

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССОВ ДВИЖЕНИЯ В ДИЗЕЛЬНОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЕ

Геннадий Бенцианович Горелик, д.т.н.,

Тихоокеанский государственный университет, г. Хабаровск

Моделирование топливоподачи в дизелях базируется на фундаментальных законах гидромеханики и обеспечивает адекватность отображения реальных процессов в отличие от ситуации в области ракетных и газотурбинных двигателей, когда приходится вводить коэффициенты, поправки и допущения.

Modelling of fuel in diesel engines is based on the fundamental laws of fluid mechanics and provides an adequate representation of real processes in contrast to the situation in the field of rocket and gas turbine engines, when you have to enter the coefficients, corrections and assumptions.

Ключевые слова: уравнения нестационарного движения топлива

Keywords: equations of unsteady motion of fuel

Статьи Ю.М. Кочеткова наверняка вызывают резонансный интерес у ученых-профессионалов, работающих с уравнениями нестационарного движения, которые определяют поля скоростей в различных сферах деятельности, в частности в области ракетных и других двигателей и объектов [1]. Автор критикует подходы к реализации основных законов газодинамики высокоскоростных потоков, при этом многие его рассуждения обоснованы. Действительно, теоретические выкладки были сделаны в фундаментальной науке для простейших моделей. Например, применение теории функций комплексной переменной для уже решенной теоретической задачи обтекания цилиндра бесконечной длины плоскопараллельным газовым потоком позволило получить профиль крыла самолета (Н.Е. Жуковский). А вот для задач сегодняшнего дня при сверхзвуковых скоростях обтекания профиля без введения поправок, уточнений и экспериментальных коэффициентов, полученных опытным путем, уже не обойтись. Аналогично уравнения Эйлера, Навье/Стокса и Рейнольдса получены для упрощенных случаев и при условиях весьма далеких от современных задач в области ракетных двигателей.

В свое время тот же Н.Е. Жуковский на базе системы уравнений Эйлера для одномерного неустановившегося одномерного движения жидкости описал явление гидравлического удара, весьма распространенного в технике. С учетом ряда упрощений было получено так называемое волновое уравнение, в дальнейшем, путем учета потерь по длине для ряда задач вышли на "телеграфное" уравнение. Последнее успешно применяется при транспортировке электроэнергии по линиям ЛЭП, для расчета процессов в длинных нагнетательных трубопроводах дизельной топливной аппаратуры. Фактически это краевая задача Коши с системой уравнений, описывающих переменные граничные условия по концам трубопровода. А вот здесь научные начала реализуются в практические результаты с достаточно высокой точностью. Совсем другое дело, расчет неустановившегося движения газа в сопловом аппарате реактивного двигателя с его криволинейными стенками при сверхзвуковых скоростях. Это достаточно далеко от теоретической модели классиков газодинамики.

Как, например, реализуется математическое моделирование рабочих процессов топливоподачи дизелей для исследования работы топливной аппаратуры (ТА) на неустановившихся режимах, выбора ее оптимальных размеров и оценки межциклового нестационарности на малых режимах работы? В состав системы входят топливный насос высокого давления (ТНВД), нагнетательный трубопровод высокого давления (ТВД) и форсунка (Ф). Топливная аппаратура большинства дизелей имеет механический (кулачковый) привод, золотниковое, клапанное или смешанное управление дозированием и фазированием впрыскивания топлива, гидравлически управляемый игольчатый распылитель закрытого типа. Геометрические размеры ее элементов, свойства топлива и конструктивное исполнение определяют качество рабочего процесса топливной аппаратуры, которое характеризуется такими свойствами как точное отмерива-

ние цикловой подачи, своевременное впрыскивание топлива в камеру сгорания двигателя, обеспечение устойчивой (стабильной от цикла к циклу) подачи и равномерное распределение топлива по секциям во всем рабочем диапазоне.

Перемещение плунжера под действием кулачковой шайбы, иглы распылителя, изменение проходных сечений наполнительных и отсечных окон втулки плунжера, в щели под нагнетательным клапаном и под запорным конусом иглы распылителя, аккумулярование топлива в объемах элементов, скорости перетекания и соответствующие объемные расходы, движение нагнетательного клапана, иглы и топлива в ТВД описываются с достаточной степенью точности уравнениями механики и гидродинамики.

Схемы расчета у всех авторов примерно одинаковы и являются развитием теории гидравлического удара Жуковского (1897г.) и Засса (1934 г.). При исследовании частичных режимов возникает необходимость введения ряда уточнений, учитывающих особенности этих режимов (например, утечки топлива в прецизионных элементах ТА, упругость привода кулачкового вала и т.д.) и повышающих достоверность, надежность и точность расчетов. Следует уточнить фундаментальную базу, являющуюся основой применяемых математических моделей. Дело в том, что уравнение движения топлива в ТВД, например, можно достаточно просто получить, используя только закон Гука для топлива и уравнение Даламбера. В действительности, это более сложный процесс, определяемый и уравнением состояния рабочего тела, и теплообменом, и вязкостными силами и т.п. Математическая модель (ММ) ТА представляет собой так называемую краевую задачу Коши, а именно: в основе ее - дифференциальное уравнение движения топлива в ТВД, граничные условия слева от трубопровода - система дифференциальных уравнений, описывающих процессы в ТНВД, а справа - система дифференциальных уравнений у форсунки. В качестве исходных используют основные уравнения гидромеханики. Вследствие осесимметричности движения в поставленной задаче ограничимся двумя компонентами движения (соответственно, орты i и j). Таким образом, для плоской задачи имеем [2]:

- уравнение неразрывности (для протяженных трубопроводов малого диаметра уравнение имеет физический смысл только в наплавлении по орту ij)

$$F \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{(\rho u_i F)}{\partial x_i} = 0;$$

- уравнение количества движения по орту i

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + u_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x_i} + X_i + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \tau_{j,i}}{\partial x_j};$$

по орту j

$$\frac{\partial u_j}{\partial t} + u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + u_j \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x_j} + X_j + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \tau_{j,i}}{\partial x_i}.$$

- уравнение сохранения энергии

$$\frac{\partial(h + u_i^2 / 2)}{\partial t} = Q + u_i X_i + \frac{1}{\rho} \cdot \left[\frac{\partial p}{\partial t} - \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + \frac{\partial(\tau_{j,i} u_i)}{\partial x_j} \right];$$

- уравнение состояния $p = p(\rho, T)$

где - X - гравитационная составляющая внешнего воздействия;

- F - площадь сечения трубопровода.

В приведенной системе дифференциальных уравнений, представленной в виде уравнений Навье - Стокса, принимаются во внимание практически все нестационарные явления движения вязкого теплопроводного тела с учетом источников и стоков массы и энергии, химических реакций и возможных фазовых превращений. Все члены уравнений отнесены к единице массы. Здесь неизвестными величинами являются термодинамические переменные $P, \rho, и T$ (давление, плотность и температура топлива), векторы скорости с компонентами U_i и U_j (по основной оси движения и в перпендикулярном направлении), вектор потока тепла q_i и тензор вязких напряжений $\tau_{\varphi,r}$. Выражение $\frac{\partial(\tau_{j,i} u_i)}{\partial x_j}$ определяет мощность вязких сил трения. Выражение $\frac{\partial p}{\partial t}$ определяет мощность сил давления, h и Q - соответственно потенциальная энергия положения и мощность источника внешнего подвода. В первом уравнении член Q может быть добавлен, но как подвод массы, а не энергии.

Для ТА дизелей целесообразно существенное упрощение физико-математического описания нестационарных процессов на уровне инженерного решения путем отбрасывания ряда несущественных членов уравнения Навье - Стокса практически без внесения практической погрешности в результаты расчетов. Вспомним статью Ю.М. Кочеткова [1] и его критику в отношении авторитетных авторов: "можно положить"; "будем предполагать"; "подразумевается, что будет справедливым"; "приходится вводить" и т.д. Ученые как и поэты являются философами и стараются не повторяться.

Одним из основных упрощений реальной картины движения жидкости является переход от пространственного течения к одномерному, так как соотношение d/L для разделенной ТА весьма мало, таким образом, вторым уравнением количества движения целесообразно пренебречь. Возможно пренебрежение внутренним теплообменом, что соответствует реальным условиям работы. Можно пренебречь гравитационной составляющей внешнего воздействия. Следует считать топливо изотропным и энергетически однородным, что предполагает отсутствие поверхностей раздела среды в пределах рассматриваемой области течения и постоянство физических характеристик топлива. Действительно, основной процесс впрыскивания происходит при достаточно высоких давлениях, а разрывы сплошности имеют место либо в начальной, либо в конечной фазах впрыскивания и поэтому влияние разрывов сплошности на основном периоде топливоподачи несущественно. Тем более, что возможные разрывы сплошности легко учитываются в алгоритме ММ ТА [2].

Учет переменности сжимаемости, изменения плотности и скорости распространения волны давления в топливе дают различие в результатах расчета на ММ в пределах 1...5 %. Переменность сжимаемости топлива необходимо учитывать в уравнениях граничных условий. В ТВД возможен расчет при постоянстве реологических характеристик топлива. А вот сравнение же расчетных и экспериментальных данных показывает, что внутренним трением в ТВД пренебрегать нельзя, особенно при применении вязких топлив или при использовании длинных ТВД. Поэтому последний член второго уравнения на основании теоретического анализа определяют как $\sigma \cdot \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2}$ где σ - кинематическая вязкость топлива. Для учета трения при расчетах нестационарных течений в трубопроводах считают, что вязкость топлива в основном проявляется в относительно тонком пограничном слое, и ее можно учесть путем введения коэффициента трения одномерного ядра потока о шероховатую стенку (с учетом характера движения согласно числу Рейнольдса).

Как показали исследования Ю.Я. Фомина, на установившемся режиме работы дизеля имеют место изменения температуры топли-

ва в ТВД, связанные с процессом впрыскивания и теплообменом с горячими деталями двигателя. Однако в связи с прохождением волн давления по всему ТВД при работе на стационарных режимах процессы теплообмена нивелируются и возможно считать, что отсутствует подвод теплоты. Действительно, при впрыскивании топлива происходит изменение температуры в пределах нескольких градусов Кельвина и это оказывает несущественное влияние на процесс топливоподачи. Данное упрощение (изотермический процесс) тем более приемлемо для долевых режимов работы. Следовательно, возможно пренебрежение уравнением состояния.

Анализ уравнения сохранения энергии показывает, что его использование позволяет уточнить влияние ряда имеющих место потерь располагаемой энергии на изменение волны давления в трубопроводе. Но так как практически отсутствует внешний подвод энергии, а это следует из работы Толшина В.И., следует принять $Q=0$. Мощность массовых сил вследствие малости значения скорости не значительна, т.е. член уравнения $u_i X_i = 0$. Конвективным переносом тепла $\frac{\partial q_i}{\partial x_i}$ согласно принятому ранее допущению об изотермическом течении жидкости также можно пренебречь. Таким образом, уравнение сохранения энергии определяет условия, реализуемые уравнением количества движения, и может быть опущено при дальнейшем описании процессов с целью упрощения расчетной модели.

С учетом "принятых выше допущений" система дифференциальных уравнений Навье-Стокса для нестационарного одномерного изотермического движения в трубопроводе вязкой жидкости может быть представлена следующим образом:

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial t} + \rho \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + u_i \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \rho \cdot \frac{u_i}{F} \cdot \frac{\partial F}{\partial x_i} = 0; \\ \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_i \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x_i} - \nu \cdot \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} = 0. \end{cases}$$

Последний член системы уравнений представляет собой осевую силу сопротивления движению $f_m: f_m = \nu \cdot \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{u_i^2}{2}$. Эту силу относят к единице длины трубопровода, где λ - коэффициент сопротивления трения единицы относительной длины трубы (длины в один диаметр), определяемый по зависимостям гидромеханики [2].

Произведем дальнейшее упрощение системы уравнений, для чего "пренебрежем" конвективными членами $u_i \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_i}$ и $u_i \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$ в связи с малостью скорости течения топлива по сравнению со скоростью распространения звуковой волны в топливе. Член системы уравнений F , который учитывает изменение сечения в трубе, обращается в нуль, так как ТВД, как правило, имеет постоянное сечение. Принимая во внимание, что относительная скорость изменения плотности топлива пропорциональна относительному градиенту скорости его перемещения в сечении ТВД, получим систему уравнений, описывающую нестационарное движение топлива в ТВД с рядом оправданных упрощений.

$$\begin{cases} \frac{1}{a^2 \rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0; \\ \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial t} - \frac{\lambda}{2d} u_i^2 = 0. \end{cases}$$

Подобный подход к анализу и выводу уравнений движения топлива в ТВД оправдан тем, что при необходимости появляется возможность учета любых дополнительных условий, например, внешнего теплообмена с горячими деталями двигателя, изменение состояния топлива при его сжатии плунжером ТНВД или во фронте волн давления в ТВД и т.п. Продифференцировав первое уравнение по t , а второе по x , после простых преобразований с заменой производной скорости по координате x производной давления по времени $\frac{\partial u_i}{\partial x} = \frac{1}{a \rho} \frac{\partial p}{\partial t}$ получим дифференциальное уравнение второго порядка в частных производных гиперболического типа, решаемое относительно давления

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \frac{\lambda}{a^2 d} \cdot u_i \cdot \frac{\partial p}{\partial t} = 0$$

Аналитического решения данное уравнение не имеет. Поэтому приходится его решать численными методами.

Это уравнение известно в математической физике как телеграфное и находит широкое применение при моделировании электрических линий большой протяженности, для расчета нестационарного движения газов во впускных и выпускных системах двигателей, при расчете гидравлических трубопроводов и ТА. Ряд исследователей, например, Ю. Я. Фомин, А. И. Исаев, Б.В. Павлов, Б.П. Пугачев выходили на решение уравнения относительно скорости движения. С физической точки зрения целесообразно ориентироваться на решение относительно параметра давления, так как в ТВД происходит именно передача волны давления от насоса к форсунке и обратно. В отношении скорости, как параметра, имеется неоднозначность: наличие с одной стороны перемещения частиц топлива, с другой - прохождения волн давления со скоростью звука. Уравнение движения в данном случае определяет только процесс передачи импульса.

Решение телеграфного уравнения возможно несколькими методами. И. В. Астахов, Б. В. Павлов, Ю. Я. Фомин, Ф. К. Кузнецов, Л. Н. Голубков и др. применили классический метод с использованием характеристик Даламбера. Решение существенно упрощается, если пренебречь вязкостью топлива ($k = 0$). Уравнение в данном случае называется волновым и применяется тогда, когда не требуется точность при расчете. При работе ТА быстроходных двигателей на дизельном топливе для коротких ТВД приемлемо использовать волновое уравнение. Телеграфным уравнением целесообразно пользоваться в случае малооборотных и среднеоборотных дизелей при работе на тяжелых сортах топлива. А.Ф. Гаврилов использовал выводу Монжу о замене дифференциального уравнения второго порядка в частных производных системой уравнений в полных дифференциалах (так называемые инвариантные преобразования), в результате он получил возможность определения скорости движения топлива в ТВД в любом сечении и в любой момент времени. Для решения телеграфного уравнения многие авторы используют так называемый метод характеристик. Автор успешно применяет конечно-разностный метод, отличающийся наглядностью, простотой, малой потребностью в ресурсах памяти компьютера, быстродействием [2]. Метод позволяет решение так называемой обратной задачи, т.е. по заданной характеристике впрыскивания определять требуемые параметры и размеры ТА.

На рис.1 представлен результат сравнения расчета и эксперимента на уникальном стенде, когда удалось определить расход топлива через нагнетательный клапан как функцию нагрузочного режима ТА, что подтверждает адекватность ММ модели реальным процессам топливоподачи. Уменьшение активного хода приводит к снижению расхода топлива через форсунку при небольшом по величине отрицательном расходе через нагнетательный клапан (- 0,0060 г/цикл) и к сокращению разрыва сплошности в ТВД в интервалах между впрыскиваниями. Зависимость $V_{\phi}-V_{\kappa}$ позволяет оценить относительно величину разрыва сплошности при работе на различных режимах. Но для анализа стабильности последовательных циклов топливоподачи эта зависимость не может быть применена, так как характеризует не установившийся режим, а лишь первый цикл после "единичного возмущения" (в данном случае подразумевается впрыскивание при остаточном давлении 0,3 МПа, не соответствующему установившемуся остаточному давлению).

Влияние остаточного давления на расходные характеристики и параметры впрыскивания представлено на рис. 2 и рис. 3

Рис. 1. Зависимость расхода топлива через нагнетательный клапан и величины разрыва сплошности от цикловой подачи после впрыскивания при заданном остаточном давлении =0,3 МПа при 800 об/мин (для дизелей типа М50)

(сравнение расчета с экспериментом).

Сравнение результатов эксперимента с расчетами на ЭВМ подтверждает адекватность математической модели реальным процессам в топливной аппаратуре дизеля при работе на номинальных и долевых режимах как при работе в области положительных значений остаточных давлений, так и при разрывах сплошности в ТВД.

На рис. 3 представлено сравнение расчета процессов топливоподачи дизеля 12С18/20 с экспериментом.

Для того же дизеля на рис. 4 приведено сравнение расчетной продолжительности впрыскивания как основного параметра с экспериментом.

Адекватность ММ подтверждена путем сравнения многочисленных расчетных вариантов различных систем топливоподачи дизелей ряда Ч 12/14, Ч 13/14, Ч 15/15, Ч 15/18, Ч 18/20, Ч 18/22, Ч 21/21, Д 19/21 с экспериментальными данными. Расхождение результатов сравнения имело место, как правило, в пределах 5-7%.

Изложенный материал подтверждает, что теория и практика разделены сложностью происходящих процессов, условиями их протекания и степенью изученности рассматриваемых явлений. И если для дизельной ТА ММ действительно соответствует пред-

ложенной основоположниками гидромеханики теории, когда практически можно отобразить процессы топливоподачи для всех систем впрыскивания при работе на различных режимах и любых топливах при разных условиях, то для ракетных двигателей все обстоит гораздо сложнее. И перед исследователями встает большой круг задач и проблем [1]. Здесь уместно сказать: "Диффуравнения струны моторы дизельные знают, науки ж чистой как слеза, в реальной жизни не бывает".

Но скорее всего у Ю.М. Кочеткова речь идет не о создании новых теоретических разработок, а о введении поправок, уточнений и расширении диапазона классических основ газодинамики в условиях высокоскоростных потоков при больших температурах и давлениях в условиях сложного профиля сопла при соразмерных соотношениях между основным диаметром соплового аппарата и его длиной, чем он успешно занимается.

Литература

1. Ю.М. Кочетков. Турбулентность. Современная парадигма или "картина Репина "Приплыли"" // Двигатель № 4, 2015 г.
2. Г.Б Горелик. Процессы топливоподачи в дизелях при работе на долевых и переходных режимах. Уч.пособие. - Хабаров. гос. техн. ун-та, 2003. 247 с.

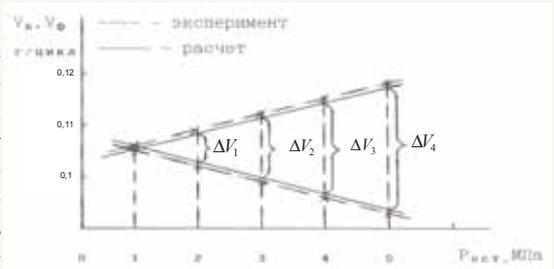


Рис. 2. Зависимость расхода топлива через нагнетательный клапан и форсунку от величины остаточного давления

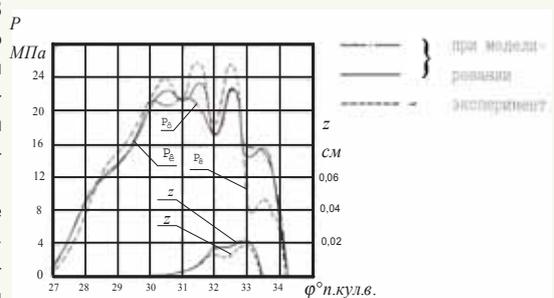


Рис. 3. Процессы топливоподачи дизеля 12С18/20 при активном ходе плунжера 0,14 см и 160 об/мин кулачкового вала

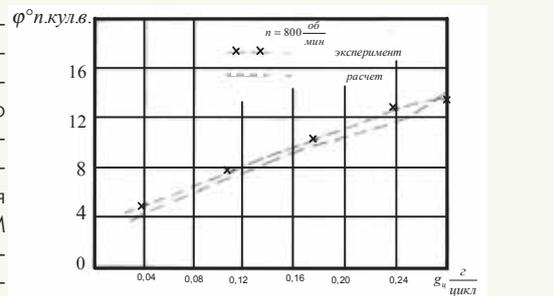


Рис. 4. Зависимость продолжительности впрыскивания ТА дизелей 12С18/20 от величины цикловой подачи