

5. Иванов М. Я., Нигматуллин Р. З. Неявная схема повышенной точности для численного интегрирования уравнений Эйлера. // Ж. вычисл. матем. и матем. физ. — 1987. — Т. 27. — № 11. — С. 1725—1735.
6. Иванов М. Я., Крупа В. Г., Нигматуллин Р. З. Неявная схема С.К. Годунова повышенной точности для интегрирования уравнений Навье-Стокса. // Ж. вычисл. матем. и матем. физ. — 1989. — Т. 29. — № 6. — С. 888—901.
7. Gottlieb S., Shu C. - W. Total variation diminishing Runge-Kutta schemes. // NASA CR-201591 ICASE Report № 96-50, ICASE, 1996. — Pp. 20.
8. Копченков В. И., Крайко А. Н. Монотонная разностная схема второго порядка для гиперболических систем с двумя независимыми переменными. // Ж. вычисл. матем. и матем. физ. — 1983. — Т. 23. — № 4. — С. 848—859.

629.424:621.436+004.94

## ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДИЗЕЛЯ ПРИ ИНТЕРПРЕТАЦИИ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО ЭКСПЕРИМЕНТА

*Д-р техн. наук, проф. В. А. ЛАШКО, канд. техн. наук А.Ю. КОНЬКОВ*

*Предложен метод идентификации неисправностей дизеля с использованием имитационного моделирования рабочего процесса дизеля. Приведены результаты экспериментальной проверки метода, полученные для двигателя 4VD 12,5/9 (4Ч 9/12,5) дизель-генераторной установки рефрижераторного подвижного состава*

*Method of fault identification in a diesel engine using model that accurately simulates the diesel combustion process is offered. Results of experimental inspection of this method, obtained for the drive 4VD 12,5/9 (4ch 9/12,5) of a diesel plant at the refrigerator rolling stock, are observed.*

В настоящее время предложено большое число методов диагностики сложных технических систем. Такой системой, как известно, является и комбинированный двигатель внутреннего сгорания (КДВС). Однако до сих пор нет приемлемого метода для рядовой эксплуатации поршневых двигателей. Вместе с тем, уровень автоматизации на всех этапах диагностирования, от эксперимента до принятия решения, оставляет желать лучшего. Развитие технических средств измерения и регистрации результатов измерения в последние годы сделало доступным в условиях рядовой эксплуатации определение таких сложных интегральных характеристик, как индикаторные диаграммы в цилиндре двигателя и в топливопроводе высокого давления. Оборудованием для опытного определения этих диаграмм комплектуются многочисленные диагностические комплексы на базе специализированных или персональных компьютеров. При этом распространенной оказалась ситуация, когда использование компьютера ограничивается этапами регистрации быстропротекающих процессов и первичной обработки результатов, а именно, расчетом величин, которые могут исполнять роль диагностических параметров (ДП). Оценка технического состояния дизеля и его агрегатов, по замыслу разработчиков таких комплексов, остается за человеком (экспертом). Среди проблем, препятствующих автоматизации поиска неисправностей и их локализации в таких системах технической диагностики (СТД), в первую очередь следует назвать чрезмерно большое количество факторов, влияющих на эталонные значения ДП, и схожую для многих факторов функциональную связь с ДП. Последнее приводит к возникновению неразличимых ситуаций при диагностическом анализе результатов и, наряду с другими причинами, сводит к минимуму эффективность применения подобных СТД.

В результате поиска универсального метода обнаружения неисправностей дизеля выбор был остановлен на параметрической идентифицируемости. В абстрактно-теоретическом рассмотрении понятие идентифицируемости, по крайней мере параметрической, является частным случаем наблюдаемости.

Параметры, вектор которых в дальнейшем обозначается через  $\bar{P}_K$ , составляют вектор варьируемых параметров, который в процессе идентификации подлежит определению. Вектор  $\bar{P}_K$  в процессе идентификации не изменяется. Вектор  $\bar{P}_p$ , определяющий режим работы двигателя, считается заданным. Координаты — расчетная и экспериментальная (действительная) характеристика давлений

$$p(t)_p = f_p(t),$$

$$p(t)_d = f_d(t)$$

имеют различную скорость изменения по времени в течение рабочего цикла дизеля.

Принимая во внимание вышеизложенное, задачу параметрической идентифицируемости процесса можно представить следующими двумя условиями:

1. Уравнение детерминированного процесса имеет вид

$$\dot{P} = f(P, \bar{P}_p, \bar{P}_K, t), \quad (1)$$

где  $P$  — расчетное давление, определяемое в процессе численного интегрирования;  $\bar{P}_p$  — вектор заданных режимов работы объекта, полученных в ходе диагностического эксперимента (испытания дизеля);  $\bar{P}_K$  — вектор, характеризующий возможности изменения в заданной конструкции объекта, вызванных отклонениями в его работе и подлежащий определению;  $t$  — время.

Уравнение (1) базируется на методе объемного баланса Глаголева [1], а фактически описывает первый закон термодинамики для открытых систем в дифференциальной форме.

2. Функциональная характеристика наблюдения, полученная экспериментально, может быть представлена в виде

$$P = h(P, \bar{P}_p, \bar{P}_K, t), \quad (2)$$

где  $P$  — наблюдаемая величина давления в процессе эксперимента, которую формирует дискретный набор значений давлений с размерностью  $N$ . Этот набор давлений является «эталоном» в процессе идентификации. Функциональное соотношение (2) представляет собой индикаторную диаграмму, полученную экспериментально.

При решении задачи идентификации необходимо было определиться с критерием близости модели (1) и объекта (2). В качестве функционала в процессе идентификации было принято:

$$J = \min_{i \in M} \varepsilon_i(\Delta P(t)), \quad (3)$$

где  $\varepsilon_i(\Delta P(t)) = \max_{j \in N} |P(t)_p^j - P(t)_d^j|$ ;  $i = 1, \dots, m$ ;  $j = 1, \dots, n$ ;  $m$  — количество полученных максимальных отклонений по абсолютной величине расчетных и действительных значений давлений;  $n$  — количество дискретных значений давлений, принятых для сравнения по индикаторной диаграмме.

При решении задачи идентификации остро стоит вопрос о единственности решения, так как при различных комбинациях варьируемых параметров возможно получение одинакового критерия качества. Был предложен и реализован принцип единственности решения задачи идентификации за счет одновременного решения этой задачи не для одной, а для

двух и более реальных индикаторных диаграмм, определенных для одного цилиндра и отличающихся режимом работы двигателя. Критерием качества решения принята сумма критериев по каждой индикаторной диаграмме, т.е.

$$J = \min_{i \in M} E_i(\Delta P(t)), \quad (4)$$

где  $E_i(\Delta P(t)) = \sum_{r=1}^R \{\max_{j \in N} |P(t)_p^j - P(t)_d^j|\}$ ;  $i = 1, \dots, m$ ;  $j = 1, \dots, n$ ;  $r = 1, \dots, R$ ;  $r$  — индекс, определяющий режим работы двигателя.

Отличие предложенной структурной схемы (рис. 1) от классических принципов диагностики заключается в следующем. Оценка технического состояния объекта выполняется не отклонением действительных параметров от эталонных, а поиском такого набора исходных данных, который бы обеспечил наиболее близкое сходство экспериментальной и расчетной характеристик. Понятие «эталон» в таком подходе меняет свое содержание: экспериментальная характеристика, по сути, становится «эталоном» для математического аппарата, задачей которого является генерация такой же характеристики. В большинстве известных СТД математическое моделирование используется как средство расчета или уточнения эталонных значений диагностических параметров применительно к данным условиям эксперимента.

Показанную на рис. 1 схему можно рассматривать как вариант решения широкого класса диагностических задач, позволяющий не только идентифицировать неисправности объекта, но и количественно оценить их. Успех практического использования метода во многом зависит от выбора математической модели объекта, наиболее точно отражающей диагностические свойства объекта.

Реализуем данный подход при диагностике технического состояния дизеля 4Ч9/12,5, используя анализ индикаторной диаграммы (ИД). Действительная ИД определялась с применением аппаратной части комплекса «Магистраль» [2].

Отметим, что диагностическому анализу подвергались участки сжатия и горения-расширения рабочего цикла дизеля. Основное уравнение, отражающее первый закон термодинамики, было получено проф. Н.М. Глаголевым [1] на основании объемного баланса

$$\frac{dP}{dt} = X_{QX} - X_{QT} - X_{YT} + X_M - X_V \quad (5)$$

где  $X_{QX}$ ,  $X_{QT}$ ,  $X_{YT}$ ,  $X_M$ ,  $X_V$  — функции, отражающие процессы: горения, теплоотдачи, утечек, образования новых молекул и движения поршня.

При численном интегрировании уравнения (5) функции  $X_M$ ,  $X_V$  определяются по известным соотношениям. Вычисление  $X_{QT}$  осуществлялось с использованием формулы проф. Г. Вошни [3] по коэффициенту теплоотдачи.

Расчет функции  $X_{YT}$ , учитывающий утечки рабочего тела и определяющий один из возможных дефектов дизеля — неплотность цилиндропоршневой группы, выполнялся по методике расчета лабиринтных уплотнений.

Одним из важных вопросов остается процесс сгорания ( $X_{QX}$ ). Для оценки наблюдаемости процесса при параметрической идентификации необходимо было найти детерминированную модель, которая обладала бы большой информативностью о процессах топливоподачи и горения топлива. Среди моделей, отвечающих этому требованию, наиболее известным и апробированным является подход, разработанный проф. Н.Ф. Разлейцевым [4]. Базовыми уравнениями, учитывающими испарение и выгорание топлива, являются следующие.

1. Скорость испарения топлива в период топливоподачи

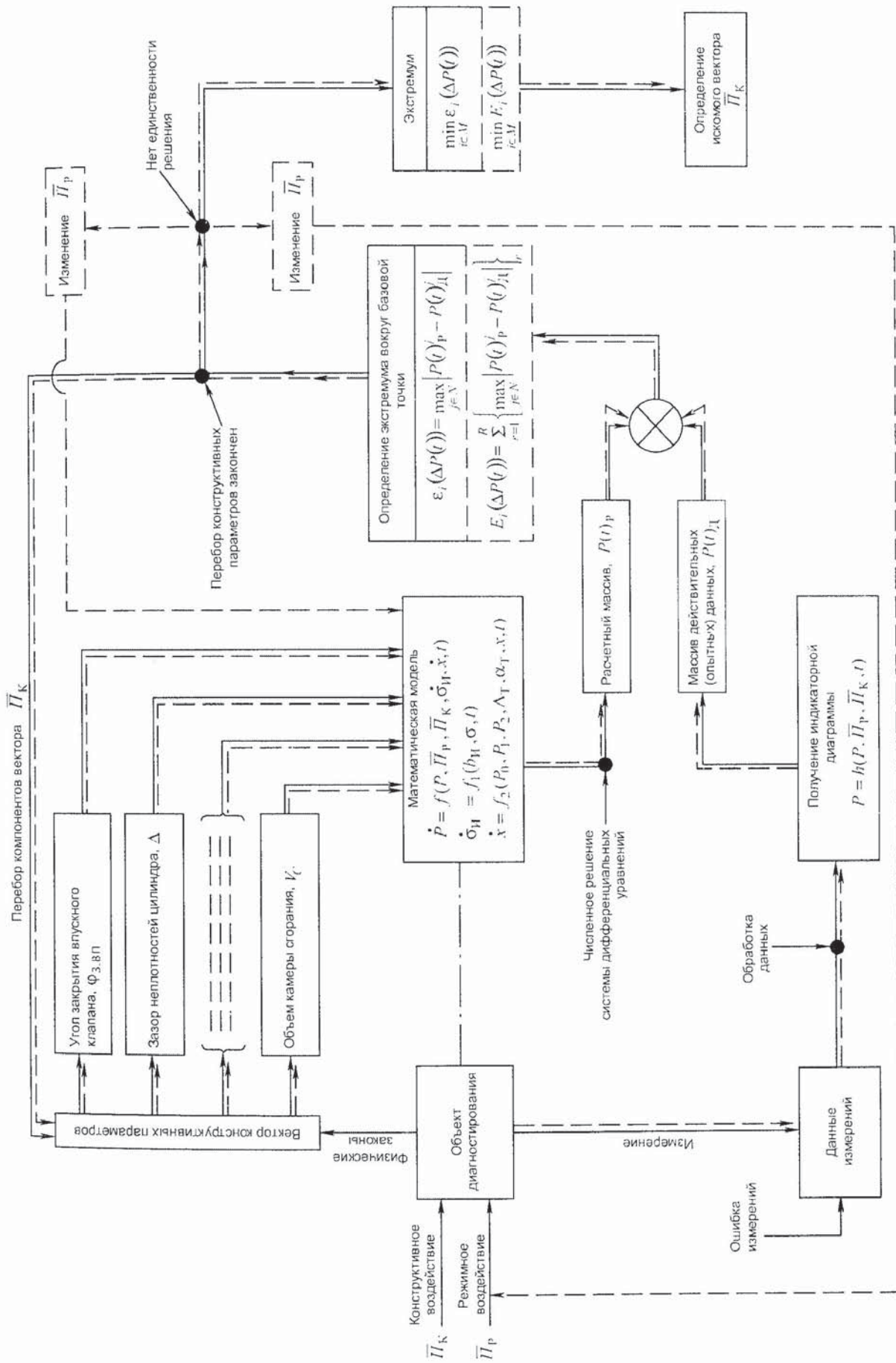


Рис. 1. Структурная схема предлагаемого метода диагностики

$$\frac{d\sigma_{и}}{dt} = (1 - B_{и}) \frac{\sigma}{t} \quad (6)$$

и после окончания впрыска

$$\frac{d\sigma_{и}}{dt} = \left\{ \left[ 1 - b_{и} (t - t_{вп}) \right]^{3/2} - B_{и} \right\} \frac{1}{t_{вп}}, \quad (7)$$

где  $B_{и} = (1 - b_{и})^{3/2}$ ;  $b_{и}$  — относительная константа испарения;  $\sigma$  — доля цикловой подачи топлива, поданного в цилиндр;  $t$  — время.

2. Скорость тепловыделения на участке топливоподачи

$$\frac{dx}{dt} = \psi_0 P_0 + \psi_1 P_1 + P_2 \quad (8)$$

и развитого горения и догорания топлива

$$\frac{dx}{dt} = A_3 \alpha_T (1 - \Delta_T - x)x, \quad (9)$$

где  $P_0, P_1, P_2$  — функции выгорания топлива соответственно на участке от начала воспламенения до момента выгорания топлива, попавшего в цилиндр за период индукции; испаряющегося топлива и догорания топлива и продуктов его неполного сгорания;  $\Delta_T$  — доля цикловой подачи, несгоревшей к моменту открытия выпускных органов.

Таким образом, модель позволяет варьировать закон подачи топлива, искусственно увеличивая недожог топлива, имитировать качество распыла изменением константы испарения топлива, получая при этом адекватные изменения скорости тепловыделения [4].

На основании изложенных выше положений была разработана методика и программа расчета рабочего процесса дизеля. Для автоматизации поиска возможных неисправностей использовался метод Хука—Дживса.

Идентификация неисправностей выполнялась в соответствие со схемой (рис. 1) в два этапа. На первом этапе анализировался участок сжатия ИД, а именно — от момента закрытия впускного клапана до начала видимого сгорания, определяемого по экспериментальной ИД. При этом угол, соответствующий закрытию впускного органа  $\varphi_{з.вп}$  был принят неизвестной величиной, т.е. включен в перечень варьируемых параметров. Кроме этого для участка сжатия в этот перечень были включены: эквивалентный радиальный зазор неплотностей цилиндра  $\Delta$  и объем камеры сгорания  $V_C$ , определяющий геометрическую степень сжатия в цилиндре. Последний параметр был включен из следующих соображений. Во-первых, технология ремонта ряда двигателей допускает возможность изменения и регулировки  $V_C$ . Во-вторых, наличие индикаторного канала в момент измерения всегда увеличивает  $V_C$ . Последнее особенно существенно для малоразмерных двигателей. Таким образом, для участка сжатия ИД вектор изменяемых конструктивных параметров определился как  $\Pi_K = \{\varphi_{з.вп}, \Delta, V_C\}$ . Вектор дополнительно контролируемых режимных параметров включал: частоту вращения коленчатого вала  $n_d$ , параметры воздуха во впускном ресивере (для безнаддувного двигателя 4Ч9/12,5 — параметры окружающей среды)  $\Pi_p = \{n_d, p_0, T_0\}$ .

При экспериментальной проверке работоспособности метода для участка сжатия, проблемой оказалось возникновение неразличимых ситуаций при анализе диаграммы одного режима. Так на рис. 2, а наилучшее совпадение расчетной диаграммы и действительной было достигнуто за счет роста утечек рабочего тела через неплотности цилиндра. Такой

же результат мог быть получен и за счет уменьшения геометрической степени сжатия, что и было в действительности — объем камеры сгорания был больше нормального на величину объема индикаторного канала. Решение указанной проблемы было найдено при проверке результатов диагностики на другом скоростном режиме (рис. 2, б). В этом случае видно значительное расхождение действительной и расчетной диаграммы. Объясняется это тем, что количество газа, вытекающего из цилиндра через неплотности определяется преимущественно временем процесса, и при сокращении этого времени — количество утечек, соответственно, уменьшается. При условии совместного анализа диаграмм, полученных для одного цилиндра на различных скоростных режимах, программа дает правильные результаты (рис. 2, в, г и табл. 1). Необходимо отметить, что перед проведением экспериментов двигатель был подвержен тщательной ревизии с разборкой и обмером деталей цилиндропоршневой группы, регулировкой тепловых зазоров клапанного механизма и другими регламентными работами.

Проверка для участка горение-расширение на данном этапе развития метода выполнялась по упрощенной методике — только для двух типов отклонений ТС дизеля: неверный угол опережения подачи топлива  $\varphi_{\text{ОПТ}}$  и неравномерность распределения цикловой подачи топлива  $b_{\text{Ц}}$ , т.е. для этого участка вектор неизвестных (варьируемых) параметров двигателя определялся как  $\Pi_{\text{К}} = \{\varphi_{\text{ОПТ}}, b_{\text{Ц}}\}$ .

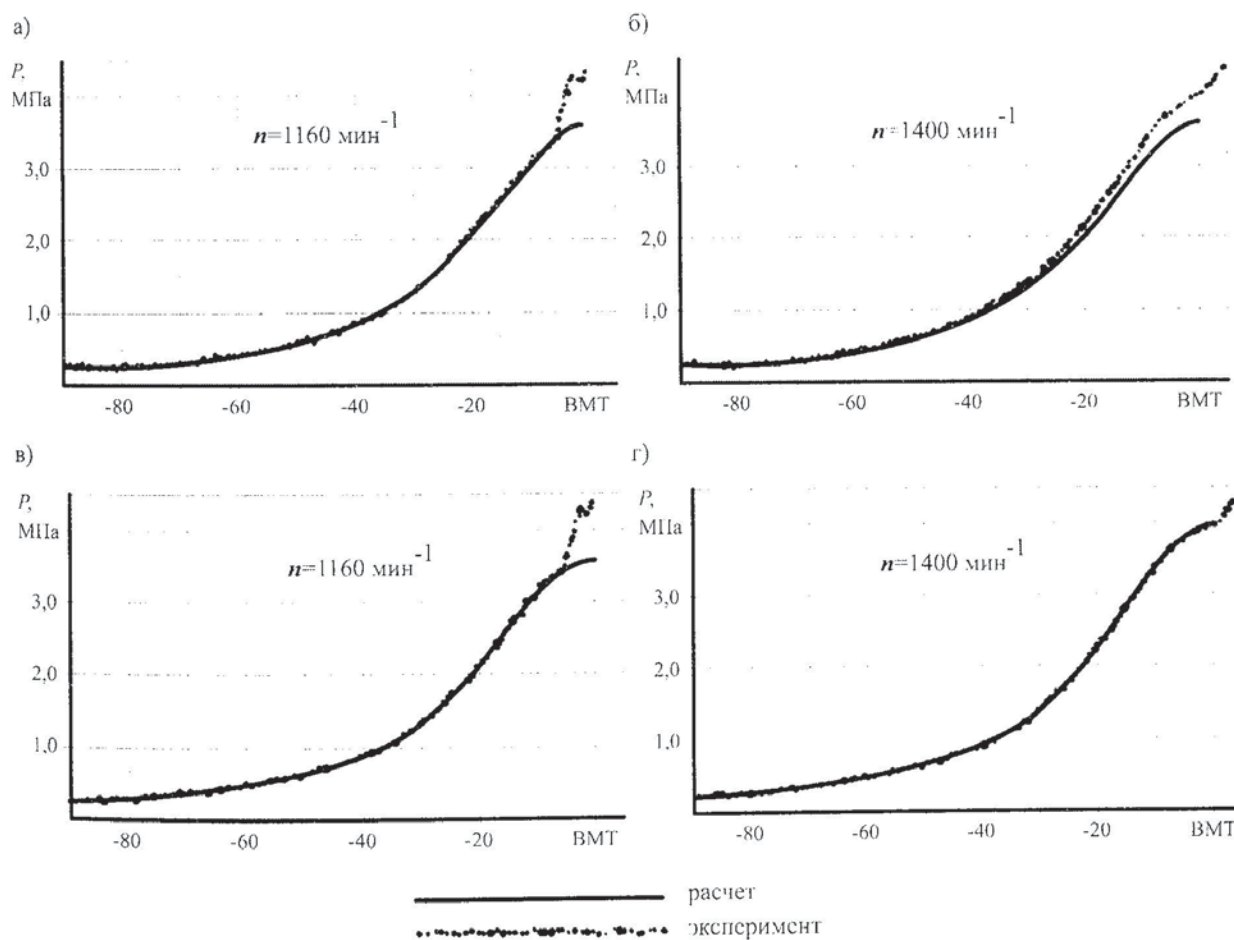


Рис. 2. Примеры анализа действительной индикаторной диаграммы методом имитационного моделирования на участке сжатия: а — расчет без учета утечек газа в расчете  $n = 1160 \text{ мин}^{-1}$ ; б — проверка решения при  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ ; в, г — решение и проверка результата с учетом неплотностей в цилиндре

Таблица 1

Сравнение расчетных и экспериментальных показателей для участка сжатия

Показатель, размерность	Значение	
	расчетное	действительное
Геометрическая степень сжатия	16,8	~17
Угол закрытия впускных органов, град. относительно ВМТ	144,5	145
Эквивалентный радиальный зазор неплотностей, мм	0,21	>0

Значения угла запаздывания закрытия впускного клапана, эквивалентного радиального зазора неплотностей и объема камеры сгорания принимались по результатам анализа участка сжатия. Эксперимент строился следующим образом: диаграммы, полученные экспериментально при известных значениях расхода топлива и углов опережения подачи, анализировались диагностической программой, рассчитывающей эти величины. Закон подачи топлива был определен экспериментально и не изменялся в процессе расчетов, равно как и константы модели тепловыделения. На рис. 3 показаны некоторые результаты поиска оптимального решения диагностической задачи, обеспечивающие ближайшее протекание экспериментальной и расчетной диаграммы участка сгорания при существующих ограничениях метода.

При данных условиях эксперимента была получена хорошая сходимость результатов расчета с действительными значениями (табл. 2).

Таблица 2

Сравнение расчетных и экспериментальных показателей для участка горения

Показатель, размерность	№ опыта	Значение		Расхождение, %
		расчетное	действит.	
Геометрический угол опережения подачи топлива, град. относительно ВМТ	1	23,0	22	4,5
	2	26,0	26	0
	3	19,0	18,5	2,7
	4	22,5	22	2,3
	5	26,5	26	1,9
	6	18,5	18,5	0
Цикловая подача топлива, мг	1	21,5	22,1	2,7
	2	19,0	19,1	0,5
	3	19,0	19,6	3,1
	4	11,5	11,0	4,5
	5	12,0	11,8	1,7
	6	13,0	12,5	4,0

### Выводы

1. Целесообразно проверить эффективность представляемого метода параметрической идентификации для процесса газообмена и в целом для замкнутого цикла.
2. Предлагаемый метод параметрической идентификации является хорошей основой для диагностики поршневых двигателей в условиях эксплуатации.

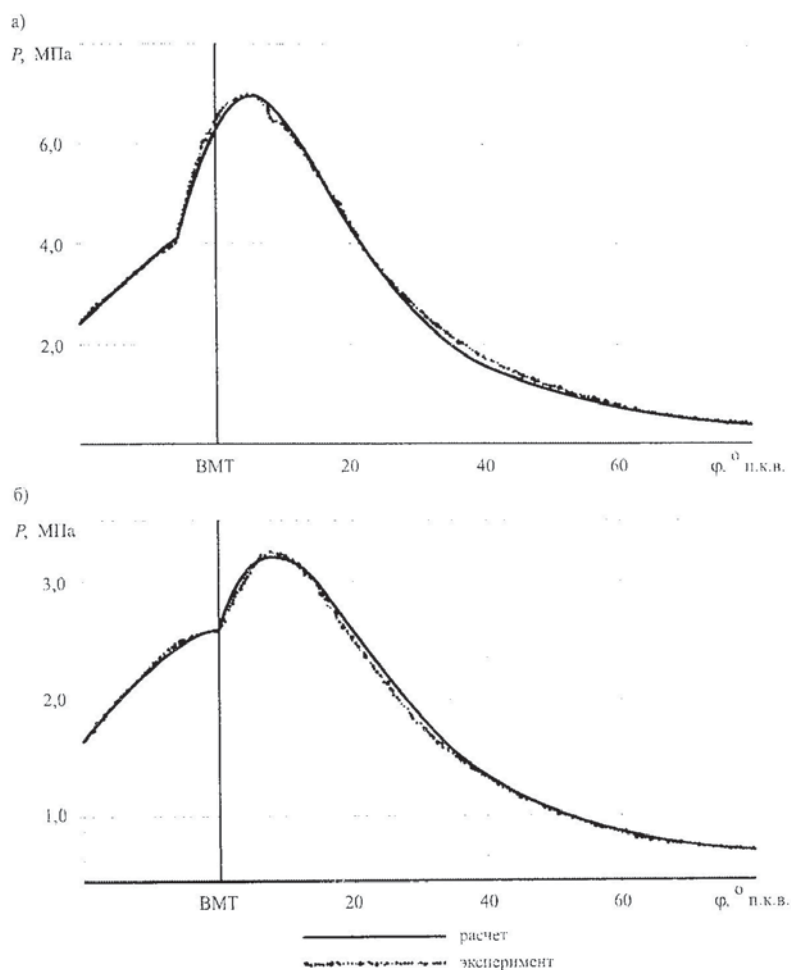


Рис. 3. Примеры анализа действительной индикаторной диаграммы методом имитационного моделирования на участке сгорания: *а* — нормальный угол опережения подачи топлива, цикловая подача 22,1 мг; *б* — поздний угол опережения подачи топлива, цикловая подача 19,6 мг

3. Развитие и совершенствование метода диагностики пойдет по пути расширения возможностей модели рабочего процесса с точки зрения информативности, повышения уровня описания природы физических процессов.

4. В дальнейшем с целью более эффективного поиска неисправностей необходимо привлечение фундаментальной теории управления.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Г л а г о л е в Н. М. м др. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания и газовые турбины. — 2-е изд., перераб. — М.: Транспорт, 1965. — 403 с.
2. В а с и н П. А. Для диагностики тепловоза – комплекс «Магистраль» // Локомотив. — 2001. — № 7. — С. 27—31.
3. W o s c h n i G e r h a r d, A n i s t i s F e r e n c. Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs Mittelschnellaufender Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen // Motorlechnische Zeitschrift (MTZ). 1973. — 34. — № 4. — P. p.106—115.
4. Р а з л е й ц е в Н. Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. — Харьков: Высшая школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980. — 169 с.