

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Тольяттинский государственный университет»  
Институт машиностроения  
(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»  
(наименование)

13.04.03 «Энергетическое машиностроение»  
(код и наименование направления подготовки)

Энергетические комплексы и системы управления  
(направленность (профиль))

## **ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)**

на тему Анализ влияния альтернативного топлива E85 на рабочий  
процесс двигателя с искровым зажиганием

Студент

**Н. В. Финогенов**

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Научный  
руководитель

**к.т.н., доцент, В.В. Смоленский**

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2022

## Оглавление

Введение.....	3
Глава 1 Изучение литературы для анализа влияния альтернативного топлива E85 на рабочий процесс двигателя с искровым зажиганием ...	6
1.1 Влияние сгорания биотоплива E85 на расход топлива в двигателях с искровым зажиганием .....	6
1.2 Спирты как топливо для двигателей внутреннего сгорания	14
1.3 Экспериментальное сравнительное исследование производительности и выбросов E85 с использованием различных подходов к впрыску в двигателе PFI SI с турбонаддувом .....	17
Глава 2 Описание исследуемых моделей двигателя .....	30
Глава 3 Обзор результатов моделирования процесса сгорания бензина и биотоплива E85 при степени сжатия 7.....	33
3.1 Результаты моделирования процесса сгорания бензина и биотоплива E85 на установке УИТ-85 при степени сжатия 7...	33
3.2 Анализ и обсуждение результаты моделирования процесса сгорания бензина и биотоплива E85 на установке УИТ-85 при степени сжатия 7.....	35
Глава 4 Обзор результатов моделирования процесса сгорания бензина и биотоплива при степени сжатия 10.....	48
4.1 Результаты моделирования процесса сгорания бензина и биотоплива на установке УИТ-85 при степени сжатия 10.....	48
4.2 Анализ и обсуждение результаты моделирования процесса сгорания бензина и биотоплива на установке УИТ-85 при степени сжатия 10.....	50
Заключение.....	64
Список используемых источников.....	66

## Введение

**Актуальность работы и научная значимость настоящего исследования.**

Биотопливо представляет собой альтернативный источник энергии, который должен постепенно уменьшить нашу зависимость от сырой нефти. Быстрое развитие их использования в двигателях внутреннего сгорания является прежде всего следствием их очень положительного баланса выбросов. Возможность использования биотоплива в обычных двигателях внутреннего сгорания определяется его физико-химическими свойствами. Биоэтанол является одним из видов биотоплива, который можно использовать в двигателях с искровым зажиганием. Однако из-за его более низкой теплотворной способности необходимо изменить соотношение смеси топливо/воздух.

Этанол в двигателях SI увеличивает эффективность сгорания, в основном за счет более высокой скорости пламени и содержания кислорода. Скрытая теплота испарения этанола в 2–3 раза выше, чем у бензина; это охлаждает воздух, поступающий в двигатель, и увеличивает объемную эффективность и удельную мощность.

Более того, более высокая температура самовоспламенения, скрытая теплота парообразования и исследовательское октановое число этанола могут снизить склонность двигателя к детонации [2].

Несмотря на эти выгодные характеристики, чистый этанол нелегко использовать в качестве транспортного топлива, главным образом потому, что его низкая теплотворная способность и низкая летучесть затрудняют холодный пуск, особенно в холодном климате.

Самый распространенный способ решить эту проблему — смешать этанол с гораздо более летучим топливом, таким как бензин.

Поэтому оценка влияния альтернативного топлива E85 на рабочий процесс двигателя с искровым зажиганием является актуальной задачей данной работы.

**Объект исследования.**

ДВС с искровым зажиганием.

**Предмет исследования.**

Влияние альтернативного топлива E85 на рабочий процесс ДВС с искровым зажиганием.

**Целью работы** является изучение влияния альтернативного топлива E85 на рабочий процесс бензинового ДВС для выявления возможностей улучшения мощностных и экологических показателей двигателя легкового автомобиля.

**Гипотеза исследования** состоит в том, что мощность атмосферного ДВС определяется условиями сгорания смеси в цилиндре двигателя.

Достижение поставленной цели обеспечивается решением **следующих задач:**

1. провести обзор проблемных источников и наработать материал для изучения влияния альтернативного топлива E85 на рабочий процесс ДВС с искровым зажиганием;
2. выявить улучшения мощностных и экологических показателей двигателя легкового автомобиля при работе на альтернативном биотопливе E85.

**Методы исследования.**

Метод аналитического исследования, метод моделирования рабочего процесса.

**Научная новизна исследования** заключается в идее повысить мощность двигателя на режимах с пределом детонации, за счет применения впрыска веществ, расширяющих границы детонации, что должно способствовать повышению мощности двигателя.

**Личное участие автора** состоит в том, что автор принимал непосредственное участие в формировании аналитического обзора по направлению исследований, а также в разработке модели для исследования и анализе результатов моделирования данных и полученных на основании их анализа практических рекомендаций и выводов.

**Апробация и внедрение результатов работы** велись в течении всего исследования. Его результаты докладывались на следующих конференциях и семинарах:

- на семинарах кафедры «Энергетические машины и системы управления» в 2021 и 2022 г.
- международная научно-практическая конференция «Наука, образование, общество», Россия, г. Тамбов, 30 апреля 2022 г.
- опубликована одна научная статья: Финогенов, Н.В. Анализ токсичности двигателя на сжатом природном газе по результатам моделирования/ Смоленский В.В., Аминов Ш.Т., Финогенов Н.В., Зайнетдинов И.М., Минаев Е.В., Гончаренко П.А. //Научный альманах 2021 · N 4-2(90). С.49-55

**На защиту выносятся:**

1. Анализ влияния альтернативного топлива E85 на рабочий процесс ДВС с искровым зажиганием;
2. Возможности улучшения мощностных и экологических показателей двигателя легкового автомобиля при работе на альтернативном биотопливе E85.

**Структура магистерской диссертации.**

Диссертации состоит из введения, 4 глав, заключения с основными результатами и выводами, содержит 38 рисунков, 10 таблицы, списка использованных источников (47 источника). Основной текст изложен на 70 страницах.

# **Глава 1 Изучение литературы для анализа влияния альтернативного топлива E85 на рабочий процесс двигателя с искровым зажиганием**

## **1.1 Влияние сгорания биотоплива E85 на расход топлива в двигателях с искровым зажиганием**

Степень загрязнения воздуха выхлопными газами увеличивается в зависимости от роста числа автомобилей с обычными двигателями внутреннего сгорания. Эти выбросы оказывают негативное влияние не только на окружающую среду, но и на здоровье человека. По этой причине Европейский Союз уже с 1992 года принял различные нормы и стандарты, которые определяют для производителей автомобилей максимально допустимые уровни содержания вредных газов в выхлопных газах. Эти новые законодательные нормы вынуждают производителей двигателей искать такие технические решения, которые позволили бы им соблюдать установленные предельные значения. Отдельные технические меры включают, например, использование катализаторов, фильтров твердых частиц, устройств впрыска высокого давления и/или модифицированных камер сгорания с турбонагнетателями всасываемого воздуха.

Другая возможность снижения производства вредных выбросов связана с возможной заменой топлива. Двигатели внутреннего сгорания работают в основном на бензине или дизельном топливе, то есть на топливе из сырой нефти. Сырая нефть, однако, является одним из невозобновляемых источников энергии, и этот факт связан с другой проблемой, касающейся потребления ископаемого топлива и покрытия будущих потребностей населения мира. По этой причине в последние десятилетия повышенное внимание уделяется так называемым биотопливам, то есть топливам, изготовленным из различных источников биомассы.

Изменение химического состава биотоплива или, лучше сказать, соотношения между углеродом, водородом и другими элементами (например, кислородом) может значительно снизить не только количество вредных веществ, но и углекислый газ ( $\text{CO}_2$ ), являющийся одним из конечных продуктов процесса полного сгорания.

Для возможности использования этих биотоплив в обычных двигателях без значительных изменений их конструкции необходимо, чтобы их физико-химические свойства были максимально приближены к свойствам нефтяного топлива, и можно сказать, что именно биоэтанол один из тех продуктов, которые являются наиболее перспективными и подходящими для сжигания как в двигателях с искровым, так и в компрессионным зажиганием.

Биоэтанол (этиловый спирт) – продукт брожения, относится к группе легких спиртов. Это конечный продукт тех процессов ферментации, которые преобразуют сырье, содержащее биоразлагаемые отходы и остатки, т.е. простые сахара (сахарная свекла), крахмал (кукуруза, крупы и картофель) или лигноцеллюлозную биомассу (отходы деревообрабатывающей промышленности) в коммунальные продукты.

Первые попытки использования биоэтанола в качестве топлива в поршневых двигателях внутреннего сгорания относятся к концу XIX века. В Чехословакии обязательное добавление 20% этанола в бензин было предписано законом уже в десятилетие 1926-1936 гг. До Второй мировой войны моторное топливо под названием ДИНАКОЛ (50 % этанола, 30 % бензола и 20 % бензина) было доступно на внутреннем рынке, в основном из-за нехватки бензина. Повышение эффективности добычи сырой нефти (имевшее место в начале 20 века) позволило постепенно заменить этанол бензином. Использование смесей этанола и бензина прекратилось в 1950-х годах, в основном из-за еще более дешевого производства бензина.

Однако в начале 21 века запуск биотопливной программы ЕС привел к возвращению смесей этанола и бензина.

Чистый этанол (или топливные смеси, содержащие преимущественно этот легкий спирт) в настоящее время используется крайне редко, в основном из-за некоторых иных свойств этого вида автомобильного топлива. Сами спирты по сравнению с бензином обладают некоторыми отчетливыми и неоспоримыми свойствами, заключающимися в высоком октановом числе и лучшей испаряемости. Существенный недостаток легких спиртов состоит в том, что они (при более низких температурах) недостаточно летучи, что существенно влияет на пусковые свойства двигателей внутреннего сгорания.

При использовании чистого этанола холодный пуск возможен только при температуре выше 7 °С. Этот недостаток обычно решается тем, что это топливо смешивают с легкими углеводородами или с бензином. Способность к холодному пуску улучшена и находится в зоне отрицательных пусковых температур. В некоторых странах топливные смеси, содержащие 85 % этанола и 15 % бензина, используются под торговым наименованием биотоплива E85.

Чтобы его можно было смешивать с бензином, биоэтанол должен быть либо безводным, либо содержать небольшое ее количество.

Еще одним недостатком низших спиртов является низкая эффективность использования топлива. По сравнению с бензином топливная ценность биоэтанола ниже примерно на 30 % (таблица 1), и именно поэтому необходимо изменить (т.е. увеличить) количество впрыскиваемого E85 в цилиндр двигателя, если мы хотим сохранить правильное протекание процесса сгорания в двигателях, оптимизированных для сжигания нефтяного топлива. Согласно Парку, стехиометрическое соотношение E85 составляет 1:10 (т.е. 10 кг воздуха на 1 кг топлива); это означает, что общая потребность в воздухе на 4,7 кг ниже, чем при сжигании бензина.

Полные характеристики испытанного двигателя, работающего на AI95 или E85, представлены на рисунках 1 и 2. Измеренные значения показали, что в двигателе, работающем на E85, его крутящий момент (и, следовательно, также его мощность) постепенно увеличивался. При

максимально открытой дроссельной заслонке и/или при максимальном крутящем моменте средний прирост мощности двигателя составил 3,4 кВт и 5,8 кВт соответственно. По сравнению с АИ95 такое увеличение мощности двигателя обусловлено более высокой температурой испарения и лучшими антидетонационными свойствами Е85.

Таблица 1 – Свойства рассматриваемых топлив

Параметры/топливо	Бензин АИ95	Е85
Удельная плотность (кг/м <sup>3</sup> )	752	784
Плотность энергии (МДж/кг) (25°С)	42-45	28,94
Температура кипения (°С)	30-190	84,8
Давление паров по Рейду (кПа)	54-60	53,6
Исследовательское октановое число (RON)	95	109,1
Н:С	1,86-1,92	2,657
О:С	0	0,411

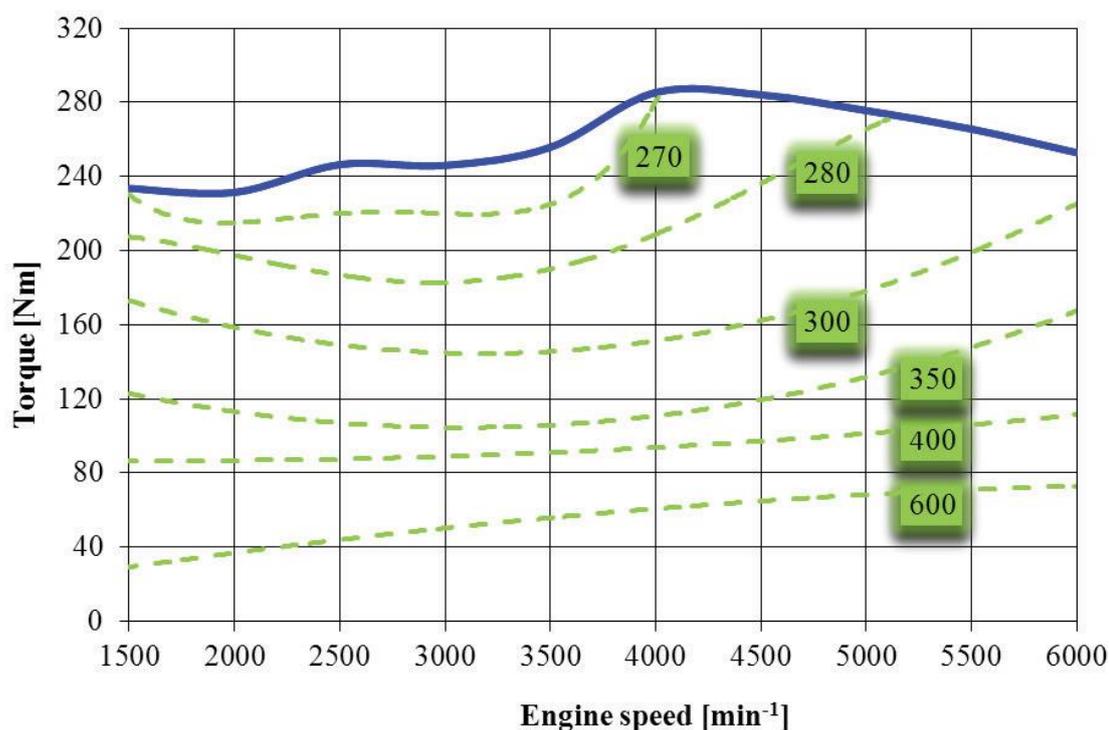


Рисунок 1 – Полные характеристики двигателя, работающего на бензине АИ95

При сгорании Е85 (рисунок 2) приведенное значение удельного расхода топлива двигателя, работающего с максимальным крутящим моментом, составило 352 г/(кВт ч).

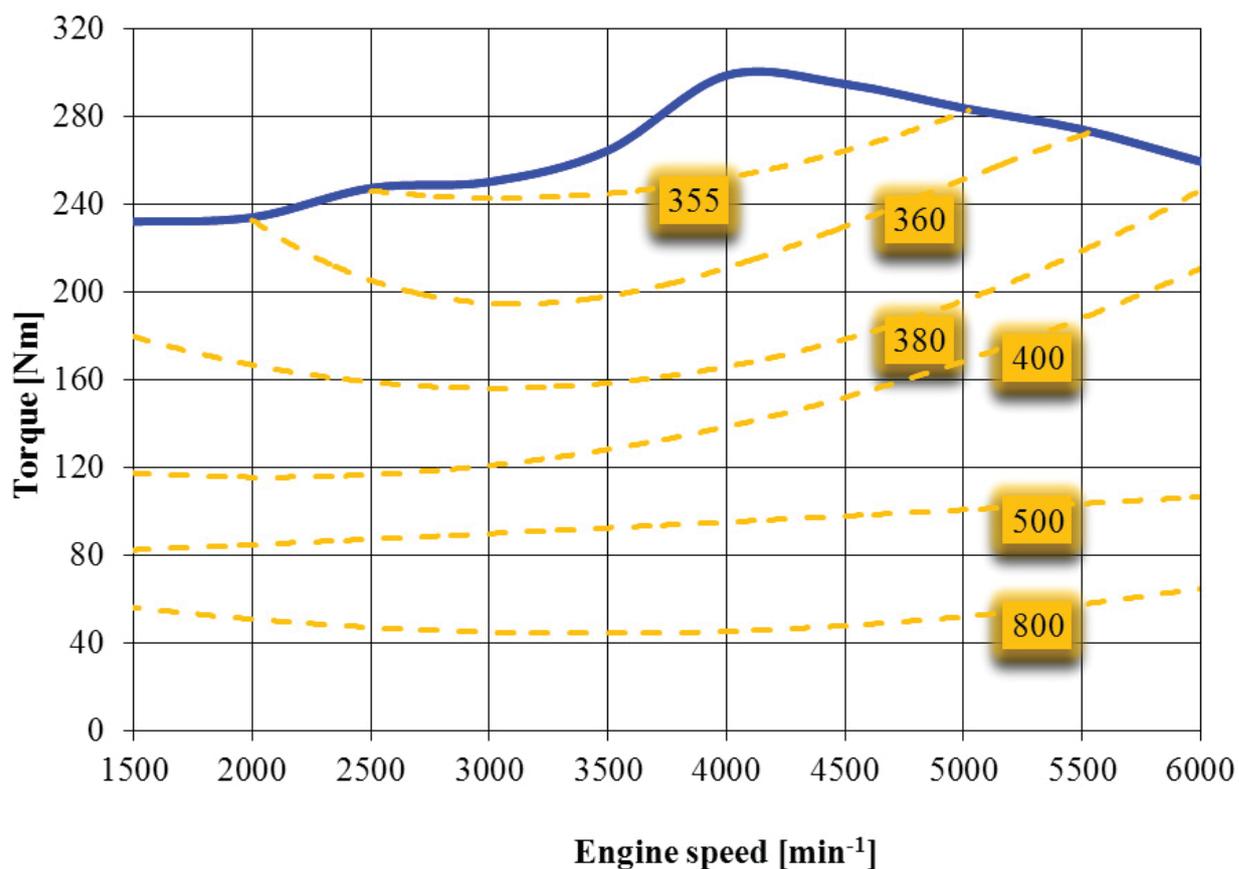


Рисунок 2 – Полные характеристики двигателя на биотопливе E85

По сравнению с результатами, полученными при испытаниях двигателя на АИ95, расход топлива был выше на 81 г/(кВт ч). При использовании АИ95 и при максимальном крутящем моменте приведенное значение удельного расхода топлива составило 271 г/(кВт ч) (рисунок 1). После пересчета приведенного значения удельного расхода топлива в МДж/(кВт ч) (которое отражало потребность энергетической связи в топливе на единицу произведенной энергии) было рассчитано, что расход бензина /воздушная смесь содержала на 11,7 % больше энергии, чем биотопливо/воздух (11,38 МДж/(кВт ч) и 10,19 МДж/(кВт ч) для АИ95 и E85 соответственно). Этот результат показал, что эффективность цикла сгорания E85 была выше, чем у АИ95.

Зависимость расчетных значений часового объемного расхода обоих видов топлива от оборотов двигателя при полностью (100 %) открытой дроссельной заслонке представлена на рисунке 3. При максимальном

крутящем моменте двигателя значения расхода E85 и АИ95 составили 56,54 и 43,32 литра в час соответственно.

Во всем диапазоне измеряемых оборотов средний объемный расход E85 был выше на 30,4 %, чем у АИ95.

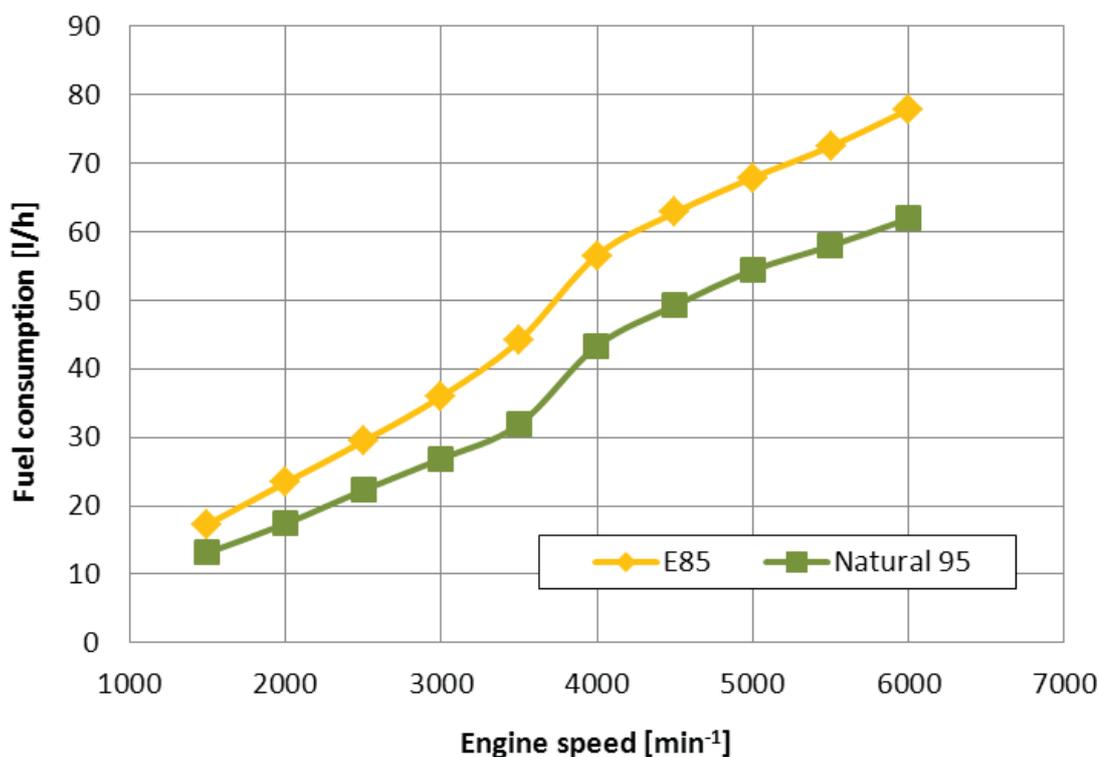


Рисунок 3 – Динамика объемного расхода обоих видов топлива в зависимости от оборотов двигателя при полном (100 %) открытии дроссельной заслонки

КПД цикла сгорания (при максимальном крутящем моменте) E85 составляет 35,33 %, а АИ95 31,63 %. Большая полнота сгорания обусловлена лучшими физико-химическими свойствами E85, чем АИ95. В частности, к основным характеристикам, влияющим на эффективность цикла сгорания, относятся количество тепловыделения при сгорании и скорость сгорания топлива. Измерение, проведенное Schüer и др. (2011) (рисунок 4) показывает, что с увеличением доли этанола в смеси с бензином увеличивается доля выделяемого тепла. Больше тепла может быть чем преобразовано в механическую работу. Топлива, содержащие этанол, также сгорают быстрее,

чем эталонное топливо (бензин без этанола). На рисунке 4 видно, что с увеличением доли этанола увеличивается скорость горения горючей смеси. Четыре вида топлива испытаны при богатом соотношении воздух-топливо  $\alpha = 0,9$ .

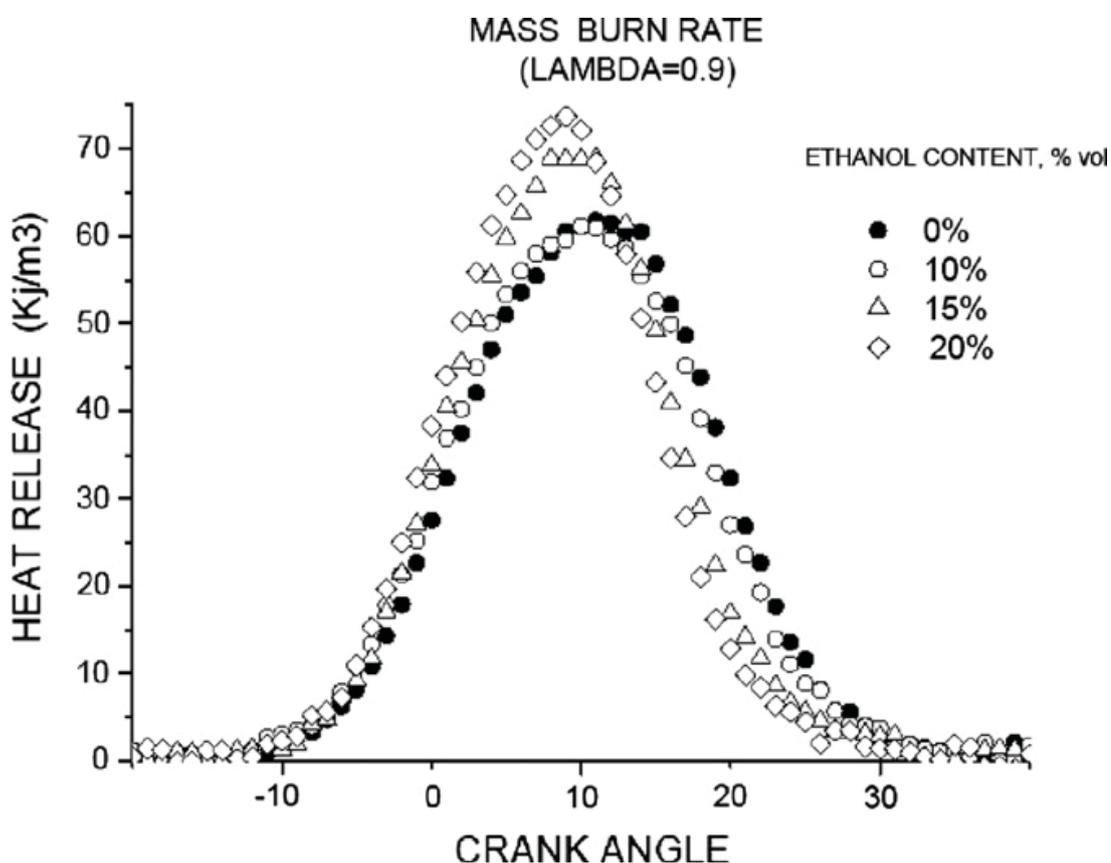


Рисунок 4 – Тепловыделение для четырех испытываемых видов топлива

Характер горения, в частности продолжительность горения, зависят от состава и однородности смеси, а также от циркуляции смеси и условий (температура, давление) в камере сгорания. На гомогенность смеси влияет кислород в топливе.

Из-за высокого процентного содержания кислорода в молекуле этанола теплотворная способность E85 ниже, чем у других топлив, изготовленных из нефти, но смеси этанола с бензином являются предоксигенаторными. Предварительная оксигенация положительно влияет на однородность смеси, на скорость горения.

Этот факт показывает возможность использования смеси этанола с бензином для повышения полноты сгорания цикла. При содержании этанола 15 % и 20 % происходит не только существенно более быстрое сгорание, но и высокое мгновенное тепловыделение.

Для 10% этанола выделение тепла лишь немного быстрее, чем в эталонных образцах.

Результаты измерений соответствуют данным, опубликованным Кос и др. (2009). Эти авторы использовали различные смеси биотоплива E50 и E85 и проанализировали их влияние на изменение выходных параметров и выбросов. Их измерения проводились с использованием одноцилиндрового двигателя с переменной степенью сжатия. Их результаты также показали, что потребление E85 может быть заметно снижено при использовании двигателей с более высокой степенью сжатия.

В двигателях с искровым зажиганием применение более высоких степеней сжатия ограничивается их антидетонационными свойствами или, лучше сказать, октановым числом топлива. По сравнению с бензином у биотоплива E85 высокое октановое число (таблица 1), поэтому его можно сжигать в двигателях с высокой степенью сжатия и более высоким тепловым КПД.

Изменение степени сжатия двигателя может быть в определенной степени заменено либо настройкой опережения зажигания, либо (в двигателях с избыточным наддувом) повышенным давлением наддува. Таким образом, чтобы иметь возможность использовать тестируемый двигатель в условиях лучшего расхода топлива E85, необходимо установить опережение зажигания для каждой измеряемой точки.

Милер и др. (2009 г.) выполнил аналогичные измерения с двигателем Škoda Felicia 1.3 MPI; их цель состояла в том, чтобы оценить влияние сгорания E85 на экологические и экономические параметры тестируемого двигателя. Тюнинг двигателя производился только на основе увеличенного периода впрыска топлива.

После измерения рабочих характеристик двигателя на испытательной станции они выполнили виртуальную симуляцию двух частей Нового европейского ездового цикла (NEDC), а именно. городской ездовой цикл (UDC) и загородный ездовой цикл (EUDC) по отношению к одному километру движения. Их результаты показали, что в условиях комбинированного вождения (т.е. работы двигателя) объемный расход топлива увеличился на 46,4 % на километр.

## **1.2 Спирты как топливо для двигателей внутреннего сгорания**

**ЭТАНОЛ.** Этанол можно производить из сельскохозяйственных продуктов, таких как сахарный тростник, кукуруза, картофель и т.д. Преимущество использования первичных спиртов в качестве топлива заключается в том, что они могут производиться внутри страны и могут снизить выбросы CO и HC. Спирты, как правило, намного более эффективны и обеспечивают более чистые характеристики горения по сравнению с топливом на основе нефти, таким как бензин. Они имеют более высокое октановое число, что позволяет разрабатывать специализированные двигатели на этаноле для более высоких степеней сжатия, не опасаясь детонации. Однако использование этанола оказывает дополнительное давление на и без того скудную доступность продуктов питания из-за диверсификации земель для производства этанола. Следовательно, необходимо изучить альтернативные ресурсы для производства спирта, чтобы сделать его устойчивым топливом.

**МЕТАНОЛ.** На протяжении всей истории производства энергии из углеродных источников наблюдается постоянный переход к низкоуглеродным видам топлива (более низкое соотношение C/H). Переход от топливной древесины к ископаемому углю с последующим переходом на нефть и, наконец, на природный газ в настоящее время, предполагает естественную адаптацию первичного топлива, богатого водородом, такого

как метанол. Преимущества метанола включают более низкие выбросы, улучшенный тепловой КПД двигателя при торможении и меньшую опасность возгорания из-за меньшего диапазона воспламеняемости по сравнению с бензином. Метанол можно производить из малоценных сельскохозяйственных отходов, биомассы и других углеродсодержащих первичных источников, таких как природный газ, уголь и т.д.

По данным Института метанола США, двигатели, работающие на метаноле, демонстрируют прирост энергоэффективности на 50% по сравнению с бензином. Поэтому метанол широко используется в автоспорте.

Излишки метана можно использовать для производства метанола для транспорта, потенциально снижая выбросы парниковых газов.  $\text{CO}_2$ , образующийся при сжигании метанола, используется заводами и за короткий период времени превращается обратно в сельскохозяйственные отходы, которые в дальнейшем можно использовать для производства метанола. Таким образом, метанол имеет гораздо более короткое время рециркуляции по сравнению с ископаемым топливом, что делает его возобновляемым топливом. При производстве метанола из сельскохозяйственных и муниципальных твердых отходов (ТБО) будут использоваться эти ресурсы, которые в противном случае сбрасываются на свалки и водоемы или сжигаются. Все эти средства экологически небезопасны. Также уголь можно превратить в метанол в процессе газификации и использовать в транспортном секторе в качестве топлива.

В отличие от КППГ или водорода, метанол не требует какой-либо уникальной распределительной сети. Потенциально его можно откачивать от существующих бензиновых и дизельных бензонасосов, что позволяет сэкономить значительную сумму денег и избежать необходимости строительства дополнительной инфраструктуры. Знание свойств топлива необходимо для проектирования и проектирования систем сгорания, систем хранения топлива, а также систем обращения с топливом и его распределения.

Свойства топлива существенно влияют на характеристики двигателя, выбросы и сгорание; следовательно, важно понимать свойства метанола по сравнению с обычным топливом. В таблице 2 сравниваются некоторые важные топливные свойства метанола, дизельного топлива, этанола и бензина.

Таблица 2 – Свойства метанола по сравнению с другими видами топлива

Свойство	Метанол	Спирт этиловый	Дизельное топливо	Бензин
Химическая формула	CH <sub>3</sub> OH	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	C <sub>8</sub> -C <sub>25</sub>	C <sub>4</sub> -C <sub>12</sub>
Углерод (мас.%)	38	52	85	86
Водород (мас.%)	12	13	15	14
Кислород (мас.%)	50	35	0	0
Молярная масса (кг/кмоль)	32	56	183	114
Плотность жидкости (кг/м <sup>3</sup> )	798	794	840	740
Нижняя теплота сгорания (МДж/кг)	20.1	27.0	42.7	44
Температура кипения (°С при 1 бар)	65	78	180-360	27-245
Давление пара (бар при 20°С)	0.13	0.059	~0	0.25-0.45
Кинематическая вязкость (сСт при 20°С)	0.74	1.2	2.5-3.0	0.6
Объемный модуль (Н/мм <sup>2</sup> при 20°С, 2 МПа)	823	902	553	1300
Цетановое число	<5	8	38-53	-
Октановое число	109	109	15-25	90-100
Температура самовоспламенения на воздухе (°С)	470	362	250-450	250-460
Теплота испарения (кДж/кг при 1 бар)	1089	841	250	375
Минимальная энергия зажигания (мДж при α=1)	0.21	0.65	0.23	0.8
Стехиометрическое соотношение воздух/топливо	6.5	9.1	14.6	14.7
Пиковая температура пламени (°С при 1 бар)	1890	1920	2054	2030
Пределы воспламеняемости (об.%)	6-36	3-19	0.5-7.5	1.4-7.6
Температура вспышки (°С)	12	14	52	-45

Метанол – это бесцветный первичный спирт без запаха, который является жидкостью при комнатной температуре и с ним можно обращаться, как и с другими видами топлива на нефтяной основе, такими как бензин и дизельное топливо.

### 1.3 Экспериментальное сравнительное исследование производительности и выбросов E85 с использованием различных подходов к впрыску в двигателе PFI SI с турбонаддувом

В таблице 3 показан ряд выбранных свойств, относящихся к анализу, проведенному в этой работе, они даны для давления окружающей среды 1,0 бар и взяты из научной литературы [15,16].

Таблица 3 – Характеристики тестового топлива

Характеристики	Бензин (95 RON EN228)	Этиловый спирт	E85
Химическая формула	C5-C11	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH - бензин
Плотность при 15 °C (кг/м <sup>3</sup> )	735	790	780
Исследовательское число Octane1	95	108	106
Низшая теплотворная способность (МДж/кг)	42,5	26,9	29,2
Углеродоемкость (гCO <sub>2</sub> /МДж)	74,4	71	71,5
Скрытая теплота парообразования (кДж/кг)	370	840	770
Стехиометрическое соотношение воздуха и топлива	14,7	8,95	10
Температура кипения (°C)	30-190	78	75-84,8

#### 1.3.1 Влияние режима впрыска этанол-бензин на сгорание и характеристики двигателя

Как уже упоминалось в предыдущем разделе, выбранное эталонное состояние соответствовало по энергоемкости базовому бензину, богатой смеси ( $\lambda = 0,90$ , SA = 11 CAD ATDC, IMEP = 17,5 бар), согласно стандартной карте двигателя ECU, без детонации. Чтобы проиллюстрировать влияние режима впрыска этанола на сгорание и производительность, основные параметры двигателя были получены в условиях обогащенной смеси, как показано в таблице 4.

На E85 незначительно снижается IMEP по сравнению с бензином, а также температура на входе в турбину, хотя тепловой КПД остается

практически неизменным ( $\sim 0,31$ ). Глядя на параметр сгорания, E85 приводит к более быстрому сгоранию, чем бензин, с более высоким и более ранним пиковым давлением в цилиндре ближе к ВМТ. Эти результаты хорошо показаны на рисунке 5, на котором представлены профили давления в цилиндре и скорости тепловыделения.

Таблица 4 – Тестовые характеристики двигателя при работе E85.

$\lambda = 0.90$	IMEP	Pmax	MFB50	TIT
SA = -11 CAD ATDC	(bar)	(bar)	(CAD ATDC)	(K)
Бензин	17,5	75,4	17,66	833
Двухтопливный E85	17,3	79,2	15.42	799
Смесь E85	17.2	77,2	15.27	813

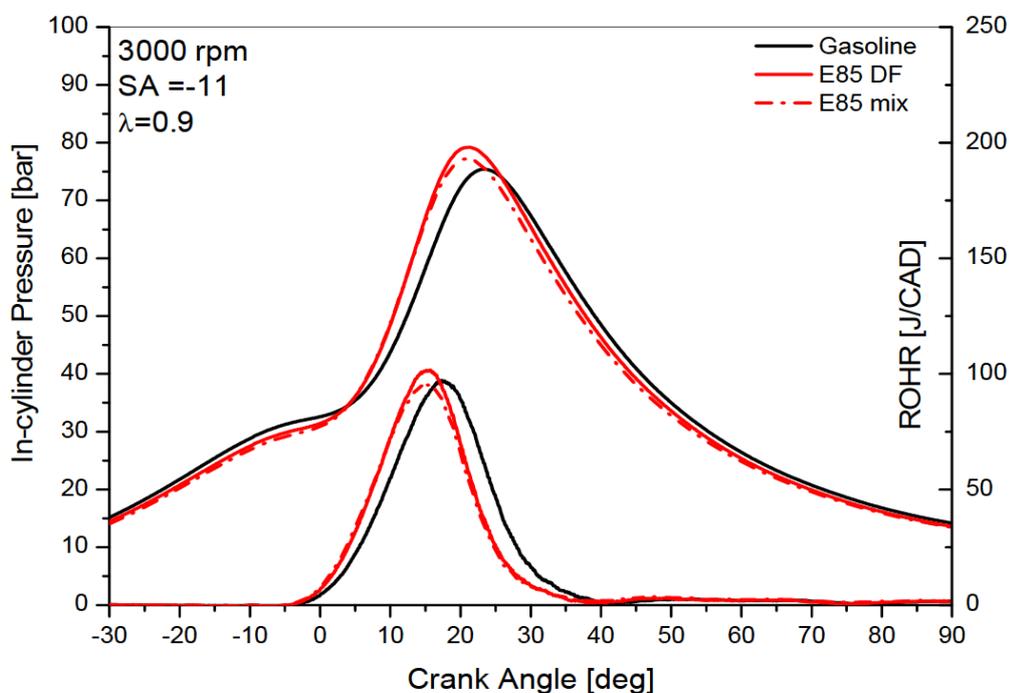


Рисунок 5 – Давление в цилиндре и скорость тепловыделения в цилиндре №2 для различных топлив при SA = -11 CAD ATDC и  $\lambda = 0,9$ .

В такте сжатия давление у E85 ниже, чем у бензина. Это связано с тем, что E85 имеет более высокую скрытую теплоту парообразования. Кроме того, небольшую разницу между двумя режимами впрыска можно объяснить скоростью испарения топлива. Более подробно, несмешанный бензин испаряется быстрее, чем бензин в смеси. Таким образом, при двойном впрыске в камеру сгорания вводится меньше жидкого топлива по сравнению

со смешанным режимом и в воздух отводится меньшее количество тепла (температура и давление выше у E85 при двойном впрыске).

E85 ускоряет скорость выделения тепла, вызывая более высокую пиковую температуру и давление в цилиндрах с ускоренным сгоранием. Небольшое снижение IMEP для E85 можно объяснить с помощью анализа ROHR. Даже если бензин показывает более низкий пик, во время такта расширения выделяется большее количество тепла.

В следующих разделах показаны результаты работы двигателя и выбросов отработавших газов, полученные в условиях богатой, стехиометрической и обедненной смеси для двух режимов впрыска в результате изменения угла опережения зажигания до нового режима ограничения детонации. Влияние режима впрыска на IMEP при различных моментах зажигания показано на рисунке 6.

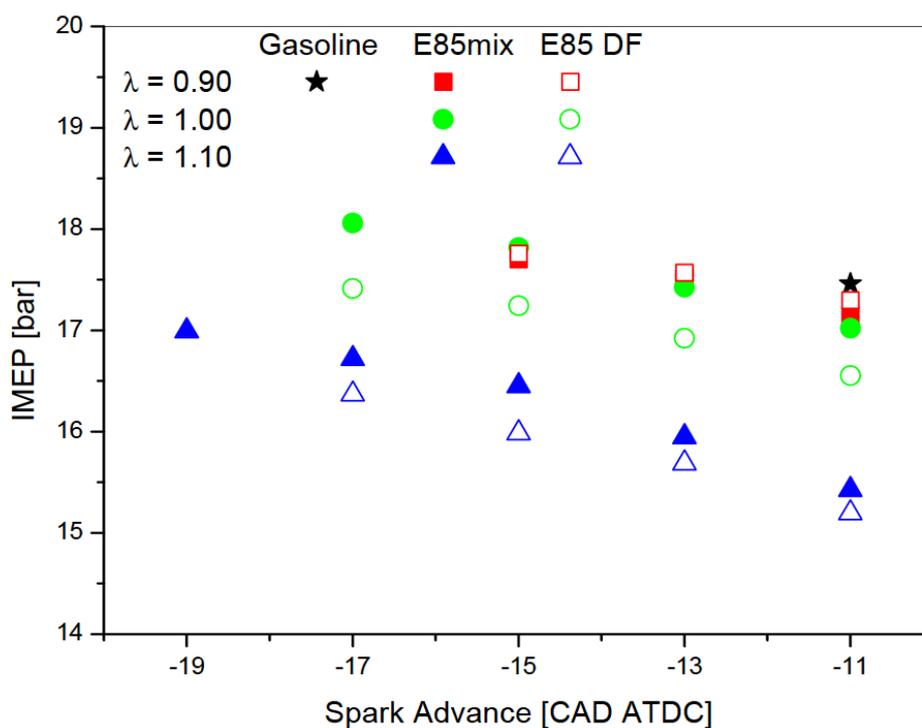


Рисунок 6 – Показано среднее эффективное давление по отношению к СА при различных значениях  $\lambda$ .

На графике показаны исходные условия (черная сплошная звезда) и три относительных соотношения воздух-топливо ( $\lambda = 0,9, 1$  и  $1,1$ ). Эффект

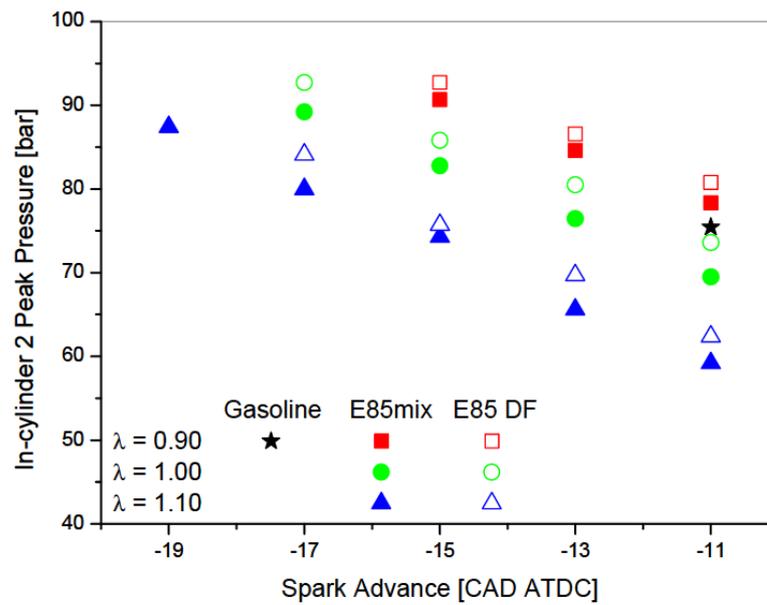
охлаждения наддува в сочетании с присущей этанолу химической антидетонационной способностью позволяет устанавливать опережающее время зажигания по сравнению со случаем полного бензина и даже со стехиометрическими и обедненными условиями. IMEP снижается при переключении с богатого на стехиометрическое и обедненное состояние при фиксированном SA. В любом случае, нагрузку можно компенсировать углом опережения зажигания, учитывая, что E85 позволяет увеличить предел детонации по степени сжатия до 19. С другой стороны, увеличение пикового давления в цилиндре выше порогового значения (~ 90 бар) препятствует более опережающему времени зажигания, чтобы защитить компоненты двигателя от механического повреждения. Для всех условий стандартное отклонение значения IMEP ниже 3%.

Очень низкие уровни IMEP были измерены для  $\lambda = 1,1$ . При фиксированном опережении зажигания IMEP был выше для смешанной смеси по сравнению с двойным впрыском, за исключением богатого случая, когда два значения почти перекрывались. Наилучшие характеристики двигателя обеспечивала смешанная смесь при  $\lambda = 1$ , SA -17, которая давала наибольшее значение IMEP.

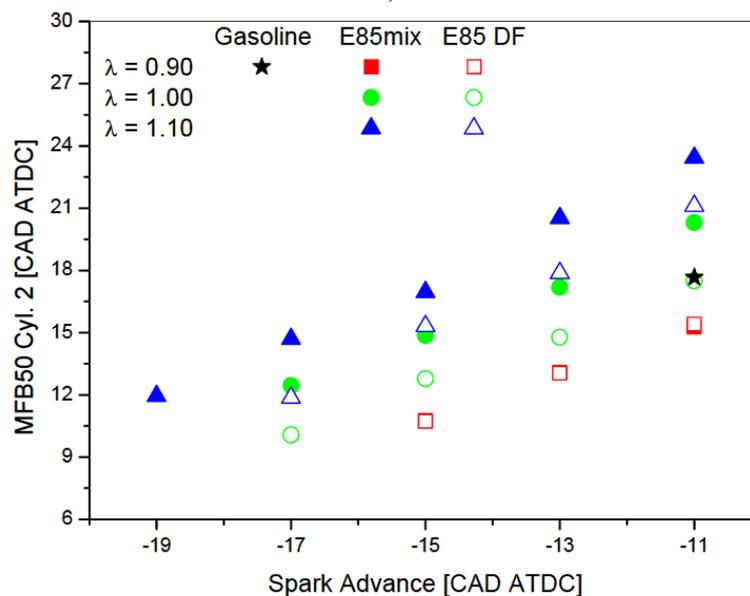
Профиль пикового давления в цилиндре (рисунок 7а) ясно показывает, что обогащенный вариант E85 приводит к значительно более высоким пиковым значениям по сравнению со стехиометрическим и обедненным случаем для всех SA, как и ожидалось.

Режимы двойного впрыска топлива всегда обеспечивают более высокое значение  $P_{max}$ , чем в случае смеси, это поведение согласуется с тенденциями фазирования сгорания (MFB50), показанными на рисунке 7б. Фактически, E85 двойного впрыска укорачивает фазу сгорания при каждом SA и соотношении воздуха и топлива, за исключением богатых условий, когда эти два поведения почти перекрываются. Это делает пик давления при сгорании ближе к ВМТ, что приводит к более высоким значениям.

Что касается влияния соотношения воздуха и топлива, то, как и ожидалось, более продвинутая фаза сгорания обеспечивается богатой смесью, в то время как обедненная смесь снижает пиковое давление в цилиндре и обеспечивает более медленное сгорание с более высокими значениями MFB50.



a)



б)

Рисунок 7 – Профиль пикового давления в цилиндре (а) и профиль фазирования сгорания MFB50 (б) в зависимости от SA при различных значениях  $\lambda$ .

На рисунке 8 показаны профили давления в цилиндре и скорости тепловыделения двигателя E85 при  $\lambda = 1,0$  и  $1,1$ .

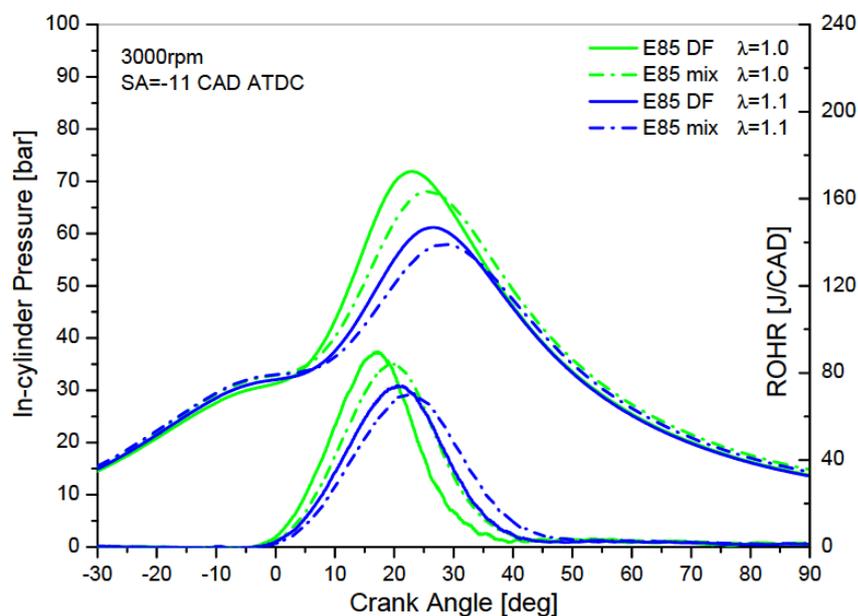


Рисунок 8 – Давление в цилиндре и скорость тепловыделения в цил. № 2 для E85 при  $\lambda = 1$  и  $1,1$  при SA = -11 CAD ATDC

В условиях впрыска смешанного топлива для  $\lambda$  использование смеси этанола дает более низкое пиковое давление и более длительный интервал сгорания. Несмотря на более низкий пик давления, увеличение продолжительности сгорания приводит к постоянно более высокому значению давления во время такта расширения, что приводит к увеличению теплового КПД, что подтверждается результатами, представленными на рисунке 9.

### 1.3.2 Влияние режима впрыска этанола и бензина на выбросы выхлопных газов

На рисунках 10–12 показано изменение удельных выбросов отработавших газов в зависимости от угла опережения зажигания для различных соотношений воздух-топливо и режимов впрыска. На рисунке 10а,б показано влияние режима впрыска и соотношения воздух-топливо на CO и CO<sub>2</sub>.

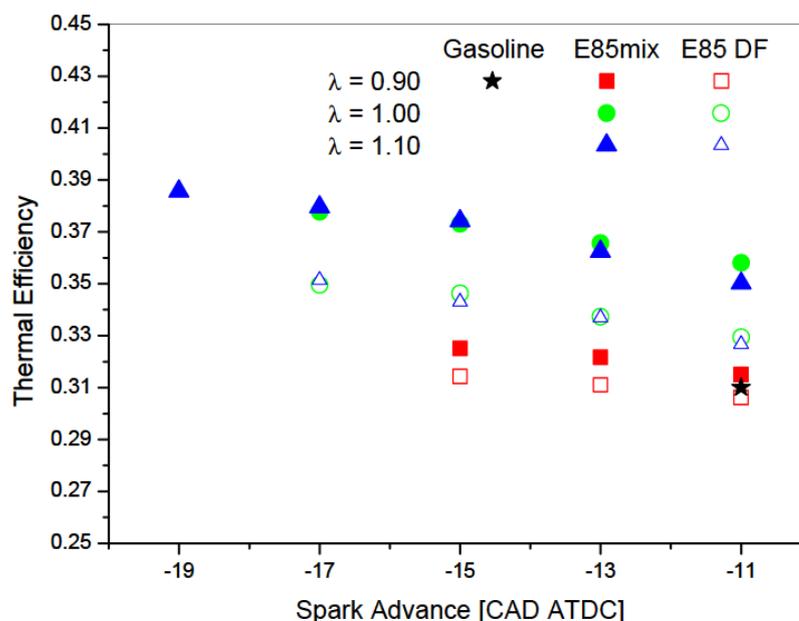
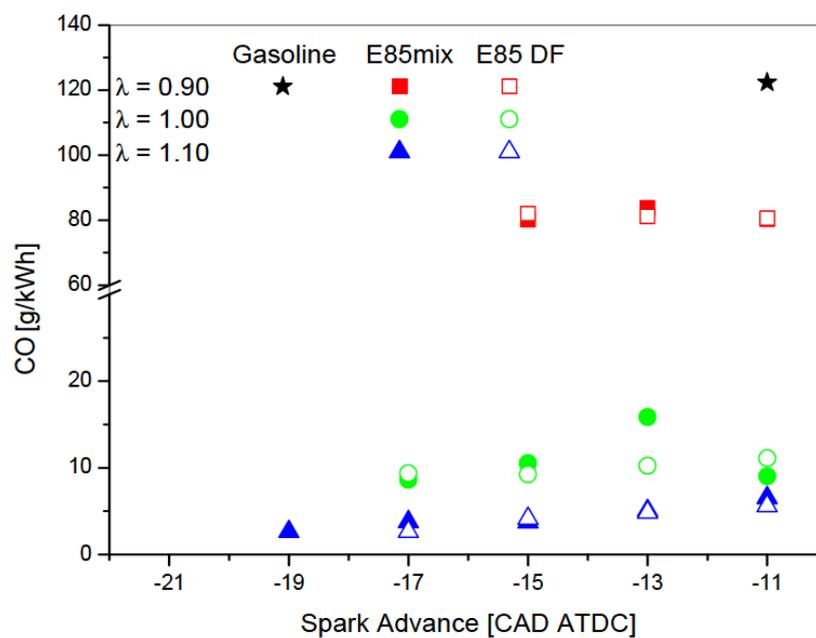


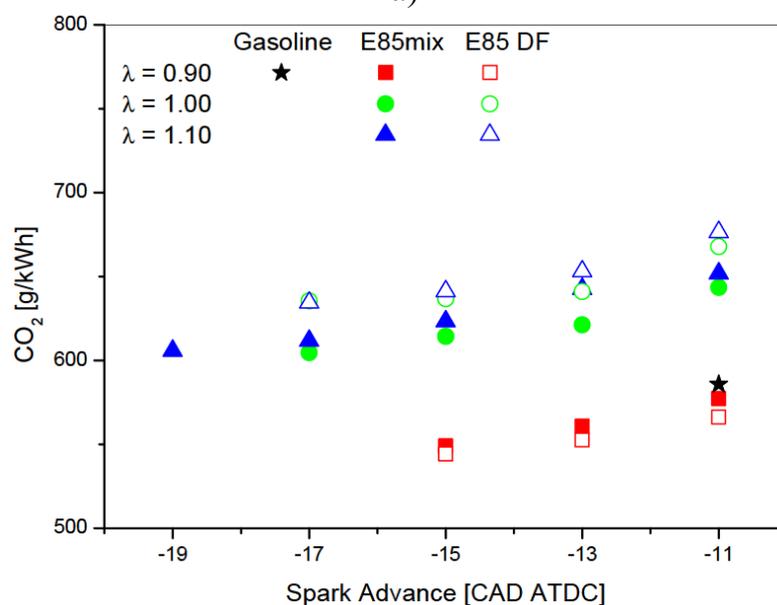
Рисунок 9 – Приведенный профиль теплового КПД по опережению искры при различных значениях  $\lambda$

При переходе с бензина на E85 более полное сгорание за счет содержания кислорода в этаноле приводит к снижению выбросов CO.

Для E85 богатый вариант показывает высокое содержание CO и более низкое значение CO<sub>2</sub> по сравнению с другими значениями лямбда, что указывает на низкую эффективность сгорания. В стехиометрических и бедных условиях более высокое содержание кислорода позволяет очень сильно снизить выбросы CO до значений, близких к нулю. Для каждого режима впрыска при переключении с богатого на стехиометрическое и обедненное состояние обнаруживается увеличение CO<sub>2</sub>, несмотря на меньшее количество впрыскиваемого топлива. Это связано с лучшим сгоранием стехиометрической и обедненной смеси, что подтверждается одновременным снижением содержания CO.



a)



б)

Рисунок 10 – Удельные выбросы CO и CO<sub>2</sub> в зависимости от угла опережения зажигания при различных значениях  $\lambda$ . (а) CO; (б) CO<sub>2</sub>.

Получаются незначительные различия в удельных выбросах CO по сравнению с режимом впрыска. Удельный выброс CO<sub>2</sub> выше в условиях двойного впрыска топлива для обедненной и стехиометрической смеси.

На рисунке 11 показаны удельные выбросы углеводородов в зависимости от угла опережения зажигания для различных соотношений воздух-топливо и режимов впрыска топлива. Поскольку ПИД, используемый

для измерения содержания несгоревших углеводородов (СН), является счетчиком ионов углерода и его отклик прямо пропорционален количеству углерода в анализируемом газе, в случае обнаружения СН из чистого этанола чувствительность снижается на 0,46 [18]. В результате следующие выбросы СН были скорректированы с учетом массовой доли этанола по уравнению, предложенному Kar et al. [19].

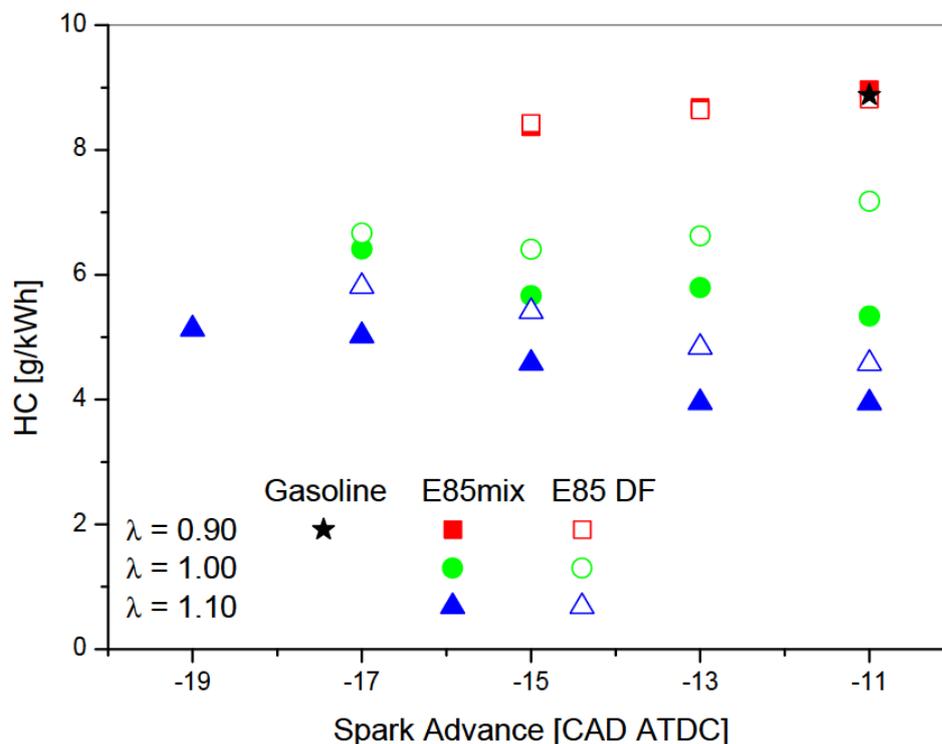


Рисунок 11 – Выбросы СН по ходу искры при различных значениях  $\lambda$

Переход с бензина на E85 в богатых условиях не приводит к снижению HC. Можно ожидать снижения содержания углеводородов, поскольку этанол обеспечивает более быстрое и полное сгорание, в том числе благодаря кислороду в молекуле. В любом случае, для выбранных условий эксплуатации при впрыске E85 общая масса топлива выше и будет выделяться больше СН. Эти два фактора компенсируют друг друга, и концентрация СН остается неизменной. Снижение HC достигается за счет увеличения соотношения воздух-топливо. Режим двойного впрыска топлива

дает более высокие уровни углеводородов, чем смесь, для всех условий, за исключением богатого случая, когда наихудшая эффективность сгорания уменьшает разницу до тех пор, пока тенденции не перекрываются. Разницу между двумя режимами впрыска можно объяснить тем фактом, что смешанный режим вызывает увеличение продолжительности сгорания, что приводит к постоянно более высокому значению давления во время такта расширения. Более высокое давление (и температура) смеси E85 в такте расширения способствует окислению несгоревшего топлива, попавшего в щели во время такта сжатия.

Влияние режима впрыска и  $\lambda$  на удельные выбросы NO показано на рисунок 12. Как предполагают многие исследователи [16], термическое образование NOx является доминирующим механизмом выброса NOx двигателями SI, работающими как на бензине, так и на этаноле. Согласно этому механизму, образование NO прямо пропорционально температуре, достигаемой в камере сгорания, и концентрации кислорода. В богатом состоянии при переходе с бензина на E85 происходит небольшое снижение выбросов NOx. Это может быть связано с более низкой адиабатической температурой пламени этанола, которая замедляет процесс образования NOx для E85.

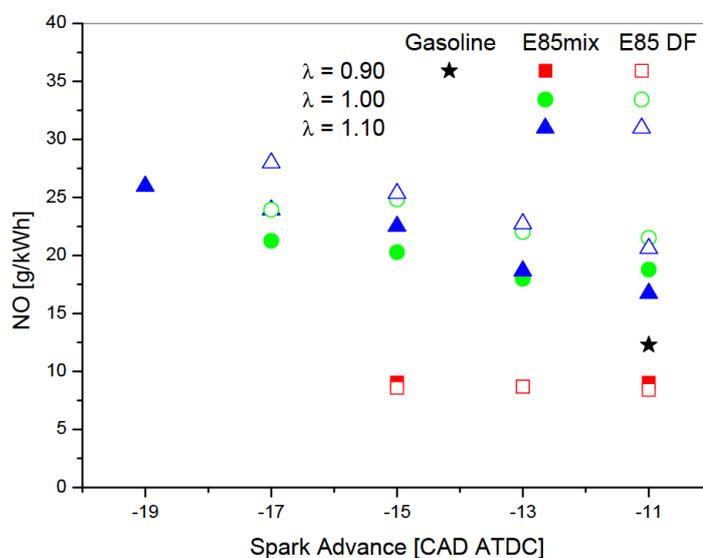


Рисунок 12 – Выбросы NO по ходу искры при различных значениях  $\lambda$ .

Обеднение смеси вызывает увеличение выбросов  $\text{NO}_x$ , вероятно, из-за большего количества кислорода, доступного для окисления  $\text{N}_2$ . В бедных и стехиометрических условиях режим двойного впрыска топлива дает более высокие уровни  $\text{NO}$ , чем смешанный вариант. Это согласуется с более высоким пиковым значением давления при использовании двойного впрыска топлива.

Согласно уравнению Su et al. [20], эффективность сгорания ( $\eta_c$ ) можно оценить как функцию измеренных значений концентрации выбросов ( $\text{HC}$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ). Результаты представлены на рисунке 13 в зависимости от опережения зажигания для различных тестовых случаев. Эффективность сгорания почти не зависит от опережения зажигания.

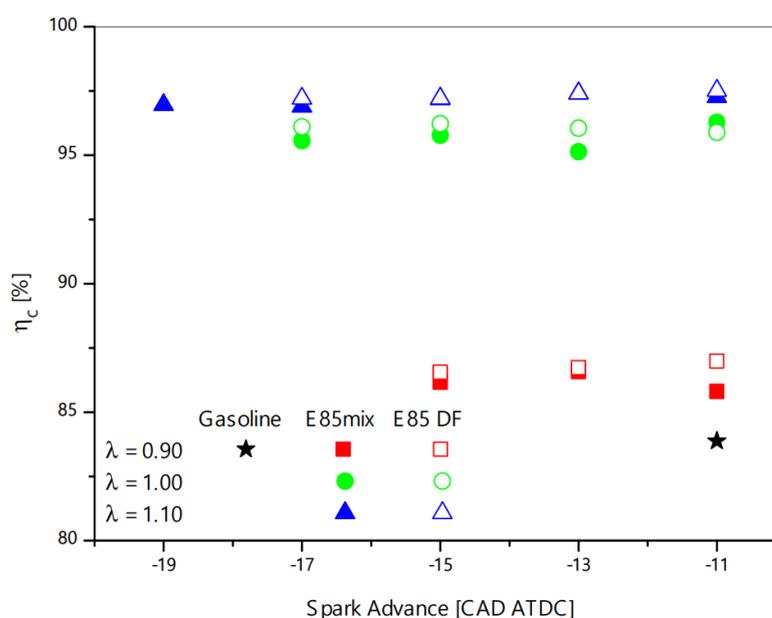


Рисунок 13 – Эффективность сгорания по оперению искры при различных значениях  $\lambda$

Как правило, основным параметром, влияющим на эффективность сгорания, является  $\lambda$  со значительным увеличением для обедненной смеси для обоих режимов впрыска. Эффективность E85 всегда выше, чем у эталонного бензина для обоих режимов впрыска. Двухтопливный режим показывает несколько более высокие значения полноты сгорания, чем

смешанный режим, в соответствии с более полным испарением топлива перед поступлением в камеру сгорания. Тем не менее, двух топливный впрыск приводит к ухудшению фазировки тактов двигателя, что снижает тепловую эффективность.

### **1.3.3 Обобщение обзора экспериментальных исследований применения E85 в двигателе с искровым зажиганием**

В этом исследовании влияние режима впрыска E85 на рабочие характеристики и выбросы газов было изучено на двигателе SI с турбонаддувом, при 3000 об/мин, высокой нагрузке двигателя и различных соотношениях воздух-топливо.

Сравнивались два режима впрыска E85: двухтопливный — этанол и бензин впрыскиваются отдельно во впускной коллектор; и смешанный - этанол и бензин смешиваются с образованием E85, а затем впрыскиваются.

Основным преимуществом использования двойного впрыска топлива является гибкость системы, которая может легко подавать в двигатель различные проценты этанола. И наоборот, система впрыска более сложна, поскольку требует двух отдельных контуров и баков.

В экспериментах относительное соотношение воздух-топливо ( $\lambda$ ) менялось от богатого (0,9) до стехиометрического (1) и обедненного состояния (1,1). Начальный угол опережения зажигания был установлен в соответствии со стандартной картой ECU. Затем был использован E85, и время зажигания было увеличено до нового предела детонации.

E85 позволил увеличить угол опережения зажигания и устранить перерасход топлива: увеличение угла опережения зажигания привело к небольшому увеличению теплового КПД без снижения нагрузки на двигатель; обеднение смеси обеспечило дальнейшее повышение теплового КПД с максимальным значением для смеси E85 около 0,39 по сравнению с 0,31, достигнутым в эталонном случае с бензином.

Комбинированный эффект содержания кислорода в этаноле и обеднения заряда привел к более полному процессу окисления отработавших

газов с уменьшением выбросов СО и НС. Напротив, выбросы NO увеличились из-за более высокого соотношения воздух-топливо и повышения пикового давления и температуры из-за увеличения времени зажигания.

Режим впрыска оказал значительное влияние на процесс сгорания: двойной впрыск топлива способствовал более быстрому испарению бензина, чем режим смешения, сокращая продолжительность сгорания и снижая тепловую эффективность. Более высокое давление в цилиндре и пиковая температура обеспечили небольшое увеличение NO и НС по сравнению со смешанным режимом.

#### Выводы по первой главе

Проведенный обзор показал значительный интерес к смесевому топливу E85, которое в будущем может стать серьезной альтернативой бензину. Многими исследователями отмечено, что работа на E85 позволяет повысить детонационные пределы, что позволит снизить эффект снижения мощности из-за меньшей объемной теплотворной способности спиртового топлива. Также отмечается большая полнота сгорания, позволяющая снизить токсичность по продуктам неполного окисления СО и СН. Большие температуры сгорания повысили токсичность по NO<sub>x</sub>.

## Глава 2 Описание исследуемых моделей двигателя

Моделирование влияния нового биотоплива E85 на повышение эффективности процесса сгорания бензинового двигателя проводилось на одноцилиндровой установке УИТ-85 (рисунок 14).



Рисунок 14 – Внешний вид установки УИТ-85

Моделирование осуществлялось в программном продукте Дизель-РК версия 4.3.0.189. Основные параметры моделирования приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Основная информация о геометрических параметрах исследуемого двигателя УИТ-85

Параметры для расчета	УИТ-85
Цилиндро-поршневая группа	
Число цилиндров	1
Рабочий объем, л	0,652
Степень сжатия	10
Диаметр цилиндра, мм	85
Ход поршня, мм	115
Длина шатуна, мм	266
Номинальная частота вращения, мин <sup>-1</sup>	900
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	0,216
Материал крышки цилиндра	Чугун
Материал поршня	Чугун
Эффективная площадь для расчета утечек через кольца, мм <sup>2</sup>	0,2
Количество колец в головке поршня	5
Температура жидкости в системе охлаждения, К	373,15
Тип системы охлаждения	Жидкостная
Уравнение для расчета коэффициента теплоотдачи и соответствующий масштабный коэффициент	Классическая формула Вошни, масштабный коэффициент - 100
Средняя температура верхней части втулки цилиндра, К	413
Топливная аппаратура, камера сгорания	
Продолжительность сгорания, град. ПКВ	55
Показатель сгорания	3,5
Режим работы	
Частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>	600 и 900
Клэффицент избытка воздуха при сгорании	1 и 1,04
Угол опережения зажигания, град. до ВМТ	13
Давление окружающей среды, бар	1
Температура окружающей среды, К	325
Коэффициент восстановления дывления во впускном устройстве	0,99
Коэффициент восстановления дывления в выпускном устройстве	0,96

Основные параметры исследуемых топлив при моделировании приведены в таблице 6.

В таблице 6 дается информация о химических и физических свойствах отдельно для этилового спирта и бензина, а потом для их смешанных вариантов.

Данные о составе топлив и его свойствах рассчитывались самостоятельно по известной справочной литературе.

Таблица 6 – Основная информация о параметрах исследуемого топлива, смесей бензина и этилового спирта

Параметры для расчета	Бензин	E65	E85	E100
Химический состав				
Состав	Бензин Аи95 - 100%	Этиловы й спирт 65% и бензин 35%	Этиловый спирт 85% и бензин 15%	Этиловый спирт 100%
Массовая доля углерода	0,855	0,63818	0,571467	0,521432
Массовая доля водорода	0,145	0,136087	0,133345	0,131288
Массовая доля кислорода	0	0,225732	0,295188	0,34728
Массовая доля азота	0	0	0	0
Физические свойства				
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	44	33,2	30	27,4
Плотность топлива при $T = 323 \text{ K}$ , кг/м <sup>3</sup>	735	770,1	780,9	789
Удельная теплота парообразования, кДж/кг	230	657,44	789	887,6
Теплоемкость топлива при температуре форсунки, Дж/(кг К)	2500	2459,7	2447	2438
Молярная масса	115	70,2	56,41	46
Температура топлива, К	380	380	380	380

Исследование на одноцилиндровой установке позволит убрать ненужные сопутствующие неточности, которые обязательно возникнут при расчете четырех цилиндрического двигателя, это позволит повысить точность расчетов и выявить закономерности влияния смешанного биотоплива E85 на процесс сгорания при прочих равных условиях.

Выводы по главе 2 «Описание исследуемых моделей двигателя»

Показано что модель на базе исследовательской установки УИТ-85 соответствует задачам проводимых исследований. Приведены основные данные для расчета и обоснование необходимости выбора предложенных параметров.

## Глава 3 Обзор результатов моделирования процесса сгорания бензина и биотоплива E85 при степени сжатия 7

### 3.1 Результаты моделирования процесса сгорания бензина и биотоплива E85 на установке УИТ-85 при степени сжатия 7

Моделирование процесса сгорания бензина и биотоплива E85 на установке УИТ-85 проводился отдельно для каждого исследуемого режима работы при степени сжатия 7. Исследовались изменение состава смеси при степени сжатия 7. По результатам расчетов в программном продукте Дизель-РК версия 4.3.0.189 получены результаты, сведенные в таблицы 7 и 8.

Таблица 7 – Мощностные и эффективные показатели установки УИТ-85 при частоте вращения 600 мин<sup>-1</sup>

Параметры для расчета	Бензин при ( $\alpha=1,04$ )	E85 при ( $\alpha=1,04$ )	Бензин при ( $\alpha=1$ )	E85 при ( $\alpha=1$ )
Частота вращения коленчатого вала, [1/мин]	600	600	600	600
Мощность, [кВт]	2.4046	2.7288	2.6035	2.8258
Среднее эффективное давление, [бар]	7.3696	8.3633	7.9792	8.6605
Крутящий момент, [Нм]	38.273	43.433	41.439	44.977
Цикловая подача топлива, [г]	0.03780	0.06155	0.03857	0.06443
Удельный эффект. расход топлива, [кг/(кВт*ч)]	0.28292	0.40600	0.26669	0.41041
Удельный эффект. расх. топлива по ISO, [кг/(кВт*ч)]	0.26107	0.25556	0.24596	0.25838
Эффективный КПД	0.28919	0.29556	0.30679	0.29239
Среднее индикаторное давление, [бар]	8.2166	9.2860	9.0510	9.5834
Индикаторный КПД	0.32242	0.32817	0.34800	0.32355
Средняя скорость поршня, [м/с]	2.3000	2.3000	2.3000	2.3000
Давление трения, [бар]	0.67515	0.71185	0.78540	0.71799
Механический КПД	0.91608	0.92156	0.91039	0.92344
<b>ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ</b>				
Концентр. влажных NO <sub>x</sub> , [1/млн, (ppm)]	6246.1	4939.4	4958.6	3936.8
Эмиссия NO <sub>x</sub> приведенная к NO по Зельдовичу, [г/(кВт ч)]	32.643	25.726	23.251	19.998

Таблица 8 – Показатели установки УИТ-85 при частоте вращения 600 мин<sup>-1</sup>

Параметры для расчета	Бензин при ( $\alpha=1,04$ )	Е85 при ( $\alpha=1,04$ )	Бензин при ( $\alpha=1$ )	Е85 при ( $\alpha=1$ )
<b>СГОРАНИЕ</b>				
Коэффициент избытка воздуха при сгорании	1.0400	1.0400	1.0000	1.0000
Максимальное давление цикла, [бар]	31.852	35.283	45.842	35.502
Максимальная температура цикла, [K]	2594.7	2540.1	2587.6	2575.0
Угол максимального давления, [град. за ВМТ.]	27.000	26.000	21.000	27.000
Угол максимальной температуры, [град. за ВМТ.]	31.000	30.000	26.000	31.000
Максимальная скорость нарастания давления, [бар/град]	0.57448	0.68743	0.97223	0.68146
Интенсивность детонации / звуковое воздействие, [МВт/м <sup>2</sup> ]	0.01237	0.01583	0.02459	0.01556
Макс. усилие на поршне от газовых сил, [кг]	1831.0	2028.2	2635.1	2040.7
Опережение зажигания, [град. до ВМТ]	13.000	13.000	13.000	13.000
Период задержки воспламенения в цилиндре, [град]	0.03080	0.03085	0.03076	0.03086
Начало сгорания, [град. до ВМТ]	12.969	12.969	12.969	12.969
Продолжительность сгорания, [град. ПКВ]	47.000	47.000	45.000	48.000
Показатель сгорания в цилиндре по Вибе	5.0515	4.5294	3.5421	4.4420
Мин. октановое число топлива -грань детонации	89.756	95.495	115.43	97.274

Видим, что при работе на Е85 происходит повышение мощности с 2,4 кВт до 2,7 кВт при составе смеси  $\alpha=1,04$ , и с 2,6 до 2,8 кВт при составе смеси  $\alpha=1$ . При этом снижается концентрация влажных NOx с 6246,1 1/млн до 4939,4 1/млн при составе смеси  $\alpha=1,04$ , и с 4958,6 до 3936,8 1/млн при составе смеси  $\alpha=1$ . Также при работе на Е85 повышается минимальное октановое число, при котором рассчитываемы процесс будет осуществим. Удельный эффективный расход топлива увеличивается в среднем на 40%. Что характеризуется большим количеством топлива, которое требуется впрыснуть для получения той же работы что и при работе на бензине.

### 3.2 Анализ и обсуждение результаты моделирования процесса сгорания бензина и биотоплива E85 на установке УИТ-85 при степени сжатия 7

Рассмотрим основные результаты моделирования внутрицилиндровых процессов при сгорании бензина биотоплива E85 на установке УИТ-85 при степени сжатия 7. На рисунках 15 – 20 представлены основные результаты для состава смеси  $\alpha=1,04$ , показывающие динамику воздействия биотоплива E85 на рабочий процесс.

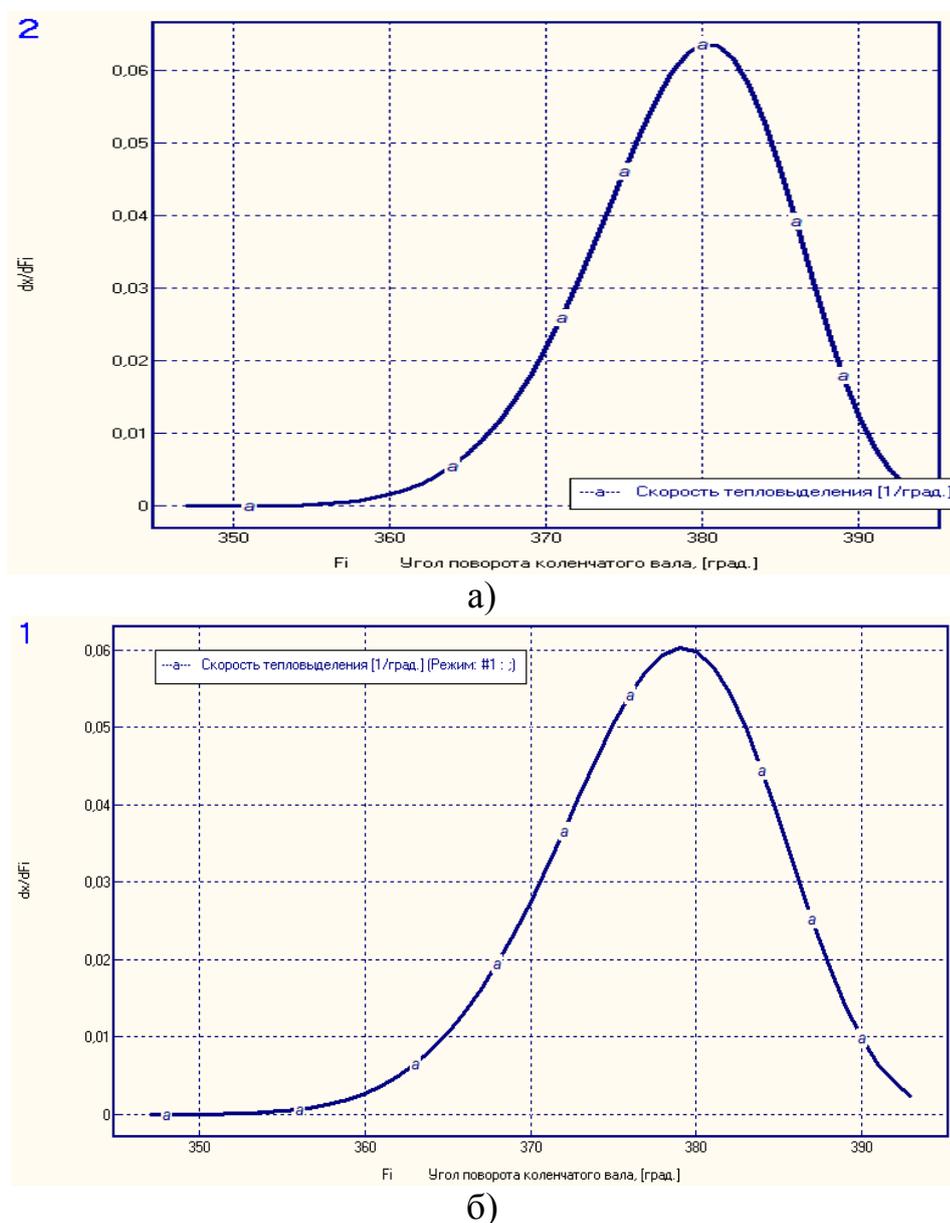
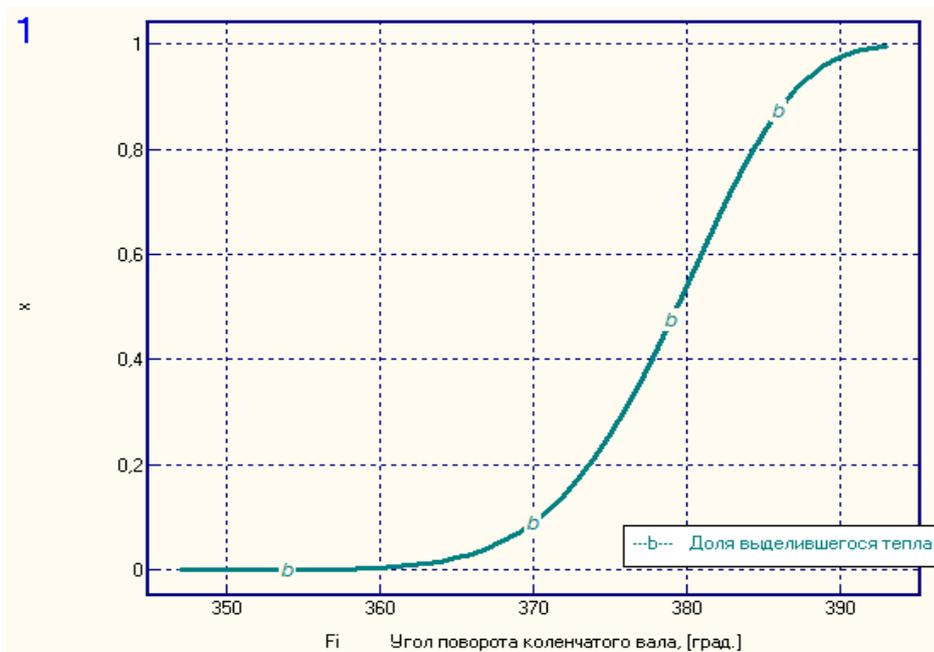
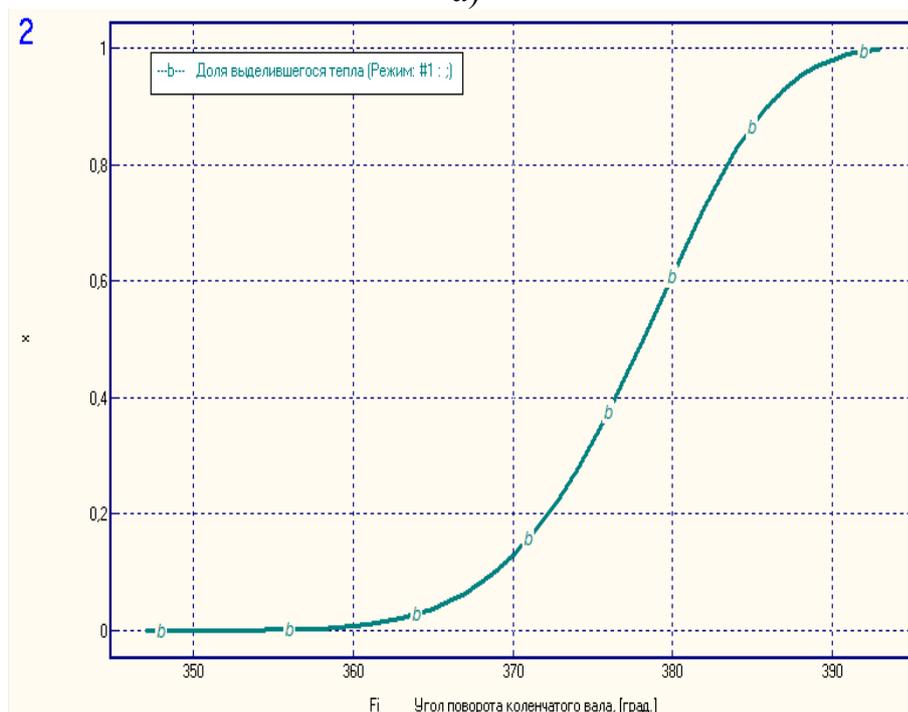


Рисунок 15 – Скорость тепловыделения при степени сжатия 7 и составе смеси  $\alpha=1,04$ : (а) бензин; (б) E85

На рисунке 15 и 16 представлена скорость тепловыделения и характеристика тепловыделения при работе на бензине и биотопливе E85, соответственно. Мы видим, что работа на E85 приводит повышению скорости тепловыделения и сокращению продолжительности процесса сгорания.



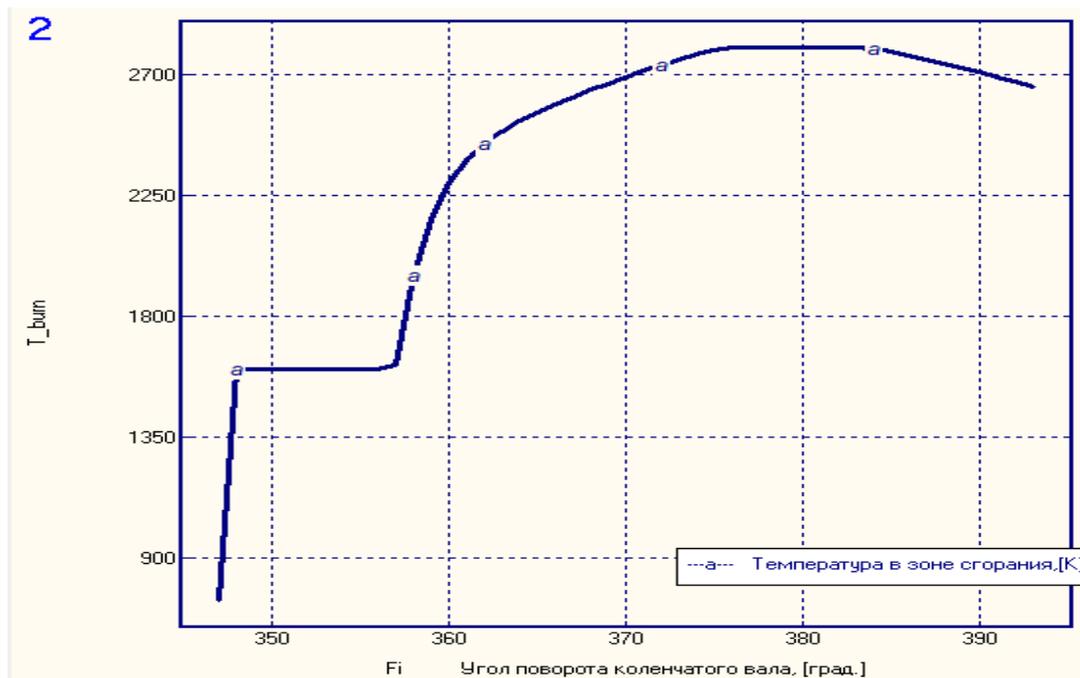
а)



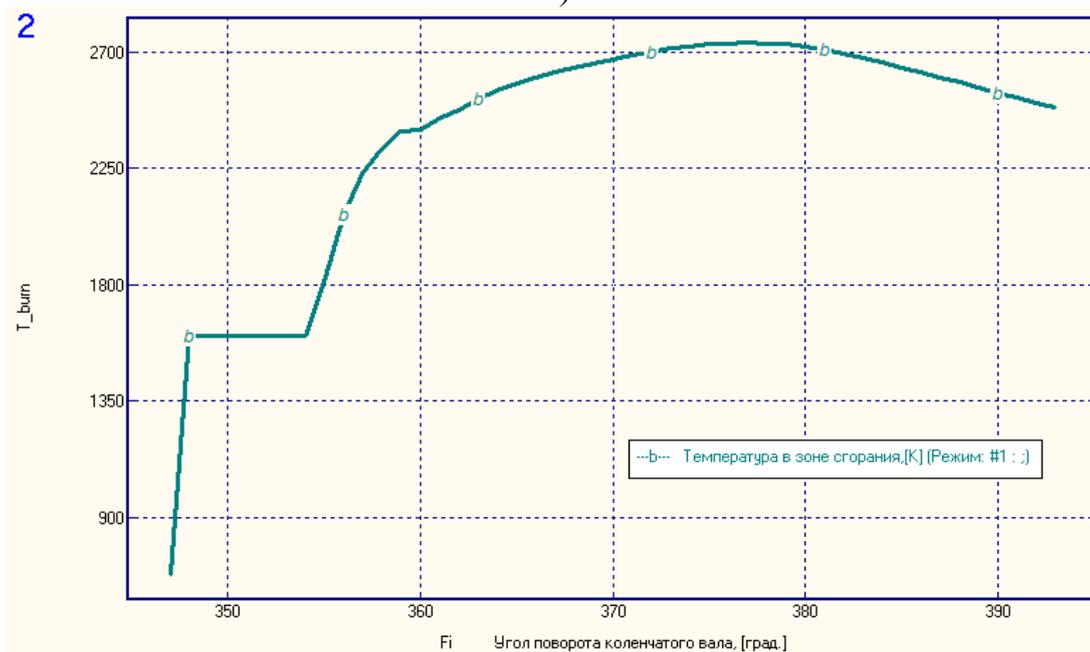
б)

Рисунок 16 – Доля выделившегося тепла (характеристика тепловыделения) при степени сжатия 7 и составе смеси  $\alpha=1,04$ : (а) бензин; (б) E85

На рисунке 17 и 18 представлена температура в зоне сгорания и концентрация оксидов азота, рассчитанная по термическому механизму при работе на бензине и биотопливе E85, соответственно. Мы видим, что при работе на E85 меньше расчетная первая фаза сгорания и более плавное нарастание температуры с меньшими пиковыми значениями, что приводит к меньшим значениям неравновесных оксидов азота.

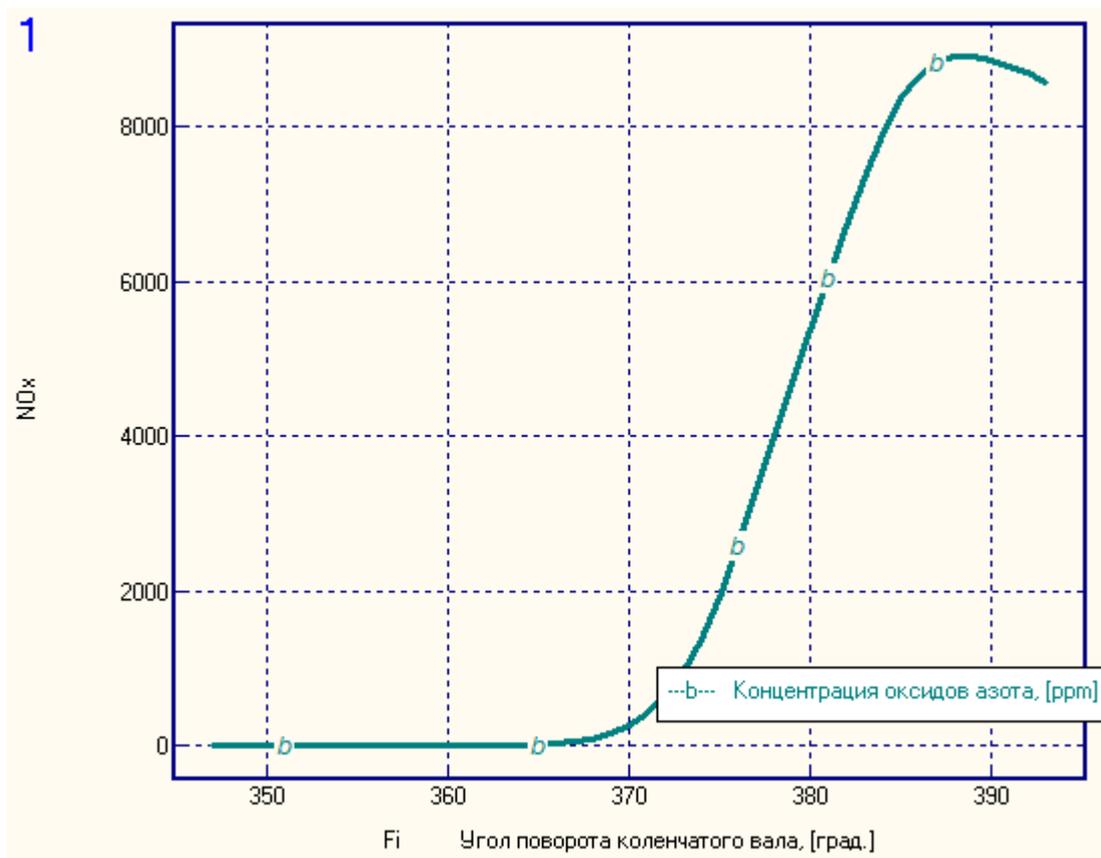


а)

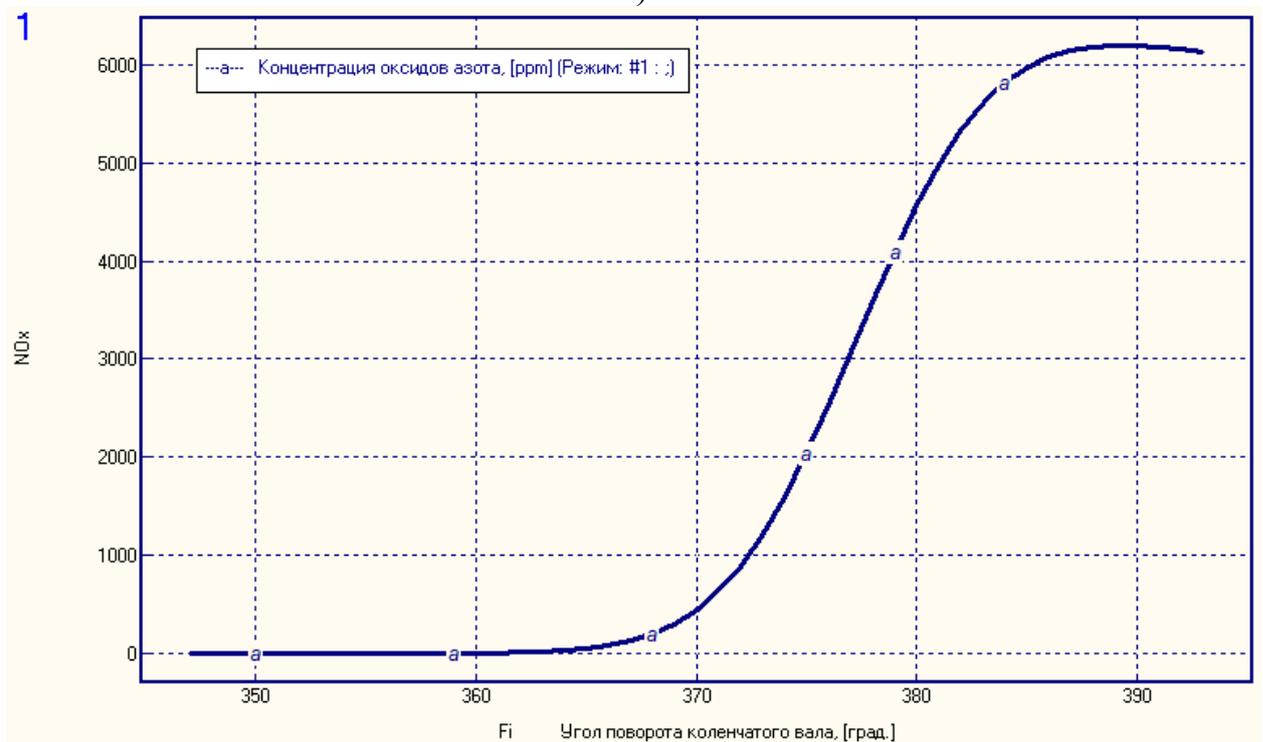


б)

Рисунок 17 – Температура в зоне сгорания при степени сжатия 7 и составе смеси  $\alpha=1,04$ : (а) бензин; (б) E85



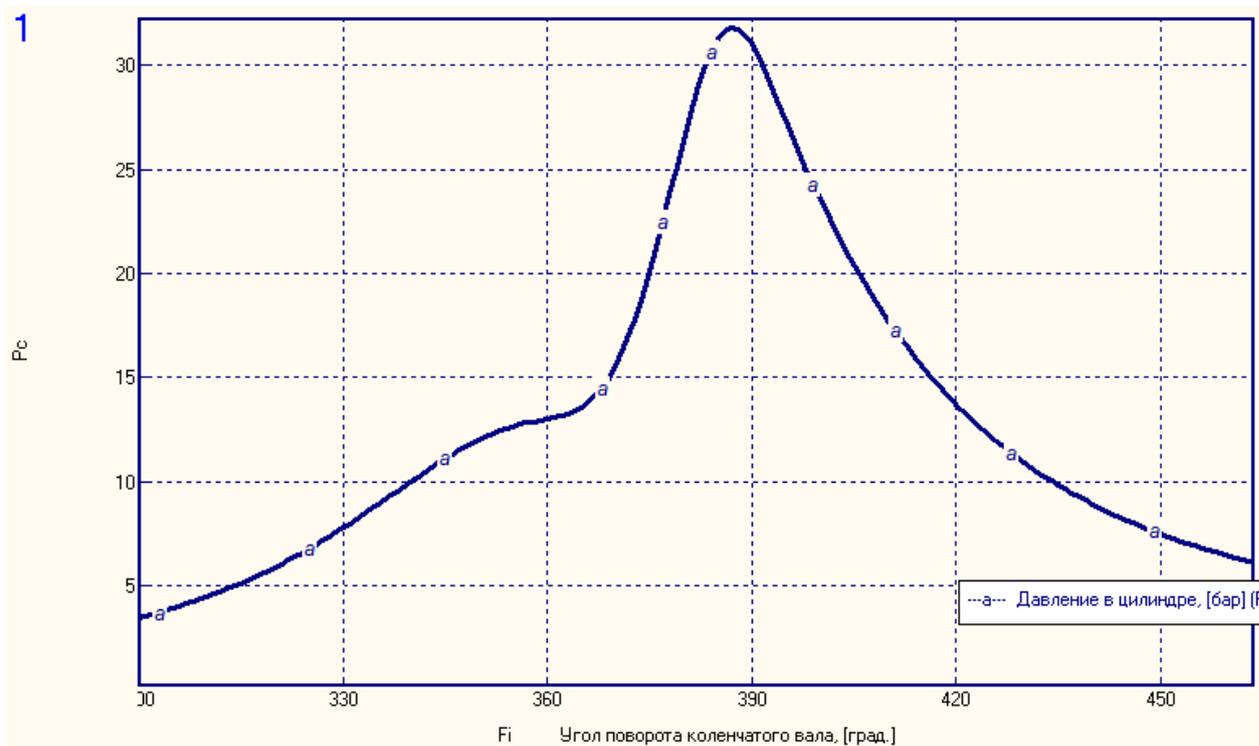
a)



б)

Рисунок 18 – Концентрация оксидов азота при степени сжатия 7 и составе смеси  $\alpha=1,04$ : (а) бензин; (б) E85

На рисунке 19 и 20 представлена индикаторное давление и температура в цилиндре двигателя для свежей смеси, продуктов сгорания и средняя по объему, при работе на бензине и биотопливе E85, соответственно.



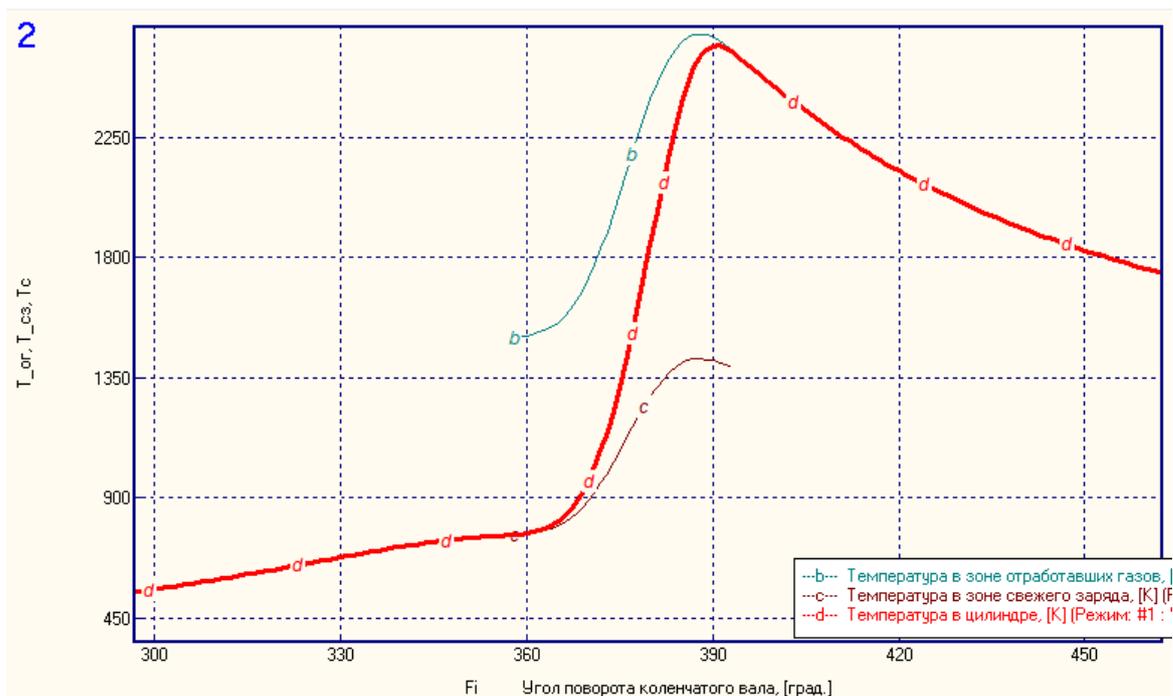
а)



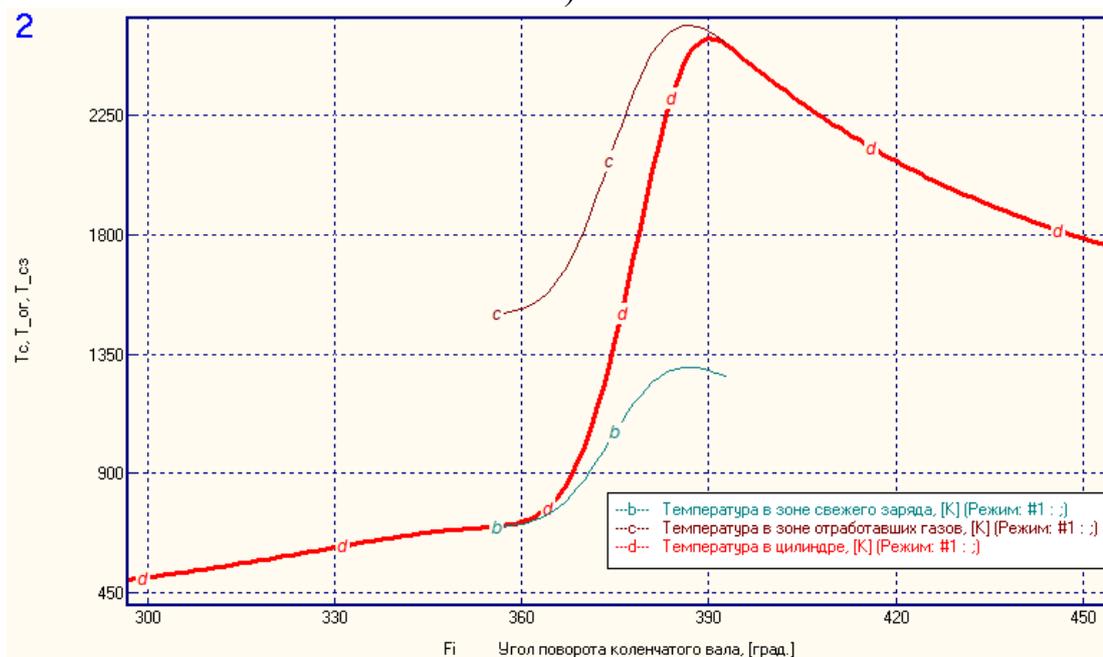
б)

Рисунок 19 – Индикаторное давление в цилиндре двигателя при степени сжатия 7 и составе смеси  $\alpha=1,04$ : (а) бензин; (б) E85

Мы видим, что работа на E85 повышает максимальное давление, но температура цикла остается на более низких значениях, что объясняется большими значениями теплоемкости, что снижает температуры процесса, а большее количество энергии, введенное с топливом в цилиндр, обеспечивают большие показатели по мощности.



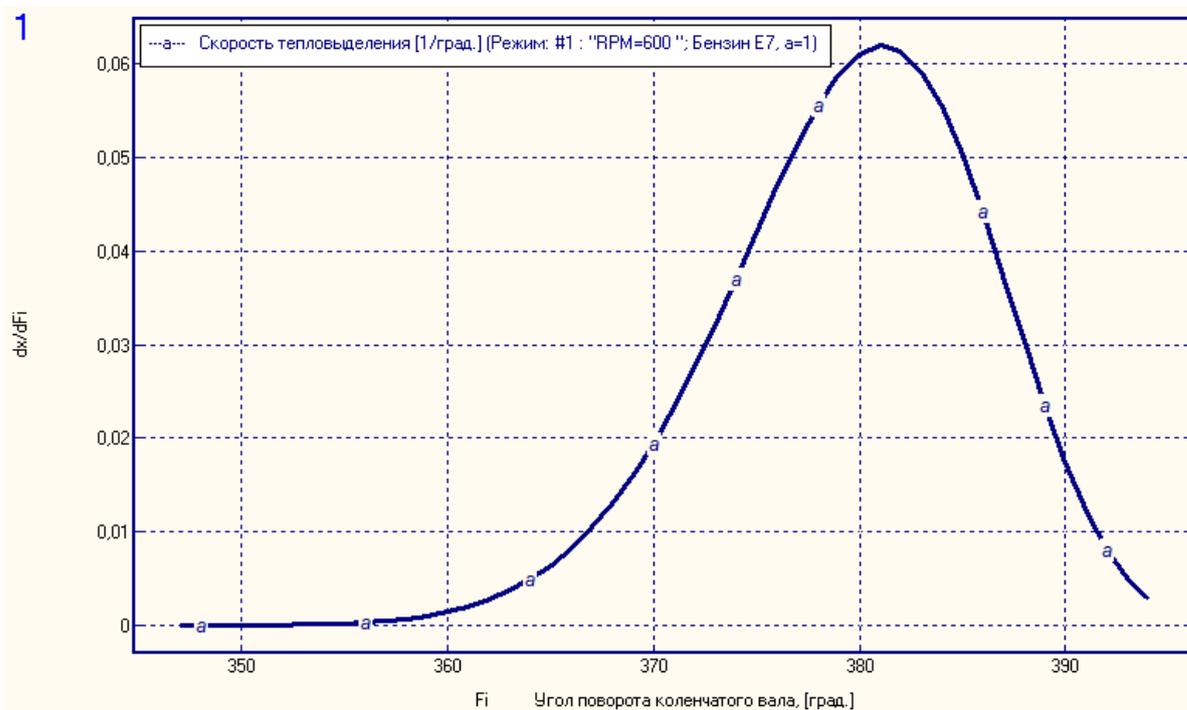
а)



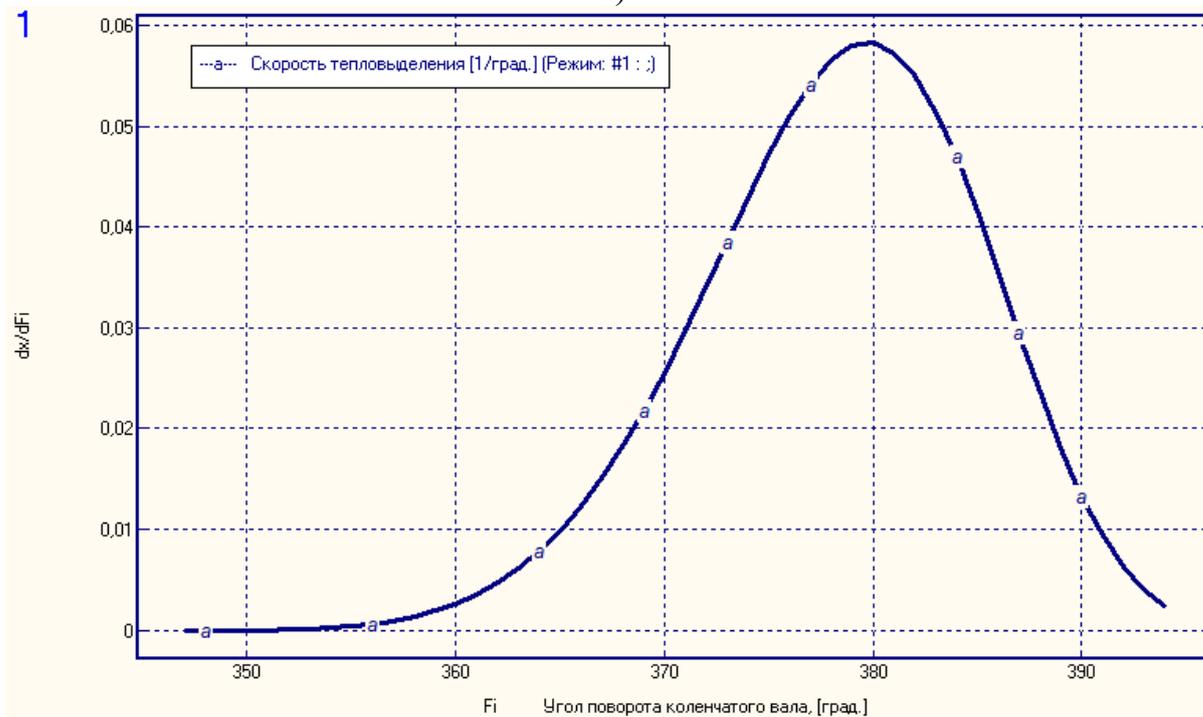
б)

Рисунок 20 – Температура в цилиндре, свежей смеси, продуктов сгорания и средняя при степени сжатия 7 и составе смеси  $\alpha=1,04$ : (а) бензин; (б) E85

На рисунках 21 – 26 представлены основные результаты для состава смеси  $\alpha=1$ , показывающие динамику воздействия биотоплива E85 на рабочий процесс.



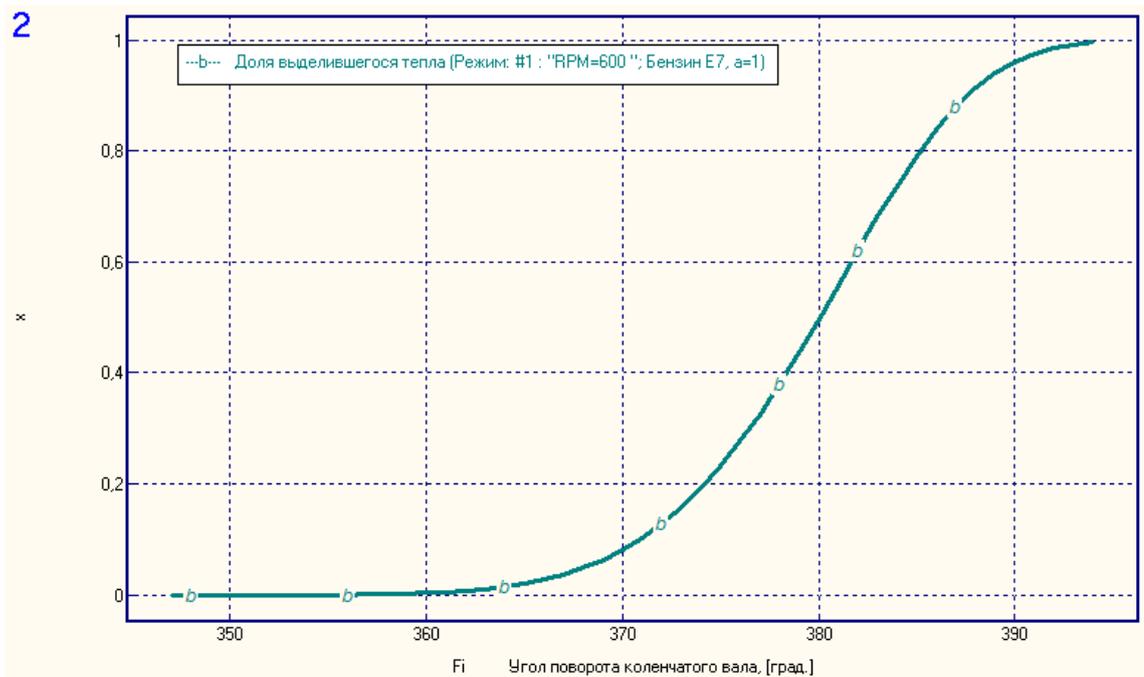
а)



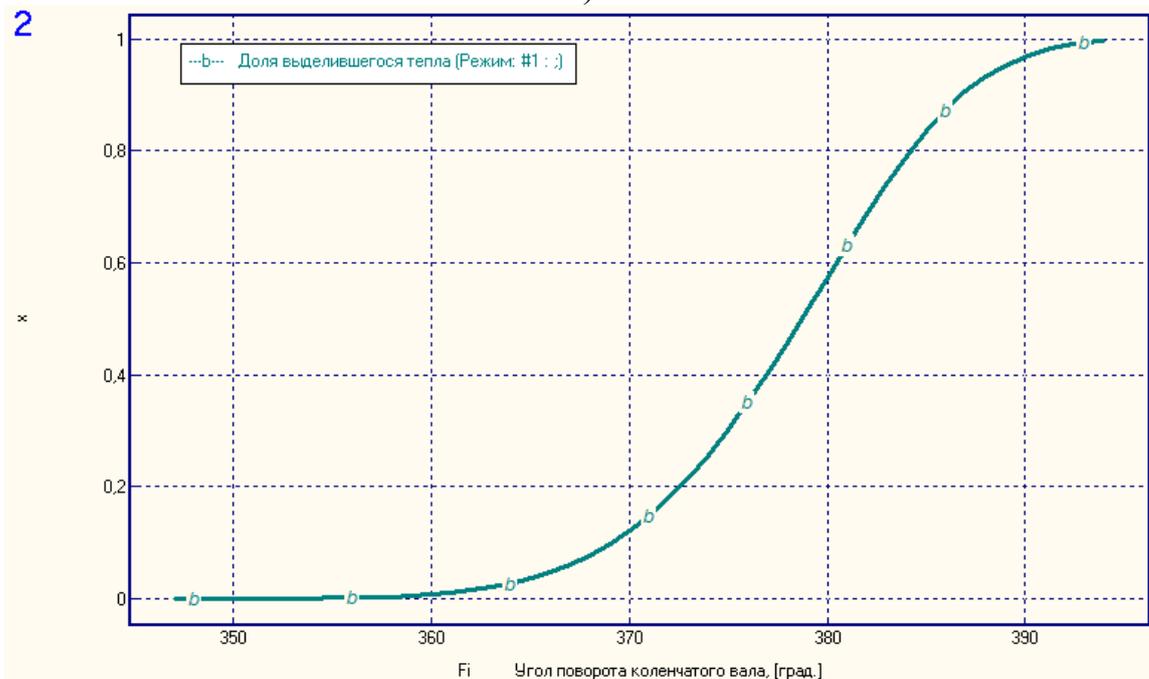
б)

Рисунок 21 – Скорость тепловыделения при степени сжатия 7 и составе смеси  $\alpha=1$ : (а) бензин; (б) E85

На рисунке 21 и 22 представлена скорость тепловыделения и характеристика тепловыделения при работе на бензине и биотопливе E85, при составе смеси  $\alpha=1$ . Мы видим, что работа на E85 приводит к более плавному и более быстрому сгоранию, что отмечается сокращением продолжительности процесса сгорания.



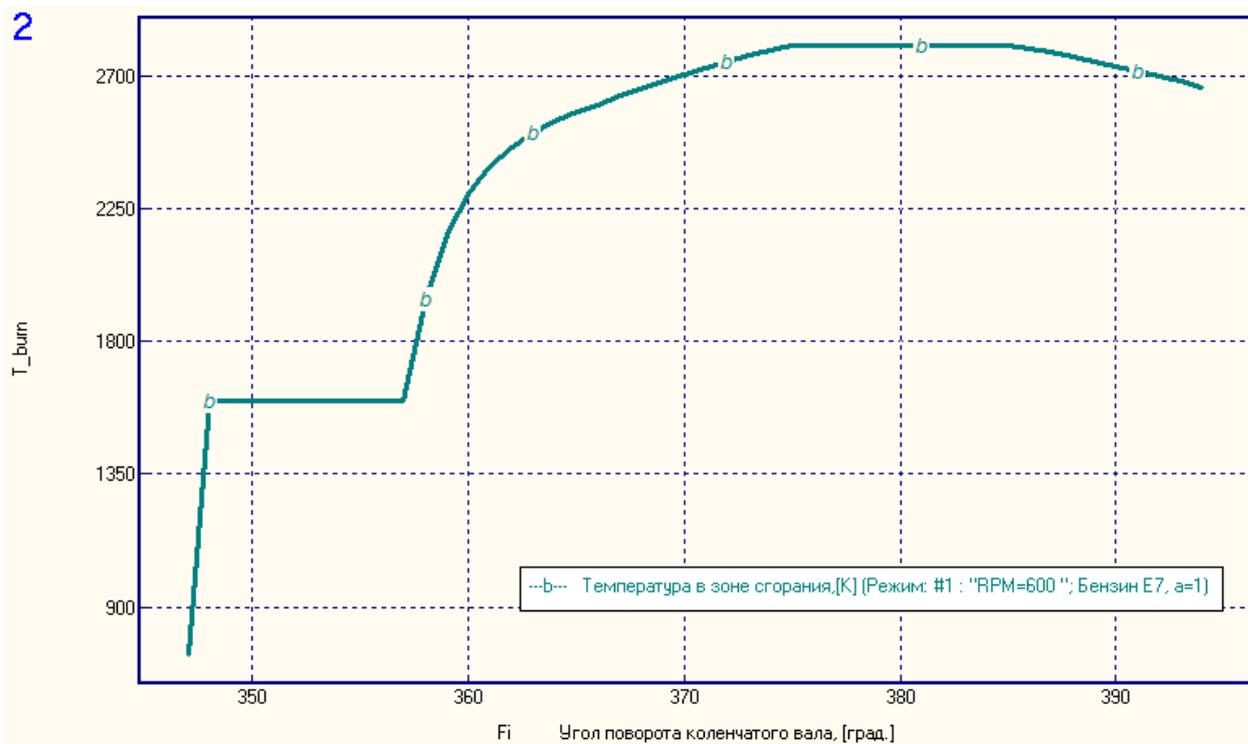
а)



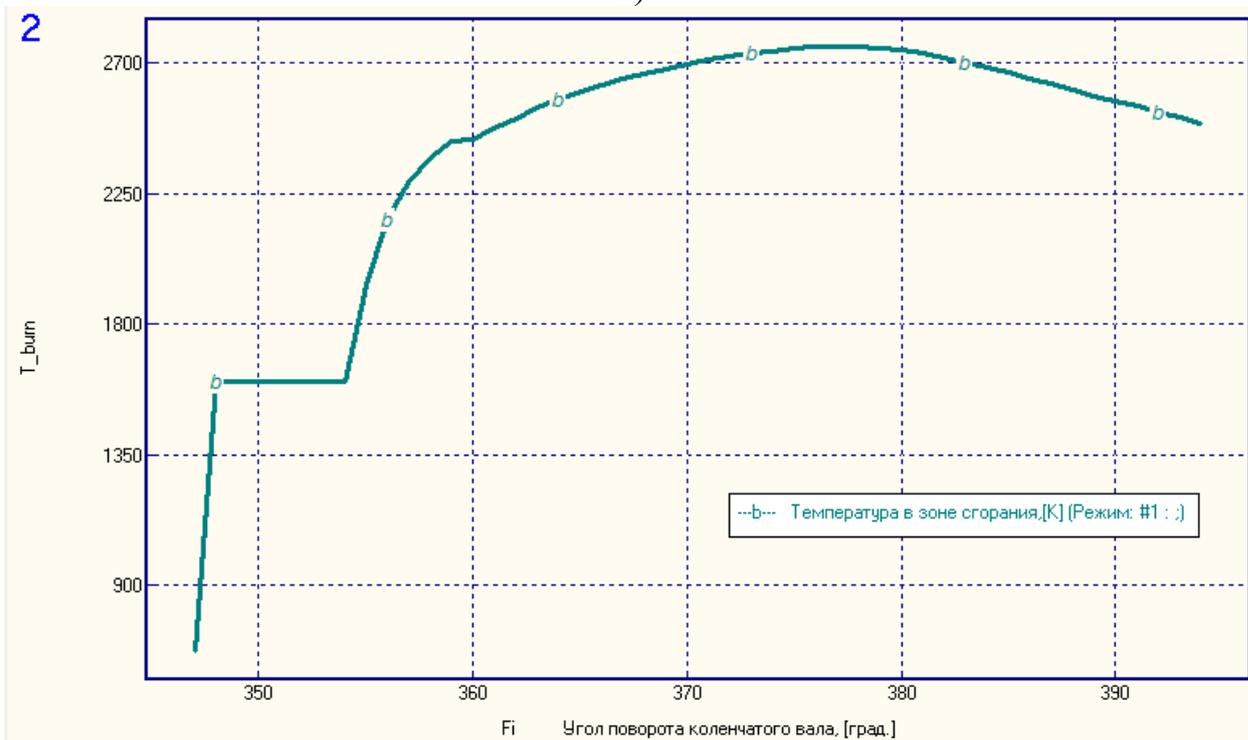
б)

Рисунок 22 – Доля выделившегося тепла (характеристика тепловыделения) при степени сжатия 7 и составе смеси  $\alpha=1$ : (а) бензин; (б) E85

На рисунке 23 и 24 представлена температура в зоне сгорания и концентрация оксидов азота, рассчитанная по термическому механизму при работе на бензине и биотопливе E85, соответственно.



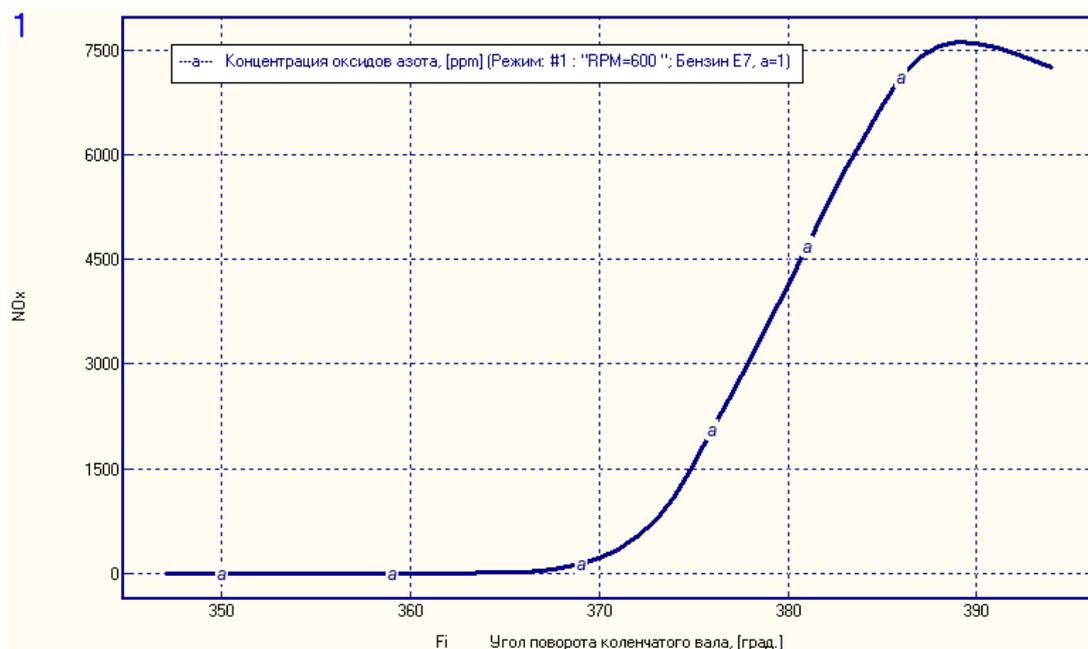
а)



б)

Рисунок 23 – Температура в зоне сгорания при степени сжатия 7 и составе смеси  $\alpha=1$ : (а) бензин; (б) E85

Мы видим, что при работе на E85 меньше расчетная первая фаза сгорания и более плавное нарастание температуры с меньшими пиковыми значениями, что приводит к меньшим значениям неравновесных оксидов азота. Причем величина первой фазы меньше, чем при работе на  $\alpha=1,04$ , а концентрация оксидов азота также меньше, из-за сокращения концентрации кислорода в смеси.



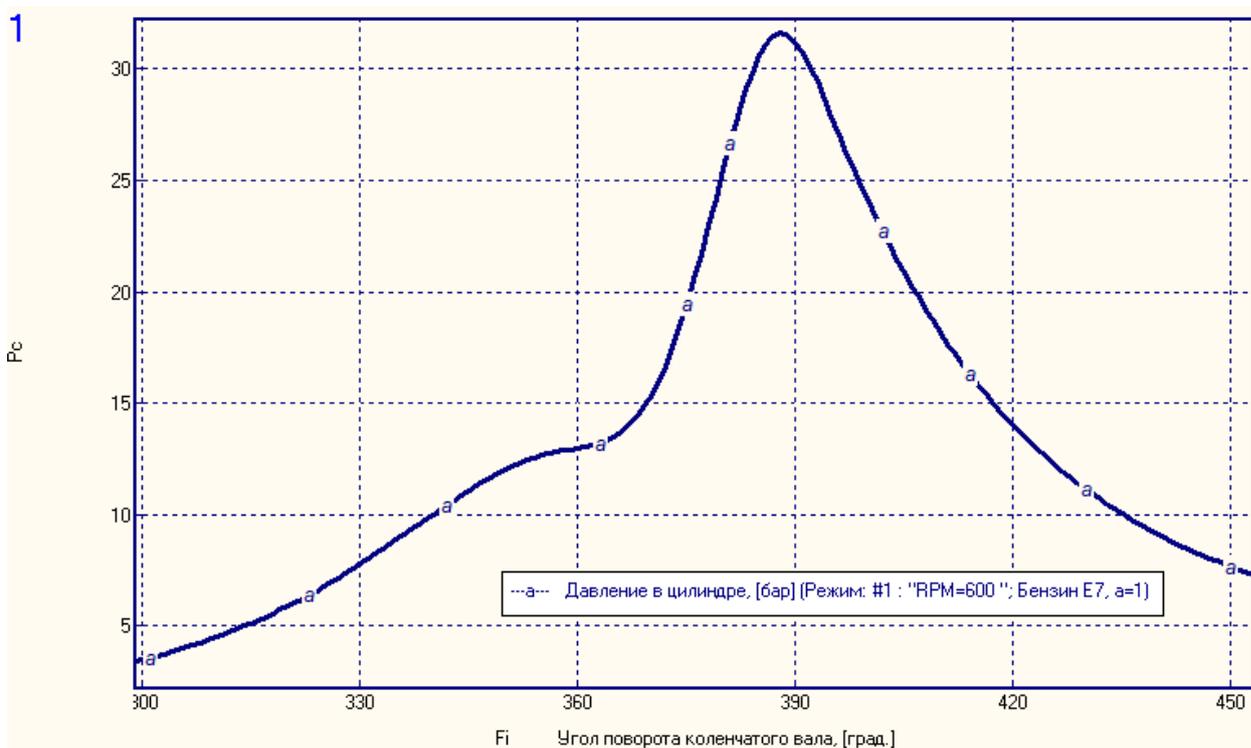
а)



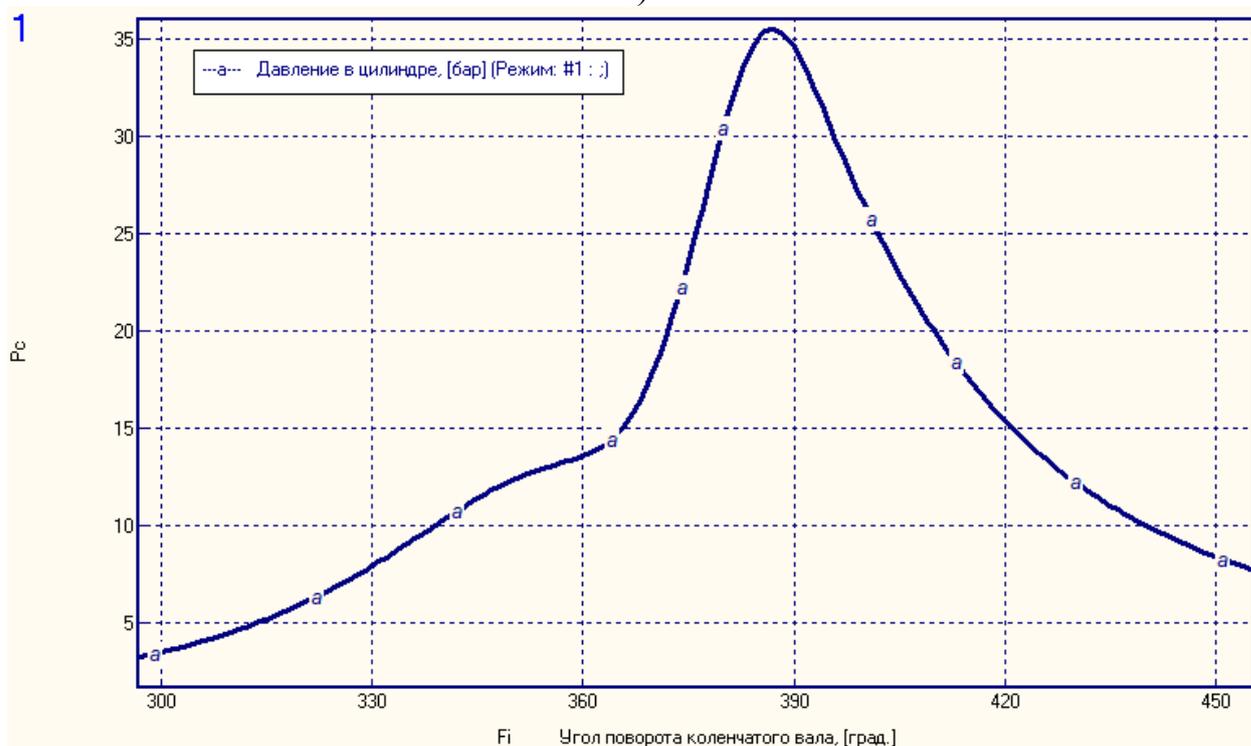
б)

Рисунок 24 – Концентрация оксидов азота при степени сжатия 7 и составе смеси  $\alpha=1$ : (а) бензин; (б) E85

На рисунке 25 и 26 представлена индикаторное давление и температура в цилиндре двигателя для свежей смеси, продуктов сгорания и средняя по объему, при работе на бензине и биотопливе E85 и составе смеси  $\alpha=1$ .



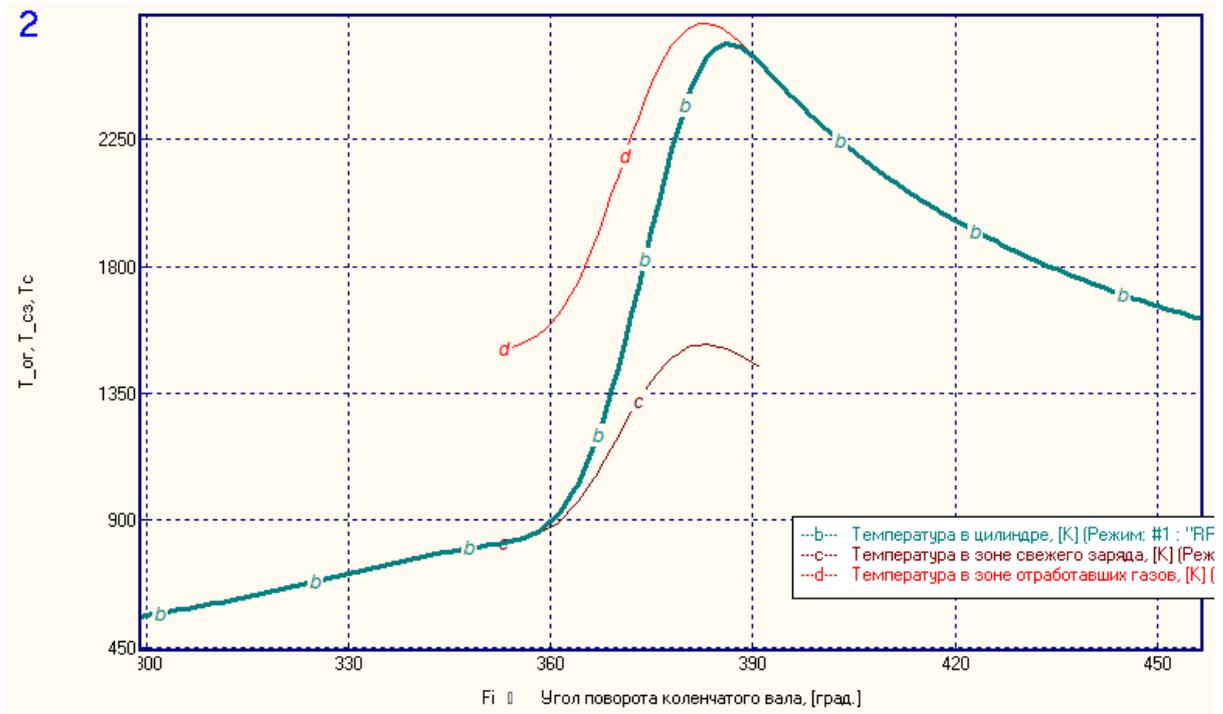
а)



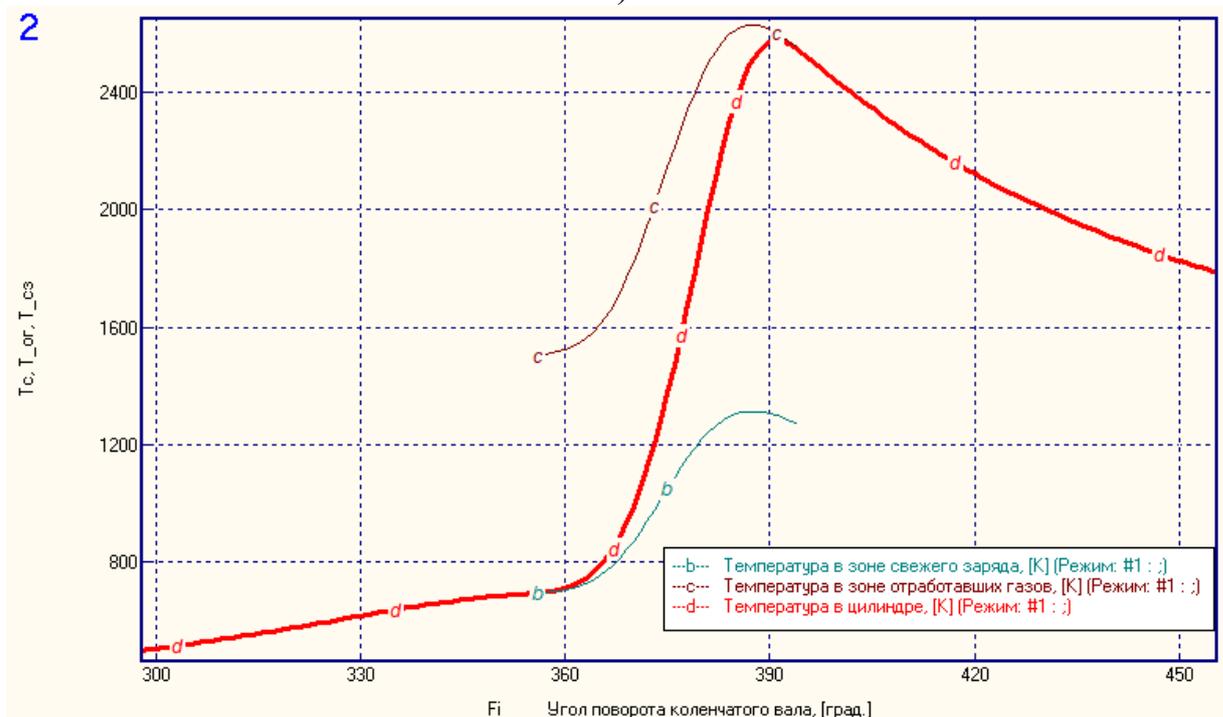
б)

Рисунок 25 – Индикаторное давление в цилиндре двигателя при степени сжатия 7 и составе смеси  $\alpha=1$ : (а) бензин; (б) E85

Мы видим, что работа на E85 повышает максимальное давление, и температуру цикла, что объясняется большими количеством энергии, введённое с топливом в цилиндр, обеспечивают большие показатели по мощности.



а)



б)

Рисунок 26 – Температура в цилиндре, свежей смеси, продуктов сгорания и средняя при степени сжатия 7 и составе смеси  $\alpha=1$ : (а) бензин; (б) E85

Выводы по главе 3 «Обзор результатов моделирования процесса сгорания бензина и биотоплива E85 при степени сжатия 7»

При степени сжатия 7 на установке УИТ-85 практически не удается достичь границ детонации и значения максимальной температуры не упираются при расчете в зону термического разложения, которая характеризуется площадкой на 2800 К на графиках температуры в зоне горения. Поэтому этот режим работы наилучшим образом характеризует протекание процесса сгорания при исследовании альтернативных топлив. Получено, что спиртовое биотопливо E85 имеет более быструю инициацию горения и более плавное течение процесса, что характеризуется более высокими показателями по давлению из-за большего количества энергии, введенного с топливом и меньшими пиковыми значениями температуры, при том, что средняя температура процесса выше. Это приводит к возможностям получения большей мощности при снижении концентрации оксидов азота.

## Глава 4 Обзор результатов моделирования процесса сгорания бензина и биотоплива при степени сжатия 10

### 4.1 Результаты моделирования процесса сгорания бензина и биотоплива на установке УИТ-85 при степени сжатия 10

Моделирование процесса сгорания бензина и биотоплива E65, E85 и E100, соответственно на установке УИТ-85 проводился отдельно для каждого исследуемого режима работы при степени сжатия 10 и коэффициенте избытка воздуха 1. По результатам расчетов в программном продукте Дизель-РК версия 4.3.0.189 получены результаты, сведенные в таблицы 9 и 10.

Таблица 9 – Мощностные и эффективные показатели установки УИТ-85 при частоте вращения 900 мин<sup>-1</sup>

Параметры для расчета	Бензин	E65	E85	E100
Частота вращения коленчатого вала, [1/мин]	900	900	900	900
Мощность, [кВт]	4.2328	4.7496	5.0287	5.2775
Среднее эффективное давление, [бар]	8.6486	9.7045	10.275	10.783
Крутящий момент, [Нм]	44.915	50.399	53.360	56.000
Цикловая подача топлива, [г]	0.03998	0.05790	0.06709	0.07629
Удельный эффект. расход топлива, [кг/(кВт*ч)]	0.25505	0.32914	0.36023	0.39029
Удельный эффект. расход топлива по ISO, [кг/(кВт*ч)]	0.23511	0.22906	0.22659	0.22426
Эффективный КПД	0.32079	0.32945	0.33312	0.33664
Среднее индикаторное давление, [бар]	9.8406	10.912	11.500	12.020
Индикаторный КПД	0.36500	0.37043	0.37284	0.37525
Средняя скорость поршня, [м/с]	3.4500	3.4500	3.4500	3.4500
Давление трения, [бар]	0.90656	0.94802	0.97029	0.99102
Механический КПД	0.90512	0.91101	0.91371	0.91583
<b>ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ</b>				
Концентр. влажных NO <sub>x</sub> , [1/млн, (ppm)]	5223.0	4409.9	4006.4	3464.7
Эмиссия NO <sub>x</sub> приведенная к NO по Зельдовичу, [г/(кВт ч)]	23.317	19.549	17.567	15.090

Таблица 10 – Показатели установки УИТ-85 при частоте вращения 900 мин<sup>-1</sup>

Параметры для расчета	Бензин	E65	E85	E100
<b>СГОРАНИЕ</b>				
Коэффициент избытка воздуха при сгорании	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Максимальное давление цикла, [бар]	45.444	50.168	52.774	55.133
Максимальная температура цикла, [К]	2596.6	2546.9	2532.7	2506.0
Угол максимального давления, [град. за ВМТ.]	22.000	21.000	21.00	20.000
Угол максимальной температуры, [град. за ВМТ.]	29.000	28.000	28.000	27.000
Максимальная скорость нарастания давления, [бар/град]	0.91742	1.1183	1.2305	1.3436
Интенсивность детонации / звуковое воздействие, [МВт/м <sup>2</sup> ]	0.04979	0.06636	0.07616	0.08647
Макс. усилие на поршне от газовых сил, [кг]	2612.2	2883.8	3033.6	3169.2
Опережение зажигания, [град. до ВМТ]	13.000	13.000	13.000	13.000
Период задержки воспламенения в цилиндре, [град]	0.04616	0.04622	0.04625	0.04627
Начало сгорания, [град. до ВМТ]	12.954	12.954	12.954	12.954
Продолжительность сгорания, [град. ПКВ]	48.000	48.000	48.000	48.000
Показатель сгорания в цилиндре по Вибе	3.3288	3.0273	2.8950	2.7707
Мин. октановое число топлива -грань детонации	105.20	110.70	113.73	116.24

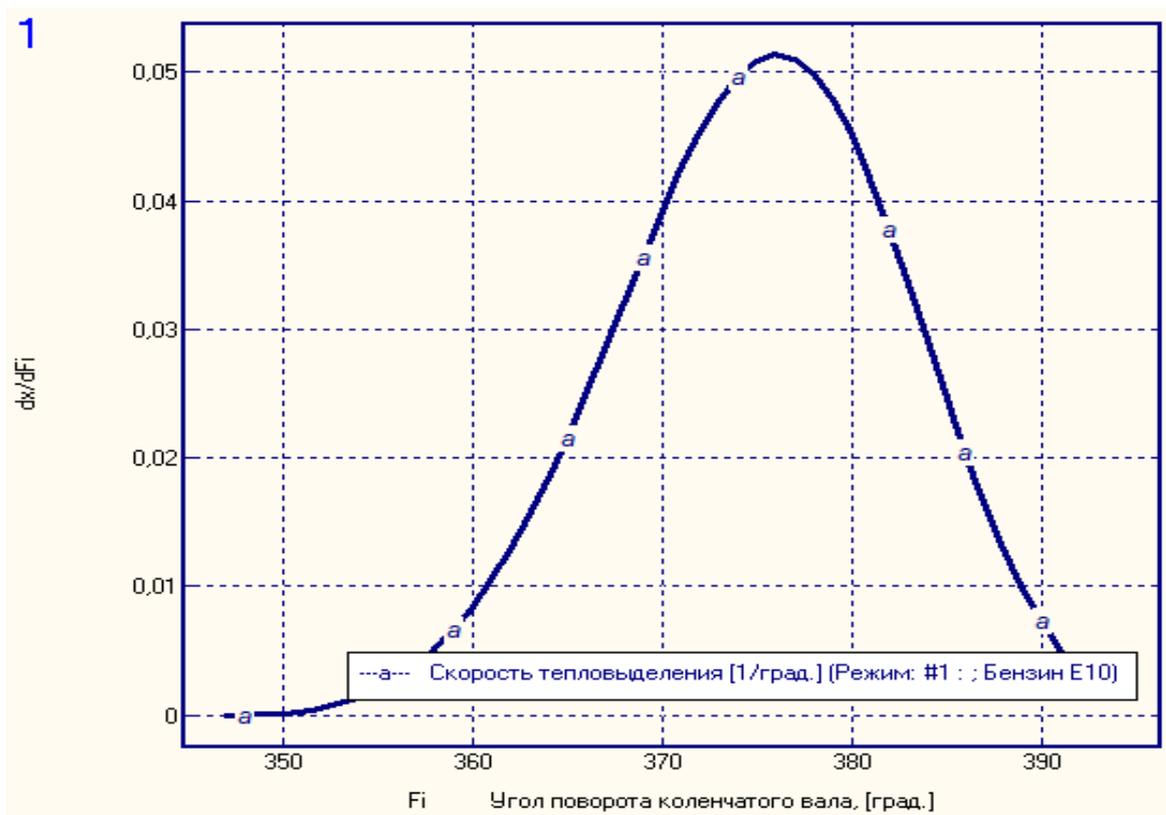
Анализ влияния содержания биоэтанола в топливе на характеристики ДВС показал, что мощность на чистом биоэтаноле E100 максимальна, причем величина прироста мощности составила 25%, а для E65 и E85 – 12% и 19% соответственно. При этом токсичность по влажным оксидам азота снизилась на 15% для E65, 23% для E85 и на 30% для E100. Как уже отмечалось в обзоре литературы, работа на E100 имеет ограничения по холодному пуску, он затруднен при +7 ° С, и таким образом кроме стран экваториального пояса применяться не может. Топливо E85 уже устойчиво воспламеняется с -15 ° С и вполне может быть пригодно для использования в средних широтах России в осенне-летнее время, а для зимы возможно применение топлива E65. Рассмотрим протекание процесса сгорания для этих топлив подробнее.

## **4.2 Анализ и обсуждение результаты моделирования процесса сгорания бензина и биотоплива на установке УИТ-85 при степени сжатия 10**

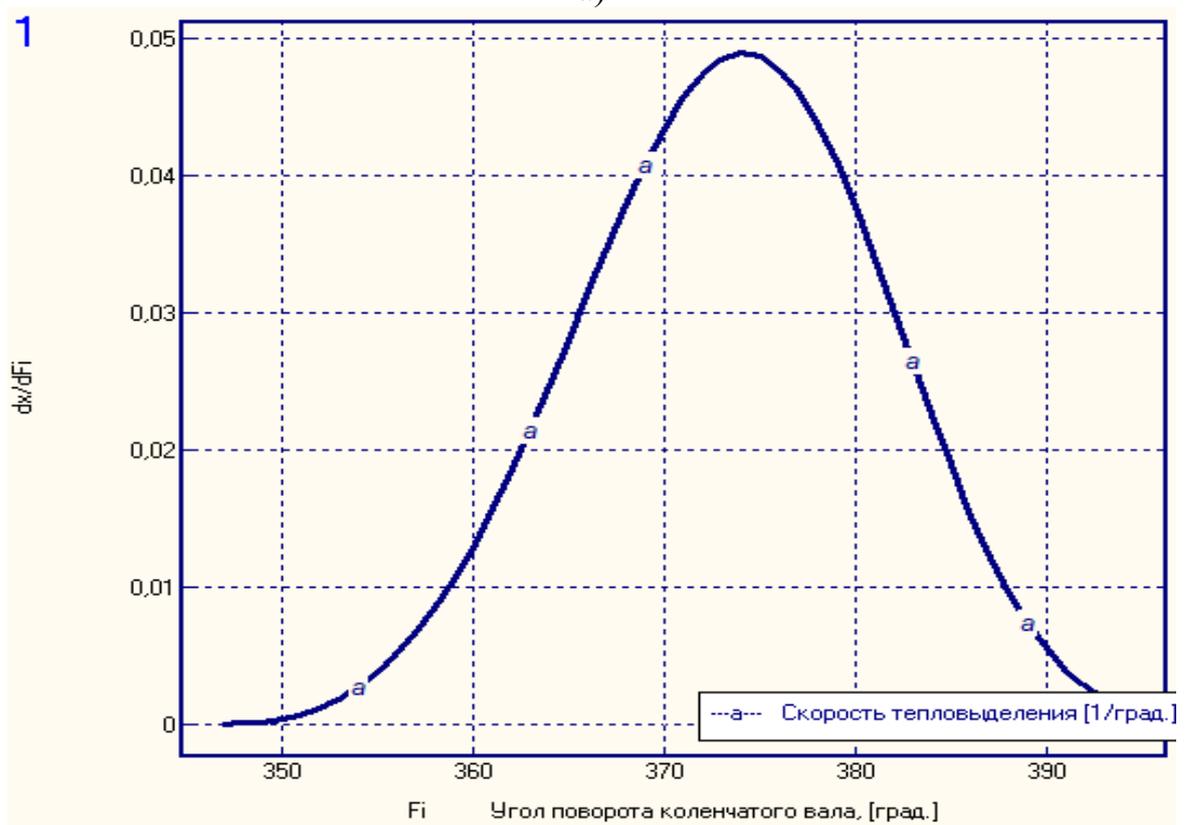
Анализ и обсуждение результаты моделирования процесса сгорания бензина и биотоплива E85 на установке УИТ-85 при степени сжатия 10 проводится по рисункам 27-38.

На рисунках 27 и 28 представлено сравнение скорости тепловыделения при степени сжатия 10 и составе смеси  $\alpha=1$ , для бензина и E65, E85 и E100, соответственно.

Из рисунков 27 и 28 видно, что увеличение доли этанола приводит к заметному ускорению протекания процесса сгорания, выраженного в сокращении всех фаз сгорания. Так сокращение первой фазы дает возможность более эффективно провести процесс во второй и третьей фазе. При этом скорость нарастания давления в основной фазе сгорания при работе на биоэтаноле ниже при работе на бензине, которому свойственно несколько взрывное сгорание, связанное с тем, что длинные цепочки стабильные углеводородных молекул бензина сначала претерпевают долгую процедуру разложения на более короткие не стабильные цепочки, которые активно начинают участвовать в процессе сгорания. Это позволяет после некоторого продолжительного этапа плавного нарастания давления перейти к быстрому взрывному сгоранию, граничащему с детонацией. Отсутствие или малое количество таких молекул в топлива E85 приводит к заметному росту октанового числа до 114, и, следовательно, к большей детонационной стойкости.

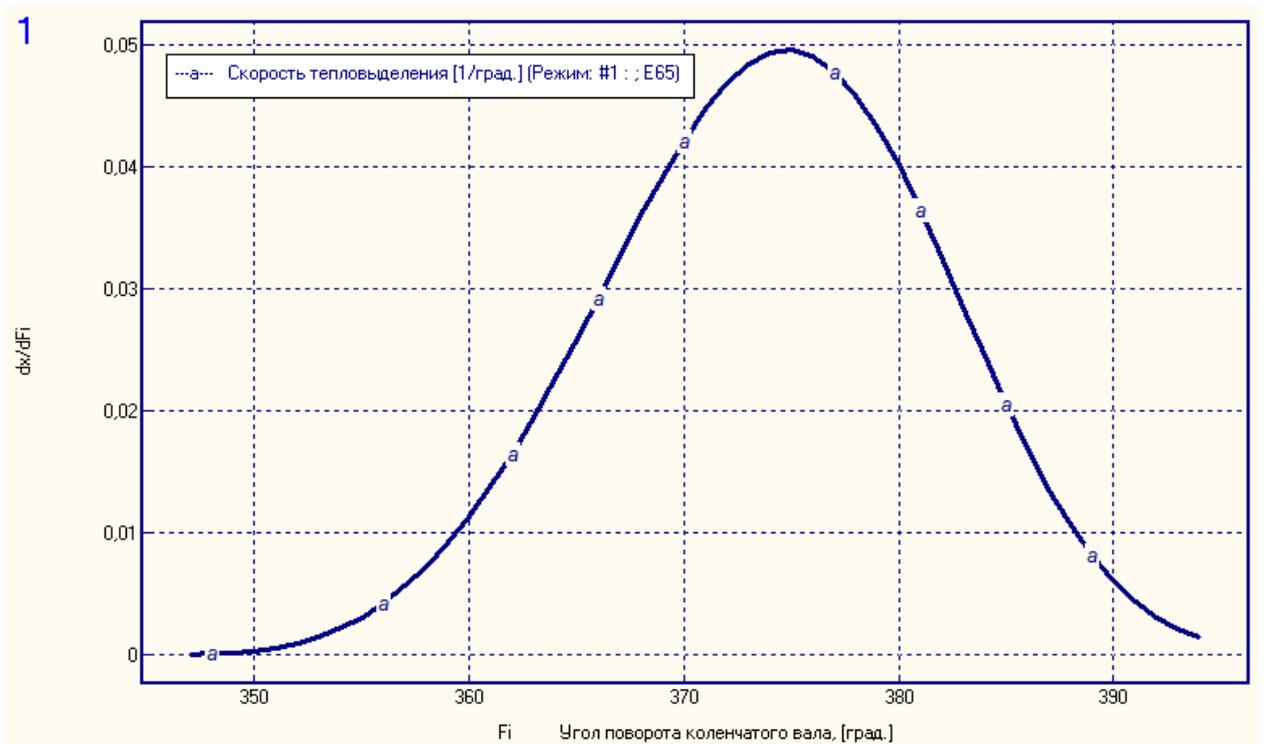


а)

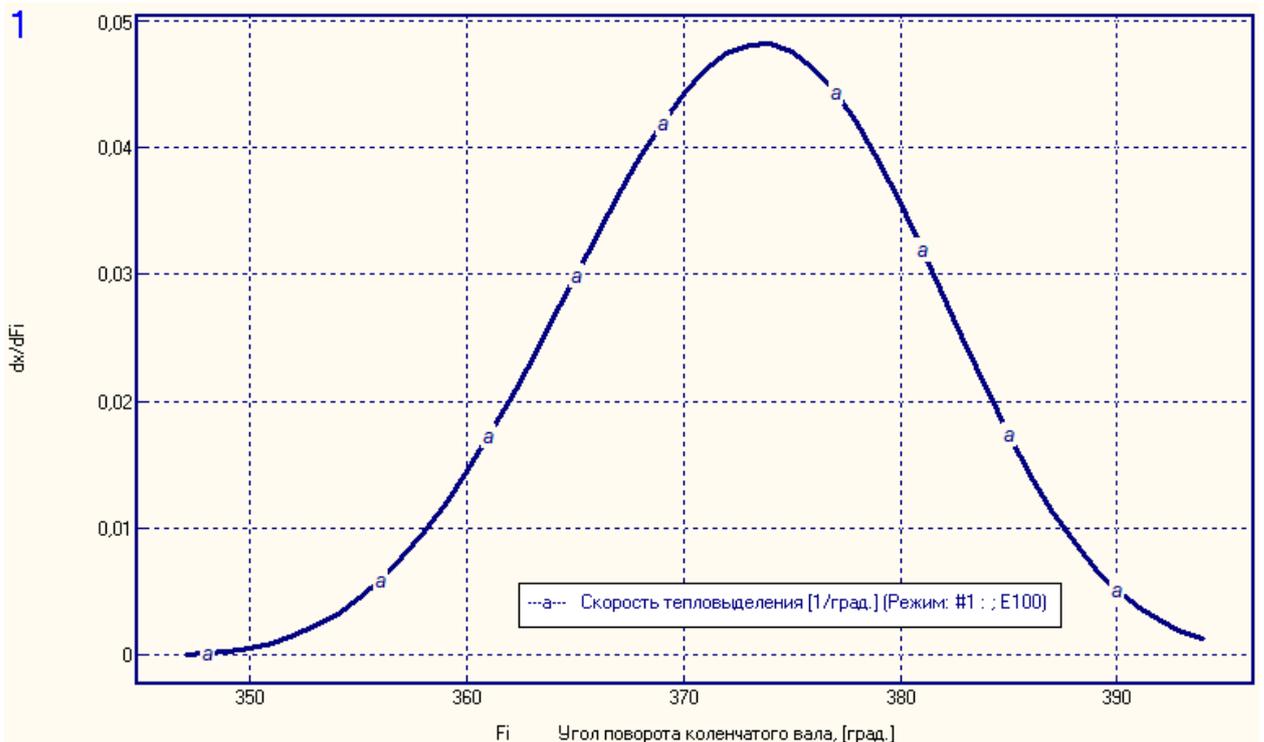


б)

Рисунок 27 – Скорость тепловыделения при степени сжатия 10 и составе смеси  $\alpha=1$ : (а) бензин; (б) E85



а)



б)

Рисунок 28 – Скорость тепловыделения при степени сжатия 10 и составе смеси  $\alpha=1$ : (а) E65; (б) E100

На рисунках 29 и 30 представлено сравнение доли выделившегося тепла (характеристики тепловыделения) при степени сжатия 10 и составе

смеси  $\alpha=1$ , для бензина и E65, E85 и E100, соответственно. Общий вывод о характере сгорания соответствует ранее описанному. Здесь нагляднее видно, как спирт сначала быстрее воспламеняется, а затем горит с меньшей, но равномерной интенсивностью.

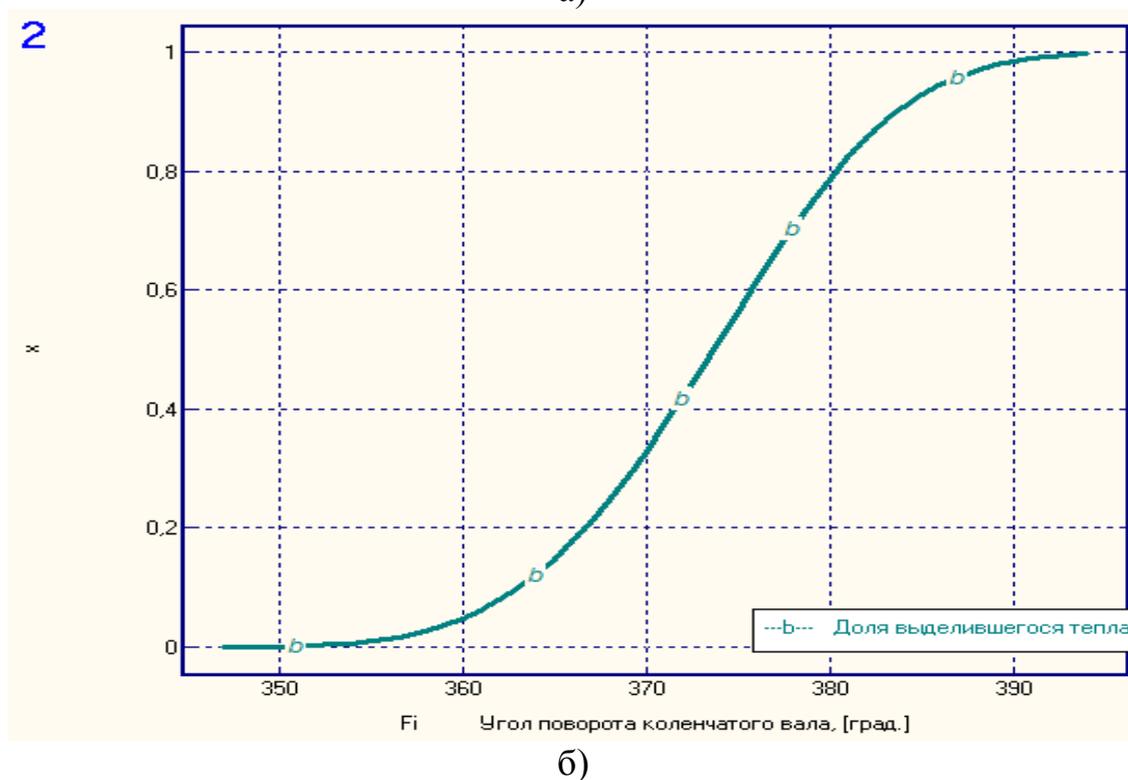
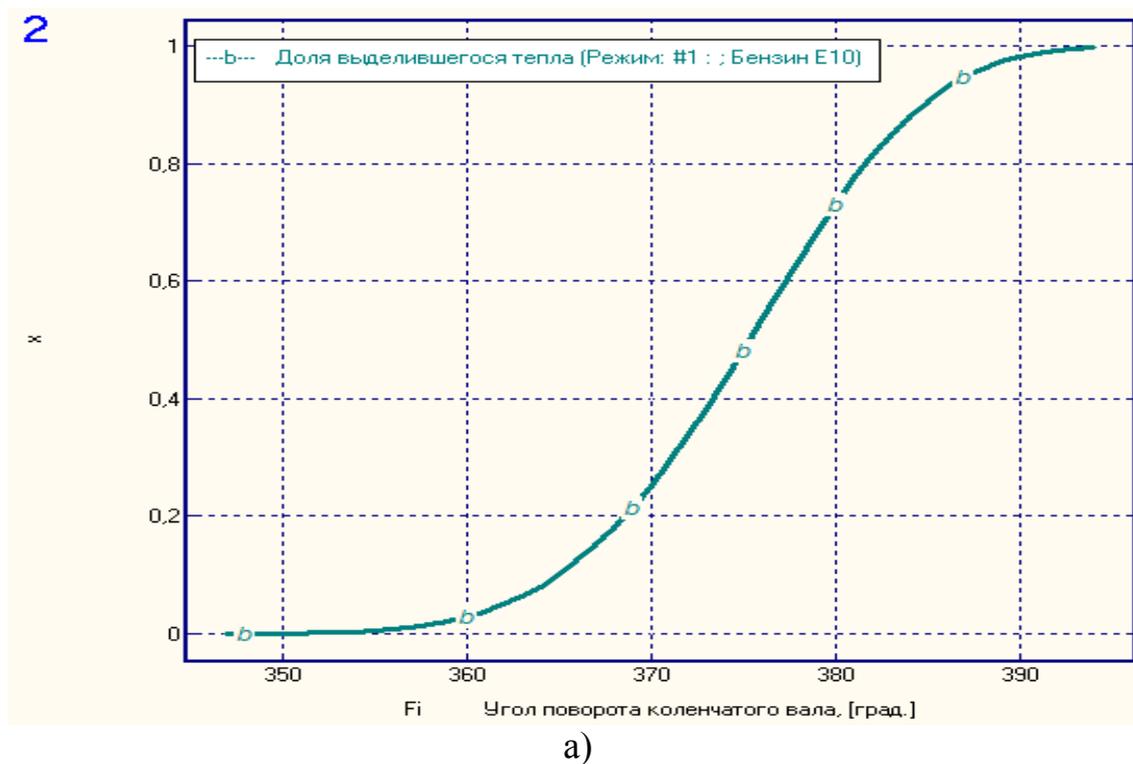
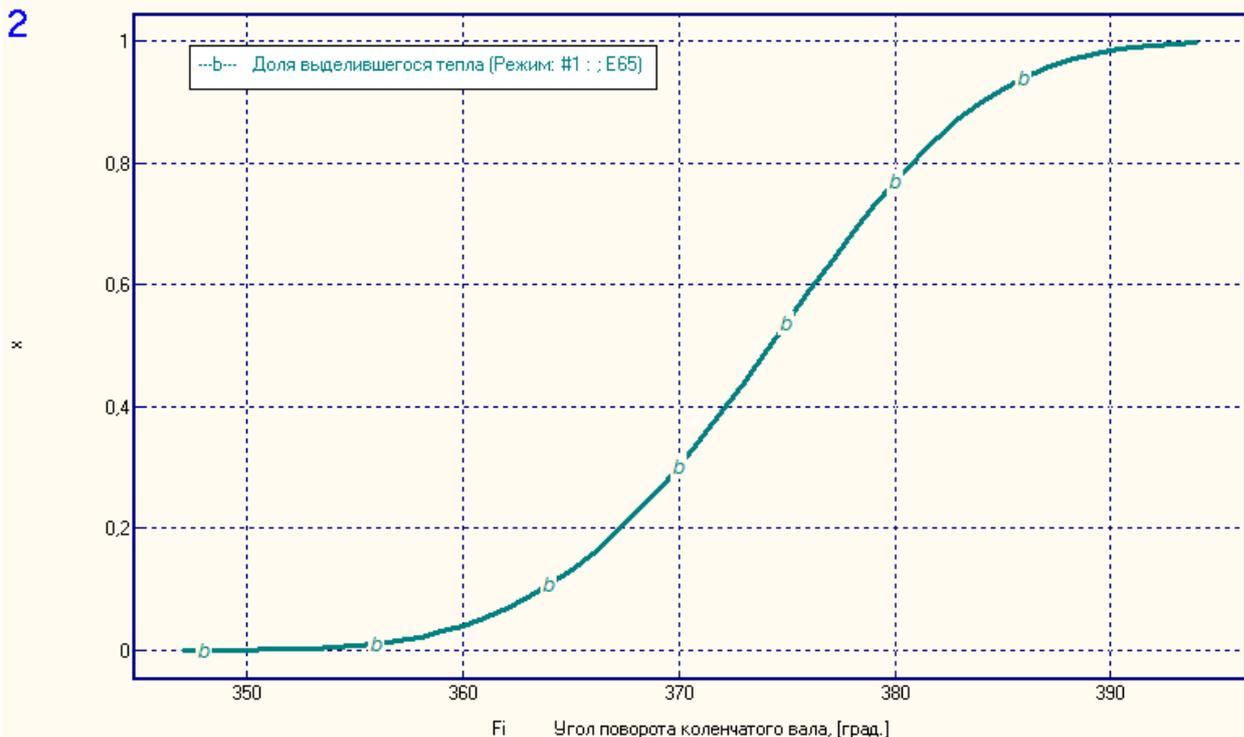


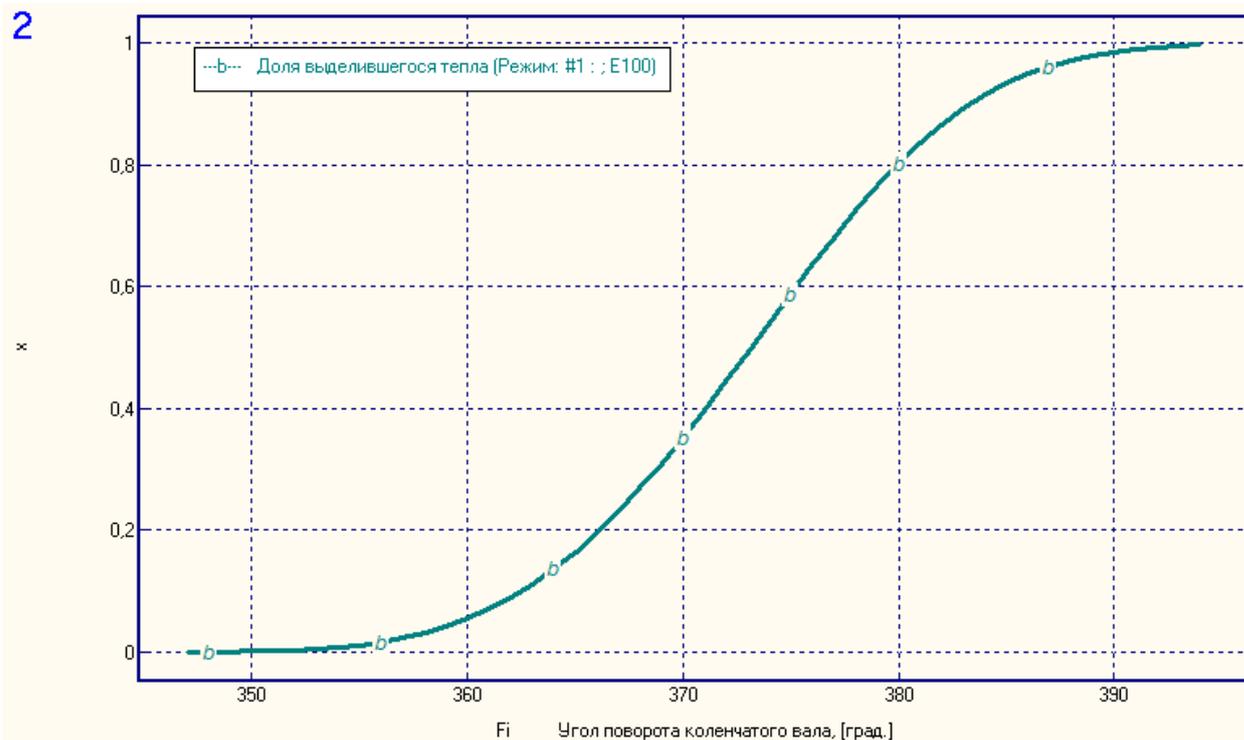
Рисунок 29 – Доля выделившегося тепла (характеристика тепловыделения) при степени сжатия 10 и составе смеси  $\alpha=1$ : (а) бензин; (б) E85

2



а)

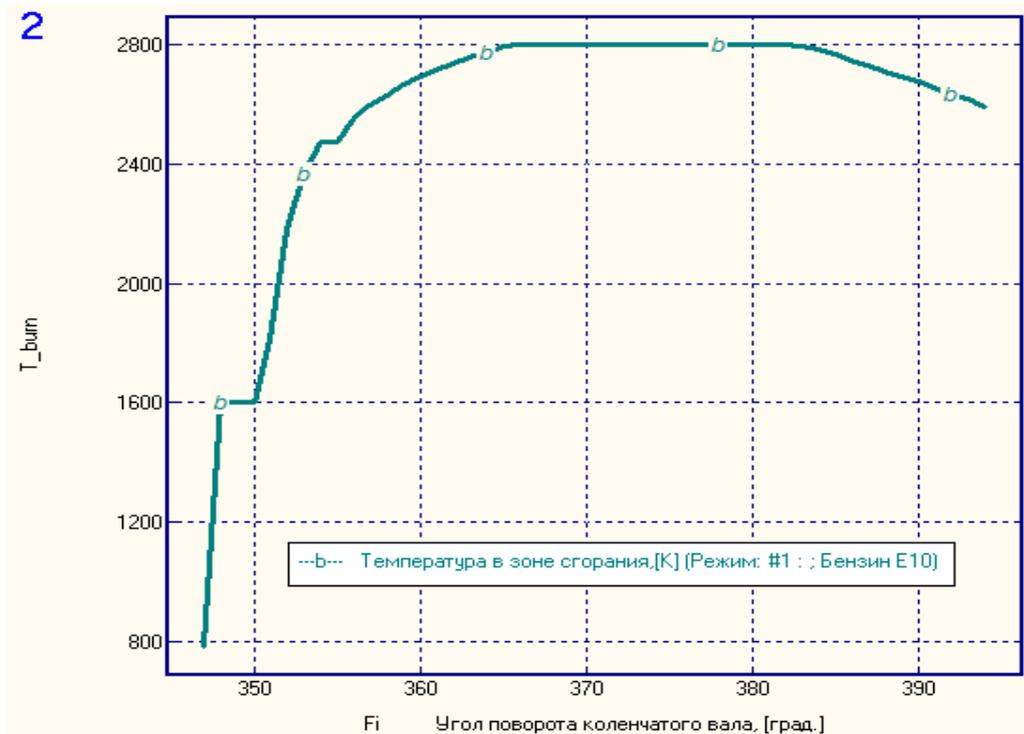
2



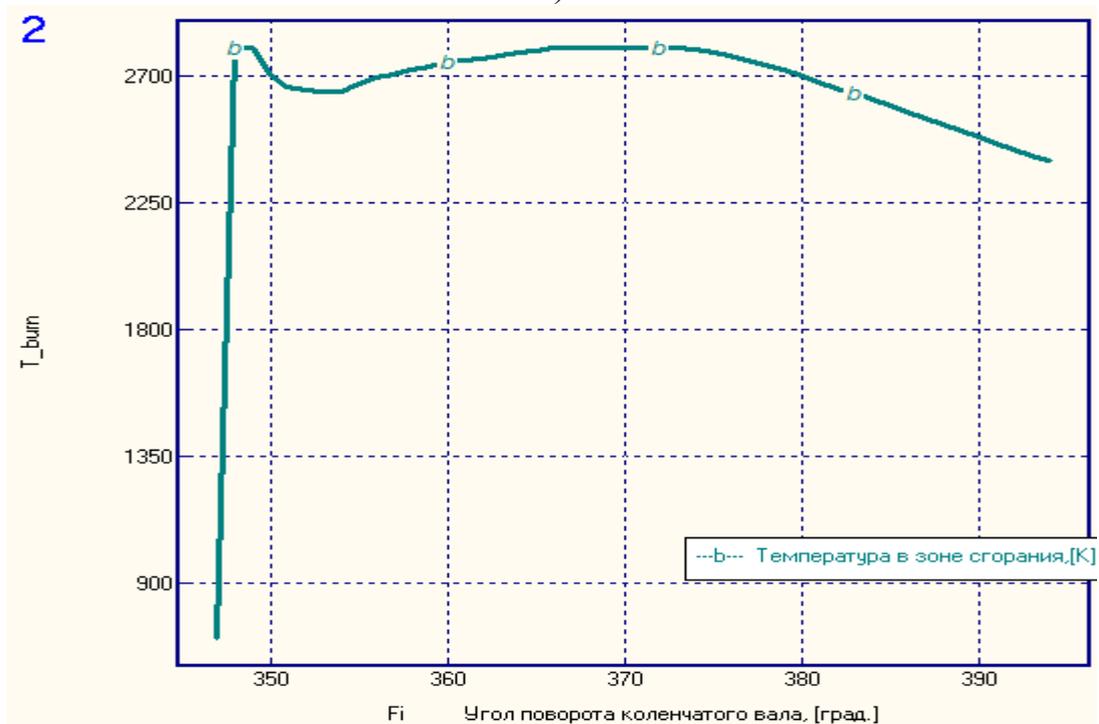
б)

Рисунок 30 – Доля выделившегося тепла (характеристика тепловыделения) при степени сжатия 10 и составе смеси  $\alpha=1$ : (а) E65; (б) E100

На рисунках 31 и 32 представлено сравнение температуры в зоне сгорания при степени сжатия 10 УИТ-85 и составе смеси  $\alpha=1$ , для бензина и E65, E85 и E100, соответственно.

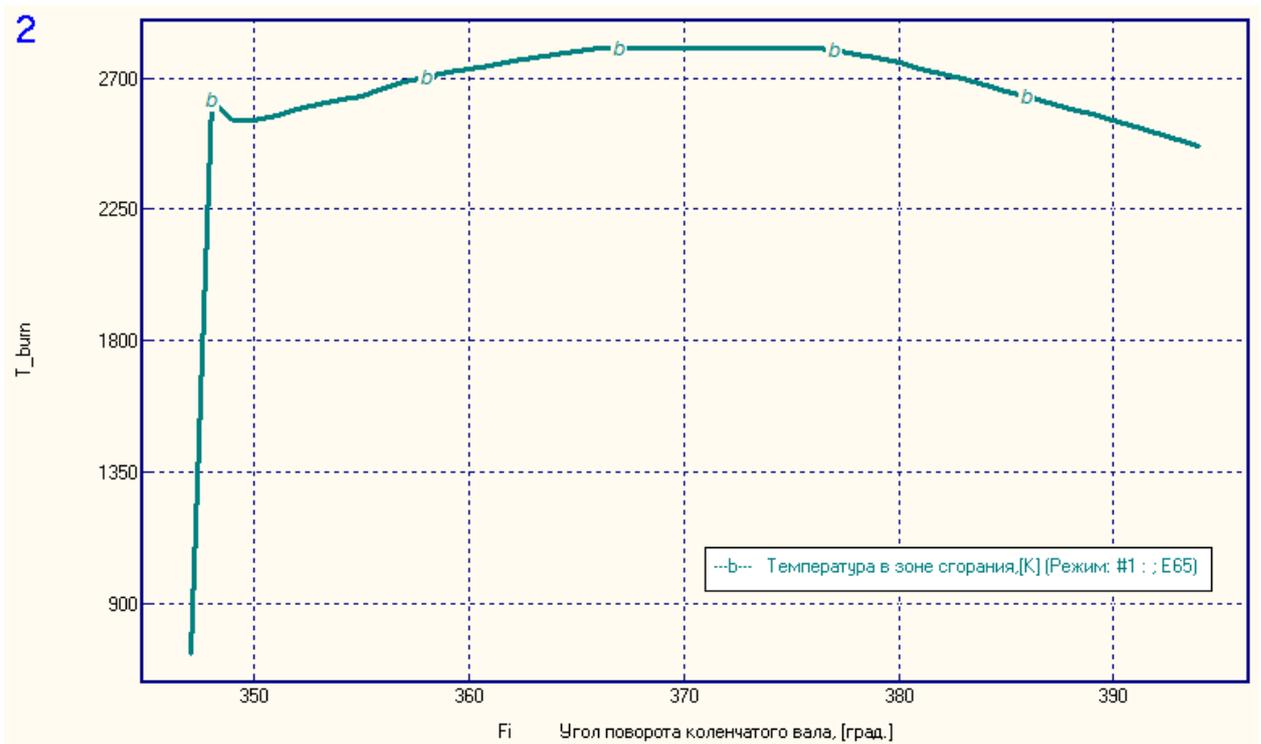


а)

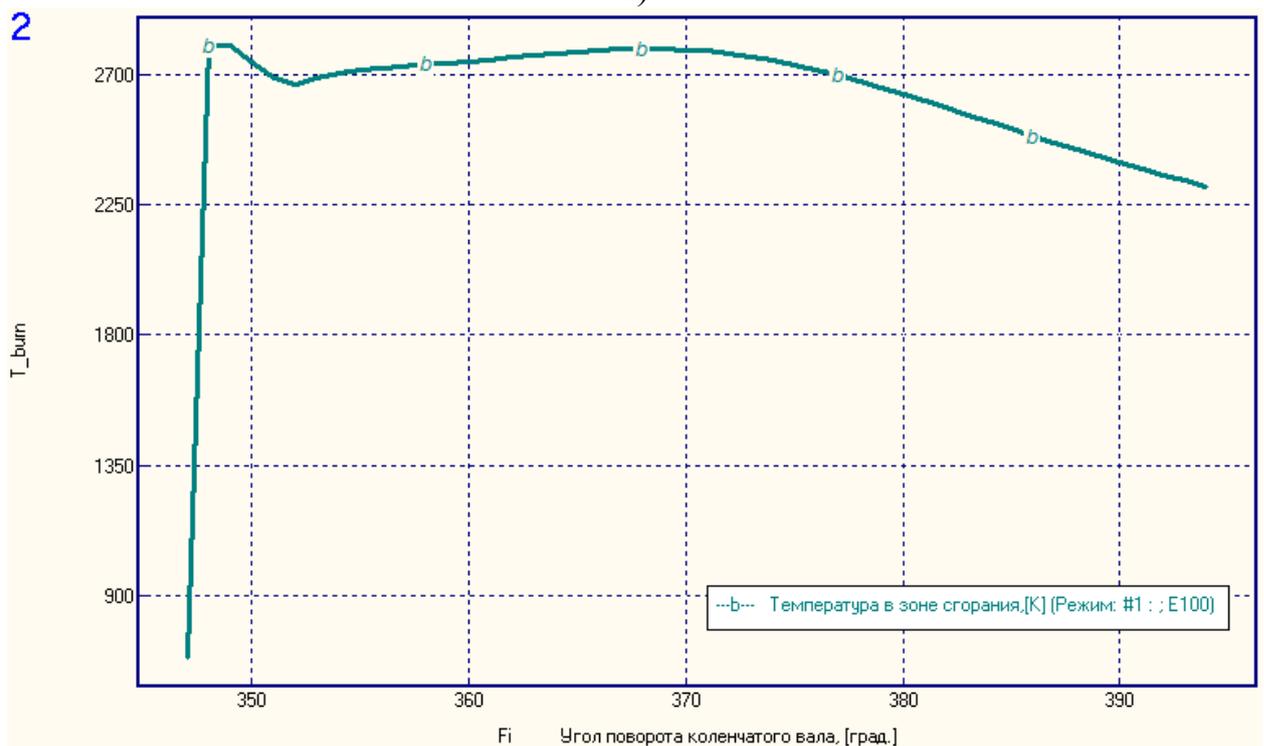


б)

Рисунок 31 – Температура в зоне сгорания при степени сжатия 10 и составе смеси  $\alpha=1$ : (а) бензин; (б) E85



а)

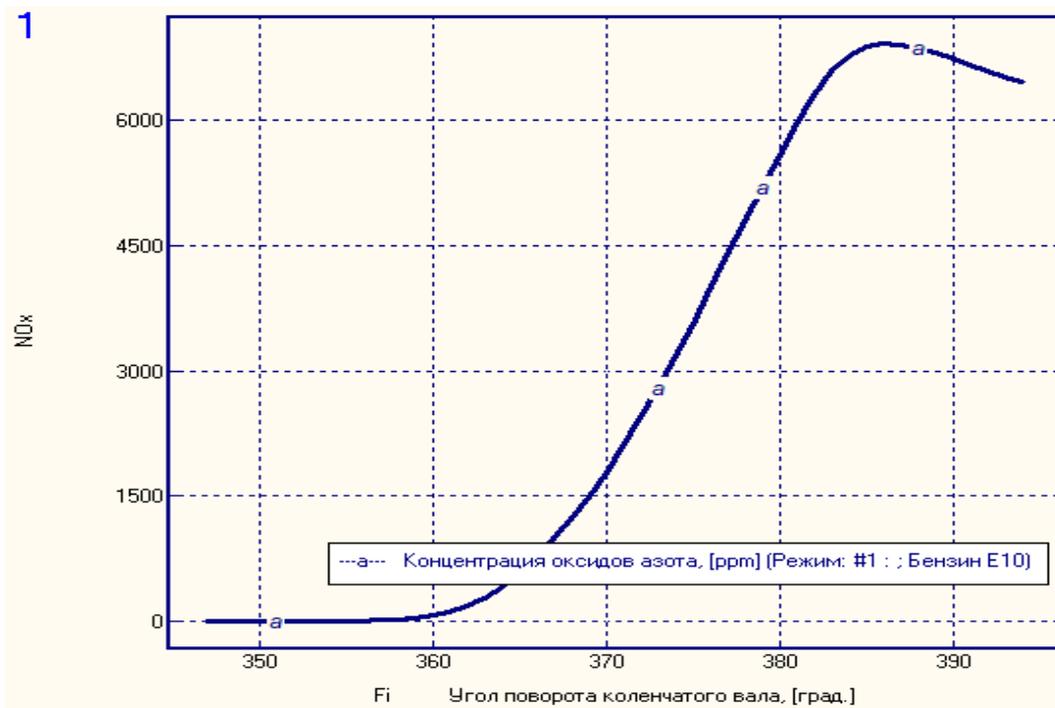


б)

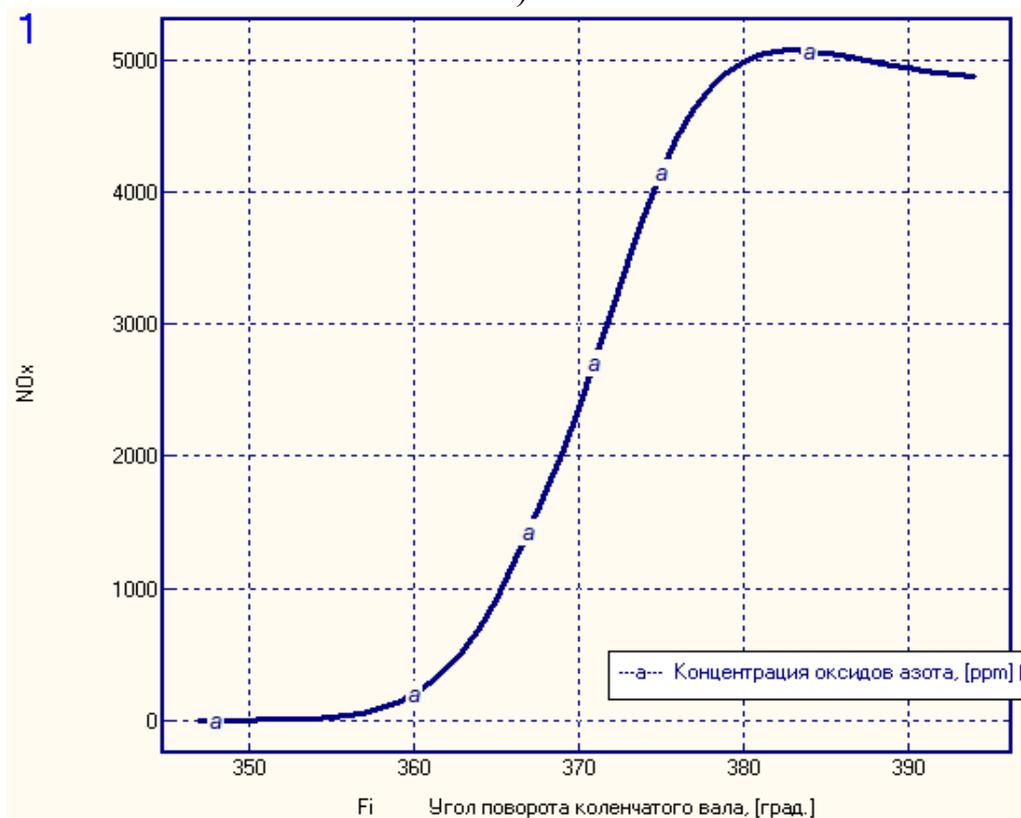
Рисунок 32 – Температура в зоне сгорания при степени сжатия 10 и составе смеси  $\alpha=1$ : (а) E65; (б) E100

Из рисунков 31 и 32 видим, что для спирта характерно резкое повышение температуры пламени до 2700 К, а затем она поддерживается на примерно постоянном значении около 2700-2800 К. Для бензина температура пламени сначала достигает 1500 К, а затем увеличивается до 2800 К.

На рисунках 33 и 34 представлено сравнение концентрации оксидов азота, посчитанных по механизму Зельдовича при степени сжатия 10 УИТ-85 и составе смеси  $\alpha=1$ , для бензина и E65, E85 и E100, соответственно.

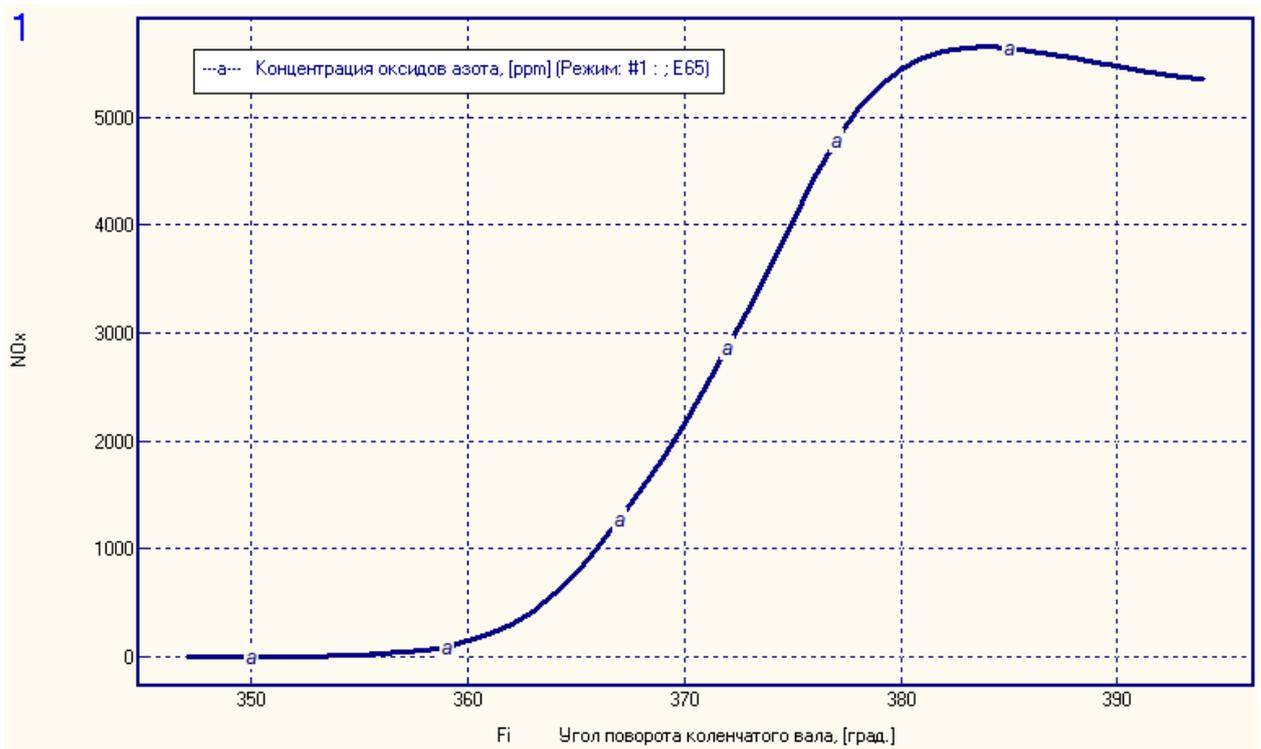


а)

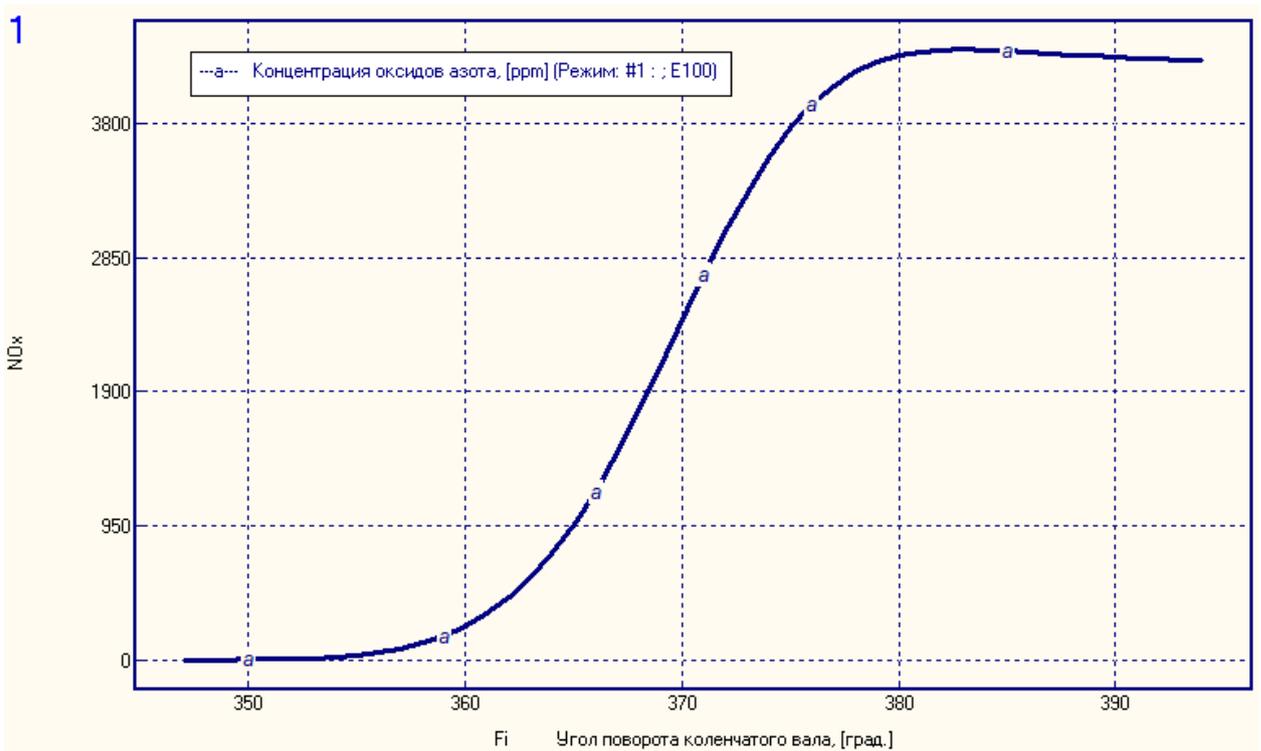


б)

Рисунок 33 – Концентрация оксидов азота при степени сжатия 10 и составе смеси  $\alpha=1$ : (а) бензин; (б) E85



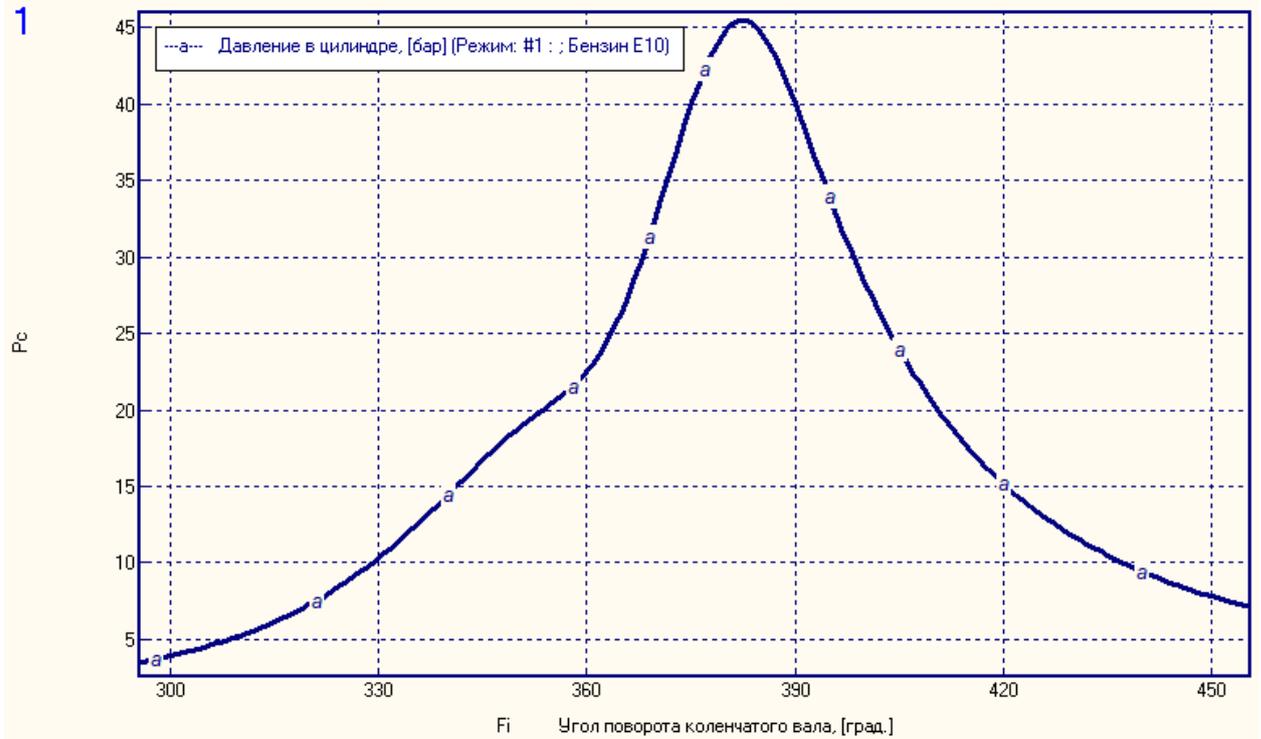
а)



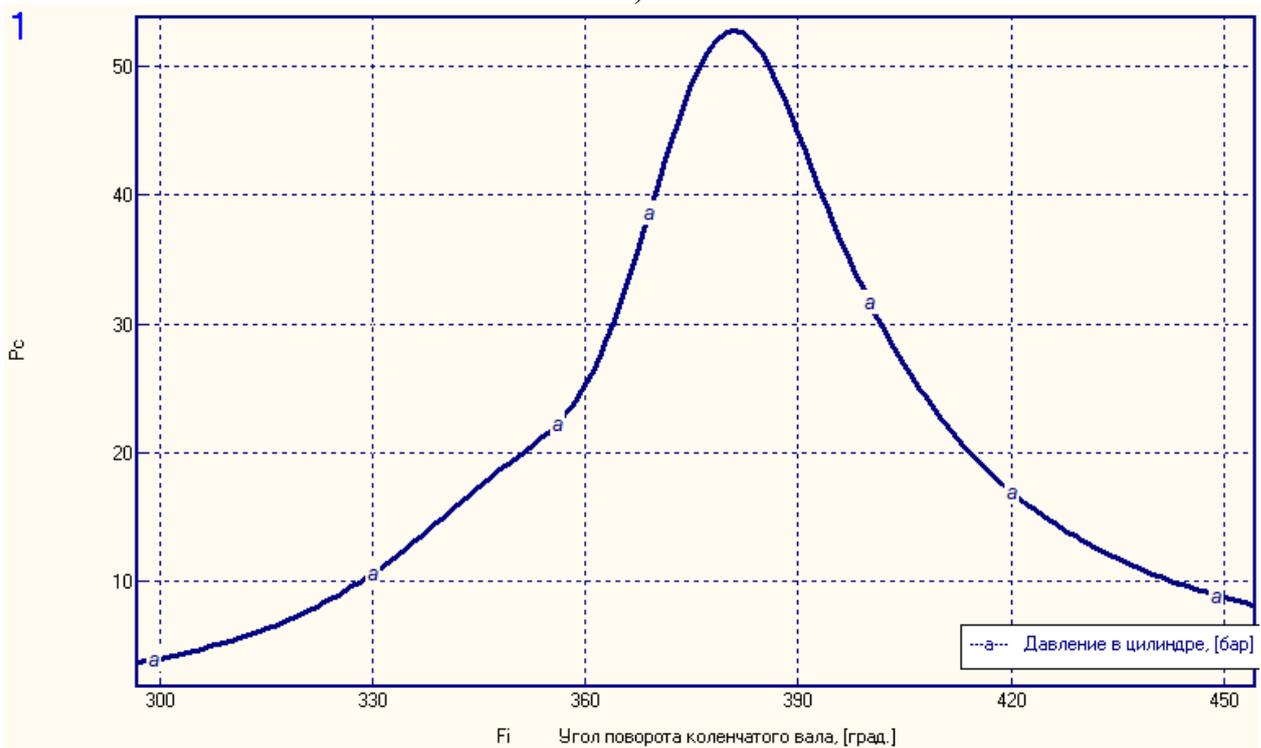
б)

Рисунок 34 – Концентрация оксидов азота при степени сжатия 10 и составе смеси  $\alpha=1$ : (а) E65; (б) E100

Видим, как плавное протекание процесса сгорания сказывается на изменении концентрации оксидов азота. Так для чистого биоэтанола сокращение составило около 40% при наличии площадки равновесия.



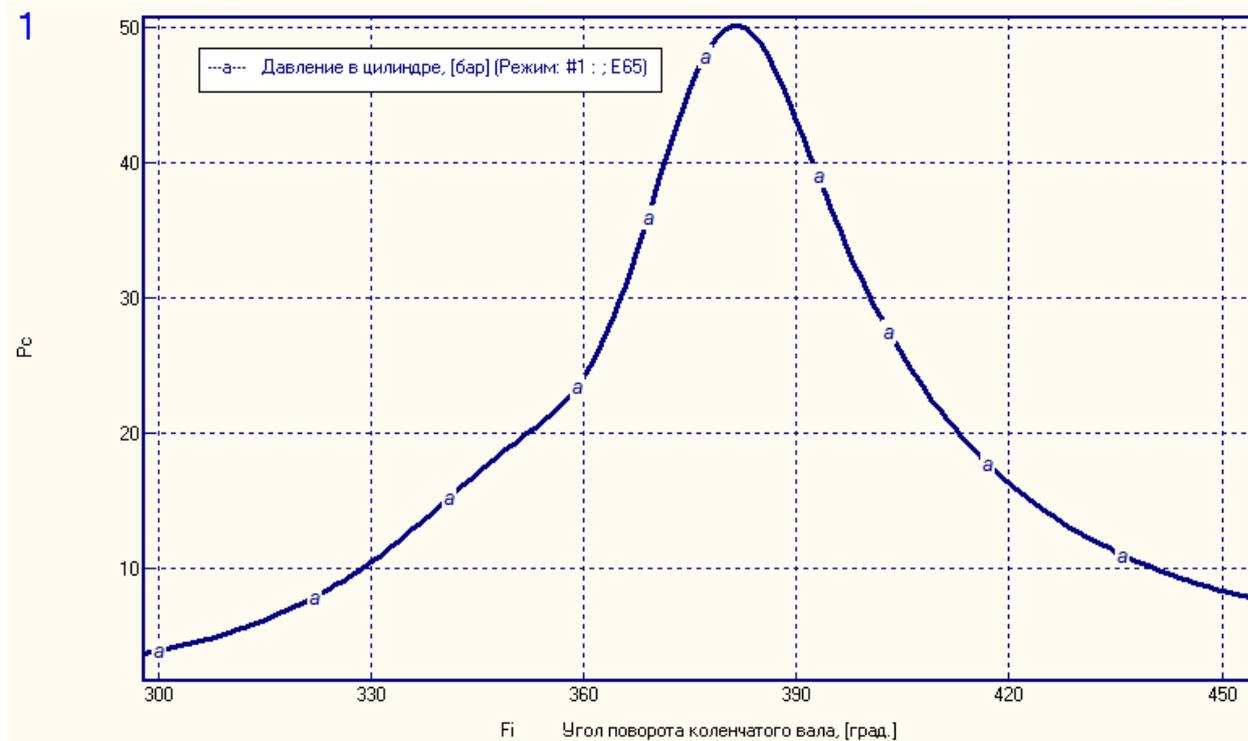
а)



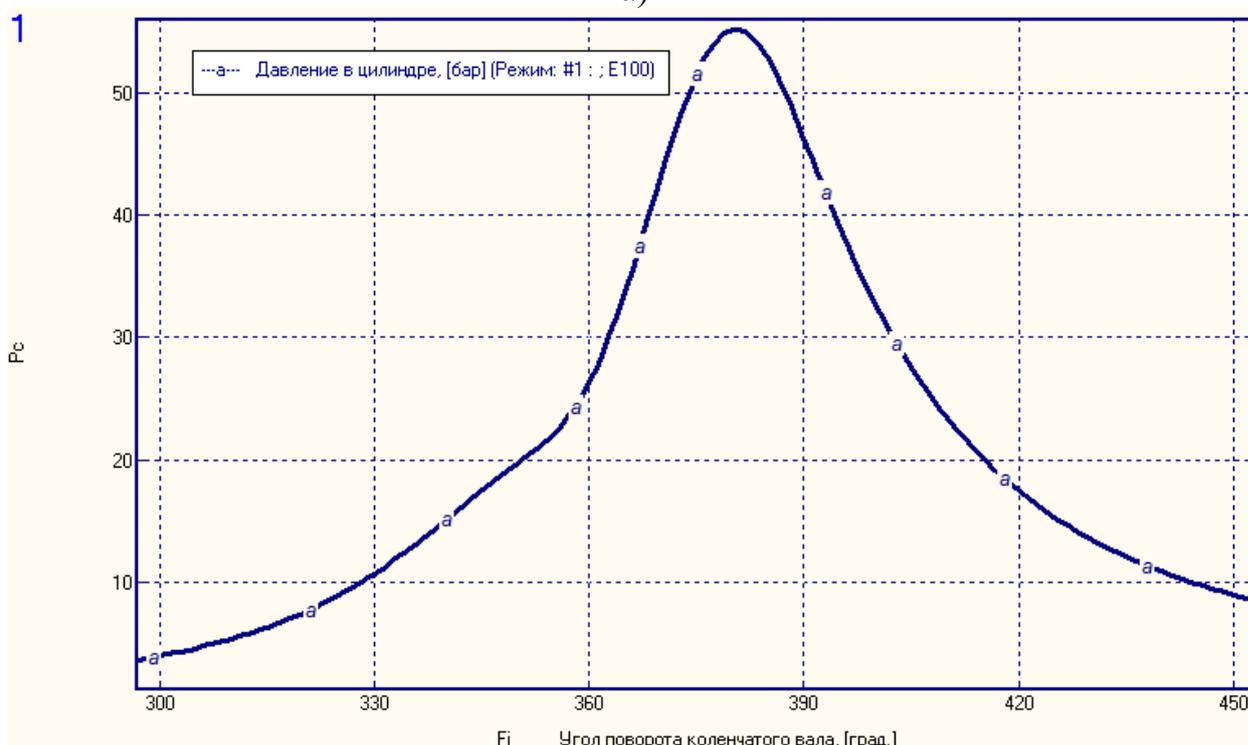
б)

Рисунок 35 – Индикаторное давление в цилиндре двигателя при степени сжатия 10 и составе смеси  $\alpha=1$ : (а) бензин; (б) E85

На рисунках 35 и 36 представлено сравнение индикаторного давления в цилиндре двигателя при степени сжатия 10 в УИТ-85 и составе смеси  $\alpha=1$ , для бензина и E65, E85 и E100, соответственно.



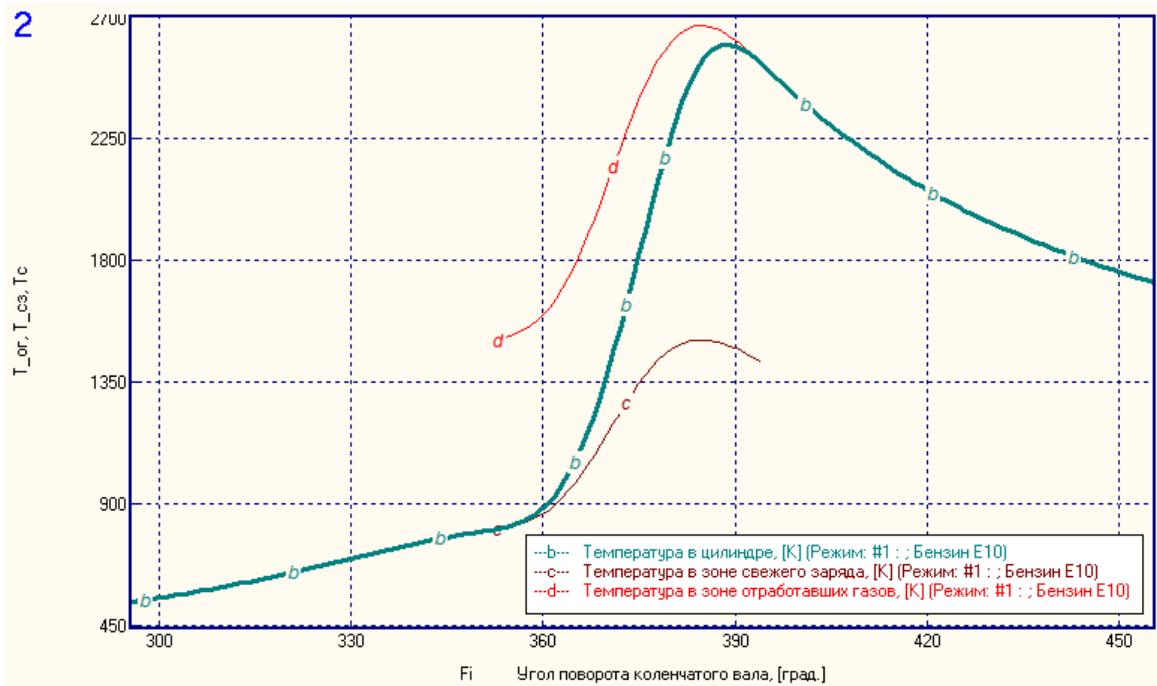
а)



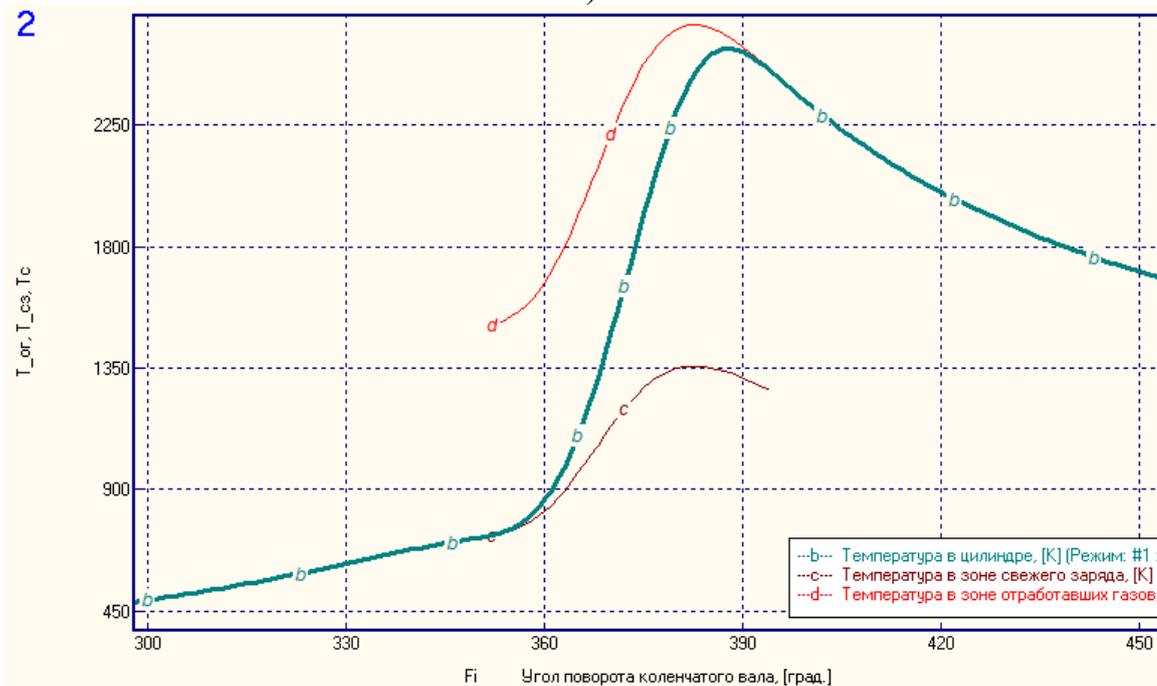
б)

Рисунок 36 – Индикаторное давление в цилиндре двигателя при степени сжатия 10 и составе смеси  $\alpha=1$ : (а) E65; (б) E100

Из рисунков 35 и 36 видно, что не только большим количеством энергии обязан этанол большим значениям давления в процессе сгорания, видно, что за счет сокращения первой фазы процесс сгорания переместился в зону меньшего объема, что также сказалось на росте давления и эффективной работы.



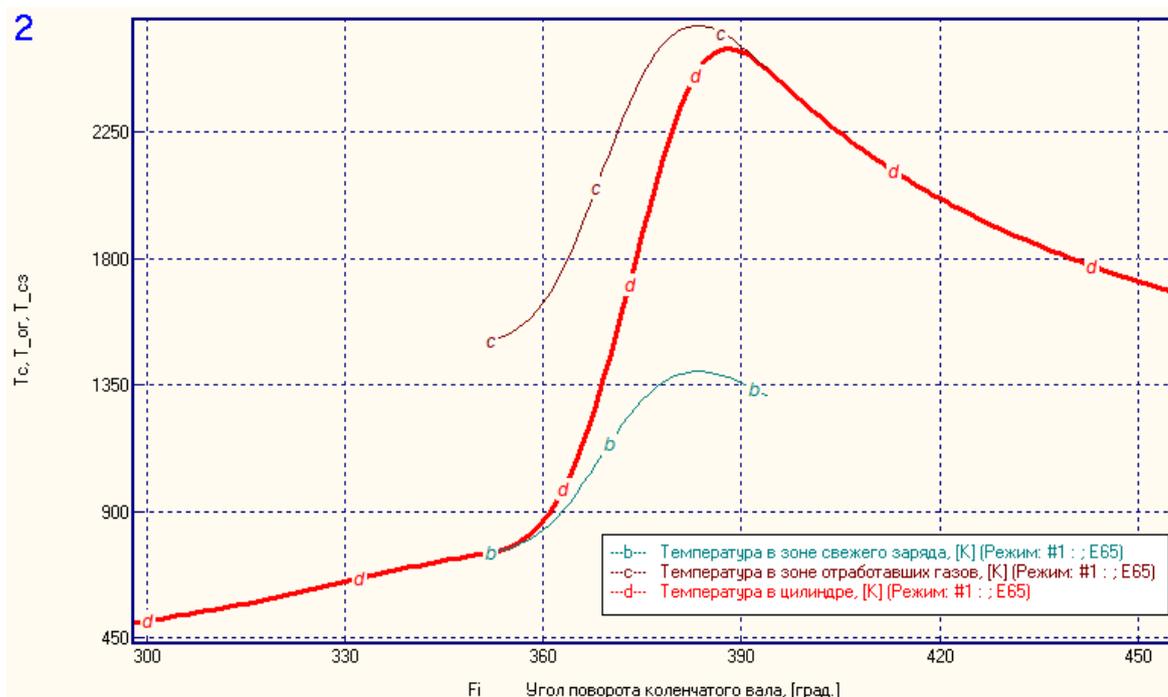
а)



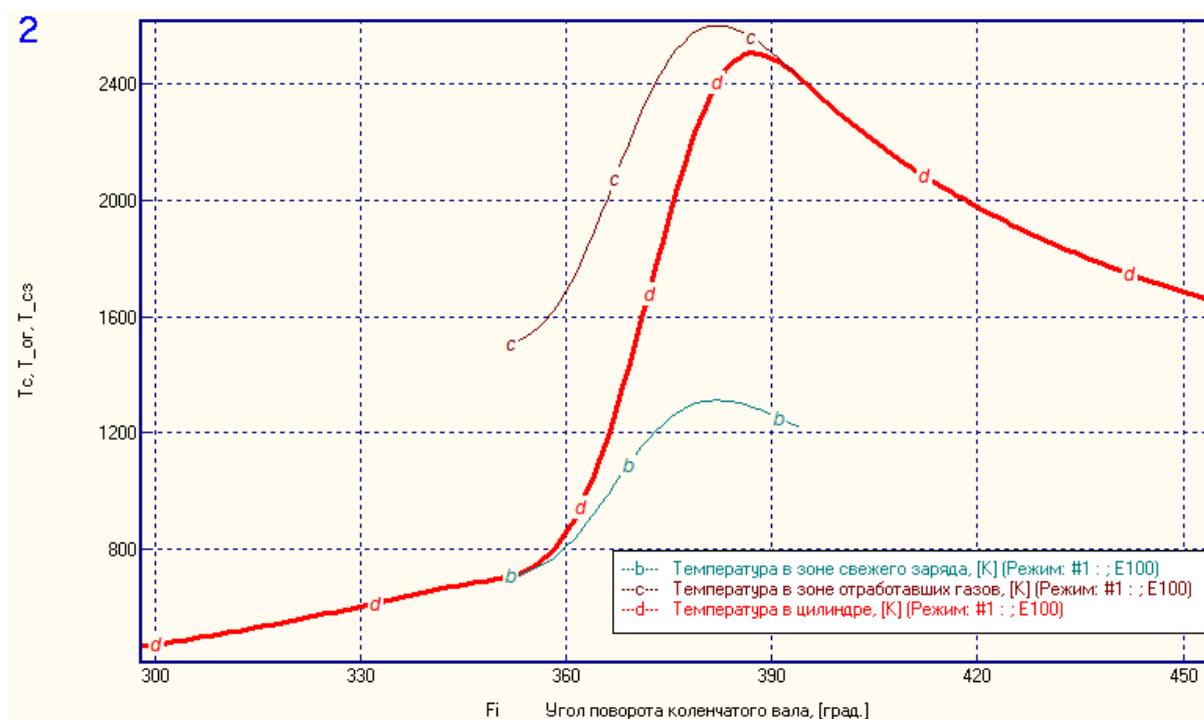
б)

Рисунок 37 – Температура в цилиндре, свежей смеси, продуктов сгорания и средняя при степени сжатия 10 и составе смеси  $\alpha=1$ : (а) бензин; (б) E85

На рисунках 37 и 38 представлено сравнение температуры в цилиндре: для свежей смеси, продуктов сгорания и средняя при степени сжатия 10 в УИТ-85 и составе смеси  $\alpha=1$ , для бензина и E65, E85 и E100, соответственно.



а)



б)

Рисунок 38 – Температура в цилиндре, свежей смеси, продуктов сгорания и средняя при степени сжатия 10 и составе смеси  $\alpha=1$ : (а) E65; (б) E100

На рисунках 37 и 38 видно, что работа на этаноле снижает величины помимо максимальной температуры, еще и значительно снижает температуру свежего заряда. Причем снижение температуры за счет бошей теплоты парообразования и теплоемкости достигается 200 К если брать крайние случаи бензин – этанол. Это говорит о высоком запасе по детонации для топлив, работающих на смесях бензина и биоэтанола.

Выводы по главе 4 «Обзор результатов моделирования процесса сгорания бензина и биотоплива E85 при степени сжатия 10»

Анализ результатов моделирования процесса сгорания бензина и биотоплива E85 при степени сжатия 10 показал, что протекание процесса сгорания на биоэтаноле более щадящее и эффективное чем сгорание на бензине, при этом обеспечивающее еще почти на 40 % снижение токсичности по оксидам азота, и как говорят исследования и по продуктам неполного сгорания. Но, проблемы с воспламенением в холодное время, заставляет нас сделать выбор в пользу даже не E85, а именно E65 как топлива способного работать в зимнее время.

## Заключение

Выполнен анализ влияния альтернативного топлива E85 на рабочий, а именно процесс двигателя с искровым зажиганием. Получены следующие основные выводы:

– при работе на E85 происходит повышение мощности с 2,4 кВт до 2,7 кВт при составе смеси  $\alpha=1,04$ , и с 2,6 до 2,8 кВт при составе смеси  $\alpha=1$ . При этом снижается концентрация влажных NOx с 6246,1 1/млн до 4939,4 1/млн при составе смеси  $\alpha=1,04$ , и с 4958,6 до 3936,8 1/млн при составе смеси  $\alpha=1$ . Также при работе на E85 повышается минимальное октановое число, при котором рассчитываемый процесс будет осуществим. Удельный эффективный расход топлива увеличивается в среднем на 40%. Что характеризуется большим количеством топлива, которое требуется впрыснуть для получения той же работы что и при работе на бензине.

– мощность на чистом биоэтаноле E100 максимальна, причем величина прироста мощности составила 25%, а для E65 и E85 – 12% и 19% соответственно. При этом токсичность по влажным оксидам азота снизилась на 15% для E65, 23% для E85 и на 30% для E100.

– работа на E100 имеет ограничения по холодному пуску, он затруднен при  $+7^{\circ}\text{C}$ , и таким образом кроме стран экваториального пояса применяться не может. Топливо E85 уже устойчиво воспламеняется с  $-15^{\circ}\text{C}$  и вполне может быть пригодно для использования в средних широтах России в осенне-летнее время, а для зимы возможно применение топлива E65.

### Выводы по главе 1

Проведенный обзор показал значительный интерес к смесевому топливу E85, которое в будущем может стать серьезной альтернативой бензину. Многими исследователями отмечено, что работа на E85 позволяет повысить детонационные пределы, что позволит снизить эффект снижения мощности из-за меньшей объемной теплотворной способности спиртового топлива. Также отмечается большая полнота сгорания, позволяющая снизить

токсичность по продуктам неполного окисления CO и CH. Большие температуры сгорания повысили токсичность по NOx.

#### Выводы по главе 2

Показано что модель на базе исследовательской установки УИТ-85 соответствует задачам проводимых исследований. Приведены основные данные для расчета и обоснование необходимости выбора предложенных параметров.

#### Выводы по главе 3

При степени сжатия 7 на установке УИТ-85 практически не удается достичь границ детонации и значения максимальной температуры не упираются при расчете в зону термического разложения, которая характеризуется площадкой на 2800 К на графиках температуры в зоне горения. Поэтому этот режим работы наилучшим образом характеризует протекание процесса сгорания при исследовании альтернативных топлив. Получено, что спиртовое биотопливо E85 имеет более быструю инициацию горения и более плавное течение процесса, что характеризуется более высокими показателями по давлению из-за большего количества энергии, введенного с топливом и меньшими пиковыми значениями температуры, при том, что средняя температура процесса выше. Это приводит к возможностям получения большей мощности при снижении концентрации оксидов азота.

#### Выводы по главе 4

Анализ результатов моделирования процесса сгорания бензина и биотоплива E85 при степени сжатия 10 показал, что протекание процесса сгорания на биоэтаноле более щадящее и эффективное чем сгорание на бензине, при этом обеспечивающее еще почти на 40 % снижение токсичности по оксидам азота, и как говорят исследования и по продуктам неполного сгорания. Но, проблемы с воспламенением в холодное время, заставляет нас сделать выбор в пользу даже не E85, а именно E65 как топлива способного работать в зимнее время.

## Список используемых источников

1. Adnan N Ahmed, Zuhair H Obeid and Alauldinn H Jasim  
Experimental investigation for optimum compression ratio of single cylinder spark ignition engine / IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 454 (2018) 012003
2. L. Yüksek, O. Özener, H. Kaleli Determination of Optimum Compression Ratio: A Tribological Aspect / Tribology in Industry. Vol. 35, No. 4 (2013) 270-275
3. LAKE, T., STOKES, J., MURPHY, R., OSBORNE, R. and SCHAMEL, A., 'Turbocharging Concepts for Downsized DI Gasoline Engines', SAE paper 200401-0036. (2004)
4. LECOINTE, B. and MONNIER, G., 'Downsizing a Gasoline Engine Using Turbocharging with Direct Injection', SAE paper 2003-01-0542. (2003)
5. PETITJEAN, D., BERNARDINI, L., MIDDLEMASS, C. and SHAHED, S.M., 'Advanced Gasoline Engine Turbocharging Technology for Fuel Economy Improvements', SAE paper 2004-01-0988. (2004)
6. ATTARD, W.P., 'Exploring the Limits of Spark Ignited Small Engines', Current Ph.D. Thesis, Mech. Eng. Dept., Univ. of Melbourne. (2007)
7. ATTARD, W.P., WATSON, H.C. and KONIDARIS, S., 'Comparing the Performance and Limitations of a Downsized Formula SAE Engine in Normally Aspirated, Supercharged and Turbocharged Modes', SAE paper 2006-32-0072. (2006)
8. DONGHEE, H., SEUNG, K.H. and BONG-HOON, H., 'Development of 2.0L Turbocharged DISI Engine for Downsizing Application', SAE paper 2007-010259. (2007)
9. HEYWOOD, J., 'Internal Combustion Engine Fundamentals', ISBN 007028637X. (1988)
10. TAYLOR, C.F., 'The Internal Combustion Engine in Theory and Practice', Vol. 1 and 2, ISBN 0262700271.(1977)

11. EDISON, M.H., 'The Influence of Compression Ratio and Dissociation on Ideal Otto Cycle Engine Thermal Efficiency', SAE Prog. in Technology, vol. 7, pp.49-64. (1964)
12. EDISON, M.H. and TAYLOR, C.F., 'The Limits of Engine Performance-Comparison of Actual and Theoretical Cycles', vol. 7, pp.65-81. (1964)
13. Сеначин, П.К. Моделирование процесса горения гомогенной смеси в двигателе с искровым зажиганием / П.К. Сеначин, М.А. Ильина, Д.Д. Матиевский, М.Ю. Свердлов //Тез. XII симпозиума по горению и взрыву, 11-15 сентября 2000 г. Черногоровка: РАН, 2000.-ч.3. - с.155-157.
14. Daniels, C. F. The comparison of mass fraction burned obtained from the cylinder pressure signal and spark plug ion signal / SAE paper № 980140, 1998.
15. Eriksson, L. Requirements for and a systematic method for identifying heat release model parameters. Modeling of SI and Diesel Engines / SAE Paper № 980626, 1998.
16. Franke, A. Employing an ionization sensor for combustion diagnostics in a lean burn natural gas engine / A. Franke, P. Einewall, B. Johansson, R. Reinmann // SAE paper № 2001-01-0992, 2001.
17. Frenklach, M. GRI-Mech / M. Frenklach, T. Bowman, G. Smith, B. Gardiner // entnommen am 18.06.2009. 2009.
18. Grill, M. Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren / M.Grill // Stuttgart, Universität, Dissertation. 2006a.
19. Gülder, Ö. L. Turbulent Premixed Combustion Modelling using Fractal Geometry / Ö.L. Gülder // in: 23. Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute. 1990.
20. Herdin, G. Emissionsproblematik bei Biogasmotoren / G.Herdin // in: 11. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors. Graz. 2007.

21. Heywood, J. B. Fluid Motion Within the Cylinder of Internal Combustion Engines - The 1986 Freeman Scholar Lecture / J. B. Heywood // Journal of Fluids Engineering Vol. 109 / 3. 1987.
22. Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals / J. B. Heywood// New York: McGraw-Hill. 1988.
23. Hiroyasu, H. Fuel Droplet Size Distribution in Diesel Combustion Chamber / H. Hiroyasu, T. Kodata // SAE Paper 740715. 1974.
24. Huiming, Z. Investigation on the Combustion Characteristics of the Compression Ignition Divided Chamber Combustion System of the Natural Gas Engine / Z. Huiming, Z. Defu, Z. Qingping // in: CIMAC Congress. Wien. 2007.
25. Jobst, J. Simulation von Zündverzug, Brennrate und NO<sub>x</sub>-Bildung für direktgezündete Gasmotoren / J. Jobst, F. Chmela, A. Wimmer // in: 1. Tagung Motorprozesssimulation und Aufladung. Berlin. 2005.
26. John, A. Entwicklung und Erprobung eines zweistufigen Impaktors zur Messung alveolengängiger Quarzfeinstaubemissionen und Durchführung von Validierungsmessungen / A. John, H. Kaminski, T. Kuhlbusch // Duisburg, IUTA e.V., Bericht. 2004.
27. Kettner, M. Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Optimierung der Entflammung von mageren Gemischen bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung / M. Kettner // Karlsruhe, Universität, Dissertation. 2006.
28. Klimstra, J. The road to obtain the ultimate performance of gas engines - opportunities and challenges / J. Klimstra // in: 5. Dessauer Gasmotoren-Konferenz. Dessau. 2007.
29. Koch, T. Numerischer Beitrag zur Charakterisierung und Vorausberechnung der Gemischbildung und Verbrennung in einem direkteinspritzenden, strahlgeführten Ottomotor / T. Koch // Zürich, Eidgenössische Technische Hochschule, Dissertation. 2002.
30. Kogler, G. Potential of HCCI for large natural gas fueled engines / G. Kogler, A. Wimmer // in: CIMAC Congress. Wien. 2007.

31. Aleiferis, P., G., Serras-Pereira, J., Romunde, Z., Caine, J., Wirth, M., 2010: Mechanisms of spray formation and combustion from a multi-hole injector with E85 and gasoline. *Combustion and Flame* 157: 735–756.
32. Czech Association of Petroleum Industry and Trade (ČAPPO), 2010: Zhodnocení používání biopaliv v dopravě v České republice k 31. 5. 2010 (Evaluation of biofuels consumption in the transportation industry in the Czech Republic to the date of 31 May 2010, in Czech), available at the address: <http://www.cappo.cz/res/data/000039.pdf>.
33. Demirbas, A., 2009: *Biofuels, Green Energy and Technology*. London: Springer 2009, 336 pp. ISBN 978-1-84882-010-4
34. Directive 2003/30/EC of the European Parliament and of the Council on the promotion of the use biofuels or other renewable fuels for transport. Brusel 2003.
35. Koc, M., Sekmen, Y., Topgül, T., Yücesu S. H., 2009: The effects of ethanol–unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in a spark-ignition engine. *Renewable Energy* 34: 2101–2106.
36. Matějovský, V., 2005: *Automobilová paliva (Automobile fuels, in Czech)*. 1st ed. Praha: Grada Publishing, a. s., 224 pp. ISBN 80-247-0350-5.
37. Miler, P., Hromádka, J., Hromádka, J., Hönig, V., Schwarzkopf, M., 2009: Zhodnocení ekologického potenciálu paliva E85 (Evaluation of the ecologic potential of E85 biofuel, in Czech). *Listy cukrovarnické a řepařské* 125, 5–6: 180–184.
38. Park, S. H., Kim, J. K., Suh, H. K., Lee, CH. S., 2009: Atomization and spray characteristics of bioethanol and bioethanol blended gasoline fuel injected through a direct injection gasoline injector. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 30, 1183–1192.
39. Chifter, I., Diaz, L., Rodriguez, R., Gómez, J., P., Gonzales, U., 2011: Combustion and emissions behavior for ethanol-gasoline blends in a single cylinder engine. *Fuel* 90: 3586–3592.

40. Trnavský, J., 2011: Motorová biopaliva bez přesudků (Engine biofuels without prejudices, in Czech). *Energie* 21, 4/2011: 30–31.
41. Vlk, F., 2006: Paliva a maziva motorových vozidel (Fuels and lubricants of motor vehicle). 1st ed. Brno: František Vlk, 376 pp. ISBN 80-239-6461-5.
42. Anthony J. Stevenson, Denys G. Gromadskyi, Di Hu, Junghoon Chae, Li Guan, Linpo Yu, and George Z. Chen. Supercapatteries with Hybrids of Redox Active Polymers and Nanostructured Carbons // 2015 Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Boschstr. 12, 69469 Weinheim, Germany
43. Peng, C., Zhang, S., Jewell, D., and Chen, G.Z. (2008). Carbon nanotube and conducting polymer composites for supercapacitors // *Prog. Nat. Sci.*, 18, 777 – 788.
44. Zhu Y, Murali S and Stoller MD et al. Carbon-based supercapacitors produced by activation of graphene // *Science* 2011; 332: 1537–41
45. Balaguer I. J. et al. Control for grid-connected and intentional islanding operations of distributed power generation // *IEEE transactions on industrial electronics*. – 2011. – T. 58. – №. 1. – C. 147-157
46. Rehman S. et al. Feasibility study of a wind–pv–diesel hybrid power system for a village // *Renewable Energy*. – 2012. – T. 38. – №. 1. – C. 258-268.
47. Lin W. M., Hong C. M., Chen C. H. Neural-network-based MPPT control of a stand-alone hybrid power generation system // *IEEE transactions on power electronics*. – 2011. – T. 26. – №. 12. – C. 3571-3581.