005007455

Боковиков Алексей Николаевич

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТУРБРОКОМПРЕССОРА С ТУРБИНОЙ ИЗМЕНЯЕМОЙ ГЕОМЕТРИИ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ

Специальность 05.04.02 – Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени

кандидата технических наук

12 ЯНВ. 2012

Москва – 2011 г.

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор Девянин Сергей Николаевич

кандидат технических наук, доцент Епифанов Вячеслав Сергеевич

Ведущее предприятие МАДГТУ (МАДИ)

Защита диссертации состоится « 22 » декабря 2011 г. в 14^{00} на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 при Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, МГТУ им. Н.Э. Баумана, учёному секретарю диссертационного совета Д 212.141.09.

Автореферат разослан «__» _____ 2011 г.

Учёный секретарь диссертационного совета
кандидат технических наук, доцент Тумашев Р.З.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность диссертационной работы.

Использование в современных двигателях перспективных систем топливоподачи, воздухоснабжения, рециркуляции отработавших газов, очистки выхлопных газов от вредных веществ требует чёткого и точного регулирования.

В настоящее время большое распространение получила система наддува с турбокомпрессором (ТКР) с изменяемой геометрией турбины (ИГТ). Применение турбокомпрессора с ИГТ позволяет улучшать экологические и экономические показатели дизеля путём регулирования давления воздуха во впускном трубопроводе практически на всех режимах работы двигателя, в том числе – на режимах малых нагрузок.

Практически все современные программные системы управления дизелями базируются на использовании калибровочных таблиц, исходными параметрами для которых являются частота вращения коленчатого вала (КВ) n и эффективный крутящий момент M_e. Данные калибровочные таблицы, которые называются базовыми, получают в результате оптимизации рабочего процесса двигателя. Достижение режима работы дизеля с заданными оптимальными параметрами рабочего процесса обеспечивается регуляторами, законы регулирования для которых определяются также в процессе оптимизации.

До недавнего времени процесс отладки систем управления и составления калибровочных таблиц осуществлялся только на экспериментальных стендах. В настоящее время всё более широкое распространение получает метод полунатурного моделирования, при котором реальный микропроцессорный блок управления (БУ) и, при необходимости, другие элементы (датчики, исполнительные устройства) системы автоматического управления (САУ) сопрягаются с математической (компьютерной) моделью создаваемого или испытываемого двигателя.

Оптимизация рабочего процесса дизеля и разработка САУ давлением наддува с применением метода полунатурного моделирования на установившихся и неустановившихся режимах является одной из актуальных задач современного двигателестроения.

Цель диссертации.

Целью диссертации является разработка САУ давлением наддува автомобильного дизеля с турбокомпрессором с изменяемой геометрией турбины, обеспечивающей повышение экономических и улучшение экологических показателей работы дизеля на статических и динамических режимах.

Для достижения поставленной цели были решены следующие **основные задачи:**

– разработка динамической математической модели комбинированного дизеля для расчётного исследования и полунатурного моделирования динамических режимов в масштабе реального времени;

– проведение экспериментальных исследований статических режимов

дизеля с целью оптимизации давления наддува и получения характеристик для составления модели;

– получение значений давления наддува и положения направляющих лопаток ИГТ в поле режимов работы дизеля путём оптимизации рабочего процесса дизеля по критериям, учитывающим экономичность и экологические показатели;

– разработка САУ давлением наддува с использованием методов полунатурного моделирования;

– проведение экспериментальных исследований статических и динамических режимов работы дизеля с разработанной САУ давлением наддува.

Научная новизна.

По результатам экспериментального исследования статических режимов дизеля проведена оптимизация давления наддува и положения направляющих лопаток турбины в поле режимов работы дизеля. Получены необходимые для математической модели характеристики и дано обоснование метода разработки динамической модели дизеля и САУ давлением наддува.

Разработана математическая динамическая модель дизеля с турбокомпрессором с ИГТ, обеспечивающая полунатурное моделирование режимов работы с требуемой точностью в масштабе реального времени.

Разработана структура регулятора САУ давлением наддува, обеспечивающая высокое качество процесса регулирования.

По результатам полунатурного моделирования переходных процессов с использованием разработанной модели дизеля проведена оптимизация коэффициентов закона регулирования САУ давлением наддува.

Объекты исследования.

Объектами исследования являются комбинированный дизель 4ЧН 8/7,95 с турбокомпрессором с ИГТ и САУ давлением наддувочного воздуха.

Методы исследования.

Исследования проводились следующими методами:

– методом анализа информационных источников;

– методами теории рабочих процессов комбинированных двигателей, теории автоматического управления и регулирования, параметрической оптимизации;

– методом экспериментального и расчётного исследования установившихся и неустановившихся режимов комбинированного дизеля;

– методом полунатурного моделирования переходных процессов комбинированного дизеля и САУ давлением наддува.

Достоверность научных положений.

Достоверность научных положений подтверждена соответствием результатов расчётного исследования и полунатурного моделирования в реальном времени установившихся и динамических режимов работы экспериментальным данным, полученным при работе дизеля.

Научные положения, выносимые на защиту:

– методика разработки математической динамической модели дизеля с турбокомпрессором с изменяемой геометрией турбины для полунатурного моделирования режимов работы с требуемой точностью в масштабе реального времени;

– методика и результаты оптимизации давления наддува и положения направляющих лопаток турбины изменяемой геометрии в поле режимов работы дизеля;

– структура регулятора давления наддува и положения направляющих лопаток турбины изменяемой геометрии, обеспечивающего высокую точность установки и качество процессов регулирования;

– методика оптимизации коэффициентов закона регулирования САУ давлением наддува по результатам полунатурного моделирования переходных процессов с использованием разработанной модели дизеля.

Практическая ценность результатов.

Разработанная математическая модель комбинированного дизеля с турбокомпрессором с ИГТ для полунатурного моделирования позволяет ускорить и удешевить процесс разработки, отладки и настройки элементов САУ дизелей, а также значительно сократить использование дорогостоящих экспериментальных испытаний.

Разработанная САУ давлением наддува может быть использована в дизелях с турбокомпрессором с изменяемой геометрией турбины для повышения экономических и экологических показателей работы на установившихся и неустановившихся режимах.

Область применения результатов.

Разработанные математическая динамическая модель дизеля с турбонаддувом и регулятор давления наддува могут использоваться на предприятиях, занимающихся проектированием и производством дизелей, а также САУ двигателей.

Апробация и внедрение результатов.

По результатам диссертации сделаны доклады: на научно-технической конференции «3-и Луканинские чтения, решение энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе» в МАДИ (ГТУ) в 2007 году; на Всероссийском научно техническом семинаре (ВНТС) им. проф. В.И. Крутова по автоматическому управлению и регулированию теплоэнергетических установок в МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2008 и 2009 г.

Результаты диссертации внедрены в ФГУП «НАМИ» и ЗАО «ДизельКАР» (г. Москва).

Публикации.

По результатам диссертации опубликовано 4 научных статьи, из них 2 – в журналах, рекомендованных ВАК для кандидатских диссертаций по данному направлению.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения, списка ли-

тературы и приложения. Общий объём работы 171 станица, включая 83 рисунка, 4 таблицы. Список литературы содержит 109 наименований на 9 страницах. Приложение на 2 страницах содержит документы о внедрении результатов работы.

СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обоснована актуальность использования турбокомпрессора с ИГТ для улучшения экологических и экономических показателей дизелей и полунатурного моделирования в процессе разработки систем управления дизелями для сокращения сроков проектирования и снижения затрат на доводку систем. Дана общая характеристика диссертационной работы.

В первой главе приведён аналитический обзор работ, посвящённых системам турбонаддува, проектированию систем управления и математическому моделированию двигателей, выполненных отечественными и иностранными исследователями.

Анализ систем турбонаддува показал, что на сегодняшний день наибольшее распространение получила система турбонаддува с изменяемой геометрией турбины. С одной стороны, данная система увеличивает мощность турбины при низком расходе и температуре отработавших газов (ОГ), с другой – обеспечивает требуемую мощность турбины и ограничение давления на входе в турбину на режимах высоких скоростей и нагрузок дизеля. Данная система позволяет получить лучшую характеристику изменения давления наддува в поле режимов работы дизеля по сравнению с системой перепуска ОГ мимо турбины и повышения давления уже с низких частот вращения вала дизеля. Требуемые значения давления наддува устанавливаются в более широком диапазоне рабочих режимов двигателя, за счёт чего повышаются динамические свойства дизеля и улучшаются показатели токсичности.

Анализ существующих методов моделирования и математических моделей дизелей показал, что для полунатурного моделирования динамических режимов в реальном времени наиболее эффективно использовать модели, сочетающие физические соотношения с эмпирическими зависимостями между параметрами рабочего процесса комбинированного двигателя.

На основе выполненного анализа опубликованных работ по рассматриваемой тематике и требований, предъявляемых к современному двигателестроению по улучшению показателей экономичности и токсичности, были определены цель и основные задачи диссертационной работы.

Вторая глава посвящена разработке математической динамической модели дизеля с системой впрыска Piezo Common Rail, турбонаддувом с использованием ТКР с ИГТ, перепуском и охлаждением наддувочного воздуха.

В процессе разработки модели дизель разбивался на отдельные блоки (рис. 1): поршневая часть (ПЧ), турбокомпрессор (ТРК), впускной трубопровод (ВпТ), выпускной трубопровод (ВыпТ), охладитель надувочного воздуха (ОНВ), система рециркуляции отработавших газов (СР). Связи системы рециркуляции с впускным и выпускным трубопроводами учитываются в узлах смешения (См) и разделения (Разд) потоков газов и воздуха.

Для описания изменения угловых скоростей вала дизеля и ротора ТКР использовались известные уравнения вращения твёрдого тела. Расчёт изменений параметров рабочего процесса на динамических режимах в элементах системы воздухоснабжения проводился по дифференциальным уравнениям динамических балансов потоков энергии или массы.

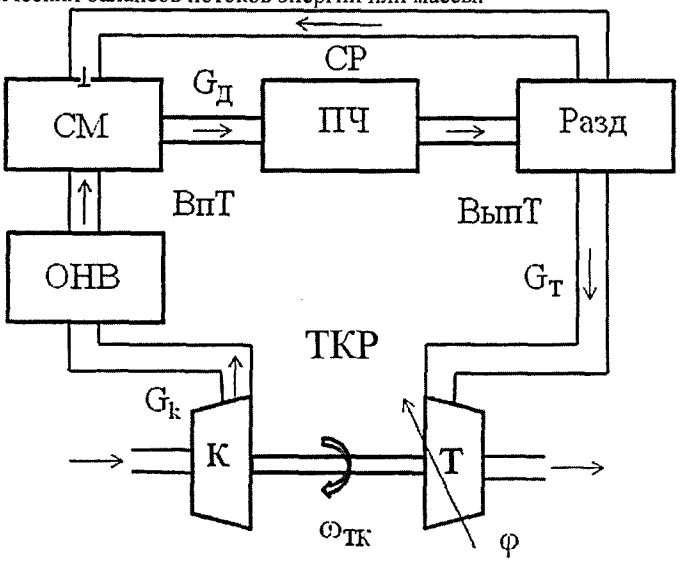

Рис. 1. Расчётная схема системы воздухоснабжения

Система уравнений для нахождения температуры и давления во впускном и выпускном трубопроводах:

$$\frac{dm}{dt}=\sum_i\frac{dm_{вп_i}}{dt}+\sum_j\frac{dm_{вып_j}}{dt};\ \frac{dU_{см}}{dt}=\frac{dQ}{dt}+\frac{dH}{dt};\ \frac{dU_{см}}{dt}=\frac{d(c_{v_{см}}\cdot m\cdot T_{см})}{dt};$$

$$\frac{dQ}{dt}=f(T_к,T_a,G_к);\ \frac{dH}{dt}=\sum_i\frac{d(c_{p_i}\cdot m_i\cdot T_i)}{dt}-\sum_j\frac{d(c_{p_j}\cdot m_j\cdot T_j)}{dt}; \qquad (1)$$

$$pV=mRT_{см};\ G_{выт_{вп}}=\left(\frac{dm_j}{dt}\right)_{вп}=\frac{n\cdot V_h\cdot i\cdot\rho\cdot\eta_v}{120};\ G_{вт_{вып}}=\left(\frac{dm_i}{dt}\right)_{вып}=G_{выт_{вп}}+G_{топл},$$

где $m_{вх_i}$, $m_{вых_j}$ – массы втекающего и вытекающего газов; $U_{см}$ – внутренняя энергии газа в объёме V; Q – теплота, переданная в охладитель наддувочного воздуха (ОНВ); H – сумма энтальпий втекающих и вытекающих потоков газа; $c_{v_{см}}$ – удельная теплоёмкость газа при постоянном объёме; $T_{см}$ – температура газа в объёме V; $T_к$ – температура наддувочного воздуха; T_a - температура атмосферного воздуха; $G_к$ - расход газа через компрессор;.

Для расчёта давления топлива в рампе использовалось уравнение

$p_{топл} = \int_0^t \frac{G_р \cdot K}{V_р} dt$, где $G_р$ - расход топлива через рампу, K – модуль объёмной упругости, $V_р$ – объём рампы.

В результате анализа рабочего процесса агрегатов турбонаддува расходы воздуха через компрессор и отработавших газов через турбину, а также адиабатные КПД компрессора и турбины представлены в виде зависимостей $G_к^{'}(\pi_к, \omega_к^{'})$, $G_т^{'}(\pi_т, \varphi_т)$, $\eta_к(\pi_к, \omega_к^{'})$, $\eta_т(\pi_т, \omega_т^{'}, \varphi_т)$, где $\omega_к^{'}$ – приведённая частота вращения вала ТКР для расчёта компрессора; $\varphi_т$ – сигнал на механизм управления изменяемой геометрией турбины; $\omega_т^{'}$ – приведённая частота вращения вала ТКР для расчёта турбины; $\eta_т$ – адиабатный КПД турбины. Данные зависимости заданы в виде матриц и получены путём экстраполяции исходных экспериментальных данных. Экстраполяция исходных данных проводилась по полиномам, вид которых подбирался из условия соответствия закономерностям протекания рабочего процесса агрегатов турбонаддува, а коэффициенты определялись методом наименьших квадратов.

В качестве примера на рис. 2 приведён результат экстраполяции зависимости расхода воздуха через компрессор.

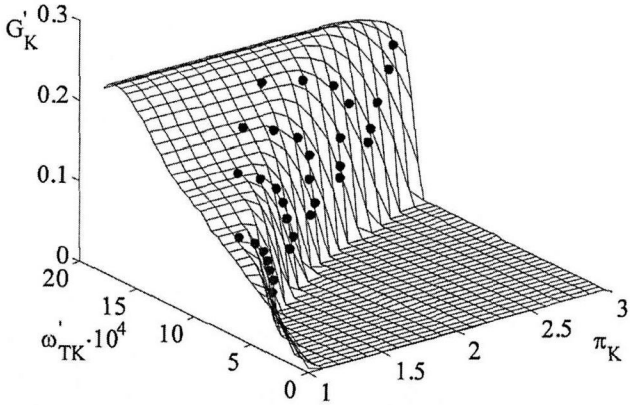

Рис. 2. Расход воздуха через компрессор с экспериментальными данными (•)

Алгоритм разработанной математической динамической модели дизеля с турбонаддувом был реализован в программном комплексе MatLab и интегрированном в него Simulink.

В третьей главе приведены результаты экспериментального исследо-

вания дизеля, в системе наддува которого установлен ТКР с ИГТ, и оптимизации давлений наддува в поле режимов работы двигателя.

На рис. 3 приведена принципиальная схема экспериментальной установки. Режим работы дизеля определялся путём подачи сигнала с пульта управления 1 в БУ 2 о положении педали акселератора (ППА) или о цикловой подаче топлива и сигнала на динамометр 11 о частоте вращения вала дизеля n.

БУ рассчитывает сигналы на исполнительные механизмы гидравлически разгруженных форсунок 6, регулирования давления 8 и расхода 9 топлива в топливоподающей аппаратуре, изменяемой геометрии турбины (МИГТ) 13 на основе данных, поступивших с датчиков расхода воздуха 4, давления и температуры наддувочного воздуха 5, давления топлива в рампе 7, частоты вращения дизеля 12, температуры ОГ 14. Сигналы на исполнительные механизмы можно также задавать с пульта управления 1. Содержание токсичных веществ в ОГ определялось газоанализатором 10. Данные с датчиков, газоанализатора, динамометра поступали в устройство обработки данных 3.

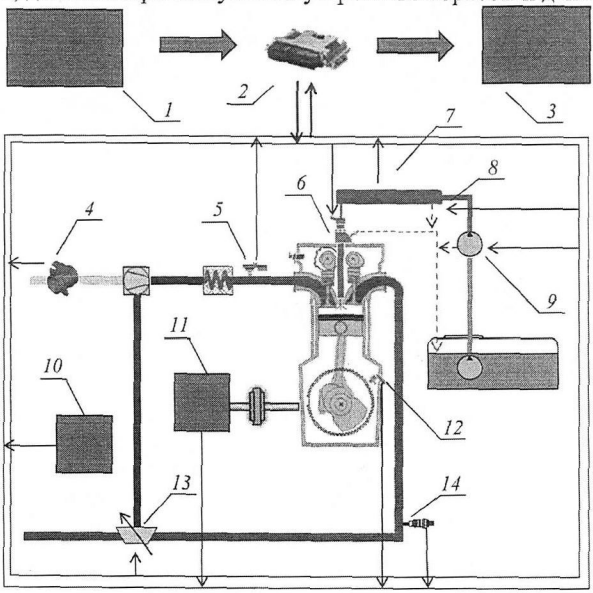

Рис. 3. Принципиальная схема экспериментальной установки для испытания дизеля

В результате экспериментальных исследований были определены эффективные и экологические показатели дизеля на пяти скоростных режимах n = 1000; 1500; 2000; 2500; 4500 мин$^{-1}$. На указанных скоростных режимах последовательно задавалась цикловая подача топлива $G_ц$ = 5; 15; 25; 35; 45 мг/цикл. На каждом режиме измерения осуществлялись при пяти положени-

ях направляющих лопаток турбины изменяемой геометрии $\chi_т$, соответствующих сигналам ШИМ на МИГТ $\varphi_т$ = 0,1; 0,3; 0,5; 0,7; 0,9. Полученные данные были использованы в качестве исходной информации для оптимизации давления наддувочного воздуха и позиции направляющих лопаток с целью снижения эффективного расхода топлива и содержания токсичных веществ в ОГ, определения необходимых для инициализации модели характеристик и предварительной верификации модели.

Процесс оптимизации проводился с целью получения значений давления наддува $p_к$ и сигнала на исполнительный механизм турбины $\varphi_т$ в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы дизеля из условия достижения минимальных значений выбранного критерия оптимальности.

В качестве частных критериев оптимальности выбраны удельный эффективный расход топлива g_e и концентрации выбросов NO_x, CO, CH. Обобщённый критерий оптимальности принимает вид

$J_o = a_{g_e} J_{g_e} + a_{NO_x} J_{NO_x} + a_{CO} J_{CO} + a_{CH} J_{CH}$, где $J_{g_e}, J_{NO_x}, J_{CO}, J_{CH}$ – частные критерии оптимальности соответственно по удельному эффективному расходу топлива, концентрациям выбросов NO_x, CO, CH; $a_{g_e}, a_{NO_x}, a_{CO}, a_{CH}$ – весовые коэффициенты соответствующих частных критериев оптимальности.

На рис. 4 и 5 представлен результат оптимизации рабочего процесса: характеристики давления наддувочного воздуха $p_к$ (рис. 4) и сигнала на исполнительный механизм турбины $\varphi_т$ (рис. 5).

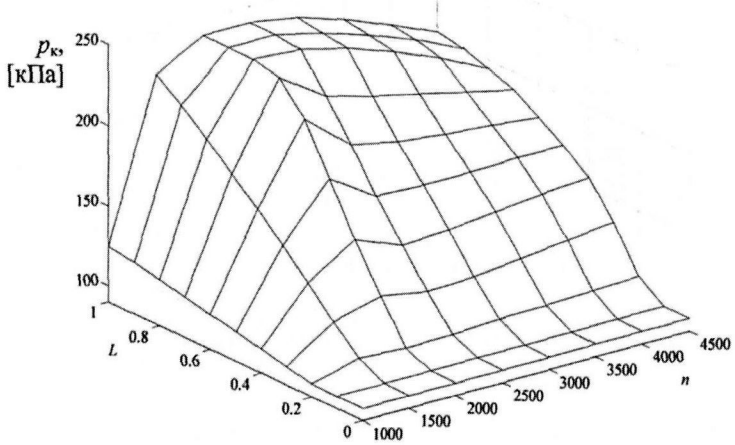

Рис. 4. Оптимальные значения давления наддувочного воздуха $p_к$

Четвёртая глава посвящена разработке САУ давлением наддува с ис-

пользованием метода полунатурного моделирования, экспериментальному исследованию установившихся и неустановившихся режимов работы дизеля.

Для установки полученных значений давления воздуха при работе дизеля была разработана система автоматического управления давлением наддува дизеля с ТКР с ИГТ. Процесс разработки САУ давлением наддува осуществлялся на стенде полунатурного моделирования, схема которого представлена на рис. 6. Стенд включает в себя:

– персональный компьютер для запуска, проведения, обработки и иллюстрации результатов теста;

– БУ (микропроцессорный контроллер) как объект тестирования;

– симулятор – устройство, обеспечивающее расчёт модели и генерацию сигналов связи между натурной и модельной частями стенда: широтно-импульсной модуляции (ШИМ), аналоговых, дискретных и импульсных;

– исполнительный механизм изменения положения направляющих лопаток турбины (МИГТ).

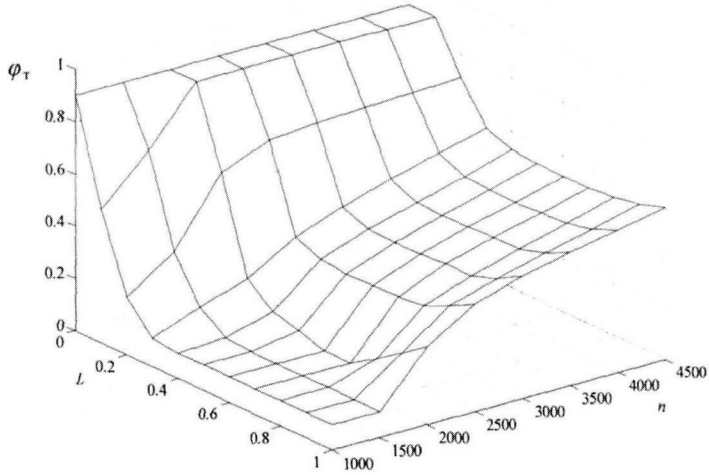

Рис. 5. Оптимальные значения сигнала на исполнительный механизм

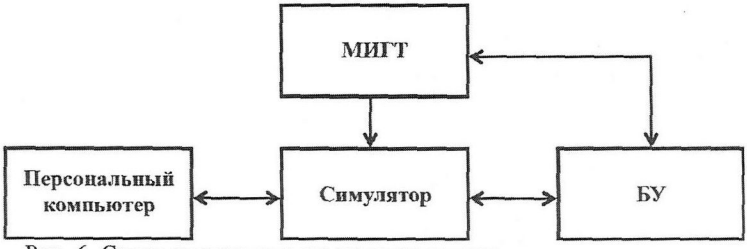

Рис. 6. Стенд полунатурного моделирования

Объектом регулирования САУ является турбина, регулируемым параметром – давление наддувочного воздуха, исполнительным устройством – механизм изменяемой геометрии турбины, датчиками – датчики частоты вращения дизеля n и давления наддувочного воздуха $p_к$. Положение педали акселератора является внешним сигналом управления на систему.

Функциональная схема САУ приведена на рис. 7. САУ включает в себя два связанных контура:

– разомкнутый контур программного управления положением лопаток направляющего аппарата турбины;

– замкнутый контур программного управления давлением наддува.

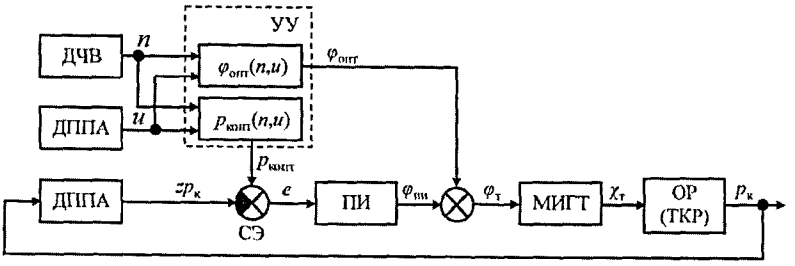

Рис. 7. Функциональная схема САУ

В управляющем устройстве (УУ) системы из входных сигналов датчиков частоты вращения вала дизеля (ДЧВ) n и положения педали акселератора (ДППА) u формируются управляющие воздействия: $\varphi_{опт}$ – для контура управления положением лопаток направляющего аппарата турбины и $p_{копт}$ – для контура управления давлением наддува. Оба контура управления воздействуют на исполнительное устройство САУ – механизм установки лопаток направляющего аппарата турбины (механизм изменяемой геометрии турбины).

Контур управления положением направляющих лопаток турбины является контуром предварительного управления и введён в САУ для повышения быстродействия системы. В нём по сигналам ДЧВ и ДППА определяется для данного режима записанное в матрице значение положения лопаток и соответствующий сигнал посылается на МИГТ. Контур выполнен как разомкнутая система управления и обеспечивает высокое быстродействие САУ на начальном этапе процесса управления, поскольку на его работу не оказывает влияния инерционность турбокомпрессора, которая замедляет функционирование основного замкнутого контура установки давления наддува.

В контуре установки давления наддува по сигналам ДЧВ и ДППА по матрице оптимизированных значений давления наддува для текущего режима работы дизеля определяется требуемое значение давления воздуха $p_{копт}$ и производится стабилизация этого значения. Контур выполнен как замкнутая система регулирования с обратной связью. На сравнивающем элементе (СЭ)

регулятора определяется отклонение действительного значения давления воздуха в виде сигнала с датчика давления наддува (ДДН) $p_к$ от сигнала управления $p_{копт}$, определённого по матрице оптимизированных значений – $e = p_{копт} - p_к$. Из сигнала отклонения в соответствии с законом регулирования в регуляторе формируется сигнал изменения положения лопаток направляющего аппарата турбины $\varphi_{опт}$, который совместно с сигналом, поступающим из разомкнутого контура установки лопаток $\varphi_{пи}$, подаётся на МИГТ. По сигналу $\varphi_т = \varphi_{опт} + \varphi_{пи}$ МИГТ устанавливает соответствующий угол лопаток направляющего аппарата турбины. Замкнутый контур обеспечивает точную установку оптимизированных давлений наддува на различных режимах работы дизеля.

В настоящее время наибольшее распространение в САР теплоэнергетических установок имеет пропорционально-интегрально-дифференциальный (ПИД) закон регулирования. Для системы управления давлением наддува основным входным сигналом является управляющий сигнал на МИГТ и цель работы САУ заключается в установке требуемого значения управляющего сигнала в виде положения направляющих лопаток или давления наддува. В такой САУ дифференциальная составляющая закона регулирования замедляет переходный процесс на начальном этапе процесса регулирования. Поэтому преобразование сигнала отклонения в замкнутом контуре установки давления наддува осуществляется по пропорционально-интегральному (ПИ) закону регулирования.

ПИ-закон регулирования представлен в виде $\varphi_{пи}(t) = k_p e(t) + k_i \int_0^t e(t)dt$,

где k_p и k_i – коэффициенты пропорциональной и интегральной составляющих закона регулирования соответственно; $e = p_{копт} - p_к$ – ошибка регулирования (отклонение давления от оптимизированного значения).

Результирующий сигнал, поступающий на исполнительный механизм направляющих лопаток турбины изменяемой геометрии

$$\varphi_т(t) = \varphi_{пи}(t) + \varphi_{опт}(t).$$

Основная проблема при проектировании ПИ-регулятора состоит в определении коэффициентов пропорциональной и интегральной составляющих k_p и k_i регулирующего воздействия.

Определение коэффициентов k_p и k_i проводилось путём минимизации выбранного критерия оптимальности процесса управления. В данной работе для определения коэффициентов каналов регулирования использовались следующие критерии оптимальности: $J_1 = |A_j| \cdot T_j$; $J_2 = \int_{t_{нач_j}}^{t_{кон_j}} |e| dt$, где A_j и T_j – заброс параметра (давления наддува) и время переходного процесса для j – ой пары k_i и k_p соответственно; $t_{нач_j}$ – время начала анализа процесса для j – ой пары; $t_{кон_j}$ – время окончания анализа для j – ой пары.

Для обеспечения требуемого качества переходных процессов коэффициенты ПИ-закона регулирования были определены на различных режимах работы дизеля, определяющихся частотой вращения дизеля n и относительной нагрузкой на дизель L. Для каждой частоты вращения n= 1000; 1500; 2000; 2500; 3000; 3500; 4000; 4500 осуществлялось изменение нагрузки с L = 0 до L = 0.25, L = 0.5, L = 0.75 и L = 1. При определении коэффициентов ПИ-закона для нагрузки L = 0 использовались переходные процессы изменения нагрузки с L = 1 до L = 0. На рис. 8 в качестве примера представлен результат оптимизации коэффициентов ПИ закона регулирования по критерию J_1 для процесса изменения нагрузки с L = 0 до L = 0.5 при n=2000 мин$^{-1}$.

В результате оптимизации переходных процессов были получены коэффициенты пропорциональной и интегральной составляющих закона регулирования на всём диапазоне рабочих режимов дизеля.

Целью экспериментальных исследований САУ являлись верификация разработанной математической модели САУ давлением наддува дизеля с ТКР с ИГТ и проверка результатов расчётных исследований по оптимизации параметров регулятора. Проводилось сравнение экспериментальных данных, снятых с реального дизельного двигателя с параметрами, рассчитанными в модели дизеля, для одинаковых режимов работы.

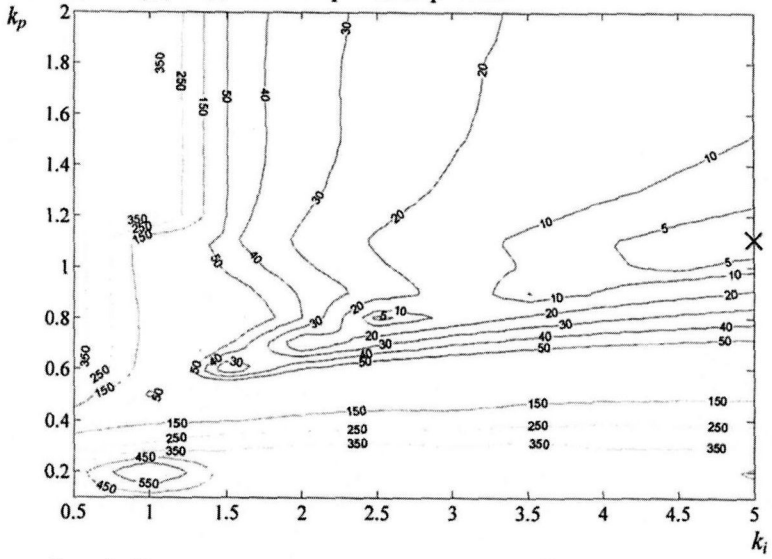

Рис. 8. Результат оптимизации по критерию J_1 для процесса изменения нагрузки с L=0 до L=0.5 при n=2000

Исследовались два типа режимов, характерных для работы САУ: статические и динамические режимы. На статических режимах определяющие данный режим работы параметры оставались неизменными за время прове-

дения испытаний. На динамических режимах параметры менялись во время проведения испытаний после внесения возмущений в работу САУ. Получение экспериментальных исходных данных для статической и динамической верификации осуществлялось при условии, что сигнал на механизм изменения положения направляющих лопаток турбины формируется разработанной системой управления.

Адекватность математической модели САУ оценивалась по отклонениям расчётных значений параметров от соответствующих экспериментальных значений. Рассматривались общее отклонение по каждому параметру и общее отклонение по всем параметрам.

Общее отклонение по j-му параметру рассчитывается по формуле $\sigma_j = (\sum_{i=1}^{n} \sigma_{ji}) / n$, где σ_{ji} – отклонение j-го параметра на i-ом режиме, n – количество режимов.

Общее отклонение по всем параметрам $\sigma = (\sum_{j=1}^{m} \sigma_j) / m$, где m – количество параметров.

На рис. 9 показана гистограмма отклонений по давлению надувочного воздуха во впуском коллекторе после охладителя $p_к$ в зависимости от крутящего момента M_e и частоты вращения вала дизеля n. Экспериментальные данные представлены в виде закрашенного столбца, расчётные значения – в виде незакрашенного.

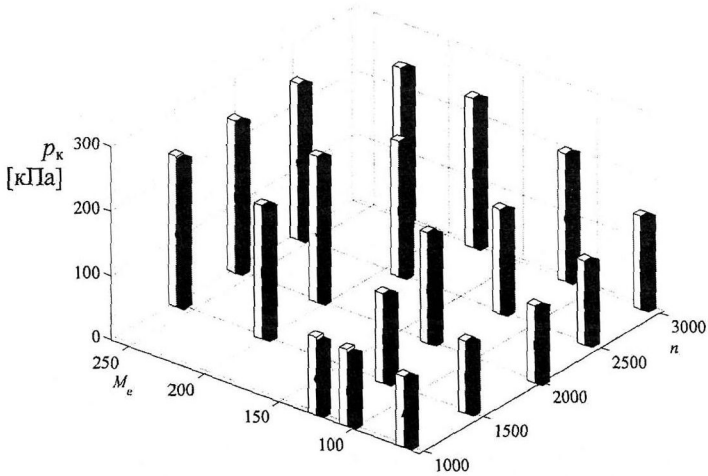

Рис. 9. Гистограмма отклонений по давлению наддувочного воздуха

Измерение динамических характеристик осуществлялось на роликовом стенде с использованием автомобиля Фольксваген Поло по европейскому ездовому циклу, который определяется скоростью автомобиля v и передачей.

На рис. 10 представлены экспериментальная (сплошная линия) и расчётная (штрихпунктирная линия) динамические характеристики изменения давления наддува $p_к$.

Результаты сравнения расчётных данных с экспериментальными оценивались по интегральному отклонению $\sigma_{ин}$. Интегральное отклонение определялось в относительной форме $\sigma_{ин}=|S1-S2|/S2$, где S1 и S2 – площади под кривыми смоделированного и экспериментального процессов соответственно. Для приведённого на рис. 10 процесса $\sigma_{ин}=2\%$, что соответствует принятым для данного исследования требованиям.

Результаты моделирования установившихся и неустановившихся режимов работы двигателей, приведённых в данной работе свидетельствуют о целесообразности использования предложенных моделей для оптимизации и тестирования систем управления автомобильных дизелей методами полунатурного моделирования.

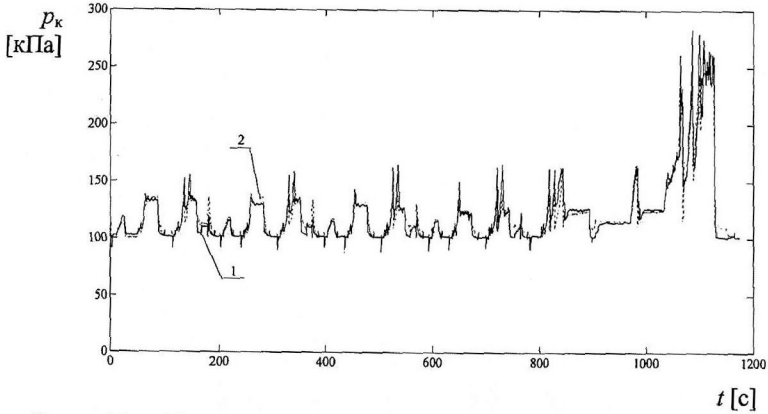

Рис. 10. Динамические характеристики изменения давления надувочного воздуха: 1 – экспериментальная, 2 – смоделированная

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Эффективность работы дизеля с ТКР с ИГТ на различных режимах определяется функционированием системы автоматического управления турбонаддувом. Для разработки САУ необходимо создание математической динамической модели комбинированного дизеля, расчётное и экспериментальное исследование и полунатурное моделирование статических и динамических режимов дизеля и САУ.

2. В результате проведённого анализа математических моделей дизелей выбран тип модели для разработки САУ турбонаддувом – модель с осреднёнными параметрами, сочетающая соотношения теории рабочих процессов двигателей и эмпирические зависимости между параметрами дизеля. Такой

тип модели обеспечивает достижение требуемой точности с высоким быстродействием расчёта, необходимым для полунатурного моделирования САУ в реальном масштабе времени.

3. На основе фундаментальных уравнений сохранения энергии и массы разработана динамическая математическая модель дизеля с ТКР с ИГТ, предназначенная для отладки и предварительной калибровки систем управления поршневыми двигателями методами полунатурного моделирования в масштабе реального времени. Модель рассчитывает теплофизические и гидродинамические параметры рабочего процесса двигателя по регулирующим сигналам из натурной части системы управления. Реализация математической модели осуществлялась в программном комплексе MatLab/Simulink.

4. Разработан метод представления расходных характеристик турбокомпрессора с ИГТ. Метод обеспечивает хорошее совпадение экспериментальных и расчётных значений расхода воздуха и адиабатного КПД для турбины и компрессора.

5. В результате экспериментального исследования дизеля с ТКР с ИГТ получены зависимости параметров рабочего процесса дизеля от положения лопаток направляющего аппарата ИГТ, которые использовались для оптимизации рабочего процесса дизеля по давлению наддува. Получены значения давления наддувочного воздуха на различных режимах работы дизеля при изменении положения направляющих лопаток турбины и зависимости, необходимые для расчёта рабочего процесса в математической модели дизеля.

6. В результате оптимизации рабочего процесса дизеля получены необходимые для САУ значения давлений наддува и сигналов на исполнительный механизм изменяемой геометрии турбины в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы дизеля. Для решения задачи оптимизации был выбран один из наиболее эффективных методов иерархической оптимизации – метод свёртки.

7. Разработана система автоматического управления давлением наддува для дизеля с ТКР с ИГТ, обеспечивающая установку на различных режимах работы дизеля оптимизированных значений давления наддува. САУ состоит из разомкнутого контура регулирования по установке лопаток направляющего аппарата турбины и замкнутого контура регулирования величины давления наддува по ПИ-закону регулирования.

8. На стенде полунатурного моделирования, состоящем из персонального компьютера с моделью дизеля, натурной части, включающей блок управления и механизм изменяемой геометрии турбины, и симулятора, связывающего отдельные части стенда, проведена оптимизация коэффициентов ПИ-закона регулирования по двум критериям оптимальности качества переходных процессов для различных режимов работы дизеля.

9. Для проверки адекватности математической модели и работоспособности разработанной САУ проведены статические (на моторном стенде) и динамические (на роликовом стенде) испытания дизеля с ТКР с ИГТ с разработанной САУ давлением наддува.

10. Результаты испытаний установившихся и неустановившихся режимов работы дизеля 4ЧН 8/7,95 с разработанной САУ давлением наддува показали хорошее согласование результатов расчётов и моделирования с экспериментальными данными, что свидетельствует о работоспособности разработанной САУ и эффективности её применения для повышения качества работы дизелей с ТКР с ИГТ, а также - целесообразности использования предложенной модели для разработки, отладки и тестирования систем управления автомобильных дизелей методами полунатурного моделирования.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ

1. Кузнецов А.Г., Трифонов В.Л., Боковиков А.Н. Вопросы разработки стенда полунатурного моделирования динамических режимов систем управления // Решение энерго-экологических проблем в автотранспортном комплексе: Тезисы докладов международной научно-технической конференции 3-и Луканинские чтения. М., 2007. С. 63-64.

2. Боковиков А.Н., Кузнецов А.Г. Математическая модель системы воздухоснабжения автомобильного дизеля для полунатурного моделирования его динамических режимов // Грузовик. 2009. № 11. С. 30-33.

3. Боковиков А.Н. Задачи моделирования динамических режимов автомобильного дизеля // Электронное научное издание «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2009. № 4. http://technomag.edu.ru/doc/117297.html.

4. Боковиков А.Н., Кузнецов А.Г. Результаты полунатурного моделирования режимов работы автомобильного дизеля // Грузовик. 2009. № 12. С. 15-17.

Подписано к печати 17.11.11. Заказ № 794
Объем 1,0 печ.л. Тираж 100 экз.
Типография МГТУ им. Н.Э. Баумана
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5
(499) 263-62-01