

УДК 621.43

Изобелло А.Ю.¹, Пилатов А.Ю.²

1 — ГНУ «Физико-технический институт» НАН Беларуси, г. Минск;

2 — Белорусский национальный технический университет, г. Минск

ФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОПТИМИЗАЦИИ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЯ ВЫСОКОФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ

Представлено термодинамическое обоснование регулирования теплового состояния поршня при выборе различной ориентации сопел распылителя в камере сгорания высокофорсированного дизеля с целью достижения выбросов в отработавших газах, соответствующих нормам Евро 4, Евро 5. Разработанная физическая модель также служит основанием для выбора граничных условий при решении задачи теплонапряженности поршня.

Введение

Поршень — одна из важнейших деталей дизеля, воспринимающая как силы давления газов, так и теплоту, отводимую из внутрицилиндрового пространства камеры сгорания, 90 % выделения которой приходится на период процесса сгорания. В свою очередь, до 30 % данной тепловой энергии отводится в окружающую среду непосредственно через поршень.

Существует непосредственная взаимосвязь между продолжительностью безотказной работы двигателя и ресурсом его поршневой группы, который, в свою очередь, зависит от конструкции и условий его работы [1]. В связи с этим часто возникает необходимость в моделировании теплового состояния поршня. Результаты последнего используются при проведении прочностных расчетов поршня. В свою очередь, на основании анализа работ по моделированию теплонапряженного состояния поршня можно сделать вывод, согласно которому адекватность результатов моделирования и определения условий работы поршня зависит от правильной разработанной физической модели, на основании чего базируется математическое описание теплонапряженного состояния [2].

Целью данной работы является разработка физической модели, описывающей общий и локальный теплообмен в камере сгорания дизеля (рис. 1), который служит обоснованием регулирования теплового состояния днища поршня, а также на основании которого определяются граничные условия при решении задачи теплонапряженности поршня.

Основной раздел

По имеющимся физическим представлениям о рабочем процессе дизеля процесс сгорания представляется совокупностью трех взаимосвязанных процессов: распыливания топлива, его одновременного испарения и сгорания в сжатом свежем заряде камеры сгорания [3, 4]. Основную определяющую роль в этих процессах при рассмотрении термодинамического взаимодействия топливного факела с днищем поршня специалисты отводят макроструктуре топливного факела с его геометрическими характеристиками. Также имеются условные газодинамические характеристики взаимодействия факела со стенками камеры сгорания, в частности пятно контакта, на которое воздействует вихревое движение рабочего тела в камере сгорания дизеля, и определяющее баллистику топливного факела [5, 6].

Однако следует отметить, что комплексное математическое описание газо-термодинамических процессов в указанном контексте чрезвычайно сложное. Это вынуждает на практике пользоваться статистическими методами при рассмотрении процесса дробления отдельной капли, что вносит некоторые условности в физическую модель. Описание процессов

испарения и сгорания на указанной физической базе также в настоящее время чрезвычайно затруднено и в литературе встречается крайне редко.

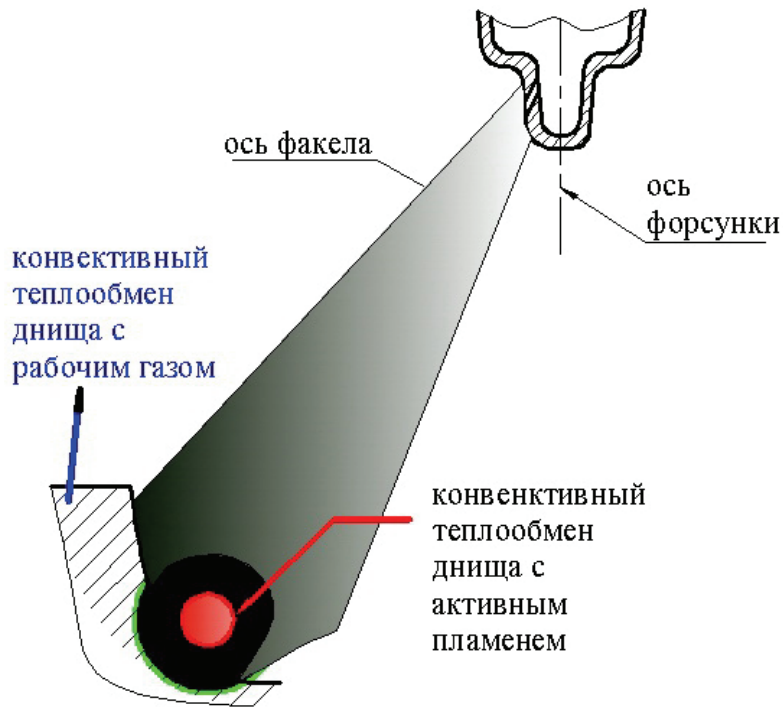


Рис. 1. Конвекционное взаимодействие поршня с рабочим газом и топливным факелом

При необходимости комплексного физического рассмотрения и последующего математического описания процессов впрыска, испарения и сгорания топлива в дизеле используют условную длину топливного факела [3] (рис. 2).

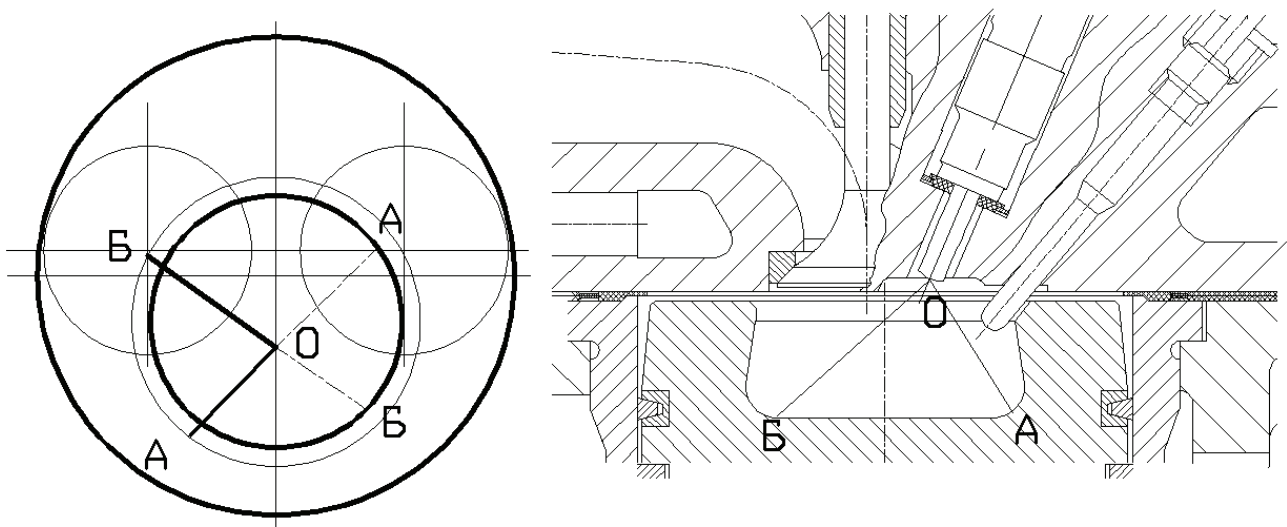


Рис. 2. Схема пространственного расположения топливных факелов в камере сгорания дизельного двигателя семейства Д 260, оборудованного топливной системой Common Rail

Длина факела представляет собой отрезок $O''N$ траектории топливного факела, начало которого находится в точке вылета факела, а конец в точке, в которую фронт факела и поршень приходят одновременно (рис. 3).

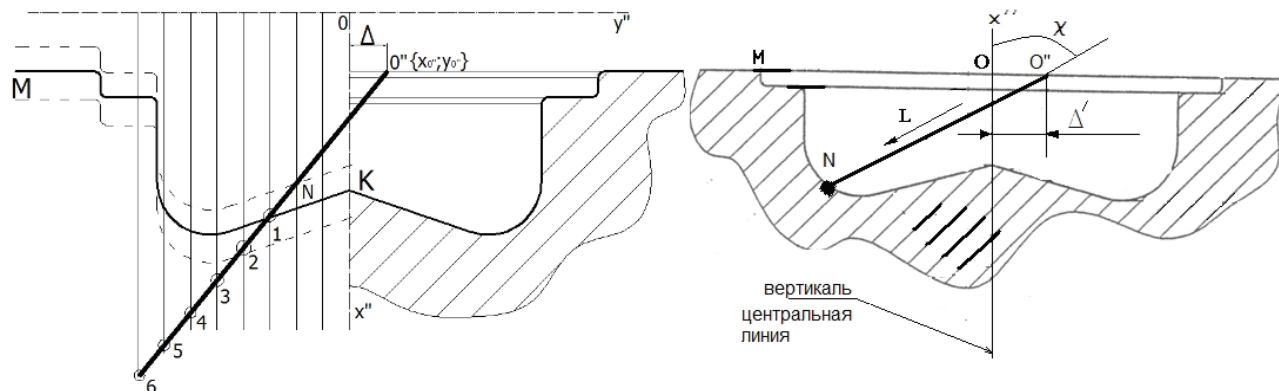


Рис. 3. Траектория топливного факела

Такая геометрическая характеристика топливного факела, как его длина L , определяет время его взаимодействия с охлажденными по отношению к процессу активного горения стенками днища поршня. С учетом схемы пространственного расположения топливных факелов и конструктивных особенностей камеры сгорания, выполненной в поршне, длина факела в разных случаях может быть разной (рис. 2).

В сечении Б-Б (рис. 2) длина топливного факела с учетом его направления соплом в пространство камеры сгорания получается большей примерно на 45 %, чем в сечении А-А относительно первого момента касания фронтом топливного факела стенок камеры сгорания. Однако с учетом пространственной схемы размещения факелов и конструктивных особенностей камеры сгорания (рис. 2), а также смещения точек $\{1,2,3,4,5,6\}$ поверхности $\{MNK\}$ камеры сгорания (рис. 3) время взаимодействия топливного факела с относительно холодными стенками камеры сгорания короткого факела оказывается на 27 % меньше, чем у длинного в сечении Б-Б.

Несмотря на тот факт, что длина большего факела в сечении Б-Б больше, чем его меньшая длина в сечении А-А (рис. 4), скорость испарения топлива в сечении Б-Б снижается более интенсивно относительно к сечению А-А с учетом отмеченных факторов (рис. 5). Область минимальных значений степени снижения испарения χ топлива в большем факеле приходится на момент, когда теоретическая скорость испарения в нем должна быть максимальной (рис. 5). Наоборот, в меньшем факеле минимальные значения χ приходятся только на начальный период его развития, когда теоретическая скорость испарения еще незначительна. Это в комплексе отражается на испарении топлива таким образом, что на начальном этапе процесс испарения в сечении Б-Б превалирует в интенсивности в сравнении с топливным факелом в сечении А-А. Однако с учетом конструктивных особенностей камеры сгорания затем скорость испарения топлива в большем факеле существенно снижается и короткий факел испаряется более интенсивно (рис. 5).

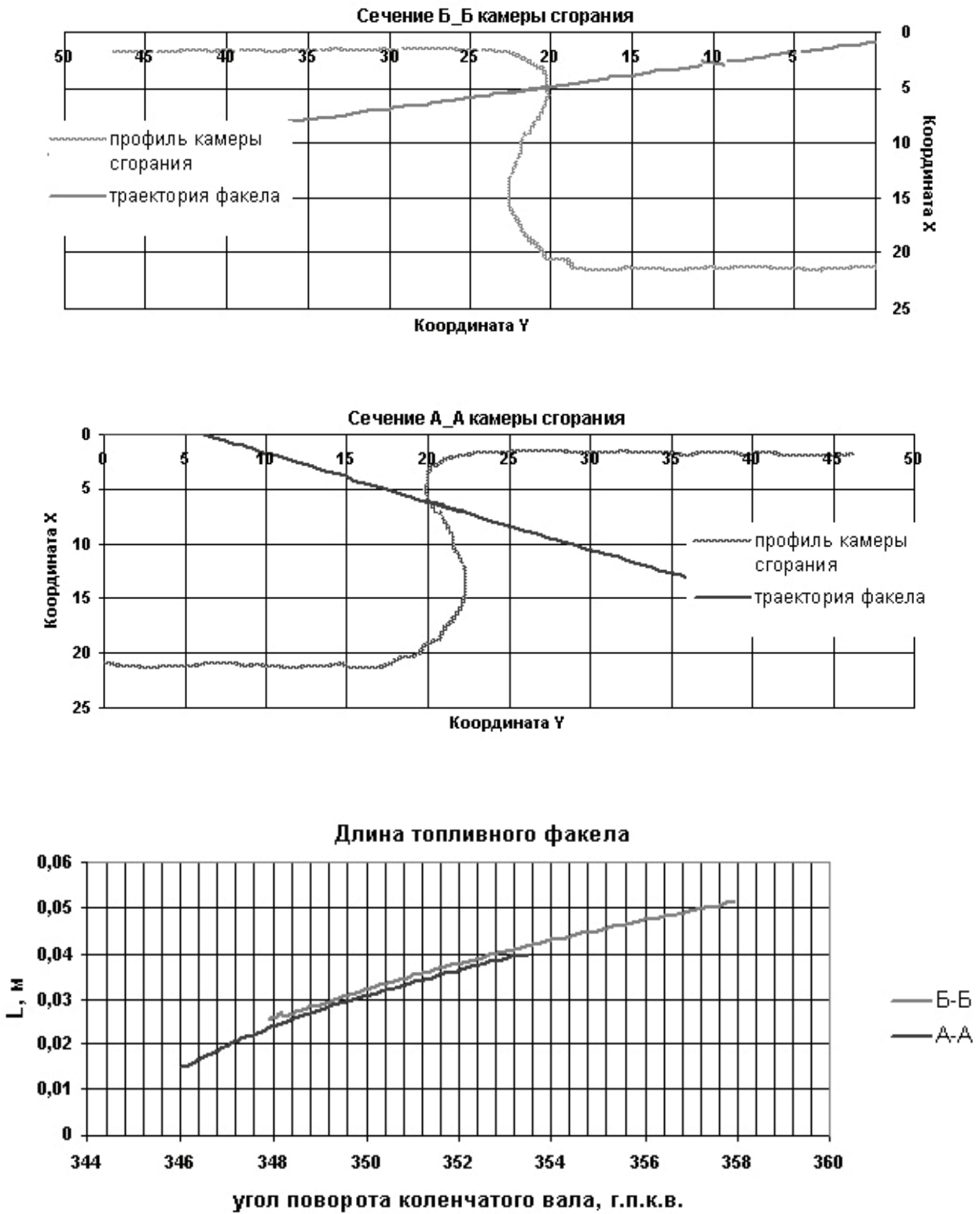


Рис. 4. Определение длины топливного факела

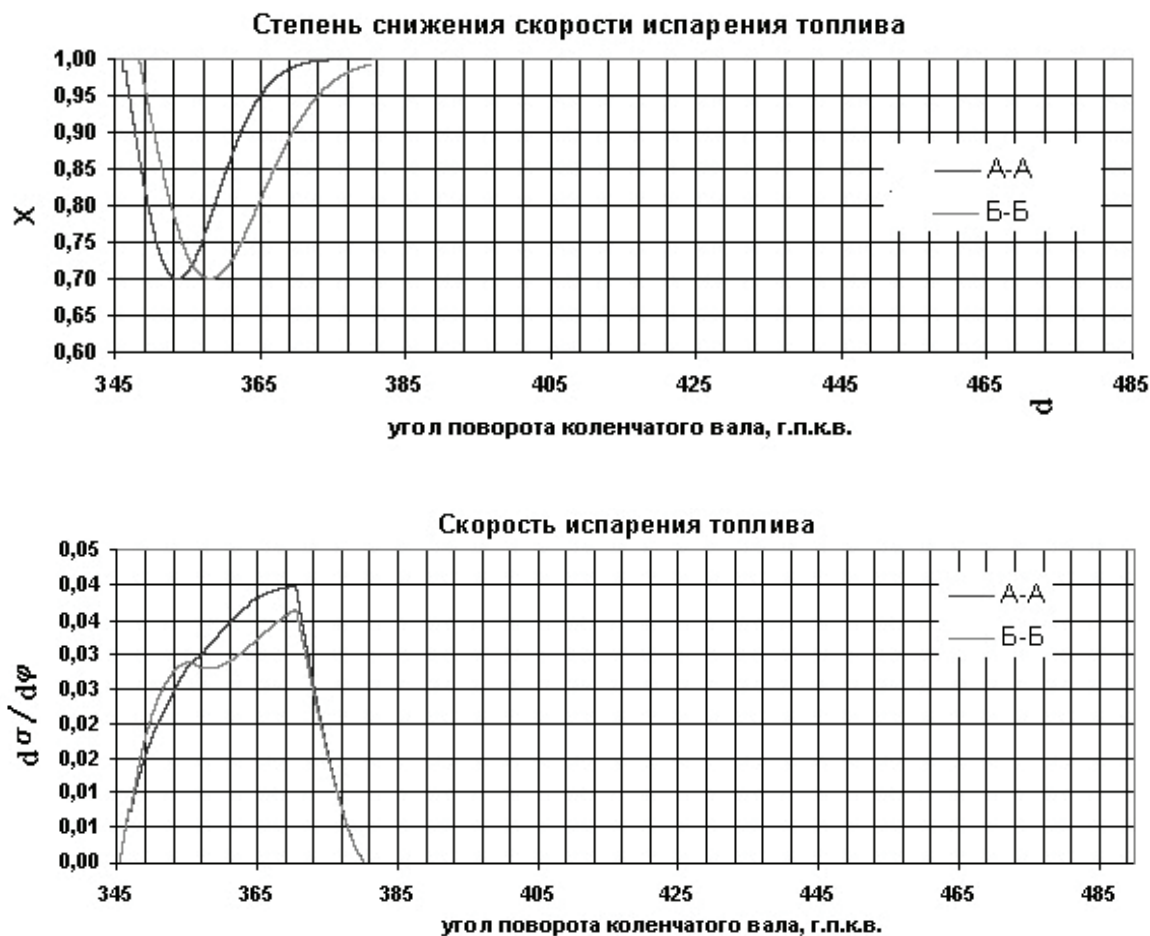


Рис. 5. Сравнительная динамика испарения топлива в разных сечениях камеры сгорания

Указанные особенности физической модели позволяют учесть непосредственное влияние конструктивной формы камеры сгорания и пространственного расположения в ней топливного факела на степень снижения скорости испарения в камере сгорания, которая может быть определена по методике [3].

Основной характеристикой процесса сгорания является закон тепловыделения, устанавливающий количественное распределение долей сгорающей цикловой подачи за временную продолжительность горения, которая предопределяется в основном количеством паров, испарившихся за период задержки самовоспламенения. Указанное количество определяется общими закономерностями динамики (рис. 5) испарения топлива в том или ином сечении (рис. 2). Как было показано выше, существенную роль в процессах испарения в топливном факеле играет время взаимодействия топлива со стенками камеры сгорания, расположенной в поршне. А так как стенки имеют более низкую температуру по сравнению с рабочими газами, особенно в процессе сгорания топлива, это приводит к снижению интенсивности испарения топлива в камере сгорания, которая оценивается параметром χ (рис. 5). С другой стороны, изменение температуры стенок камеры сгорания в поршне приводит к изменению интенсивности теплообмена между стенками и рабочим телом, что влияет на количество паров, образовавшихся за больший или меньший период задержки воспламенения. Это в конечном итоге определяет динамику сгорания топлива и тепловыделения топлива в камере сгорания (рис. 6).

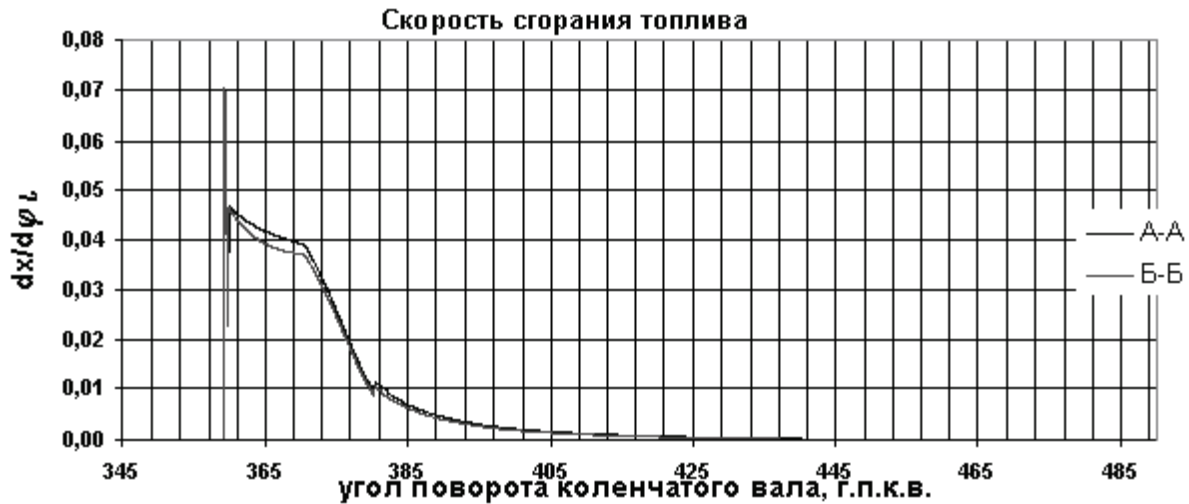


Рис. 6. Влияние формы камеры сгорания и пространственного расположения в ней топливного факела на динамику активного тепловыделения

Так, более активное тепловыделение, особенно в период процесса сгорания, способствует более интенсивному теплообмену между рабочим телом и днищем поршня (рис. 7). С другой стороны, при изменении температурных режимов работы поршня до 30 % становится возможным изменять коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности стенок поршня (рис. 8), что дает возможность «скорректировать» при необходимости характеристику выгорания топлива (рис. 9) при одних и тех же условиях развития топливного факела и протекания процесса впрыска [1].

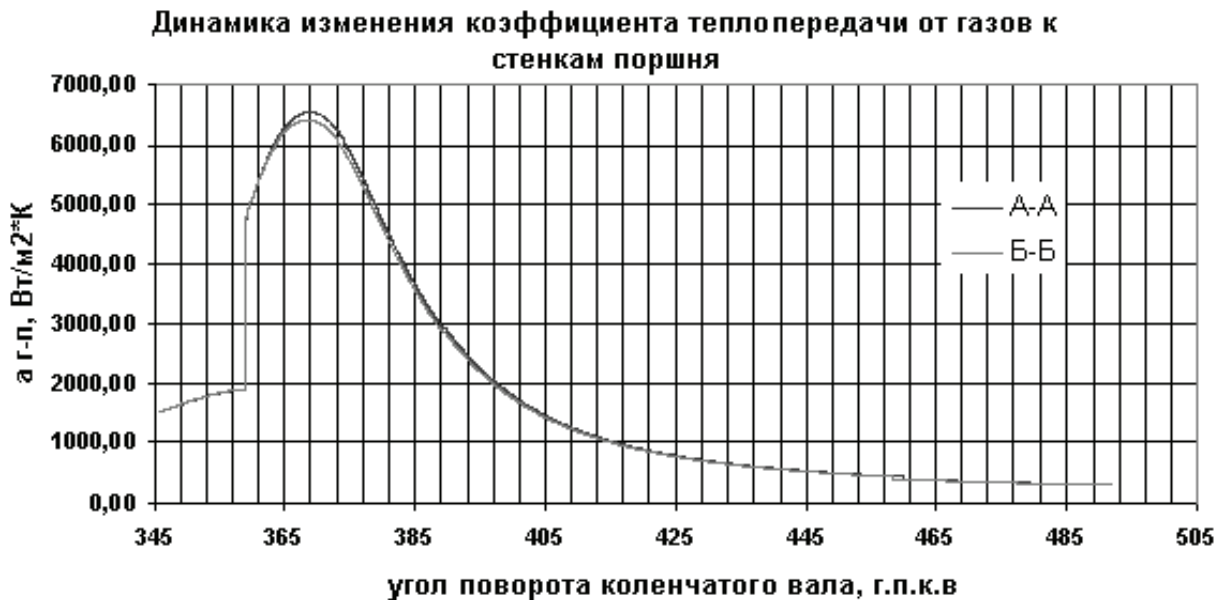


Рис. 7. Влияние формы камеры сгорания и расположения топливного факела в ней на коэффициент теплоотдачи от газов к поршню $\alpha_{г-п}$

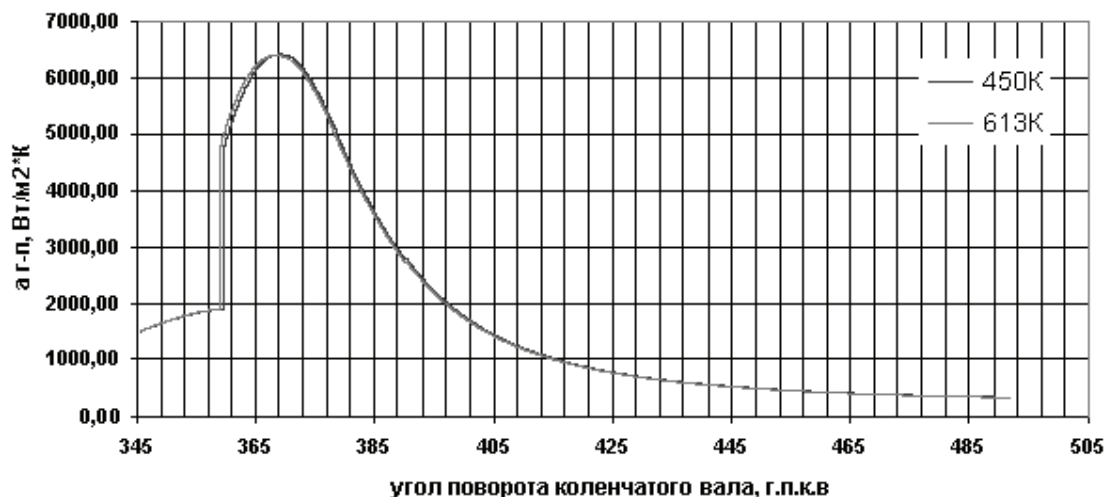


Рис. 8. Корректировка коэффициента теплоотдачи от газов к поршню $\alpha_{г-п}$

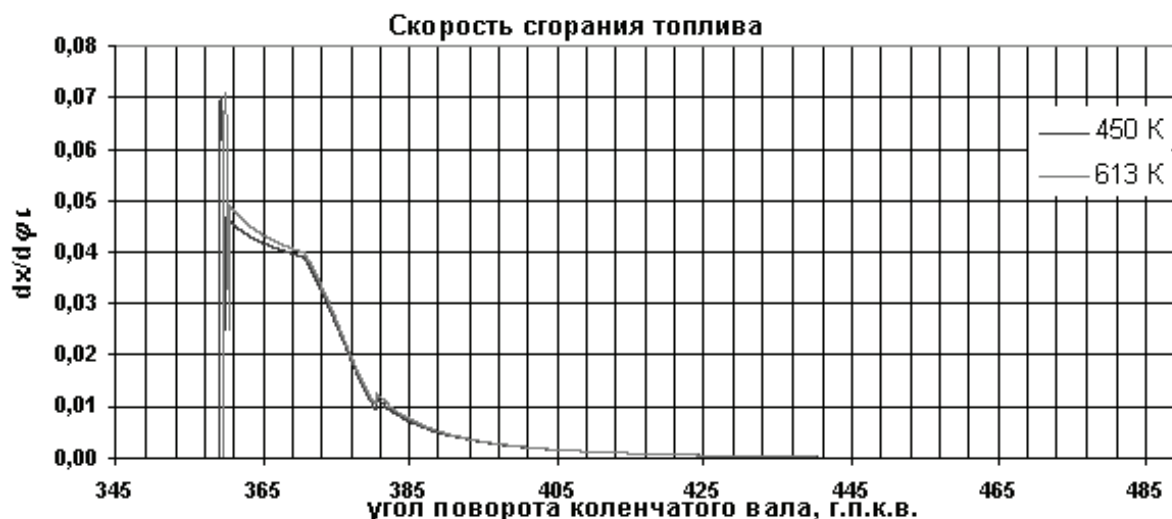


Рис. 9. Корректировка скорости выгорания топлива за счет изменения температуры поршня

Описанное влияние теплового состояния поршня на характеристики выгорания топлива в камере сгорания, которые непосредственно взаимосвязаны на основе имеющегося теоретического базиса [3, 7, 8, 9] цепочно-тепловой теории сгорания углеводородов, указывает на возможность управления тепловыделением с помощью изменения температурных режимов работы поршня согласно установленным [10, 11, 12] принципам взаимосвязи температурного уровня пламени внутрицилиндрового пространства и концентрации активных частиц.

Основная суть данного принципа заключается в том, что процесс сгорания поддерживается во времени химически за счет достаточного количества активных частиц, определяемых по характеристике выгорания, либо термодинамически за счет достаточной температуры пламени [10]. Функциональное изменение температуры пламени по углу поворота коленчатого вала в сечениях камеры сгорания А-А и Б-Б (рис. 4) представлено на рисунке 10.

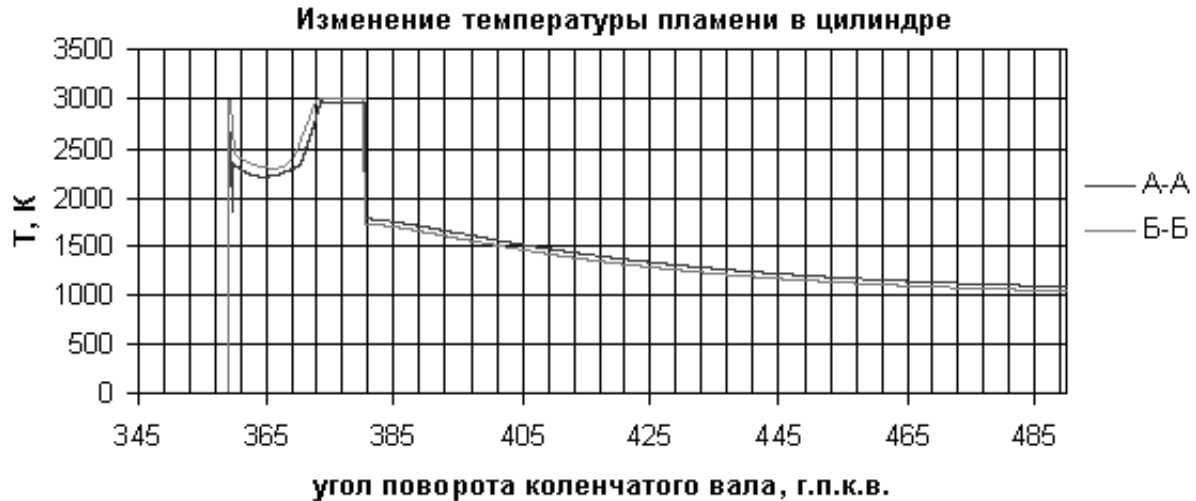


Рис. 10. Влияние профиля сечения камеры сгорания на функциональное изменение температуры пламени в цилиндре

Термодинамический предел (рис. 10) температуры пламени в газе, а также термодинамическая температура рабочего газа в камере сгорания (рис. 11) служат основой для определения граничных условий при моделировании теплонапряженности поршня на базе специально разработанного термодинамического метода [10] и математического описания движения топливного факела в пространстве камеры сгорания [1]. По результатам указанного расчета принимается решение о целесообразности применения в поршнях галерейного охлаждения для поддержания определенного теплового состояния поршня с учетом обеспечения норм выбросов Евро 4, Евро 5.

Определение граничных условий, выбранных в [1], при расчете тепловых полей поршня, а именно температуры газов, соприкасающихся с днищем поршня, и коэффициента теплоотдачи от газов к поршню осуществляется с учетом локального (по радиусу) распределения [10] температур по радиусу поглощения тепловой энергии (рис. 12) в пределах от существующей температуры пламени (рис. 10) до термодинамической температуры рабочего газа (рис. 11).



Рис. 11. Изменение угла термодинамической температуры в камере сгорания в зависимости от сечения камеры сгорания дизеля

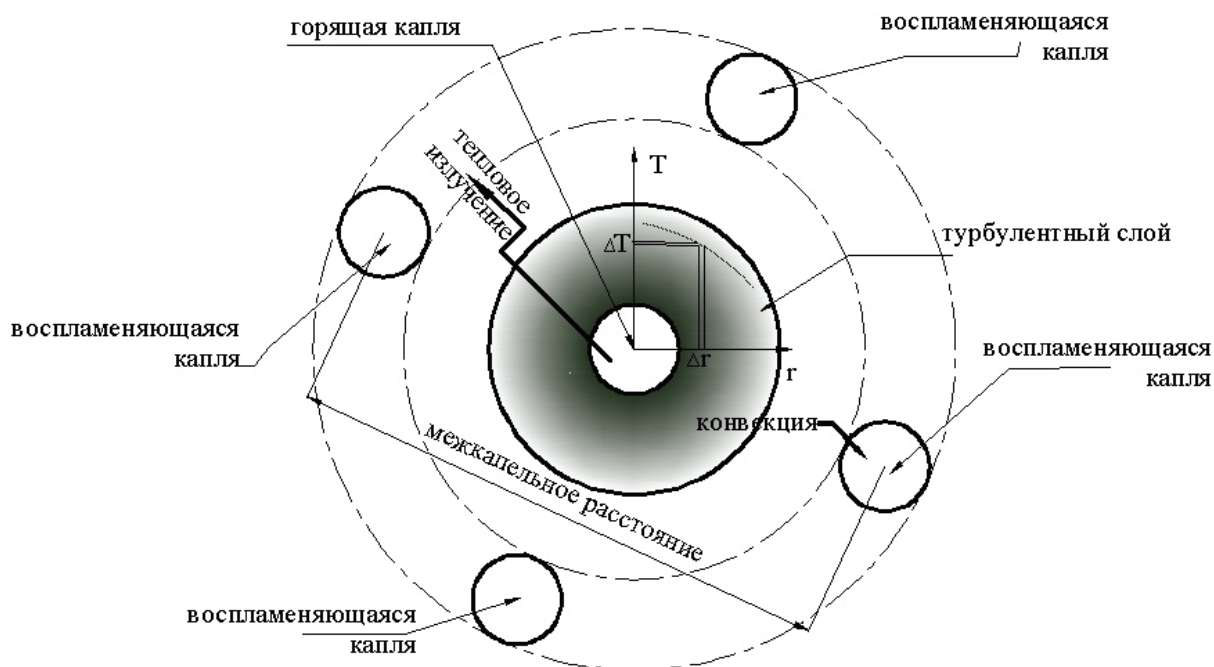


Рис. 12. Физическая модель поглощения тепловой энергии в пространстве

Определение термодинамической температуры газа в камере сгорания (рис. 11) производится на базе первого закона термодинамики в дифференциальной форме для каждого ее сечения камеры сгорания с учетом определения характеристики выгорания (рис. 6), а также для каждого ее сечения. Из рис. 10 видно, что температура пламени может существенно превосходить термодинамическую температуру газа. Однако согласно принятому термодинамическому описанию [7, 10] физико-химических процессов камеры сгорания, с учетом принятых допущений, указанный температурный уровень может существовать только в объеме газа как при объемном смесеобразовании. В то же время помимо области с термодинамической температурой $T_{\text{ср}}$ (рис. 11) и коэффициентом $\alpha_{\text{гп}}$ теплоотдачи от газов к поршню (рис. 7) существует область, которая ограничена радиусом поглощения тепловой энергии. Граничные условия данной области Δr_i (рис. 12) также существенно отличаются от зоны $\{T_{\text{ср}}; \alpha_{\text{гп}}\}$ термодинамической температуры газа вследствие турбулентного теплообмена [11, 12] горячей капли (рис. 11) в камере сгорания с рабочим телом.

Таким образом, с точки зрения принятой физической модели рабочего процесса дизеля данная турбулентная область (рис. 12), ограниченная радиусом поглощения тепловой энергии, непосредственно соприкасается с днищем поршня при касании его топливным факелом в точке N (рис. 3), координаты (рис. 13) которой смещаются $N \rightarrow \{1; 2; 3; 4; 5; 6\}$ вследствие перемещения поршня.

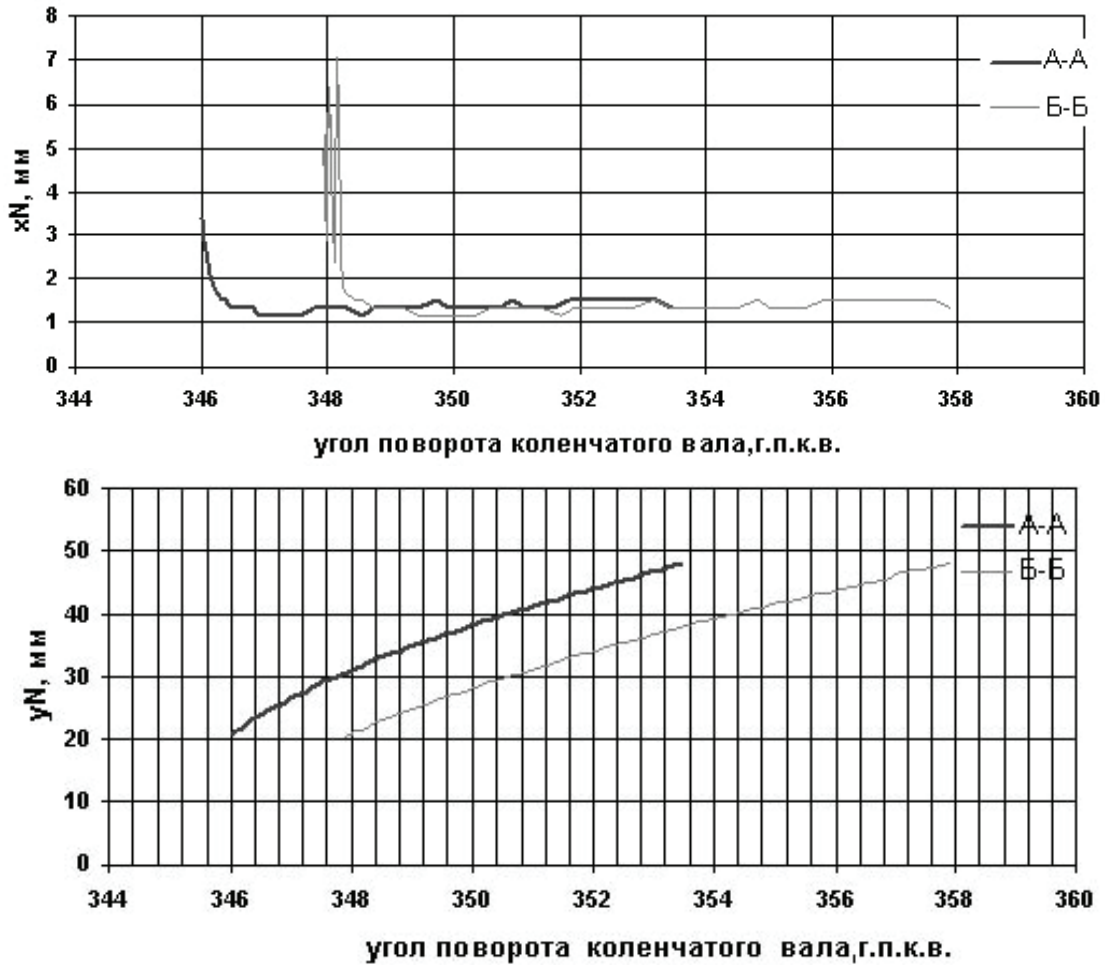


Рис. 13. Смещение координат точки касания факелом днища поршня вследствие движения

Характер изменения интенсивности процессов теплообмена в турбулентной зоне, в том числе в топливном факеле, касающемся днища поршня (рис. 1), который оценивается коэффициентом α_v теплоотдачи в турбулентной зоне поглощения тепловой энергии в момент после воспламенения топлива, представлен на рис. 14.

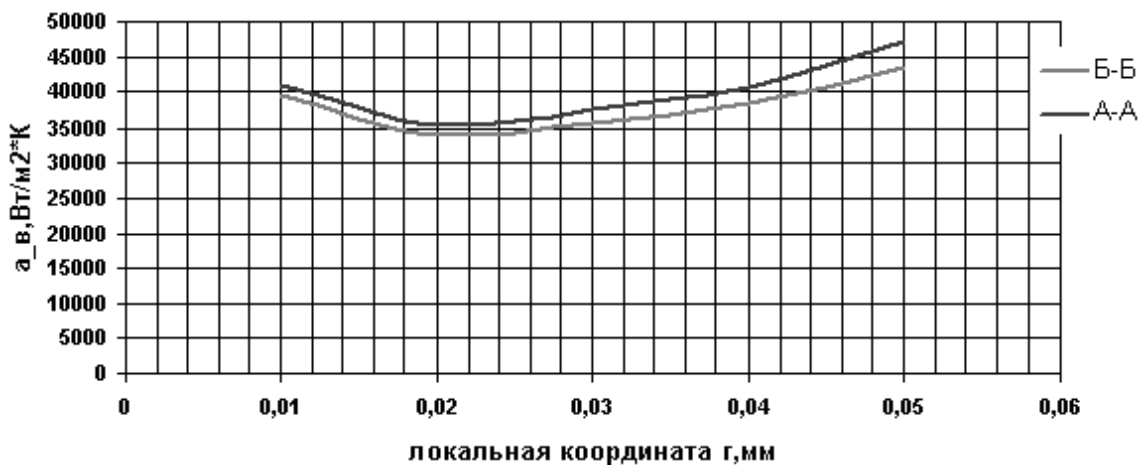


Рис. 14. Изменение коэффициента теплоотдачи в турбулентной зоне по радиусу поглощения тепловой энергии в разных сечениях камеры сгорания

Рис. 14 показывает, что тепловые процессы идут интенсивнее в сечении с большей скоростью выгорания топлива (рис. 6). При этом коэффициент теплоотдачи в турбулентной зоне (рис. 14) на порядок превышает аналогичный коэффициент в зоне с термодинамической температурой T_{cp} (рис. 7). Данный факт необходимо учитывать при расчете граничных условий в задаче моделирования теплонапряженного состояния поршня.

Оценка влияния теплового состояния поршня на количественный уровень эмиссии оксидов азота, образующихся в камере сгорания, осуществляется на основе предложенного термодинамического метода [10] и зональной структуры внутрицилиндрового пространства камеры сгорания (рис. 12). Исходными условиями для этого служат концентрации азота и свободного кислорода в локальной (турбулентной) зоне (рис. 15), а также концентрации в зоне с термодинамической температурой T_{cp} (рис. 16).

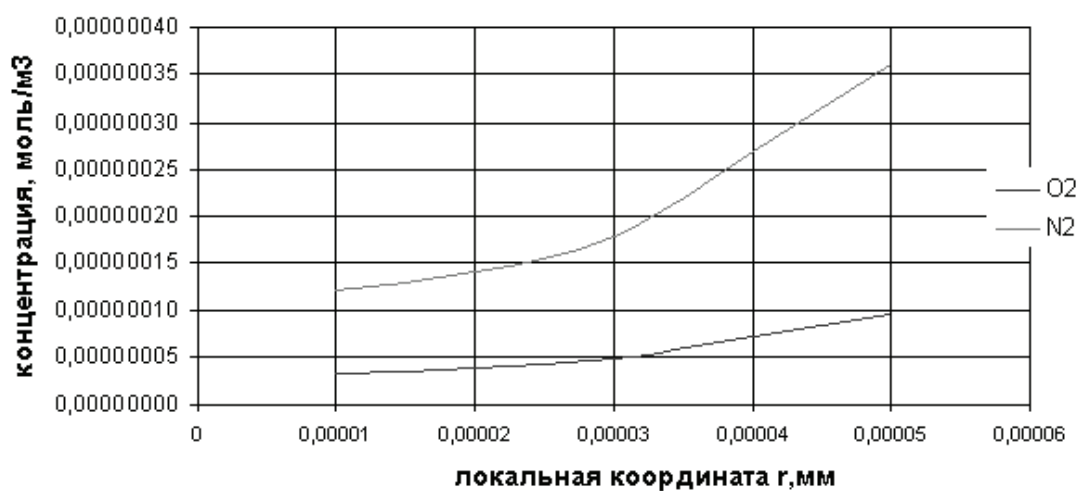


Рис. 15. Концентрация азота и свободного кислорода в камере сгорания в локальной зоне в момент после воспламенения топлива

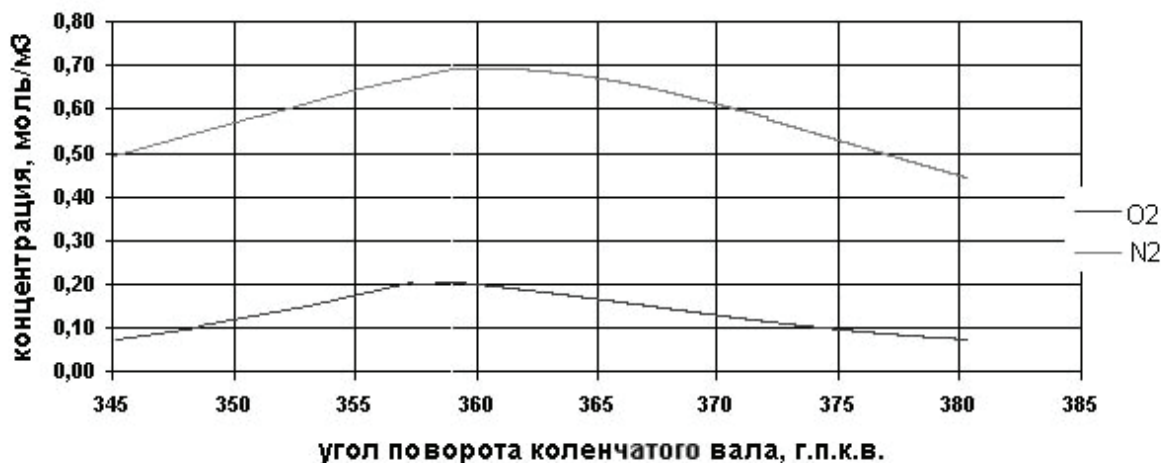


Рис. 16. Изменение концентрации азота и свободного кислорода в камере сгорания по углу поворота коленчатого вала в зоне с термодинамической температурой рабочего тела

Представленная физическая модель рабочего процесса дизеля позволяет осуществить постановку общих задач оптимизации теплового состояния поршня с учетом современных тенденций проектирования высокофорсированных дизелей.

Выводы

Представленная физическая модель оптимизации теплового состояния поршня на основе анализа закономерностей выгорания топлива в камере сгорания учитывает влияние теплового состояния поршня на характеристики тепловыделения, которые характеризуют качество процесса сгорания. Это позволяет управлять тепловыделением при помощи корректирования теплового состояния поршня при подборе пространственного расположения сопел распылителя с целью оптимизации направления движения топливного факела. На основании экспериментальных данных, полученных в ходе испытаний дизельного двигателя семейства ММЗ, установлено, что существует оптимальная средняя температура (рис. 17) вблизи днища поршня, поддержание которой обеспечивает снижение эмиссии NO_x до 30 %, что важно при обеспечении норм выбросов Евро 4, Евро 5.

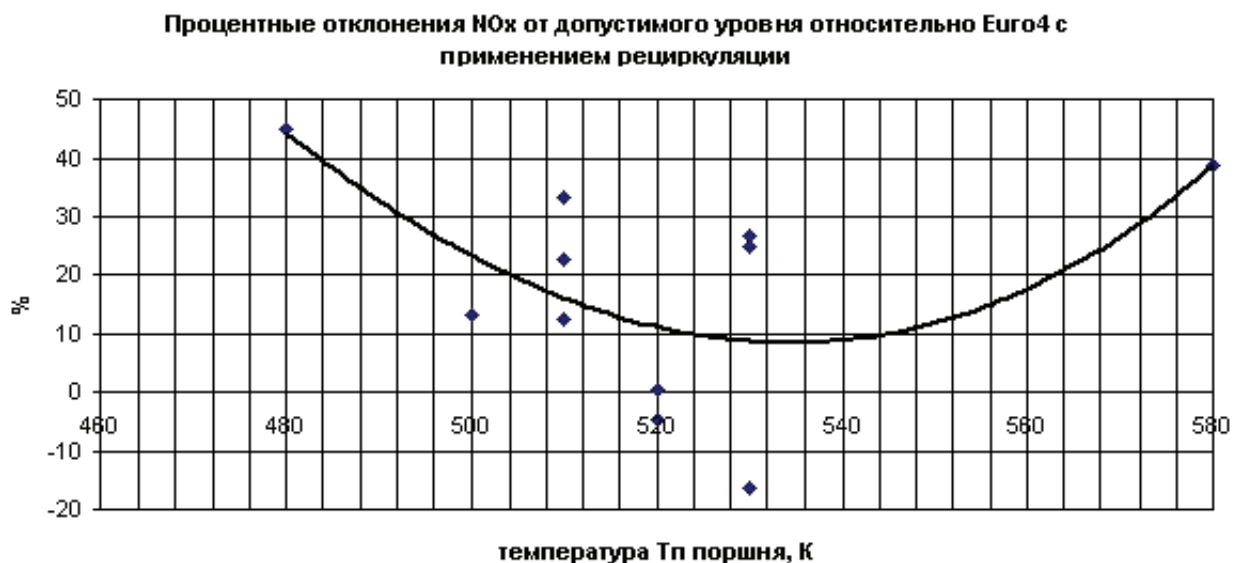


Рис. 17. Оптимизация теплового состояния поршня с точки зрения эмиссии NO_x

На основании представленной физической модели термодинамического взаимодействия днища поршня с рабочим телом определены граничные условия для общего теплообмена: коэффициент теплоотдачи от газов к поршню и термодинамическая температура газа. Граничные условия локального теплообмена представлены температурой в турбулентной зоне, координаты которой смещаются при движении поршня, а также локальным коэффициентом теплоотдачи.

**(Статья написана в рамках программы исследований по проекту № Т10М-064
Белорусского фонда фундаментальных исследований).**

Список литературы

1. Волочко А.Т. Методика оптимизации рабочего процесса высокофорсированного дизеля при расчете теплонапряженного состояния поршня / А.Т. Волочко, А.Ю. Изобелло, Г.А. Вершина, А.Ю. Пилатов // Механика машин, механизмов и материалов. — 2009. — № 2. — С. 70-75.
2. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях: учеб. пособие / Р.З. Кавтарадзе. — М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. — 592 с.
3. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях / Н.Ф. Разлейцев. — Х.: Вища школа, 1980. — 169 с.
4. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле 1. Расчет распределения топлива в струе // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. — 2007. — Специальный выпуск Двигатели внутреннего сгорания. — С. 18-31.

5. Метод расчета локальных концентраций оксидов азота в поршневых двигателях с внутренним смесеобразованием на основе многозонной модели / Н.А. Иващенко [и др.] // Вестник МВТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». — 2004. — №1. — С. 43-59.
6. Лышевский А.С. Процессы распыливания топлива дизельными форсунками / А.С. Лышевский. — М.: Машгиз, 1963. — 179 с.
7. Ноженко Е.С. Прогнозирование энергии активации топлива на основе теории теплового взрыва / Е.С. Ноженко, А.Ю. Пилатов // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. — 2009. — №3. — С. 27-35.
8. Могила В.И. Кинетическое описание процесса горения в дизеле при озонировании топлива / В.И. Могила, Е.С. Ноженко, А.Ю. Пилатов // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. — 2009. — С. 142-147
9. Вершина Г.А. Исследование влияния озона на процесс сгорания в дизельном двигателе / Г.А. Вершина, А.Ю. Пилатов, А.В. Матус, Н.И. Дроздова // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. фізіка-тэхн. навук. — 2009. — № 2. — С. 80-91.
10. Руктешель. О.С. Термодинамический метод расчета оксидов азота NO_x по температурному полю внутрицилиндрового пространства высокофорсированного дизеля / О.С. Руктешель, Г.А. Вершина, А.Ю. Пилатов // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. фізіка-тэхн. навук. — 2007. — №4. — С. 43-54.
11. Петриченко Р.М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания: учеб. пособие. — Ленинград: Машиностроение, 1983. — 244 с.
12. Вершина, Г.А., Пилатов А.Ю. Термодинамический метод расчета средних равновесных концентраций оксидов азота NO_x по температурному полю внутрицилиндрового пространства высокофорсированного дизеля / Г.А. Вершина, А.Ю. Пилатов // Сборник научных трудов по материалам международной конференции «Двигатель-2007», посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана. — Москва, 2007. — С. 412-417.

Стаття надійшла до редакції 09.07.10
© Изобелло О.Ю., Пилатов О.Ю., 2010