

ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ НАПРАВЛЯЮЩЕГО ПРЕЦИЗИОННОГО СОПРЯЖЕНИЯ РАСПЫЛИТЕЛЯ ТОПЛИВНОЙ ФОРСУНКИ ДИЗЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ CFD-МОДЕЛИРОВАНИЯ

В.Е. Лазарев, Г.В. Ломакин, Е.А. Лазарев

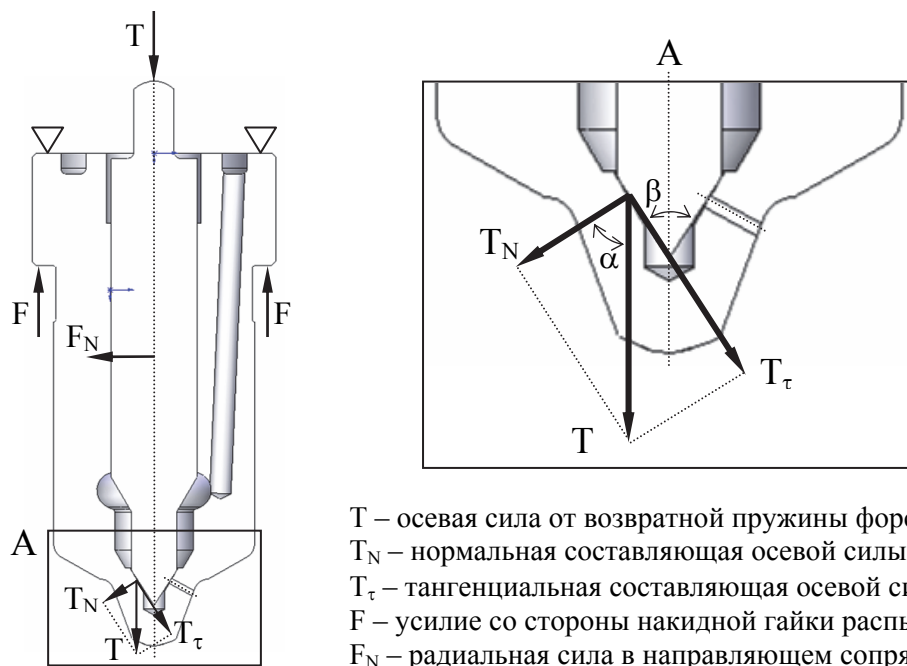
Применительно к различным моделям поточной динамики (CFD) выполнен анализ движения потока топлива в гидравлическом тракте цилиндрического направляющего прецизионного сопряжения распылителя топливной форсунки дизеля. Моделированием получено распределение давлений и скоростей потока топлива в сопряжении, определены значения радиальной силы и рассмотрены вопросы повышения ресурса направляющего прецизионного сопряжения при высоких (до 120 МПа) давлениях впрыска топлива.

Ключевые слова: распылитель топливной форсунки дизеля, направляющее прецизионное сопряжение, давление впрыска топлива, гидродинамические параметры сопряжения.

Введение

Одним из основных требований, предъявляемых к современным энергетическим установкам и, в частности, к транспортным дизелям, является повышение их энергетической эффективности. Указанное требование предусматривает неуклонное повышение технического уровня серийно выпускаемых двигателей, которое, помимо увеличения удельной мощности, включает в себя улучшение экономических и экологических показателей, а также повышение надежности и ресурса двигателей.

К числу наиболее перспективных способов реализации предъявляемых к современным дизелям требований относят повышение давления подачи топлива, причем абсолютные значения используемых давлений настолько высоки (до 250...300 МПа), что данное обстоятельство заставляет пересматривать используемые технические решения с точки зрения их способности выдерживать постоянно возрастающие нагрузки. Столь существенное повышение давления в системе топливоподачи дизеля приводит к резкому увеличению уровня нагруженности прецизионных сопряжений элементов топливной аппаратуры и, в частности, цилиндрического направляющего прецизионного сопряжения распылителя форсунки (рис. 1).



T – осевая сила от возвратной пружины форсунки, Н
 T_N – нормальная составляющая осевой силы, Н
 T_τ – тангенциальная составляющая осевой силы, Н
 F – усилие со стороны накидной гайки распылителя, Н
 F_N – радиальная сила в направляющем сопряжении, Н

Рис. 1. Схема распределения сил в области направляющего и уплотняющего прецизионных сопряжений распылителя

Перемещение иглы в корпусе распылителя в процессе работы дизеля осуществляется в осевом направлении и спровоцировано изменением давления топлива в системе топливоподдачи и усилием со стороны возвратной пружины. Радиальное перемещение иглы в корпусе распылителя, в результате которого игла контактирует со стенкой корпуса, вызвано распределением давления топлива в тонком (до 2 мкм) цилиндрическом зазоре сопряжения, величина которого регламентируется взаимным расположением иглы и корпуса [1].

Анализ существующих методов оценки нагруженности сопряжения

Согласно ранее проведенным исследованиям [2–4], аналитическая оценка действующих нагрузок, в частности величины радиальной силы, возникающей в направляющем сопряжении и способствующей изнашиванию иглы и корпуса распылителя, возможна с использованием зависимости, предложенной Т.М. Баштой [2]. Однако наличие достаточно большого количества трудноопределимых параметров сопряжения делает ее чрезвычайно затруднительной, а опытная проверка полученных результатов не представляется возможной. Кроме того, данная зависимость позволяет оценить величину условной средневзвешенной радиальной нагрузки в сопряжении, но, к сожалению, не предоставляет информации о характере распределения давлений топлива и, следовательно, возникающих нагрузок по его протяженности.

В связи с указанными недостатками аналитического подхода к оценке радиальной силы в цилиндрическом направляющем прецизионном сопряжении использование численных методов моделирования гидродинамических параметров при помощи современного CFD (Computational Fluid Dynamic) программного обеспечения представляет практический интерес и позволяет выполнить сравнительную оценку результатов, полученных использованием аналитического решения и методов математического моделирования.

Математические CFD-модели потока в сопряжении и граничные условия

Изучение процессов в области цилиндрического направляющего прецизионного сопряжения распылителя предусматривает учет изменения геометрических параметров кольцевого зазора по протяженности гидравлического тракта. Игла и корпус распылителя, как элементы, формирующие цилиндрическое прецизионное сопряжение, имеют самостоятельные оси симметрии, совпадение которых является частным случаем их взаимного расположения, и, на практике, не представляется возможным, ввиду особенностей теплового, гидродинамического и механического (в том числе и монтажного) нагружений распылителя. В связи с этим, для моделирования гидравлического тракта исследуемого сопряжения созданы математические модели со следующими вариантами взаимного расположения иглы и корпуса:

- ось направляющего сопряжения иглы совпадает с осью отверстия в области направляющего сопряжения в корпусе распылителя (идеализированная модель, рис. 2, а);
- ось направляющего сопряжения иглы не совпадает с осью отверстия в области направляющего сопряжения в корпусе распылителя и имеет параллельное смещение, а угол между осью иглы и осью корпуса распылителя равен нулю (условно-идеализированная модель, рис. 2, б);
- ось направляющего сопряжения иглы не совпадает с осью отверстия в области направляющего сопряжения в корпусе распылителя, причем игла имеет наклон или перекосяк, и угол между осью иглы и осью корпуса распылителя не равен нулю (условно-реалистичная модель, рис. 2, в).

Поскольку игла распылителя является частью кинематической схемы «игла – штанга форсунки – возвратная пружина», первоначальное радиальное смещение иглы в отверстии корпуса распылителя является результатом нарушения соосности вышеуказанных элементов, которое впоследствии и является причиной возникновения радиальной силы в сопряжении, сохраняющей взаимное расположение иглы и корпуса в соответствии с принятыми для моделирования условиями. Следует отметить, что радиальный зазор в сопряжении для различных моделей составил от 6 мкм (идеализированная модель) до 2 мкм (в области сужения условно-реалистичной модели). Диаметр отверстия в корпусе распылителя, обеспечивающий габаритные размеры модели в целом, составил 4000 мкм. Таким образом, движение топлива рассмотрено в пределах тонкого, и, в случае условно-реалистичной модели, переменного по толщине слоя, сформированного элементами корпуса и иглы распылителя. Отсутствие в рассматриваемых моделях механического контакта иглы и корпуса распылителя (на практике контакт имеет место и является причиной

изнашивания элементов сопряжения) обусловлено особенностями среды CFD-моделирования и формированием конечно-элементной сетки, и при решении данной задачи является допущением.

С учетом предложенного подхода к проведению моделирования гидродинамических процессов, имеющих место в направляющем прецизионном сопряжении распылителя, созданы контурная (рис. 3, а) и элементная (рис. 3, б) модели сопряжения. Подготовка контурной модели выполнена с использованием среды моделирования Solid Works, а при создании сеточной модели использовался генератор элементов программы ANSYS CFX. Торцевые поверхности гидравлического тракта направляющего прецизионного сопряжения распылителя (рис. 3, в) рассматривались в качестве областей приложения граничных условий.

Площадь поперечного сечения гидравлического тракта в направляющем прецизионном сопряжении распылителя несоизмеримо меньше площади диаметрального сечения иглы или отверстия в корпусе распылителя, а толщина слоя топлива, составляющая всего несколько микрометров, не предусматривает размещения большого количества элементов в радиальном направлении. Анализ изменения гидродинамических параметров выполнялся в основном по протяженности направляющего сопряжения (вдоль оси иглы и корпуса распылителя), в то время как распределение скоростей и давлений в пределах микроэлемента считалось условно постоянным.

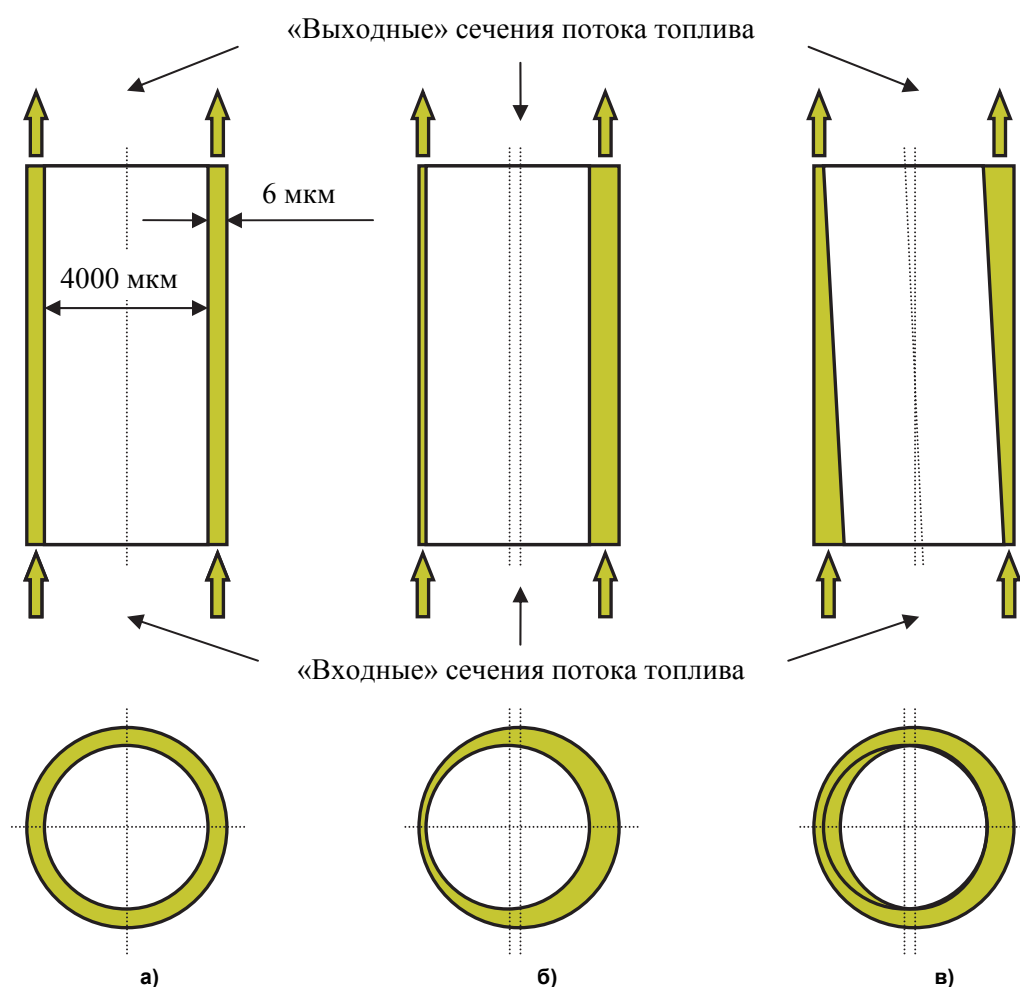


Рис. 2. Схемы идеализированной (а), условно-идеализированной (б) и условно-реалистичной (в) моделей гидравлического тракта направляющего прецизионного сопряжения распылителя

Гидродинамические параметры и, в частности, связь распределения давления и скорости потока дизельного топлива с геометрическими характеристиками гидравлического тракта направляющего прецизионного сопряжения распылителя, исследовались при условии идеально-гладких поверхностей иглы и корпуса в направляющем сопряжении. Указанное допущение обосновано параметрами шероховатости иглы и корпуса распылителя в области исследуемого сопряжения

Расчет и конструирование

($R_a = 0,065$) с максимальной высотой микронеровностей, составляющей примерно 0,25 мкм при предельной толщине слоя топлива на входе в зазор до 10 мкм.

Моделирование параметров гидравлического тракта в направляющем прецизионном сопряжении распылителя топливной форсунки дизеля с учетом параметров шероховатости представляет практический интерес и вполне может являться тематикой самостоятельного исследования, позволяющего изучить влияние геометрических характеристик микронеровностей шероховатости на гидродинамические параметры потока топлива в тонкостенном цилиндрическом канале сопряжения.

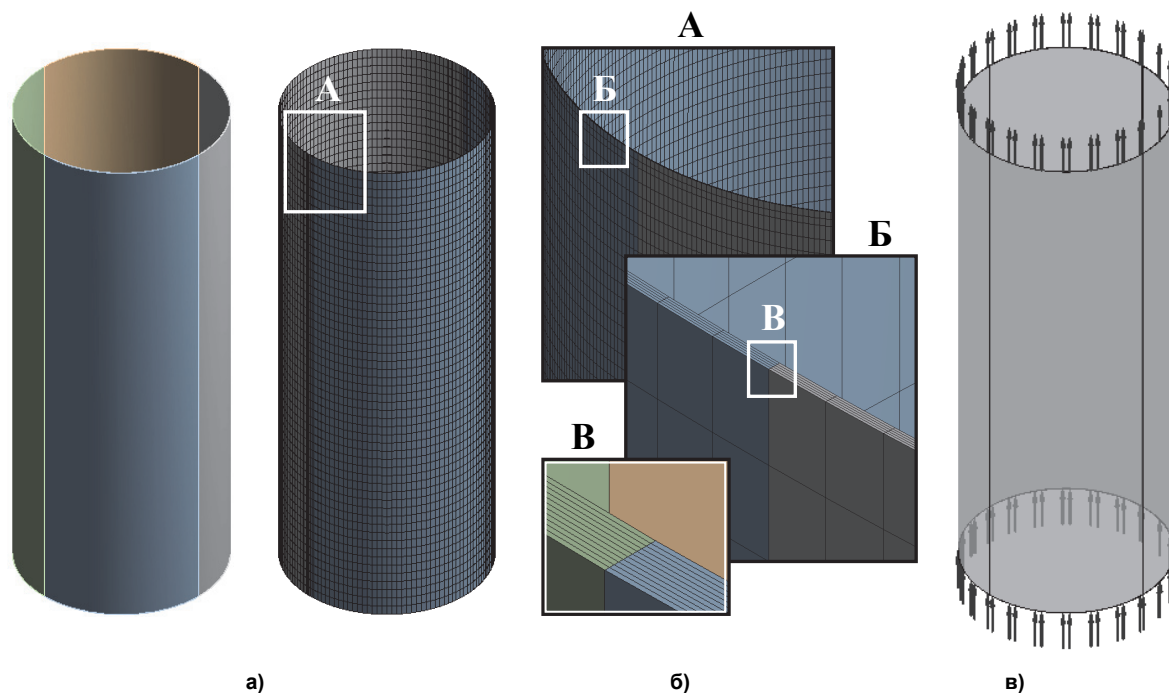


Рис. 3. Контурная (а) и сеточная (б) модели гидравлического тракта направляющего прецизионного сопряжения распылителя и область приложения граничных условий (в)

Получение взаимосвязи давления и скорости в потоке топлива, движущегося в цилиндрическом направляющем сопряжении, выполнено с использованием программного обеспечения ANSYS CFX, реализующего численное решение уравнений Навье-Стокса. Данные уравнения положены в основу анализа всех гидродинамических процессов и, при имеющихся при подстановке напряжений сдвига в уравнение движения допущениях, имеют удовлетворительное согласование результатов с данными, полученными экспериментально.

Учитывая, что в цилиндрическом направляющем прецизионном сопряжении распылителя течение жидкой среды в зазоре условно можно рассматривать как прямолинейное, общая для всех разработанных типов сеточных гидродинамических моделей математическая модель представлена следующими уравнениями (1) и (2). Изменение давления рассматривается только вдоль оси, совпадающей с осью корпуса распылителя.

$$\frac{dp}{dx} = \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \right), \quad (1)$$

где $\frac{dp}{dx}$ – изменение давления вдоль оси сопряжения, Па/м;

μ – динамическая вязкость дизельного топлива, Па·с;

u – осевая составляющая скорости движения жидкой среды, м/с;

r – средний радиус цилиндрического канала сопряжения, м.

Для полного определения переменных величин уравнений Навье-Стокса обычно дополнительно используют уравнение неразрывности:

$$\frac{d\rho}{dt} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0, \quad (2)$$

где ρ – плотность дизельного топлива, кг/м³.

Поскольку задача оценки распределения температур в сопряжении (требующая специальных условий постановки и оценки граничных условий ввиду особенностей нагружения распылителя) не рассматривалась, зависимости, обеспечивающие взаимосвязь скорости и давления в потоке топлива в цилиндрическом зазоре сопряжения с теплофизическими параметрами среды и температурой топлива, в математическую модель не включались. При описании течения идеальной несжимаемой жидкости условие «прилипания» частиц жидкости к стенке цилиндрического канала сопряжения рассматривалось как одно из граничных условий модели.

Представленные уравнения формально имеют бесконечное множество решений. Для получения решения, адекватного решаемой задаче, используются условия однозначности, включающие в себя:

- геометрические условия (представлены описанием контурных и сеточных моделей, имеющих тонкостенный цилиндрический канал);
- физические условия (представлены теплофизическими и химическими свойствами рассматриваемой среды – углеводородного топлива);
- граничные условия, описывающие особенности протекания гидродинамических процессов на границах рассматриваемых моделей.

В качестве граничных условий гидродинамического нагружения для моделей направляющего прецизионного сопряжения использованы значения давлений в полости под дифференциальной площадкой иглы распылителя («входное» сечение модели) и значения расходов при движении топлива в направлении дренажной магистрали («выходное» сечение модели), обеспечивающих требуемое значение максимальных давлений топливоподачи (рис. 4).

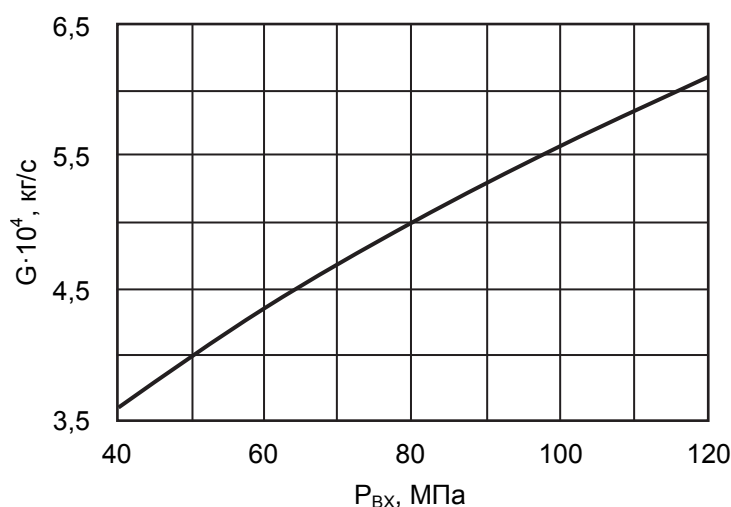


Рис. 4. Зависимость расхода (G) в направляющем сопряжении распылителя от давления (P_{вх}) во «входном» сечении модели

Применительно к условно-реалистичной модели направляющего прецизионного сопряжения, предусматривающей смещение и наклон оси иглы относительно отверстия в корпусе распылителя, в качестве граничных условий использована следующая зависимость, обеспечивающая исследование искомых параметров (скорости и давления потока в цилиндрическом зазоре сопряжения) в функции максимального давления на входе в зазор.

Результаты расчетных исследований

Учитывая, что варианты расчетов, соответствующие идеализированной и условно-идеализированной моделям, представляют скорее статистический интерес, применительно к указанным моделям расчет выполнен при давлении во «входном» сечении модели (в полости под дифферен-

Расчет и конструирование

циальной площадкой иглы) – 40 МПа и расходе топлива в «выходном» сечении направляющего сопряжения распылителя – $3,6 \cdot 10^{-4}$ кг/с.

С учетом рассмотренных предпосылок к созданию модели и приложению граничных условий гидродинамического нагружения в области направляющего прецизионного сопряжения получено распределение давлений в идеализированной модели сопряжения (рис. 5).

Применительно к идеализированной модели гидродинамических параметров направляющего прецизионного сопряжения распылителя, предусматривающей концентрическое расположение иглы в отверстии корпуса распылителя, распределение давлений в сопряжении выявлено как постоянное в пределах сечений, перпендикулярных оси иглы распылителя, и равномерно изменяющееся по протяженности гидравлического тракта. Данный характер изменения давления в направляющем сопряжении полностью соответствует изменению давления в направляющем сопряжении комплексной модели топливных каналов и полостей распылителя.

Распределение скоростей в потоке топлива (рис. 6) применительно к идеализированной модели гидравлического тракта цилиндрического направляющего прецизионного сопряжения распылителя, подобно распределению давлений в зазоре сопряжения, также характеризуется равномерностью, обеспечиваемой совпадением осей иглы и отверстия в корпусе распылителя.

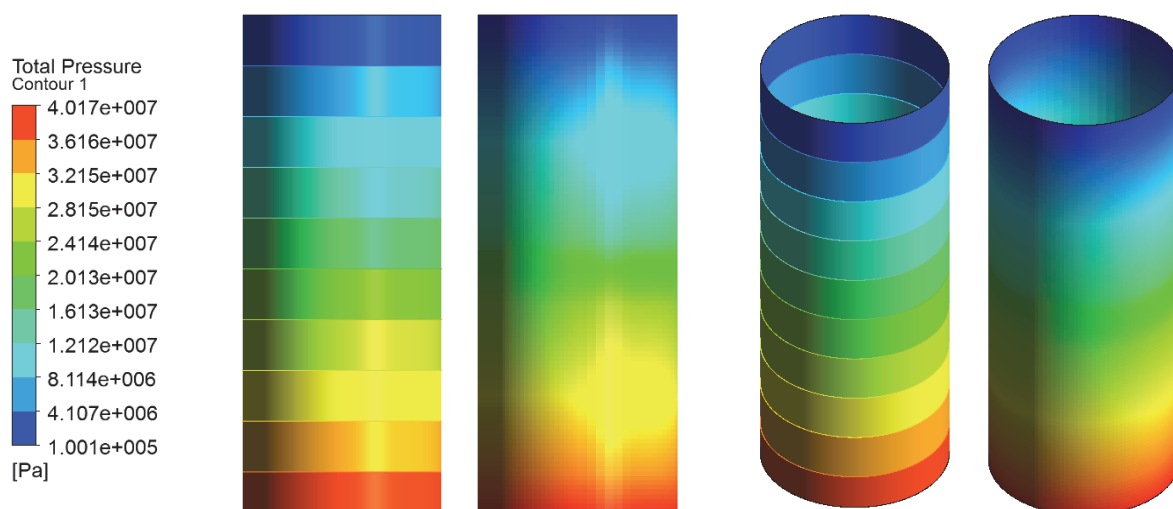


Рис. 5. Распределение давлений для идеализированной модели гидравлического тракта цилиндрического направляющего прецизионного сопряжения распылителя ($P_{вх} = 40$ МПа, $G = 3,6 \cdot 10^{-4}$ кг/с)

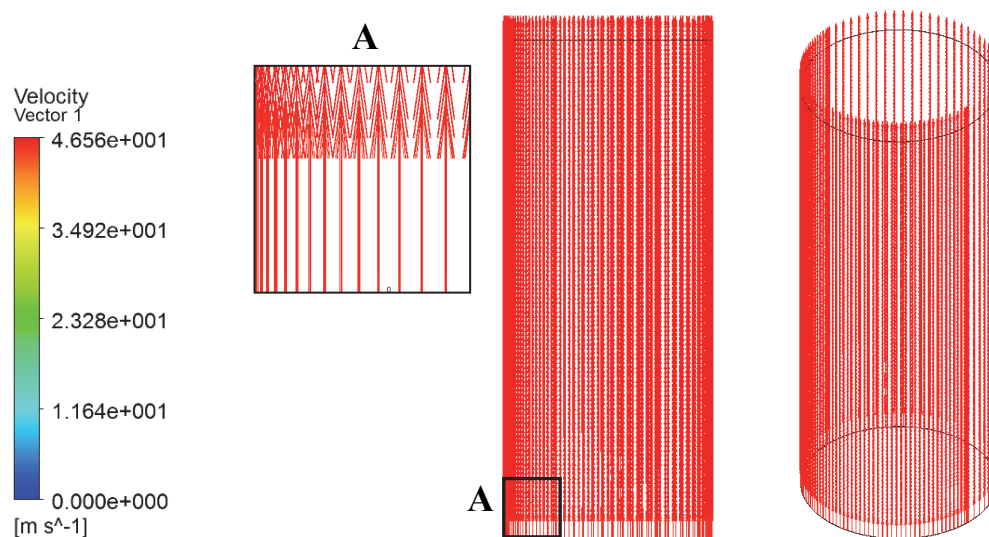


Рис. 6. Распределение скоростей потока топлива для идеализированной модели гидравлического тракта цилиндрического направляющего прецизионного сопряжения распылителя ($P_{вх} = 40$ МПа, $G = 3,6 \cdot 10^{-4}$ кг/с)

Учитывая, что идеализированная модель не соответствует реальности, поскольку точное совпадение оси иглы и отверстия в корпусе распылителя невозможно, и не предоставляет достоверной информации о характере изменения давлений и скоростей потока в пределах сечений, перпендикулярных оси иглы распылителя, и по протяженности гидравлического тракта сопряжения, рассмотрены результаты анализа условно-идеализированной модели (рис 2, б).

Данная модель, как оговаривалось ранее, предусматривает параллельное смещение оси иглы распылителя относительно оси отверстия в корпусе последнего, что также не отражает ситуации, которая имеет место в реальности, но позволяет получить информацию о характере и распределении гидродинамических параметров (рис. 7) в пределах сечений для модели потока, не характеризующегося центральной симметричностью.

Использованием математического моделирования выявлена неравномерность распределения давлений потока топлива не только по протяженности гидравлического тракта, но и в пределах сечений, перпендикулярных оси иглы и корпуса распылителя. Данная неравномерность является источником формирования радиальной силы в исследуемом сопряжении, которая ввиду механического контакта иглы и корпуса оказывает влияние на характер контактного взаимодействия и износ в сопряжении, и наиболее явно проявляется на входе в зазор сопряжения, в области относительно высоких (до 40 МПа) давлений топлива.

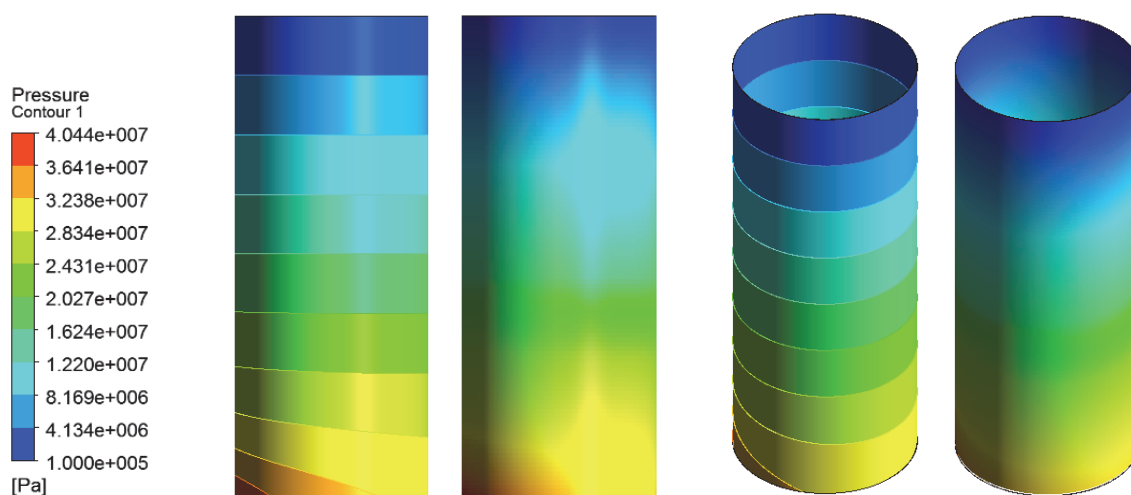


Рис. 7. Распределение давлений для условно-идеализированной модели гидравлического тракта направляющего сопряжения ($P_{вх} = 40$ МПа, $G = 3,6 \cdot 10^{-4}$ кг/с)

Распределение скоростей в потоке топлива (рис. 8), являющееся причиной неравномерности распределения давлений, также является неравномерным и характеризуется увеличением скорости до 55...58 м/с в области сужения потока, сформированного сближением поверхностей иглы и корпуса распылителя, и снижением скорости потока до 26...29 м/с в области расширения, с противоположной стороны проточной части цилиндрического направляющего прецизионного сопряжения распылителя.

При эксплуатации форсунки дизеля ввиду существования кинематической связи «игла распылителя – штанга форсунки – возвратная пружина» возникает смещение иглы, формирующее угол между осью направляющего сопряжения иглы и осью отверстия в области направляющего сопряжения в корпусе распылителя. Следовательно, целесообразно исследование условно-реалистичной модели (рис. 2, в), позволяющей учесть изменение площади проходного сечения гидравлического тракта по всей протяженности исследуемого сопряжения.

Применительно к условно-реалистичной модели цилиндрического направляющего прецизионного сопряжения (рис. 9) распределение давлений имеет неравномерный характер как по протяженности гидравлического тракта, так и в пределах сечений, перпендикулярных оси иглы и отверстия в корпусе распылителя топливной форсунки.

Расчетные исследования проведены для серии максимальных давлений подачи топлива в интервале от 40 до 120 МПа, что наиболее полно отражает диапазон давлений топлива, используемых в настоящее время в отечественных дизелях.

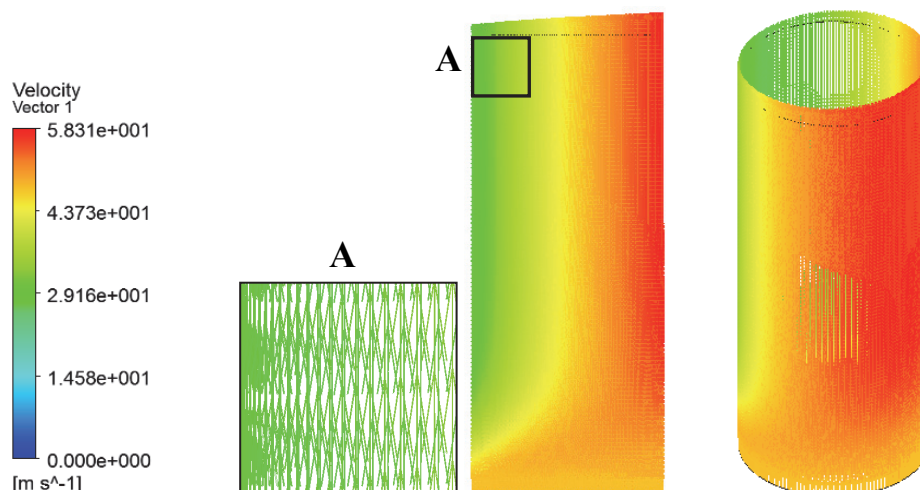


Рис. 8. Распределение скоростей потока топлива для условно-идеализированной модели гидравлического тракта цилиндрического направляющего прецизионного сопряжения распылителя ($P_{вх} = 40$ МПа, $G = 3,6 \cdot 10^{-4}$ кг/с)

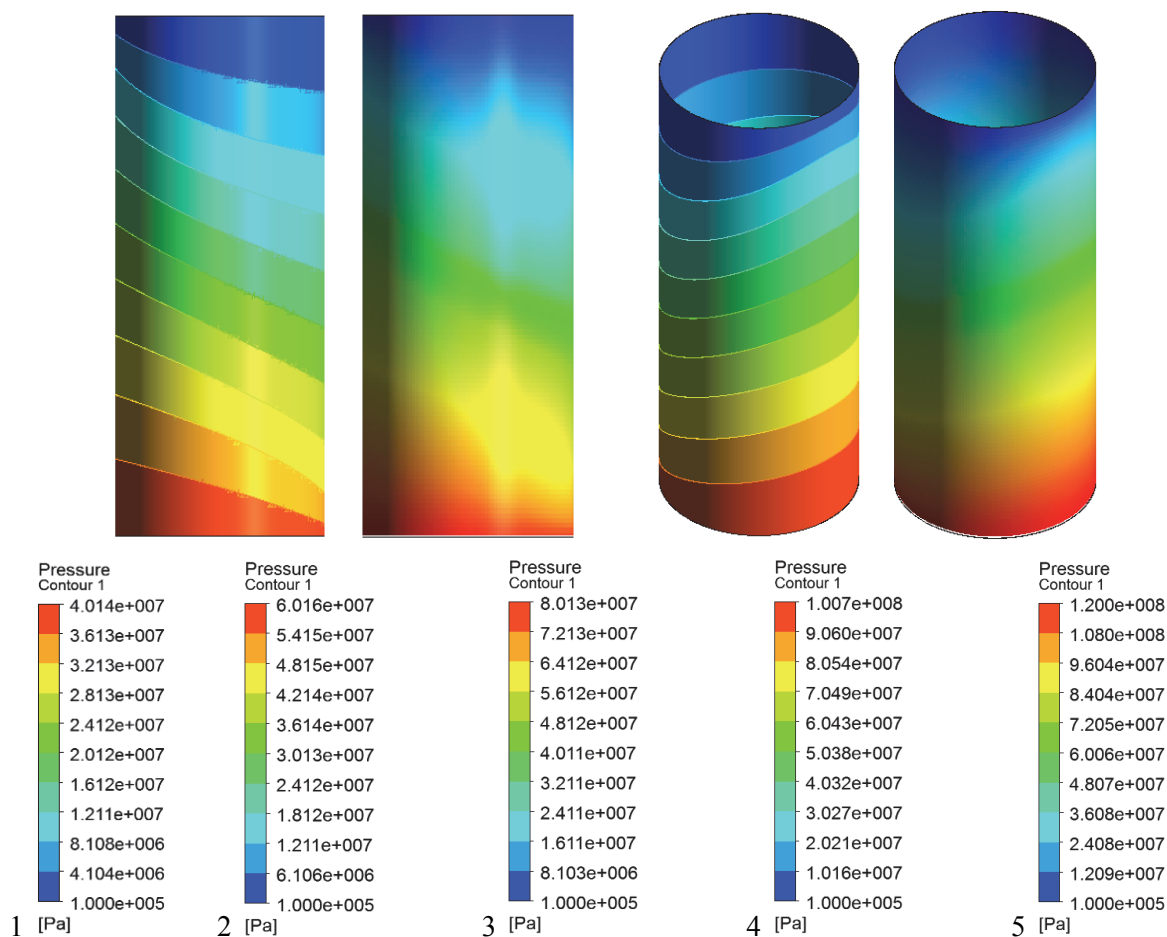


Рис. 9. Распределение давлений для условно-реалистичной модели гидравлического тракта цилиндрического направляющего прецизионного сопряжения распылителя: 1 – $P_{вх} = 40$ МПа, $G = 3,6 \cdot 10^{-4}$ кг/с; 2 – $P_{вх} = 60$ МПа, $G = 4,4 \cdot 10^{-4}$ кг/с; 3 – $P_{вх} = 80$ МПа, $G = 5,0 \cdot 10^{-4}$ кг/с; 4 – $P_{вх} = 100$ МПа, $G = 5,6 \cdot 10^{-4}$ кг/с; 5 – $P_{вх} = 120$ МПа, $G = 6,1 \cdot 10^{-4}$ кг/с

В результате расчетных исследований выявлен постоянный характер изменения давлений топлива по протяженности гидравлического тракта исследуемого сопряжения и в пределах сечений, перпендикулярных оси иглы и отверстия в корпусе распылителя, при постоянно повышаю-

щейся величине абсолютного давления топлива в полости под дифференциальной площадкой иглы и, соответственно, на входе в цилиндрическое направляющее прецизионное сопряжение. Аналогичная ситуация выявлена при расчетной оценке распределения скоростей потока топлива в цилиндрическом гидравлическом тракте сопряжения (рис. 10).

Изменение скорости потока по протяженности гидравлического тракта направляющего прецизионного сопряжения в зависимости от разности давлений топлива на входе в сопряжение и выходе из него составило, приблизительно, 27...55 м/с для максимального давления топлива – 40 МПа, 34...67 м/с для максимального давления топлива – 60 МПа, 39...78 м/с для максимального давления топлива – 80 МПа, 44...88 м/с для максимального давления топлива – 100 МПа и 48...96 м/с для максимального давления топлива – 120 МПа.

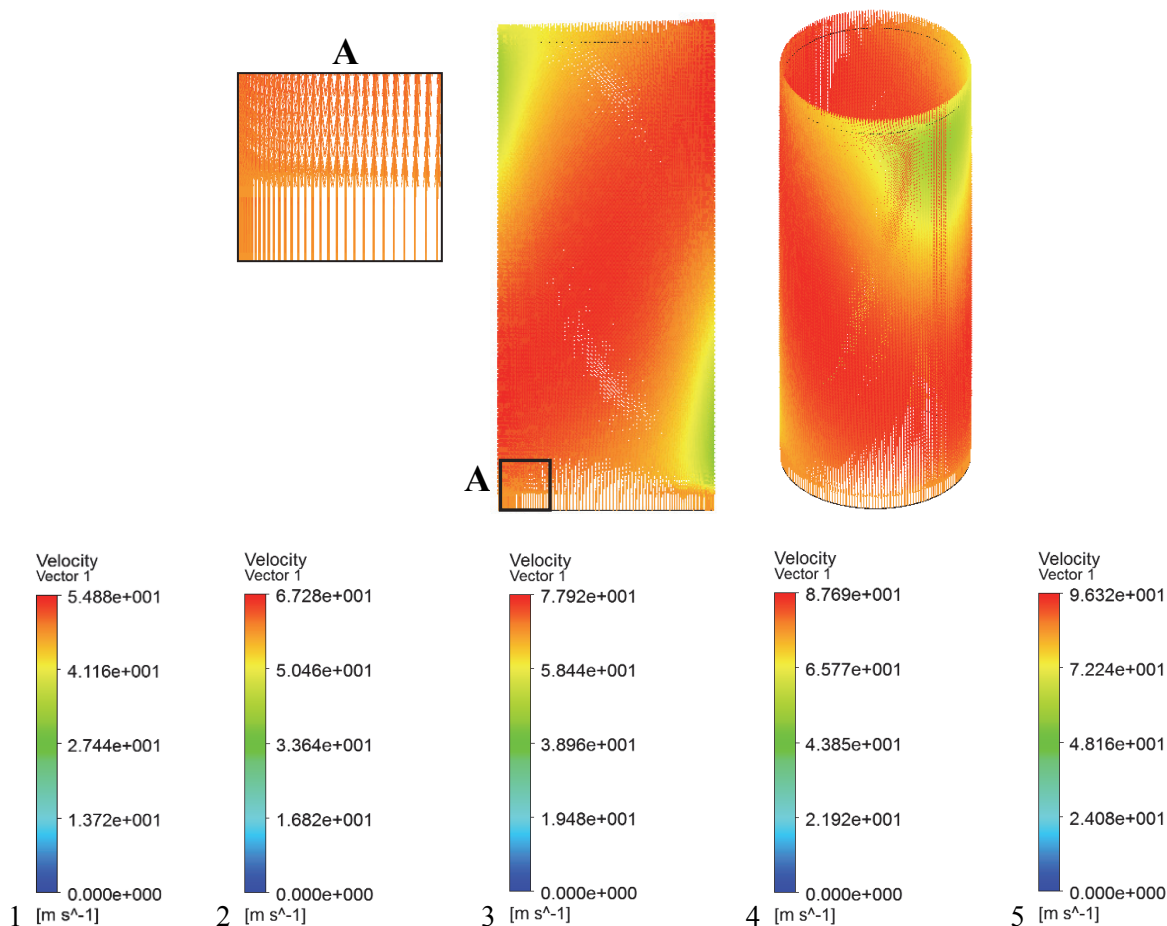


Рис. 10. Распределение скоростей потока топлива для реалистичной модели гидравлического тракта цилиндрического направляющего прецизионного сопряжения распылителя: 1 – $P_{вх} = 40$ МПа, $G = 3,6 \cdot 10^{-4}$ кг/с; 2 – $P_{вх} = 60$ МПа, $G = 4,4 \cdot 10^{-4}$ кг/с; 3 – $P_{вх} = 80$ МПа, $G = 5,0 \cdot 10^{-4}$ кг/с; 4 – $P_{вх} = 100$ МПа, $G = 5,6 \cdot 10^{-4}$ кг/с; 5 – $P_{вх} = 120$ МПа, $G = 6,1 \cdot 10^{-4}$ кг/с

Для всех рассмотренных случаев, характеризующихся изменением максимального давления топлива на входе в зазор сопряжения, при имеющихся геометрических параметрах последнего, отношение выявленных максимальной и минимальной скоростей потока близко к двукратному. Указанное обстоятельство можно объяснить приблизительно двукратным изменением радиального зазора в цилиндрическом сопряжении при смещении оси иглы относительно оси отверстия в корпусе распылителя.

При обработке результатов расчетных исследований для выявления давления со стороны потока топлива на иглу распылителя и определения величины радиальной силы в сопряжении использован следующий подход (рис. 11).

На основании имеющихся значений давлений топлива с различных сторон направляющего прецизионного сопряжения определяется результирующее давление, действующее на иглу, и формирующее радиальную силу, смещающую ее к корпусу распылителя.

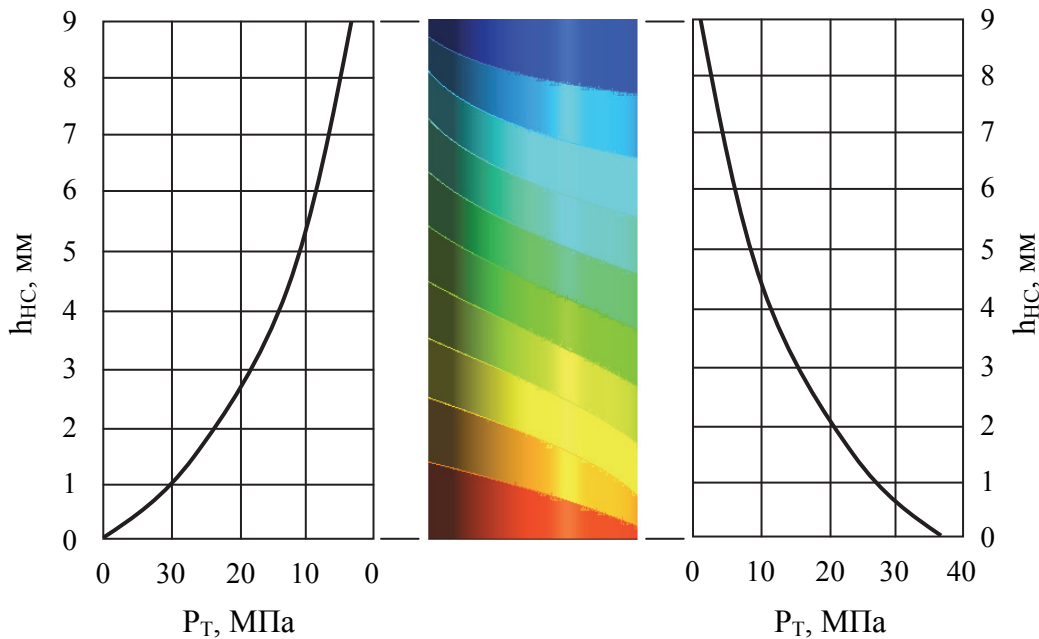


Рис. 11. Изменение давления топлива по протяженности гидравлического тракта направляющего сопла ($P_{вх} = 40$ МПа, $G = 3,6 \cdot 10^{-4}$ кг/с)

Таким образом, для каждой исследуемой модели получены кривые изменения результирующего давления, действующего на боковую поверхность иглы распылителя в направляющем сопле (рис. 12).

Для определения действующей в сопле радиальной силы полученные разности давлений проинтегрированы по протяженности гидравлического тракта цилиндрического прецизионного направляющего сопла (рис. 13, а). Величина радиальной силы в сопле получена как произведение интегрального давления, действующего на боковую поверхность иглы распылителя в цилиндрическом направляющем сопле, и площади диаметрального сечения направляющей части иглы (рис. 13, б).

В качестве базового условия при оценке интегрального давления ($P_{инт}$), действующего на боковую поверхность иглы распылителя, принято условие равенства площади под кривой изменения давления в направляющей части сопла и площади прямоугольника, сформированного величиной интегрального давления и протяженностью ($h_{НС}$) прецизионной части иглы распылителя. Начальный участок, протяженностью около 0,5 мм, на входе в сопле и конечный участок, примерно такой же протяженности, на выходе из сопла не учитывался, поскольку, согласно результатам расчета, в указанных областях наблюдалась неустойчивость потока.

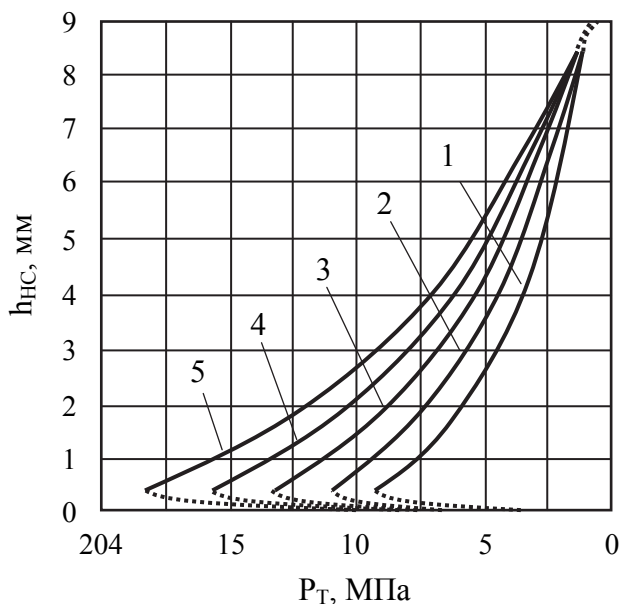


Рис. 12. Результирующее давление на боковую поверхность иглы распылителя по протяженности направляющего прецизионного сопла при различных давлениях топлива: 1 – $P_{вх} = 40$ МПа; 2 – $P_{вх} = 60$ МПа; 3 – $P_{вх} = 80$ МПа; 4 – $P_{вх} = 100$ МПа; 5 – $P_{вх} = 120$ МПа

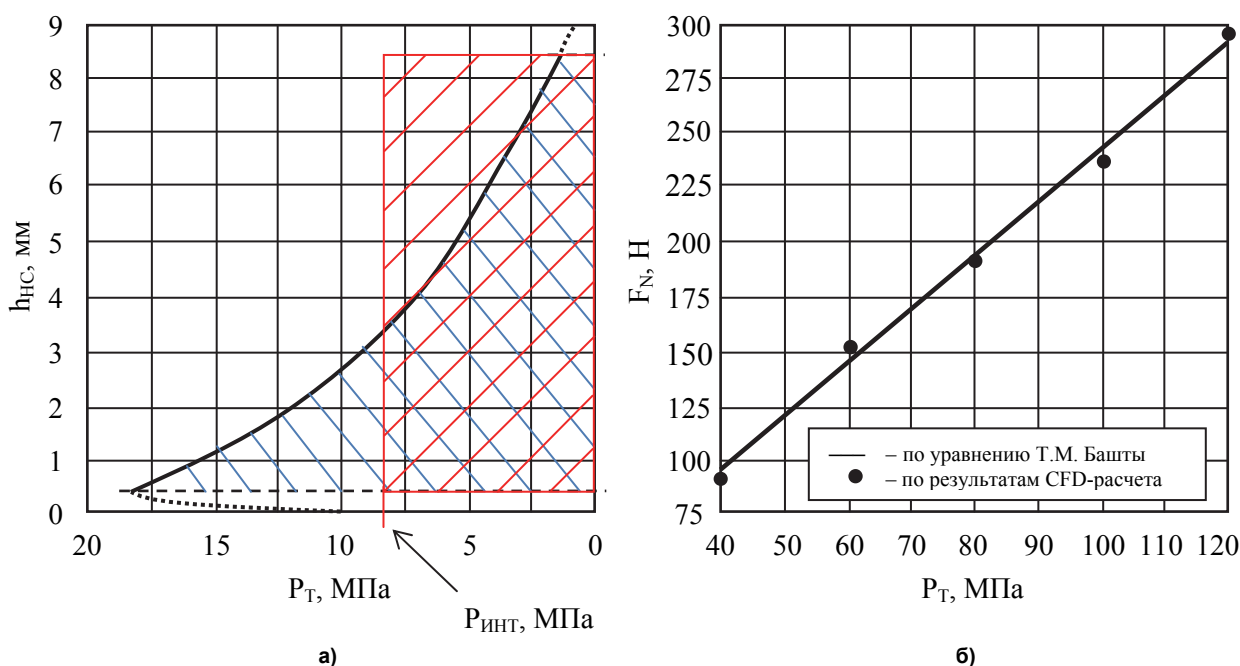


Рис. 13. Оценка интегрального давления топлива, действующего на боковую поверхность иглы в зазоре направляющего прецизионного сопряжения (а) и зависимость величины радиальной силы в функции максимального давления подачи топлива, согласно результатам расчета по уравнению Т.М. Башты и CFD-моделирования (б)

Заключение и выводы

Результаты, полученные в ходе оценки гидродинамических параметров потока топлива в цилиндрическом направляющем прецизионном сопряжении распылителя, имеют удовлетворительную сходимость (рис. 13, б) и подтверждают удовлетворительную сходимость значений радиальной силы в сопряжении, определенной по уравнению Т.М. Башты и при помощи CFD-моделирования. Данное обстоятельство свидетельствует о правомерности предложенного подхода к оценке радиальной силы в сопряжении и позволяет осуществить проверку полученных результатов, поскольку экспериментальная оценка распределения давлений в исследуемой области затруднительна.

По результатам исследования сделаны следующие выводы:

- Аналитическая зависимость, предложенная Т.М. Баштой, позволяет с удовлетворительной точностью оценить интегральную (по протяженности сопряжения) радиальную нагрузку в цилиндрическом направляющем прецизионном сопряжении распылителя топливной форсунки дизеля. Результаты использования указанной зависимости имеют удовлетворительную сходимость с результатами CFD-моделирования исследуемой области, позволяющими оценить не только среднее значение радиальной нагрузки, но и ее распределение по протяженности сопряжения.

- Результаты оценки гидродинамических параметров потока топлива в направляющем сопряжении распылителя, использование моделей поточной динамики и, в частности, условно-реалистичной модели, позволили выявить неравномерность распределения скорости и давления в потоке не только по протяженности сопряжения, но и в пределах радиальных сечений. Данное обстоятельство обусловлено отклонением оси направляющего сопряжения иглы от оси в области направляющего сопряжения корпуса распылителя, приводящим, первоначально, к изменению геометрических параметров гидравлического тракта и, как следствие, изменению скорости и давления в потоке и появлению радиальной силы в направляющем сопряжении.

- Изменение давления в потоке топлива в пределах радиальных сечений гидравлического тракта неизбежно приводит к появлению радиальной силы в сопряжении, в результате которой игла контактирует с корпусом распылителя, интенсифицируя процессы трения и изнашивания. В соответствии с результатами исследований, чем выше разность давлений на входе в кольцевой

Расчет и конструирование

зазор сопряжения и на выходе из него, тем выше возникающая радиальная нагрузка в сопряжении. Последнее обстоятельство позволяет сделать вывод о целесообразности разделения функций направляющего сопряжения – уплотнения и центрирования иглы. Цилиндрическое направляющее сопряжение должно выполнять функцию центрирования иглы в отверстии корпуса распылителя, а функцию уплотнения следует передать дополнительному сопряжению. Данное мероприятие позволит ликвидировать высокую разность давлений на входе в кольцевой зазор сопряжения и выходе из него. Указанный подход, предусматривающий появление оригинальных технических решений в конструкции распылителя и топливоподающей форсунки в целом, вполне может стать тематикой самостоятельного исследования, и актуален для условий постоянно возрастающих давлений подачи топлива в дизелях, и перехода к форсункам с электронным управлением, в системах «Common Rail».

Работа выполнена в рамках Государственного задания Министерства образования и науки Российской Федерации (проект 11.7202.2013) и при поддержке Германской службы академических обменов – DAAD (проект A/12/73347 Ref. 325).

Литература

1. Файнлейб, Б.Н. *Топливная аппаратура автотракторных дизелей: справ.* / Б.Н. Файнлейб. – 2-е изд. – Л.: Машиностроение, 1990. – 362 с.
2. Лазарев, В.Е. *Влияние температуры на радиальную силу в направляющем прецизионном сопряжении распылителя* / В.Е. Лазарев // *Ползуновский вестник*. – 2007. – № 4. – С. 230–233.
3. *Different technical designs for the guiding “needle –nozzle” interface of a diesel engine's injector and it's influence to injector's loading and service life* / E.A. Lazarev, J. Wloka, G. Wachtmeister et al. // *International scientific and technical conference – OeTG Symposium “Tribology in Industry and Research”, 24th of November, 2011, Wr. Neustadt, Austria*. – 2011. – P. 175–184.
4. Лазарев, В.Е. *Отчет РНП 2.2.2.3-8172 по проекту: «Моделирование параметров трения и изнашивания прецизионных сопряжений „игла – корпус“ для повышения ресурса различных типов распылителей транспортных дизелей» аналитической ведомственной целевой программы «Развитие научного потенциала высшей школы (2009–2010 годы)»* / В.Е. Лазарев. – Челябинск, 2009. – 70 с.

Лазарев Владислав Евгеньевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), power_engine@mail.ru.

Ломакин Георгий Викторович. Кандидат технических наук, ассистент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), Lgeorge@yandex.ru.

Лазарев Евгений Анатольевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), lea2@mail.ru.

Поступила в редакцию 6 марта 2014 г.

THE ESTIMATION OF THE LOADING FOR NOZZLE'S GUIDING PRECISION INTERFACE FROM DIESEL'S FUEL INJECTOR BY MEANS OF CFD-MODELING

*V.E. Lazarev, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, power_engine@mail.ru,
G.V. Lomakin, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, Lgeorge@yandex.ru,
E.A. Lazarev, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, lea2@mail.ru*

The analysis of moving the fuel's fluid stream into hydraulic tract of cylindrical guiding precision interface of the nozzle from diesel's fuel injector is performed in application to different models of fluid dynamic (CFD). The distribution of the pressures and velocities of fuel in the interface, values of the radial force and problems of the increasing the service life of the guiding precision interface are considered and estimated by means of modeling for high (up to 120 MPa) values of the pressure of fuel injection.

Keywords: the nozzle of the diesel engine's fuel injector, guiding precision interface, pressure of fuel injection, hydrodynamic parameters of the interface.

References

1. Fainleib B. N. *Toplivnaja apparatura avtotraktornyh dizelej* [Automotive Diesel Fuel Injection Equipment]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1990. 362 p.
2. Lazarev V.E. [The influence of the temperature to radial force into nozzle's guiding precision interface]. *Polzunovsky vestnik* [Polzunovskii herald]. 2007, no. 4, pp. 230–233. (in Russ.)
3. Lazarev V.E. J. Wloka, G. Wachtmeister, e.a. Different technical designs for the guiding "needle – nozzle" interface of a diesel engine's injector and it's influence to injector's loading and service life. *International scientific and technical conference – OeTG Symposium "Tribology in Industry and Research"*, 24th of November, 2011, Wr. Neustadt, Austria. 2011, pp. 175–184.
4. Report RNP 2.2.2.3-8172 project: *Modelirovanie parametrov trenija i iznashivaniya precizionnyh soprjazhenij "igla – korpus" dlja povyshenija resursa razlichnyh tipov raspylitelej transportnyh dizelej* [Simulation Parameters of Friction and wear of Precision Mates "Needle – Case" for Increasing Resource of Various Types of Nozzles Transport Diesel Engines]. Chelyabinsk, 2009. 70 p.

Received 6 March 2014