

УДК 621.43.038

**З.Х. КЕРИМОВ***Азербайджанский Технический Университет, Азербайджан***МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ С УЧЕТОМ ДВУХФАЗНОЙ СРЕДЫ В ГРАНИЧНЫХ ПОЛОСТЯХ ДИЗЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ВПРЫСКА ТОПЛИВА**

Приводится система уравнений, описывающая гидродинамические процессы в двухфазной газожидкостной среде в граничных полостях системы впрыска топлива дизельного двигателя. Учитывается кинетика процессов тепло-массообмена между фазами в газожидкостной среде с пузырьковой структурой. Сопоставление результатов расчетов с экспериментальными данными доказывает высокую адекватность модели. Представлены некоторые результаты численных исследований гидродинамических процессов в граничных полостях.

**гидродинамические процессы, двухфазная газожидкостная среда, пузырьковая структура, уравнение граничных условий, дизельная система впрыска топлива, топливный насос, форсунка**

**Введение**

Известно, что в дизельных двигателях к характеристике впрыска топлива предъявляются достаточно жесткие требования, от удовлетворения которых во многом зависят как их технико-экономические, так и экологические показатели. Поэтому при разработке новых систем впрыска топлива требуется всестороннее исследование гидродинамических процессов в этих системах. Одним из наиболее сложных и наименее исследованных явлений, происходящих в дизельных топливовпрыскивающих системах, является процесс разрыва сплошности жидкого топлива с образованием двухфазной газожидкостной среды. Двухфазная среда почти на всех режимах работы образуется во всех полостях и в трубопроводе высокого давления, существует достаточно продолжительное время и оказывает существенное влияние на протекание гидродинамических процессов в системе, а значит, и на характеристики впрыска топлива. Без изучения и учета особенностей этого процесса невозможно эффективно управлять характеристиками впрыска.

Вместе с тем, экспериментальные исследования процессов возникновения и развития двухфазной газожидкостной среды, ее регистрация и измерение параметров, особенно в полостях топливного насоса

и форсунки, связаны с большими техническими трудностями. Поэтому приоритетными для исследования этих процессов следует считать применение методов математического моделирования с проведением численных экспериментов, которые, к тому же, более информативны, чем экспериментальные методы.

**1. Формулирование проблемы**

Несмотря на достаточно продолжительную историю развития методов моделирования гидродинамических процессов в дизельных системах впрыска топлива, вопросу расчета процесса разрыва сплошности жидкого топлива посвящены считанные работы, которые не учитывают всю сложность происходящих при этом процессов. Во многих из них этот процесс рассматривается упрощенно, не учитывается кинетика процессов выделения и растворения газовой фазы и структура двухфазной среды. Так, например, при разрывах сплошности жидкости предполагается образование пустот, давление в которых принимается равным нулю. Часто двухфазная среда рассматривается как “среда, лишенная собственного давления”. Имеются методики расчета, в которых при разрывах сплошности расчет ведется с переходом давлений в отрицательную область, и с

отрицательными давлениями оперируются как с реально существующими. Известна методика моделирования, в которой скорости процессов выделения растворившегося в жидком топливе воздуха и его обратного растворения предполагаются бесконечно большими, а давление в образовавшихся камерах считается равным равновесному давлению выделившегося воздуха, которое определяется из известного закона Генри.

Вместе с тем, экспериментальными исследованиями [1] доказано, что процессы выделения и растворения газовой фазы не являются мгновенными. Кроме того, двухфазная среда в системах впрыска имеет пузырьковую дисперсную структуру. Следовательно, без учета этих явлений невозможно моделирование гидродинамических процессов в полостях топливного насоса и форсунки, а также и в трубопроводе высокого давления с достаточной для практических целей точностью.

Задачей настоящей работы являлась разработка методики моделирования гидродинамических процессов в дизельном топливном насосе с золотниковым дозированием топлива и форсунке закрытого типа с учетом двухфазного газожидкостного состояния среды с пузырьковой дисперсной структурой. Двухфазная среда учитывается также и в трубопроводе высокого давления, хотя это не является предметом рассмотрения настоящей статьи.

## 2. Решение задачи

При составлении математической модели принята физическая модель образования и развития двухфазной газожидкостной дисперсной среды с пузырьковой структурой согласно гипотезе Гарвея, которая предполагает образование начальных воздушных пузырьков в микрошероховатостях стенок. С дальнейшим ростом пузырьков и достижением ими отрывных размеров, они отрываются от стенок и поступают в поток. Следовательно, необходимо отдельно учитывать процессы взаимодействия меж-

ду газовой фазой в пузырьках на поверхности стенок и жидкой фазой, а также между пузырьками в потоке и жидкой фазой. Процесс взаимодействия между фазами состоит из процессов тепло- и массообмена между газовой и жидкой фазами. Учитывая, что в высококипящих жидкостях, к которым относятся и дизельное топливо, давление в газовых пузырьках определяется, в основном, не давлением насыщенных паров топлива, а давлением выделившегося воздуха, процессами испарения-конденсации топлива можно пренебречь.

Решением уравнений, описывающих процессы в насосе и форсунке, определяются переменные по времени граничные условия системы уравнений потока в нагнетательном трубопроводе высокого давления. Поэтому эти уравнения называются уравнениями граничных условий.

Уравнения граничных условий представляют собой уравнения баланса топлива в граничных полостях системы и уравнения движения подвижных элементов системы, таких как плунжер, клапан и т.д. В подавляющем большинстве математических моделей систем впрыска топлива применяются уравнения объемного баланса топлива в граничных полостях системы. Однако, при учете переменности плотности топлива при численном интегрировании уравнений объемного баланса оказываются просуммированными объемные приращения топлива, имеющие разные плотности, в результате чего нарушается массовый баланс топлива. Этот недостаток еще более усугубляется при расчете двухфазной среды, т.к. плотность двухфазной среды изменяется в более широких пределах. Поэтому, для соблюдения закона сохранения массы используем уравнения массового баланса двухфазной топливовоздушной среды.

Уравнения граничных условий составляются для наиболее общего случая, когда все элементы системы (плунжер, клапаны) подвижны, существуют истечения двухфазной среды через все окна, проход-

ные сечения клапанов, входное и выходное сечения трубопровода, а уравнения для разных этапов работы системы впрыска топлива (закрытые и открытые положения разных клапанов, проходных сечений и т.д.) будут вытекать из этих уравнений как частные случаи.

Расчетная схема системы представлена на рис. 1. Рассмотрим принцип составления уравнений граничных условий на примере надплунжерной полости топливного насоса высокого давления. При нагнетательном ходе плунжера (вверх по схеме на рис. 1) изменение массы жидкой фазы  $dG_{ж,н}$  в объеме  $V_n$  надплунжерной полости за период времени  $dt$  будет происходить за счет перетекания жидкой фазы в составе двухфазной среды через наполнительно-отсечные окна (с сечением  $f_o$ ), через открытый нагнетательный клапан (с сечением  $f_k$ ) и за счет выделения газовой фазы из жидкой фазы:

$$\frac{dG_{ж,н}}{dt} = -\mu_o f_o \bar{\rho}_{ж,н(вс)} w_{вс} - \mu_k f_k \bar{\rho}_{ж,н(к)} w_k - i_n, \quad (1)$$

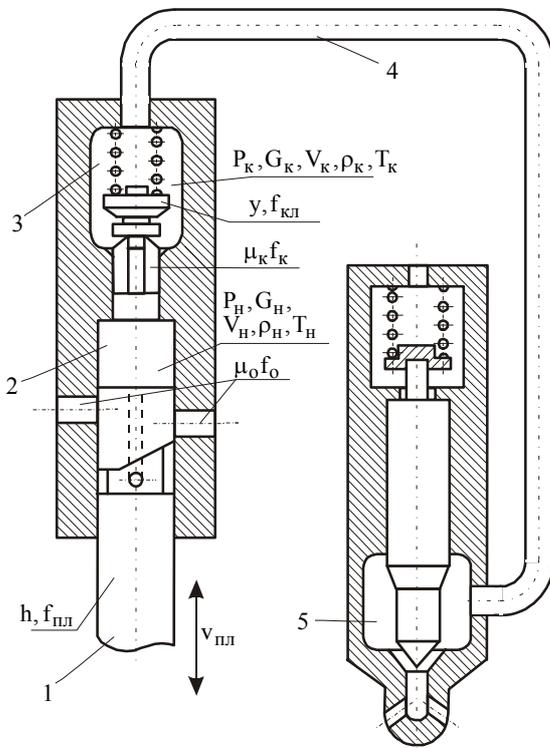


Рис. 1. Расчетная схема дизельной системы впрыска топлива: 1 – плунжер; 2 – надплунжерная полость; 3 – надклапанная полость; 4 – трубопровод высокого давления; 5 – полость форсунки

где  $\mu_o, \mu_k$  – коэффициенты расхода наполнительно-отсечных окон и нагнетательного клапана;

$w_{вс}, w_k$  – скорости истечения двухфазной среды из наполнительно-отсечных окон и через проходное сечение нагнетательного клапана;

$\bar{\rho}_{ж, вс}$  – парциальная плотность жидкой фазы в объеме всасывания топливного насоса – в полости низкого давления, за наполнительно-отсечными окнами втулки плунжера;

$\bar{\rho}_{ж, н}, \bar{\rho}_{ж, к}$  – парциальные плотности жидкой фазы в надплунжерной и надклапанной полостях (двойные индексы “н(вс)” и “н(к)” в уравнении (1) означают, что в зависимости от направления истечения, т.е. знаков  $w_{вс}$  и  $w_k$ , при расчете соответствующих членов подставляется плотность жидкой фазы в той полости, из которой вытекает жидкость);

$i_n$  – скорость выделения газовой фазы из жидкости (или ее растворения), отнесенная ко всему объему надплунжерной полости (единица измерения – кг/с).

Соответственно, уравнение массового баланса газовой фазы в надплунжерной полости будет иметь вид:

$$\frac{dG_{г,н,п}}{dt} = -\mu_o f_o \bar{\rho}_{г,н(вс)} w_{вс} - \mu_k f_k \bar{\rho}_{г,н(к)} w_k + i_{н,п} + i_{н,от}, \quad (2)$$

где  $\bar{\rho}_{г, н}, \bar{\rho}_{г, к}, \bar{\rho}_{г, вс}$  – парциальные плотности газовой фазы в надплунжерной и надклапанной полостях и в полости всасывания;

$i_{н,п}$  – скорость массообмена между жидкостью и газовой фазой, находящейся в пузырьках в объеме жидкой фазы, отнесенная к абсолютному объему полости;

$i_{н,от}$  – скорость поступления газовой фазы в пузырьки, находящиеся в объеме жидкой фазы за счет отрыва пузырьков с поверхности стенок надплунжерной полости.

Скорости истечения среды через отверстия и щели, в частности, через наполнительно-отсечные окна и через проходное сечение нагнетательного клапана,

определяются с использованием известного выражения, полученного из уравнения Бернулли.

Масса газовой фазы, находящейся в пузырьках на поверхности стенок надплунжерной полости, изменяется как за счет массообмена между газовой фазой в этих пузырьках и жидкой фазой, так и в результате отрыва пузырьков, находящихся на поверхности стенок и их поступления в объем жидкой фазы (если в течение промежутка времени  $dt$  такой отрыв произошел). Тогда уравнение массового баланса газовой фазы, находящейся в пузырьках на поверхности стенок полости, будет иметь вид:

$$\frac{dG_{Г,Н,СТ}}{dt} = i_{Н,СТ} - i_{Н,ОТ}, \quad (3)$$

где  $i_{Н,СТ}$  – скорость массообмена между жидкостью и газовой фазой, находящейся в пузырьках на поверхности стенок надплунжерной полости.

Очевидно, что  $i_{Н} = i_{Н,П} + i_{Н,СТ}$ .

Скорости массообмена между жидкостью и газовыми фазами, находящимися в пузырьках в потоке и в пузырьках на поверхности стенок полости, определяются соответствующими выражениями, приведенными в работе [2].

Численным интегрированием уравнений (1) – (3) определяются значения масс соответствующих фаз  $G_{Ж,Н}$ ,  $G_{Г,Н,П}$ ,  $G_{Г,Н,СТ}$ , после чего могут быть рассчитаны парциальные плотности соответствующих фаз по известным выражениям:

$$\bar{\rho}_{Ж,Н} = \frac{G_{Ж,Н}}{V_{Н}}; \quad \bar{\rho}_{Г,Н,П} = \frac{G_{Г,Н,П}}{V_{Н}}; \quad \bar{\rho}_{Г,Н,СТ} = \frac{G_{Г,Н,СТ}}{V_{Н}},$$

где  $V_{Н}$  – объем надплунжерной полости. Текущее значение этого объема определяется с учетом текущих перемещений плунжера  $h$  и нагнетательного клапана  $y$ :

$$V_{Н} = V_{НО} - f_{ПЛ} \cdot h + f_{К} \cdot y,$$

где  $V_{НО}$  – начальное значение объема надплунжерной полости (при  $h = 0$  и  $y = 0$ );

$f_{ПЛ}$ ,  $f_{К}$  – площади поперечных сечений плунжера и нагнетательного клапана, соответственно.

Составлена система уравнений, моделирующая двухфазное состояние газожидкостной среды. Плотность двухфазной среды в надплунжерной полости рассчитывается по выражению:

$$\rho_{Н} = \bar{\rho}_{Ж,Н} + \bar{\rho}_{Г,Н} = \bar{\rho}_{Ж,Н} + \bar{\rho}_{Г,Н,П} + \bar{\rho}_{Г,Н,СТ}.$$

Для определения температуры газовой фазы в надплунжерной полости применяется дифференциальное уравнение, полученное из уравнения баланса энергии в единичном пузырьке газа с эффективным радиусом  $R_{Н,Э}$  [3]:

$$\frac{dT_{Н}}{dt} = \frac{1}{\rho_{Г,Н,П} \cdot c_p} \left[ \frac{dp_{Н}}{dt} + \frac{3c_v T_{Н}}{4\pi R_{Н,Э}^3} \frac{dm_{Н}}{dt} + \frac{3\lambda(T_{Ж} - T_{Н})}{R_{Н,Э}^2} \right], \quad (4)$$

где  $T_{Н}$ ,  $p_{Н}$  – температура и давление газа в пузырьке в надплунжерной полости;

$T_{Ж}$  – температура жидкой фазы, допускается постоянной;

$\rho_{Г,Н,П}$  – абсолютная плотность газа в пузырьке в надплунжерной полости;

$c_p$ ,  $c_v$  – удельные теплоемкости газа при постоянном давлении и постоянном объеме;

$m_{Н}$  – масса газа в единичном пузырьке;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности жидкой фазы.

Эффективный радиус газового пузырька определяется осреднением радиуса пузырьков в потоке и на поверхности стенки из условия сохранения общего объема и общей поверхности всех пузырьков в рассматриваемой полости.

Система уравнений (1) – (4) замыкается уравнениями состояния жидкой и газовой фаз:

$$\rho_{Ж,Н} = a_0 + a_1 p_{Н} + a_2 p_{Н}^2, \quad (5)$$

$$p_{Н} = \rho_{Г,Н,П} \cdot R_{В} \cdot T_{Н}, \quad (6)$$

где  $a_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$  – эмпирические коэффициенты, зависящие от вида топлива и его температуры;

$R_{В}$  – газовая постоянная воздуха.

Дополнительно используются выражения, связывающие объемную концентрацию газовой фазы  $\varepsilon_{Н}$

в двухфазной среде с плотностями фаз:

$$\varepsilon_H = (\rho_{ж,н} - \bar{\rho}_{ж,н}) / \rho_{ж,н} \quad \text{и} \quad \varepsilon_H = \bar{\rho}_{г,н} / \rho_{г,н} \quad (7)$$

Начальное количество газовых пузырьков на стенке принимается, исходя из размеров микрошероховатости поверхности стенок конкретной полости, а в последующем, количество пузырьков в потоке вычисляется по уравнению баланса количества пузырьков, а также с учетом количества оторвавшихся от стенок пузырьков.

Решение задачи определения параметров двухфазной среды в полости сводится к определению  $T_H$ ,  $\rho_H$ ,  $\rho_{ж,н}$ ,  $\rho_{г,н}$ ,  $\varepsilon_H$  из системы уравнений (4) – (7) методом итераций для каждого шага интегрирования по времени. Эту систему уравнений условно можно назвать уравнениями состояния двухфазной среды. Как видно, в этой системе уравнений участвует фактор времени, характерный для сред с релаксацией, в которых нет однозначной зависимости между давлением и плотностью среды.

При полном растворении газовой фазы и восстановлении сплошности жидкости в полости уравнения (2) и (3) тождественно превращаются в нуль, а уравнение (1) превращается в уравнение массового баланса однофазной жидкой среды. При этом давление в полости определяется из уравнения состояния жидкой среды (5) по рассчитанному значению  $\rho_{ж,н}$ .

Аналогично составляются и уравнения для двухфазной среды в надклапанной полости насоса и в полости форсунки. Уравнения движения нагнетательного клапана и клапана форсунки составляются по общеизвестной методике, на основе II закона Ньютона и являются обыкновенными дифференциальными уравнениями второго порядка.

При описании неустановившегося двухфазного потока в трубопроводе высокого давления используются уравнения двухфазного потока, которые состоят из уравнений неразрывности для каждой из фаз и уравнения движения для двухфазного потока, которые также учитывают тепло-массообмен между фазами [4]. Эти уравнения интегрируются числен-

ным методом конечных разностей С.К. Годунова – методом “распада разрыва” [5].

Уравнения граничных условий интегрируются методом конечных разностей Эйлера первого порядка точности.

Был разработан алгоритм и составлена программа гидродинамического расчета применительно к системе впрыска топлива дизельного двигателя ЯМЗ-236. Для проверки адекватности математической модели результаты численного моделирования на компьютере были сравнены с результатами экспериментов. Сравнение проводилось по осциллограммам давления среды на выходе из топливного насоса высокого давления, на входе в форсунку, движения игольчатого клапана форсунки и по цикловой дозе впрыскиваемого топлива, которые позволяют интегрированно оценить точность математической модели. Сравнения для многочисленных режимов работы системы в широком диапазоне изменения скоростей вращения кулачкового вала насоса и цикловых доз топлива показали высокую

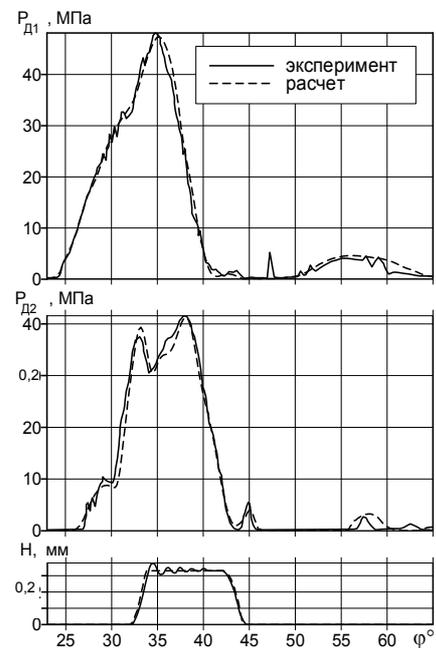


Рис. 2. Сопоставление расчетных и экспериментальных кривых давления среды на выходе из насоса ( $P_{D1}$ ), входе в форсунку ( $P_{D2}$ ) и перемещения клапана форсунки ( $H$ ) в зависимости от угла поворота ( $\varphi$ ) вала насоса (частота вращения вала насоса  $1100 \text{ мин}^{-1}$ ; цикловая доза топлива: эксперимент –  $107 \text{ мм}^3$ , расчет –  $108,6 \text{ мм}^3$ )

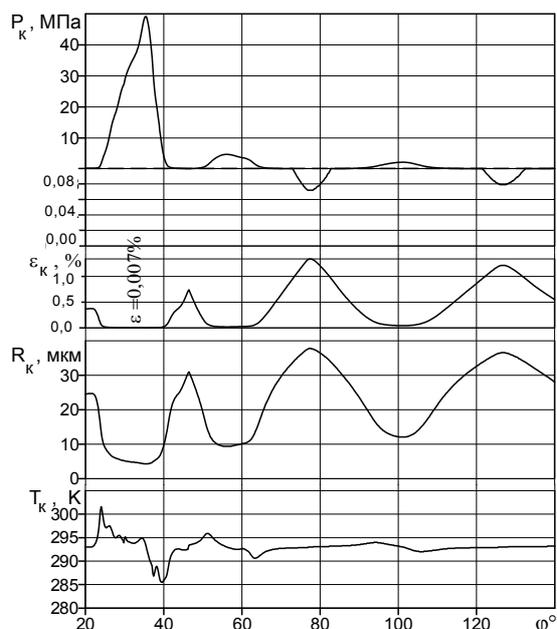


Рис. 3. Изменение давления ( $P_k$ ), концентрации газовой фазы ( $\varepsilon_k$ ) в двухфазной среде, среднего радиуса газовых пузырьков ( $R_k$ ) и температуры газовой фазы ( $T_k$ ) в надклапанной полости насоса (режим работы соответствует рис. 2), (шкала давлений ниже атмосферного давления растянута)

адекватность разработанной методики моделирования. Результаты сопоставления для номинального режима работы представлены на рис. 2. Следует отметить, что на всех режимах работы в течение времени, соответствующем более чем  $300^\circ$  угла поворота вала насоса в трубопроводе и в граничных полостях системы, имеется двухфазная среда. Если учесть, что расчетные осциллограммы получаются в результате расчета 8 – 10 последовательных оборотов вала насоса (для установления начальных условий расчета), то будет ясно, что эти осциллограммы включают в себя результаты моделирования многократного возникновения двухфазной среды, ее продолжительного существования и исчезновения, с превращением в однофазную жидкую среду. Поэтому можно утверждать, что хорошая сходимость результатов расчетов с экспериментом свидетельствует о достаточной точности методики моделирования двухфазного состояния среды.

Были проведены расчетные исследования гидродинамических процессов в двухфазной среде в полостях насоса и форсунки. На рис. 3 представлены

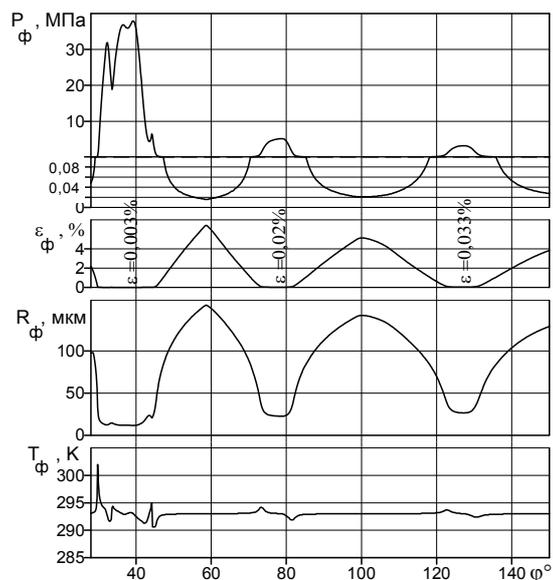


Рис. 4. Изменение давления ( $P_\phi$ ), концентрации газовой фазы ( $\varepsilon_\phi$ ) в двухфазной среде, среднего радиуса газовых пузырьков ( $R_\phi$ ) и температуры газовой фазы ( $T_\phi$ ) в полости форсунки (режим работы соответствует рис. 2), (шкала давлений ниже атмосферного давления растянута)

кривые изменения параметров среды в надклапанной полости насоса, а на рис. 4 – в полости форсунки для номинального режима. Как видно, наблюдаются колебания размеров пузырьков, концентрации и температуры газовой фазы в соответствии с колебаниями давления. Можно отметить, что при значительных колебаниях давления двухфазной среды температура газовой фазы незначительно отличается от температуры жидкого топлива, что является результатом малых размеров пузырьков и, как следствие, развитой поверхности теплообмена между фазами. Кроме того, газовая фаза может сохраняться в нерастворенном виде даже при прохождении основного импульса давления впрыска, главным образом в микрошероховатостях стенок полостей.

При колебаниях давления максимальные значения концентрации газовой фазы в линии высокого давления не превышают 5 – 6%, а после завершения впрыска и затухания колебательного движения среды значения концентрации устанавливаются в пределах 2,0 – 2,5%, при относительной геометрической объемной разгрузке линии высокого давления, равной 2,0%. На всех режимах работы системы

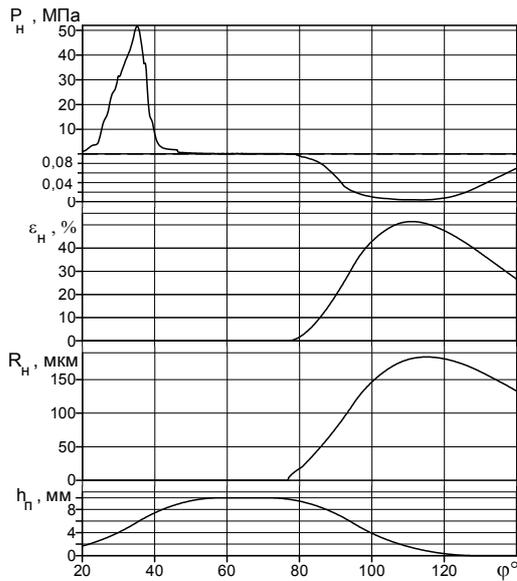


Рис. 5. Изменение давления ( $P_n$ ), концентрации газовой фазы ( $\epsilon_n$ ) в двухфазной среде, среднего радиуса газовых пузырьков ( $R_n$ ) в надплунжерной полости и перемещения плунжера ( $h_n$ ) топливного насоса (режим работы соответствует рис. 2), (шкала давлений ниже атмосферного давления растянута)

давление двухфазной среды в линии высокого давления к началу следующего цикла впрыска устанавливается обычно на уровне не ниже 0,04 – 0,05 МПа.

Характер протекания процессов в надплунжерной полости (рис. 5) отличается от характера процессов в других конечных полостях. Так, при обратном движении плунжера в результате расширения замкнутого объема полости с двухфазной средой, на участке, соответствующем активному ходу плунжера, объемная концентрация газовой фазы может достигать 50% и более. В результате резкого обратного движения плунжера на этом участке давление может опуститься до значений 0,01 МПа и ниже. Соответственно, и размеры газовых пузырьков могут иметь значительно более высокие значения – около 100 – 150 мкм.

### Заключение

Система уравнений, описывающая гидродинамические процессы в двухфазной газожидкостной среде, в граничных полостях обеспечивает высокую

адекватность математической модели системы впрыска топлива, что позволяет применить методику для решения практических задач. В результате численных исследований получены количественные показатели гидродинамических процессов в двухфазной среде в граничных полостях системы впрыска. Предложенная методика может быть применена при моделировании процессов в топливовпрыскивающих системах других схем и конструкций, а также процессов в других гидравлических системах.

### Литература

1. Астахов И.В., Голубков Л.Н., Трусов В.И. Топливные системы и экономичность дизелей – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
2. Венгерский Э.В., Морозов В.А., Усов Г.Л. Гидродинамика двухфазных потоков в системах питания энергетических установок. – М.: Машиностроение, 1982. – 128 с.
3. Керимов З.Х. Особенности математического моделирования двухфазной среды с релаксацией в дизельных топливовпрыскивающих системах // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы IX Международной НПК. – Владимир, Россия. – 2003. – С. 257 – 260.
4. Керимов З.Х. Математическое моделирование неустановившихся процессов в двухфазном потоке в системе впрыска топлива дизельного двигателя // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – Баку. – 2003. – № 7. – С. 42 – 47.
5. Годунов С.К., Забродин А.В., Иванов М.Я. Численное решение многомерных задач газовой динамики. – М.: Наука, 1976. – 400 с.

Поступила в редакцию 31.05.2004

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. А.Г. Тагизаде, Бакинский филиал Московского Государственного Открытого Университета, Баку.