

На правах рукописи

Таусенев Евгений Михайлович

**СНИЖЕНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА
ТОПЛИВНОГО НАСОСА ДИЗЕЛЯ ПРИМЕНЕНИЕМ ДЕЗАКСИАЛА**

05.04.02 – Тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Барнаул – 2007

Работа выполнена в государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова (АлтГТУ)»

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент
Свистула Андрей Евгениевич

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Жмудяк Леонид Моисеевич;

кандидат технических наук, доцент
Никитин Валерий Михайлович

Ведущая организация: ОАО ХК «Барнаултрансмаш»

Защита состоится 10 октября 2007 г. в 14-30 на заседании диссертационного совета Д 212.004.03, действующего при Алтайском государственном техническом университете им. И.И. Ползунова, по адресу: 656038, г. Барнаул, пр. Ленина, 46; т/ф (385-2) 26-05-16, 36-75-84;
e-mail: d21200403@mail.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Алтайского государственного технического университета им. И.И. Ползунова.

Отзывы на автореферат, заверенные печатью Вашего учреждения, просим направлять в двух экземплярах по указанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан «7» сентября 2007 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета

Свистула А. Е.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Особое внимание в современном двигателестроении уделяется дальнейшему совершенствованию дизеля как наиболее экономичного теплового двигателя. Это диктуется необходимостью безотлагательного решения таких крупных социально-экономических проблем, как энергосбережение и охрана окружающей среды. Топливная аппаратура (ТА) дизелей в значительной степени предопределяет их мощностные и экономические показатели, надежность и стабильность работы, выбросы вредных веществ (ВВ) с отработавшими газами (ОГ). Следовательно, совершенствование, именно, ТА может привести к значительному улучшению показателей работы дизелей.

При совершенствовании ТА прослеживается тенденция увеличения давления впрыскивания, так как оно оказывает существенное влияние на экологические, экономические и мощностные показатели дизеля.

Объектом исследования в представленной работе является дизель 4ЧН 13/14 с ТА разделенного типа с ТНВД типа «компакт».

Такой ТНВД с центральным кулачковым механизмом (ЦКМ) создает давление впрыска на 20% больше, по сравнению с ТНВД предыдущего поколения, но в нем при прочих равных условиях обнаруживается перегруженность по контактным σ_k напряжениям в паре кулачок-ролик (КР) и давлениям q в паре толкатель-направляющая (ТН).

В некоторых работах говорится о перспективности использования дезаксиала в кулачковом механизме (КМ) ТНВД для снижения величины σ_k и в эксцентриковом механизме для снижения давления q , но приводимые теоретические данные говорят о недостаточной полноте выполненных исследований. Например, мало изучено влияние размеров КМ и дезаксиала e на кинематику и динамику плунжера, нагруженность механизма, нет данных об энерго-экономических показателях и выбросах ВВ с ОГ после применения дезаксиала в ТНВД дизеля. Поэтому работы, посвященные исследованию данных вопросов, являются, несомненно, актуальными.

Цель работы заключается в исследовании возможностей по снижению нагруженности кулачкового механизма ТНВД дизеля применением дезаксиала с сохранением динамики впрыска, показателей дизеля и габаритов ТНВД.

Для достижения поставленной цели предусматривается решение следующих **задач**:

- разработка математической модели для кинематического анализа движения плунжера (толкателя) ДКМ для рассматриваемого кулачкового профиля; получение выражения для плеча l_n нормальной силы P_n , необходимое для расчета крутящего момента $M_{кр}$ и мощности $N_{пр}$ на кулачковом валу (КВ) ДКМ;

- теоретическое исследование влияния размеров КМ и дезаксиала на кинематику и динамику кулачка, ролика, толкателя и величину контактного напряжения σ_k в паре кулачок-ролик и давления q в паре толкатель-направляющая; изучить влияние дезаксиала на величины крутящего момента $M_{кр}$ и мощности $N_{пр}$ на кулачковом валу;

- разработка ДКМ для ТНВД, соответствующего цели работы;

- экспериментальные и теоретические исследования основных показателей топливоподачи, рабочего процесса дизеля 4ЧН 13/14, нагруженности кулачка, ролика, толкателя ТНВД при использовании опытного дезаксиального топливного насоса высокого давления;

- выполнить анализ, выводы и рекомендации по использованию дезаксиала в ТНВД непосредственного действия.

Методы исследования и достоверность. В работе нашли применение как теоретические, так и экспериментальные методы исследования. Достоверность результатов достигнута выбором современных методов и средств измерений, соблюдением требований стандартов, периодической поверкой и тарировкой приборов, анализом и контролем погрешностей, а для теоретических исследований - принятием обоснованных исходных данных и закономерностей, сопоставлением результатов расчета и эксперимента.

Научная новизна. Разработана математическая модель для кинематического анализа движения плунжера ДКМ с тангенциальным кулачковым профилем.

Выведено выражение для плеча l_n нормальной силы P_n , позволяющее сделать расчет крутящего момента и мощности на кулачковом валу ДКМ с любым кулачковым профилем.

Определено влияние дезаксиала и других размеров КМ на кинематику и динамику кулачка, ролика, толкателя, на снижение контактного напряжения σ_k и давления q ; изучено влияние дезаксиала на величины крутящего момента $M_{кр}$ и мощности $N_{пр}$ на кулачковом валу.

Показана возможность использования ДКМ для снижения не только контактного напряжения $\sigma_k^{\max}$, но и давления $q_{\max}$.

Выявлены принципы, на основе которых разработана конструкция ДКМ для ТНВД системы непосредственного действия. Конструкция позволяет снизить контактное напряжение в паре кулачок-ролик и давление в паре толкатель-направляющая при сохранении показателей топливоподачи и работы дизеля, защищённая патентом на полезную модель.

Теоретически и экспериментально показаны возможности по снижению контактного напряжения в паре кулачок-ролик и давления в паре толкатель-направляющая в ТНВД дизеля применением дезаксиала с сохранением динамики впрыска и показателей дизеля.

Практическая ценность и реализация результатов работы. Предложена конструкция ДКМ для ТНВД дизеля, позволяющая снизить на 3,5%

контактное напряжение в паре кулачок-ролик и на 17,3% давление в паре толкатель-направляющая при сохранении показателей топливоподачи, работы дизеля по сравнению ТНВД с центральным кулачковым механизмом, защищенная патентом на полезную модель. При этом выполняется условие сохранения исходных габаритов ТНВД1.

Полученная математическая модель для кинематического анализа движения плунжера, дополненная расчетом динамики и нагруженности ДКМ, в виде программы для ЭВМ доведена до практического инженерного использования и позволяет выполнять анализ и доводку перспективных ТНВД. Результаты теоретических, экспериментальных исследований и рекомендации используются ООО «Алтайский завод топливной аппаратуры» при разработке перспективных ТНВД.

Разработанное учебное пособие, программа для ЭВМ и другие результаты работы использованы в учебном процессе и НИР АлтГТУ.

Работа выполнена в рамках конкурса «Студенты, аспиранты и молодые ученые – малому наукоемкому бизнесу (Ползуновские гранты)» и конкурса научно-исслед. работ аспирантов Федерального агентства по образованию.

Апробация работы. Результаты исследования докладывались на 61-ой науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и профес.-преподавательского состава АлтГТУ «Наука - производству» (г. Барнаул, 2003 г.), науч.-практ. конф. «Молодежь–Барнаулу» (г. Барнаул, 2004 г.), 1-ой Всеросс. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых учёных «Наука и молодёжь» (г. Барнаул, 2004 г.), IX Всеросс. слете лауреатов конкурса «Студенты, аспиранты и молодые ученые - малому наукоемкому бизнесу (Ползуновские гранты)» (г. Сочи, 2004 г.), междунар. науч.-техн. конф. «Актуальные проблемы развития и эксплуатации поршневых двигателей в транспортном комплексе Азиатско-Тихоокеанского региона» (г. Хабаровск, 2005 г.), Всероссийской науч.-практ. конф. с международ. участием «Двигатели внутреннего сгорания – современные проблемы, перспективы развития» (г. Барнаул, 2006 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано тринадцать печатных работ, в том числе – одна статья в рекомендованном ВАК научном издании, патент на полезную модель, учебное пособие.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав с выводами, заключения и списка использованной литературы, приложения; содержит 159 страниц машинописного текста, 59 рисунков, 13 таблиц и список литературы из 92 наименований.

На защиту выносятся следующие основные положения диссертации:

- критический анализа ранее выполненных исследований по применению дезаксиала в ТНВД;
- математическая модель для кинематического анализа движения плунжера ДКМ с тангенциальным кулачковым профилем, выражение для плеча

l_n нормальной силы P_n , позволяющее сделать расчет крутящего момента и мощности на кулачковом валу ДКМ с любым кулачковым профилем;

- результаты теоретического исследования по влиянию дезаксиала и других размеров КМ на кинематику и динамику кулачка, ролика, толкателя, на контактное напряжение в паре кулачок-ролик и давление в паре толкатель-направляющая и крутящий момент $M_{кр}$ и мощность $N_{пр}$ на КВ;
- разработка ДКМ для ТНВД, соответствующего цели работы;
- экспериментальные и теоретические исследования основных показателей топливоподачи, рабочего процесса дизеля 4ЧН 13/14, нагруженности кулачка, ролика, толкателя ТНВД при использовании опытного дезаксиального топливного насоса высокого давления;
- анализ, выводы и рекомендации по применению дезаксиала в ТНВД непосредственного действия.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, ее научная новизна, приведены основные положения, выносимые автором на защиту.

В первой главе проведен комплексный анализ состояния вопроса, и определены задачи исследования.

Проанализированы работы Файнлейба Б. Н., Грехова Л. В., Артоболевского С. И., Колчина Н. И. и др. Выяснено, что имеется малоиспользуемый резерв по снижению нагруженности КМ - применение дезаксиала. В кулачковом механизме дезаксиал e можно использовать для уменьшения угла $\gamma_{\max}$ давления на разницу $\Delta \gamma_{\max}$ и, как следствие, наступает снижение контактного напряжения $\sigma_k^{\max}$ (см. рисунок 1). В ТНВД с эксцентриковым механизмом дезаксиал используют для снижения давления q в паре ТН.

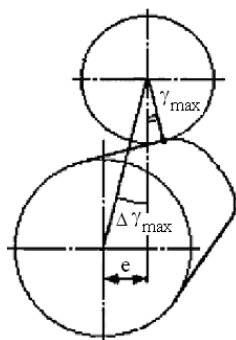


Рисунок 1 - Снижение угла давления с помощью дезаксиала

Имеется недостаток информации по использованию дезаксиала, определяющий постановку цели и задач исследования. Например, выявлено отсутствие математической модели для кинематического анализа движения плунжера (толкателя) ДКМ. Отсутствуют теоретические и экспериментальные данные по выбору размеров ДКМ, по влиянию дезаксиала на кинематику и динамику КМ, процесс впрыска топлива и показатели дизеля. В связи с этим, приведен анализ взаимосвязи топливоподачи и рабочего процесса дизеля (работы Свиридова Ю. Б., Вырубова Д.

Н., Хачияна А. С. и др.), способы повышения интенсивности впрыска, анализ параметров и требований к кулачковым механизмам ТНВД.

В заключение первого раздела сформулированы вышеуказанные цель и задачи исследования.

Во второй главе рассмотрен аппарат математического моделирования ТА и рабочего процесса дизеля, направленный на решение задач, сформулированных выше.

На 1-м этапе автором получена математическая модель (ММ) для кинематического анализа движения плунжера (толкателя) ДКМ. Использование дезаксиала рассмотрено на примере кулачка с тангенциальным профилем и следующим за ним радиусом закругления (рисунок 2).

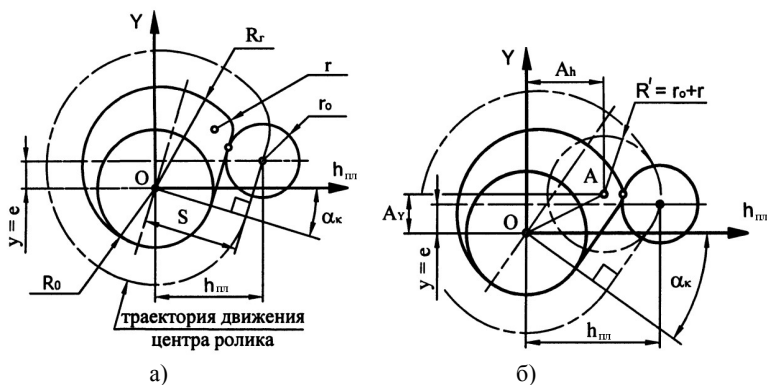


Рисунок 2 - Схема движения ролика:
а) по тангенциальному участку; б) по радиусу закругления

Кинематика плунжера ДКМ описывается следующим образом:

а) на тангенциальном участке

$$h_{нл} = S / \cos \alpha_k - e \cdot \operatorname{tg} \alpha_k, \quad (1)$$

$$c_{нл} = \frac{dh_{нл}}{d\alpha_k} = \omega_k \cdot \frac{S \cdot \sin \alpha_k + e}{\cos^2 \alpha_k}, \quad (2)$$

$$j_{нл} = \frac{d^2 h_{нл}}{d\alpha_k^2} = \left[S(1 + \sin^2 \alpha_k) + 2e \cdot \sin \alpha_k \right] \cdot \frac{\omega_k^2}{\cos^3 \alpha_k}, \quad (3)$$

где $h_{нл}$ и y – текущие координаты центра ролика; $S = R_0 + r_0$, α_k и ω_k – угол поворота и угловая скорость кулачка; e – дезаксиал; $c_{нл}$ и $j_{нл}$ – скорость

и ускорение плунжера; угол α_{κ} принимается отрицательным (по причине отсчета по часовой стрелке).

б) на радиусе закругления

$$h_{nl} = A_h + \sqrt{(R')^2 - (e - A_f)^2}. \quad (4)$$

$$c_{nl} = \frac{dh_{nl}}{d\alpha_{\kappa}} = \omega_{\kappa} \cdot [B_1 - B_2 \cdot B_3 \cdot B_4], \quad (5)$$

$$\text{где } B_1 = h_A \cdot \sin(\alpha_{\kappa}) + y_A \cdot \cos(\alpha_{\kappa});$$

$$B_2 = 1 / \sqrt{(r_o + r)^2 - [e - y_A \cdot \cos \alpha_{\kappa} + h_A \cdot \sin \alpha_{\kappa}]^2};$$

$$B_3 = e - y_A \cdot \cos \alpha_{\kappa} - h_A \cdot \sin \alpha_{\kappa}; B_4 = -y_A \cdot \sin \alpha_{\kappa} + h_A \cdot \cos \alpha_{\kappa},$$

$$h_A = R_o - r, \quad y_A = \sqrt{(R_{\Gamma} - r)^2 - (R_o - r)^2}.$$

$$j_{nl} = \frac{d^2 h_{nl}}{d\alpha_{\kappa}^2} = \omega_{\kappa}^2 \cdot [C_1 - C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 - C_5 \cdot C_6 - C_7 \cdot C_8], \quad (6)$$

$$\text{где } C_1 = -h_A \cdot \cos \alpha_{\kappa} + y_A \cdot \sin \alpha_{\kappa};$$

$$C_2 = 1 / \sqrt{[(r_o + r)^2 - (e - y_A \cdot \cos \alpha_{\kappa} - h_A \cdot \sin \alpha_{\kappa})^2]^3};$$

$$C_3 = (e - y_A \cdot \cos \alpha_{\kappa} - h_A \cdot \sin \alpha_{\kappa})^2 \cdot (-y_A \cdot \sin \alpha_{\kappa} + h_A \cdot \cos \alpha_{\kappa});$$

$$C_4 = -y_A \cdot \sin \alpha_{\kappa} + h_A \cdot \cos \alpha_{\kappa};$$

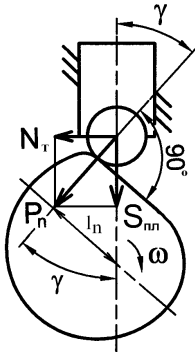
$$C_5 = 1 / \sqrt{(r_o + r)^2 - (e - y_A \cdot \cos \alpha_{\kappa} + h_A \cdot \sin \alpha_{\kappa})^2};$$

$$C_6 = (-y_A \cdot \sin \alpha_{\kappa} + h_A \cdot \cos \alpha_{\kappa}) \cdot (-y_A \cdot \sin \alpha_{\kappa} + h_A \cdot \cos \alpha_{\kappa});$$

$$C_7 = 1 / \sqrt{(r_o + r)^2 - (e - y_A \cdot \cos \alpha_{\kappa} + h_A \cdot \sin \alpha_{\kappa})^2};$$

$$C_8 = (e - y_A \cdot \cos \alpha_{\kappa} - h_A \cdot \sin \alpha_{\kappa}) \cdot (y_A \cdot \cos \alpha_{\kappa} + h_A \cdot \sin \alpha_{\kappa}).$$

Для расчета динамики использована схема действия сил, изображенная на рисунке 3.



Вычисление крутящего момента и мощности на КВ стало возможным после получения автором отсутствующей зависимости для плеча l_n приложения силы P_n для любого ДКМ.

Известно выражение $M_{\kappa p}$ для любого ЦКМ:

Рисунок 3 - Схема действия сил

$$M_{кр} = S_{нл} (R_o + r_o + h_{нл}) \operatorname{tg}|\gamma| + 1,125 \cdot 10^6 \cdot d_{нл}^2 \cdot h_{нл}^{\max} \cdot i_{сек},$$

где $S_{нл}$ - суммарная осевая сила; R_o - радиус начальной окружности кулачка; r_o - радиус ролика; $h_{нл}$ и $h_{нл}^{\max}$ - текущий и максимальный ход плунжера соответственно; γ - текущий угол давления; $d_{нл}$ - диаметр плунжера; $i_{сек}$ - число секций насоса.

Проблема для ДКМ заключается в определении плеча l_n в этом выражении равного $(R_o + r_o + h_{нл}) \sin|\gamma|$. В результате, автором получена формула для расчета плеча l_n силы P_n на кулачковом валу ДКМ с любым профилем кулачка:

$$l_n = \frac{e \cdot \sin \gamma}{\operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{e}{r_o + R_o} \right) \right]} - \frac{e \cdot \sin^2 \gamma}{\cos \gamma} + h_{нл} \cdot \sin \gamma + \frac{e}{\cos \gamma} \quad (7)$$

Полученная автором ММ для кинематического анализа движения плунжера ДКМ (выражения 1-6) и формула (7) для расчета l_n , а также известные выражения для σ_{κ} , $S_{нл}$, N_m , P_n , $M_{кр}$, $N_{пр}$, q_n , и q_v (давление в паре ТН у нижнего и верхнего краев толкателя), позволяют более подробно исследовать ДКМ. Для этого автором разработана программа расчета на ЭВМ в среде Mathcad.

В разделе описаны гидродинамический расчет (ГДР) ТА (и его реализация на ЭВМ), предложенный Ю. Я. Фоминым и программный комплекс моделирования рабочего процесса «ДИЗЕЛЬ-РК», созданный в МГТУ на основе методики Н. Ф. Разлейцева, в дальнейшем доработанной А. С. Кулешовым. Расчетные схемы представлены на рисунках 4, 5.

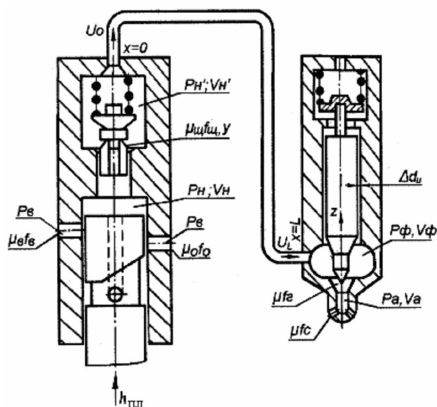


Рисунок 4 – Расчетная схема

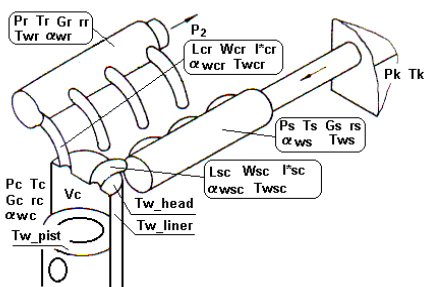


Рисунок 5 – Расчетная схема

Приведем основные уравнения указанных моделей. Процессы в полости насоса (рисунок 4) описываются уравнениями:

- сплошности потока в полости нагнетания:

$$\beta_m V_n \frac{dp_n}{dt} = f_{nl} \frac{dh_{nl}}{dt} - f_{ko} \frac{dy}{dt} - \frac{Q_{y.n.}}{dt} - \xi \frac{Q_{o,e}}{dt} - \chi \frac{Q_{uc}}{dt}, \quad (8)$$

- сплошности потока в штуцере насоса:

$$\beta_m V'_n \frac{dp'_n}{dt} = f_{ko} \frac{dy}{dt} + \chi \frac{Q_{uc}}{dt} - f_m u_0, \quad (9)$$

- движения нагнетательного клапана:

$$M_k \frac{d^2 y}{dt^2} = f_k (p_n - p'_n) - c_k (y_0 + y), \quad (10)$$

где p_n , p'_n - давления топлива в полостях нагнетания, штуцера; V_n , V'_n - объемы камер нагнетания и штуцера; f_n , f_k - площади поперечного сечения плунжера и нагнетательного клапана; f_{ko} - площадь клапана, равная f_k до выхода разгружающего пояса из направляющей или f'_k - после выхода; h_{nl} , y - перемещения плунжера и нагнетательного клапана; u_0 - скорость топлива во входном сечении нагнетательного трубопровода; $Q_{y.n.}$ - утечка топлива через плунжерную пару; $Q_{o,e}$, Q_{uc} - расход топлива через окна и клапан; M_k - масса клапана и движущихся с ним деталей; c_k , y_0 - жесткость и предварительное сжатие пружины; β_m - коэффициент сжимаемости топлива; ξ и χ - единичные коэффициенты, учитывающие направление перетекания топлива.

Путь, пройденный вершиной факела вдоль его оси на основном участке развития факела:

$$L_o = (d_c U_o We^{0,21} \cdot M^{0,16} / (D_\phi (2\rho)^{0,5}))^{0,5} \cdot t^{0,5}, \quad (11)$$

Угол конуса струи распыленного топлива:

$$\gamma_o = 2 \arctg (F_\phi We^{0,32} M^{-0,07} \rho^{0,5}) \quad (12)$$

где d_c - диаметр соплового отверстия; U_o - скорость установившегося истечения жидкости; We - критерий Вебера; M - критерий Маха; D_ϕ , F_ϕ - эмпирический коэффициент; ρ - критерий, зависящий от противодавления; t - время от начала впрыска.

Суммарная массовая скорость испарения всех N_k капель:

$$\frac{dG_u}{dt} \int_0^{N_k} \frac{dg_k}{dt} dN_k = \int_0^t \frac{3}{2} b_u (1 - b_u t_u)^{0,5} (dG / dt) dt, \quad (13)$$

где dG/dt – массовая скорость впрыска топлива в цилиндр; b_u – относительная константа испарения топлива.

Скорость тепловыделения на участке топливopодачи:

$$\frac{dX_I}{d\phi} = \left(P_0 + \frac{d\sigma_u}{dt} \right) / \left(1 + A_1 \left(P_0 + \frac{d\sigma_u}{dt} \right) \right), \quad (14)$$

где P_0 – функция выгорания паров топлива, образовавшихся за период задержки воспламенения; $d\sigma_u/dt$ – скорость испарения топлива; A_1 – константа.

Обобщенное уравнение процесса диффузионного сгорания топлива:

$$dx/dt = A\alpha_m(1 - \Delta_m - x)x, \quad (15)$$

где α_m – текущее значение коэффициента избытка воздуха в зоне пламени; A – постоянный для данного режима работы коэффициент, рассматриваемый как константа скорости выгорания; Δ_m – недожог топлива.

Все описанные математические модели необходимы и пригодны для решения поставленных задач.

Третья глава посвящена результатам теоретических исследований.

В начале исследований, используя программы ГДР и расчета ДКМ, выявлено превышение в ТНВД1 (без дезаксиала) допускаемых напряжений $\sigma_K = 1800$ МПа и давлений $q^o = 18,5$ МПа.

В связи с этим, с помощью полученной ММ ДКМ исследовано влияние размеров КМ и дезаксиала e , на величину γ_{max} , c_{nl}^{max} , и как следствие на нагруженность деталей и нагнетание топлива и выявлено, что: а) дезаксиал e наиболее значимо снижает угол γ_{max} и в меньшей степени уменьшает скорость c_{nl}^{max} ; б) увеличение радиуса R_e головки кулачка в наибольшей степени увеличивает c_{nl}^{max} и в наименьшей – увеличивает γ_{max} .

Также впервые установлено, что при условии давления нагнетания $p_n = \text{const}$ и прочих равных условиях в ДКМ по сравнению с ЦКМ:

а) полный ход плунжера увеличивается;

снижаются максимальные значения следующих величин:

б) угла давления, в) скорости и ускорения плунжера, г) крутящего момента и мощности на КВ, д) бокового давления в паре ТН и контактного напряжения в паре КР.

На основании полученных результатов были спроектированы и исследованы ТНВД2, -3, -4 (см. таблицу 1, 2, 3).

Таблица 1 – Размеры кулачковых механизмов

Параметр	ТНВД1	ТНВД2	ТНВД3	ТНВД4
Тип кулачкового профиля	тангенциальный			
Радиус R_o начальн. окружности, мм	16	18	16	
Радиус r закругления кулачка, мм	3	5	3	
Радиус R_f головки кулачка, мм	28	30	29,35	29,9
Радиус r_o ролика, мм	10			
Дезаксиал e , мм	0	4	4,5	

Таблица 2 – Сравнение нагруженности ТНВД1,-2,-3,-4

$g_{\text{г}}=0,1125 \text{ г (} G_{\text{г}}=27 \text{ кг/ч) Режим } n_{\text{к}}=1000 \text{ мин}^{-1}$	Параметр	ТНВД1	ТНВД2	ТНВД3	ТНВД4
	$\sigma_{\text{к}}^{\text{max}}$, МПа	2573	2317	2467	2482
	$q_{\text{н}}^{\text{max}} / q_{\text{к}}^{\text{max}}$	21,4 / -6,2	11,7 / -3,4	16,3 / -4,7	17,7 / -5,2
	$p_{\text{н}}^{\text{max}}$, МПа	73	57	70	72,6
	γ_{max} , °	39,4	30,8	33,9	34,8
	$M_{\text{кд}}^{\text{max}} / M_{\text{кд}}^{\text{ср}}$	184 / 12,5	128 / 10,1	172 / 11,9	188 / 12,6
	$c_{\text{пл}}^{\text{max}}$, м/с	2,9	2,6	2,9	3
	$N_{\text{нр}}^{\text{max}} / N_{\text{нр}}^{\text{ср}}$, кВт	19,3 / 1,31	13,4 / 1,05	18/1,25	19,7 / 1,32

Показатели работы дизеля сравнены по регулировочным характеристикам (РХ) по установочному углу θ опережения подачи топлива (см. таблицу 3). Использование различных ТНВД вносит изменения в процессы топливоподачи, смесеобразования и сгорания, отсюда - различия на РХ.

Анализ таблиц 2, 3 выявляет, что наличие дезаксиала в конструкции ТНВД2 приводит к снижению давления $p_{\text{ф}}^{\text{max}}$ и увеличению продолжительности $\phi_{\text{в}}$ впрыскивания в результате снижения скорости плунжера. Ухудшаются экономичность и экологические показатели дизеля. Снижаются контактное напряжение и боковое давление, а также нагруженность КВ от крутящего момента и снижение мощности, затрачиваемой на привод ТНВД.

Таблица 3 – Основные оценочные параметры расчетной РХ

$g_a=0,1125 \text{ г (} G_r=27 \text{ кг/ч) Режим п=2000 мин}^{-1},$	Пара-метр	№ ТНВД	$\theta, ^\circ \text{п.к.в. до ВМТ}$					
			18	21	24	27	30	33
	$N_e,$ кВт	1	123	123,7	125,1	123,9	121,3	--
		4	123	123,7	125,1	123,9	121,2	--
		3	120,8	121,6	124	125,1	122,7	--
		2	--	117,1	122,2	124,5	125,1	123
	$g_{e_2},$ г/кВт·ч	1	219,5	218,3	215,8	218	222,6	--
		4	219,6	218,2	215,8	217,9	222,8	--
		3	223,5	222	217,8	215,9	220	--
		2	--	230,5	221	216,8	215,9	219,5
	$T_{ог},$ $^\circ \text{C}$	1	563	555	549	551	563	--
		4	567	558	551	552	561	--
		3	573	563	555	554	557	--
		2	--	590	564	558	555	547
	$g_{co},$ г/кВт·ч	1	0,9	0,4	1,1	1,5	3,5	--
		4	0,9	0,4	1,1	1,6	3,6	--
		3	1,2	0,6	1,2	1,6	2	--
		2	--	1,8	1,3	1,5	1,7	1,9
	$g_{nox},$ г/кВт·ч	1	9,5	9,2	8,93	9,05	8,8	--
		4	9,6	9,25	9	9,04	8,88	--
		3	9,8	9,4	9,1	9,07	9	--
		2	--	9,7	9,2	9,11	9,26	8,96
	$g_{ch},$ г/кВт·ч	1	0,26	0,35	0,36	0,32	0,34	--
		4	0,3	0,38	0,38	0,33	0,35	--
		3	0,41	0,5	0,39	0,4	0,38	--
		2	--	0,7	0,39	0,46	0,43	0,41
	$N,$ %	1	15	13,1	10,5	9,9	9,7	--
		4	15,5	13,4	11	10,1	9,9	--
		3	16,5	14,5	11,5	10,6	10,4	--
		2	--	15,2	12,5	11,4	11	10,7
	$\frac{\varphi_{\phi}}{P_{\phi}^{\max}}$ $^{\circ} \text{ПКВ/МПа}$	1	21 / 54					
		4	21,1 / 53,5					
		3	21,3 / 51,7					
		2	21,5 / 46					

Насос ТНВД3 имеет одинаковую с ТНВД1 скорость $c_{nl}^{\max}=2,9 \text{ м/с}$, но этот факт не позволяет обеспечить равные с ним показатели топливоподачи и работы дизеля поскольку ускорения $j_{nl}^{\max}$ плунжера оказываются в нем меньше. Скорость $c_{nl}^{\max}$ в ДКМ должна быть больше по сравнению с ЦКМ для сохранения параметров топливоподачи. В ТНВД4 она составила 3 м/с, что на 3,4% больше (см. рисунок 6).

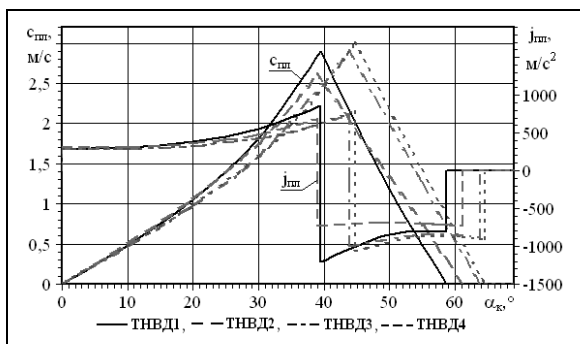


Рисунок 6 – Скорость и ускорение плунжера при $n_k=1000 \text{ мин}^{-1}$

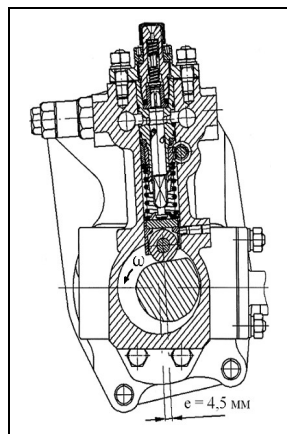


Рисунок 7 – Дезаксиальный ТНВД4

Требуемую $c_{пл}^{max}$ наиболее выгодно обеспечить увеличением радиуса R_r , при одновременном снижении угла γ_{max} до нужной величины за счет использования дезаксиала.

В итоге, спроектирован ТНВД4 с дезаксиалом (см. рисунок 7), в котором снижены максимальные контактное напряжение в паре КР и боковое давление в паре ТН, а показатели работы дизеля оказались близкими к таковым при использовании ТНВД1. Конструкция ТНВД4 защищена патентом на полезную модель. Вместе с тем, в указанной конструкции обнаруживается незначительное увеличение крутящего момента и мощности на КВ (см. таблицы 1, 2, 3). При этом выполняется условие сохранения исходных габаритов ТНВД1.

Для всех ТНВД имеется дополнительная возможность по снижению σ_K^{max} до допустимых величин за счет выбора соответствующего момента окончания активного хода $h_{пл}^{акт}$ плунжера до выхода ролика на радиус закругления, но этом случае будет снижаться давление нагнетания. В рассматриваемых ТНВД ход $h_{пл}^{акт}$ заканчивается за 0,3 мм до конца тангенциального участка. Факт превышения σ_K^{∂} во всех ТНВД не мешает анализу полученных результатов. Поставленные теоретические задачи выполнены.

В четвертой главе приведены результаты сравнительных экспериментальных исследований показателей работы ТА и дизеля на моторной установке с целью настройки ММ по результатам испытаний ТНВД1,-2 и подтверждения расчетно-теоретических исследований, изложенных в настоя-

шей диссертации и более достоверного сравнения ТНВД. Вариант ТНВД3 испытан не был, так как расчеты показали его отставание по параметрам топливоподачи от ТНВД1, также как и ТНВД2, но результаты испытаний ТНВД2 было решено использовать для настройки ММ и он был испытан.

Экспериментальное, как и расчетное, сравнение ТНВД решено провести путем сравнения РХ по установочному углу θ опережения подачи топлива (см. рисунок 9). Сопоставление экспериментальных и расчетных данных говорит об их хорошем совпадении.

Характеристики показывают, что изменение θ , вызывает изменение всех исследуемых параметров. Эти изменения - следствие зависимости протекания смесеобразования и сгорания от момента впрыска топлива в цилиндр двигателя. Например, при некотором угле θ имеется минимальный удельный расход $g_e^{\min}$ топлива. Как уменьшение, так и возрастание величины θ вызывает увеличение расхода g_e . В первом случае это объясняется запаздыванием тепловыделения и увеличением потерь теплоты с ОГ, во втором – ростом потерь теплоты в стенку цилиндра.

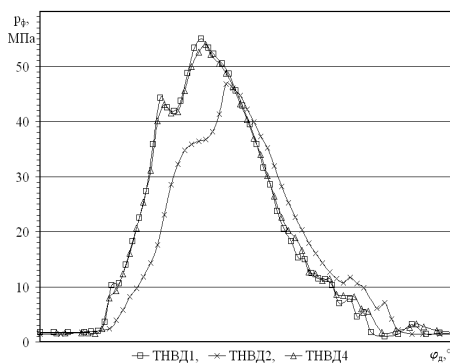
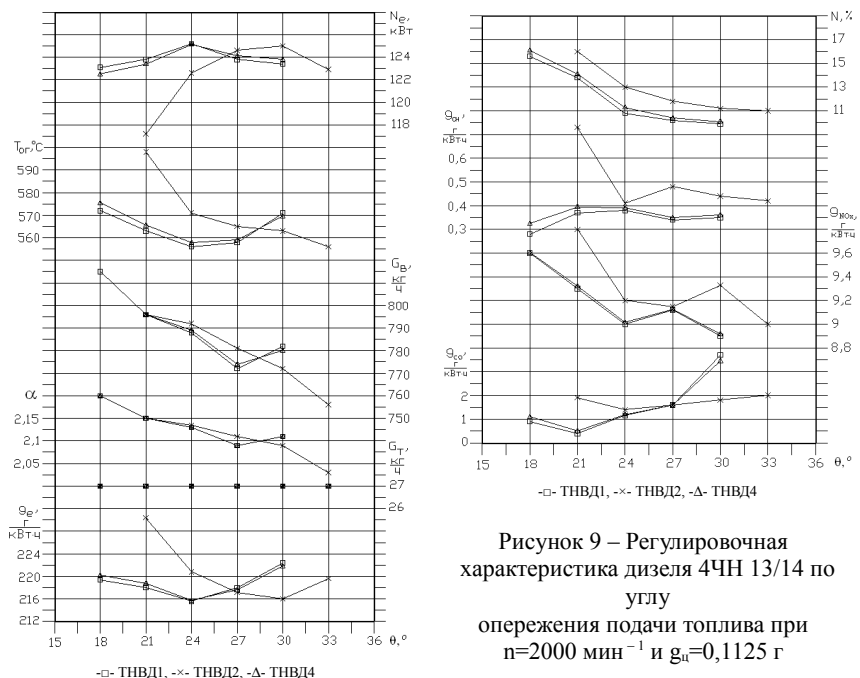


Рисунок 8 – Давление топлива у штуцера форсунки при $n=2000 \text{ мин}^{-1}$ и $g_u=0,1125 \text{ г}$

выбросы g_{CO} различаются на 0...5,4%; д) удельные выбросы g_{NOx} отличаются на 0,1...0,4%; е) уд. выбросы g_{CH} отличаются на 2,8...7,5%; ж) дымность N различается на разницу 2...2,5%; з) продолжительность φ_e впрыска – на 0,5%; и) давление $P_{ф}^{\max}$ – на 1,9%, $P_{ф}^{CP}$ – на 1,8% (рисунок 8).

Имеющиеся в процессах топливоподачи различия наибольшее влияние оказывают на выбросы g_{CO} и g_{CH} . Сравнение ТНВД1 и ТНВД2 по этим параметрам выявляет разницу 0...51,4% и 7,3...49,3%. Показатели дизеля с ТНВД2 оказываются худшими.

Различия наблюдаются между всеми вариантами испытанных ТНВД. Это факт указывает на отличия в процессах топливоподачи, смесеобразования и сгорания. Наибольший интерес представляет сравнение первого – ТНВД1 и последнего варианта – ТНВД4 (см. рисунки 9): а) расход топлива $g_e^{\min}$ отмечается при одинаковом угле θ , равном 24° и отличается на 0,05%; б) макс. разница по g_e составляет 0,5%; в) макс. разница по T_{OG} составляет 0,7%; минимальная – 0,2%; г) удельные



По результатам вышеизложенного, можно сделать вывод о хорошем совпадении результатов испытаний ТНВД1 и ТНВД4.

Таким образом, подтверждены результаты расчетных исследований.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Анализ выполненных работ показал перспективность применения дезаксиала в ТНВД рассматриваемого типа для снижения нагруженности КМ. Снижение нагруженности при введении дезаксиала является следствием снижения угла давления.

2. Разработана математическая модель для кинематического анализа движения плунжера ДКМ с тангенциальным кулачковым профилем. Выведено выражение для плеча l_n нормальной силы P_n , позволяющее сделать расчет крутящего момента и мощности на кулачковом валу ДКМ с любым кулачковым профилем. Указанные выражения дополнены расчетом динамики кулачка, ролика, толкателя, величины контактного напряжения σ_k в паре кулачок–ролик и бокового давления q в паре толкатель–направляющая, реализованы в среде Mathcad и пригодны для инженерного использования.

3. Определено влияние дезаксиала и других размеров КМ на кинематику и динамику кулачка, ролика, толкателя и величину σ_k и q ; обнаружено и

определено влияние дезаксиала на величины крутящего момента $M_{кр}$ и мощности $N_{пр}$ на кулачковом валу.

В проведенных исследованиях введение дезаксиала без изменения других размеров КМ приводит к снижению угла давления γ_{max} (17%), скорости $c_{пл}^{max}$ (7%) и положительного ускорения $j_{пл}^{max}$ плунжера (25%), усилий в механизме и нагруженности по параметрам σ_k^{max} (6%), q_{max} (29%), $M_{кр}^{max}$ (12,5%) и $N_{пр}^{max}$ (13,4%), $M_{кр}^{ср}$ (5,4%) и $N_{пр}^{ср}$ (7,1%).

Дезаксиал наиболее значимо из всех размеров снижает угол γ_{max} (17%) и в меньшей степени уменьшает скорость $c_{пл}^{max}$ (7%) плунжера. Увеличение радиуса R_r (7%) головки кулачка в наибольшей степени из всех размеров увеличивает скорость $c_{пл}^{max}$ (14,3%) и в наименьшей – увеличивает угол γ_{max} (8,6%). Наличие этого факта позволяет увеличивать скорость плунжера при снижении угла давления.

Выявлено, что для сохранения показателей топливopодачи и дизеля скорость $c_{пл}^{max}$ в ДКМ должна быть больше, по сравнению с ЦКМ. Это условие наиболее выгодно обеспечить увеличением радиуса R_r головки кулачка, при одновременном снижении угла γ_{max} давления применением дезаксиала.

Показана возможность использования дезаксиала в КМ ТНВД систем непосредственного действия для снижения не только контактного напряжения σ_k^{max} , но и давления q_{max} . В результате, выявлены принципы проектирования ДКМ для ТНВД системы непосредственного действия.

4. Защищен патентом на полезную модель КМ привода плунжера ТНВД4, сохраняющий динамику впрыска и показатели дизеля и имеющий меньшее напряжение σ_k^{max} и давление q_{max} по сравнению с ЦКМ.

5. В опытном ТНВД4 с ДКМ обеспечивается снижение по контактному напряжению σ_k^{max} на 3,5% и боковому давлению q_n^{max} и q_e^{max} на 17,3% и 16,1%, соответственно. Скорость $c_{пл}^{max}$ на 3,4% больше. При этом определяется увеличение максимального и среднего крутящего момента и мощности на кулачковом валу на 2,2% и 0,8% соответственно. При этом выполняется условие сохранения исходных габаритов ТНВД1.

При комплектации дизеля ТНВД4 обеспечиваются показатели топливopодачи и дизеля, близкие к таковым, при использовании ТНВД1. Например, расхождение по эффективным мощностям и расходу топлива составило 0...0,5%, по удельным выбросам g_{NOx} - на 0,1...0,4%, дымность N - на 2...2,5%; давление топлива p_ϕ^{max} - на 1,9%.

6. Дезаксиал может быть применен везде, где необходимо улучшение условий работы рассматриваемых деталей. Например, для уменьшения их

повышенного износа вследствие ухудшения смазки при работе дизеля на легких топливах (многотопливные двигатели); при использовании топлива на основе рапсового масла, чтобы снизить напряжение $\sigma_K^{\max}$ и давление $q_{\max}$, повышающиеся вследствие роста давления нагнетания.

7. Результаты исследований используются на ООО «Алтайский завод топливной аппаратуры» при разработке перспективных ТНВД.

Разработанные учебное пособие, программа для ЭВМ и другие результаты работы использованы в учебном процессе и НИР АлтГТУ.

Работа выполнена в рамках конкурса «Студенты, аспиранты и молодые ученые – малому наукоемкому бизнесу (Ползуновские гранты)» и конкурса научно-исследовательских работ аспирантов Федерального агентства по образованию.

Публикации по теме диссертации

1. **Таусенев, Е. М.** Повышение давлений впрыска как один из факторов, обеспечивающих противоречивые требования к дизелю / Е. М. Таусенев // Повышение экологической безопасности автотракторной техники: сб. статей / Академия транспорта РФ, АлтГТУ. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2003. – С. 103-107.

2. **Таусенев, Е. М.** Снижение контактных напряжений в паре кулачок-ролик толкателя и удельного давления в паре толкатель-корпус применением дезаксиала в кулачковом механизме ТНВД / Е. М. Таусенев // Наука - производству: 61-я науч.-техн. конф. студ., аспи. и профес.-препод. состава техн. ун-та / АлтГТУ. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2003. – С. 101-102.

3. **Таусенев, Е. М.** Математическая модель кинематики плунжера дезаксиального кулачкового механизма / Таусенев Е. М., Свистула А. Е., Матиевский Д. Д. // Повышение экологической безопасности автотракторной техники: сб. статей / Академия транспорта РФ, АлтГТУ. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2004. – С. 10-15.

4. **Таусенев, Е. М.** Влияние геометрических параметров на максимальные угол давления и скорость плунжера в кулачковом механизме ТНВД / Е. М. Таусенев, А. Е. Свистула // Наука и молодёжь: 1-я Всеросс. науч.-техн. конф. студ., аспи. и молод. учёных / АлтГТУ. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2004. – С. 97-99.

5. **Таусенев, Е. М.** Уменьшение инерционной составляющей в нагрузках ТНВД с помощью дезаксиала / Е. М. Таусенев, А. Е. Свистула, Д. Д. Матиевский // Молодежь – Барнаулу: Матер. науч.-практ. конф. 22–23 ноября 2004 г. - Барнаул: Изд – во Аз бука, 2004. – С. 311-312.

6. **Таусенев, Е. М.** Разработка кулачкового механизма привода плунжеров с пониженными нагрузками для дизельных топливных систем высоких давлений впрыска / Е. М. Таусенев, А. Е. Свистула, Д. Д. Матиевский // Повышение экологической безопасности автотракторной техники: сб. статей /

Академия транспорта РФ, АлтГТУ. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2004. – С. 16-21.

7. **Таусенев, Е. М.** Разработка кулачкового механизма привода плунжеров с пониженными нагрузками для дизельных топливных систем высоких давлений впрыска. Дезаксиал. Сохранение максимальной скорости плунжера в тангенциальных кулачковых механизмах с дезаксиалом / Г. А. Приймак, Е. М. Таусенев, А. Е. Свистула // Студ., аспирант. и молод. ученые - малому наукоемкому бизнесу («Ползуновские гранты»): Матер. IX-го Всеросс. слета лауреатов конкурса, 6–10 сент. 2004 г., г. Сочи. - Барнаул: АГТУ, 2004. – С. 130–144.

8. **Патент на полезную модель №45479 РФ, МПК⁷ F 02 М 59/10, F 04 В 9/04.** Кулачковый механизм привода плунжера топливного насоса высокого давления дизельного двигателя / **Таусенев Е. М.**, Свистула А. Е., Матиевский Д. Д. (РФ), - №2004138664/22; заявл. 28.12.2004; опубл. 10.05.2005, Бюл. № 13.

9. **Таусенев, Е. М.** Результаты сравнительных моторных испытаний ТНВД / Е. М. Таусенев, А. Е. Свистула, Д.Д. Матиевский // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. - 2005.- №1-2. – С. 114-119.

10. **Таусенев Е. М.** Топливная аппаратура дизелей: учебное пособие / А. Е. Свистула, Е. М. Таусенев // Алт. гос. техн. ун-т им. И. И. Ползунова. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2005. – 80 с. - ISBN 5-7568-0460-9.

11. **Таусенев, Е. М.** О выборе угла давления в кулачковом механизме ТНВД / Е. М. Таусенев // Актуальные проблемы развития и эксплуатации поршневых двигателей в транспортном комплексе Азиатско-Тихоокеанского региона: матер. междунар. науч.-техн. конф. «Двигатели-2005», г. Хабаровск, 19-22 сент. 2005 г. - Хабаровск: Изд-во ТОГУ, 2005. - С. 107-109.

12. **Е. Tausenev** The research into the disaxial cam mechanism for a diesel fuel-injection pump / E. Tausenev, A. Svistula // TRANSPORT. - Vilnius: Technika, 2005. - Vol XX. - Nr. 6. - p. 225-231. – ISSN 1648 - 4142.

Статья в рекомендованном ВАК научном издании:

13. **Таусенев, Е. М.** Дезаксиальный кулачковый механизм – резерв снижения напряжений в деталях ТНВД / Е. М. Таусенев, А. Е. Свистула // **Ползуновский Вестник**. - 2006. - №4. – С. 179-181.

