некоторое повышение крутящего момента на малых частотах вращения можно получить подбором турбокомпрессора, обеспечивающего больший расход воздуха. Дальнейшее повышение крутящего момента может



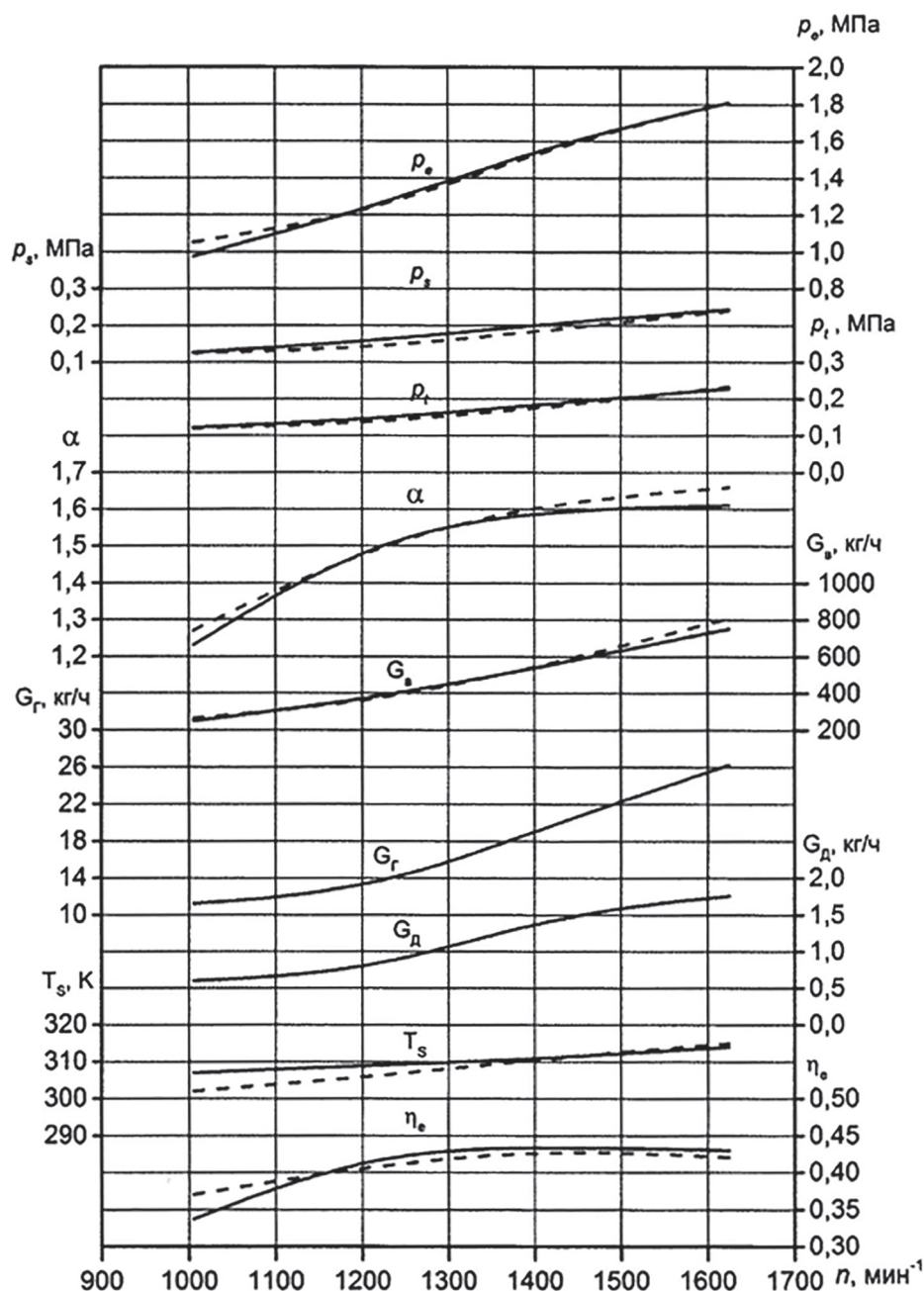


Рис. 3. Внешняя скоростная характеристика газодизеля 6ЧН10,7/12,4:

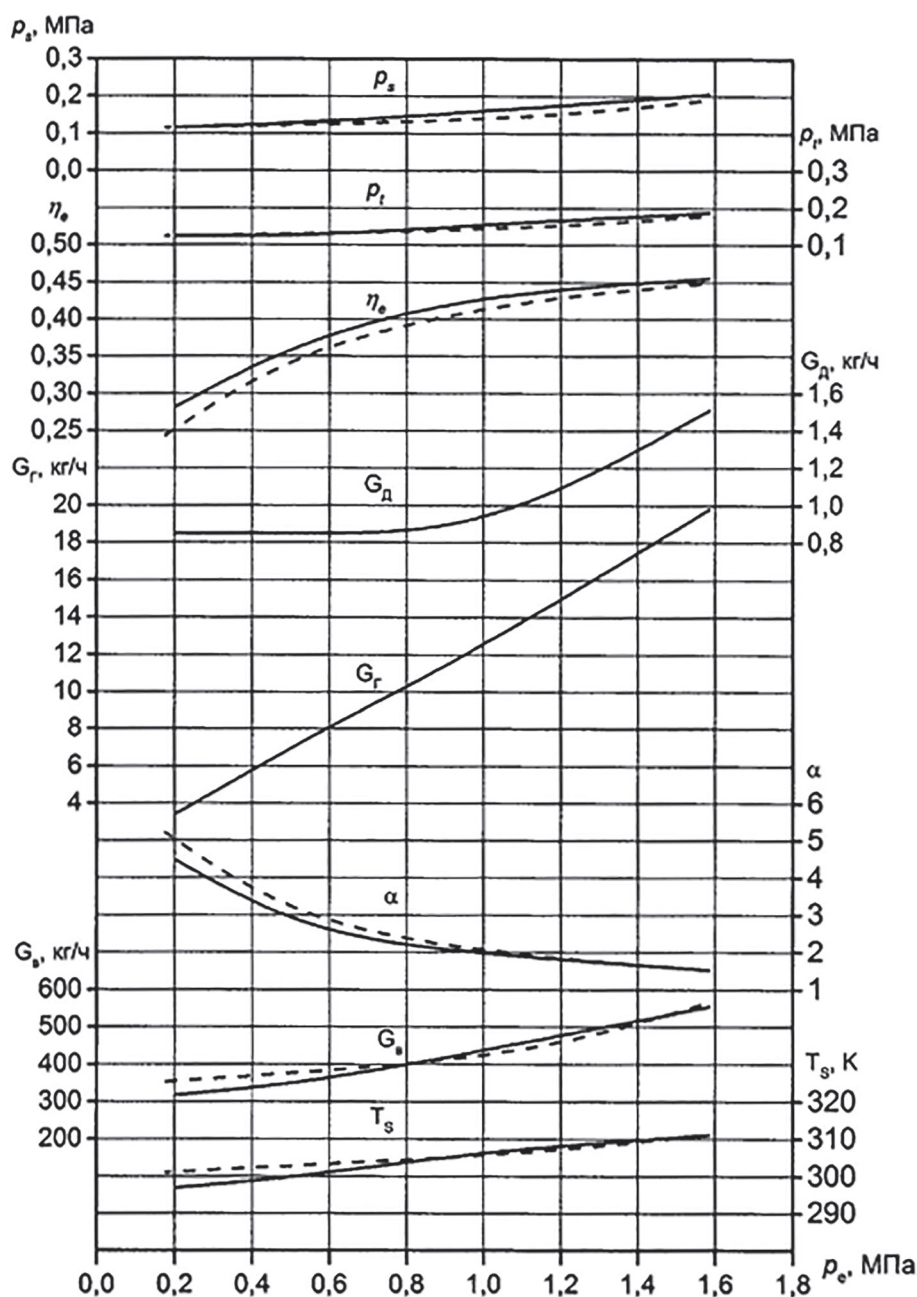
— расчет; ---- эксперимент

быть достигнуто изменением формы камеры сгорания в поршне, что требует проведения дополнительных исследований.

На рис. 5. приводится сравнение ряда показателей газодизеля и базового дизеля 6ЧН10,7/12,4 при трех частотах вращения и двух нагрузках – максимальной и частичной (30–40 % от максимальной). Здесь указана доля запальной порции дизельного топлива по отношению к общему количеству топлива. На полных нагрузках доля дизельного топлива составляет 4,5–6,2 %, а на малых равна 8,7–8,9 %. На холостом ходу доля дизельного топлива

равна 33 %. Эффективный КПД газодизеля в среднем на 3 % выше, чем базового дизеля. Получено среднее снижение  $\text{CO}_2$  на 1,17 и 1,46 %, а  $\text{NO}_x$  – на 1,52 и 7,4 %, соответственно, на полных и частичных нагрузках.

Результаты сравнительных расчетов высокооборотного газодизеля 6ЧН10,7/12,4 и среднеоборотного газодизеля 6ЧН20/28 при одинаковых величинах средней скорости поршня, среднего эффективного давления и давления наддува приводятся в табл. 1, где кроме упомянутых ранее параметров представлены величины отношения потерь теплоты в стенки

Рис. 4. Нагрузочная характеристика газодизеля 6ЧН10,7/12,4 при  $n = 1420 \text{ мин}^{-1}$ :

— расчет; ---- эксперимент

Таблица 1

Сравнение индикаторных показателей среднеоборотного и высокооборотного газодизелей при двух значениях средней скорости поршня и двух нагрузках

Среднее эффективное давление, МПа	Давление наддува, МПа	Коэффициент избытка воздуха	Индикаторный КПД	Относительные потери теплоты в стенке	Фактор тепловой напряженности, кВт/м <sup>2</sup>	Максимальное давление сгорания, МПа
Среднеоборотный газодизель 6ЧН20/28. $C_n=9,33 \text{ м/с}$ , $n=1000 \text{ мин}^{-1}$						
2,00	0,3	2,21	0,493	0,119	758	18,0
0,80	0,154	2,53	0,495	0,132	429	8,85
Высокооборотный газодизель 6ЧН10,7/12,4. $C_n=9,33 \text{ м/с}$ , $n=2258 \text{ мин}^{-1}$						
2,00	0,30	2,18	0,490	0,125	906	17,8
0,80	0,154	2,50	0,493	0,138	482	8,73
Среднеоборотный газодизель 6ЧН20/28. $C_n=5,88 \text{ м/с}$ , $n=630 \text{ мин}^{-1}$						
1,60	0,17	1,50	0,46	0,167	505	11,8
0,80	0,11	1,70	0,46	0,176	307	6,90
Высокооборотный газодизель 6ЧН10,7/12,4. $C_n=5,88 \text{ м/с}$ , $n=1423 \text{ мин}^{-1}$						
1,60	0,17	1,48	0,458	0,179	590	11,6
0,80	0,11	1,67	0,46	0,187	355	6,70

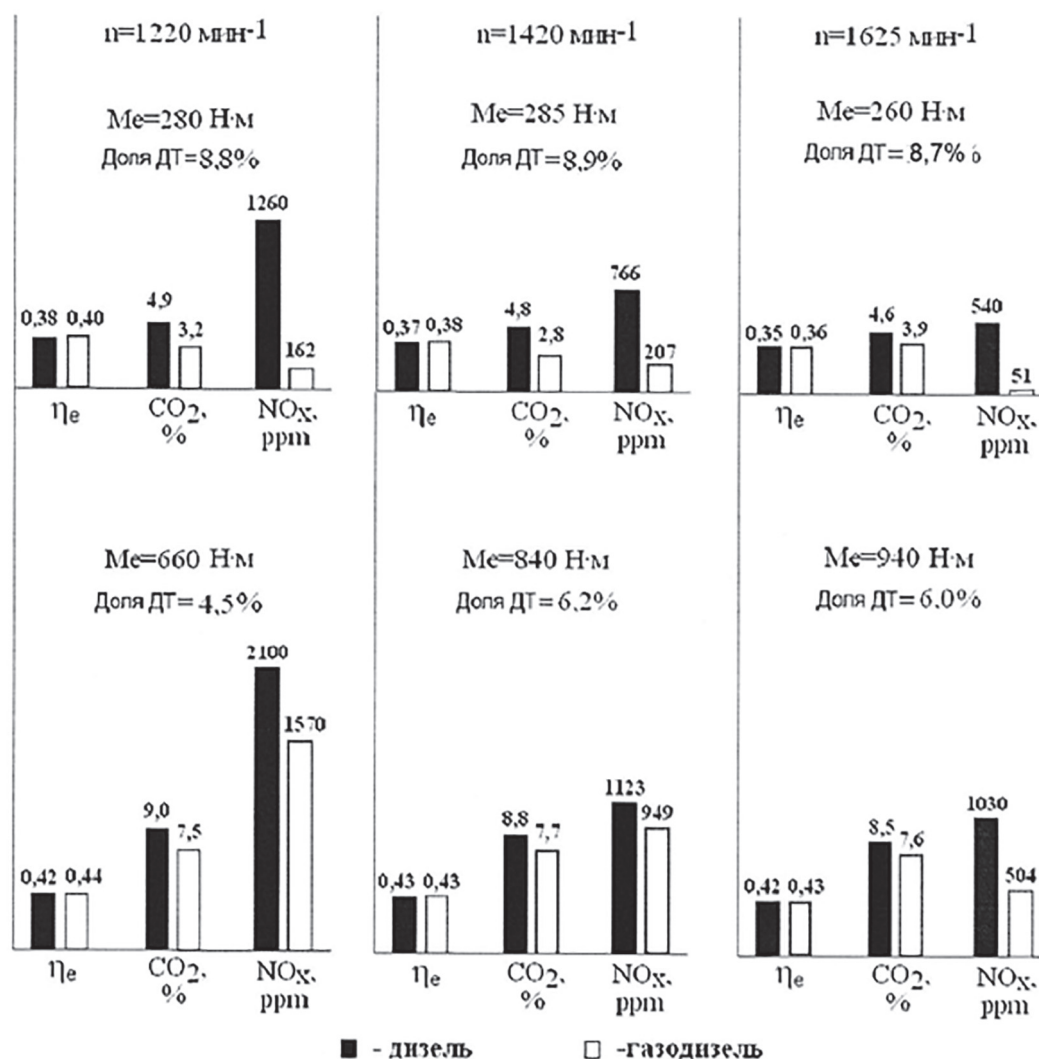


Рис. 5. Сравнение показателей газодизеля и базового дизеля 6CH10,7/12,4

к теплоте, выделившейся при сгорании  $Q_w/Q_v$ , и фактора тепловой напряженности, представляющего собой произведение результирующей по теплообмену температуры  $T_{рез}$  на коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{ср}$ .

Из таблицы видно, что получены близкие значения относительных потерь теплоты среднеоборотного и высокооборотного газодизелей. В случае среднеоборотного газодизеля эти потери меньше, чем у высокооборотного на 2,5–5 % на высоких частотах вращения и на 5,6–6,7 – на низких. Поскольку относительные потери теплоты в систему охлаждения рассматриваемых газодизелей составляют 11,7–18,7 % от всей теплоты, вводимой с топливом, различия в величинах индикаторного КПД и максимального давления сгорания получают значительно меньше и не превышают 1–2 %.

Обращает на себя внимание, что в среднеоборотном газодизеле получено меньшее, чем

в высокооборотном газодизеле значение фактора тепловой напряженности, характеризующего один из важнейших показателей надежности двигателя. При средней скорости поршня  $C_{п} = 9,33$  м/с эта разница составляет 11–16 %, а при  $C_{п} = 5,88$  м/с равна 13,5–14,4 %. То есть, несмотря на существенно большие размеры цилиндра, большую по времени длительность горения в среднеоборотном газодизеле достигается меньшая тепловая напряженность.

Эффективные показатели обоих газодизелей, кроме среднего эффективного давления, не приводятся, так как задача их сравнения не ставилась, но очевидно, что при выбранных условиях сравнения эффективные показатели высокооборотного газодизеля хуже, чем среднеоборотного, в основном потому, что на нем установлен турбокомпрессор меньшего размера, соответственно, имеющий меньший КПД. А это приводит к снижению механического

КПД двигателя за счет повышения потерь на газообмен, поскольку с уменьшением КПД турбокомпрессора отношение давления на впуске и выпуске снижается.

Получение близких при выбранных условиях сравнения индикаторных показателей высокооборотного и среднеоборотного газодизелей позволяют сделать вывод, что при одинаковых величинах средней скорости поршня, среднего эффективного давления и давления наддува повышение относительных потерь теплоты в стенки у высокооборотных газодизелей из-за увеличения относительной поверхности теплообмена в значительной степени компенсируется их снижением из-за уменьшения времени контакта рабочего тела со стенками. Следовательно можно ожидать, что реализованный на газодизеле 6ЧН10,7/12,5 рабочий процесс с воспламенением газа минимизированной порцией дизельного топлива, подаваемого системой Common Rail, и также разработанные системы питания газом и электронного управления двигателем после соответствующих адаптаций обеспечат показатели среднеоборотного газодизеля не хуже, чем высокооборотного. Это относится к высокой доле замещения газом дизельного топлива, высокому эффективному КПД и низким токсичным выбросам.

### Выводы

Разработаны модульная система питания газом и электронная система управления газодизеля, которые могут применяться как на высокооборотных, так и на среднеоборотных двигателях. С использованием этих систем выполнена конвертация в газодизель базового дизеля 6ЧН10,7/12,4 и проведена калибровка систем питания газом и управления.

Определены экспериментальные показатели газодизеля 6ЧН10,7/12,4, показавшие возможность работы на нагрузках 100 %, 35 % и холостом ходу со средними долями дизельного топлива, соответственно, 5,5, 8,8 и 33 %, что превышает показатели газодизелей с топливной аппаратурой традиционного типа, а также достигнуты: высокий эффективный КПД 43 %, снижение выбросов  $\text{NO}_x$  в среднем в 1,52 раза и выбросов  $\text{CO}_2$  – в 1,18 раза.

Расчеты показателей высокооборотного и среднеоборотного газодизелей при одинаковых значениях средней скорости поршня, среднего эффективного давления и давления наддува показали близкие величины индикаторных показате-

телей, что позволяет ожидать при использовании на среднеоборотном газодизеле разработанных систем питания топливом и электронного управления достижения показателей работы не хуже, чем на высокооборотном газодизеле.

### Литература

1. Шатров М.Г., Хачиян А.С., Сиявский В.В., Шишлов И.Г. Анализ способов конвертации автомобильных дизелей на питание природным газом // Транспорт на альтернативном топливе. 2013. № 4. С. 29–33.
2. Загорских Б.П., Коцарь Ю.А., Бабенич Е.Б. Совершенствование подачи газа для работы двигателя по газодизельному циклу // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. 2012. № 5. С. 3–6.
3. Кудрявцев. А., Ломашов В. Белазы XXI века с газодизелями семейства ДМ // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. 2010. № 3. С. 3–6.
4. Капустин А.А. Система питания и управления газодизелем, работающим на природном газе // Транспорт на альтернативном топливе. 2008. № 4. С. 46–49.
5. Сиявский В.В., Хачиян А.С., Шишлов И.Г., Карпов Д.М. Моделирование показателей и характеристик двигателей, питаемых природным газом // Транспорт на альтернативном топливе. 2010. № 3. С. 14–19.

### References

1. Shatrov M.G., Khachiyani A.S., Sinyavskiy V.V., Shishlov I.G. Analysis of methods of automobile diesel engines conversion to natural gas feeding. Transport na al'ternativnom toplive. 2013. No 4, pp. 29–33 (In Russ.).
2. Zagorskikh B.P., Kotsar' Yu.A., Babenich E.B. Improvement of gas supply for engine operation by the gas-diesel cycle. AvtoGazoZapravochnyy kompleks + Al'ternativnoe toplivo. 2012. No 5, pp. 3–6 (In Russ.).
3. Kudryavtsev. A., Lomashov V. Belazes of the XXI century with DM family gas diesel engines. AvtoGazoZapravochnyy kom-pleks + Al'ternativnoe toplivo. 2010. No 3, pp. 3–6 (In Russ.).
4. Kapustin A.A. The system for power supply and control of a gas diesel-engine powered by natural gas. Transport na al'ternativnom toplive. 2008. No 4, pp. 46–49 (In Russ.).
5. Sinyavskiy V.V., Khachiyani A.S., Shishlov I.G., Karpov D.M. Modeling of indicators and characteristics of engines powered by natural gas. Transport na al'ternativnom toplive. 2010. No 3, pp. 14–19 (In Russ.).