

УДК 620.92; 621.432.2; 621.432.3

ЧИСЛЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ ПРИ СЖИГАНИИ В КАЧЕСТВЕ ОСНОВНОГО ТОПЛИВА ПАРОГАЗОВЫХ ПРОДУКТОВ ПИРОЛИЗА ДРЕВЕСИНЫ

Цибульский Святослав Анатольевич¹,
stzibulsky@tpu.ru

Ларионов Кирилл Борисович²,
lariionovkb@kuzstu.ru

¹ Национальный исследовательский Томский политехнический университет,
Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.

² Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева,
Россия, 650000, г. Кемерово, ул. Весенняя, 28.

Актуальность: замена в существующих двигателях внутреннего сгорания с различными конструкциями впрыска и системами зажигания дизельного топлива парогазовыми продуктами пиролиза, что позволяет заместить для производства электроэнергии дорогое топливо пиролизным газом, полученным из биомассы, вторичных продуктов древесно-перерабатывающих предприятий и муниципальных твердых отходов.

Целью данного исследования является оценка эффективности сжигания парогазовых продуктов пиролиза в двигателе внутреннего сгорания, конструктивно предназначенного для использования дизельного топлива, для возможности применения данной системы.

Объекты: четырехтактные дизельные двигатели внутреннего сгорания V-образной компоновки цилиндров с турбонагнетателем и без него, работающие на парогазовых продуктах пиролиза древесных отходов.

Методы: численные исследования на основе математических алгоритмов систем дизельных двигателей внутреннего сгорания без наддува и с турбонаддувом с использованием методов теплового баланса.

Результаты. Разработана математическая модель и программа теплового расчета четырехтактного двигателя внутреннего сгорания с V-образным расположением цилиндров с непосредственным впрыском парогазовых продуктов пиролиза древесины в камеру сгорания с системой турбонаддува и без нее. Проведен анализ влияния частоты вращения коленчатого вала, количества цилиндров на мощность, крутящий момент, удельный расход топлива. Показано, что увеличение количества цилиндров при одном и том же рабочем объеме двигателя внутреннего сгорания приводит к росту мощности, крутящего момента, при этом снижается удельный расход парогазовых продуктов пиролиза. Отмечено, что сжигание парогазовых продуктов пиролиза в двигателе внутреннего сгорания приводит к увеличению температуры выхлопных газов относительно сжигания дизельного топлива. Для двигателя с турбонаддувом увеличение температуры выхлопных газов составляет около 50 °С, без турбонаддува – около 100 °С. Установлено, что в четырехтактном дизельном двигателе внутреннего сгорания при сжигании пиролизного газа, получаемого из древесных отходов, для выработки одинакового количества электрической энергии необходим массовый расход в 7,5–8,6 раз больше, чем дизельного топлива. Выявлено, что дизельный двигатель с турбонагнетателем более экономичен и эффективен, чем силовой агрегат без нагнетателя. При частоте вращения 3000 мин⁻¹ для 12-ти цилиндрового двигателя с турбонагнетателем экономия расхода пирогаза составляет 11,9 %, эффективная мощность и крутящий момент на 10,0 % выше, чем у двигателя без турбонагнетателя. Одним из наиболее доступных на данный момент для сжигания пиролизного газа является четырехтактный дизельный двигатель V12 с турбонаддувом отечественного производства ЯМЗ 845.10 с рабочим объемом 25,86 л, максимальной мощностью 537 кВт (730 л.с.), максимальным крутящим моментом 2788 Н·м при частоте вращения 1500–3000 мин⁻¹.

Ключевые слова:

двигатель внутреннего сгорания, парогазовые продукты пиролиза, пиролизный газ, камера сгорания, топливно-воздушная смесь, степень расширения, мощность, рабочий объем, математическая модель.

Номенклатура, аббревиатуры		η_e	– эффективный КПД ДВС;
α	– коэффициент избытка воздуха; для двигателя внутреннего сгорания (ДВС) с турбонаддувом – 1,6–1,8; для безнаддувного ДВС – 1,4–1,5 [1, 2];	η_v	– коэффициент наполнения ДВС;
		λ	– степень повышения давления; для ДВС с турбонаддувом – 1,5; для ДВС без наддува – 2 [1–4];
		μ	– мольная масса воздуха (свежего заряда), 29 г/моль;
δ	– степень расширения;	$(\mu_{cp})_{t_0}^{t_x}$	– мольная изобарная теплоемкость рабочего тела в интервале t_0 – t_x , °С;
ΔT	– естественный подогрев заряда в ДВС; при сжатии в компрессоре и смешении с дизельным топливом – 10 °С, при смешении с пиролизным газом – 50 °С [1, 2];	ζZ	– коэффициент использования теплоты для дизеля с наддувом, 0,79–0,88 [1, 2, 5];
ϵ	– степень сжатия ДВС, 15–20 [2];	ρ	– степень предварительного расширения ДВС, 1,2–1,7 [2];
$\epsilon_{вп} + \beta_2$	– комплексный коэффициент, учитывающий гидравлическое сопротивление впускного канала, 2,5–4 [1, 2];		

τ	– количество тактов работы одного цикла для современного компактного ДВС, 4 [1–3];	NG	– nature gas (природный газ);
$\varphi_{\text{И}}$	– коэффициент полноты диаграммы рабочего цикла для четырехтактных ДВС, 0,92–0,96 [6];	N_{max}	– максимальная мощность ДВС, снимаемая с коленчатого вала, кВт (л.с.);
$\omega_{\text{ВП}}$	– скорость движения заряда при максимальном открытии клапана, 50–130 м/с [1, 2];	m	– показатель степени для четырехтактных двигателей внутреннего сгорания, 0,6–0,7 [1, 5];
a	– эмпирический коэффициент для четырехтактного дизельного двигателя V12, 0,03 [1];	M	– крутящий момент, приведенный к рабочему объему двигателя, Н·м/л;
b	– коэффициент для четырехтактного дизельного двигателя V12, 0,012 [1];	p_a	– давление в конце впуска, МПа;
b_1	– эмпирический коэффициент для четырехтактного дизельного двигателя V12, 0,1–0,15 [1];	p_e	– среднее эффективное давление в цилиндре двигателя, МПа;
CFD	– Computational Fluid Dynamics modeling;	R	– универсальная газовая постоянная, 8,314 Дж/(моль·К);
CI	– compression ignition type (воспламенение от сжатия топливно-воздушной смеси);	R_B	– газовая постоянная сухого воздуха, 287 Дж/кг·К;
c_i	– коэффициент пропорциональности для четырехтактных двигателей, 0,45–0,53 [1, 5];	SI	– spark ignition (искровое зажигание от свечи);
G_e	– массовый расход топлива в ДВС, кг/с;	t_a	– температура топливно-воздушной смеси в конце процесса впуска, °С;
g_e	– удельный расход топлива, приведенный к эффективной мощности в ДВС, г/кВт·ч;	t_f	– температура остаточных газов, °С;
i	– количество цилиндров в двигателе, шт.;	t_z	– температура в зоне видимого горения в камере сгорания двигателя, °С;
k	– показатель адиабаты;	T_0	– температура перевода из шкалы Цельсия в шкалу Кельвина, 273,15 К;
ICE	– internal combustion engine (двигатель внутреннего сгорания);	Q_i^R	– низшая теплота сгорания, МДж/кг (м ³);
LPG	– liquid petroleum gas (сжиженный нефтяной газ);	$V_{\text{ДВС}}$	– рабочий объем двигателя, см ³ либо л;
MSW	– Municipal solid waste (муниципальные твердые отходы);	ДВС	– двигатель внутреннего сгорания;
n	– показатель политропного процесса; для процесса сжатия топливно-воздушной смеси $n_1=1,32–1,38$ [2]; для сжатия свежего заряда от центробежного нагнетателя (компрессора) $n_K=1,55–1,7$ [1, 4];	Заряд	– воздух в дизельном двигателе внутреннего сгорания, в бензиновом – топливно-воздушная смесь [1–5];
N_e	– эффективная мощность ДВС на коленчатом валу, кВт (л.с.);	Н.у.	– нормальные условия;
		ОЦР	– органический цикл Ренкина;
		Пирогаз	– пиролизный газ, парогазовые продукты процесса пиролиза;
		ШПГ	– шатунно-поршневая группа;
		ЯМЗ	– ярославский моторный завод.

Введение

Актуальность

Спрос на электрическую энергию в мире имеет непрерывный рост, что обусловлено увеличением численности населения, повышением урбанизации, активным развитием технологического прогресса и увеличением стоимости энергоносителей.

Альтернативой традиционным и нетрадиционным источникам электроэнергии может служить комбинированное применение электростанций, основанное на пиролизе биомассы для выработки жидкого и газообразного продуктов, которые могут в дальнейшем использоваться в качестве моторного топлива в ДВС для привода электрогенератора [7–10].

Применение ДВС вместо паровых и газовых турбин для обеспечения пиковых электрических нагрузок, при децентрализованной выработке электрической энергии, в труднодоступных, отдаленных районах страны имеет ряд преимуществ: большой выбор мощностей установленного агрегата – от 1 кВт до нескольких МВт; способность работать на нескольких видах топлив; быстрый запуск и останов, относительно простое управление выходной мощностью; высоко-

кий уровень проработки конструкции, достигнутый за счет непрерывных продолжительных исследований двигателей в автомобильной и промышленной областях [9, 11].

ДВС дизельного типа на сегодняшний момент повсеместно используются в различных областях: в судах, в наземном и воздушном транспорте, для выработки электроэнергии, в сельском хозяйстве и т. д. В ближайшем будущем они останутся популярными, так как имеют наибольшую эффективность независимо от назначения, номинальной мощности и режима работы [12].

Применение жидких продуктов пиролиза в ДВС ограничено проблемами, связанными с загрязнением инжекторов [8, 13]; образованием коррозии на стенках цилиндров из-за наличия карбоновых кислот, которые способствуют образованию среды с низким значением pH [14]; сложностью организации запуска вследствие значительно большей вязкости пиролизного масла по сравнению с дизельным топливом [15]; нестабильной работой силового агрегата ввиду присутствия 15–30 % влаги [16]; коксованием поршней, которое является следствием присутствия в жидкой фазе мелких фракций золы [17].

Кроме конденсируемых паров, в результате процесса пиролиза генерируются парогазовые продукты – пирогаз. В настоящее время пирогаз находит все большее применение в битопливных двигателях с SI и с CI, так как не имеет приведенных недостатков пиролизного масла. Пирогаз может заменить природный газ, однако он должен обладать $Q_i^R > 5$ МДж/м³ [18] и иметь достаточную скорость горения для предотвращения нестабильной работы двигателя.

Мировой опыт сжигания пиролизного газа в ДВС

Результаты исследований [7, 19, 20] подтвердили возможность применения пирогаза в качестве моторного топлива в ДВС с непосредственным впрыском. Во всех ДВС настроена битопливная система подачи. Поскольку хранение пирогаза технически и экономически затруднено, реактор пиролизной установки напрямую должен быть связан с двигателем. Исследование [21] было направлено на моделирование сгорания пирогаза в одном цилиндре двигателя, работающего при $n=1000$ мин⁻¹. Пирогаз подается в камеру сгорания с $Q_i^R=5,02–8,79$ МДж/м³. В этом исследовании применяется оптический анализ для оценки влияния инертного газа N₂ и CO₂ на время и скорость зажигания пирогаза. Таким образом, авторы привели подтверждающие данные об эффективности использования пирогаза с низким значением Q_i^R в ДВС.

Технология интегрированной пиролизной регенеративной установки подразумевает использование в газовой турбине или ДВС пирогаза различных исходных продуктов. При этом энергия, необходимая для поддержания процесса пиролиза, обеспечивается высокой температурой выхлопных газов, сжиганием летучих веществ пиролиза и твердых продуктов. В работе [22] приведено описание лабораторного стенда, состоящего из пиролизного реактора, адиабатической горелки, секции очистки от твердых фракций, подключенного ДВС с электрогенератором. Пилотный концепт способен выдавать 80 кВт электрической энергии в час. Четырехтактный ДВС Caterpillar 3306 имеет шесть цилиндров, в нем сгорает пирогаз каштановой щепы с элементным составом, приведенным к объему: H₂=12,84 %, CH₄=8,94 %, CO=25,64 %, CO₂=19,49 %, O₂=5,13 %, N₂=24,86 %, C₂H₆=2,95 %, C₃H₈=0,15 %, C₅H₁₂=0,02 %. К коленчатому валу ДВС присоединен двухполюсный электрогенератор, который также подключен к изменяемому сопротивлению для исследования переменной нагрузки на характеристики работы лабораторной установки. Для ДВС $n=1500$ мин⁻¹, абсолютный электрический КПД 29 %, температура выхлопных газов 512 °С. Для сжигания пирогаза, получаемого при температуре 650 °С, в ДВС с $Q_i^R=8,5$ МДж/кг была установлена электронная система опережения зажигания на 30°, модернизирована система питания топливно-воздушной смеси. Пилотный проект показал абсолютный электрический КПД установки 16 % при общем снижении выбросов CO₂ в атмосферу в размере 300 т/год при сжигании пеллет с массовым расходом 372 кг/ч и относительной влажностью 28–60 %. Результаты показывают, что при пиролизе пластика, MSW либо шин для элект-

рогенерирующей установки с ДВС абсолютный электрический КПД составляет 20–33 %.

В работе [23] авторы предлагают систему очистки пирогаза для производства электроэнергии. Большое внимание уделяется очистке газа от смолы для предотвращения преждевременного выхода ДВС из строя. Лабораторный стенд включает в себя регенеративную пиролизную установку каштановой древесины, систему очистки, состоящую из масляного скруббера и адсорбционного слоя угля. К установке подключен ДВС фирмы Lamborghini с электрогенератором номинальной электрической мощностью 6 кВт. Пирогаз имеет элементный состав, приведенный к объему: H₂=14,00 %, CH₄=9,73 %, CO=27,93 %, CO₂=21,24 %, N₂=27,10 %, $Q_i^R=7,18$ МДж/кг, объемный расход 0,7 м³/ч, после пиролизного реактора направляется в систему очистки, состоящую из масляного скруббера объемом 15 л и адсорбционного слоя массой 0,922 кг. Из пирогаза удаляется до 98,7 % смолы, при этом элементный состав газообразного топлива не меняется, тем самым обеспечивается плавная работа ДВС и стабильная выработка электрической энергии.

Работа [24] сфокусирована на процессах горения проектного топлива, пирогаза и их смеси в дизельном ДВС с турбонаддувом. Работа четырехтактного двигателя осуществляется при $n=3000$ мин⁻¹, при трех различных электрических нагрузках на генератор – 16, 31, 94 кВт, крутящий момент составляет 50, 100, 300 Н·м, соответственно. Для каждого рабочего условия массовая доля в топливной смеси пирогаза к дизельному топливу увеличивалась до достижения максимально возможной мощности при данных условиях – 85 кВт. Исследователями установлено, что применение пирогаза в качестве добавки к топливу не приводит к снижению рабочего давления в цилиндрах, поэтому отсутствует необходимость изменения конструкции имеющихся дизельных ДВС. Другим важным моментом является положительное воздействие сжигания пирогаза на рабочие свойства моторного масла, которое со временем работы двигателя в меньшей степени утрачивает свои рабочие характеристики, кроме того снижается ее склонность к угару.

В работе [25] приводится численное CFD-исследование дизельного двигателя Kohler KDW 1404 $V_{ДВС}=1372$ см³ с номинальной $n=3000$ мин⁻¹ при сжигании смеси дизельного топлива и пиролизного синтез-газа, получаемого из тополиной щепы. Пиролизный синтез-газ имеет элементный состав, приведенный к мольной массе: H₂=20,3 %, N₂=45,3 %, CH₄=1,8 %, CO=25,1 %, CO₂=7,6 %, $Q_i^R=6,0$ МДж/м³. Исследователями выявлено, что при содержании в топливной смеси 40–50 % синтетического газа производительность и тепловой КПД ДВС повышаются на 1–5 %. Таким образом, в данном исследовании продемонстрирована эффективность сжигания топливной смеси в ДВС, содержащей дизель и пирогаз, без конструктивных изменений.

На примере ДВС типа SI Honda GX270 в исследовании [26] приведено сравнение эффективности работы при сжигании трех видов топлива: стандартного

бензина с октановым числом 95, LPG с октановым числом 103–111 и пиролизного синтез-газа. Этот одноцилиндровый четырехтактный двигатель имеет номинальную мощность 4,7 кВт, достигаемую при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$, и предназначен для привода электрогенератора. Элементный состав синтетического газа, приведенный к объему: $\text{CO}=15 \%$, $\text{CO}_2=10 \%$, $\text{H}_2=40 \%$, $\text{N}_2=30 \%$, $\text{CH}_4=5 \%$. Удельный расход топлива составляет: для бензина 510 г/кВт·ч, для LPG 660 г/кВт·ч, для синтез-газа 812 г/кВт·ч. При номинальной нагрузке термический КПД ДВС при работе на синтез-газе был снижен на 15,5 % (отн.), однако корректировка угла опережения зажигания позволяет повысить эффективность работы ДВС на данном виде топлива до проектного значения. При сжигании синтез-газа ДВС с выхлопными газами выбрасывает на 58,5 % меньше NO_x , чем при сжигании бензина.

В ряде работ [27–29] исследователи изучали влияние сжигания синтетического газа на производительность и эффективность работы ДВС SI. В [27] отмечено, что при сжигании в четырехцилиндровом четырехтактном ДВС фирмы Hyundai синтетического газа с объемной долей 2,43 % в смеси с бензином при 1800 мин^{-1} тепловой КПД повышается с 34,52 до 39,01 %, снижаются выбросы HC и NO_x , однако выбросы CO растут с 2625 до 3821 ppm из-за снижения температуры горения внутри цилиндров. Авторы в [28] проводят численное исследование четырехтактного ДВС GM Vortec $V_{\text{двс}}=3,0 \text{ л}$, максимальной механической мощностью 37 кВт, при частоте вращения коленчатого вала 3000 мин^{-1} . ДВС в проектом режиме сжигает NG либо LPG, в исследовании сгорает синтез-газ, полученный путем пиролиза дерева акации, эвкалипта, MSW. Максимальная мощность, выдаваемая ДВС при сжигании синтез-газа, варьируется от 11,6 до 15 кВт, абсолютный электрический КПД – 16,88–20,09 %. В [29] приведены результаты лабораторного исследования выработки в пиролизном реакторе и сжигания синтез-газа в четырехтактном четырехцилиндровом ДВС Ford DSG423 с SI и максимальной мощностью 66 кВт при работе на бензине и $n=3500 \text{ мин}^{-1}$. Для исследования на синтез-газе ДВС в работе была выбрана более низкая $n=1800 \text{ мин}^{-1}$. В качестве исходного сырья применяются: щепа сосны, красного дуба, картон и лошадиный навоз. Для ДВС, работающего на синтез-газе из биомассы, N_e варьируется в пределах 9,6–13,1 % от номинального значения, абсолютный электрический КПД – 15,8–23 %.

В табл. 1 сведены основные данные систем пиролизный реактор/ДВС для генерации электрической энергии при сжигании в нем пирогаза.

Проблематика исследования

В работе [35] приведено описание и принцип действия существующей установки медленного пиролиза для переработки древесных брикетов. Побочным энергетическим продуктом этой установки является пирогаз с известным элементным составом, расходом и температурой. Сравнивается тепловая эффективность четырех термодинамических циклов: Тринклера, Отто, Брайтона и Гемфри. Установлено, что наибольшей

мощностью и абсолютным электрическим КПД обладает силовая установка, работающая по принципу термодинамического цикла Тринклера, который описывает рабочий процесс дизельного двигателя с поэтапным подводом и сгоранием топливно-воздушной смеси в объеме камеры сгорания цилиндра.

Таблица 1. Опыт применения комбинированной системы пиролиза/ДВС/электрогенератора для выработки электрической энергии

Table 1. Experience in using the combined pyrolysis system/ICE/electro-generator to produce electric energy

Пиролиз продукта Product pyrolysis	Частота вращения, мин^{-1} Rotation frequency, мин^{-1}	Тип воспламенения Ignition type	Мощность на валу, кВт Power on the shaft, kW	Абсолютный электрический КПД, % Electric efficiency, %
Каштановая щепа Brown wood chips	1500	CI	80	16 [22, 23]
Дерево/Wood	3000	CI	85	27 [24]
Тополиная щепа Poporolian chips	3000	CI	19,45	29,4 [25]
n/d/n/d	3000	SI	2,57	21,87 [26]
n/d/n/d	1800	SI	83,32	34,52 [27]
Сосна/Pine	1800	SI	11,76 ± 3 %	23,0 ± 3,1 [28]
Красный дуб Red oak	1800	SI	13,10 ± 3 %	20,6 ± 3,1 [28]
Навоз/Manure	1800	SI	10,14 ± 3 %	21,3 ± 3,1 [29]
Картон Cardboard	1800	SI	9,60 ± 3 %	15,8 ± 3,1 [29]
Дерево/Wood	1500	CI	12–16	21–24 [30]
Щепа/Chips	1500	CI	15–20	25 [31]
Акация/Acacia	3000	SI	13,8	19,34 [28, 29]
MSW	3000	SI	11,6	16,88 [28, 29]
MSW	3000	SI	15,0	20,09 [28, 29]
Эвкалипт Eucalyptus	3000	SI	15,0	19,28 [28, 29]
Эвкалипт Eucalyptus	3000	n/d n/d	10	12,82 [32]
Оливковое дерево Olive tree	3000	n/d/n/d	70	20,2–21,3 [33]
Пеллеты/Pellets	3000	n/d/n/d	48	10,2 [34]
Сельхоз отходы Agricultural waste	3000	n/d/n/d	1000	18,1 [20]

n/d – нет данных/n/d – no data.

В ходе проведенного анализа литературы выявлено большое количество опытных и численных исследований по эффективному сжиганию пирогаза в различных ДВС с целью получения электрической энергии в электрогенераторе.

Поэтому задача данной работы – численно исследовать дизельный двигатель с непосредственным впрыском и сжиганием при сжатии в цилиндре смеси воздуха и пирогаза. В работе приводится сравнение характеристик и параметров при работе дизельного ДВС с турбонаддувом и атмосферного ДВС при сжигании пирогаза, выбирается компоновка и условия для надежной и эффективной эксплуатации электрогенерирующего аппарата.

Методология расчета четырехтактного двигателя, работающего по циклу Дизеля с турбонаддувом на пирогазе

Алгоритм расчета

Ниже представлена методика теплового расчета для четырехтактного ДВС с V-образным расположением цилиндров с непосредственным впрыском топлива и воспламенением топливно-воздушной смеси от сжатия в цилиндре.

Определение параметров сжигания для воздуха

- Теор. кол-во воздуха для полного сгорания пирогаза при н.у.

$$V_0 = 4,76(0,5c_{CO} + 0,5c_{H_2} + 2c_{CH_4}), \text{ м}^3/\text{кг}$$

- Теор. объем N_2 при сгорании 1 м³ газа

$$V_{0,N_2} = 0,792V_0, \text{ м}^3/\text{кг}$$

- Теор. объем CO_2 при сгорании 1 м³ газа

$$V_{0,CO_2} = c_{CH_4} + c_{CO} + c_{CO_2}, \text{ м}^3/\text{кг}$$

- Теор. объем H_2O при сгорании 1 м³ газа

$$V_{0,H_2O} = 2c_{CH_4} + 0,0161V_0, \text{ м}^3/\text{кг}$$

Расчет параметров газа

- Плотность составляющих пирогаза для н.у.

$$d_{CH_4}^{н.у.} = \text{density}(CH_4; p_{н.у.}, t_{н.у.} + T_0), \text{ кг/м}^3$$

$$d_{H_2}^{н.у.} = \text{density}(H_2; p_{н.у.}, t_{н.у.} + T_0), \text{ кг/м}^3$$

$$d_{CO_2}^{н.у.} = \text{density}(CO_2; p_{н.у.}, t_{н.у.} + T_0), \text{ кг/м}^3$$

$$d_{CO}^{н.у.} = \text{density}(CO; p_{н.у.}, t_{н.у.} + T_0), \text{ кг/м}^3$$

- Плотность газа при н.у

$$d_{г}^{н.у.} = d_{CH_4}^{н.у.} c_{CH_4} + d_{H_2}^{н.у.} c_{H_2} + d_{CO_2}^{н.у.} c_{CO_2} + d_{CO}^{н.у.} c_{CO}, \text{ кг/м}^3$$

- Q_i^R газа при н.у.*

$$Q_i^{н.у.} = Q_i^{CH_4} c_{CH_4} + Q_i^{H_2} c_{H_2} + Q_i^{CO_2} c_{CO_2} + Q_i^{CO} c_{CO}, \text{ МДж/кг}$$

* Q_i^R газа при нормальных условиях [36]: $Q_i^{CH_4} = 35,88 \text{ МДж/кг}$, $Q_i^{H_2} = 10,79 \text{ МДж/кг}$, $Q_i^{CO_2} = 0 \text{ МДж/кг}$, $Q_i^{CO} = 12,64 \text{ МДж/кг}$. При известном составе газа определяется массовое содержание отдельных компонентов: для углерода $c_C = 0,471 \text{ кг/кг}$, для водорода $c_H = 0,035 \text{ кг/кг}$, для кислорода $c_O = 0,578 \text{ кг/кг}$.

- Плотности составляющих пирогаза при заданной температуре

$$d_{CH_4}^T = \text{density}(CH_4; p_0, t_T + T_0), \text{ кг/м}^3$$

$$d_{H_2}^T = \text{density}(H_2; p_0; t_T + T_0), \text{ кг/м}^3$$

$$d_{CO_2}^T = \text{density}(CO_2; p_0; t_T + T_0), \text{ кг/м}^3$$

$$d_{CO}^T = \text{density}(CO; p_0; t_T + T_0), \text{ кг/м}^3$$

- Плотность пирогаза при заданных условиях

$$d_{г}^T = d_{CH_4}^T c_{CH_4} + d_{H_2}^T c_{H_2} + d_{CO_2}^T c_{CO_2} + d_{CO}^T c_{CO}, \text{ кг/м}^3$$

- Q_i^R сжигаемого топлива

$$Q_i^T = [33,91c_C + 103,1c_H - 10,89c_O] d_{г}^T / d_{г}^{н.у.}, \text{ МДж/кг}$$

- Теор. мольная масса воздуха, необходимая для сжигания 1 кг топлива

$$L_0 = 0,208^{-1} (c_C / M_C + c_H / M_H + c_O / M_O), \text{ кмоль/кг}$$

- Теор. масса воздуха, необходимая для сжигания 1 кг топлива

$$l_0 = 0,23^{-1} (8c_C / 3 + 8c_H - c_O), \text{ кг/кг}$$

- Кол-во свежего заряда, поступающего в ДВС, отнесенное к 1 кг топлива

$$M_1 = aL_0, \text{ кмоль св. зар./кг}$$

- Кол-во отдельных компонентов продуктов сгорания [1]

$$M_{CO_2} = c_C / M_{CO_2}, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{H_2O} = c_H / M_H, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{O_2} = 0,208(a-1)L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{N_2} = 0,792aL_0, \text{ кмоль/кг}$$

- Общее кол-во продуктов сгорания, образующихся в ДВС

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг}$$

- Температура заряда после нагнетания в турбокомпрессоре

$$t_K = (t_0 + T_0) (p_K / p_0)^{(nk-1)/nk} - T_0, \text{ }^\circ\text{C}$$

Процесс впуска

- Плотность заряда на впуске

$$\rho_K = p_K \cdot 10^6 / [R(t_K + T_0)], \text{ кг/м}^3$$

- Потери давления заряда на впуске

$$\Delta p_a = (\epsilon_{вп} + \beta_2) \omega_{вп}^2 \cdot 10^{-6} / 2, \text{ МПа}$$

- Давление в конце впуска

$$p_a = p_K - \Delta p_a, \text{ МПа}$$

- Давление остаточных газов

$$p_r = 1,05p_a, \text{ МПа}$$

- Принимаемая температура остаточных газов

$$t_r, \text{ }^\circ\text{C}$$

- Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = [(t_r + T_0) + \Delta t] p_r / [(t_r + T_0) (\epsilon p_a - p_r)]$$

- Температура в конце впуска

$$t_a = (t_K + \Delta t + \gamma_r t_r) / (1 + \gamma_r) - 273,15, \text{ }^\circ\text{C}$$

- Коэффициент наполнения [1, 2]

$$\eta_V = \left[\frac{p_a}{p_0} + \left(\frac{p_a}{p_0} - \frac{p_r}{p_0} \right) \frac{1}{\epsilon - 1} \right] \frac{t_0 + T_0}{t_0 + T_0 + \Delta t}$$

Процесс сжатия

- Давление в конце процесса сжатия

$$p_c = p_a \epsilon^{n_1}, \text{ МПа}$$

- Температура в конце сжатия

$$t_c = (t_a + 273,15) \epsilon^{n_1 - 1} - T_0, \text{ }^\circ\text{C}$$

- Средняя мольная теплоемкость воздуха в конце процесса сжатия

$$(\mu_{c_v})_0^{tc} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{ }^\circ\text{C}$$

- Средняя мольная теплоемкость остаточных газов в конце процесса сжатия

$$(\mu_{c_v}^//)_0^{tc} = c_{v_r}; t_c + T_0; v_c; \text{ Molar SI}, \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{ }^\circ\text{C}$$

- Средняя мольная теплоемкость рабочей смеси в конце процесса сжатия

$$(\mu_{c_v}^//)_0^{tc} = [(m_{c_v})_0^{tc} + (m_{c_v}^//)_0^{tc}] / (1 + \gamma_r), \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{ }^\circ\text{C}$$

Процесс сгорания

- Коэфф. молекулярного изменения свежей смеси

$$\mu_0 = M_2 / M_1$$

- Коэфф. молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu_{c.c.} = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r)$$

- Теплота сгорания рабочей смеси в ДВС

$$Q_{\text{раб}} = Q_1^T [M_1 (1 + \gamma_r)], \text{ кДж/кМоль}$$

- Максимальное давление сгорания для ДВС

$$p_z = p_c \lambda, \text{ МПа}$$

- Мольная изобарная теплоемкость продуктов сгорания в процессе горения [1, 5]

$$(\mu_{c.p.})_{i0}^{t_z} = c_p (c_r; t_z; p_z; \text{ Molar SI}), \text{ кДж/кМоль} \cdot ^\circ\text{C}$$

- Температура в процессе горения t_z определяется при решении уравнения

$$\zeta z Q_{\text{раб}} + (\mu_{c.p.})_{i0}^{t_c} + 8,315 \lambda [t_c + 2270(\lambda - \mu)] = \mu_{c.c.} (\mu_{c.p.})_{i0}^{t_z} t_z$$

- Степень предварительного расширения в ДВС

$$\rho_z = \mu (t_z + T_0) / [\lambda (t_c + T_0)]$$

Процесс расширения

- Уточненная степень последующего расширения

$$\delta = \varepsilon / \rho_z$$

- Давление рабочей смеси в конце процесса расширения

$$p_b = p_z / \delta^{n_2}, \text{ МПа}$$

- Температура рабочей смеси в конце процесса расширения

$$t_b = (t_z + T_0) / \delta^{n_2 - 1} - T_0, \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Температура остаточных газов

$$t_r = [(t_b + T_0) / (p_b / p_r)^{1/3}] - T_0, \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Проверка температуры остаточных газов

$$\Delta = |t_r - t'_r| \cdot 100 \% / t_r \leq 4 \%$$

Индикаторные параметры рабочего цикла

- Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{ МПа}$$

- Среднее индикаторное давление ДВС

$$p_i = \varphi_{\text{и}} p_i', \text{ МПа}$$

- Индикаторный КПД ДВС

$$\eta_i = p_i i_0 \alpha / (Q_{\text{раб}} \rho_k \eta_v)$$

- Индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = 3600 / [Q_{\text{раб}} \eta_i], \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

Эффективные показатели двигателя

- Предварительная средняя скорость движения поршня в цилиндре [5]

$$v'_{\text{ср}} = 5,5 - 18, \text{ м/с}$$

- Среднее давление механических потерь для дизельного ДВС с турбонаддувом [1]

$$p_M = \left(\frac{p_K}{p_0} \right)^{b_1} (a + b v'_{\text{ср}}), \text{ МПа}$$

- Среднее эффективное давление в цилиндре

$$p_e = p_i - p_M, \text{ МПа}$$

- Механический КПД

$$\eta_M = p_e / p_i$$

- Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_M \eta_i$$

- Эффективный удельный расход топлива

$$g_e = 3600 / [Q_{\text{раб}} \eta_e], \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

Основные характеристики цилиндра и двигателя

- Эффективная мощность ДВС

$$N^*_e = G_e \eta_e Q_{\text{раб}} / 3,6, \text{ кВт}$$

- Рабочий объем ДВС

$$V^*_{\text{ДВС}} = 30 \tau N_e / (p_c n), \text{ л}$$

- Рабочий объем цилиндра ДВС

$$V_i = V_{\text{ДВС}} / i, \text{ л}$$

- Диаметр цилиндра определяется с учетом равенства хода поршня к диаметру $S/D \approx 1$ [1, 2]

$$D = 100 [4 V_i / (\pi S / D)]^{1/3}, \text{ мм}$$

- По значению хода и диаметра поршня определяются рабочий объем ДВС, рабочая площадь цилиндра и средняя скорость движения поршня

$$V_{\text{ДВС}} = \pi D^2 S i / (4 \cdot 10^6), \text{ л}$$

$$F_{\text{п}} = \pi D^2 / (4 \cdot 10^6), \text{ м}^2$$

$$v_{\text{ср}} = S n / (3 \cdot 10^4), \text{ м/с}$$

- Погрешность определения средней скорости

$$\Delta v_{\text{ср}} = |v'_{\text{ср}} - v_{\text{ср}}| \cdot 100 \% / v_{\text{ср}} \leq 5 \%$$

- Уточненная эффективная мощность ДВС

$$N_e = p_e V_{\text{ДВС}} n / 30 \tau, \text{ кВт}$$

- Эффективный крутящий момент ДВС

$$M_e = 3 \cdot 10^4 \cdot N_e / (\pi n), \text{ Н} \cdot \text{м}$$

- Уточненный расход топлива ДВС

$$G^*_e = 10^{-3} \cdot N_e g_e, \text{ кг/ч}$$

- Приведенная мощность к рабочему объему ДВС

$$N_{\pi} = N_e / V_{\text{ДВС}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч/дм}^3$$

Тепловой баланс двигателя

- Общее количество тепла в ДВС с топливом

$$Q_0 = Q_{\text{раб}} G^*_e / 3,6, \text{ кДж/с}$$

- Теплота, равная эффективной работе ДВС

$$Q_e = N_e, \text{ кДж/с}$$

- Теплота, передаваемая охлаждающей системе

$$Q_{\text{охл}} = c_i D^{1+2m} n^m (1/\alpha), \text{ кДж/с}$$

- Унесенное тепло с уходящими газами [1, 5]

$$Q_r = (G^*_e / 3600) [M_2 (\mu_{c.p.})_{i0}^{t_r} - M_1 (\mu_{c.p.})_{i0}^{t_k}], \text{ кДж/с}$$

- Неучтенные потери тепла

$$\Delta Q_{\text{ДВС}} = Q_0 - [Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_r], \text{ кДж/с}$$

Численные исследования работы дизельных двигателей на пиролизном газе и обсуждение

Численные исследования проводились по выше-описанной методике. Элементный состав дизельного топлива принят по [1]: $C=0,87$, $H=0,126$, $S=0,004$, $Q_i^R=42,44$ МДж/кг при н.у. Элементный состав пирогаза, приведенный к массе: $CH_4=20,3\%$, $H_2=4,4\%$, $CO_2=30,4\%$, $CO=32,3\%$, $Q_i^R=5,03$ МДж/кг, при температуре выхода из пиролизной установки $t_1=350\text{ }^\circ\text{C}$ [35]. Давление газа на выходе из пиролизной установки $p_0=0,1013$ МПа. Удельный объем газов на выходе из пиролизной установки $v_0=0,775$ м³/кг. Температура воздуха на входе в ДВС $t_0=20\text{ }^\circ\text{C}$. Давление рабочей смеси после нагнетателя $p_k=0,15$ МПа.

Для теплового расчета был принят двигатель, работающий по принципу термодинамического цикла Дизеля. Рабочий процесс ДВС осуществляется в стационарном режиме. Номинальный расход и температура пирогаза на выходе из реактора составляют $G_c=350$ кг/ч, $t_1=350\text{ }^\circ\text{C}$ [35]. Частота вращения коленчатого вала подбирается из диапазона $n=1000\text{--}4000$ мин⁻¹ и определяет максимальную механическую мощность ДВС. Сниже-

ние частоты вращения коленчатого вала ниже заданного интервала приводит к уменьшению температурного режима, что влечет интенсивный процесс коксования камер сгорания и преждевременный выход из строя агрегата. Увеличение частоты вращения выше приведенного диапазона негативно сказывается на надежности оборудования, сокращает срок его службы из-за возрастающих окружных усилий на ШПГ.

ДВС выбран с V-образным расположением цилиндров друг относительно друга, так как эта компоновка обладает компактной, надежной и эффективной конструкцией [37]. Из серии V-образных выпускаемых ДВС наиболее распространены двигатели с 6, 8, 10 и 12 цилиндрами. Таким образом, для численных исследований был выбран ряд из четырех конструктивных вариаций V-образных ДВС, работающих при $n=1000, 2000, 3000, 4000$ мин⁻¹.

На рис. 1, 2 приведены зависимости удельной мощности и удельного крутящего момента ДВС от количества цилиндров, частоты вращения коленчатого вала, сжигаемого топлива и наличия либо отсутствия турбонаддува.

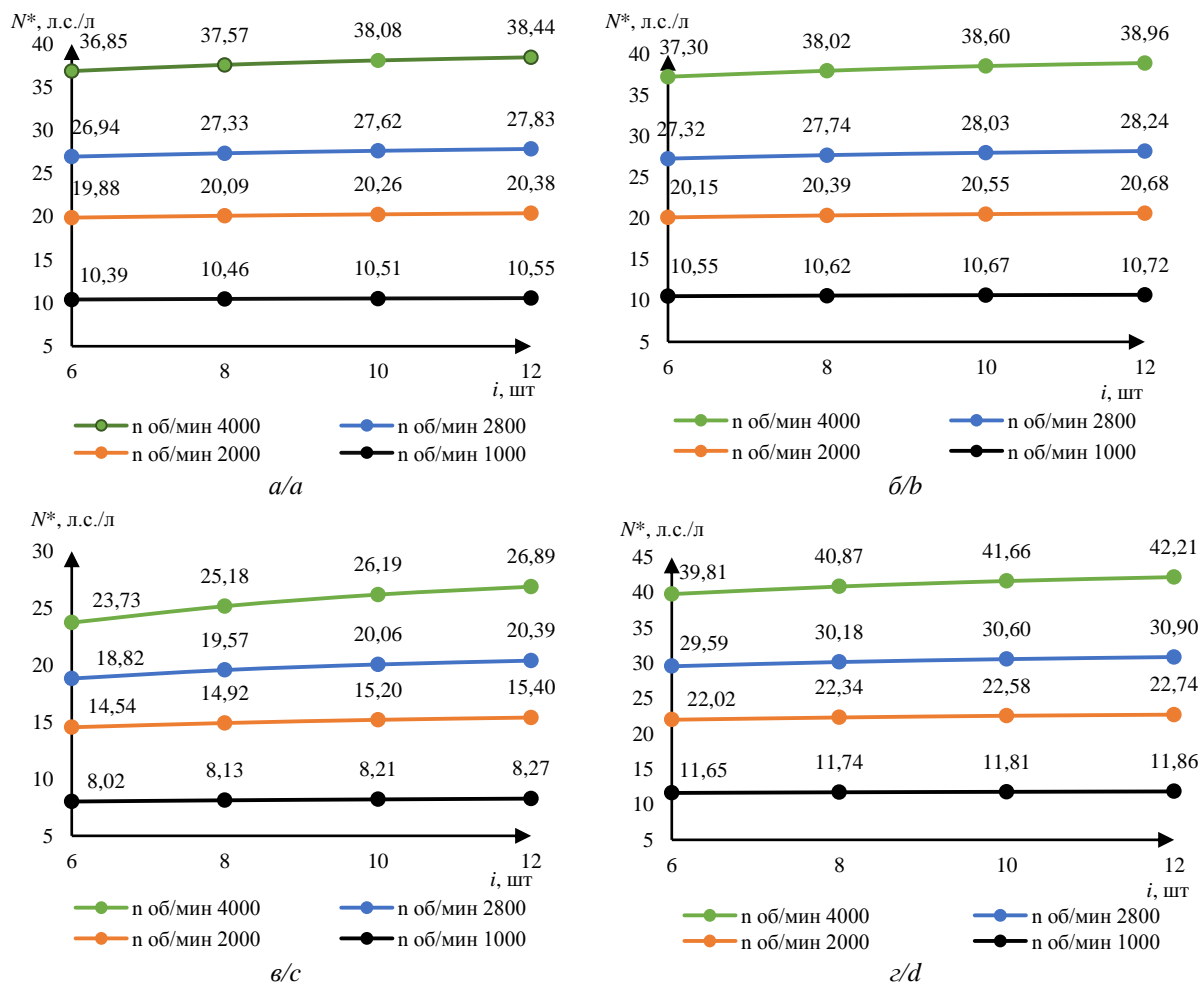


Рис. 1. Зависимость удельной мощности двигателя от частоты вращения коленчатого вала и количества цилиндров: а) ДВС, сжигающий пирогаз; б) ДВС с турбонаддувом, сжигающий пирогаз; в) дизельный ДВС; г) дизельный ДВС с турбонаддувом. *удельная мощность двигателя от рабочего объема (л)

Fig. 1. Dependence of ICE specific power on crankshaft rotation frequency and the number of cylinders: а) pyrolysis ICE; б) pyrolysis ICE with turbocharged; в) diesel ICE; г) diesel ICE with turbocharged. *engine specific power per working volume (l)

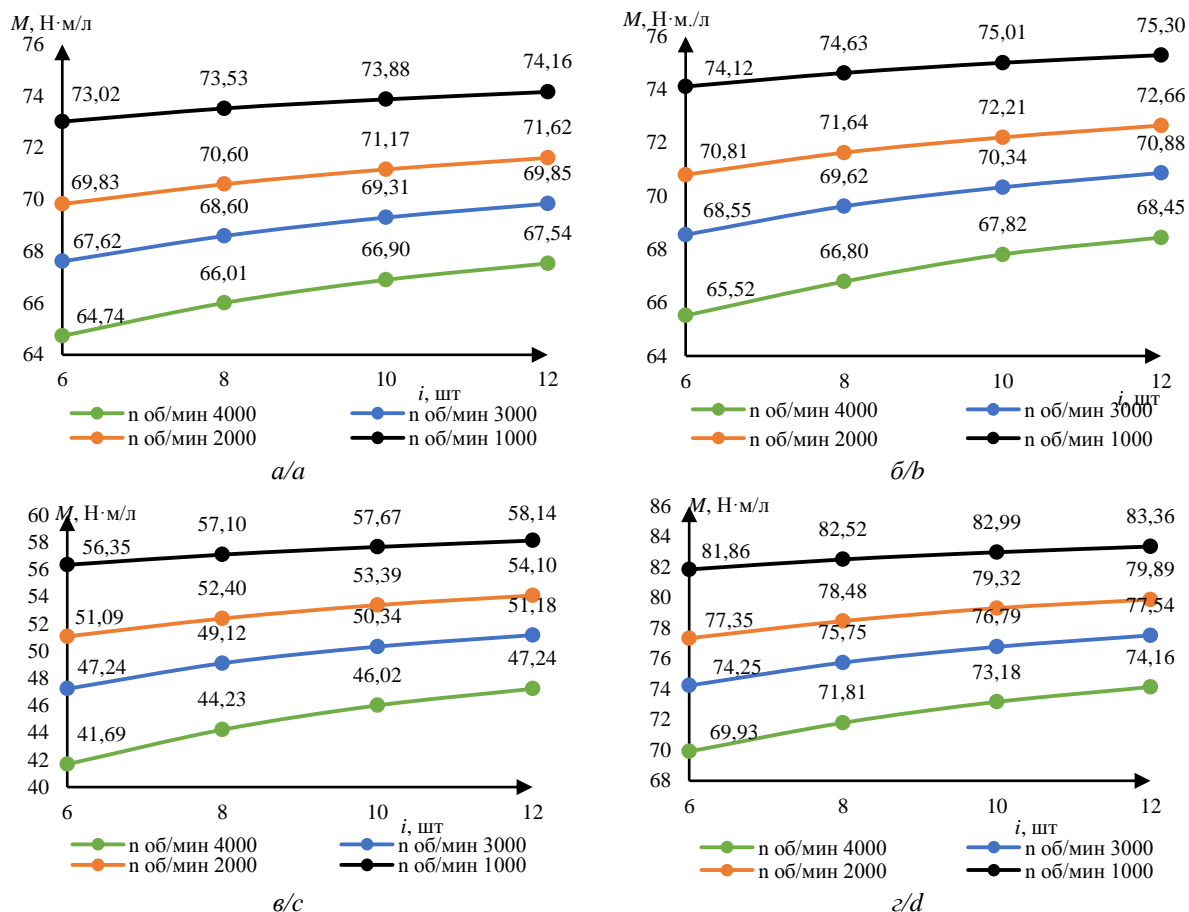


Рис. 2. Зависимость крутящего момента ДВС, приведенного к его рабочему объему, от частоты вращения коленчатого вала и количества цилиндров: а) ДВС, сжигающий пирогаз; б) ДВС с турбонаддувом, сжигающий пирогаз; в) дизельный ДВС; г) дизельный ДВС с турбонаддувом

Fig. 2. Dependence of the ICE specific torque per working volume on crankshaft rotation frequency and the number of cylinders: а) pyrolysis ICE; б) pyrolysis ICE with turbocharged; в) diesel ICE; г) diesel ICE with turbocharged

Из рис. 1 видно, что для ДВС без наддува, сжигающего пирогаз, удельная мощность, приведенная к его рабочему объему, выше, чем у ДВС, работающего на проектом топливе. Данный эффект объясняется большим эффективным давлением p_e у ДВС без наддува, сжигающего пирогаз, по отношению к дизельному. Большее значение p_e определяется большей ρ_Z у пиролизного ДВС за счет высокой температуры в зоне горения, так как температура подаваемого пирогаза в камеру сгорания выше, чем температура дизельного топлива. Для дизельного двигателя с турбонаддувом за счет лучшего коэффициента наполнения η_v и большей степени расширения ρ_Z отношение мощности к рабочему объему больше, чем у ДВС с турбонаддувом, сжигающего пирогаз.

Такая же картина наблюдается на рис. 2, так как крутящий момент прямо пропорционален эффективной мощности и обратно пропорционален частоте вращения.

На рис. 3 приведены зависимости удельного расхода топлива, приведенного к вырабатываемой электрической энергии (кВт·ч), от количества цилиндров i и частоты вращения ДВС n .

На рис. 3 для ДВС, сжигающего дизельное топливо, g_e меньше, чем для двигателя, сжигающего пирогаз, в 7,1–8,2 раза. Это различие объясняется тем, что

g_e в большей степени определяется Q_i^R , которая для дизельного топлива больше в ~ 8 раз. Незначительные отклонения g_e в большую или меньшую сторону говорят об относительной эффективности работы при тех или иных условиях, которые описаны ранее и приведены ниже. Наименьшим g_e обладают ДВС СИ с турбонаддувом при $n=3000$ мин⁻¹. Эта частота вращения соответствует параметрам отпускаемого переменного тока в сеть, для ДВС, сжигающего пирогаз $g_e=1,765$ кг/кВт, для дизельного ДВС $g_e=0,219$ кг/кВт.

Из рис. 1–3 видно, при уменьшении количества цилиндров при неизменном $V_{ДВС}$ снижается вырабатываемая мощность и крутящий момент, повышается удельный расход сжигаемого топлива, т. е. снижается эффективность работы ДВС при неизменных условиях подачи топлива. Данный эффект объясняется изменением скорости движения поршня внутри цилиндра. При уменьшении количества цилиндров площадь поршня и поперечного сечения цилиндра увеличиваются, возрастает рычаг ШПГ, таким образом увеличивается скорость движения и площадь соприкосновения поршня с цилиндром, что в свою очередь приводит к увеличению потерь на трение, снижается общая эффективность работы двигателя, уменьшается вырабатываемая мощность.

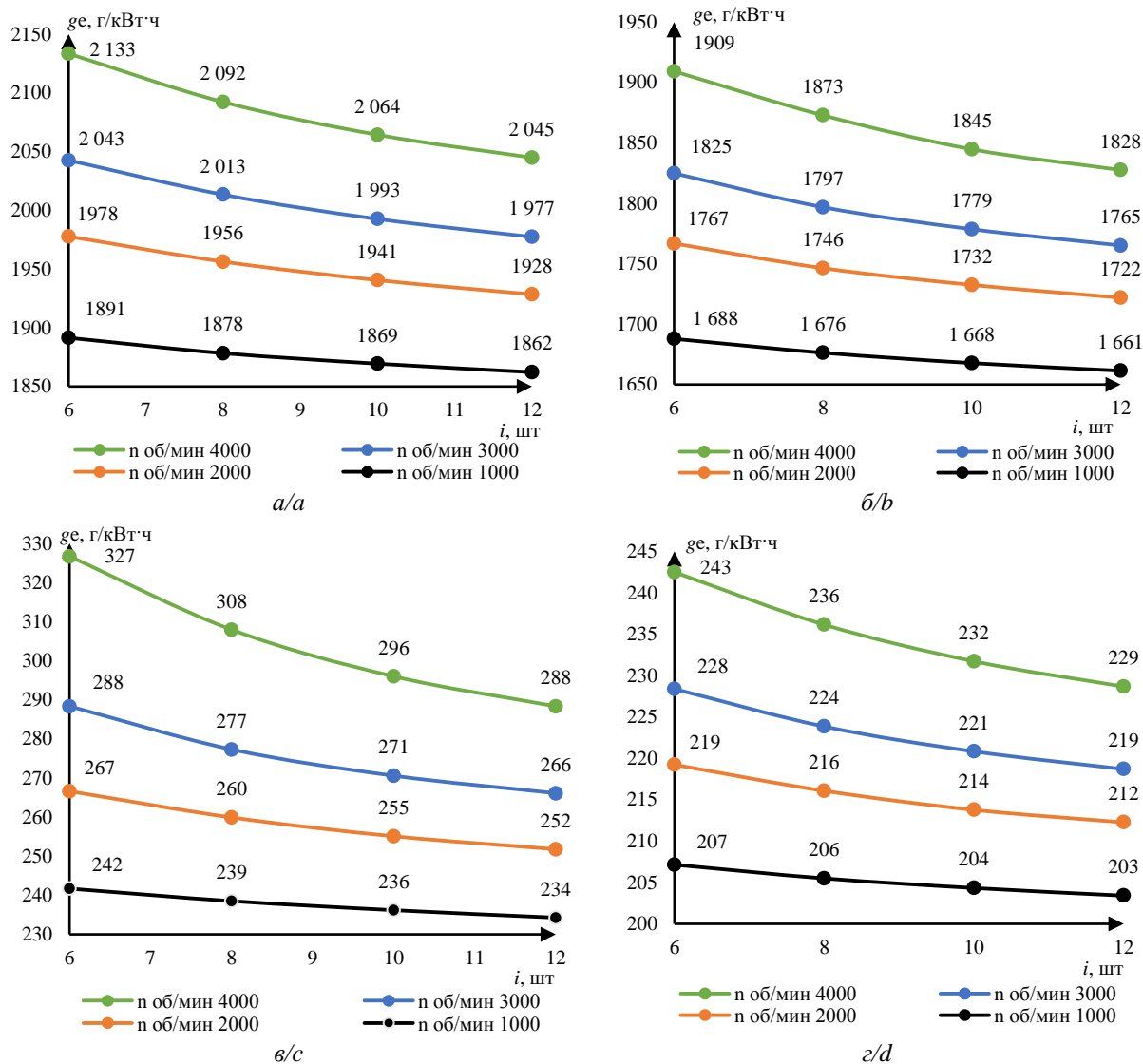


Рис. 3. Зависимость удельного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала и количества цилиндров: а) ДВС, сжигающий пирогаз; б) ДВС с турбонаддувом, сжигающий пирогаз; в) дизельный ДВС; г) дизельный ДВС с турбонаддувом

Fig. 3. Dependence of the of the specific fuel consumption on crankshaft rotation frequency and the number of cylinders: а) pyrolysis ICE; б) pyrolysis ICE with turbocharged; в) diesel ICE; г) diesel ICE with turbocharged

При неизменной частоте вращения увеличение количества цилиндров снижает скорость движения поршня, что приводит к уменьшению потерь на трение о стенки цилиндра, и таким образом повышается эффективность работы ДВС.

На рис. 1–3 при увеличении частоты вращения коленчатого вала значение максимальной мощности двигателя также возрастает, однако длительная эксплуатация при 4000 мин⁻¹ нежелательна, так как приводит к снижению ресурса и увеличению количества выхода из строя в межсервисный интервал [38]. Результаты накопленного опыта эксплуатации поршневых силовых агрегатов в мире в различных отраслях [39] позволяют сделать вывод о возможности использовании в течение всего срока службы ДВС СИ в диапазоне 1500–3000 мин⁻¹. В данном диапазоне, исходя из рис. 1–3, максимальной N_e и тепловой эффективности будет соответствовать $n=3000$ мин⁻¹. При этой частоте враще-

ния ротора возможна выработка электрической энергии в электрогенераторе и ее отпуск в сеть к потребителям. При этих параметрах работы ДВС, сжигающего пирогаз, максимальная удельная мощность будет составлять 30,9 л.с./л. Удельная мощность косвенно показывает, сколько необходимо капитальных затрат для выработки определенного количества электрической энергии в единицу времени. Поэтому полученная конфигурация характеристик и параметров ДВС может отвечать требованиям надежности, долговечности и умеренным капитальным затратам.

Из вышеприведенного анализа была выбрана компоновка четырехтактного двигателя V12, работающего при частоте вращения 3000 мин⁻¹. В табл. 2 приведены характеристики, полученные в результате численных исследований для ДВС СИ, сжигающего пирогаз и проектное топливо. Так как Q_t^R дизельного топлива значительно превышает значение для пирогаза, в

исследованиях было установлено ограничение по эффективной мощности дизельного ДВС по аналогичной мощности для ДВС, сжигающий пирогаз.

Таблица 2. Основные характеристики для четырехтактного ДВС CI при $i=12$, $n=3000 \text{ мин}^{-1}$

Table 2. Main characteristics for the four-stroke ICE CI at $i=12$, $n=3000 \text{ min}^{-1}$

Сжигаемый вид топлива Burned type of fuel	Система впуска Engine intake system	Расход топлива, г/с Fuel consumption, g/s	Рабочий объем, см ³ Working volume, cm ³	Диаметр и ход поршня, мм Diameter and piston stroke, mm	Эффективная мощность*, кВт Effective power*, kW	Крутящий момент*, Нм Torque*, N·m	Температура остаточных газов**, °C Temperature of the exhaust gases**, °C
Пирогаз Pyrolysis gas	Атмосферная Atmospheric	96,7	8597	97	176,0	600,5	606,0
	Турбонаддув Turbocharged	95,9	9420	100	195,7	667,6	569,2
Дизель Diesel	Атмосферная Atmospheric	12,8	11733	107	176,0	590,7	493,8
	Турбонаддув Turbocharged	11,1	8157	95	195,7	661,1	514,7

*уточненные значения крутящего момента и эффективной мощности ДВС, снимаемые с коленчатого вала;
 **температура газов, фиксируемая непосредственно на выхлопе из двигателя.

*specified values of torque and effective power of the ICE from the crankshaft; **temperature of the gases on the exhaust from the ICE.

Для ДВС, сжигающего пирогаз, G_e был принят номинальным, соответствующим расходу на выходе из пиролизной установки, ~350 кг/ч. Для дизельного ДВС с турбонаддувом при N_{\max} соответствует $G_e \sim 103$ кг/ч, для ДВС без наддува – $G_e \sim 132$ кг/ч.

Рабочий объем ДВС напрямую зависит от τ совершаемого цикла, N_e и его функция находятся в обратной зависимости от n и от p_c . Так как для всех ДВС, представленных в табл. 2, $\tau=4$, $n=3000 \text{ мин}^{-1}$, $V_{\text{ДВС}}$ определяется N_e и p_c . Для двигателей, сжигающих пирогаз, турбонаддув не оказывает существенного влияния на p_c , соответственно его значение находится в районе ~0,88 МПа. Поэтому $V_{\text{ДВС}}$ для ДВС, сжигающего пирогаз, находится в прямой зависимости от N_e . Для дизельного ДВС турбонаддув увеличивает p_c , что влечет повышение индикаторного давления, а также p_c . Для дизельного ДВС с турбонаддувом $p_c=1,028$ МПа, для дизельного ДВС без турбонаддува $p_c=0,64$ МПа. Рабочий объем для дизельных ДВС в данном случае определяется p_c и N_e .

Диаметр и ход поршня напрямую зависят от рабочего объема ДВС и количества цилиндров (в данном случае $i=12$). Чем больше i при неизменном рабочем объеме ДВС, тем меньше размеры ШПГ. Для современных объемных двигателей диаметр и ход поршня принимаются равными.

Снимаемая с коленчатого вала N_e определяется расходом топлива, Q_i^R и η_e . В данном случае для ДВС, сжигающих пирогаз, расход и Q_i^R определены режимом и условиями работы пиролизной установки [35]. Для дизельных ДВС известны Q_i^R и N_e , поэтому расход топлива устанавливается этими факторами, с последующим уточнением. N_e в значительной степени определяется η_e , который, в свою очередь, зависит от индикаторного КПД $\eta_e \sim f(\eta_i) \sim f(p_c, a)$. В следующую очередь N_e находится в зависимости от a и от давления в конце процесса сжатия p_c . Поэтому для ДВС с турбонаддувом значения a и p_c выше, чем для безнаддувного ДВС, соответственно, N_e больше. У дизельного ДВС с турбонаддувом расход топлива ниже на 28,3 % и N_e меньше на 0,8 %, чем у безнаддувного дизельного ДВС. Соответственно, ДВС с турбонаддувом более экономичнее, чем безнаддувный.

Температура остаточных газов t_r зависит от t_z и δ . Для ДВС, сжигающих пирогаз, $t_z=1948$ °C для наддувного и $t_z=2177$ °C для безнаддувного ДВС соответственно. Для дизельных двигателей t_z , соответственно, составляет 1966 и 1995 °C. Для ДВС, сжигающего пирогаз, $\delta=21, 25$ для наддувного и безнаддувного типа, соответственно. Для дизельных двигателей $\delta=13, 15$, соответственно. Поэтому t_r в первую очередь зависит от δ , во вторую – от температурного режима видимого процесса горения.

Коэффициент наполнения η_v оказывает значительное влияние на тепловую эффективность ДВС и скорость сгорания топлива в камере сгорания. Этот коэффициент показывает отношение количества заряда, сжимаемого в цилиндре, к количеству заряда, который мог бы поместиться во всем объеме цилиндра при нормальных условиях. Наименьшее значение η_v в данном исследовании отмечено у безнаддувного ДВС, сжигающего пирогаз. Для ДВС без наддува, сжигающего пирогаз, $\eta_v=0,79$, и для ДВС с турбонаддувом $\eta_v=0,83$. Для дизельного ДВС без наддува $\eta_v=0,85$, и с турбонаддувом $\eta_v=0,91$ [40].

В ходе исследований для ДВС, сжигающих пирогаз, было выявлено наибольшее значение температуры в конце впуска $t_a=307$ °C. Эта температура определяет плотность заряда, при этом чем ниже t_a , тем большее количество заряда может поместиться в объеме камеры сгорания цилиндра. Однако для ДВС с турбонаддувом компрессор, нагнетающий воздух в цилиндр, повышает давление топливно-воздушной смеси, соответственно, p_a выше, чем у двигателя без турбонаддува. В двигателях, сжигающих проектное дизельное топливо, температура подачи равна температуре окружающей среды (20 °C), поэтому t_a равна 61 и 120 °C для атмосферного ДВС и наддувного ДВС, соответственно. Повышение температуры заряда на впуске для ДВС с турбонаддувом можно объяснить характером политропного процесса сжатия воздуха в компрессоре. В двигателе, сжигающем пирогаз, эта закономерность не прослеживается в двух случаях по причине подогрева в цилиндре заряда пирогазом, который поступает на впуск с температурой $t_1=350$ °C. Таким образом, наибольшим коэффициентом наполнения обладают двигатели с турбонаддувом, а также

оборудованные промежуточным охладителем для снижения температуры в конце выпуска.

Анализ данных, приведенных на рис. 1–3 и в табл. 2, и ряд современных дизельных ДВС с турбонаддувом отечественного производства, выявил, что наиболее подходящим является дизельный ДВС V12 с турбонаддувом отечественного производства ЯМЗ 845.10 $V_{\text{ДВС}}=25,86$ л, $N_e=537$ (730 л.с.), максимальный крутящий момент 2788 Н·м, который возможен при $n=1500\text{--}3000$ мин⁻¹, $D=S=140$ мм [41].

Предложения по улучшению работы установки

На основе литературного анализа для стабильной и надежной работы опытной установки для генерации электроэнергии путем сжигания пирогаза предлагаются: система очистки пиролизного газа от смолы, система улавливания NO_x в выхлопных газах для стабильной и надежной работы ДВС.

Более высокую температуру выхлопных газов при сжигании в ДВС пирогаза древесины относительно сжигания дизельного топлива можно использовать в качестве источника тепла для ОЦР [42]. В теплообменнике выхлопные газы омывают поверхности нагрева, передавая свое тепло через стенку низкокипящему веществу – фреону. Фреон, проходя внутри трубок, нагревается, затем испаряется. На выходе из теплообменника в состоянии насыщенного пара уходит в детандер, где расширяется, приводя во вращение вал, который через систему передач связан с ротором электрогенератора. Конденсация фреона осуществляется в конденсаторе с воздушным охлаждением [43]. Детандер и конденсатор воздушного охлаждения обладают компактными размерами и широким диапазоном мощностей, данная компоновка наиболее выгодна и позволяет по предварительным данным генерировать дополнительно ~30 % электрической энергии, снижая при этом температуру выхлопных газов.

Выводы

1. Выполнен литературный обзор применения двигателей внутреннего сгорания для генерации механической энергии при сжигании в них пиролизного газа. При рассмотрении результатов исследований установок, была выявлена их стабильная работа и высокая эффективность при сжигании пирогаза с более низкой теплотой сгорания, чем у проектного топлива.
2. Проведены численные исследования по методике, основанной на тепловом расчете и тепловых балансах для четырехтактного дизельного двигателя внутреннего сгорания с V-образным расположением цилиндров друг относительно друга с тур-

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мелисаров В.М., Каменская М.А., Беспалько П.П. Тепловой расчёт и тепловой баланс дизельного двигателя без наддува и с турбонаддувом. Расчёт основных деталей двигателя. – Тамбов: Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2011. – 100 с.
2. Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Клементьев В.В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2005. – 213 с.

бонагнетателем и без него. Определено, что для выработки электрической энергии, подаваемой в сеть, подходит ДВС при $n=3000$ мин⁻¹. При этой частоте вращения для дизельного двигателя наблюдается наибольший крутящий момент и эффективная мощность.

3. Установлено, что в четырехтактном дизельном ДВС при сжигании пиролизного газа, получаемого из древесных отходов, для генерации одинакового количества электрической энергии необходим массовый расход в 7,5–8,6 раз больше, чем для проектного дизельного топлива.
4. Выявлено, что дизельный ДВС с турбонагнетателем более экономичен и эффективен, чем силовой агрегат без нагнетателя. При 3000 мин⁻¹ и $i=12$ для ДВС с турбонагнетателем экономия расхода пирогаза составляет 11,9 %, эффективная мощность и крутящий момент на 10,0 % выше, чем у ДВС без нагнетателя.
5. Отмечено, что увеличение количества цилиндров для V-образного ДВС дизельного типа приводит к снижению потерь на трение поршня о стенки цилиндра, поэтому при неизменном расходе и рабочем объеме возрастает электрическая мощность и крутящий момент. Для ДВС с турбонагнетателем, сжигающего пирогаз, $n=3000$ мин⁻¹ при $i=12$, эффективная мощность и крутящий момент на 4,3 % выше, расход топлива на 6,1 % ниже, чем при $i=6$.
6. В результате численного анализа определена эффективность применения существующих дизельных двигателей с турбонагнетателем и V-образной компоновкой для сжигания пирогаза древесных отходов для привода электрогенератора: рабочий объем ДВС позволяет сжигать пирогаз в камерах сгорания цилиндров, наибольшая эффективность и мощность достигается при частоте вращения 1500–3000 мин⁻¹ и делает возможным отпуск электрической энергии в сеть.
7. Выявлено, что сжигание пирогаза древесных отходов приводит к повышению температуры выхлопных газов из двигателя внутреннего сгорания на 50–100 °С в зависимости от конструкции подачи свежего заряда. Высокая температура выхлопных газов ДВС позволяет их использовать в качестве источника тепловой энергии для ОЦР с целью выработки дополнительной электрической энергии и повышения тепловой эффективности пиролизной установки.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (проект 075-03-2021-138/3 (FZES-2021-0008)).

3. Вырубов Д.Н., Ивин В.И. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. – М.: Машиностроение, 1983. – 376 с.
4. Юша В.Л., Бусаров С.С. Определение показателей политропы схематизированных рабочих процессов воздушных поршневых тихоходных длинноходных компрессорных ступеней // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2020. – Т. 4. – № 1. – С. 15–22.

5. Гаврилов А.А., Игнатов М.С., Эфрос В.В. Расчет циклов поршневых двигателей. – Владимир: Владимирский государственный университет, 2003. – 124 с.
6. Индикаторная диаграмма работы дизельного двигателя. URL: <https://avtika.ru/indikatornaya-diagramma-raboty-dizelnogo-dvigatelya/> (дата обращения 16.11.2022).
7. Kleinert M., Barth T. Motor fuels from biomass pyrolysis // Chem. Eng. Technol. – 2008. – V. 31. – № 5. – P. 773–781.
8. Hossain A.K., Davies P.A. Pyrolysis liquids and gases as alternative fuels in internal combustion engines – a review // Renewable and Sustainable Energy Reviews. Pergamon. – 2013. – V. 21. – P. 165–189.
9. Rinaldini C.A. Performance, emission and combustion characteristics of a DI engine running on waste plastic oil // Fuel. Elsevier Ltd. – 2016. – V. 183. – P. 292–303.
10. Allesina G. Biodiesel and electrical power production through vegetable oil extraction and byproducts gasification: Modeling of the system // Bioresour. Technol. Elsevier Ltd. – 2014. – V. 170. – P. 278–285.
11. Hossain A.K., Davies P.A. Plant oils as fuels for compression ignition engines: a technical review and life-cycle analysis // Renewable Energy. Pergamon. – 2010. – V. 35. – № 1. – P. 1–13.
12. Solantausta Y., Nylund N.O., Gust S. Use of pyrolysis oil in a test diesel engine to study the feasibility of a diesel power plant concept // Biomass and Bioenergy. – 1994. – V. 7. – № 1–6. – P. 297–306.
13. Rao V.P., Rao B.V.A. Influence of physical and chemical properties of two biodiesel fuels on performance, combustion and exhaust emission characteristics in a DI-CI engine // Proceedings of the Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division. – Chicago, Illinois, USA, 2008. – P. 115–128.
14. Zhang Q. Review of biomass pyrolysis oil properties and upgrading research // Energy Convers. Manag. – 2007. – V. 48. – № 1. – P. 87–92.
15. Goyal H.B., Seal D., Saxena R.C. Bio-fuels from thermochemical conversion of renewable resources: a review // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2008. – V. 12. – № 2. – P. 504–517.
16. Mohammed H.I., Garba K., Abubakar L.G. Recent advances on strategies for upgrading biomass pyrolysis vapour to value-added bio-oils for bioenergy and chemicals // Sustainable Energy Technologies and Assessments. – 2022. – V. 55. – № 102984.
17. Lu Q., Li W.Z., Zhu X.F. Overview of fuel properties of biomass fast pyrolysis oils // Energy Convers. Manag. – 2009. – V. 50. – № 5. – P. 1376–1383.
18. Basu P. Biomass Gasification and Pyrolysis // Biomass Gasification and Pyrolysis. – Burlington: Elsevier Inc., 2010. – 365 p.
19. Hsu D.D. Life cycle assessment of gasoline and diesel produced via fast pyrolysis and hydroprocessing // Biomass and Bioenergy. – 2012. – V. 45. – P. 41–47.
20. Rentizelas A. Comparative techno-economic analysis of ORC and gasification for bioenergy applications // Energy Convers. Manag. Pergamon. – 2009. – V. 50. – № 3. – P. 674–681.
21. Shudo T., Nagano T., Robavashi M. Combustion characteristics of waste-pyrolysis gases in an internal combustion engine // Int. J. Automot. Technol. – 2003. – V. 4. – № 1. – P. 1–8.
22. D'Alessandro B. The IPRP (Integrated Pyrolysis Regenerated Plant) technology: from concept to demonstration // Appl. Energy. Elsevier Ltd. – 2013. – V. 101. – P. 423–431.
23. Rajkumar P., Somasundaram M. Pyrolysis of residual tyres: exergy and kinetics of pyrogas // South African Journal of Chemical Engineering. – 2022. – V. 42. – P. 53–60.
24. Rinaldini C.A. Experimental investigation on a Common Rail Diesel engine partially fuelled by syngas // Energy Convers. Manag. Elsevier Ltd. – 2017. – V. 138. – P. 526–537.
25. Rinaldini C.A. Modeling and optimization of industrial internal combustion engines running on Diesel/syngas blends // Energy Convers. Manag. Elsevier Ltd. – 2019. – V. 182. – P. 89–94.
26. Ganesan N. Experimental based comparative exergy analysis of a spark-ignition Honda GX270 Genset engine fueled with LPG and syngas // Energy Sci. Eng. John Wiley and Sons Ltd. – 2022. – V. 10. – № 7. – P. 2191–2204.
27. Ji C. Improving the performance of a spark-ignited gasoline engine with the addition of syngas produced by onboard ethanol steaming reforming // Int. J. Hydrogen Energy. – 2012. – V. 37. – № 9. – P. 7860–7868.
28. Copa J.R. Techno-economic assessment of the use of syngas generated from biomass to feed an internal combustion engine // Energies. MDPI AG. – 2020. – V. 13. – № 12. – P. 1–31.
29. Lee U., Balu E., Chung J.N. An experimental evaluation of an integrated biomass gasification and power generation system for distributed power applications // Appl. Energy. Elsevier Ltd. – 2013. – V. 101. – P. 699–708.
30. Martínez J.D. Syngas production in downdraft biomass gasifiers and its application using internal combustion engines // Renewable Energy. Pergamon. – 2012. – V. 38. – № 1. – P. 1–9.
31. Henriksen U. The design, construction and operation of a 75 kW two-stage gasifier // Energy. Elsevier Ltd. – 2006. – V. 31. – № 10–11. – P. 1542–1553.
32. Soares L.O., Guimaraes V.D.A. Comparison of electric vehicle types considering the emissions and energy-ecological efficiency // Clean Technologies and Environmental Policy. – 2022. – V. 24. – № 9. – P. 2851–2863.
33. Vera D. Experimental and economic study of a gasification plant fuelled with olive industry wastes // Energy Sustain. Dev. Elsevier B.V. – 2014. – V. 23. – P. 247–257.
34. Elsner W. Experimental and economic study of small-scale CHP installation equipped with downdraft gasifier and internal combustion engine // Appl. Energy. Elsevier Ltd. – 2017. – V. 202. – P. 213–227.
35. Оценка эффективности использования парогазовых продуктов пиролиза древесных отходов в качестве рабочего тела в газотурбинных установках и двигателях внутреннего сгорания / С.А. Цибульский, К.Б. Ларионов, К.В. Слюсарский, Н.Н. Галашов, Г.Д. Гаспарян, А.А. Улько // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2022. – V. 333. – № 1. – С. 178–189.
36. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). – СПб: НПО ЦКТИ-ВТИ, 1998. – 256 с.
37. Nunney M.J. Light and heavy vehicle technology. – Oxford: Elsevier, 2006. – 688 p.
38. Likhanov V.A., Kozlov A.N., Araslanov M.I. Analysis of the combustion process of diesel fuel in the cylinder 2F 10.5 / 12.0 depending on the frequency of rotation of the crankshaft // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Institute of Physics Publishing. – 2020. – V. 734. – № 1.
39. Agarwal A.K., Singh A.P., Kumar V. Effect of pilot injection strategy on the methanol-mineral diesel fueled reactivity controlled compression ignition combustion engine // Fuel. – 2023. – V. 338. – № 4. – P. 1132–1143.
40. Конькова И.Д., Коньков А.Ю. Определение коэффициента наполнения для автомобильного дизеля с наддувом по результатам измерения внутрицилиндрового давления // Автомобильный транспорт Дальнего Востока. – 2014. – V. 1. – № 1. – С. 229–234.
41. Двигатели ЯМЗ. URL: <https://www.ymzmotor.ru/catalog/dvigateli/ymz-v12/ymz-v12-840/euro-0/ymz-845-104533/> (дата обращения 16.11.2022).
42. Галашов Н.Н., Цибульский С.А. Параметрический анализ схемы парогазовой установки с комбинацией трех циклов для повышения КПД при работе в северных газодобывающих районах // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2019. – Т. 330. – № 5. – С. 44–55.
43. Galashov N.N., Tsibul'ski S.A. Numerical study of the characteristics of the air condenser section // MATEC Web of Conferences. – 2015. – V. 37. – P. 01021.

Поступила: 17.11.2022 г.

Дата рецензирования: 06.12.2022 г.

Информация об авторах

Цибульский С.А., кандидат технических наук, доцент НОЦ И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета.

Ларионов К.Б., кандидат технических наук, заведующий лабораторией, Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева.

UDC 620.92; 621.432.2; 621.432.3

NUMERICAL INVESTIGATIONS OF A DIESEL INTERNAL COMBUSTION ENGINE WHEN BURNING STEAM-GAS PRODUCTS OF WOOD PYROLYSIS AS THE BASIC FUEL

Svyatoslav A. Tsibulskiy¹,
stzibulsky@tpu.ru

Kirill B. Larionov²,
larionovkb@kuzstu.ru

¹ National Research Tomsk Polytechnic University,
30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russia.

² Gorbachev Kuzbass State Technical University,
28, Vesennaya street, Kemerovo, 650000, Russia.

The relevance of the research is caused by the need to conduct numerical studies of combustion in existing internal combustion engines with various injection designs and ignition systems for the fuel-air mixture of steam-gas pyrolysis products to generate mechanical energy on the crankshaft shaft. These directions will expand the role of pyrolysis of biomass, secondary products of wood processing enterprises and municipal solid waste in the field of heat and power complex.

The main aim of this study is to evaluate the efficiency of combustion of gas-steam products of pyrolysis of wood waste in an internal combustion engine designed to use diesel fuel in order to be able to test this system.

Objects: four-stroke diesel internal combustion engines of a V-shaped cylinder arrangement with and without a turbocharger, powered by the combustion of combined-cycle products of pyrolysis of wood waste.

Methods: numerical studies based on mathematical algorithms of systems, cycles and main parts of naturally aspirated and turbocharged diesel internal combustion engines based on thermal calculations and thermal balance.

Results. The authors have developed the mathematical model and a simulation program for thermal calculation of a four-stroke internal combustion engine with a V-shaped arrangement of cylinders with direct injection of combined-cycle products of wood pyrolysis into the combustion chamber with and without a turbocharging system. The analysis of the influence of the crankshaft speed, the number of cylinders on power, torque, and specific fuel consumption was carried out. It is shown that an increase in the number of cylinders with the same working volume of an internal combustion engine leads to growth in power and torque, while the specific consumption of steam-gas pyrolysis products decreases. It is noted that the combustion of steam-gas products of pyrolysis in an internal combustion engine leads to increase in the temperature of the exhaust gases relative to diesel fuel combustion. For turbocharged internal combustion engines, the increase in exhaust gas temperature is about 50 °C, without turbocharging – about 100 °C. It was established that in the four-stroke diesel engine of internal combustion when burning pyrolysis gas obtained from wood waste, mass consumption is 7.5–8.6 times more than diesel fuel is required to produce the same amount of electric energy. It was revealed that a diesel engine with a turbocharger is more economical and effective than a power unit without a supercharger. At a speed of 3000 min⁻¹ of a 12 cylinder engine with a turbocharger, pyrolysis gas consumption saving is 11.9 %, effective capacity and torque are 10.0 % higher than that of an internal combustion engine without a supercharger. One of the most available at the moment for burning pyrolysis gas is a four-stroke V12 diesel engine with a turbocharged YAMZ 845.10 with a working volume of 25,86 liters, maximum capacity of 537 kW (730 hp), maximum torque of 2788 N·m at rotation frequency 1500–3000 rpm.

Key words:

internal combustion engine, steam-gas pyrolysis products, pyrolysis gas, combustion chamber, fuel-air mixture, expansion ratio, power, working volume, mathematical model.

This work was supported by the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation (project no. 075-03-2021-138/3 (FZES-2021-0008)).

REFERENCES

- Melisarov V.M., Kamenskaya M.A., Bepalko P.P. *Teplovoy raschet i teplovoy balans dizelnogo dvigatelya bez nadduva i s turbonaddvom. Raschet osnovnykh detaley dvigatelya* [Thermal calculation and the thermal balance of the diesel engine without boost and with turbocharged. Calculation of the main parts of the engine]. Tambov, FGBOU VPO «TGTU» Publ., 2011. 100 p.
- Sharoglazov B.A., Farafontov M.F., Klementyev V.V. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: teoriya, modelirovaniye i raschet protsessov* [Internal combustion engines: theory, modeling and calculation of processes]. Chelyabinsk, YUUrGU Publ., 2005. 213 p.
- Vyrubov D.N., Ivin V.I. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Teoriya porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley* [Internal combustion engines. Theory of piston and combined engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 376 p.
- Yusha V.L., Busarov S.S. *Opreделение pokazateley politropy skhematizirovannykh rabochikh protsessov vozdushnykh porshnevnykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh kompressornykh stupeny* [Determination of the indicators of the political tropes of the schematized work processes of air piston low-proof long-flowing compressor steps]. *Omsk scientific messenger. Aviation-Rocket and Energy Engineering series*, 2020, no. 1 (4), pp. 15–22.
- Gavrilov A.A., Ignatov M.S., Efros V.V. *Raschet tsiklov porshnevnykh dvigateley* [Calculation of piston engines]. Vladimir, Vladimir State University Publ., 2003. 124 p.
- Indikatornaya diagramma raboty dizelnogo dvigatelya* [Diesel engine indicator diagram]. Available at: <https://avtika.ru/indikatornaya-diagramma-raboty-dizelnogo-dvigatelya/> (accessed 16 November 2022).
- Kleinert M., Barth T. Motor fuels from biomass pyrolysis. *Chem. Eng. Technol.*, 2008, vol. 31 (5), pp. 773–781.
- Hossain A.K., Davies P.A. Pyrolysis liquids and gases as alternative fuels in internal combustion engines – a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews. Pergamon*, 2013, vol. 21, pp. 165–189.

9. Rinaldini C.A. Performance, emission and combustion characteristics of a DI engine running on waste plastic oil. *Fuel. Elsevier Ltd*, 2016, vol. 183, pp. 292–303.
10. Allesina G. Biodiesel and electrical power production through vegetable oil extraction and byproducts gasification: Modeling of the system. *Bioresour. Technol. Elsevier Ltd*, 2014, vol. 170, pp. 278–285.
11. Hossain A.K., Davies P.A. Plant oils as fuels for compression ignition engines: A technical review and life-cycle analysis. *Renewable Energy. Pergamon*, 2010, vol. 35, vol. 1, pp. 1–13.
12. Solantausta Y., Nylund N.O., Gust S. Use of pyrolysis oil in a test diesel engine to study the feasibility of a diesel power plant concept. *Biomass and Bioenergy*, 1994, vol. 7, vol. 1–6, pp. 297–306.
13. Rao V.P., Rao B.V.A. Influence of physical and chemical properties of two biodiesel fuels on performance, combustion and exhaust emission characteristics in a DI-CI engine. *Proceedings of the Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division*. Chicago, Illinois, USA, 2008, pp. 115–128.
14. Zhang Q. Review of biomass pyrolysis oil properties and upgrading research. *Energy Convers. Manag.*, 2007, vol. 48, no. 1, pp. 87–92.
15. Goyal H.B., Seal D., Saxena R.C. Bio-fuels from thermochemical conversion of renewable resources: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2008, vol. 12, no. 2, pp. 504–517.
16. Mohammed H.I., Garba K., Abubakar L.G. Recent advances on strategies for upgrading biomass pyrolysis vapour to value-added bio-oils for bioenergy and chemicals. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2022, vol. 55, no. 102984.
17. Lu Q., Li W.Z., Zhu X.F. Overview of fuel properties of biomass fast pyrolysis oils. *Energy Convers. Manag.*, 2009, vol. 50 (5), pp. 1376–1383.
18. Basu P. *Biomass Gasification and Pyrolysis*. Burlington, Elsevier Inc., 2010. 365 p.
19. Hsu D.D. Life cycle assessment of gasoline and diesel produced via fast pyrolysis and hydroprocessing. *Biomass and Bioenergy*, 2012, vol. 45, pp. 41–47.
20. Rentizelas A. Comparative techno-economic analysis of ORC and gasification for bioenergy applications. *Energy Convers. Manag. Pergamon*, 2009, vol. 50 (3), pp. 674–681.
21. Shudo T., Nagano T., Robavashi M. Combustion characteristics of waste-pyrolysis gases in an internal combustion engine. *Int. J. Automot. Technol.*, 2003, vol. 4 (1), pp. 1–8.
22. D'Alessandro B. The IPRP (Integrated Pyrolysis Regenerated Plant) technology: from concept to demonstration. *Appl. Energy. Elsevier Ltd*, 2013, vol. 101, pp. 423–431.
23. Rajkumar P., Somasundaram M. Pyrolysis of residual tyres: exergy and kinetics of pyrogas. *South African Journal of Chemical Engineering*, 2022, vol. 42, pp. 53–60.
24. Rinaldini C.A. Experimental investigation on a Common Rail Diesel engine partially fuelled by syngas. *Energy Convers. Manag. Elsevier Ltd*, 2017, vol. 138, pp. 526–537.
25. Rinaldini C.A. Modeling and optimization of industrial internal combustion engines running on Diesel/syngas blends. *Energy Convers. Manag. Elsevier Ltd*, 2019, vol. 182, pp. 89–94.
26. Ganesan N. Experimental based comparative exergy analysis of a spark-ignition Honda GX270 Genset engine fuelled with LPG and syngas. *Energy Sci. Eng. John Wiley and Sons Ltd*, 2022, vol. 10, no. 7, pp. 2191–2204.
27. Ji C. Improving the performance of a spark-ignited gasoline engine with the addition of syngas produced by onboard ethanol steaming reforming. *Int. J. Hydrogen Energy*, 2012, vol. 37 (9), pp. 7860–7868.
28. Copa J.R. Techno-economic assessment of the use of syngas generated from biomass to feed an internal combustion engine. *Energies. MDPI AG*, 2020, vol. 13 (12), pp. 1–31.
29. Lee U., Balu E., Chung J.N. An experimental evaluation of an integrated biomass gasification and power generation system for distributed power applications. *Appl. Energy. Elsevier Ltd*, 2013, vol. 101, pp. 699–708.
30. Martinez J.D. Syngas production in downdraft biomass gasifiers and its application using internal combustion engines. *Renewable Energy. Pergamon*, 2012, vol. 38 (1), pp. 1–9.
31. Henriksen U. The design, construction and operation of a 75 kW two-stage gasifier. *Energy. Elsevier Ltd*, 2006, vol. 31 (10–11), pp. 1542–1553.
32. Soares L.O., Guimaraes V.D.A. Comparison of electric vehicle types considering the emissions and energy-ecological efficiency. *Clean Technologies and Environmental Policy*, 2022, vol. 24 (9), pp. 2851–2863.
33. Vera D. Experimental and economic study of a gasification plant fuelled with olive industry wastes. *Energy Sustain. Dev. Elsevier B.V.*, 2014, vol. 23, pp. 247–257.
34. Elsner W. Experimental and economic study of small-scale CHP installation equipped with downdraft gasifier and internal combustion engine. *Appl. Energy. Elsevier Ltd*, 2017, vol. 202, pp. 213–227.
35. Tsibulskiy S.A. Evaluation of the efficiency of applying wood pyrolysis steam-gas products as a working fluid for gas turbine and internal combustion engine. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2022, vol. 333, no. 1, pp. 178–189. In Rus.
36. *Teplovoy raschet kotlov (Normativny metod)* [Thermal calculation of boilers (normative method)]. St-Petersburg, NPO-TCTI Publ., 1998. 256 p.
37. Nunney M.J. *Light and heavy vehicle technology*. Oxford, Elsevier, 2006. 688 p.
38. Likhonov V.A., Kozlov A.N., Araslanov M.I. *Analysis of the combustion process of diesel fuel in the cylinder 2F 10.5/12.0 depending on the frequency of rotation of the crankshaft*. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Institute of Physics Publishing, 2020, vol. 734 (1).
39. Agarwal A.K. Effect of pilot injection strategy on the methanol-mineral diesel fueled reactivity controlled compression ignition combustion engine. *Fuel*, 2023, vol. 338 (3), pp. 1132–1143.
40. Konkova I.D., Konkov A.Yu. Opreddeniye koeffitsiyenta napolneniya dlya avtomobilnogo dizelya s nadduvom po rezultatam izmereniya vnutritsilindrovogo davleniya [Determination of the filling factor for car diesel with a boost based on the results of the measurement of intracylinder pressure]. *Avtomobilny transport Dalnego Vostoka*, 2014, vol. 1 (1), pp. 229–234.
41. *Dvigateli YAMZ* [YAMZ engines]. Available at: <https://www.yamzmotor.ru/catalog/dvigateli/ymz-v12/ymz-v12-840/euro-0/ymz-845-104533/> (accessed 16 November 2022).
42. Galashov N.N., Tsibulskiy S.A. Parametric analysis of the diagram of the combined cycle gas turbine with a combination of three cycles for improving efficiency when operating in northern gas producing areas. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2019, vol. 330, no. 5, pp. 44–55. In Rus.
43. Galashov N.N., Tsibul'ski S.A. Numerical study of the characteristics of the air condenser section. *MATEC Web of Conferences*, 2015, vol. 37, pp. 01021.

Received: 17 November 2022.

Reviewed: 6 December 2022.

Information about the authors

Svyatoslav A. Tsibulskiy, Cand. Sc., associate professor, National Research Tomsk Polytechnic University.

Kirill B. Larionov, Cand. Sc., Laboratory head, Gorbachev Kuzbass State Technical University.