

17489914
Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

Горбунова Нина Алексеевна

УДК 621.436

ПОВЫШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЕПЛОВОЗНОГО
ДИЗЕЛЯ НА ОСНОВЕ МАШИНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОЧЕГО
ПРОЦЕССА

05.04.02 - тепловые двигатели

Автореферат диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Москва - 1989

Работа выполнена в Производственном объединении

"Коломенский завод"

Научный руководитель к.т.н., доцент Н.А.Ивашенко

Официальные оппоненты д.т.н., профессор Н.Ф.Разлейшев,

к.т.н. с.н.с. В.С.Козлов

Ведущая

тельский

ломна

Защита

нии

специал

ого

высшего

адресу:

107005

та

"Энерг

С дисс

сковского

высшего

г.

И.Ефимов

Объем I п.л. Т. 100 экз.

КМЦ ПО "Коломенский завод"

I-18647

Заказ 992

Подписан к печати 22.06.89

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. В соответствии с основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1986 - 1990 годы и на период до 2000 года одной из главных задач, стоящих перед дизелестроением является снижение эксплуатационного расхода топлива. Важное место в решении этой задачи принадлежит улучшению процессов смесеобразования, сгорания, газообмена, протекающих в цилиндрах дизеля. Однако применяемые в практике дизелестроения методы выбора параметров указанных процессов недостаточно эффективны, т.к. не позволяют с требуемой полнотой и точностью оценивать влияние большого числа факторов и находить их наиболее рациональное сочетание. Поэтому разработка методов машинной (т.е. выполняемой с использованием ЭВМ) оптимизации рабочего процесса, направленных на повышение топливной экономичности, актуальна для современного дизелестроения.

Цель исследования состоит в определении конструктивных и регулировочных параметров тепловозного дизеля, обеспечивающих достижение минимума расхода топлива на основных эксплуатационных режимах. Для достижения указанной цели решаются следующие задачи:

1. Разработка математической модели рабочего процесса, обеспечивающей проведение замкнутого моделирования цикла четырехтактного комбинированного двигателя внутреннего сгорания (КДВС) и с достаточной полнотой отражающей процессы, протекающие в его цилиндрах.

2. Разработка методики определения коэффициентов и параметров модели замкнутого цикла методом идентификации.

3. Разработка методики получения и программной обработки системных опытных данных, необходимых для идентификации математической модели рабочего процесса дизеля.

4. Разработка методики машинной оптимизации рабочего процесса КДВС по среднеексплуатационному расходу топлива. Выполнение оптимизации для основных режимов тепловозной характеристики дизеля 16ЧН26/26 (1А-5Д49) мощностью $P_e = 2210$ кВт при частоте вращения $n = 1000$ мин⁻¹.

5. Разработка информационно - связанной автоматизированной системы программ, реализующей функционирование системы методов машинной оптимизации рабочего процесса КДВС.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1489914

Горбунова Н.А. Повышение то



6. Подтверждение на основе экспериментальных данных адекватности математической модели, а также эффективности алгоритмов идентификации и оптимизации.

Методы исследования. Расчетные исследования основаны на использовании методов численного моделирования рабочего процесса дизеля. Идентификация модели рабочего процесса цилиндра дизеля выполнялась на основе методов математического программирования. Получение системных опытных данных осуществлялось при испытаниях двигателя с использованием методов планирования эксперимента. Оптимизация выполнялась на основе поисковых методов, обеспечивающих нахождение глобального экстремума.

Научная новизна. Разработана система методов машинной оптимизации рабочего процесса, направленная на повышение топливной экономичности тепловозного дизеля. Эта система охватывает математическую модель рабочего процесса цилиндра дизеля, в которой с достаточной полнотой и точностью отражены современные представления о процессах топливоподачи, смесеобразования, сгорания, газообмена, теплообмена. Учтено также влияние на давление газа в цилиндре деформаций деталей ЦПГ, КШМ и остова, влияние утечек газа через поршневые кольца, влияние переменной по ходу поршня средней температуры стенок камеры сгорания. Моделирование процесса выпуска газа из цилиндра дизеля выполнено с учетом переменного давления в выходном сечении выпускного канала крышки цилиндра. Разработана методика и выполнена идентификация замкнутого цикла четырехтактного КДВС по системным опытным данным. Разработана методика и проведена оптимизация рабочего процесса тепловозного дизеля I6ЧН26/26.

Практическая ценность. Разработанные методы машинной оптимизации рабочего процесса, реализованные в виде информационно - связанного комплекса программ, позволяют существенно ускорить доводку рабочего процесса создаваемых дизелей, сократить затраты на проведение работ по повышению экономичности выпускаемых дизелей. Результаты работы нашли применение при разработке мероприятий по повышению топливной экономичности тепловозных дизелей типа Д49 (ЧН26/26). Методы оптимизации внедрены в практику исследовательских работ Коломенского тепловозостроительного завода.

Апробация работ. Результаты работы докладывались на Всесоюзной научной конференции "Проблемы совершенствования

рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания" (г. Москва, 1986 г.), на 18-ой ежегодной научно-технической конференции по итогам НИР за 1985-86 гг. кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" МВТУ им. Н.Э.Баумана, на 30, 31, 34 научно-технических конференциях Коломенского тепловозостроительного завода им. В.В.Куйбышева (г.Коломна, 1985, 1986, 1989 гг.).

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в трех статьях, в тезисах Всесоюзной научно-технической конференции (г.Москва, 1986 г.) и в трех научно-технических отчетах, выпущенных на Коломенском тепловозостроительном заводе им. В.В.Куйбышева.

Содержание работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, библиографии. Работа изложена на 185 страницах, содержащих 40 рисунков, 16 таблиц. Список литературы включает 97 наименований.

Первая глава содержит обзор и анализ опубликованных работ по вопросам моделирования, идентификации и оптимизации рабочего процесса. Наиболее важными элементами рабочего процесса являются смесеобразование, сгорание, газообмен, теплообмен. В зависимости от целей и задач проводимого исследования детальное описание принято выполнять для одного или нескольких перечисленных выше элементов рабочего процесса. Для описания других используются упрощенные приближенные методы. В настоящее время создано несколько моделей смесеобразования и сгорания с различной степенью детализации этих процессов. Одной из наиболее полных является модель Н.Ф.Разлейцева, отражающая процессы развития топливных факелов, испарения движущихся и заторможенных капель распыленного топлива, воспламенения образовавшихся паров топлива и т.д. Однако эта модель содержит значительное количество функционально-статистических коэффициентов и ненаблюдаемых параметров, без обоснованного задания которых невозможно обеспечить высокую точность моделирования индикаторного процесса.

При исследовании и совершенствовании процессов в цилиндрах двигателя могут применяться достаточно простые модели газообмена, основанные на квазистатических уравнениях истечения газа. Использование таких моделей возможно при наличии данных о коэффициентах расхода для впускных и выпускных каналов кры-

ки цилиндра, соответствующих реальным условиям течения газа в процессе газообмена. Моделирование теплообмена в цилиндрах двигателя в настоящее время осуществляется преимущественно на основе эмпирических зависимостей Вошни, Эйхельберга, Сибиркина и др. Более целесообразно при моделировании теплообмена использовать зависимости, отражающие передачу тепла конвекцией и радиацией. Реализация такого подхода возможна при знании коэффициентов, входящих в указанные зависимости.

Принятые в настоящее время приближенные методы определения коэффициентов и параметров моделей путем их подбора на основе многовариантных пробных расчетов и сравнения полученных результатов с опытными данными малоэффективны. Более совершенные методы идентификации используются в настоящее время только для определения коэффициентов и параметров моделей индикаторного процесса. Для использования методов идентификации при нахождении коэффициентов и параметров замкнутого цикла цилиндра дизеля необходима разработка соответствующей методики, а также получение значительного объема опытных данных. Для обработки этих данных требуется создание соответствующего программного обеспечения.

В условиях большого количества действующих факторов поиск наилучших по топливной экономичности параметров двигателя целесообразно осуществлять методами многопараметровой оптимизации. В практике дизелестроения нашли применение градиентные, статистические, поисковые методы оптимизации и их сочетания. Эти методы использовались в работах Б.М.Гончара и Ю.М.Батракова; В.В.Мирошникова, С.М.Шелкова, Н.А.Ивашенко. Д.Л.Хака; в работах Н.Ф.Разлейцева; А.Э.Симпсона и В.Д.Сахаревича; К.А.Алякринского и Н.М.Шестерневой; Л.М.Жмудика и др. При значительном числе варьируемых параметров применение этих методов требует предварительного исследования пространства варьируемых параметров для определения количества возможных экстремумов. Более целесообразно поиск глобального экстремума осуществлять методами, не требующими такого предварительного исследования.

На основании проведенного анализа в работе ставится задача разработки системы методов машинной оптимизации рабочего процесса, включающей разработку модели рабочего процесса, разработку методик идентификации модели по опытным данным, полу-

чения и обработки указанных данных, разработку и проведение оптимизации рабочего процесса тепловозного дизеля 1А-5Д49.

Вторая глава посвящена построению математической модели рабочего процесса КДВС. Модель составлена из двух частей, отражающих процессы в цилиндрах двигателя и в системе газоппуска и воздухообеспечения. Моделирование процессов в цилиндрах осуществляется на основе решения системы дифференциальных уравнений энергетического и массового баланса, дополненных уравнением состояния. Параметры процессов в системе газоппуска и воздухообеспечения, используемой без каких-либо изменений, определяются по экспериментальным данным, представленным в виде регрессионных моделей. Согласование параметров состояния газа в цилиндрах и в системе газоппуска и воздухообеспечения осуществляется методом последовательных приближений. Основные элементы разработанной математической модели представлены в следующей форме:

1. Характеристика топливopодачи - в виде обобщенной зависимости, предложенной Ю.В.Селезневым.

2. Характеристика тепловыделения - по модели Н.Ф.Разлейцева.

3. Характеристика теплообмена в цилиндре двигателя - в виде двух составляющих, из которых конвективная выражена в критериальной форме, лучистая - в форме закона Стефана - Больцмана.

4. Определение текущего давления газа в цилиндре двигателя выполнено с учетом утечек через поршневые кольца, переменной (по ходу поршня) температуры стенок камеры сгорания, влияния на степень сжатия упругих деформаций (податливости) деталей ЦПГ, КШМ и остова, влияния переменного давления в впускном коллекторе (на участке газообмена). Введение в структуру модели рабочего процесса перечисленных выше элементов может привести к повышению точности моделирования только при использовании эффективных методов определения коэффициентов и параметров, входящих в состав исходных данных модели.

Третья глава посвящена разработке методики определения коэффициентов и параметров модели рабочего процесса в широком диапазоне режимов работы двигателя. Эта методика основана на проведении идентификации, состоящей в отождествлении математической модели реальному процессу с использованием средств ма-

тематического программирования. Для проведения идентификации в широком диапазоне режимов необходим значительный объем опытных данных, для получения и обработки которых требуется создание соответствующих методов и программных средств.

Решение задачи идентификации методами математического программирования состоит в поиске минимума функции цели

$$S(x) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{(p_i^{(3)} - p_i^{(p)})^2}{(p_i^{(3)})^2}}$$

при выполнении ограничений, накладываемых на варьируемые параметры. Здесь $p_i^{(3)}$ и $p_i^{(p)}$ — значения основного выходного параметра модели — величины давлений в дискретных точках экспериментальной и расчетной индикаторной диаграммы; X — вектор варьируемых параметров, состав координат которого определяется составом функционально-статистических коэффициентов и ненаблюдаемых параметров модели рабочего процесса цилиндра дизеля.

Задача поиска минимума функции $S(x)$ ставится как задача многоэкстремальной (глобальной) оптимизации. Поиск глобального экстремума базируется на сочетании методов статистических испытаний и сечений гиперплоскостями, методов скользящего допуска и деформированного многогранника Нелдера — Мида. Для проведения идентификации рабочий цикл четырехтактного дизеля был разбит на три участка, соответствующих процессам газообмена, сжатия, сгорания — расширения. Граничными условиями для процессов в цилиндре дизеля являлись экспериментальные диаграммы давлений в выпускном коллекторе и наддувочном ресивере. Идентификация модели рабочего процесса была начата с процесса газообмена, что позволило оценить состояние газа в цилиндре дизеля по двум параметрам — текущему значению давления и среднецикловому расходу воздуха. В процессе идентификации были определены:

- на участке газообмена — значения коэффициентов расхода для впускных и выпускных клапанов, коэффициент, входящий в формулу конвективной составляющей теплообмена, параметры точки начала выпуска;
- на участке сжатия — значение коэффициента в формуле конвективной составляющей теплообмена, (с целью подтверждения величины, полученной на предыдущем участке), коэффициент в формуле Пуазейля для определения утечек газа через поршневые кольца, коэффициент податливости деталей КШМ, ЦПГ и остова, величина геометрического объема камеры сгорания;

- на участке сгорания - расширения - 15 коэффициентов и параметров характеристики тепловыделения, 2 коэффициента в формуле лучистой составляющей теплообмена.

Для проведения идентификации были получены опытные данные, характеризующие множественные связи, действующие между отдельными частями рабочего процесса и называемые далее системными опытными данными. В соответствии со структурой разработанной математической модели состав системных опытных данных должен отражать связи процессов в цилиндрах с процессами топливоподачи, газовыпуска, воздухообмена, с температурным состоянием деталей ЦПГ. Получение указанных данных осуществлялось при испытаниях базовой модели двигателя 1А-5Д49 и заключалось в измерении параметров одного из цилиндров (индицировании, термометрировании деталей ЦПГ), измерении параметров систем, связанных с функционированием этого цилиндра (осциллографировании давления топлива на входе в форсунку, остаточного давления в форсуночной трубке, переменного давления на входе и выходе из цилиндра), измерении параметров двигателя (давлений, температур, расходов, частот вращения и т.д.). Индицирование проводилось с помощью P_t -метра фирмы AVL (Австрия) и индикатора МАИ-2, дублирующего показания P_t -метра на насосных ходах. Термометрирование деталей ЦПГ выполнялось с использованием 48 хромель-копелевых термопар. Переменное давление топлива измерялось в шелевом фильтре, установленном на входе в форсунку. Измерения на двигателе были дополнены измерениями на стенде для испытаний топливной аппаратуры, где проводилась регистрация давления в предсопловой камере форсунки. Результаты этих измерений позволили найти фазовое смещение двух диаграмм давлений и положение диаграммы, снятой в предсопловой камере форсунки, относительно ВМТ. Механический КПД дизеля был найден по характеристикам часового расхода топлива. Параметры внешнего теплового баланса были установлены на основе измерений расходов и температур теплоносителей.

Для дизеля, служившего объектом оптимизации, системные опытные данные были получены на основных эксплуатационных режимах, на которые приходится не менее 90% топлива, расходуемого на рабочем ходу тепловоза. Конкретные режимы испытаний выбирались на основе метода планирования многофакторного эксперимента. Для обработки системных опытных данных был разработан

комплекс программ, предусматривающих статистический анализ результатов испытаний, первичную обработку квазистатистических параметров (давлений, температур, расходов), построение откорректированных индикаторных диаграмм цикла, диаграмм давлений в коллекторе и ресивере, обработку диаграмм давлений топлива, определение проходных сечений впускных и выпускных клапанов, регрессионный анализ опытных данных, построение характеристик системы газоспуска и воздуховоснабжения и т. д.

Результаты идентификации показали, что часть коэффициентов и параметров математической модели существенно изменяется при изменении режимов работы двигателя. Некоторые из полученных зависимостей, а именно зависимости коэффициентов в формулах лучистой составляющей теплообмена (Ψ) и температуры пламени (K_p); поправки, учитывающей действительные условия испарения топлива (Υ); величины недожога топлива (Δ_T); абсциссы минимальной величины степени использования воздушного заряда в цилиндре двигателя (Φ_{20}) от величины цикловой подачи топлива для различных частот вращения приведены на рис. 1.

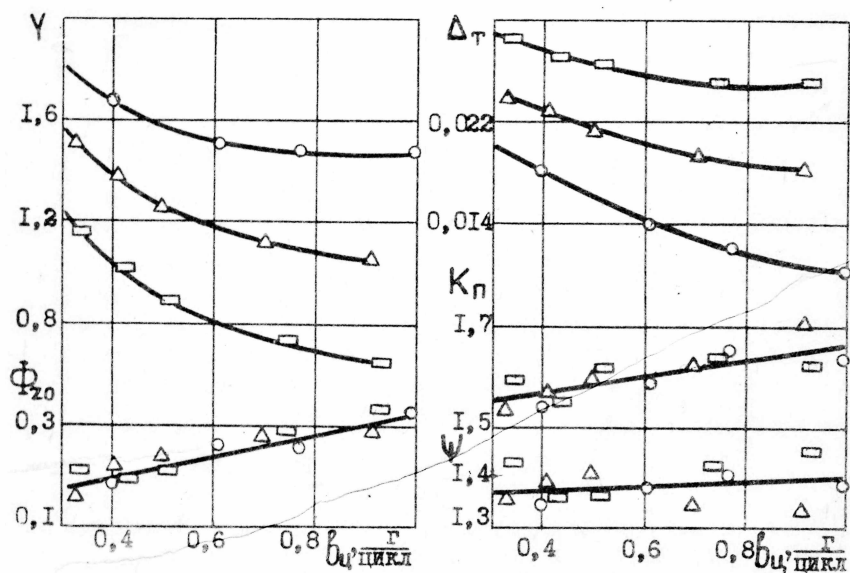


Рис. 1. Результаты идентификации

○ - $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; △ - $n = 825 \text{ мин}^{-1}$; □ - $n = 650 \text{ мин}^{-1}$

Моделирование, проведенное с использованием результатов идентификации показало, в частности, что величина степени сжатия под влиянием упругих деформаций деталей КШМ, ЦПГ и остова снизилась с 11,9 до 11,5. Утечки через поршневные кольца, составлявшие 2% от расхода воздуха (на номинальном режиме), вызвали снижение максимального давления сгорания на 0,4 ... 0,5 МПа. Изменение средней температуры стенок камеры сгорания по ходу поршня на номинальном режиме достигает 100 К. Учет влияния названных выше факторов позволил устранить искажения диаграмм тепловыделения и обеспечить точность моделирования рабочего процесса. На режиме номинальной мощности достигнуто практически полное совпадение расчетной и экспериментальной индикаторной диаграмм. На режимах частичных нагрузок среднеквадратическое отклонение указанных диаграмм не превышало 3%.

Четвертая глава посвящена разработке методики и проведению оптимизации рабочего процесса дизеля на основных режимах тепло-возможной характеристики. В математической постановке задача оптимизации формулируется как поиск минимума функции цели $f(X) = b_e(X)$ (где X – вектор в N -мерном пространстве параметров, $b_e(X)$ – эффективный расход топлива) при выполнении заданных ограничений. Координатами вектора X являются 10 конструктивных и регулировочных параметров двигателя, состав которых рассматривается ниже. Ограничения наложены как на входные, так и на выходные параметры модели. Последние заданы в виде неравенств $P_{\max}(X) \leq 135$ МПа; $T_g(X) \leq 853$ К; $(dP/d\varphi)_{\max}(X) \leq 0,6$ МПа/° п.к.в.; $P_{\text{тп}} \leq 130$ МПа; $T_{\text{г.ср.}} \leq 1080$ К; $n_{\text{тк}}(n, b_c, G_{\text{air}}, T_g) \leq 22000$ мин⁻¹; $P_{\text{int}}(n, G_{\text{air}}, T_g) \leq P_{\text{int}}^{(n)}(0,9 \cdot G_{\text{air}})$, где $(dP/d\varphi)_{\max}$ – максимальная скорость нарастания давления; $P_{\text{тп}}$ – максимальное давление топлива в предопытовой камере форсунок; $T_{\text{г.ср.}}$ – средняя за цикл температура газов в цилиндре; $n_{\text{тк}}$ – частота вращения ротора турбокомпрессора; $P_{\text{int}}^{(n)}$ – давление наддувочного воздуха по помпажной характеристике.

При решении задачи оптимизации функция цели и функции, предназначенные для вычисления ограничений, определялись по регрессионным моделям характеристик двигателя. Каждая регрессионная модель отражала влияние одной группы факторов, что обусловило проведение оптимизации в несколько последовательных этапов. На первом этапе в состав варьируемых параметров кроме

цикловой подачи топлива $b_{ц}$ входили еще четыре параметра: $V_c, d_c, \varphi_H, \varphi_{впр}$, оказывавшие наиболее существенное влияние на процессы смесеобразования и сгорания. На втором этапе варьировались цикловая подача и четыре фазы газораспределения. На третьем заключительном этапе осуществлялся поиск оптимального закона подачи топлива. Параметром, характеризующим этот закон, являлось отношение $\varphi_m/\varphi_{впр}$, где φ_m — угол, соответствующий максимальной скорости истечения топлива из сопловых отверстий. На третьем этапе в состав варьируемых параметров вводились параметры $b_{ц}, \varphi_H, \varphi_{впр}, \varphi_m$, значения которых могут изменяться с изменением $\varphi_m/\varphi_{впр}$. После проведения оптимизации по математической модели вычислялись параметры рабочего процесса для пяти режимов тепловозной характеристики ($\Pi = 1000; 825; 725; 650 \text{ мин}^{-1}$) с целью получения полного объема информации по рабочему процессу. Затем определялся среднеексплуатационный расход топлива для типового распределения режимов работы двигателя (в диапазоне частот вращения $\Pi = 1000 \dots 650 \text{ мин}^{-1}$) по формуле

$$(\varphi_e)_э = \frac{\sum (\varphi_e)_i \cdot (P_e)_i \cdot \Delta T_i}{\sum (P_e)_i \cdot \Delta T_i},$$

где i — позиция контроллера ($i = 7; 9; II; I3; I5$);

$(\varphi_e)_i, (P_e)_i$ — оптимальные значения параметров на режиме, соответствующем i -ой позиции контроллера;

ΔT_i — время работы на i -ой позиции контроллера.

Минимум среднеексплуатационного расхода топлива $(\varphi_e)_э = 204 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$ на первом этапе оптимизации был достигнут при $V_c = 1090 \text{ см}^3$ ($\varepsilon = 13,65$), $d_c = 0,35 \text{ мм}$. В базовом варианте двигателя эти параметры равны $V_c = 1267 \text{ см}^3$ ($\varepsilon = 11,9$), $d_c = 0,4 \text{ мм}$. Количество сопловых отверстий ($i_c = 9$) и закон подачи топлива ($\varphi_m/\varphi_{впр} = 0,5$) в процессе оптимизации не варьировались. Значения φ_H и $\varphi_{впр}$ на номинальном режиме стали равными $\varphi_H = -13,2^\circ \text{ п.к.в.}$, $\varphi_{впр} = 27^\circ \text{ п.к.в.}$ (при исходных значениях $\varphi_H = -18,6^\circ \text{ п.к.в.}$, $\varphi_{впр} = 29,7^\circ \text{ п.к.в.}$). Уменьшение диаметра сопловых отверстий и сокращение продолжительности впрыскивания топлива с $29,7$ до 27° п.к.в. вызвали повышение максимального давления впрыскивания до 130 МПа .

Оптимизация фаз газораспределения на втором этапе не привела к изменению их исходных значений и повышению экономичности двигателя. Следовательно существующие значения фаз

$(\varphi_{н.в.} = 121^\circ \text{ п.к.в.}$, $\varphi_{н.сл.} = 401^\circ \text{ п.к.в.}$, $\varphi_{к.в.} = 306^\circ \text{ п.к.в.}$, $\varphi_{к.сл.} =$

571° п.к.в.) могут рассматриваться как оптимальные. За третьем этапе оптимизации минимум $(b_e)_3 = 202,6$ г/кВт·ч был получен при $\varphi_m/\varphi_{впр} = 0,3 \dots 0,4$. Значения углов φ_n и $\varphi_{впр}$ на номинальном режиме при этом были равны $\varphi_n = -12^\circ$ п.к.в., $\varphi_{впр} = 27^\circ$ п.к.в. Повышение экономичности, достигнутое при уменьшении отношения $\varphi_m/\varphi_{впр} = 0,3 \dots 0,4$ привело к увеличению жесткости сгорания до предельно допустимого значения $(dp/d\varphi)_m = 0,6$ МПа/° п.к.в. Одновременно повысилась и средняя за цикл температура газов в цилиндре двигателя до $T_{г.ср.} = 1081$ К (при исходном значении $T_{г.ср.} = 1067$ К). Возросло и максимальное давление сгорания ($P_{max} = 12,5$ МПа, что на 0,6 МПа выше, чем на I-ом этапе оптимизации). Дополнительные оценки показала, что при законе впрыскивания топлива $\varphi_m/\varphi_{впр} = 0,65 \dots 0,70$ происходит заметное снижение жесткости сгорания, максимального давления цикла и увеличение $(b_e)_3$ до 205 г/кВт·ч.

В качестве окончательного варианта были приняты параметры, полученные на первом этапе оптимизации и обеспечивающие снижение среднеэксплуатационного расхода топлива на 10 г/кВт·ч при выполнении ограничений по максимальному давлению ($P_{max} = 11,9$ МПа), жесткости сгорания $(dp/d\varphi)_m = 0,54$ МПа/° п.к.в.) и другим параметрам. Кривые изменения удельного эффективного расхода топлива для исходного и оптимального вариантов рабочего процесса при работе двигателя по тепловозной характеристике приведены на рис.2.

Повышение экономичности в оптимальном варианте рабочего процесса достигнуто в результате сокращения продолжительности сгорания, повышения интенсивности тепловыделения в зоне второго максимума, согласования (уменьшения) угла начала воспламенения с сократившейся продолжительностью сгорания, увеличения степени сжатия. Интенсификация сгорания обусловлена повышением скорости испарения топлива вследствие уменьшения среднего поверхностного диаметра капель распыленного топлива (d_{32} , рис.2), повышения скорости истечения топлива из сопловых отверстий. Диаграммы тепловыделения для исходного и оптимального (полученного на первом этапе оптимизации) вариантов рабочего процесса показаны на рис.3.

Результаты машинной оптимизации, полученные на номинальном режиме, подтверждены при испытаниях отсека двигателя.

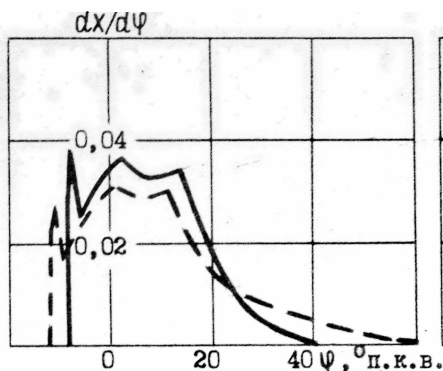


Рис. 3^а. $\Pi = 1000 \text{ мин}^{-1}$

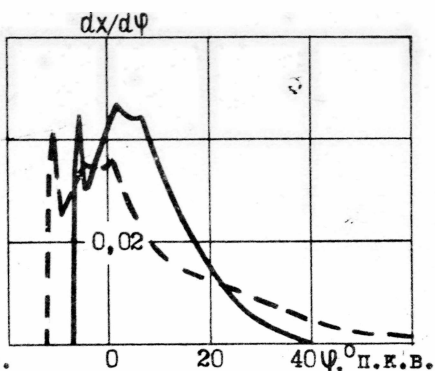


Рис. 3^б. $\Pi = 825 \text{ мин}^{-1}$

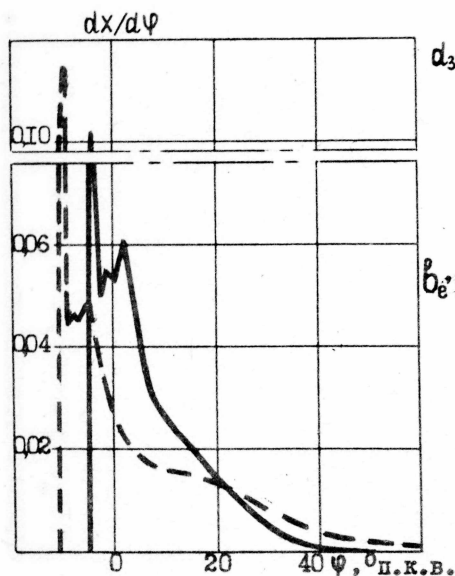


Рис. 3^в. $\Pi = 650 \text{ мин}^{-1}$

Диаграммы относительной скорости тепловыделения для трех режимов тепловозной характеристики

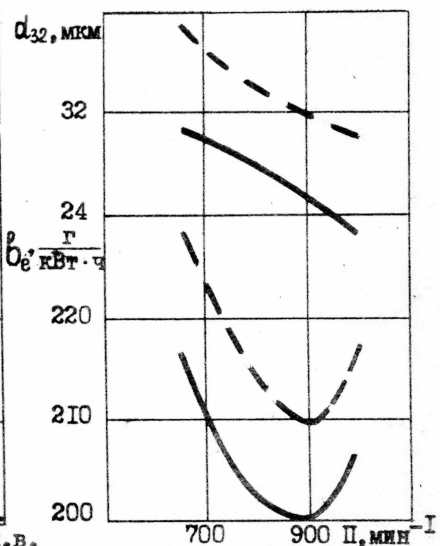


Рис. 2. Изменение параметров d_{32} , b_e по тепловозной характеристике
 --- исходный вариант
 — оптимальный вариант

ВЫВОДЫ

1. Разработанная квазистатическая модель рабочего процесса четырехтактного дизеля достаточно полно отражает особенности протекания основных частей этого процесса благодаря использованию современной модели смесеобразования и сгорания, а также учету влияния на параметры газа в цилиндре двигателя таких факторов, как податливость деталей ЦПГ, КШМ и остова, утечки газов через кольцевые уплотнения поршня, переменная по ходу поршня температура стенок цилиндра, переменное давление в выпускном коллекторе.

2. Разработанная методика идентификации математической модели замкнутого цикла дизеля позволяет определить функционально - статистические коэффициенты и ненаблюдаемые параметры, входящие в состав исходных данных модели, а именно: коэффициенты расхода впускных и выпускных каналов крышки цилиндра; объем камеры сгорания; коэффициент упругой податливости деталей ЦПГ, КШМ и остова; коэффициенты и параметры закона тепловыделения (17 значений); коэффициенты в формулах конвективной и лучистой составляющих теплообмена; коэффициент в формуле Пуазейля для определения утечек газа через поршневые кольца. На режимах полных нагрузок проведение идентификации обеспечило практически полное совпадение расчетных и экспериментальных индикаторных диаграмм. На режимах частичных нагрузок среднеквадратическое отклонение указанных диаграмм не превышало 3%.

3. Проведение идентификации математической модели рабочего процесса по системным опытным данным позволило установить статистические зависимости коэффициентов и параметров модели от физических и режимных параметров процесса. Представление этих зависимостей в виде регрессионных моделей создало возможность для варьирования параметров рабочего процесса при проведении численного моделирования, связанного с поиском оптимальных конструктивных и регулировочных параметров двигателя.

4. Разработанный метод оптимизации рабочего процесса позволил определить взаимно согласованные конструктивные и регулировочные параметры двигателя по условию минимума средне-эксплуатационного расхода топлива при выполнении заданных ограничений по максимальному давлению и жесткости сгорания, по средней за цикл температуре газов в цилиндре и температуре

выпускных газов, частоте вращения ротора турбокомпрессора и помпажной характеристике. В состав определяемых при оптимизации параметров вошли: объем камеры сгорания (V_c), диаметр сопловых отверстий (d_c), углы начала и продолжительности подачи топлива ($\varphi_n, \varphi_{впр}$), фазы газораспределения, закон подачи топлива.

5. Найденное методами оптимизации сочетание конструктивных и регулировочных параметров ($\varepsilon = 13,65; d_c = 0,35$ мм; $\varphi_n = -13,2^\circ$ п.к.в.; $\varphi_{впр} = 27^\circ$ п.к.в.; $\varphi_m = 13^\circ$ п.к.в.) обеспечило снижение среднеэксплуатационного расхода топлива на 10 г/кВт.ч (с $(b_e)_z = 214,4$ г/кВт.ч до $(b_e)_z = 204$ г/кВт.ч). Повышение экономичности достигнуто в основном благодаря снижению продолжительности сгорания, обеспечению соответствия угла начала подачи топлива с сократившейся продолжительностью сгорания, повышению степени сжатия.

6. Варьирование закона подачи топлива, характеризуемого отношением угла максимальной скорости впрыскивания к продолжительности впрыскивания ($\varphi_m/\varphi_{впр}$), показало, что экономичность двигателя возрастает при уменьшении отношения $\varphi_m/\varphi_{впр}$ с 0,66 ... 0,69 до 0,3 ... 0,40. Однако при $\varphi_m/\varphi_{впр} \approx 0,3 \dots 0,4$ возрастают значения максимального давления сгорания, средней за цикл температуры газа в цилиндре двигателя и особенно жесткости сгорания, отрицательно влияющих на надежность двигателя. Рациональное сочетание показателей экономичности и ограничительных параметров достигается при законе подачи топлива $\varphi_m/\varphi_{впр} \approx 0,5$.

7. Созданные в данной работе методы и программные средства, охватывающие математическую модель рабочего процесса, методику получения и обработки системных опытных данных, методику идентификации модели по этим данным, методику оптимизации конструктивных и регулировочных параметров двигателя по условию минимума среднеэксплуатационного расхода топлива, представляет собой эффективную систему методов и средств машинной оптимизации рабочего процесса. Эта система может быть использована для решения задач повышения экономичности выпускаемых и при доводке вновь создаваемых двигателей.

8. Программное обеспечение, созданное для реализации разработанных методов, представляет собой единую информационно-связанную систему с достаточно высоким уровнем автоматизации,

достигнутым путем организации информационных связей между программными модулями на внешних накопителях ЭВМ. Входящие в эту систему процедуры поиска глобального экстремума имеют универсальный характер и могут быть использованы для идентификации и оптимизации любой математической модели.

9. Результаты машинной оптимизации, полученные на номинальном режиме, подтверждены на отсеке двигателя. Ожидаемый экономический эффект от снижения затрат на топливо для 100 двух - секционных тепловозов 2ТЭ-116 с дизелями 1А-5Д49 составляет 392 тыс. руб.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Воробьева Н.А., Харитонов А.А. Оптимизация профилирования центробежного компрессора КДВС // Проблемы создания и использования двигателей с высоким наддувом: Доклады на Всесоюзной научно-технической конференции. - Харьков, 1979, С. 247-248.

2. Иващенко Н.А., Горбунова Н.А. Идентификация математических моделей рабочего процесса дизеля с использованием ЭВМ // Проблемы совершенствования рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания: Тезисы докладов Всесоюзной научной конференции. - М., 1986. - С. 108-109.

3. Иващенко Н.А., Горбунова Н.А. Методика и результаты идентификации математической модели рабочего процесса дизеля // Двигателестроение. - 1989. - № 4. - С. 11-13.

4. Иващенко Н.А., Горбунова Н.А. Метод получения и обработки системных опытных данных для идентификации математических моделей рабочего процесса дизеля // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1986. - № 12. - С. 61-65.

5. Иващенко Н.А., Горбунова Н.А. Методика и результаты математической оптимизации рабочего процесса тепловозного дизеля // Двигателестроение. - 1989. - № 5. - С. 10-12.