

На правах рукописи

УДК 621.436

ХОССАМ ЭЛДИН САЛЕХ АБДЕЛЬ ГХАНИ ХАССАН

**ПОВЫШЕНИЕ УДЕЛЬНОЙ МОЩНОСТИ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

05.04.02 – Тепловые двигатели.

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук**

Хоссам Хассан

г. Москва – 2004 г.

Работа выполнена в Московском Государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана на кафедре Э-2 «Поршневые двигатели».

Научный руководитель:

доктор технических наук,
профессор Ивашенко Н. А.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,
профессор Ю.С. Кустарев

1668343

Хассан Х.Э.С.А.Г.

Повышение удельной
мощности двигателей
внутреннего сгорания
2004 0-00

Ведущий

--	--	--

кандидат технических
наук, А.С. Голосов

Российский университет
(РУДН)

1668343

ВОЗВРАТИТЕ КНИГУ НЕ ПОЗЖЕ
обозначенного здесь срока

15⁵⁰ часов
Московском
адресу:
факторный

им.
по
ум.
дис

шев Р.З.

Актуальность проблемы. Совершенствование показателей качества транспортных двигателей в последние десятилетия XX века происходило в направлении непрерывного повышения их удельной мощности, снижения выбросов токсичных веществ с отработавшими газами, ограничения уровня виброакустического излучения и повышения надежности. Из всех известных способов увеличения удельной мощности наиболее эффективным по-прежнему остается наддув. Главными проблемами, с которыми сталкиваются при форсировании двигателей по давлению наддува, остаются ограничение роста тепловой и механической напряженностей, а также обеспечение перспективных норм по выбросу токсичных веществ при достижении приемлемой экономичности. С учетом сказанного важным является выбор стратегии форсирования по среднему эффективному давлению, позволяющей достигнуть поставленной цели при приемлемом решении возникших проблем.

Эта задача может быть решена методом математического моделирования с использованием комплексной математической модели, описывающей рабочий процесс и теплообмен в цилиндре двигателя, а также процессы теплопередачи в деталях, образующих камеру сгорания. Современный метод совместного моделирования рабочего процесса в цилиндре дизеля и температурных полей в деталях, образующих камеру сгорания, был разработан в МВТУ им. Баумана. В этой работе модели рабочего процесса и теплообмена в цилиндре, а также теплопроводности деталей камеры сгорания объединены в комплекс связанных по входу и выходу моделей, в котором реализуется процесс итерационного взаимодействия моделей до получения сходимости.

Цель работы.

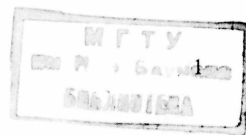
1- Создание метода совместного моделирования тепловых процессов в ДВС, включающего в рассмотрение одновременно протекающие процессы в цилиндре двигателя и теплопроводность в деталях, а также гидродинамику и теплообмен в полостях системы охлаждения с учетом их взаимного влияния друг на друга.

2- Создание экспериментальной установки для проведения комплексных исследований рабочего процесса и теплового состояния деталей КС.

3- Использование программы расчета рабочего процесса двигателя и теплового состояния деталей КС для определения показателей рабочего процесса при различных уровнях форсирования, различных условиях охлаждения, регулировочных и конструкционных данных.

4- Оценка эффективности различных методов форсирования автомобильного дизеля по среднему эффективному давлению с использованием комплексной модели.

Методы исследований. Для выполнения поставленных задач применялись расчетные и экспериментальные методы исследования.



Расчетные исследования выполнялись на ЭВМ с использованием созданных пакетов программ. Экспериментальные исследования проводились на одноцилиндровом дизеле 1Ч8,5/II, в также использовались результаты испытаний отсека ЧН26/26 и дизеля 8ЧН13/14, проведенных другими исследователями. По экспериментальным данным была выполнена идентификация математических моделей рабочего процесса, теплообмена и теплопроводности.

Научная новизна. К основным научным результатам выполненной работы относятся:

1- Разработка математической модели и комплекса программ совместного моделирования рабочего процесса и теплового состояния деталей камеры сгорания, имеющих конкретную конструкцию, с учетом взаимозависимости теплового состояния деталей ЦПГ и рабочего процесса, а также теплового взаимодействия между деталями камеры сгорания.

2- Реализация параметрического анализа, предназначенного для выбора рациональных способов форсирования автомобильного дизеля по среднему эффективному давлению с учетом теплового состояния деталей.

3- Закономерности и обобщенные зависимости параметров рабочего процесса дизелей при их форсировании увеличением давления наддува.

4- Оценка влияния ограничения максимального давления сгорания различными методами на экономичность цикла и тепловую напряженность двигателя при различных уровнях форсирования.

5- Закономерности зависимостей параметров рабочего процесса от угла закрытия всасывающего клапана, показывающие возможности и особенности применения цикла Миллера при высоком наддуве.

Практическая ценность. На базе проведенных исследований разработаны:

1- Математическая модель и комплекс программ, которые позволяют производить анализ методов форсирования дизелей по среднему эффективному давлению с учетом требований рациональной организации рабочего процесса с точки зрения экономичности, экологического ущерба, а также показателей тепловой и механической напряженностей.

2- Полученные моделированием закономерности изменения показателей рабочего процесса, тепловой и механической напряженностей, уровней экологического загрязнения при различных стратегиях форсирования двигателей по среднему эффективному давлению.

3- Результаты анализа влияния внешнего и внутреннего охлаждения наддувочного воздуха на показатели экономичности, токсичности выпускных газов, а также локальных температур деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ).

4- Результаты выполненного исследования влияния фаз газораспределения на показатели двигателя.

5- Особенности применения цикла Миллера при высоком наддуве дизеля с точки зрения понижения удельного расхода топлива, снижения выбросов токсичных веществ с отработавшими газами и локальных температур деталей ЦПГ.

Внедрение работы. Теоретические и расчетные результаты работы использовались в научно-исследовательских работах, выполненных на кафедре "Поршневые двигатели" МВТУ им. Н.Э. Баумана. Разработанные математические модели и пакеты программ совместного моделирования рабочего процесса, ТНДС деталей ЦПГ используются предприятиями и организациями двигателестроительного профиля, что подтверждено соответствующими актами внедрения работ. Результаты работы, ее методическое обеспечение и пакет программ используются в учебном процессе на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Апробация работы. Результаты исследований докладывались на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана, на VIII Международном конгрессе двигателестроителей (Рыбачье, Крым, Украина, 2003 г.), на международной конференции Автомобильный транспорт в XXI веке (Н.-Новгород, НГТУ, 2003 г.), на X международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы управления качеством производства и эксплуатации автотранспортных средств» (г. Владимир, 2004 г.).

Публикация. По материалам диссертации опубликованы 4 статьи.

Структура и объем работы. Работа состоит из введения, четырех глав, выводов и предложений, списка использованной литературы и приложений. Содержит 139 страниц текста, 51 рисунок, 11 таблиц и список литературы из 83 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе рассмотрены работы, посвященные проблемам повышения качеств поршневых двигателей. В настоящее время в мире ежегодно производится около 13 млн. автомобилей с дизельными двигателями. Все автомобили и двигатели, которые производятся в развитых странах, в настоящее время отвечают экологическим требованиям в соответствии со стандартами Euro-3 и Euro-4. Специалистам известно, какими техническими решениями обеспечивается выполнение этих требований в полном жизненном цикле автомобилей и других транспортных средств.

В этих условиях значительно выросла роль математического моделирования, расширяющего круг перспективных работ, повышающего их качество и значительно сокращающего сроки исследований, разработок и проектирования и повышающих длительность и эффективность жизненного цикла.

Необходимость в совершенствовании современной техники, применяемой в различных отраслях народного хозяйства, выдвигают к двигателям следующие требования:

- 1- Высокая экономичность;
- 2- Высокая удельная мощность;
- 3- Приемлемые экологические показатели;
- 4- Повышенная надежность двигателей.

Главным средством для повышения удельной мощности по-прежнему остается наддув дизелей. Практика ведущих дизелестроительных фирм и научно-исследовательских центров свидетельствует о том, что ограничения, возникающие при форсировании дизелей, главным образом связаны с превышением допустимого уровня механической напряженности деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и кривошипно-шатунного механизма (КШМ), температур деталей и трудностями выполнения законодательных ограничений по выбросам твердых частиц (ТЧ) и оксидов азота.

Для оценки тепловой и механической напряженностей деталей ЦПГ применяют различные способы, среди которых наибольшее распространение получили эксперименты на работающих двигателях, физическое моделирование, использование критериев тепловой и механической напряженностей, расчет температур аналитическими методами и математическое моделирование. Наиболее надежным, но в то же время и наиболее трудоемким методом определения уровня тепловой и механической напряженности деталей является непосредственное измерение температур, деформаций и напряжений на работающих двигателях. Однако эксперимент возможен при наличии опытных образцов двигателей и связан с большими затратами времени и средств, а также с трудностями измерения параметров в условиях повышенных температур и сложного характера движения деталей.

На стадии проектирования и доводки дизелей более эффективным является математическое моделирование, позволяющее в едином информационном пространстве принимать технические решения по организации рабочих процессов в цилиндре дизеля и его системах, при структурной и параметрической оптимизации конструкции деталей и систем двигателя, являющимися оптимальными при заданных технических ограничениях.

На основании анализа опубликованных работ и потребностей современного двигателестроения сформулированы цели и задачи данной диссертационной работы.

Во второй главе представлены математическая модель и алгоритм совместного моделирования рабочего процесса двигателя и теплового состояния ЦПГ. Согласование параметров рабочего процесса и теплового состояния деталей КС осуществляется итерационным решением задачи при

последовательном взаимодействии моделей рабочего процесса, теплообмена в цилиндре дизеля и его системах и теплового состояния деталей, образующих КС.

Для моделирования рабочего процесса используется квазистационарная однозонная термодинамическая модель, описывающая рабочий цикл двигателя с неразделенной КС и двухзонная модель для двигателя с разделенной КС. В качестве рабочего тела используется смесь идеальных газов: воздуха и стехиометрических продуктов сгорания.

При таких допущениях процессы, протекающие в цилиндре двигателя, описываются системой дифференциальных уравнений, включающей уравнения первого закона термодинамики, сохранения массы воздуха и продуктов сгорания и уравнения состояния:

$$\begin{aligned} g_u H_u dx + dQ_w + dh_{Bn} - dh_B &= dU + PdV; \\ dG' &= r'_{Bn} dG_{Bn} - r'_B dG_B - L_0 g_u dx; \\ dG'' &= r''_{Bn} dG_{Bn} - r''_B dG_B + (L_0 + 1) g_u dx; \\ PV &= (G' + G'') RT, \end{aligned} \quad (2.1)$$

где g_u - цикловая подача топлива, кг;

H_u - низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг;

x - относительная масса выгоревшего топлива;

Q_w - теплота переданная через стенки камера сгорания, Дж;

h_{Bn}, h_B - энтальпия рабочего тела, проходящего через впускные и выпускные органы газообмена, Дж;

U - внутренняя энергия рабочего тела, Дж;

P - давление в цилиндре, Па;

V - текущий объем цилиндра, M^3 ;

G', G'' - масса воздуха и продуктов сгорания, кг;

G_{Bn}, G_B - масса рабочего тела, прошедшего через впускные и выпускные органы газообмена, кг;

r', r'' - массовые доли воздуха и продуктов сгорания;

L_0 - теоретическое количество воздуха, необходимого для сгорания 1 кг топлива, кг;

R - газовая Постоянная, Дж/(кг. К).

Так как рабочим телом является смесь двух газов, то его внутренняя энергия является функцией температуры и состава смеси:

$$dU = (c'_v G' + c''_v G'') dT + (u' dG' + u'' dG''),$$

где c'_v и c''_v - изохорные теплоемкости воздуха и продуктов сгорания, Дж/(кг.К); u', u'' - удельная внутренняя энергия воздуха и продуктов сгорания, Дж/кг. Теплообмен между рабочим телом к стенками КС, представленными конечно-элементной моделью, определяется уравнением

Ньютона-Рихмана. Средний (по поверхности КС), и текущий (по времени) коэффициент теплоотдачи определяется критериальным уравнением Вошни и перераспределяется по поверхности КС с использованием экспоненциальных зависимостей для определения локальных коэффициентов теплоотдачи.

Закон тепловыделения моделируется двусложной зависимостью

$$\frac{dx}{d\phi} = x_{\tau} \frac{m_{\tau}}{\phi_{\text{сг}}} \left(\frac{\phi}{\phi_{\text{сг}}} \right)^{m_{\tau}} \exp \left[- \frac{m_{\tau}}{m_{\tau} + 1} \left(\frac{\phi}{\phi_{\text{сг}}} \right)^{m_{\tau} + 1} \right] + c (1 - x_{\tau}) \left(\frac{m_w + 1}{\phi} \right) \left(\frac{\phi}{\phi_z} \right) \exp \left[c \left(\frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m_w + 1} \right], \quad (2.2)$$

где x_{τ} - доля топлива сгорающего по кинетическому механизму горения;

m_{τ} - показатель кинетического сгорания;

$\phi_{\text{сг}}$ - угол максимума кинетической скорости сгорания, град. ПКВ;

m_w - показатель диффузионного сгорания;

ϕ_z - продолжительность сгорания, град. ПКВ;

c - константа, определяющая недогорание топлива.

Константы в уравнении 2.2, необходимые для расчета скоростных и нагрузочных характеристик, оценивались по эмпирическим зависимостям, рекомендованными Г. Вошни.

При моделировании газообмена в цилиндре процесс истечения считается одномерным и квазистационарным, а параметры газа во впускном и выпускном коллекторах постоянными в течении цикла.

Система дифференциальных уравнений, включающая уравнения сохранения энергии, массы, и состояния и описывающие процессы, протекающие в цилиндре и отделенной КС, интегрируются методом Рунге-Кутты 4-го порядка.

Расчет концентраций окислов азота осуществляется по методу G. Beshouri. В модели G. Beshouri выход оксидов азота при работе двигателя на бедных смесях определяется следующим образом:

$$\text{NO}_x = A e^{B T_{\text{peak}}},$$

где A , B - коэффициенты, позволяющие идентифицировать зависимость на базе измерений выхода оксидов азота на базовых режимах дизеля. Эти константы можно взять с дизеля с аналогичными условиями организации рабочего процесса;

T_{peak} - максимальная температура цикла, К.

Стационарное тепловое состояние поршня, крышки и втулки цилиндра моделируется методом конечных элементов. При моделировании можно использовать различные конечные элементы. Наиболее простые расчетные соотношения, обеспечивающие приемлемую точность, дают двухузловые

элементы, представляющие собой оболочку вращения с линейным распределением температуры вдоль оболочки и параболическим распределением температуры поперек оболочки. Для таких элементов процедура нахождения стационарного распределения температуры в детали с некоторыми условиями теплообмена на тепловоспринимающих поверхностях, сводится к минимизации функционала

$$\Phi = \int_V \left(\frac{1}{2} \lambda (\text{grad} T)^2 - f T \right) dV + \int_F q T dF + \int_F \frac{1}{2} \alpha T^2 dF, \quad (2.3)$$

где V - объем детали, м^3 ;

F - поверхность, на которой происходит теплообмен.

При моделировании рабочего процесса конечно-элементная модель поршня имитирует возвратно-поступательные движения относительно конечно-элементной модели втулки цилиндра, формируя эпюры тепловых нагрузок на поверхности втулки и боковой поверхности поршня. Теплообмен между поршнем к. втулкой цилиндра определяется с учетом температуры элементов поршня и втулки, полученных на предыдущей итерации, условного контактного коэффициента теплоотдачи между ними. При этом необходимо учитывать тепловыделение от трения поршневых колец, определяемого по известным методикам или по результатам идентификации модели.

При моделировании рабочего процесса и теплового состояния деталей КС используемые в модели критериальные и эмпирические зависимости по тепловыделению и теплообмену идентифицируются по экспериментальным данным, полученным на исходном уровне форсирования двигателя. После идентификации и оценки достоверности модели можно выполнять анализ рабочего процесса и теплового состояния деталей двигателя с измененными конструкцией и регулировками по рабочему процессу. При этом для концептуальных исследований можно предположить, что при изменениях параметров рабочего процесса и конструкции деталей специальными регулировками можно добить качества организации рабочего процесса, достигнутого на двигателе – аналоге.

Для проверки адекватности математической модели и возможностей созданного пакета программ был произведен расчет рабочего процесса и теплового состояния деталей КС двигателя ЧН26/26 и его результаты сопоставлены с экспериментальными данными. Относительная погрешность определения максимального давления цикла составила 3,5 %, коэффициента наполнения и коэффициента избытка воздуха - 0,6 %, давления насосных ходов - 5,2 %, индикаторных показателей - 0,4 %. Также получена достаточно хорошая сходимость экспериментального и расчетного теплового состояния деталей КС (рис.1.).

В третьей главе приводится описание экспериментальной установки с

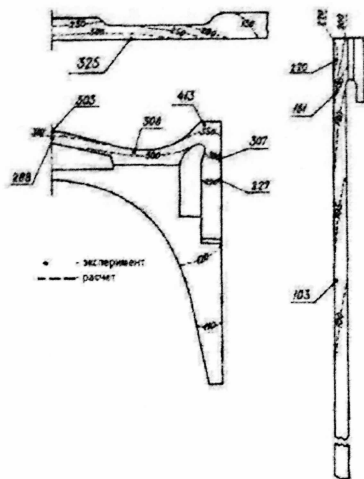


Рис.1. Температурные поля деталей КС двигателя ЧН 26/26 вихрекамерным двигателем 1Ч8,5/11 позволяющей определять эффективные, индикаторные, теплобалансовые показатели работы двигателя и тепловое состояние поршня, крышки и втулки цилиндра. Выполнена оценка погрешностей измерений и приведены результаты экспериментального и расчетного исследования рабочего процесса и соответствующего ему теплового состояния деталей ЦПГ при работе дизеля на номинальном режиме.

Перед исследованием двигателя по генераторной характеристике была снята регулировочная характеристика по углу опережения впрыскивания топлива на номинальном режиме работы, т.е. при полной нагрузке генератора и частоте вращения коленчатого вала $n=1500 \text{ мин}^{-1}$. Минимальный удельный эффективный расход топлива был получен при $\phi = -28$ град. ПКВ. Для данного угла опережения впрыскивания топлива была снята генераторная характеристика в диапазоне частот вращения $n = 1000-1500 \text{ мин}^{-1}$ при полной нагрузке генератора в шести опорных точках. На всех режимах работы двигателя производилась регистрация температур поршня, крышки и втулки цилиндра.

Для моделирования рабочего процесса и теплового состояния деталей КС двигателя на ЭВМ была подготовлена конечно-элементная модель КС, состоящая из 47 узлов, образующих 45 двухузловых конечных элементов. Все поверхности модели разделены на 16 зон, в пределах которых заданы предварительные граничные условия теплообмена, из них 10 зон определены на поверхностях охлаждения деталей и условия теплообмена в них не изменялись в течение расчета в течение моделирования. Для поверхностей

КС и сопряженных поверхностей поршня и втулки граничные условия теплообмена пересчитываются в итерационном процессе моделирования. Для возможности расчета двигателя с различным конструктивным оформлением деталей КС модель разделена на 16 областей, в пределах которых конечные элементы могут иметь разные теплофизические свойства и геометрические размеры.

Результаты расчета номинального режима работы двигателя по идентифицированной модели представлены в табл.1. В этой же таблице приведены для сравнения соответствующие экспериментальные параметры рабочего цикла. На рис.2. показано рассчитанное температурное поле поршня и втулки цилиндра. На выносных линиях в числителе указаны значения температур, определенные в эксперименте, в знаменателе - расчетные температуры в этих точках.

Как видно из сравнения экспериментальных и расчетных результатов, они достаточно хорошо согласуются друг с другом. Погрешности расчета температур деталей не превышают для поршня 4°C , а для втулки 7°C , что составляет 2,4-5,1 %. Погрешность определения показателей двигателя не превышает 0,6 %, а достаточно высокая погрешность определения температуры выпускных газов (5,8 %) укладывается в погрешность измерения температуры в процессе эксперимента.

Таблица 1.

Параметр	Размерность	Эксперимент	Расчет
n	мин^{-1}	1500	1500
$g_{\text{ц}}$	Мг	34,2	34,2
P_i	МПа	0,926	0,920
P_k	г/кВт.ч	213,2	214,3
P_z	МПа	5,29	5,37
T_r	К	743	703
η_v	-	0,890	0,892
α	-	1,335	1,338
q_w	%	42,53	42,36
$q_{\text{порш}}$	%	-	8,62
$q_{\text{втулк}}$	%	-	17,49
$q_{\text{кам.}}$	%	-	8,49
$q_{\text{крыш.}}$	%	-	7,76
$q_{\text{газ}}$	%	23,12	21,11
q_e	%	25,76	25,6

процесса дизелей с учетом их форсирования по давлению наддува. Эти зависимости позволяют оценить влияние ограничения максимального давления сгорания различными методами на экономичность цикла и тепловую напряженность двигателя. Для построения этих зависимостей было проведено моделирование вариантов рабочих циклов при различных значениях ϵ , α , P_z , P_k , T_k . Объем расчетов был определен значениями степени сжатия ϵ в пределах 10 - 16,5, величин коэффициента избытка воздуха α 1,7 - 2,2, величин давлений наддува P_k равными 1,8 - 4,0, температур воздуха на впуске T_k в диапазоне 355 - 446 К.

Анализ результатов расчета, приведенных в табл.2., позволил установить, что при увеличении давления наддува от 1,8 до 4,0 бар, при $n = 1400 \text{ Мин}^{-1}$ и сохранении $\epsilon = 16,5 = \text{const}$ без применения средств ограничения P_z , максимальное давление газа в цилиндре должно увеличиться в 2,02 раза и достигнуть 255 бар. Максимальная температура в крышке цилиндра при таком способе форсирования достигнет 363°C , температура в районе верхней поршневой канавки - 266°C , а в центре днища поршня - 412°C , что является предельным значением для поршней, штампованных из алюминиевого сплава АК-4.

Анализ влияния снижения степени сжатия по данным, приведенным в табл.2., показывает, что при форсировании по P_k от 11 до 18 бар при ограничении P_z величиной 160 бар путем снижения степени сжатия от 16,5 до 8,18, имеет место повышение g_e от 208,9 до 223,7 г/(кВт. ч). При увеличении ϵ от 8,18 до 9,94 и сохранении $P_e = 19$ бар, P_z повышается от 126 до 160 бар. Удельный эффективный расход топлива g_e при этом снижается с 223,7 до 213,9 г/(кВт ч), т. е. увеличение P_z на 34 бар путем повышения ϵ на 1,76 обуславливает снижение g_e на 9,8 г/(кВт.ч). NO_x от 982 ppm при $P_k = 1,8$ бар и $\epsilon = 16,5$ снижается до 696 ppm при $P_k = 4$ бар и $\epsilon = 10,14$.

Таблица 2.

P_k бар	T_k К	α	ϵ	P_z бар	P_e бар	NO_x Ррm	η_e %	$T_{\text{порш}}$ $^\circ\text{C}$	$T_{\text{колец}}$ $^\circ\text{C}$
1,8	355	1,7	16,5	126	11,03	982	41	303	206
4	446	2,2	16,5	255	14,49	973	38,8	412	266
4	355	2,0	8,18	126	18,18	712	38,3	303	208
3,35	355	2,0	11,5	160	18,09	793	40,8	339	223
4	355	2,2	10,14	160	18,09	795	40	323	214
3,5	410	2,1	12,0	160	15,24	873	40,6	340	224
3,1	355	2,1	12,76	160	15,55	880	41,5	326	217

Заслуживает внимания влияние коэффициента избытка воздуха при росте форсирования по P_k . Анализ данных, приведенных в табл.2,

показывает, что повышение α связано с незначительным снижением экономичности. Однако для снижения тепловой напряженности дизеля применение повышенных значений α , представляется эффективным. При $\alpha = 2,2$ максимальная температура в центре днища поршня составляет 323°C по сравнению с 339°C в случае $\alpha = 2$ (разница в температурах поршня составляет примерно 16°C). Максимальная температура крышки при этом уменьшилась на 10°C , а температура в зоне верхней поршневой канавки уменьшилась на 9°C .

Влияние охлаждения надвучного воздуха при росте форсирования по P_k можно также проследить по данным, приведенным в табл.2. Изменение T_k на 55 K в пределах от 410 K до 355 K при $P_k = 3,5$ бар и $\alpha = 2,1$ обуславливает снижение g_e с 211 до 206,8 г/(кВт.ч) и позволяет повысить степень сжатия ϵ на 0,75 единиц без превышения температур деталей. Уменьшение температур поступающего воздуха обуславливает увеличение массового наполнения цилиндра и мощности двигателя.

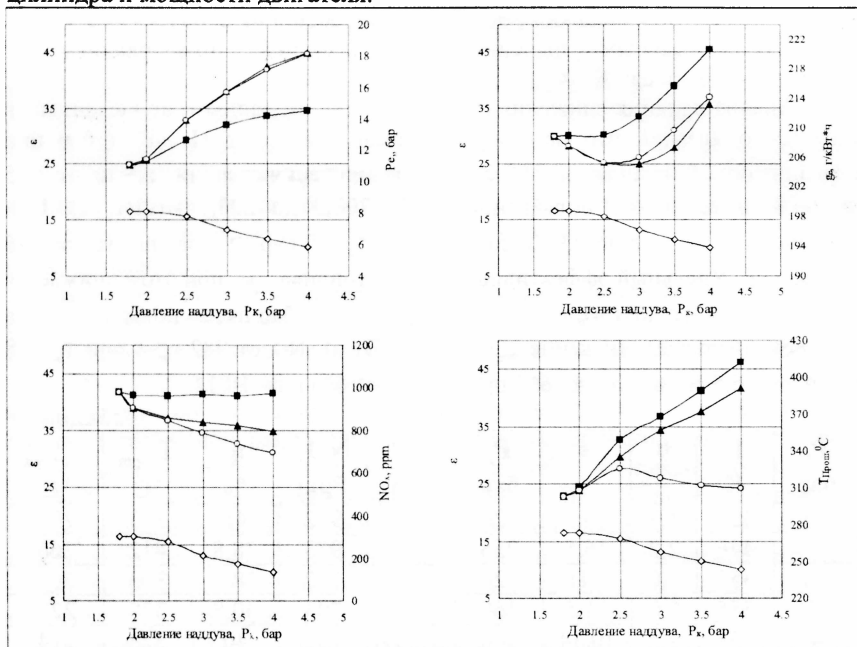


Рис.3. Зависимость величин P_e , g_e , NO_x и $T_{\text{порш}}$ от давления наддува при $n = 1400 \text{ Мин}^{-1}$, ($\diamond \epsilon$, $\blacksquare T_k = \text{Var}$, $\epsilon = 16,5$, $\blacktriangle T_k = 355 \text{ K}$, $\epsilon = 16,5$, $\circ T_k = 355 \text{ K}$, $\epsilon = \text{Var}$)

Расчеты показали, что при уменьшении температуры воздуха уменьшается начальная температура цикла, а следовательно, и средняя температура за цикл, что приводит к снижению температуры деталей. В этом случае максимальная температура в центре днища поршня уменьшилась на 14°C при изменении T_c от 410 К до 355 К (см. рис.3.). Максимальная температура крышки уменьшилась на 12°C , а температура в зоне верхнего поршневого кольца - на 7°C .

Во втором разделе четвертой главы приведены результаты анализа влияния параметров рабочего процесса от угла закрытия всасывающего клапана при высоком наддуве. Методом моделирования было проведено исследование возможностей и особенностей применения при высоком наддуве четырехтактного дизеля цикла Миллера, реализующего внутреннее охлаждение свежего заряда в рабочем цилиндре за счет изменения опережения угла закрытия $\varphi_{з.кл.}$ всасывающего клапана на ходе наполнения. Регулируя фазы газораспределения, можно изменять величину давления рабочего тела в начале сжатия, а следовательно, и максимальное давление в цилиндре. Кроме того, понижение температур цикла приводит к уменьшению выброса оксидов азота. Моделирование проводилось для варианта дизеля 8ЧН13/14. Использовалась комплексная программа расчета рабочего процесса двигателя и теплового состояния деталей КС. Рассматривались различные условия организации рабочего процесса, газообмена и наддува при различных значениях $\varphi_{з.кл.}$, P_k , α , ϵ , P_z и различных значениях среднего эффективного давления. Объем расчетов был определен значениями $\varphi_{з.кл.}$, равными 540° ; 520° ; 500° ; 480° ; 460° .

Сравнение результатов моделирования показателей дизеля 8ЧН13/14 с базовым вариантом двигателя со свободным турбокомпрессором ($P_k=1,8$ бар, $P_z=11,03$ бар, $\eta_e=41\%$), укомплектованного турбокомпрессором с высоким давлением наддува ($P_k=4,0$ бар) с обычными фазами газораспределения и с опережением закрытия всасывающего клапана при сохранении значения P_z , равного 160 бар, показало, что при обычном газораспределении ($\varphi_{з.кл.}=586^{\circ}$) среднее эффективное давление P_e повышается до 18,09 бар, удельный эффективный расход топлива g_e повышается до уровня $214,2$ г/(кВт.ч), $T_{порт}$ увеличивается до 309°C , а NO_x снижаются до 696 ppm. При этом эффективный КПД η_e достигает 40 %. С опережением закрытия всасывающего клапана $\varphi_{з.кл.}=500^{\circ}$ P_e повышается только до 12,69 бар, но g_e снижается до $203,1$ г/(кВт.ч), NO_x до 598 ppm, $T_{порт}$ до 277°C и эффективный КПД η_e достигает 42,2 % (см. рис.4.).

При применении опережения закрытия всасывающего клапана при высоком наддуве $P_k=4,0$ бар при сохранении значения P_z , равным 160 бар,

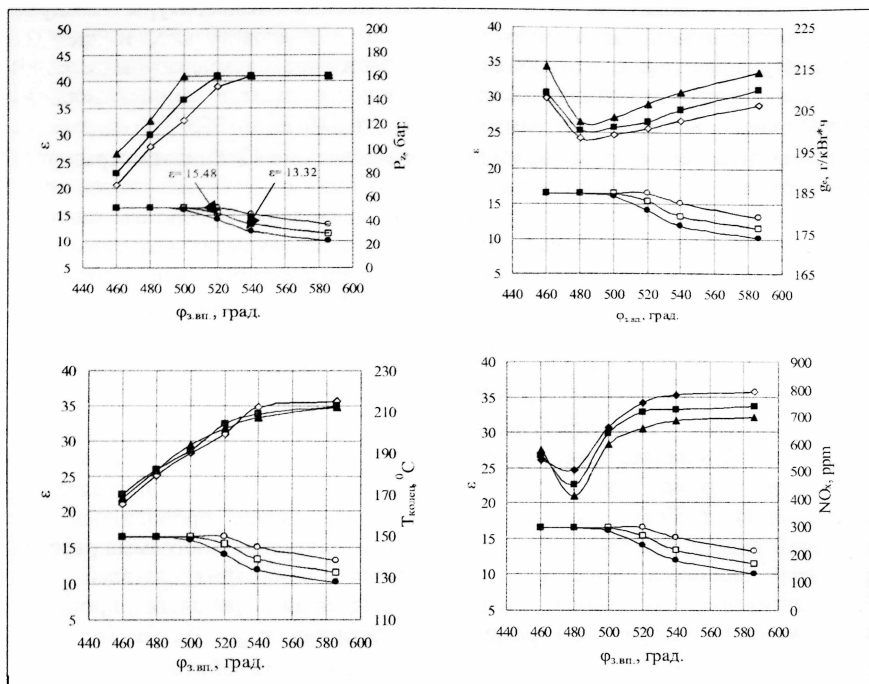


Рис.4. Зависимость величин P_e , g_e , NO_x и T_{koolc} от угла закрытия впускного клапана при $n=1400 \text{ Мин}^{-1}$, P_k от 3 до 4 бар ($\diamond P_k = 3$ бар, $\blacksquare P_k = 3,5$ бар, $\blacktriangle P_k = 4$ бар, $\circ \eta$ при 3 бар, $\square \eta$ при 3,5 бар, $\bullet \eta$ при 4 бар)

имеет место снижение среднего эффективного давления P_e от 18,09 до 12,69 бар. Для сохранения $P_e = 18,09$ бар с опережением закрытия всасывающего клапана необходимо повышать давления наддува больше, чем $P_k = 4,0$ бар. При $P_k = 5,0$ бар и $\phi_{z.v.} = 528^\circ$ достигаем $P_e = 18,09$ бар, $\eta_e = 40,3\%$, $NO_x = 690$ ppm, $T_{koolc} = 203^\circ \text{C}$. При $P_k = 6,0$ бар, $\phi_{z.v.} = 510^\circ$ и поддержании $P_e = 18$ бар можно получить $\eta_e = 39,4\%$, $NO_x = 544$ ppm, $T_{koolc} = 201^\circ \text{C}$, а при $P_k = 7,0$ бар, $\phi_{z.v.} = 496,5^\circ$ и том же P_e получаем $\eta_e = 38,6\%$, $NO_x = 500$ ppm, $T_{koolc} = 202^\circ \text{C}$.

ВЫВОДЫ

1- Для расчета теплового состояния деталей ЦПГ разработана математическая модель и комплекс программ совместного расчета рабочего процесса и теплового состояния деталей, образующих КС двигателя. Модель учитывает взаимосвязь рабочего процесса и теплового состояния КС, а

также тепловое и кинематическое взаимодействие между основными элементами КС.

2- Выполненные расчеты и экспериментальные исследования показали возможность достаточно точной идентификации модели по параметрам рабочего процесса и тепловому состоянию деталей КС конкретного двигателя и использования модели для прогнозирования теплового состояния деталей ЦПГ при изменении их конструкции.

3- Расчетные исследования дизеля 8ЧН13/14 показали, что при форсировании по P_k от 11 до 18 бар, допустив рост P_k от 126 до 160 бар повышением степени сжатия ϵ на 1,76 единицы (увеличив P_k на 34 бар), можно обеспечить снижение g_e на 9,8 г/(кВт.ч) и, а также добиться снижения NO_x до 696 ppm.

4- Несмотря на то, что повышение α может привести к снижению экономичности, представляется эффективным применение повышенных значений α для снижения тепловой напряженности дизеля. При изменении α от 2 до 2,2, максимальная температура в центре днища поршня уменьшилась на 16 °С, в крышке на 10 °С и в зоне верхней канавки на 9 °С.

5- Применение охлаждения надувочного воздуха является резервом форсирования с ограничением роста показателей тепловой напряженности поршневого комплекта и повышения экономичности. Расчетные исследования показали, что снижение температуры заряда цилиндра в начале сжатия на 55 К позволяет даже при повышении степени сжатия ϵ на 0,75 единицы снизить g_e на 4,2 г/(кВт.ч), понизить температуру в центре днища поршня на 14 °С, уменьшить температуру крышки на 12 °С, а температуру в зоне верхнего поршневого кольца - на 7 °С.

6- Увеличение опережения закрытия всасывающего клапана (реализация цикла Миллера) позволяет понизить удельный расход топлива g_e и снизить выбросы токсичных веществ с отработавшими газами, а также понизить температуры деталей по сравнению с обычными фазами газораспределения. С обычным газораспределением ($\varphi_{з.м.} = 586^\circ$) g_e достигает величины 214,2 г/(кВт.ч), а NO_x - 696 ppm. С уменьшением опережения закрытия всасывающего клапана до $\varphi_{з.м.} = 480^\circ$ при $P_k = 4$ бар, $T_k = 355^\circ\text{C}$ g_e снижается до 201 г/(кВт.ч), а NO_x до 410 ppm.

7- При высоком наддуве P_k от 3 до 4 бар имеет место снижение эффективности внутреннего охлаждения по способу Миллера по сравнению с диапазоном изменения P_k от 1,8 до 2,5 бар, что связано с малым повышением энергии, срабатываемой в турбине при высоких давлениях наддува.

8- Угол конца закрытия всасывающего клапана может достигать значений 480 без ухудшения экономичности и без падения температуры конца сжатия T_c ниже предела, обеспечивающего надежное самовоспламенение топлива.

9- При уменьшении частоты вращения дизеля заметно повышается значение коэффициента наполнения при раннем закрытии всасывающего клапана. Так, при изменении частоты вращения от 2100 до 1400 мин⁻¹ при $\varphi_{зам} = 480^\circ$, $P_c = 2,5$ бар коэффициент наполнения η_v повышается на 14,3%.

10- Результаты выполненного исследования показали, что, для увеличения удельной мощности и экономичности установок с двигателем внутреннего сгорания кроме изменения конструкции КС, необходимо при увеличении давления наддува ограничивать максимальное давления сгорания P_z , используя одновременное снижение степени сжатия и повышение коэффициента избытка воздуха, а также снижение температуры заряда цилиндра в начале сжатия. Кроме того, при увеличении давления наддува можно использовать увеличение опережения закрытия всасывающего клапана на линии всасывания (цикл Миллера).

ОСНОВНЫЕ РАБОТЫ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Н.А. Иващенко, Хоссам Елдин Салех Хассан Методика анализ способов форсирования дизелей по среднему эффективному давлению И.Н. Алиев, Г.А. Базанчук // Авиационно-космическая техника и технология. -Харьков, 2003. -№41/6. -С.172-173.

2. Иващенко Н.А., Хассан Хоссам Елдин Салех. Анализ методов форсирования дизелей по среднему эффективному давлению // Автомобильный транспорт в XXI веке: Труды международной научно-технической конференции. -Н.Новгород, 2003. -С281-283.

3. Хассан Хоссам Елдин Салех Стратегия форсирования дизелей по среднему эффективному давлению // Актуальные проблемы управления качеством производства и эксплуатации автотранспортных средств: Материалы X Междунар.науч. -Владимир, 2004. -С.220-223.

4. Хассан Хоссам Елдин Салех Особенности применения цикла Миллера при высоком наддуве дизеля // Актуальные проблемы управления качеством производства и эксплуатации автотранспортных средств: Материалы X Междунар.науч. -Владимир, 2004. -С.224-227.