

## МОДЕЛИРОВАНИЕ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ СИСТЕМЫ РЕЦИРКУЛЯЦИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Н.А. Поздняков, ст. препод., Т.А. Варфоломеева, ст. препод. (УО БГАТУ)

### Аннотация

*В статье рассмотрены механизмы образования компонентов отработавших газов дизельных двигателей, представлена модель рабочего процесса и образования вредных веществ в отработавших газах двигателя с системой их рециркуляции. Приведены результаты расчетных исследований и обоснованы оптимальные значения степени рециркуляции.*

### Введение

Современные тракторные дизели, оснащенные эффективными системами управления и регулирования параметров рабочего процесса, имеют высокие массогабаритные показатели, показатели топливной экономичности, низкий уровень шума и вибрации. Учитывая, что на долю дизелей приходится более 30% суммарной установленной мощности транспортных и тяговых энергетических установок и более 25% их токсичных выбросов [1], применение дизелей в районах возделывания сельскохозяйственных культур оказывает отрицательное воздействие на экологическую обстановку, приводит к снижению урожайности культур и продуктивности сельскохозяйственных животных, ухудшению качества кормов.

Перспективные экологические требования к дизельным двигателям грузовых автомобилей и внедорожной техники (Еuro-4 и Еuro-5), а также тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин (Tier 3А и в перспективе Tier 3В) предусматривают значительное снижение эмиссии оксидов азота ( $NO_x$ ) и твердых частиц (ТЧ). Например, стандарты по экологической безопасности Еuro-5 предусматривают снижение выбросов  $NO_x$  примерно на 30%, а ТЧ – на 80% по сравнению с требованиями Еuro-4. Динамика изменения допустимых выбросов  $NO_x$  и ТЧ показана на рис. 1.

В отработавших газах дизелей содержатся оксиды азота в виде  $NO$ ,  $N_2O_3$ ,  $NO_5$ ,  $N_2O_4$ . В атмосферу выбрасывается в основном диоксид азота  $NO_2$  – бесцветный, не имеющий запаха ядовитый газ, раздражающе действующий на органы дыхания. Особенно опасны оксиды азота в городах, где они взаимодействуют с углеводами выхлопных газов и образуют фотохимический туман – смог.

Отравленный оксидами азота воздух начинает действовать с легкого кашля. При повышении концентрации  $NO$  возникает сильный кашель, рвота, иногда головная боль. При контакте с

влажной поверхностью слизистой оболочки оксиды азота образуют кислоты  $HNO_3$  и  $HNO_2$ , которые приводят к отеку легких. В последние десятилетия доказаны высокие канцерогенные свойства оксидов азота.

### Основная часть

С целью выполнения требований экологических стандартов производители дизельных двигателей вынуждены проводить исследования эффективности применения различных устройств, снижающих содержание оксидов азота в отработавших газах дизелей.

Наиболее широкое применение в настоящее время получили несколько видов устройств, снижающих эмиссию  $NO_x$ . Их можно разделить на три основные группы.

#### 1. Использование каталитических нейтрализаторов вредных веществ в отработавших газах

Они устанавливаются в выпускной системе дизеля (перед глушителем). Нейтрализация вредных веществ происходит под действием катализатора (палладий, родий, платина). При этом оксиды азота восстанавливаются на безвредные азот и кислород. В боль-

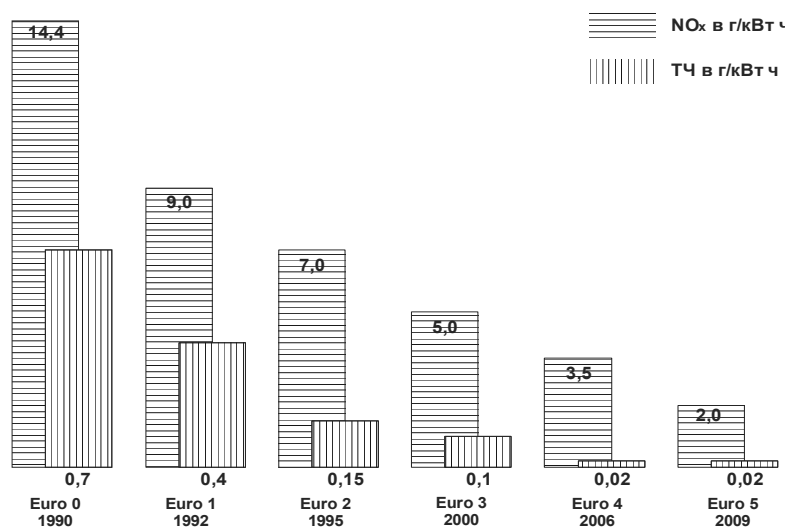


Рисунок 1. Динамика изменения экологических требований для дизельных двигателей

шинстве случаев нейтрализаторы оказывают тройное действие (кроме восстановления  $NO_x$  каталитическое вещество способствует доокислению  $CO$  и  $CH$ ).

Недостатком такого способа снижения эмиссии является необходимость использования редкоземельных металлов. На долю каталитических нейтрализаторов приходится 35% мирового потребления платины, 45% палладия и 90% родия.

## 2. Система SCR (Selective Catalytic Reduction) – селективный каталитический преобразователь

Принцип действия системы SCR заключается в химической реакции аммиака (или чаще – мочевины) с окисью азота выхлопных газов, в результате которой образуются безвредные азот и водяной пар. Реагент, из-за своего синего цвета получивший название AdBlue, впрыскивается в выхлопную систему и смешивается с отработавшими газами.

Главный недостаток SCR – необходимость периодической заправки AdBlue. Бака на 10 л среднестатистическому автомобилю хватает на 400...500 км.

## 3. Система EGR (Exhaust-Gas Recirculation) – рециркуляции отработавших газов

Эта система является наиболее эффективной для использования в тракторных дизелях (рис. 2). Приведенная схема носит общепринятый характер и используется в настоящее время большинством производителей двигателей, и может отличаться конструкцией отдельных устройств.

Процесс рециркуляции представляет собой перепуск части (5...25%) охлажденных отработавших газов (ОГ) мимо турбины во впускной коллектор (после компрессора). Смешивание охлажденных отработавших газов с впускаемым воздухом снижает содержание кислорода в горючей смеси. В результате этого снижается температура сгорания, которая, в свою очередь, снижает образование окислов азота уже во время процесса сгорания.

Оптимальное значение доли рециркулирующего газа (степени рециркуляции) зависит от режима работы двигателя, поэтому в системе предусмотрен регулятор 5. Смешивание ОГ и сжатого воздуха происходит в сопле Вентури 7. Иногда используются схемы отбора рециркулирующих ОГ после турбины и смешивание их с воздухом перед компрессором.

При моделировании образования оксидов, предполагается, что цилиндр разделен на две зоны: зону свежего заряда и зону сгоревшего газа. Зона свежего заряда состоит из воздуха, топлива и остаточных газов. Во время сгорания объем зоны сгоревших газов увеличивается. При расчете сгорания предполагается, что локальное значение коэффициента избытка воздуха линейно меняется от начального значения  $\alpha_0 < 1$  до 1. Текущее значение коэффициента избытка воздуха при сгорании  $\alpha_i$  является функцией угла поворота коленчатого вала  $\varphi$

$$\alpha_i = \alpha_0 + \frac{1 - \alpha_0}{\varphi_z} \varphi,$$

где  $\varphi_z$  – продолжительность сгорания по углу поворота коленчатого вала.

Возможности используемой методики:

- пошаговое вычисление равновесной концентрации компонентов продуктов сгорания для 18 компонентов в зоне сгоревших газов [2];
- кинетический способ расчета «термических» оксидов азота по цепному механизму Зельдовича [3].

Так как сгорание в двигателе носит характер взрыва, то именно взрыв определяет «термический» механизм образования  $NO$ . В используемой методике все расчеты ведутся по «термическому» механизму.

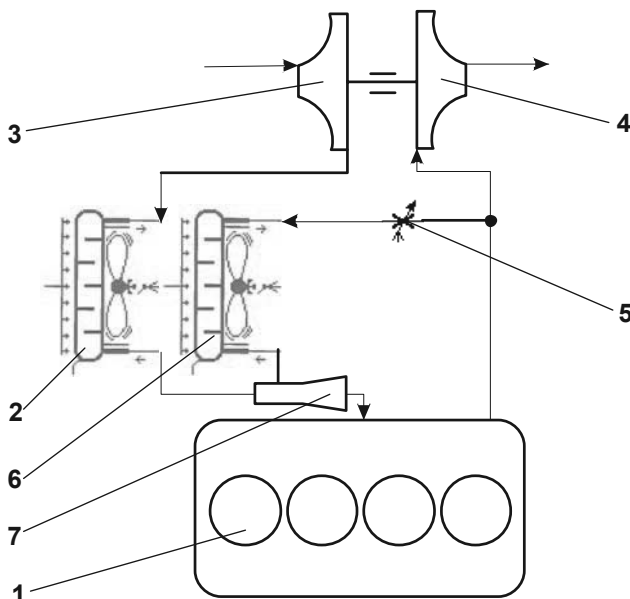
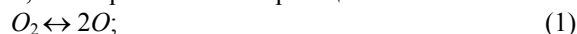


Рисунок 2. Схема системы рециркуляции отработавших газов:

- 1 – двигатель; 2 – охладитель надвучного воздуха; 3 – компрессор; 4 – турбина; 5 – регулятор рециркуляции ОГ; 6 – охладитель рециркулирующих ОГ; 7 – сопло Вентури

Так как в двигателе «термические»  $NO$  основные, то расчеты при моделировании проводятся по термическому механизму.

Окисление азота основывается на цепном механизме, в котором основные реакции:



Основной реакцией является третья. Скорость этой реакции зависит от концентрации атомарного кислорода.

Расчет образования  $NO$  по цепному механизму проводится для зоны сгорания, затем определяется средняя концентрация по всей камере сгорания. Объемная концентрация  $NO$  в продуктах сгорания, определенная для текущего временного шага, определяется выражением [2]:

$$\frac{dr_{NO}}{d\varphi} = \frac{p \cdot 2,333 \cdot 10^7 \cdot e^{-\frac{38020}{T_{cz}}} \cdot r_{N_{2eq}} \cdot r_{O_{eq}} \left[ 1 - \left( \frac{r_{NO}}{r_{NO_{eq}}} \right)^2 \right]}{R \cdot T_{cz} \left( 1 + \frac{2346}{T_{cz}} \cdot e^{-\frac{3365}{T_{cz}}} \cdot \frac{r_{NO}}{r_{O_{2eq}}} \right)} \frac{1}{\omega}, \quad (4)$$

где  $p$  – давление в цилиндре, Па;  $T_{cz}$  – температура газа в зоне сгорания, К;  $R$  – газовая постоянная, Дж/(моль К);  $\omega$  – текущая угловая скорость вращения коленчатого вала, с<sup>-1</sup>;  $r_{NO_{eq}}$ ,  $r_{N_{2eq}}$ ,  $r_{O_{eq}}$ ,  $r_{O_{2eq}}$  – равновесные концентрации оксида азота, азота, кислорода и атомарного кислорода соответственно.

Равновесные концентрации 18 компонентов вычисляются на каждом временном шаге. Список веществ включает в себя:  $O$ ,  $O_2$ ,  $O_3$ ,  $H$ ,  $H_2$ ,  $OH$ ,  $H_2O$ ,  $C$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $CH_4$ ,  $N$ ,  $N_2$ ,  $NO$ ,  $NO_2$ ,  $NH_3$ ,  $HNO_3$ ,  $HCN$ . Полная система уравнений включает 14 уравнений равновесия, 3 выражения сохранения массы, а также закон Дальтона.

Концентрация  $NO$  в цилиндре:  $r_{NOc} = r_{NO} r_{bc}$ ,

где  $r_{bc}$  – доля газа, сгоревшего в цилиндре.

Концентрация «сухих» оксидов  $NO$  в сгоревшем газе, в цилиндре:  $r_{NOdry} = r_{NO} / (1 - r_{H_2O})$ ,

где  $r_{H_2O}$  – объемная доля паров воды в камере сгорания.

Удельный выброс  $NO$ , г/кВтч

$$e_{NO} = \frac{30 r_{NO} M_{bg}}{L_c \eta_m}, \quad (5)$$

где  $M_{bg}$  – масса сгоревшего газа в цилиндре к концу сгорания, кмоль;  $L_c$  – механическая работа, кДж;  $\eta_m$  – механический КПД двигателя.

Сравнение результатов расчета с экспериментальными данными, полученными в МГТУ им. Баумана [4] для дизельного двигателя ЯМЗ-7512, работающего по 13-режимному циклу, приведено на рис. 3.

Степень  $\gamma_{EGR}$  рециркуляции определяется по соотношению:

$$\gamma_{EGR} = \frac{G_{EGR}}{G_{com}}, \quad (6)$$

где  $G_{EGR}$  – расход рециркулирующих отработавших газов;  $G_{com}$  – суммарный расход воздуха и рециркулирующих газов через цилиндры двигателя.

Наличие в системе рециркуляции охладителя описывается термической эффективностью охладителя и потерями давления в охладителе.

В качестве объекта моделирования принят перспективный дизельный автомобильный двигатель мощностью 140 кВт производства Минского моторного завода. Технические параметры двигателя представлены в табл. 1.

**Таблица 1.**

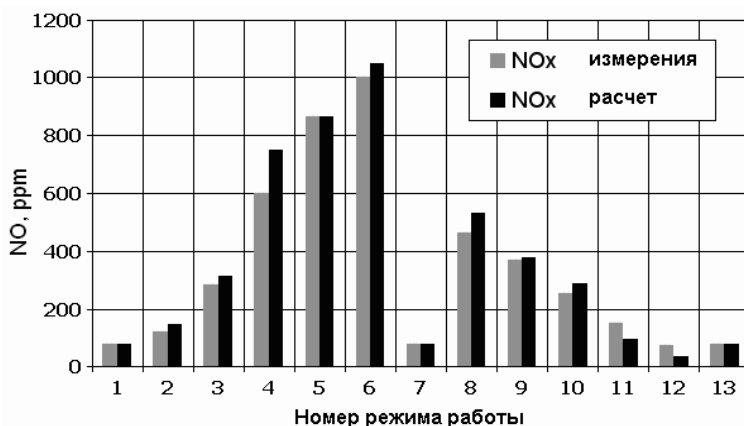
**Технические данные двигателя**

Наименование показателя	Значение
Расположение цилиндров	4L
Рабочий объем, л	4,75
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	110/125
Степень сжатия	17,5
Удельный расход топлива, г/кВт ч (г/л.с. ч)	210 (154)
Мощность, кВт (л.с.)	140 (190)
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	2300
Максимальный крутящий момент, Нм	681
Частота вращения при максимальном крутящем моменте, мин <sup>-1</sup>	1600
Масса, кг	500...540

Целью моделирования является определение уровня эмиссии вредных веществ и значений основных показателей двигателя при различных значениях степени рециркуляции отработавших газов на режимах работы, соответствующих внешней скоростной характеристике.

Предполагается, что на двигателе будет использована аккумуляторная топливная система типа Common Rail с однофазным впрыском. Характеристика впрыска топлива, использованная при моделировании, представлена параметрически (рис. 4), и подбиралась, исходя из условия не превышения давления впрыска 180 МПа (1800 бар). Таким образом, требуемая цикловая доза топлива на каждом из скоростных режимов устанавливалась путем расчета продолжительности впрыска при заданной пропускной способности распылителя с учетом коэффициента расхода сопел.

В модели системы турбонаддува использовалась таблично заданная характеристика нерегулируемого турбокомпрессора ČZ. Охлаждение наддувочного воздуха и перепускаемых газов осуществляется при помощи воздушно-воздушных охладителей с температурой охлаждающего воздуха, равной температуре окружающей среды. Термическая эффективность охладителей принята равной 0,75, потери давления в охладителе наддувочного воздуха – 0,005 МПа, а в охладителе перепускаемых газов – 0,002 МПа.



**Рисунок 3.** Сравнение результатов моделирования и лабораторных исследований эмиссии оксидов азота

Таблица 2.  
Параметры моделирования  
рабочего процесса

Параметры	Скоростные режимы, мин <sup>-1</sup>				
	2300	2200	2000	1800	1600
Давление впрыска, МПа	180				
Цикловая доза топлива, г	0,1011	0,1048	0,1094	0,1094	0,1121
Продолжительность впрыска, град. п.к.в.	24	23,8	22,8	20,7	19,6
Угол начала опережения впрыска, град. до ВМТ	10	9	9	8	8
Степень повышения давления в компрессоре	2,35	2,45	2,45	2,5	2,6
КПД турбокомпрессора	0,555	0,552	0,554	0,550	0,642

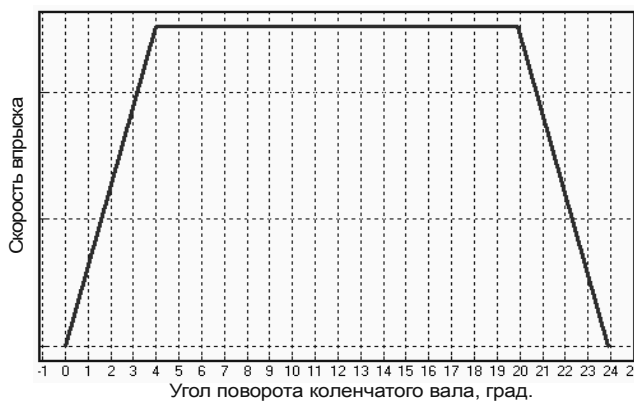


Рисунок 4. Дифференциальная характеристика впрыска топлива

Ниже представлены результаты моделирования влияния степени рециркуляции отработавших газов на экологические, мощностные и экономические показатели двигателя.

На рис. 5 представлены результаты моделирова-

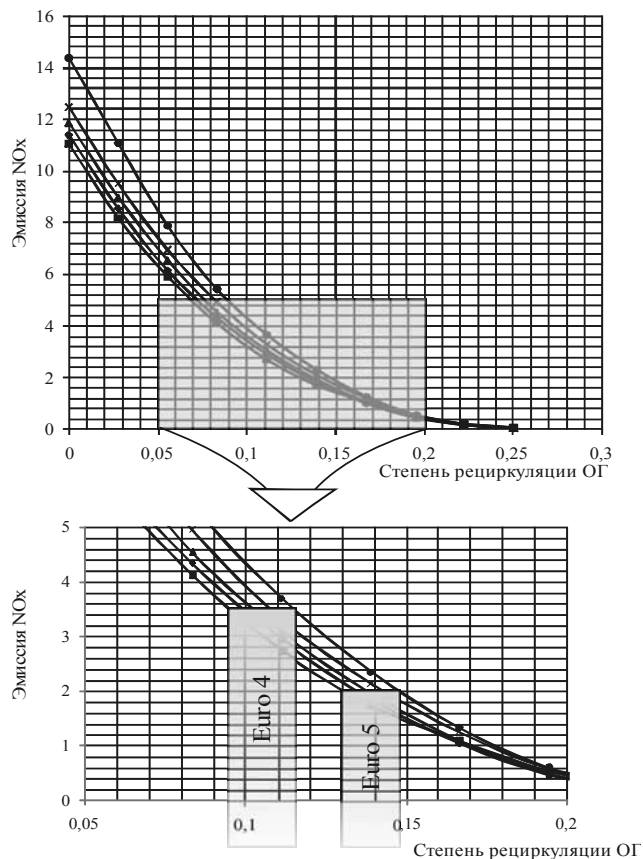
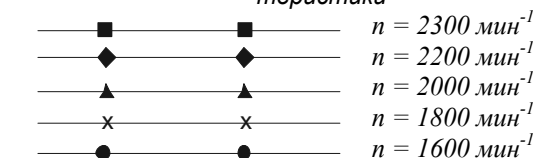


Рисунок 5. Зависимость уровня эмиссии оксидов азота от степени рециркуляции ОГ на различных скоростных режимах внешней скоростной характеристики

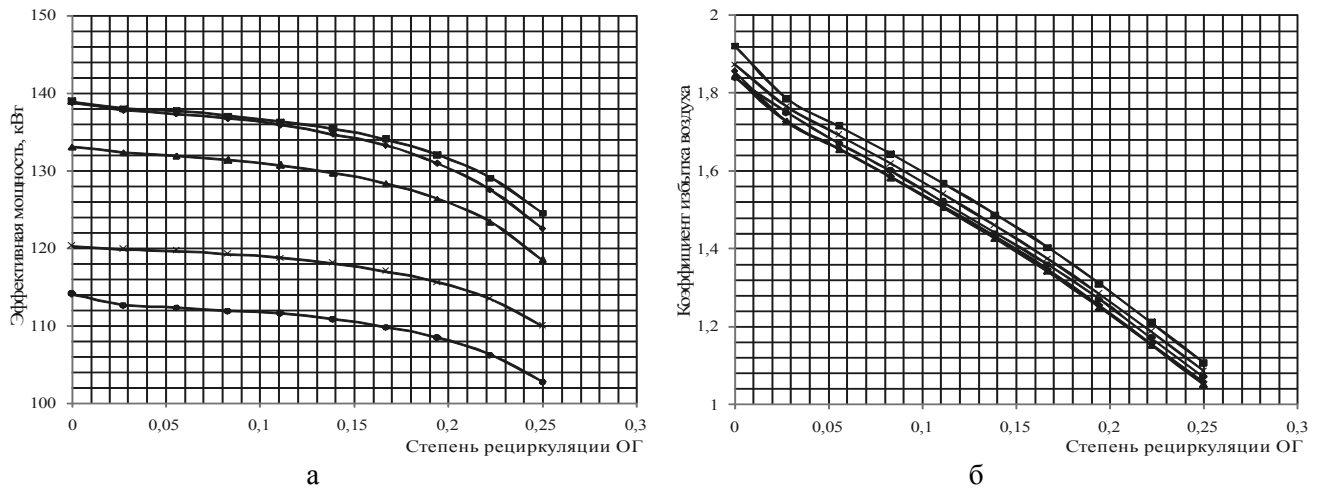


ния эмиссии оксидов азота при различных степенях рециркуляции отработавших газов. Как видно из графика, для выполнения экологических стандартов Euro-4 степень рециркуляции должна изменяться от 0,095 (9,5%) до 0,114 (11,4%) при изменении режима

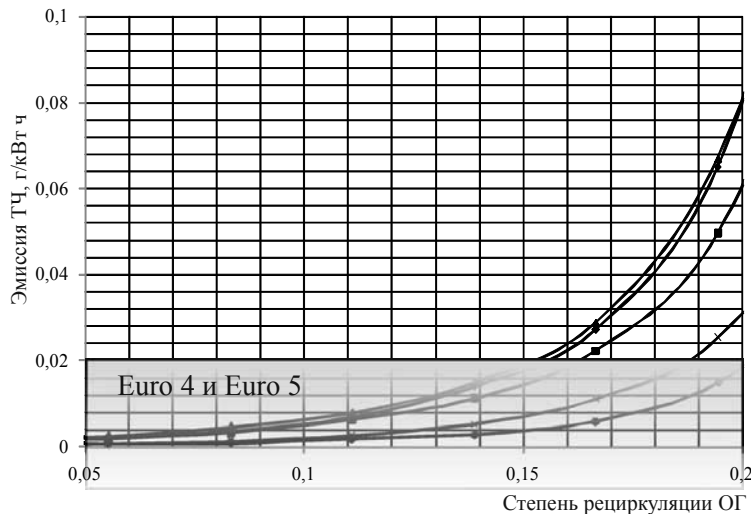
Таблица 3.

Расчетные показатели двигателя

Параметры	Скоростные режимы, мин <sup>-1</sup>				
	2300	2200	2000	1800	1600
Эффективная мощность, кВт	139,0	138,8	133,1	120,3	114,1
Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч)	200,8	199,3	197,3	196,3	199,2
Среднее индикаторное давление, МПа	1,763	1,817	1,891	1,887	1,910
Давление наддува (перед впускным коллектором), МПа	0,225	0,231	0,235	0,240	0,251
Коэффициент избытка воздуха	1,90	1,84	1,82	1,85	1,84
Коэффициент наполнения	0,96	0,96	0,96	0,96	0,94
Коэффициент остаточных газов	0,028	0,027	0,027	0,028	0,031
Максимальное давление цикла, МПа	17,5	17,3	18,5	18,8	19,2
Эмиссия NO <sub>x</sub> (приведенная к NO <sub>2</sub> ), г/(кВт·ч)	11,1	10,7	11,87	12,52	14,4
Эмиссия твердых частиц, г/(кВт·ч)	0,50·10 <sup>-3</sup>	0,66·10 <sup>-3</sup>	0,74·10 <sup>-3</sup>	0,75·10 <sup>-3</sup>	0,81·10 <sup>-3</sup>
Дымность (по шкале Bosch)	0,0074	0,0098	0,0108	0,0144	0,0155



**Рисунок 6. Зависимость эффективной мощности (а) и коэффициента избытка воздуха (б) от степени рециркуляции ОГ на различных скоростных режимах внешней скоростной характеристики (обозначения линий как на рис. 5)**



**Рисунок 7. Зависимость эмиссии твердых частиц от степени рециркуляции ОГ на различных скоростных режимах внешней скоростной характеристики (обозначения линий как на рис. 5)**

работы двигателя по внешней скоростной характеристике от  $2300 \text{ мин}^{-1}$  до  $1600 \text{ мин}^{-1}$ . А для норм Евро-5 – соответственно от 0,13 (13%) до 0,147 (14,7%).

Увеличение степени рециркуляции ОГ сопровождается некоторым снижением мощности (на 1,4...2,9%) и ухудшением экономичности (на 1...2%). Увеличение степени рециркуляции ОГ свыше 20% приводит к значительному снижению эффективной мощности двигателя (рис. 6 а) из-за резкого ухудшения условий сгорания по причине падения коэффициента избытка воздуха (рис 6 б) ниже 1,3.

При указанных зонах регулирования (рис. 5) степени рециркуляции ОГ уровень эмиссии твердых частиц не превышает установленного значения 0,02 г/(кВт·ч) для норм Евро-4 и Евро-5 (рис. 7).

Процессы расчета смесеобразования и сгорания в цилиндре выполнялись с использованием методики и моделей А.С. Кулешова и Л.В. Грехова [4].

Основные параметры и константы используемой модели представлены в табл. 2. Мощностные и экономические показатели двигателя, а также показатели рабочего процесса на моделируемых скоростных режимах без перепуска ОГ представлены в табл. 3.

### Выводы

Моделирование рабочего процесса дизельного двигателя с учетом описания механизма образования оксидов азота позволяет с достаточной степенью точности оценить выбросы вредных веществ на стадии предварительного проектирования. Рециркуляция отработавших газов позволяет в значительной степени снизить концентрацию оксидов азота в отработавших газах. Оптимальное значение степени рециркуляции отработавших газов для четырехцилиндрового двигателя производства ММЗ мощностью 140 кВт для выполнения экологических норм Евро-4 составляет 9,5...11,4% в зависимости от скоростного режима работы, а для норм Евро-5 – соответственно 13...14,7%.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Alkidas, A.C. Relationship between smoke measurements and particulate measurements/ A.C. Alkidas // SAE Techn. Pap. Ser., 1984, N 840412. – 9 p.
2. Разлейцев, Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях/ Н.Ф. Разлейцев. – Харьков: Вища школа, 1980. – 169 с.
3. Зельдович, Я.Б. Физика ударных волн и высокотемпературных гидродинамических явлений / Я.Б. Зельдович, Ю.П. Райзер. – М.: Наука, 1966. – 686 с.
4. Кулешов, А.С. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания/ А.С. Кулешов, Л.В. Грехов. – М.: МГТУ, 2000. – 64 с.