

ПРОБЛЕМЫ КОРАБЛЕСТРОЕНИЯ И ОКЕАНОТЕХНИКИ

УДК 621.43

Л.А. Захаров¹, А.В. Сеземин², И.Л. Захаров¹, А.Н. Тарасов¹, А.В. Дегтярёв³

МЕТОДИКА ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ ЗАВОДА ОАО «РУМО» 8ЧН 22/28

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева¹,
ОАО «РУМО» (г. Нижний Новгород)²,
ОАО «ЦКБ по СПК им. Р.Е. Алексеева» (г. Нижний Новгород)³

Рассматриваются теоретические и экспериментальные исследования повышения экологической безопасности поршневого двигателя внутреннего сгорания с воспламенением от сжатия и методы ее обеспечения. Предложен скорректированный рабочий цикл и инженерное решение с рациональной геометрической, физической и термодинамической моделями, обеспечивающий выполнение современных норм по образованию токсичных веществ ПДВС 8ЧН 22/28 с ОГ отечественных и зарубежных стандартов IMO Tier II при сохранении энергетических и экономических показателей.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, экологическая безопасность, отработавшие газы, рабочий цикл, модели цикла.

В конце XX в. все страны, производящие поршневые двигатели внутреннего сгорания (ПДВС) с воспламенением от сжатия, отмечали 100-летие мирового двигателестроения.

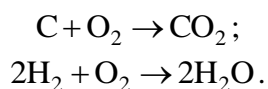
Сегодня ПДВС с воспламенением от сжатия заняли одно из ведущих мест в составе энергетических установок водного, воздушного и наземного транспорта, благодаря их важным преимуществам:

- большому диапазону получения агрегатной *внутренней энергии* (от нескольких кДж до 450000 МДж) – способ обеспечения энергетической безопасности;
- высокой топливной экономичности (до 153 г/кВт·ч), определяемой эффективным энергопреобразованием, коэффициентом полезного действия около 50% – метод экономической безопасности;
- широкому диапазону скоростных и нагрузочных режимов – эффективный метод повышения экологической безопасности по российским и европейским стандартам.

В последние 20–25 лет мировое двигателестроение энергично развивалось, при этом были полностью пересмотрены основные тенденции реформирования и развития инженерных решений и их методов обеспечения энергетической, экономической и экологической безопасности. Преодолен как бы «звуковой барьер» – по величине среднего термодинамического, индикаторного и эффективного давлений, следовательно, по увеличению цилиндровых и агрегатных мощностей. Найдены новые принципиальные идеи повышения энергопреобразования (анализ, синтез, расчет полного объема цилиндра $V_a = \text{const}$ при минимальной геометрической степени сжатия $\epsilon = 11$, в качестве первоначальной точки для расчета; использования КШМ с переменной геометрической степенью сжатия от 11 до 30 за счет увеличения отношения хода поршня к диаметру цилиндра от 1,25 до 1,33; повышения давления впрыска топлива до 240 МПа и максимального давления сгорания до 19–22 МПа [1, 2, 3].

Экологическая безопасность поршневых двигателей внутреннего сгорания с воспламенением от сжатия и методы ее обеспечения – чрезвычайно актуальны. Изучение закономерностей эмиссии вредных веществ, поиск и реализация путей снижения токсичности выбросов с отработавшим рабочим телом ПДВС находятся в сфере приоритетных направлений модернизаций транспортной техники. Вследствие недостаточного совершенства протекания химических реакций в процессе сгорания, основанного на *поцикловом сжигании* энергоносителя, в отработавших газах ПДВС, выбрасываемых в атмосферу, содержится значительное количество веществ, оказывающих вредное воздействие на окружающую среду и здоровье людей. В составе этих выбросов находится до трехсот химических элементов, а общая масса вредных и токсичных веществ может достигать 30% от массы израсходованного энергетическими установками энергоносителя.

Теоретически при полном сгорании углеводородного энергоносителя образуются продукты вредных и безвредных для здоровья людей веществ: диоксид углерода и пары воды в соответствии с реакциями:



Азот, который содержится в воздухе в количестве 79,1% по объему, переходит в состав отработавших газов. Эти продукты составляют 95-99% объема отработавших газов и не относятся к вредным. Остальные 1-5% объема отработавших газов токсичны и загрязняют окружающую среду:

- оксид углерода, различные углеводороды и сажевые частицы (1,1-3,9%);
- оксиды азота (0,2-0,25%).

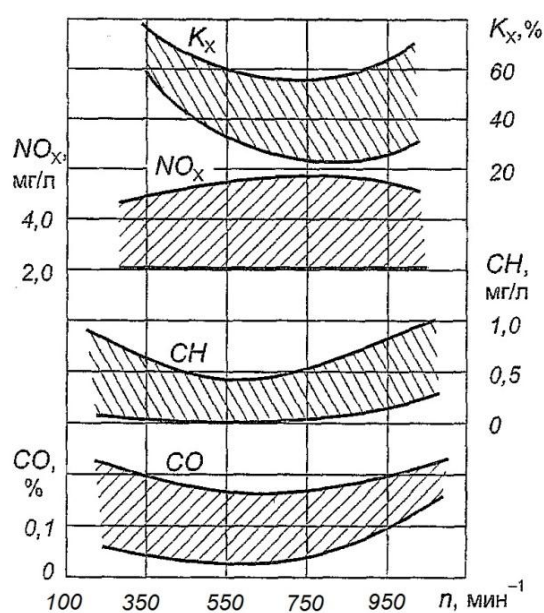


Рис. 1. Зависимость содержания токсичных веществ в отработавших газах ПДВС с воспламенением от сжатия от частоты вращения коленчатого вала

Оксид азота NO – кровяной яд, а диоксид азота NO_2 в составе азотной кислоты разрушает ткани бронхов и легких при концентрации 40-80 млн^{-1} . Концентрация CO в количестве 1200-1600 мг/м^3 приводит к летальному исходу.

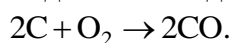
Качество атмосферного воздуха оценивается коэффициентом экологической безопасности, представляющий отношение действительной концентрации вредного и токсичного вещества в воздухе к предельно допустимой его концентрации (ПДК) по медико-санитарным нормам:

$$\eta_{ЭБ} = \frac{C + C_{\phi}}{\text{ПДК}} \leq 1,$$

где C – концентрация вредного или токсичного вещества, выбрасываемого в атмосферу, мг/м³; C_{ϕ} – фоновая концентрация вредного или токсичного вещества, мг/м³; ПДК – предельно допустимая концентрация вредного или токсичного вещества, мг/м³. Коэффициент экологической безопасности $\eta_{ЭБ}$ оценивает возможность постановки ПДВС на производство и на допуск к эксплуатации.

Используя изложенное, рассмотрим образование токсичных веществ при осуществлении рабочего цикла в рабочей камере ПДВС. Поцикловое сгорание энергоносителя в рабочей камере ПДВС как механизм образования вредных и токсичных компонентов отработавших газов еще не до конца раскрыт. Однако на современном уровне исследованы закономерности влияния режимных и регулировочных факторов на эмиссию отдельных компонентов, которые необходимо проанализировать:

- образование оксида углерода происходит из-за недостатка окислителя:



Концентрация CO в отработавших газах ПДВС с воспламенением от сжатия обычно не превышает 0,-0,4%, а его удельный выброс находится в пределах 5-9 г/кВт·ч;

- образование углеводородов происходит в виде продуктов неполного разложения и окисления энергоносителя, а также пары топлива. Углеводороды СН образуются также на границе топливной струи с нижним концентрационным пределом и при попадании топлива на холодные стенки поверхности камеры сгорания. При хорошо организованном рабочем цикле концентрация СН в отработавших газах ПДВС с воспламенением от сжатия составляет 400-600 млн⁻¹, а удельный выброс – 1,4-4,2 г/кВт·ч;
- образование диоксида азота происходит при локальной температуре 2500 К в камере сгорания ПДВС с воспламенением от сжатия. Концентрация NO_x колеблется от 1200-4400 млн⁻¹, а удельный выброс достигает 17-19 г/кВт·ч;
- сажа образуется в течение всего процесса сгорания энергоносителя в виде частиц размером 0,4-0,8 мкм.

Далее рассмотрим *основные факторы*, влияющие на образование токсичных выбросов: оксиды углерода и азота, углеводороды и сажа. Определяющими факторами их образования являются:

- коэффициенты избытка воздуха локальный и общий;
- равномерность макроструктуры и рациональная микроструктура рабочей смеси.

В ПДВС с воспламенением от сжатия общий и локальный коэффициент избытка воздуха обеспечивает содержание в отработавших газах твердых частиц (сажи) R_z и углеводородов СН, но мало влияет на концентрацию оксида углерода CO. Заметное увеличение продуктов неполного сгорания и сажеобразование наблюдается при коэффициенте избытка воздуха 1,25-1,45.

Равновесность макроструктуры и рациональная микроструктура требует рационального угла момента впрыска энергоносителя под высоким давлением и образования рациональной рабочей смеси, позволяющая получить наиболее выгодные энергетические, экономические и экологические показатели в рабочей камере цилиндра ПДВС. Однако при работе ПДВС по скоростной характеристике (рис. 1) (с подачей топлива по минимальному содержанию CO – нижние кривые, и на полной подаче топлива – верхние кривые) с увеличением частоты вращения наблюдается некоторое снижение (по всему фронту подачи топлива) CO, СН, NO_x, сажи и дымности, что объясняется интенсификацией процессов впрыскивания, распыливания, подогрева, испарения и смешения энергоносителя с усилением вращения воздуха вокруг и вдоль продольной оси цилиндра. Такое улучшение экологических характеристик происходит только до определенного режима (по данным эксперимента до

$n = (0,77...0,81) \cdot n_n$). Дальнейший рост частоты вращения коленчатого вала сокращает время и ухудшает качество смесеобразования, что ведет к повышению концентрации CO , CH , NO_x , сажи и дымности по всему фронту и ограничивает его быстроходность. На рис. 1 максимальное значение содержания NO_x по всему фронту соответствует режиму полного и быстрого сгорания энергоносителя, когда содержание CO и CH минимально.

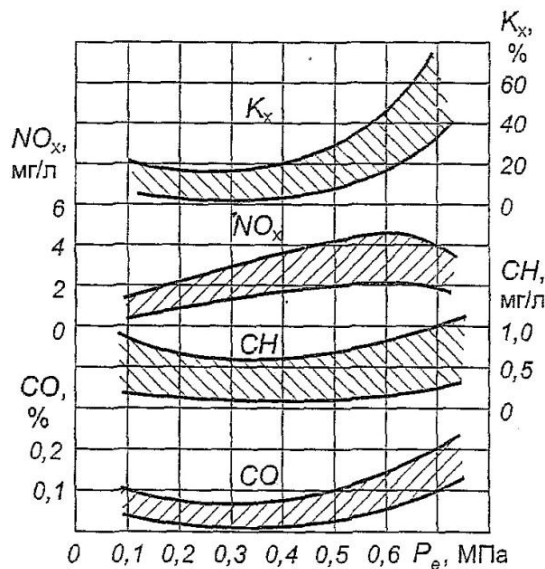


Рис. 2. Зависимость содержания токсичных веществ в отработавших газах ПДВС с воспламенением от сжатия от нагрузки

Общей закономерностью образования токсичных компонентов в отработавших газах ПДВС с воспламенением от сжатия является рост продуктов неполного сгорания (CO , CH , сажи) по мере увеличения нагрузки (рис. 2), когда коэффициент избытка воздуха понижается от 6,5-8,5 единиц на холостом ходу до 1,6-1,8 на режиме номинальной мощности. В отработавших газах ПДВС с воспламенением от сжатия (рис. 2) на режиме холостого хода содержится 0,1% (по объему) CO , концентрация которого по всему фронту увеличивается при росте среднего эффективного давления вплоть до 0,2% на режиме полной подачи топлива.

Образованию CH в продуктах сгорания ПДВС с воспламенением от сжатия способствуют относительно низкие температуры среды и локальный дефицит кислорода. Поэтому на малых нагрузках по всему фронту образуется наибольшее количество углеводородов (вплоть до $0,8 \text{ г/м}^3$). Минимум выбросов CH происходит при $p_{me} = 0,45-0,65$ МПа, а при полной подаче энергоносителя, вследствие локального дефицита кислорода в зонах диффузионного горения, концентрация CH вновь повышается.

Образование сажи с повышением нагрузки более значительное. Резкое повышение дымности начинается по всему фронту с $p_{me} = 0,45-0,55$ МПа из-за ухудшения процесса смесеобразования, при рациональном значении цикловой подачи, обеспечивающее выполнение нормативов по дымности отработавших газов.

Количество оксидов азота NO_x в отработавших газах ПДВС с воспламенением от сжатия по мере роста нагрузки также возрастает по всему фронту, достигая максимума при $p_{me} = 0,55-0,65$ МПа, что объясняется ростом температурного уровня рабочего цикла при сохранении достаточного количества несвязанного кислорода. Дальнейший рост нагрузки приводит к ухудшению смесеобразования вследствие увеличения цикловой подачи энергоносителя и появления в камере сгорания большого числа зон переобогащения топливом. В этих зонах уменьшается температура и недостаточна концентрация несвязанного кислорода, что уменьшает эмиссию NO_x в отработавших газах.

Предельно допустимая концентрация основных токсичных компонентов обработавших газов ПДВС в атмосфере представлена в табл. 1 предельные значения выбросов NO_x по ИМО на рис. 3. Экспериментами установлено, что эффективность методов снижения выбросов NO_x (рис. 4).

Таблица 1

Предельные значения выбросов NO_x по ИМО

Период действия	NO_x , г/кВт при номинальной частоте вращения n , мин ⁻¹			Испытательная процедура
	$n < 130$	$130 < n < 2000$	$n > 2000$	
Tier I (01.01.2000...01.01.2011)	17,0	$45 \cdot n^{-0,2}$	9,84	четырёхступенчатые циклы E2, E3 (ISO 8178/4) цикл D2
Tier II (01.01.2011...01.01.2016)	14,36	$44 \cdot n^{-0,23}$	7,66	
Tier III (в зонах ЕСА после 01.01.2016)	3,4	$9 \cdot n^{-0,2}$	1,97	

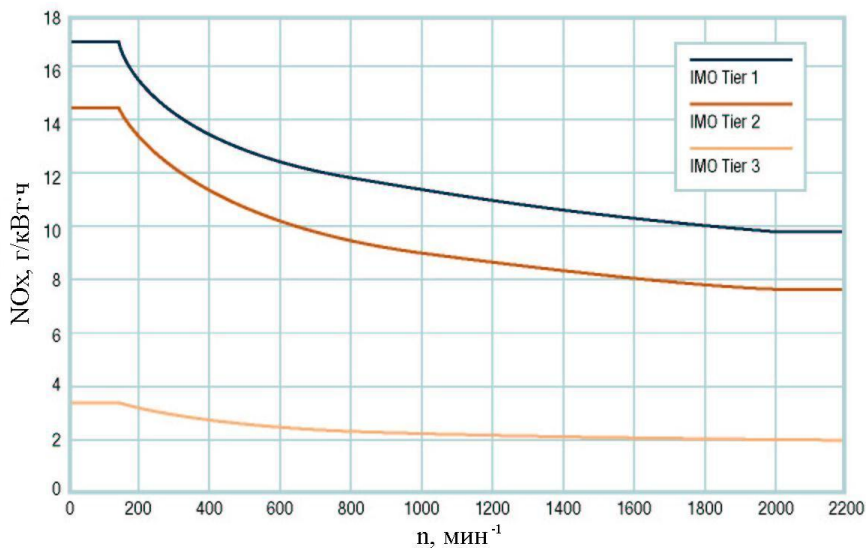


Рис. 3. Предельные значения выбросов NO_x по ИМО

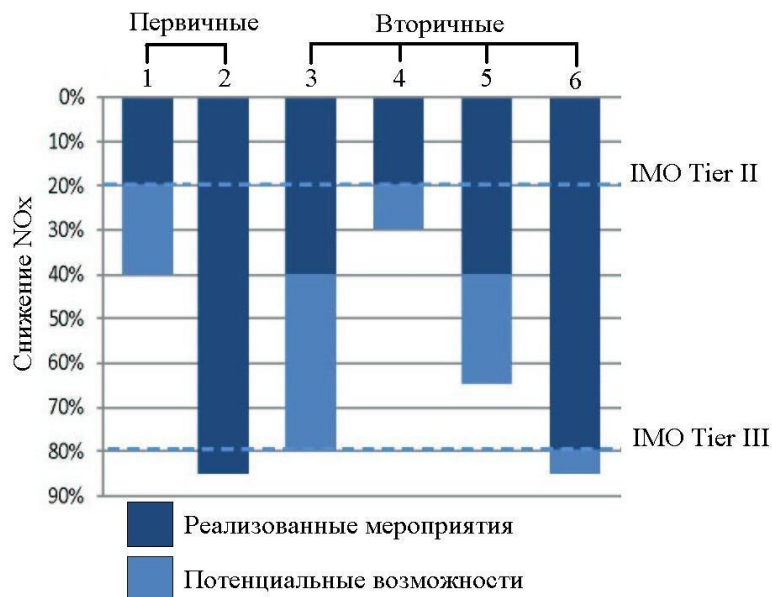


Рис. 4. Методы снижения выбросов NO_x

Анализ рис. 4 показывает, что одним из основных методов снижения выбросов NO_x является метод совершенствования рабочего цикла ПДВС, который позволит обеспечивать экологическую безопасность по выбросам NO_x по отечественным и европейским стандартам IMO Tier II.

Рассмотрим предлагаемый модернизированный термодинамический цикл.

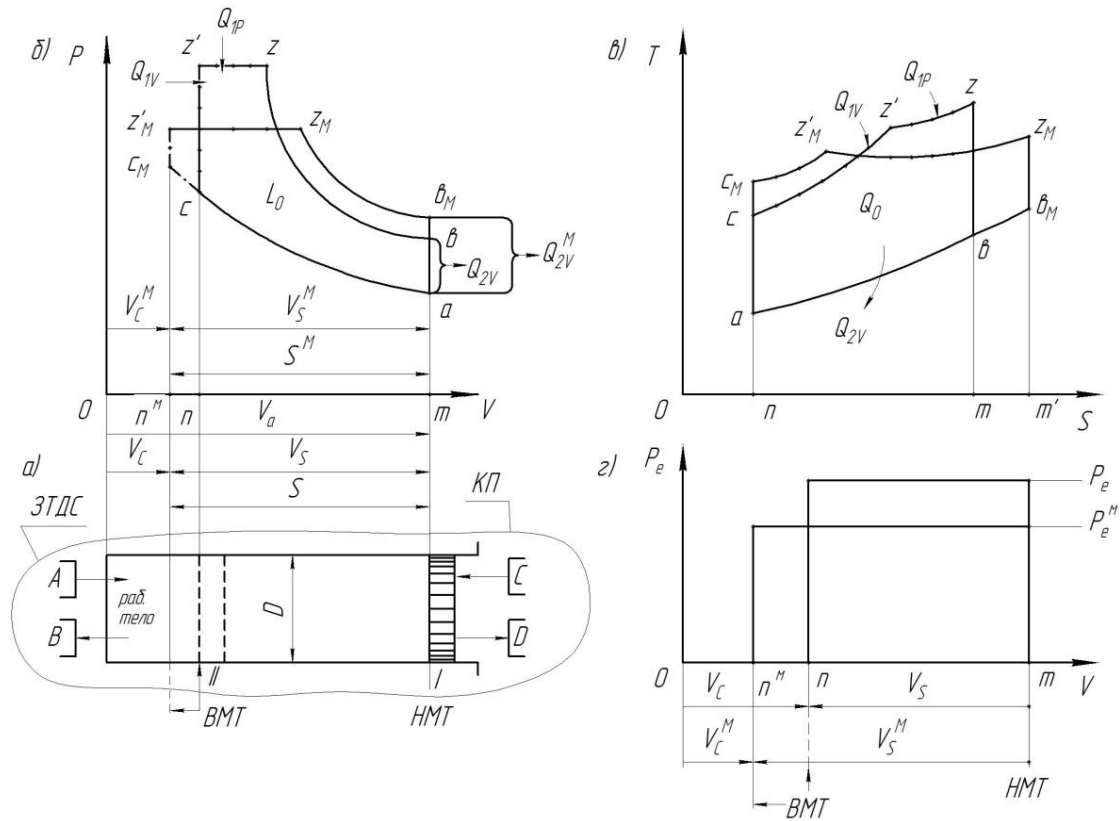


Рис. 5. Теоретический ПДВС 8ЧН 22/28 работающий:

a – по циклу Тринклера с $\epsilon=13,5$; *б* – по модернизированному циклу Тринклера с $\epsilon=15$ в V, p и s, T диаграммах; *1* – полезная работа L_0 рабочего цикла Тринклера равна площади диаграммы F , т.е. $L_0 = F_{acz'zba}$; *2* – полезная работа L_0^M модернизированного цикла, равна площади диаграммы F^M , т.е. $L_0^M = F^M_{acmz'mzmbma}$; $L_0 = L_0^M$ – по условиям эксперимента (рис. 5, б); $Q_0 = Q_0^M$ – по условиям эксперимента (рис. 5, в); $P_e \neq P_e^M$ – по условиям эксперимента (рис. 5, г)

На рис. 5 приведен теоретический ПДВС, работающий по циклу Тринклера. Теоретический ПДВС состоит: 1) из геометрической модели (рис. 5, а), в которую входит размерность ПДВС 8ЧН 22/28 ($D=0,220$ м, $S=0,280$ м, $V_a=0,011524846660$ м³, $V_s=0,010638320$ м³, $V_c=0,00088652660$ м³, $\epsilon=13$, $\Theta = S/D = 1,273$, $k = r/l = 1/4,643$, НМТ, ВМТ, цилиндр закрытый подвижным поршнем). Для проведения всесторонних исследований Θ и k необходимо иметь точку отсчета. Такой точкой отсчета предлагается минимальная степень сжатия $\epsilon=11$ для ПДВС с воспламенением от сжатия и полный объем цилиндра $V_a=0,011524846660$ м³ исследуемого двигателя, по которым определяется начальный рабочий объем цилиндра и ход поршня ($V_s^H = 0,0104771333330$ м³, $S^H = 0,275758$ м, $\Theta^H = S^H/D = 1,253444$). Исследование на геометрической модели – получение максимальной энергии энергоносителя и его энергопреобразование (при степенях сжатия $\epsilon=11, 13, 15, 20, 25, 30, 40, 50$), получение наивыгоднейших термодинамических показателей.

Физическая модель (рис. 5, б), включает: рабочее тело (воздух как идеальный газ и энергоноситель подвода количества энергии к рабочему телу, помещенных в цилиндр ПДВС;

источник [С и приемник [D механической энергии; источник и приемник энергии рабочему телу и от рабочего тела соответственно А] и В]; контрольная поверхность КП).

Термодинамическая модель включает: $acz'zba$ – рабочий цикл ПДВС, работающий по циклу Тринклера (ac – адиабатический процесс сжатия; cz' – изохорический процесс подвода теплоты $Q_{1v}=0,6 \cdot Q_1$; $z'z$ – изобарический процесс подвода теплоты $Q_{1p}=0,4 \cdot Q_1$; zb – адиабатический процесс расширения; ba – изохорический процесс отвода теплоты Q_{2v}), позволяющий получить наивыгоднейшие энергетические, экономические и экологические показатели.

Для выполнения экологической безопасности по выбросам NO_x с отработавшими газами ПДВС предлагается модернизированный термодинамический цикл Тринклера (рис. 5):

1) в геометрической модели введено изменение: степень сжатия увеличена с 13 до 15;
2) в физической модели введено изменение: четыре топливных факела (1, 3, 5, 7) имеют угол наклона 72° , а другие четыре топливных факела (2, 4, 6, 8) имеют угол наклона 75° , как на серийном ПДВС;

3) в термодинамической модели введено изменение: ac_m – процесс сжатия представлен в виде двух последовательно повторяющихся процессов (ac – адиабатический процесс сжатия и cc_m – политропический процесс сжатия при увеличении степени сжатия с 13 до 15 с дополнительным подводом энергии $Q_{1m} = 0,14Q_1$ от теплоисточника А]; $c_mz'_m$ – изохорический процесс с подводом энергии $Q_{1v} = 0,2Q_1$ от теплоисточника А]; z'_mz_m – изобарический процесс с подводом энергии $Q_{1p} = 0,66Q_1$ от теплоисточника А]; $z_m b_m$ – адиабатический процесс расширения; $b_m a$ – изохорический процесс отвода энергии от рабочего тела Q_{2v}^m в теплоприемник В]) [4, 5, 6].

Проведен синтез в САПР ДВС (исследование) циклов Тринклера и скорректированного цикла Тринклера, у которых полезные работы одинаковые, но температуры в точке z у скорректированного цикла ниже на 400 К по сравнению с циклом Тринклера, что резко уменьшает образование оксидов азота на действительном процессе в камере сгорания ПДВС с воспламенением от сжатия (табл. 2).

Таблица 2

Результаты экспериментального исследования базового и модернизированного рабочего цикла ПДВС 8ЧН 22/28

Оценочные показатели	Базовый рабочий цикл	Модernизированный рабочий цикл
Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	1000	1000
Среднее индикаторное давление, МПа	1,707	1,707
Коэффициент избытка воздуха	2,22	2,20
Угол момента опережения впрыска топлива, п.к.в. до ВМТ	18,0	12,0
Эмиссия NO_x , г/кВт·ч	11,99	8,59
Комплекс суммарной эмиссии NO_x и РМ	1,9	1,84
Индикаторный КПД	0,556	0,557

Анализ экспериментальных значений основных технических показателей работы модернизированного и базового рабочих циклов ПДВС, приведенных в табл. 2, показывает: 1) улучшение экологических показателей за счет модернизации рабочего цикла по первичным мероприятиям позволило выполнить нормы отечественных и зарубежных стандартов по выбросам оксидов азота NO_x с отработавшими газами; 2) сохранение индикаторных показателей ПДВС 8ЧН 22/28 без изменения.

Библиографический список

1. **Захаров, Л.А.** Метод оценки термодинамических показателей поршневого двигателя, работающего по циклу Отто на ранней стадии проектирования / Л.А. Захаров, И.Л. Захаров, А.Н. Тарасов // Журнал ААИ. 2011. №2(67). С. 42–47.
2. **Захаров, Л.А.** Повышение топливной экономичности дизельного двигателя за счет снижения механических потерь / Л.А. Захаров, И.Л. Захаров, А.В. Сеземин // Журнал ААИ. 2011. №3(68). С. 41–43.
3. Современный поршневой ДВС с перспективными энергетическими, экономическим и экологическими показателями, получаемыми за счет повышения внутренней энергии рабочего тела / Л.А. Захаров [и др.] // Журнал ААИ. 2013. №2(79). С. 14–20.
4. Совершенствование термодинамических показателей поршневого двигателя, работающего по гибриднему циклу / Л.А. Захаров [и др.] // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2011. № 1 (86). С. 174–184.
5. Анализ технических характеристик и тенденций развития атмосферных поршневых двигателей внутреннего сгорания / Л.А. Захаров [и др.] // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2013.
6. **Захаров, Л.А.** Исследование и расчет термодинамических показателей поршневого двигателя внутреннего сгорания, работающего по циклу Дизеля, методом технической термодинамики: метод. указ. / сост.: Л.А. Захаров [и др.]; НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – Н. Новгород 2010. – 32 с.

*Дата поступления
в редакцию: 29.04.2014*

L.A. Zakharov, A.V. Sezemin, I.L. Zakharov, A.N. Tarasov, A.V. Degtyarev

**METHODS OF ECOLOGICAL SECURITY OF INTERNAL COMBUSTION PISTON
ENGINE WITH COMPRESSION-IGNITION BY JSC "RUMO" 8CHN 22/28**

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alexeev,
JSC RUMO (Nizhny Novgorod),
JSC CDB for HF n.a. R.E. Alexeev (Nizhny Novgorod)

Subject: The theoretical and experimental studies to improve the environmental safety piston internal combustion engine with compression ignition and methods for achieving this is considered.

Design/methodology/approach: Proposed duty cycle corrected and engineering solutions with a rational geometrical, physical and thermodynamic models, ensuring compliance with modern standards for toxic substances 8CHN HDR 22/28 to exhaust domestic and foreign standards IMO Tier II while maintaining energy and economic indicators.

Findings: The analysis of the experimental values of the basic technical parameters of work of the modernized and source operating cycles shows: improvement of ecological parameters due to modernization of the operating cycle on primary measures allowed to observe the norms of domestic and foreign standards for emissions of nitrogen oxides in exhaust gases; the preservation of indicator indicators of the piston internal combustion engine 8CHN 22/28 without changes.

Key words: internal combustion engine, environment, exhaust gases, the duty cycle, cycle model.