

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ДАВЛЕНИЯХ ВПРЫСКА ТОПЛИВА

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

Рассмотрены вопросы совершенствования конструкции распылителей форсунок, как составных элементов современных средств топливоподачи (аккумуляторного типа – Common Rail) в дизелях, эксплуатирующихся при повышенных (до 250...300 МПа) давлениях впрыска топлива. Для оценки эффективности предложенных технических решений, обеспечивающих снижение нагруженности распылителя и улучшение его ресурсных показателей, использован метод конечных элементов.

Представлен сравнительный анализ полученных результатов и реализации предложенных технических решений, обеспечивающих снижение уровня нагруженности распылителя и повышение его эксплуатационного ресурса при повышенных (до 250...300 МПа) давлениях впрыска топлива.

Ключевые слова: распылитель топливной форсунки дизеля, давление впрыска топлива, направляющее прецизионное сопряжение, запирающее прецизионное сопряжение, дифференциальная площадка иглы.

ВВЕДЕНИЕ

Снижение выбросов вредных веществ отработавшими газами в условиях постоянно повышающейся мощности и требований к экономичности дизеля относится к важнейшим проблемам современного моторостроения. Одним из направлений решения проблемы улучшения экономичности при снижении уровня токсичности дизеля является совершенствование процессов впрыскивания топлива, в частности повышение давления впрыскивания до 250...300 МПа и более. Это предусматривает использование современных средств топливоподачи (аккумуляторных систем впрыскивания топлива – CR) в дизелях. Для сохранения и повышения ресурса распылителя и его прецизионных сопряжений требуются новые методы достоверной оценки изнашивания их элементов и сравнительного ресурса, а также новые технические решения по совершенствованию конструкции сопряжений распылителей.

Повышение ресурса прецизионных сопряжений распылителя форсунки дизеля предполагает использование полной информации об уровне и характере нагружения его элементов, в то время как получение достоверных данных предусматривает детальное изучение и учет граничных условий – характеристик различных нагрузок, возникающих при работе распылителя в составе топливной аппаратуры.

Влияние внешних воздействий (видов и характера нагружений различной физической

природы) на функционирование и ресурс распылителя может быть изучено использованием метода конечно-элементного (FEM) моделирования, отличающегося приемлемой точностью и достаточной информативностью. Указанный метод обеспечивают достоверную оценку уровня тепловой и механической нагруженности элементов распылителя, работающего в условиях повышенных (до 250...300 МПа) давлений в системе топливоподачи с электронным управлением (Common Rail), и позволяют выявить эффективность различных технических решений и способов повышения ресурса распылителя.

ИССЛЕДУЕМЫЕ КОНСТРУКЦИИ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ФОРСУНОК

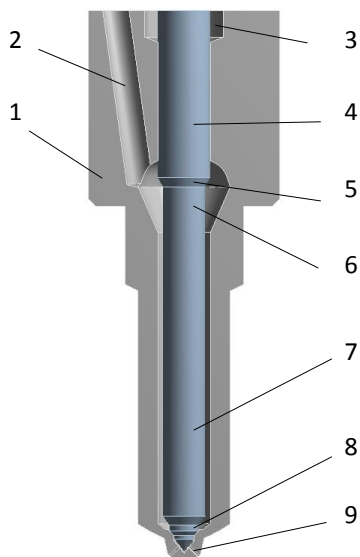
Одной из популярных конструкций распылителей, используемых в настоящее время в составе топливной аппаратуры современных дизелей в системах топливоподачи с электрогидравлическим управлением (Common Rail), относятся распылители удлиненного типа – «DLL» [1, 2], согласно классификации фирмы Bosch (рисунок 1), обеспечивающие работу дизеля при максимальных давлениях впрыска топлива от 180 МПа до 240 МПа.

Применительно к распылителям отечественной конструкции (к примеру, укороченных распылителей типа «DLA», согласно классификации фирмы Bosch, и выпускаемых серийно ООО «ЧТЗ-Уралтрак» (рисунок 2-а),

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ДАВЛЕНИЯХ ВПРЫСКА ТОПЛИВА

опыт их эксплуатации при давлениях впрыска топлива, превышающих 80...90 МПа пока отсутствует, однако, анализ конструкции распылителей такого типа свидетельствует о

наличии резервов в его совершенствовании за счет изменения геометрических параметров иглы и корпуса и использования элементов локального охлаждения.



- 1 – корпус;
- 2 – топливоподводящий канал;
- 3 – дренажная полость корпуса;
- 4 – направляющее прецизионное сопряжение;
- 5 – дифференциальная площадка иглы;
- 6 – полость охлаждения;
- 7 – стержень иглы;
- 8 – запирающее прецизионное сопряжение;
- 9 – распыливающее отверстие

Рисунок 1 – Распылитель с удлиненным корпусом типа «DLL»

Следует отметить, что рассматриваемые типы распылителей характеризуются высокими механическими, температурными, монтажными деформациями и повышенным износом, который вызван нарушением соосности иглы и отверстия в корпусе и, в результате, появлением неуравновешенной радиальной силы давления топлива, обуславливающей неустойчивое положение иглы распылителя. Радиальная сила в направляющем прецизионном сопряжении вызывает механический контакт поверхности иглы с поверхностью корпуса, износ которых вызван упругопластическим деформированием при трении.

Модифицирование элементов распылителя выбором рациональных конструкции, геометрических параметров иглы, корпуса и размещения уплотняющей части представляется наиболее интересным и эффективным средством снижения тепловой и, в основном, механической нагруженности. Эти мероприятия обеспечивают комплексный эффект, поскольку способствует улучшению условий работы, как уплотняющего, так и запирающего прецизионных сопряжений.

Распылители укороченного типа, в сравнении с удлиненными конструкциями, обладают более жестким корпусом и относительно короткой иглой. К недостаткам данного типа распылителей относят повышенный уровень температур в области уплотняющего

прецизионного сопряжения, следствием которого являются температурные деформации и напряжения. Дополнительным преимуществом предложенной конструкции распылителя укороченного типа является также пониженная масса иглы, ввиду модифицирования геометрических параметров направляющей части иглы и корпуса.

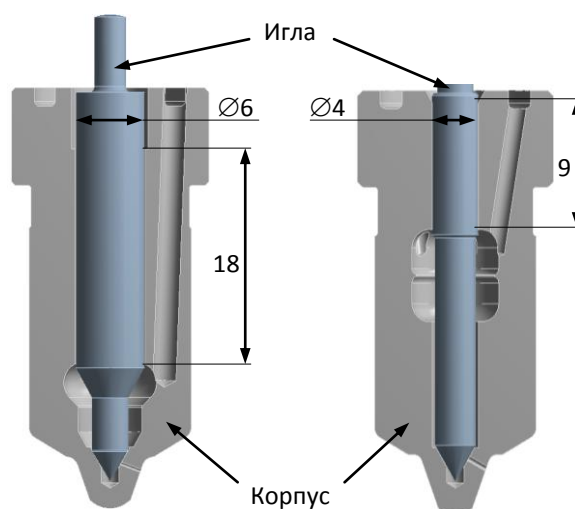


Рисунок 2 – Особенности конструкции штатного (а) и опытного (б) распылителей, и основные геометрические характеристики направляющих прецизионных сопряжений

Распылители укороченного типа, в сравнении с удлиненными конструкциями, обладают более жестким корпусом и относительно короткой иглой. К недостаткам данного типа распылителей относят повышенный уровень температур в области уплотняющего прецизионного сопряжения, следствием которого являются температурные деформации и напряжения. Дополнительным преимуществом предложенной конструкции распылителя укороченного типа является также пониженная масса иглы, ввиду модифицирования геометрических параметров направляющей части иглы и корпуса.

Распылители обоих типов (укороченного и удлиненного) характеризуются повышенным износом направляющего прецизионного сопряжения вследствие неуравновешенной радиальной силы давления топлива, действующей в направляющем сопряжении и вызывающей контакт поверхности иглы с поверхностью корпуса в условиях упругопластического деформирования. Однако, укороченный распылитель опытной конструкции, предусматривая, соответственно меньшую длину иглы, по сравнению с удлиненным распылителем, предусматривает также меньший угол отклонения оси иглы, от оси отверстия в корпусе, что снижает опасность потери подвижности иглы и величину радиальной силы в направляющем сопряжении.

Развитая полость под дифференциальной площадкой иглы распылителя, содержащая две камеры с турбулизирующим выступом, способствует интенсификации отвода теплоты в топливо и снижению уровня тепловой нагруженности цилиндрического направляющего сопряжения. При перетекании топлива из верхней камеры полости в нижнюю, происходит увеличение его скорости, обусловленное снижением площади проходного сечения канала. Создание турбулентного движения топлива совместно с увеличением суммарной площади поверхности двухкамерной полости охлаждения способствует дополнительной интенсификации отвода теплоты от иглы и корпуса распылителя в области прецизионных сопряжений распылителя.

Указанные преимущества распылителя укороченного типа по сравнению с удлиненной конструкцией требуют подтверждения, получение которого возможно при помощи проведения расчетных исследований уровня тепловой и механической нагруженности распылителей указанных конструкций.

ПРИЛОЖЕНИЕ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ТЕПЛООБМЕНА И МЕХАНИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ ДЛЯ ОЦЕНКИ УРОВНЯ ТЕПЛОВОЙ И МЕХАНИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ

Значения результирующих параметров теплообмена для различных поверхностей корпуса распылителя, принимающих участие в процессе теплообмена, рассмотрены в качестве граничных условий теплообмена при математическом моделировании температурного состояния распылителя [3, 4]. Величины давлений топлива и газовой среды, рассматриваемые в качестве граничных условий механического нагружения распылителя, использованы для приложения граничных условий при оценке напряженно-деформированного состояния распылителя и его прецизионных сопряжений. Примеры областей приложения граничных условий теплового и механического нагружения представлены на рисунке 3-а.

Граничные условия механического нагружения распылителей (рисунок 3-б) представлены условиями заделки моделей, определяющими положение распылителя относительно корпуса топливной форсунки, величинами давлений топлива в каналах и полостях, давлением газовой среды со стороны камеры сгорания дизеля и уровнем механического нагружения, обуславливающим монтажные деформации корпуса распылителя при его сборке с корпусом форсунки.

Рабочее давление топлива, соответствующее давлению в общем распределительном трубопроводе системы топливоподачи Common Rail, определено в размере 300 МПа, и приложено ко всем топливным каналам и полостям исследуемых распылителей. Среднее распределенное давление топлива в цилиндрическом направляющем прецизионном сопряжении постоянно, и составляет 50 МПа, с учетом неравномерности его распределения по протяженности гидравлического тракта сопряжения. Усилие на торцевой поверхности корпуса распылителя, обусловленное затяжкой накидной гайки форсунки, определено, примерно, в 45 кН при моменте затяжки гайки, составляющем 90 Н·м.

Идентичные теплофизические и механические свойства материалов иглы и корпуса распылителей удлиненной и укороченной конструкций, топлива и газовой среды, использованы при проведении расчетных исследований в ходе проведения математического моделирования теплового и напряженно-деформированного состояния.

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ДАВЛЕНИЯХ ВПРЫСКА ТОПЛИВА

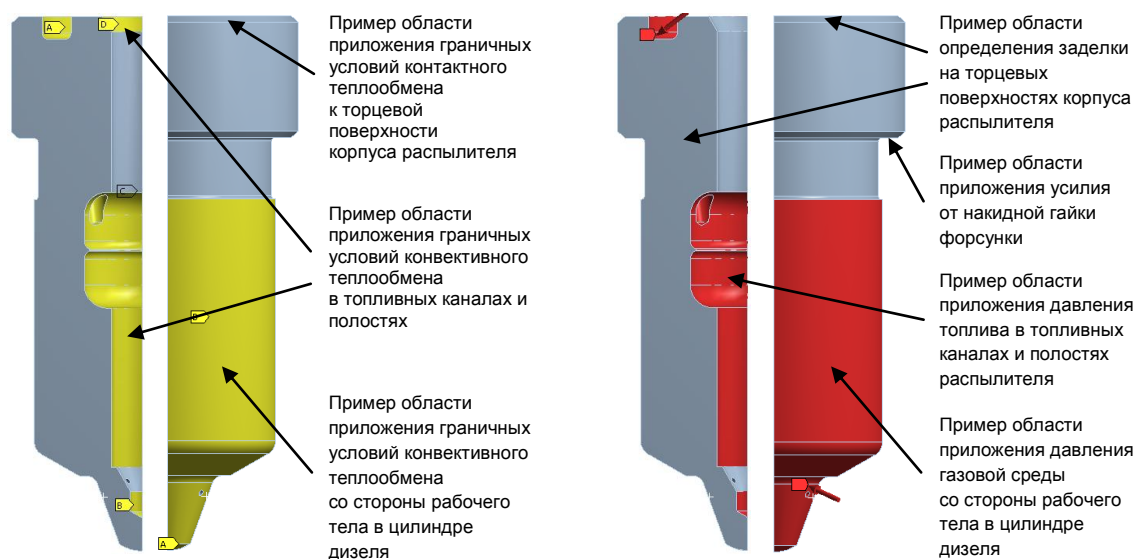


Рисунок 3 – Примеры областей приложения граничных условий теплового (а) и механического (б) нагружений распылителя форсунки дизеля

РЕЗУЛЬТАТЫ ОЦЕНКИ УРОВНЯ ТЕПЛОЙ И МЕХАНИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Мерой оценки тепловой нагруженности элементов распылителя являются абсолютные значения и градиенты температур, а также термические деформации и напряжения. Деформации и напряжения, возникающие под действием сил давления топлива, рабочих газов, монтажных нагрузок и инерции, являются характеристиками механической нагруженности.

Многочисленные экспериментальные данные [5, 6] свидетельствуют о несущественном изменении температуры распылителя в течение рабочего цикла при установившемся режиме работы дизеля и колебательном характере изменения температуры в поверхностных слоях материала. Амплитуды колебаний температур распылителя при этом обычно не превышают 10...15 °С, что позволяет считать температурные поля распылителя при установившемся режиме работы дизеля стационарными [8]. В настоящее время для определения температурных полей распылителя широко используется метод конечных элементов [5, 7, 9, 10, 11], позволяющий также оценить уровень деформаций и напряжений.

Тепловая нагруженность распылителей исследуемых конструкций определялась с учетом результатов предварительного анали-

за и корректировки граничных условий теплообмена для объемных твердотельных моделей. Результаты конечно-элементного анализа температурного состояния распылителя опытной конструкции представлены на рисунке 4.

Распределение температур корпуса распылителя опытной конструкции можно охарактеризовать как послойное, со значением максимальной температуры в 245...248 °С в области носка и подыгольного колодца, и минимальной температуры, составляющей около 120...125 °С, в области сопряжения корпуса распылителя с корпусом форсунки дизеля.

В отличие от корпуса распылителя, распределение температур иглы имеет нерегулярный характер и отличается наличием области минимальной температуры, составляющей примерно 100...105 °С в центральной части, и повышением температуры к периферии, как в направлении запирающего сопряжения, так и в направлении цилиндрического направляющего сопряжения распылителя.

Данное обстоятельство объясняется интенсивным отводом теплоты в дизельное топливо, обеспечиваемым развитой топливной полостью под дифференциальной площадью иглы, причем, наличие локального ускорения потока, при его прохождении через область турбулизирующего выступа в топливной полости, приводит к повышению локальных коэффициентов теплоотдачи в топливо и, как следствие, снижению температуры центральной части иглы.

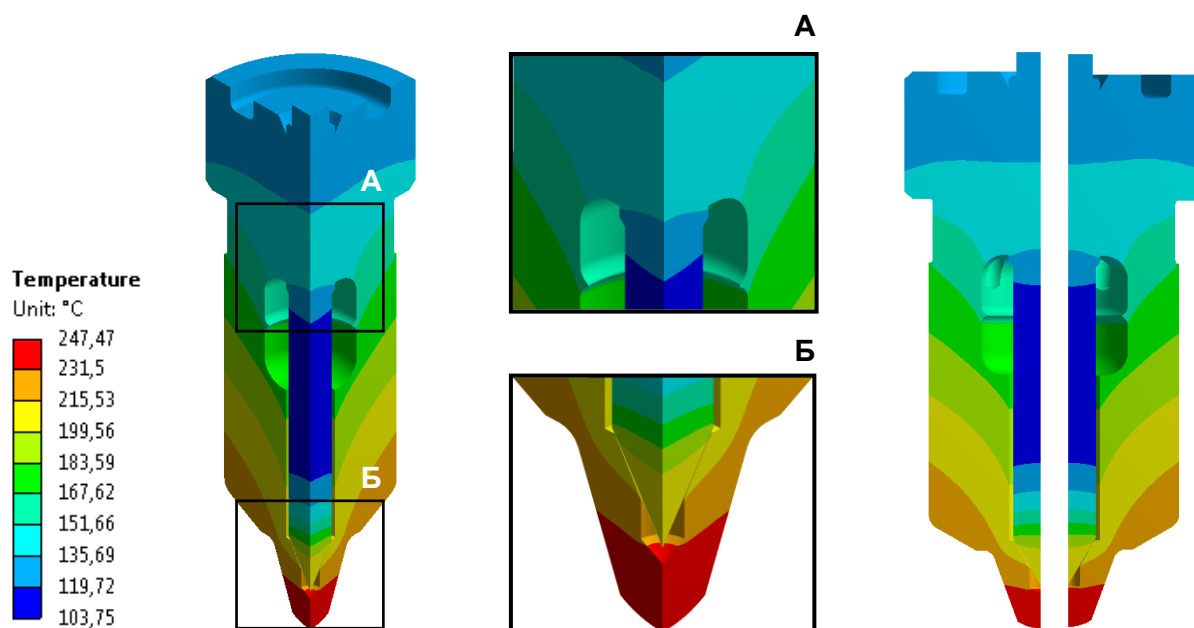


Рисунок 4 – Результаты оценки распределения температур распылителя опытной конструкции ($P_e = 0,9$ МПа и $n = 1250$ мин⁻¹)

Температуры в области запирающего прецизионного сопряжения находятся в пределах в 190...205 °С, а уровень температур в области цилиндрического направляющего сопряжения, составляет 115...125 °С, что имеет удовлетворительное согласование с имеющимися в литературе результатами термометрирования корпуса распылителя и не превышает предельных температур в указанных областях по границам коксуемости топлива и термическим деформациям корпуса распылителя.

Для сравнительной оценки результатов, полученных при анализе распределения температур распылителя опытной конструкции, выполнена оценка уровня тепловой нагрузки распылителя с удлиненной конструкцией иглы и корпуса. Данное техническое решение имеет широкую реализацию в существующих аккумуляторных системах топливоподачи дизелей (Common Rail), имеющих электронное управление и характеризующихся повышенными (до 180...240 МПа) значениями давления впрыска топлива. Результаты конечно-элементного анализа распределения температур удлиненного распылителя представлены на рисунке 5.

Распределение температур корпуса удлиненного распылителя также, как в случае и с распылителем опытной конструкции, характеризуется как послойное, со значением максимальной температуры в 225...230 °С в области

носки распылителя, и минимальной температуры, составляющей около 115...120 °С, в области сопряжения корпуса распылителя с корпусом форсунки дизеля.

Распределение температур иглы распылителя с удлиненной конструкцией иглы и корпуса также имеет нерегулярный характер и область минимальной температуры на уровне в 95...100 °С в центральной части иглы. Повышением температуры иглы к периферии в направлении прецизионных сопряжений объясняется отсутствием в указанных областях интенсивного отвода теплоты в топливо, поскольку прогрев иглы распылителя в области запирающего сопряжения обусловлен, главным образом, теплотой рабочего цикла в цилиндре дизеля, а в области цилиндрического направляющего сопряжения – интенсивным тепловым потоком от корпуса распылителя.

Уровень температур в области запирающего прецизионного сопряжения для распылителя удлиненной конструкции находится в пределах в 205...215 °С, а уровень температур в области цилиндрического направляющего сопряжения, составляет 115...125 °С, что также в целом соответствует уровню теплового нагружения распылителя опытной конструкции, отличающегося модифицированной конструкцией иглы, корпуса и проточной части гидравлического тракта.

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ДАВЛЕНИЯХ ВПРЫСКА ТОПЛИВА

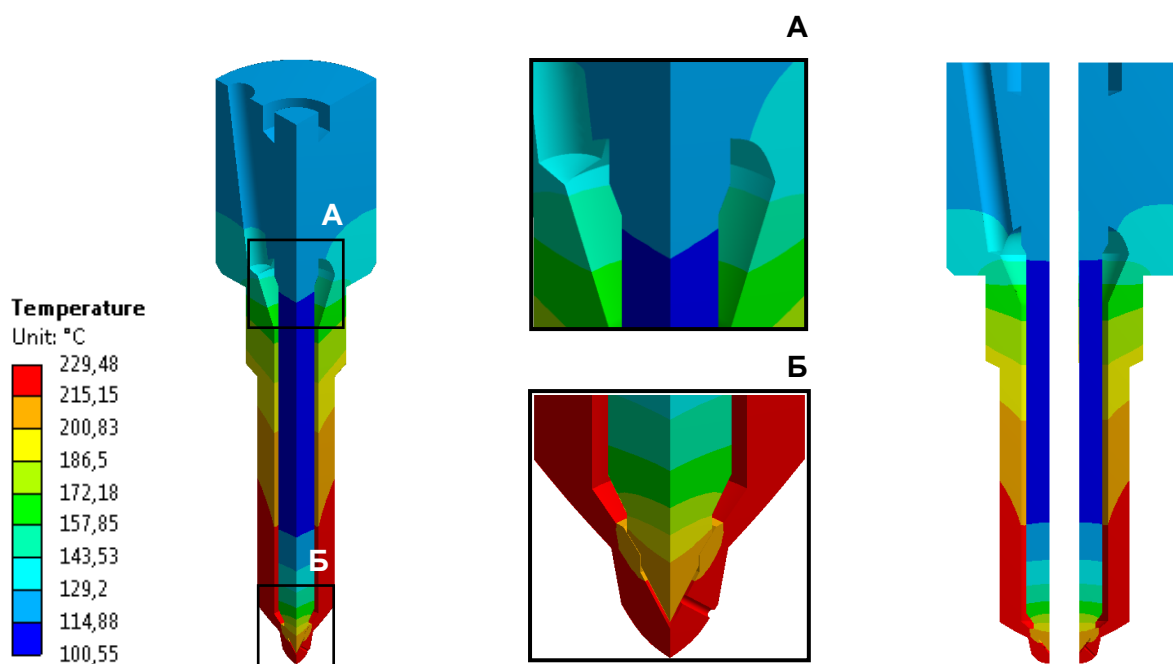


Рисунок 5 – Результаты оценки распределения температур распылителя с удлиненной конструкцией иглы и корпуса ($P_e = 0,9$ МПа и $n = 1250$ мин⁻¹)

В целом, уровень тепловой нагруженности распылителя опытной конструкции может быть охарактеризован, как идентичный распылителю с удлиненной конструкцией иглы и корпуса и, в этой связи, существенное значение имеет сравнительная оценка уровня механической нагруженности исследуемых распылителей.

Уровень механической нагруженности элементов и прецизионных сопряжений распылителей исследуемых конструкций оценивался величиной суммарных деформаций в отдельных областях корпуса распылителя, а также уровнем эквивалентных, нормальных и касательных напряжений. В данной статье приводятся результаты расчетно-сравнительных исследований применительно к оценке уровня эквивалентных напряжений, характеризующихся достаточной наглядностью и информативностью.

Оценка уровня напряженного состояния, как результат пространственных суммарных деформаций распылителя опытной конструкции при максимальных давлениях подачи топлива в цилиндр дизеля – 300 МПа, выполнена использованием анализа действующих эквивалентных напряжений (рисунок 6).

Согласно результатам анализа, к числу наиболее механически нагруженных элементов корпуса следует отнести кольцевую полость, объединяющую входные сечения на-

клонных топливных каналов распылителя, область перехода наклонных топливных каналов в полость под дифференциальной площадкой иглы, перепад диаметров в центральной части корпуса распылителя и область контакта корпуса с накидной гайкой форсунки дизеля.

Уровень эквивалентных напряжений корпуса распылителя применительно ко всем указанным областям находится в пределах 650...950 МПа, причем меньшие значения эквивалентных напряжений соответствуют области перепада диаметров в центральной части корпуса распылителя. Данное обстоятельство характеризует рабочее состояние элементов распылителя, как напряженное, но, согласно данным механических свойств материалов элементов распылителя (сталь 18Х2НВА для корпуса) не превышающее имеющихся значений предела прочности.

Средневзвешенные значения эквивалентных напряжений в районе полости под дифференциальной площадкой иглы, согласно результатам оценки, составляют 480...580 МПа с последующим их некоторым снижением, как в радиальном, так и осевом направлении, что вполне приемлемо для используемых в изготовлении элементов распылителя материалов, и удовлетворительно коррелируется с имеющимися результатами оценки суммарных деформаций.

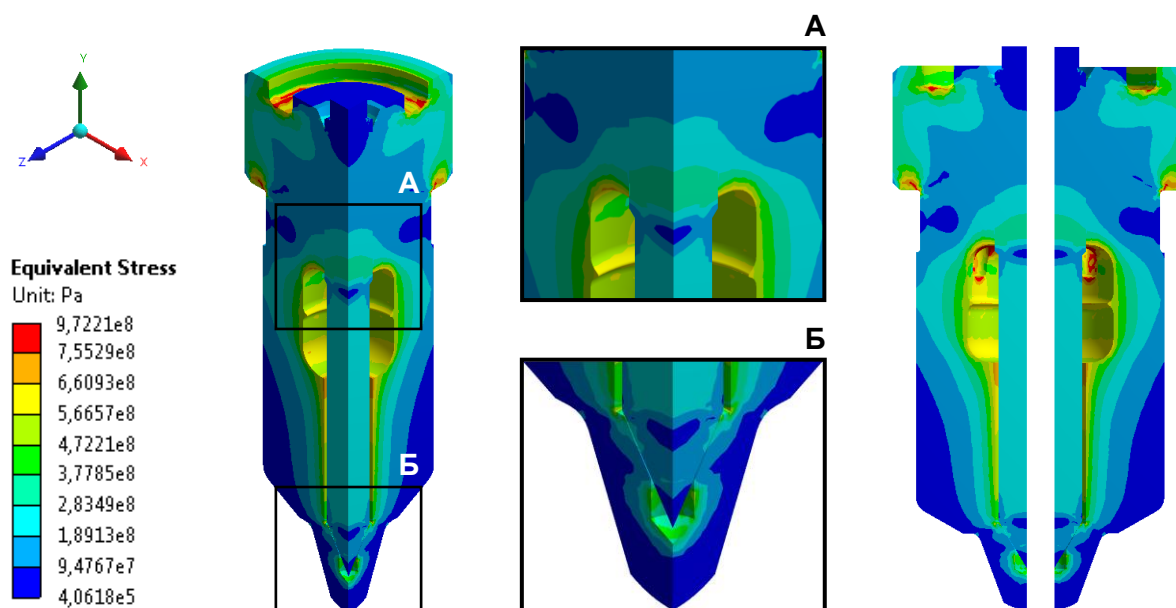


Рисунок 6 – Результаты оценки эквивалентных напряжений (σ_e) распылителя опытной конструкции ($P_e = 0,9$ МПа и $n = 1250$ мин⁻¹)

Эквивалентные напряжения в области цилиндрического направляющего прецизионного сопряжения составляют 120...220 МПа по протяженности гидравлического тракта, сформированного иглой и корпусом распылителя. Наивысшие значения напряжений относятся к области входа в цилиндрический зазор, что также соответствует имеющимся теоретическим основам распределения гидродинамических давлений в данной области.

В области распыливающих отверстий корпуса распылителя, значения эквивалентных напряжений определены на уровне 180...250 МПа. Указанные значения продиктованы геометрическими характеристиками и общим характером распределения напряжений в данной области, и наличием дополнительного усилия в области уплотняющего сопряжения от возвратной пружины форсунки дизеля.

Для проведения сравнительной оценки уровня механической нагруженности элементов распылителя опытной конструкции и его прецизионных сопряжений, выполнен анализ распределения эквивалентных напряжений в распылителе с удлиненной конструкцией иглы и корпуса.

Уровень максимальных эквивалентных напряжений корпуса удлиненного распылителя (рисунок 7) находится в пределах 1005...1010 МПа, причем области концентрации максимальных напряжений сосредоточены в месте перехода наклонного топливопод-

водящего канала в полость под дифференциальной площадкой иглы.

Относительно высокие (до 900 МПа) значения эквивалентных напряжений выявлены в полости под дифференциальной площадкой иглы и в области ступенчатых перепадов диаметров топливных полостей в центральной части корпуса распылителя с удлиненной конструкцией иглы и корпуса.

Эквивалентные напряжения в области цилиндрического направляющего прецизионного сопряжения составляют 150...240 МПа по протяженности гидравлического тракта, а в области распыливающих отверстий корпуса удлиненного распылителя, в то время, как уровень эквивалентных напряжений в области распыливающих отверстий определен в 220...380 МПа, что объясняется спецификой геометрических характеристик ступенчатого уплотняющего сопряжения.

ВЫВОДЫ

1. Сравнительная оценка уровня нагруженности элементов распылителя опытной конструкции выполнена на основе результатов, полученных при анализе распределения температур и эквивалентных напряжений в распылителе с удлиненной конструкцией иглы и корпуса. Основные области сравнительного анализа представлены на рисунке 8.

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ДАВЛЕНИЯХ ВПРЫСКА ТОПЛИВА

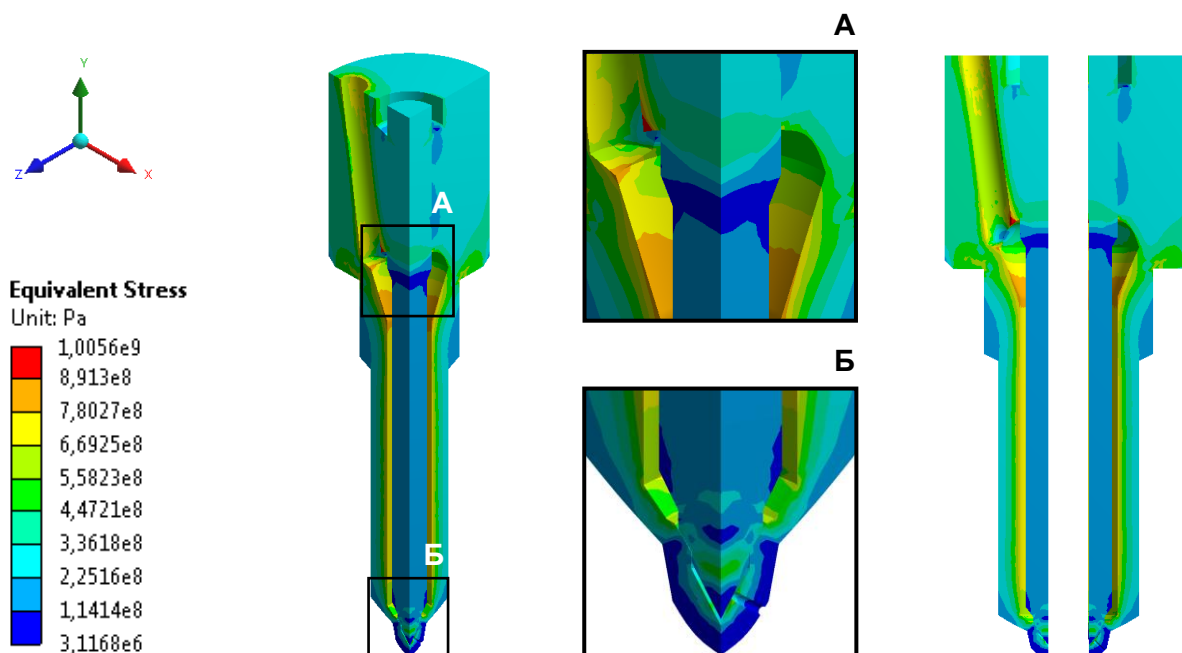
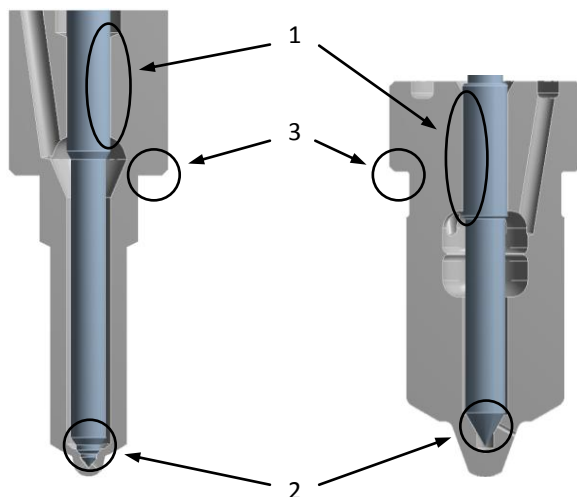


Рисунок 7 – Результаты оценки эквивалентных напряжений распылителя с удлиненной конструкцией иглы и корпуса ($P_e = 0,9$ МПа и $n = 1250$ мин⁻¹)

Распределение температур в корпусах распылителей исследуемых конструкций характеризуется как послойное, со значением максимальной температуры в области носка распылителя на уровне 225...230 °С.



где 1 – направляющее прецизионное сопряжение; 2 – уплотняющее прецизионное сопряжение; 3 – область контакта корпуса распылителя с гайкой форсунки

Рисунок 8 – Основные области сравнительного анализа распылителей исследуемых конструкций

В области направляющего прецизионного сопряжения, уровень температуры дости-

гает 115...125 °С для опытного распылителя и 110...120 °С для распылителя с удлиненной конструкцией иглы и корпуса, а в области конического уплотняющего сопряжения, уровень тепловой нагруженности исследуемых распылителей примерно равный, и характеризующийся абсолютным значением температур, примерно, в 205...215 °С.

Таким образом, обе исследуемые конструкции в целом демонстрируют идентичный уровень тепловой нагруженности, однако, применительно к распылителю опытной конструкции, имеется резерв по дальнейшей модернизации конструкции корпуса в направлении снижения его наружного диаметра, и, как следствие, уменьшения теплового потока в распылитель от рабочих газов в камере сгорания дизеля.

2. В части механической нагруженности элементов и прецизионных сопряжений исследуемых распылителей особенности конструкции, помимо прочего, находят свое отражение и в распределении деформаций и напряжений в различных областях.

Максимальные значения эквивалентных напряжений определены в 950...970 МПа для опытного распылителя и в 1005...1010 МПа для удлиненного распылителя, что в соответствии с анализом областей возникновения напряжений указанного типа, может характеризовать общий уровень напряженного состояния распылителей исследуемых конструкций, как приблизительно равный.

Эквивалентные напряжения в области цилиндрического направляющего прецизионного сопряжения в опытном распылителе составляют 120...220 МПа, а в удлиненном распылителе – 150...240 МПа. В области распыливающих отверстий корпуса опытного распылителя, значения эквивалентных напряжений определены на уровне 180...250 МПа, а для удлиненного распылителя – в 220...380 МПа.

Таким образом, уровень эквивалентных напряжений направляющем прецизионном сопряжении и, особенно, в области уплотняющего прецизионного сопряжения свидетельствует о более высокой механической нагруженности распылителя с удлиненной конструкцией иглы и корпуса. Данное обстоятельство объясняется геометрическими характеристиками исследуемых распылителей.

3. Результаты разработки опытного распылителя с повышенным ресурсом и способного эффективно эксплуатироваться в условиях увеличенных (до 250...300 МПа) давлений подачи топлива можно считать положительными. При имеющихся отличиях от серийно выпускаемого распылителя штатной конструкции, данный распылитель имеет ряд положительных особенностей, отличающих его от модификации распылителя с удлиненной конструкцией иглы и корпуса. В частности, при условно-идентичном уровне тепловой нагруженности, опытный распылитель имеет резервы его совершенствования в направлении обеспечения снижения теплового потока в корпус от рабочих газов в цилиндре дизеля. В наиболее ответственных областях (цилиндрическое направляющее и коническое уплотняющее прецизионные сопряжения) распылитель опытной конструкции обеспечивает несколько меньший уровень механической нагруженности, что оказывает положительное воздействие на показатели его усталостной прочности и ресурса. Геометрические характеристики опытного распылителя в области прецизионных сопряжений и гидравлического тракта обеспечивают наилучшие показатели по отводу теплоты в топливо, как результат интенсификации движения потока в каналах и полостях, а уменьшенные габаритные размеры, в частности, высота иглы и направляющего сопряжения, обеспечивают меньший угол отклонения оси иглы от оси отверстия в корпусе. Последнее обстоятельство имеет положительный эффект с точки зрения снижения радиальной силы в направляющем сопряжении и обеспечения приемлемых условий работы уплотняющего сопряжения. Уменьшенная, по сравнению с распылителем с удлиненной конструкцией

иглы и корпуса, приблизительно на 15...17 % масса иглы обеспечивает снижение уровня ударного нагружения в коническом уплотняющем сопряжении, что обеспечивает повышение его ресурса и наиболее продолжительное сохранение параметров топливоподачи на уровне, требуемом особенностями рабочего цикла дизеля и конструкторской документацией.

НАУЧНАЯ ПОДДЕРЖКА

Работа выполнена при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации (Москва, Россия, проект НМ-3746/2015) и Германской службы академических обменов (Бонн, Германия, проект A/14/72492, Ref. 325), и проведена совместно с Институтом двигателей внутреннего сгорания Мюнхенского технического университета (Мюнхен, Германия).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Peters A.: Das Common Rail-Einspritzsystem – Ein Potenzial für den Direktspritz-Dieselmotor, 3. Stuttgarter Motorensymposium, 23-25. Februar 1999.
2. Grosse-Löscher, H.; Haberland, H.: Schwa- mintelligenz zur Optimierung von Einspritzdüsen. In: MTZ 71 (2010), Nr. 2, S. 80–85.
3. Ansys Workbench Handbook, 2007
4. Woschni, G. A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE670931, SAE International Technical Papers 1967.
5. Костин, А. К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания / А. К. Костин, В. В. Ларионов, Л. И. Михайлов. – Л.: Машиностроение, 1979. – 222 с.
6. Голубков, Л. Н. Методы расчета топливных систем дизелей / Л. Н. Голубков, Л. Н. Музыка, В. И. Трусов. – М.: Изд-во МАДИ, 1986. – 79 с.
7. Лышевский, А. С. Системы питания дизелей / А. С. Лышевский. – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с.
8. Трусов, В. И. Форсунки автотракторных дизелей / В. И. Трусов, В. П. Дмитренко, Г. Д. Масляный. – М.: Машиностроение, 1977. – 167 с.
9. Чайнов, Н. Д. Тепломеханическая напряженность деталей двигателей / Н. Д. Чайнов, В. Г. Заренбин, Н. А. Иващенко. – М.: Машиностроение, 1977. – 152 с.
10. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
11. Lazarev, V. E. A Method for the Estimation of the Service Life of a Precision Guiding Interface "Needle – Nozzle Body" of a Common-Rail-Injector for High Rail Pressures / J. Wloka, G. Wachtmeister // JSAE/SAE International Conference – Powertrains, Fuels and Lubricants, 30 of Aug.-2 of Sept., 2011, Kyoto, Japan. Copyright © 2011 Society of Automotive Engineers of Japan, Inc.

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ
РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ДАВЛЕНИЯХ ВПРЫСКА ТОПЛИВА

Лазарев В.Е. – д.т.н., заведующий кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета, e-mail: power_engine@mail.ru, тел.: 8(351)-902-49-77.

Ломакин Г.В. – к.т.н., доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета, e-mail: lgeorge@yandex.ru, тел.: 8(951) 47-75-120.

Лазарев Е.А., д.т.н., профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета, e-mail: lea2@mail.ru, тел.: 8(904)-811-52-21.

Мацулевич К.А. – магистрант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета, e-mail: konstantin1m@mail.ru, тел.: 8(951)47-65-323.