

М375292

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое
училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ПОПОВ Владимир Петрович

УЛУЧШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ 4-х ТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ
С ГАЗОТУРБИННЫМ НАДДУВОМ УПРАВЛЕНИЕМ НАЧАЛЬНЫМ
ДАВЛЕНИЕМ ТОПЛИВА В НАЧЕТАТЕЛЬНОЙ МАГИСТРАЛИ
СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ

(05.04.02. - Тепловые двигатели)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1981

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое
училище имени Н.Э.Баумана

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

На правах рукописи

ПОПОВ Владимир Петрович

УЛУЧШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ 4-х ТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ
С ГАЗОТУРБИННЫМ НАДДУВОМ УПРАВЛЕНИЕМ НАЧАЛЬНЫМ
ДАВЛЕНИЕМ ТОПЛИВА В НАГНЕТАТЕЛЬНОЙ МАГИСТРАЛИ
СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ

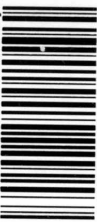
(05.04.02. - Тепловые двигатели)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1981

М 3452.92

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1375292

Попов В.П. Улучшение эконом

МВТУ
им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана

Научный руководитель - кандидат технических наук,
и.о. профессора О.Б.ЛЕОНОВ

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
ст.научн.сотр. В.А.КУТОВОЙ
- кандидат технических наук,
доцент Ф.М.ДАНИЛОВ

Ведущее предприятие - Производственное тракторо-
моторостроительное объединение
Владимирский тракторный завод

Защита диссертации состоится "25" апреля 1981 г.

в 14⁰⁰ часов на заседании специализированного Совета

К.053.15.05 "Тепловые машины и теоретические основы тепло-
техники" МВТУ им. Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва,
Лефортовская набережная, д.1, корпус "Энергомашиностроение".

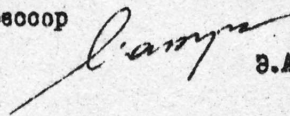
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ
имени Н.Э.Баумана.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные
печатью, просим направлять по адресу: 107005, 2-я Бауманская
улица, дом 5, МВТУ, ученому секретарю Совета К.053.15.05.

Автореферат разослан "24" апреля 1981 г.

Ученый секретарь специализированного
Совета К.053.15.05

д.т.н., профессор


Э.А.Манушин

Актуальность проблемы. Для решения топливно-энергетических проблем, стоящих перед народным хозяйством страны ЦК КПСС и Советское правительство поставило перед двигателестроением конкретные задачи: "Создавать транспортные энергетические установки, обеспечивающие существенное сокращение расхода топлива...; увеличить производству дизельных двигателей с высокими технико-экономическими показателями..." (Основные направления экономического и социального развития СССР на 1981-1985 г.г. и на период до 1990 года. - Правда, 2 декабря 1980г.).

Значительные резервы повышения экономичности, удельной мощности и долговечности комбинированных двигателей внутреннего сгорания заключаются в улучшении рабочего процесса и согласовании работы систем двигателя на неустановившихся и частичных режимах, в которых двигатели могут работать до 90% общего времени эксплуатации.

Актуальной научной задачей, имеющей практическое значение, является отыскание средств улучшения экономичности и производительности дизелей при работе на установившихся и неустановившихся режимах.

Цель работы и постановка задач исследования. Целью данной работы является нахождение средств для повышения экономичности двигателя на частичных режимах и сокращения времени разгона. В работе ставились следующие задачи:

1. Разработка системы топливоподачи, обеспечивающей сокращение расхода топлива на частичных режимах и времени разгона.
2. Разработка алгоритма и программы для расчетно-теоретического анализа на ЭЦМ новой топливной аппаратуры.
3. Экспериментальное исследование опытной системы топливоподачи на двигателе 6ЧН 15/18 на установившихся режимах и при разгоне.

Научная новизна. Показана возможность значительного улучшения экономичности работы дизеля путем управления начальным давлением топлива в нагнетательной магистрали ($P_{нач}$) в соответствии с режимом работы.

Разработана методика определения закономерности изменения $P_{нач}$ обеспечивающей наилучшую экономичность дизеля и улучшенную внешнюю динамическую характеристику крутящего момента, сокращающую время разгона.

Существующая методика гидродинамического расчета топливной аппаратуры дополнена блоком, моделирующим элементы управления $P_{нач}$.

Практическая ценность. Разработана и исследована топливная аппаратура для дизеля с управлением $P_{нач}$ по давлению наддува. Показана и подтверждена экспериментально возможность снижения удельного эффективного расхода топлива с помощью предложенной системы топливоподдачи как при работе на частичных режимах, так и на неуставившихся, а также сокращения времени разгона. Разработан алгоритм и программа расчета предложенной топливной аппаратуры. Разработанная топливная аппаратура принята к экспериментальной проверке Владимирским тракторным заводом и Ногинским заводом топливной аппаратуры.

Апробация работы. Результаты работы докладылись в МВТУ им. Н.Э.Баумана: на семинарах молодых ученых и специалистов кафедры КДВС в 1975-1978 годах, на научно-технических конференциях кафедры КДВС в 1975 и 1978 годах, на заседаниях кафедры КДВС в 1976-1978 годах, на Всесоюзной научно-технической конференции "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив" в 1980 году, и на Владимирском тракторном заводе в 1981 году.

Публикации. По результатам работы опубликовано три статьи: в сборнике "Известия вузов. Машиностроение" и трудах МВТУ им. Н.Э.Баумана, выполнено 8 научно-технических отчетов.

Предложенная система топливоподдачи и ее элементы защищены авторскими свидетельствами СССР № 646080, № 714023 и № 750117.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, общих выводов и приложения. Она содержит 108 стр.основного текста, 37 стр.иллюстраций и 42 стр.приложений, а также список литературы, включающий 95 наименований.

Первая глава посвящена обзору и анализу исследований по улучшению экономичности дизелей с совершенствованием процесса топливоподдачи. На основе работ И.В.Астахова, Ю.Я.Фомина, В.А.Кутового, С.Г.Роганова, В.И.Крутова и других ученых делается вывод о том, что ухудшение экономических и эффективных показателей дизелей на режимах отличных от номинального (на частичных и неуставившихся режимах) связано с изменениями процесса топливоподдачи и смесобразования. Анализ исследований показал, что

существенное влияние на параметры топливоподачи оказывает изменение остаточного давления в нагнетательной магистрали. Положительный опыт применения повышенных $P_{нач}$ для улучшения рабочего процесса на отдельных режимах работы дизелей приведен в работах, выполненных в МАДИ, ЦНИДИ, ЦПИ и МВТУ. Известные системы топливоподачи являются в основном однорежимными, что ограничивает возможность их применения. Анализ предложенных в СССР и за рубежом конструкций устройств для управления $P_{нач}$ позволил систематизировать их по принципу создания $P_{нач}$ и заключить, что наибольшими функциональными возможностями обладает система, предложенная в МВТУ им. Н.Э.Баумана, которая принята в качестве базовой для решения задач, поставленных в настоящей работе.

На основе рассмотренных работ, формулируются пути сокращения эксплуатационного расхода топлива для дизелей в зависимости от их основного назначения.

Для дизелей, работающих преимущественно в условиях установившихся режимов следует определить и реализовать закономерность изменения $P_{нач}$, обеспечивающую минимальные удельные расходы топлива; для транспортных дизелей, работающих преимущественно в условиях неустойчивых режимов следует, кроме того, определить и реализовать закономерность изменения $P_{нач}$, обеспечивающую улучшенное протекание внешней динамической характеристики, сокращающей время разгона.

Во второй главе даны теоретические предпосылки возможности улучшения экономичности дизеля при работе на режимах отличных от номинального, управлением начальным давлением топлива в нагнетательной магистрали. Разработана конструктивная схема, алгоритм и программа ее расчета, определены параметры конструктивных элементов системы топливоподачи с управлением $P_{нач}$.

Схема предложенной системы топливоподачи показана на рис.1. Аккумулятор 1 подключен к штуцеру впрыскивающей секции 2 с помощью клапана создания $P_{нач}$ 3 и дроссели 4. Аккумулятор сообщен так же с источником давления топлива и устройством управления давлением, исполнительным механизмом которого являясь подпружиненный золотник 6, снабженный управляющей кромкой 7 и установленный во втулке с перепускным окном 8.

Управление давлением в аккумуляторе осуществляется поворотом золотника 6. Из аккумулятора топлива поступает в нагнетательную магистраль через клапан создания $P_{нач}$ в промежутках между впрысками (рис.2).

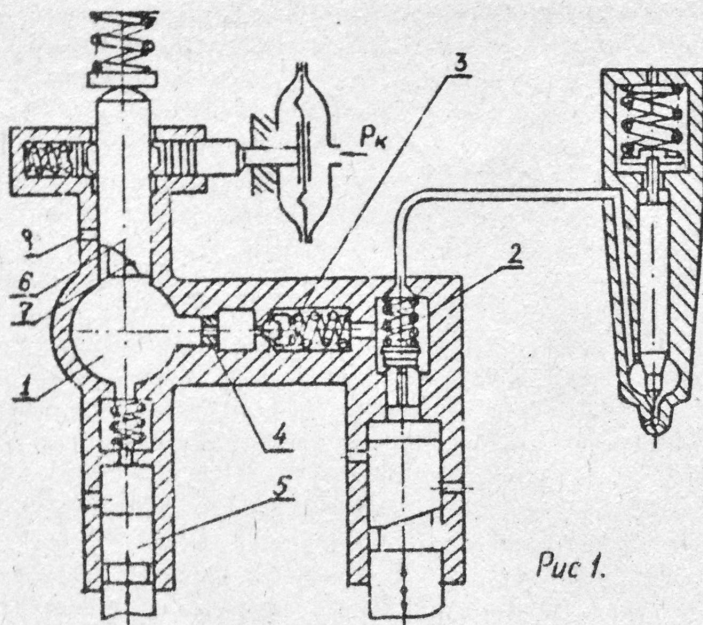


Рис. 1.

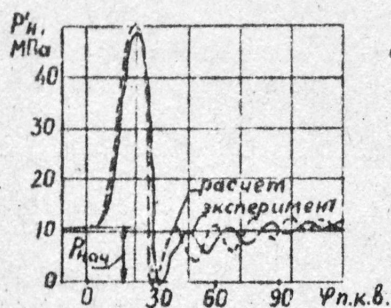


Рис. 2

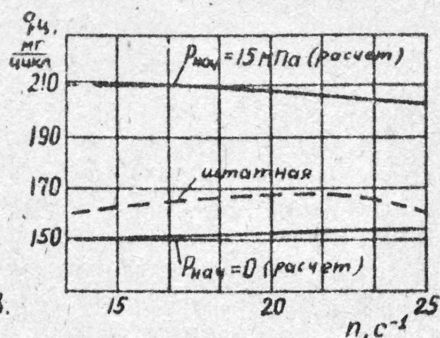


Рис. 3

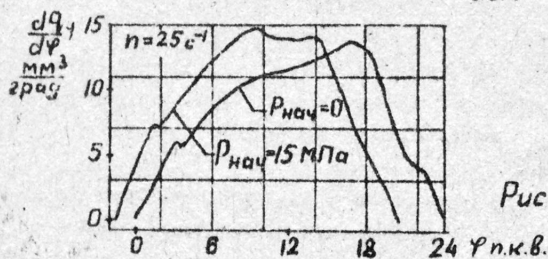


Рис. 4

Методика гидродинамического расчета процесса впрыска, разработанная И.В.Астаховым и Л.Н.Голубковым дополнена блоком расчета устройства создания $P_{нач}$.

При разработке математической модели устройства создания $P_{нач}$ приняты следующие допущения:

1. Процесс заполнения аккумулятора и установление в нем необходимого давления заканчивается перед расчетным циклом впрыска.

2. В процессе перетекания топлива из аккумулятора в нагнетательную магистраль, золотник под действием пружины и давления топлива совершает колебательное движение и постепенно продвигается внутрь аккумулятора, изменяя его объем.

При этом перепускное окно в регулятора течение времени создания $P_{нач}$ остается закрытым.

Расчет устройства создания $P_{нач}$ производится в следующем порядке:

1. Производится вычисление параметров движения клапана создания $P_{нач}$ 3 и расход через него.

2. Вычисляется давление в полости дросселя и расход через дроссель.

3. Вычисляются параметры в аккумуляторе.

4. Вычисляются параметры движения золотника регулятора.

Сила, действующая на клапан и определяющая параметры его движения равна $X/$:

$$F_{кл} = f_{кл}(P_n - P_n') - f_{кл}P_{кло} - \delta_{кл}h_{кл} \quad (1)$$

В этом уравнении первый член выражения правой части представляет собой усилие, создаваемое перепадом давления между полостью дросселя и штуцером насоса, второй член - усилие предварительной сжатия пружины клапана, третий - усилие сжатия пружины при движении клапана.

Уравнение движения клапана в виде удобном для интегрирования по углу поворота кулачкового вала записывается следующим образом:

$$\frac{dC_{кл}}{d\varphi} = \frac{F_{кл}}{b_{пткл}} \quad \text{и} \quad \frac{dh_{кл}}{d\varphi} = \frac{C_{кл}}{b_n} \quad (2)$$

При интегрировании численным методом значения скорости и перемещения клапана на i -ом шаге определяются выражениями:

$X/$ В работе использованы общепринятые обозначения физических величин

$$C_{кл i+1} = C_{кл i} + \Delta \varphi \left(\frac{dC_{кл}}{d\varphi} \right)_i, \quad h_{кл i+1} = h_{кл i} + \Delta \varphi \left(\frac{dh_{кл}}{d\varphi} \right)_i \quad (8)$$

где $\Delta \varphi$ - шаг интегрирования.

Изменение давления в полости дросселя и аккумулятора описываются уравнениями:

$$dP_n = \frac{dQ_n}{\alpha_n V_n}; \quad dP_{ак} = \frac{dQ_{ак}}{\alpha_{ак} V_{ак}} \quad (4)$$

где $P_n, P_{ак}$; $dQ_n, dQ_{ак}$; $V_n, V_{ак}$; $\alpha_n, \alpha_{ак}$ - давления, расходы топлива, объемы и коэффициенты сжимаемости соответственно полости дросселя и аккумулятора.

Обозначая $dQ_n = \Sigma q_n$ и $dQ_{ак} = \Sigma q_{ак}$ представим изменение количества топлива, находящегося в объеме полости дросселя в виде:

$$\Sigma q_n = q_{зр} - q_{кл} \quad (5)$$

где

$$q_{зр} = \zeta_{зр} m_{зр} f_{зр} \sqrt{2g\gamma(P_{ак} - P_n)} \quad (6)$$

расход через дроссель, а

$$q_{кл} = \zeta_{кл} m_{кл} f_{кл} \sqrt{2g\gamma(P_{ак} - P_n)} \quad (7)$$

- расход через клапан
создания $P_{нач}$, которые определяются перепадами давлений и проходными сечениями.

Единичные функции принимают следующие значения в зависимости от соотношений между давлениями в аккумуляторе ($P_{ак}$), полости дросселя (P_n) и штуцере топливного насоса (P'_n):

$$\zeta_{зр} = \begin{cases} +1 & \text{при } P_{ак} > P_n \\ -1 & \text{при } P_{ак} < P_n \end{cases}; \quad \zeta_{кл} = \begin{cases} +1 & \text{при } P_n > P'_n \\ -1 & \text{при } P_n < P'_n \end{cases} \quad (8)$$

Движение золотника регулятора описывается уравнениями, аналогичными уравнениям движения клапана.

В отличие от базовой методики и алгоритма расчета суммарный текущий расход через штуцер насоса, определяющий изменение давления в нем записывается в следующем виде:

$$\Sigma q_n = q_n + f_k C_k - f_t u(0, t) + q_{кл} \quad (9)$$

где q_k — расход через нагнетательный клапан.
 ΔC_k — изменение объема "штуцера" при движении нагнетательного клапана,

$\int_0^t u(t) dt$ — расход топлива через сечение трубопровода в начале координат, т.е. на выходе из штуцера насоса.

$q_{кл}$ — расход через клапан создания $P_{нач}$.

Интегральная величина $Q_{кл}$ используется для вычисления $P_{нач}$ в нагнетательной магистрали по формуле:

$$P_{нач} = \frac{Q_k - Q_{ф} + \Delta P_{нач} V_c P_{нач} + Q_{кл}}{\Delta C_k V_c} \quad (10)$$

в числителе которой количество топлива, находящегося в нагнетательной магистрали к концу процесса создания начального давления.

Д. 1 расчетно-теоретического анализа процесса впрыска системы топливоподачи с РНД разработана программа, написанная на языке "FORTRAN-4" и реализованная на ЭЦМ ЕС-1020.

Проведенные расчеты позволили определить основные параметры конструктивных элементов топливной аппаратуры, обеспечивающие управление начальным давлением в нагнетательной магистрали.

Работоспособность и выходные характеристики предложенной топливной аппаратуры определяются в основном диаметром дросселя и объемом аккумулятора.

Расчет показал, что в данной системе топливоподачи лучшие результаты получаются с дросселем $d = 0,2$ мм и объемом аккумулятора $V_{ак} = 40$ см³.

Расчеты процесса впрыска топливной аппаратуры с управлением $P_{нач}$ для дизеля 6ЧН 15/18 на различных режимах позволили проанализировать возможные изменения основных параметров, характеризующих процесс впрыска при различных значениях начального давления в нагнетательной магистрали.

Величина q_u , при неизменном активном ходе плунжера топливного насоса, зависит (на любом режиме работы) от начального давления. Поэтому управляя величиной $P_{нач}$, можно получить любую желаемую форму скоростной характеристики в пределах между кривыми, полученными при $P_{нач} = 0$ — $P_{нач} = 15$ МПа (рис. 8). Необходимая величина $P_{нач}$ на заданном скоростном режиме может быть рассчитана по величине цикловой подачи.

При постоянной цикловой подаче с изменением $P_{нач}$ одновременно изменяется величина активного хода (h_a) плунжера.

В результате, при увеличении $P_{нач}$ сокращается продолжительность впрыска. При этом увеличивается максимальное давление топлива во всех расчетных полостях насоса и форсунки. Так, максимальное давление в штуцере насоса увеличивается на 5 МПа. Результирующее влияние увеличения $P_{нач}$ на процесс подачи топлива проявляется в изменении характеристики впрыска по углу поворота коленчатого вала.

Расчетные дифференциальные характеристики впрыска $\frac{dq_u}{d\varphi} = f(\varphi)$ при $P_{нач} = 0$ и $P_{нач} = 15$ МПа представлены на рис. 4. Следует отметить увеличение и перемещение максимума скорости впрыска топлива в сторону меньшего угла поворота коленчатого вала.

Изменение положения максимума связано с одной стороны со смещением всей диаграммы топливоподачи по углу поворота, и, с другой стороны, с изменением формы кривой характеристики впрыска. Расположение кривой по углу поворота коленчатого вала, а также изменение ее формы свидетельствует об увеличении угла опережения впрыска и интенсификации впрыска в начальной и средней фазе.

Таким образом, расчеты показывают, что увеличение начального давления топлива в нагнетательной магистрали позволяет с одной стороны, при неизменном h_0 получать изменение величины q_u и использовать этот эффект для управления скоростной динамической характеристикой топливоподачи с целью сокращения времени разгона дизеля и с другой стороны, при неизменной q_u получать изменения основных параметров, характеризующих процесс впрыска, что открывает перспективы для повышения экономичности рабочего процесса дизеля.

Однако, многофакторность связей процессов впрыска и сгорания позволяет определить закон рационального изменения $P_{нач}$, обеспечивающего снижение эффективного расхода топлива только экспериментальным путем.

Методика экспериментального определения рационального изменения $P_{нач}$ рассмотрена в главе 3 и 4.

В работе рассмотрен выбор внешней динамической характеристики крутящего момента дизеля 6ЧН 15/18 обеспечивающий сокращение в два раза времени выхода на номинальный режим установки с балансирующей динамомашинной МБП 55/84 с установившегося режима с параметрами $M_e = 0,57$ кДж, $n = 13,3$ с⁻¹.

Движение коленчатого вала двигателя описывается уравнением:

$$J_c \frac{d\omega}{dt} = M_e - M_n$$

где J_c — суммарный момент инерции вращающихся масс установки.

Режим разгона дизеля в составе транспортной установки осуществляется под нагрузкой и представляется как переход с одного значения относительной мощности $\bar{N}_{e1}$ к другому $\bar{N}_{e2}$ за требуемое время τ_{pt} , которое определяется конкретными условиями работы установки.

На участке линейного изменения $M_e = f(\omega)$ и $M_n = f(\omega)$ время разгона определяется выражением

$$\tau_{pi} = -\frac{J_c}{A} \ln \left| \frac{B - A\omega_{i+1}}{B - A\omega_i} \right| \quad (11)$$

общее время разгона $\tau_p = \sum_{i=1}^K \tau_{pi}$, а изменение угловой скорости на участке от ω_i до ω_{i+1} выражением:

$$\omega = \frac{B}{A} - \left(\frac{B}{A} - \omega_i \right) \exp \left(-\frac{A}{J_c} \tau \right) \quad (12)$$

На основе выражений (11, 12) получена необходимая внешняя динамическая характеристика $M_{et} = f(n)$, обеспечивающая заданное время разгона (рис. 7). Затем сделан переход к характеристике $q_n = f(n)$ с приближенной оценкой изменения эффективного КПД в условиях рассматриваемого переходного режима.

Расчетная кривая $P_{нач}(n)$, обеспечивающая необходимую характеристику цикловой подачи в режиме разгона для получения желательной внешней динамической характеристики крутящего момента и τ_{pt} представлена на рис. 7.

В качестве задающего параметра для управления $P_{нач}$ в зависимости от режима работы дизеля предложено использовать давление наддува (P_k). Эта величина характеризует работу дизеля на установившихся режимах и при разгоне. Устройство, схема которого показана на рис. 1, обеспечивает возможность реализации требуемой закономерности изменения $P_{нач}$ при работе дизеля.

Глава 3 посвящена описанию экспериментальной установки, комплекса контрольно-измерительной аппаратуры, методики экспериментальных исследований, а также определению погрешностей измерений.

Объектом исследования является дизель 6ЧН 15/18, установленный на стенде с балансирной динамомашинной МБП-55/34 в качестве тормозного устройства. Испытательный стенд снабжен системами обеспечения и средствами контроля нормальной работы дизеля и тормозного устройства на всех режимах, а также комплексом измерительной аппаратуры, позволяющей регистрировать, определять и анализировать основные параметры рабочего процесса: n , G_t , P_2 , $\left(\frac{dP_2}{d\varphi} \right)_{max}$.

$n_{тк}$, T_t , G_v , P_k , P'_H и ряд других параметров на установившихся и переходных режимах.

В соответствии с задачами работы, экспериментальные исследования разделились на две части.

На установившихся режимах.

1. Определение закономерности изменения $P_{нач} = f(M_e, n)$ обеспечивающего минимальный расход топлива. Для этого снята серия скоростных характеристик при $M_0 = (0,25; 0,5; 0,75; 1)$ $M_{0H} = Const$ и $P_{нач} = f(P_k)$.

2. Формирование внешней характеристики двигателя управлением $P_{нач} = f(P_k)$ и $h_p = f(P_k)$ при условии непревышения заградительных параметров двигателя более чем на 5% ($T_{г max}$, $n_{тк}$, P_2 , $(\frac{dP_2}{d\varphi})_{max}$).

3. На номинальном и частичном режиме при $M_0 = 0,57$ кДж и $n = 13,3 \text{ с}^{-1}$ проверена возможность дополнительного улучшения экономичности дизеля при изменении угла опережения впрыска.

На неустановившихся режимах.

1. Определение возможности получения заданной внешней динамической характеристики дизеля, обеспечивающей сокращение времени разгона. При этом управление $P_{нач}$ осуществляется по давлению наддува.

2. Определение возможности снижения динамических параметров цикла управлением дополнительно, упором максимальной подачи топлива по наддуву и уменьшением установленного угла опережения впрыска.

3. Определение работоспособности системы автоматического регулирования скорости дизеля при работе с системой управления начальным давлением топлива. Эксперимент проводится сбросом нагрузки путем отклонения возбуждения балансирной динамомашин.

Четвертая глава посвящена экспериментальному исследованию оптимальной системы топливоподачи на дизеле 6ЧН 15/18.

Экспериментальные данные подтверждают полученные в главе 2 теоретические предпосылки влияния $P_{нач}$ на параметры впрыска. Изменения в характере процесса топливоподачи приводят к более благоприятному протеканию смесеобразования и сгорания, увеличивается $(\frac{dP_2}{d\varphi})_{max}$ на $0,1 \pm 0,2$ МПа/град и P_2 на $0,6 \pm 0,9$ МПа. Указанные величины остаются при этом в допустимых пределах и способствуют быстрой раскрутке коленчатого вала при разгоне.

Лучшее сочетание параметров рабочего процесса достигается на номинальном режиме при $P_{нач} = 8$ МПа, при этом g_e улучшается на $8,2$ г/кВтч. По мере снижения нагрузки и частоты вращения коленчатого вала наилучшая экономичность достигается при большем значении $P_{нач}$. Так на режиме $M_0 = 0,5$ $M_{0н}$ и $n = 13,3$ с⁻¹ наилучшая экономичность имеет место при $P_{нач} = 14$ МПа.

На всех исследованных режимах наблюдается сокращение продолжительности впрыска на $4 \div 5^\circ$ п.к. и увеличение опережения впрыска на $1 \div 1,5^\circ$. Максимальное давление топлива в нагнетательной магистрали при впрыске увеличивается на $3 \div 4$ МПа. Значения $P_{нач}$, обеспечивающие минимальные удельные расходы топлива при работе дизеля на различных установившихся режимах, показаны в секторе А номограммы для определения статических характеристик устройства управления $P_{нач}$ (рис.5). В секторе Б представлены зависимости $P_k = f(M_0; n)$, соответствующие оптимальным по критерию экономичности законам изменения $P_{нач} = f(M_0; n)$. Измеритель давления наддува имеет линейную статическую характеристику $S' = f(P_k)$ сектор В. В секторе Г представлены четыре характеристики исполнительного элемента для требуемого значения $P_{нач}$. Аппроксимируя полученные зависимости одной, получаем характеристику исполнительного элемента $P_{нач} = f(S')$ обеспечивающую минимальные на установившихся режимах работы двигателя.

Изменение экономичности при работе дизеля с опытной системой топливоподачи по сравнению со штатной на режимах скоростной характеристики с $M_0 = 0,75$ $M_{0н} = Const$ приведено на рис.6

При повышении $P_{нач}$ лучшая экономичность достигается при меньших на $1,5 \div 2^\circ$ углах опережения впрыска, при этом дополнительное снижение g_e составляет $2,8 \div 4$ г/кВтч. Для обеспечения надежной работы дизеля в условиях внешней характеристики при управлении $P_{нач}$ необходимо одновременно изменять положение упора в сторону уменьшения подачи топлива. Профилирование косо́й поверхности клина, являющегося управляемым упором максимальной подачи топлива, осуществляется по экспериментальной зависимости $h_p = f(r)$ по условию непрывышения заградительных параметров дизеля более чем на 5%.

Аналогично описанному выше определялись статические характеристики устройства управления $P_{нач}$ для реализации закономерности его изменения, обеспечивающей сокращение времени выхода установившегося на номинальный режим. На рис.7 показаны измерения при разгоне величины $P_{нач}$ и крутящего момента в сравнении со штатной топливо-

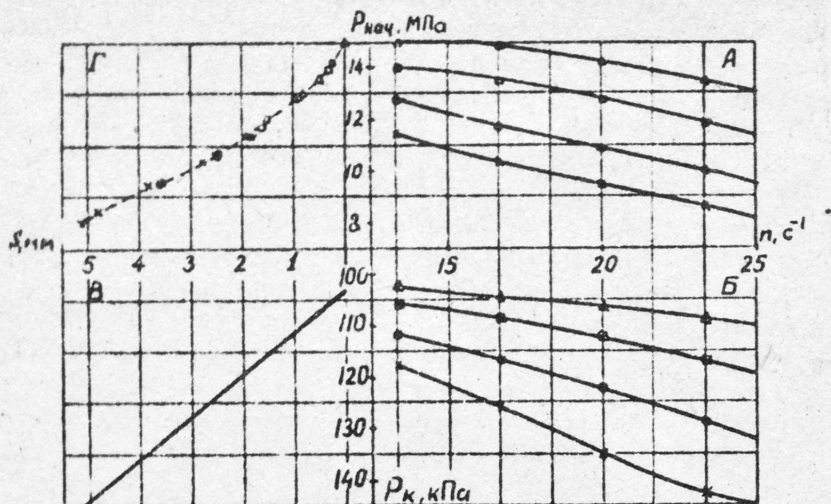


Рис. 5

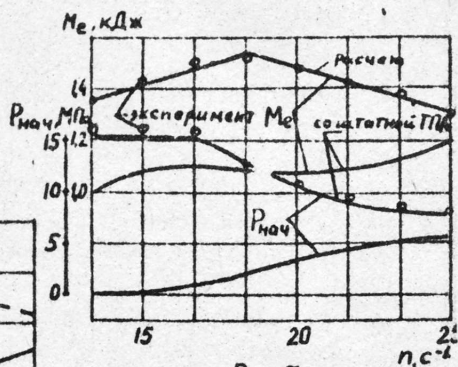


Рис. 7

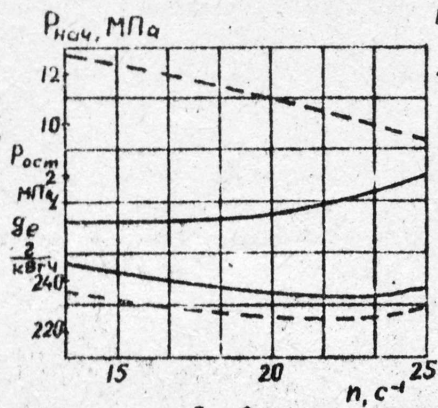


Рис. 6

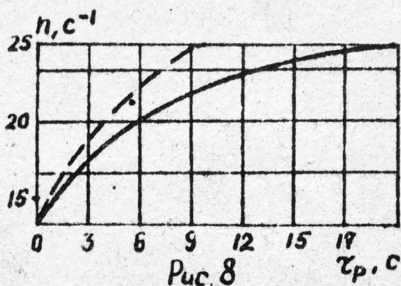


Рис. 8

продающей аппаратурой (ТНА). Повышенные значения $P_{нач}$ приводят к интенсификации процессов впрыска и увеличению цикловой подачи. Эффективный крутящий момент дизеля достигает $1,54 \pm 1,4$ кДж в диапазоне $13,3 \pm 18,3$ с⁻¹. В результате скорость вращения коленчатого вала достигает величины $16,7$ с⁻¹ в течение первых $1,5$ с с начала разгона (рис.8). При этом все основные параметры цикла остаются в допустимых пределах.

При разгоне дизеля со штатной системой топливоподачи совершаются 416 оборотов коленчатого вала за 21 секунду и затрачивается 210 г. топлива. При разгоне дизеля с системой топливоподачи, обеспечивающей необходимое изменение $P_{нач}$, совершается 206 оборотов коленчатого вала, что приводит к сокращению затрачиваемого топлива до 134 г и времени разгона до 9,8 с. Система регулирования скорости дизеля работала устойчиво на всех исследованных режимах с опытной системой топливоподачи.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Анализ выполняемых ранее работ проблемной лаборатории "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" МВТУ им.Баумана и результаты настоящего исследования показывают, что метод регулирования начального давления топлива в нагнетательной магистрали топливного насоса высокого давления является эффективным средством повышения экономичности работы автотракторного дизеля с турбонаддувом как на установившихся, так и переходных режимах.

2. Разработана система топливоподачи для дизеля с управлением начальным давлением по давлению наддува.

3. Для расчета предложенной системы топливоподачи применен метод гидродинамического расчета с дополнениями, учитывающими конструктивные особенности устройства управления $P_{нач}$.

4. Испытания предложенной системы топливоподачи на дизеле 6ЧН 15/18 подтвердили:

а) снижение удельного эффективного расхода топлива составило не менее 7 г/кВт·ч;

б) сокращение времени разгона с 21 до 9,8 с при уменьшении расхода топлива на разгон с 210 до 134 г.

5. Разработанная система топливоподачи с управлением $P_{нач}$ принята к экспериментальной проверке Владимирским тракторным заводом для выпускаемых им двигателей и Ногинским заводом топливной аппаратуры.

6. Ожидаемый экономический эффект от внедрения предложенной системы топливоподачи на дизеле Д144 составляет 200 руб. в год на один дизель.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Долинский Г.И., Попов В.П. Определение подачи топлива на неустановившихся режимах.- Известия вузов. Машиностроение, 1975, № 10, с 95-96.

2. Система топливоподачи в двигатель внутреннего сгорания /Леонов О.Б., Арапов В.В., Попов В.П., Федотов И.В.- Машины, приборы, стенды. Каталог,- М., 1980, № 7, с.85.

Б. Леонов О.Б., Попов В.П. Применение системы топливоподачи с РНД для улучшения экономичности транспортного дизеля.- В кн.: Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив- М., 1980, с.67.

4. А.с.646080 (СССР). Система подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания /Леонов О.Б., Арапов В.В., Попов В.П., Федотов И.В., Никушин В.И., Леонов И.В.- Оpubл. в Б.И.1979, № 5.

5. А.с. 714088 (СССР). Система подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания /Леонов О.Б., Арапов В.В., Павликов В.Г., Попов В.П.- Оpubл. в Б.И. 1980, № 5.

6. А.с. 750117 (СССР) Двигатель внутреннего сгорания /Леонов О.Б., Попов В.П., Тарханов О.А., Арапов В.В.- Оpubл. в Б.И.1980, № 27.

