

## РАЗДЕЛ II

# ТРАНСПОРТ

УДК 621.436.038

### УЛУЧШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ И ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ В ЭКСПЛУАТАЦИИ ПУТЕМ РЕЦИРКУЛЯЦИИ УТЕЧЕК В ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЕ

Ю.П. Макушев, А.Л. Иванов, В.А. Каня, С.С. Войтенков  
ФГБОУ ВО «СибАДИ», Россия, г. Омск.

**Аннотация.** Проведены теоретические и экспериментальные исследования системы питания дизеля с рециркуляцией утечек топлива. Предложена методика расчёта утечек топлива в зависимости от износа распылителей форсунок. Обоснована возможность сохранения стабильности параметров топливной аппаратуры дизеля в процессе длительной эксплуатации. Приведены результаты испытаний топливной аппаратуры с форсунками, имеющими замкнутый надыгольный объём. Отмечено повышение стабильности параметров экспериментальной топливной аппаратуры, снижение удельного расхода топлива и дымности отработавших газов.

**Ключевые слова:** топливная аппаратура, нагнетательный клапан, утечки топлива, стабилизация цикловой подачи, замкнутый надыгольный объём, дымность.

#### Введение

На коммерческом автотранспорте, на дорожных и строительных машинах, на тепловозах в качестве энергетической установки используется дизельный двигатель (дизель). С каждым годом повышаются требования к экологическим и экономическим показателям дизелей. Между тем, в эксплуатации остается большое количество техники с дизелями оснащёнными топливной аппаратурой с механическим управлением. В процессе эксплуатации экологические и эффективные показатели работы дизеля ухудшаются и для поддержания их на требуемом уровне необходимы дополнительные меры. В первую очередь это относится к топливной аппаратуре, износ прецизионных деталей которой в первую очередь влияет на снижение мощности двигателя, увеличение расхода топлива и токсичности отработавших газов (ОГ).

Необходимо рассмотреть возможность увеличения ресурса топливной аппаратуры и улучшения экологических и эффективных показателей дизеля в эксплуатации путём рециркуляции утечек топлива из плунжерных

пар ТНВД и форсунок обратно в линию низкого и высокого давления.

#### Теоретические и экспериментальные исследования системы питания дизеля с рециркуляцией утечек топлива

В процессе износа плунжерных пар увеличиваются зазоры и возрастают утечки топлива. Топливо, попадая в картер ТНВД ухудшает качество масла, которым смазывается привод насоса. В случае использования в двигателе централизованной системы смазки, топливо поступает также и в нее, ускоряя износ деталей уже всего двигателя. Известно [1], что утечки топлива в картер ТНВД можно уменьшить путем создания канавки в нижней части втулки плунжерной пары и соединения ее каналом с отсечным отверстием.

На рисунке 1 показана секция ТНВД, у которой во втулке 1 плунжерной пары насоса высокого давления выполнена канавка 11 для сбора утечек. Канавка 11 при помощи дренажного отверстия 2 соединяется с отсечным отверстием 3. Утечки топлива отводятся через отсечное отверстие 3 в головку насоса (линию низкого давления), где давление не превышает 0,2 – 0,3 МПа.

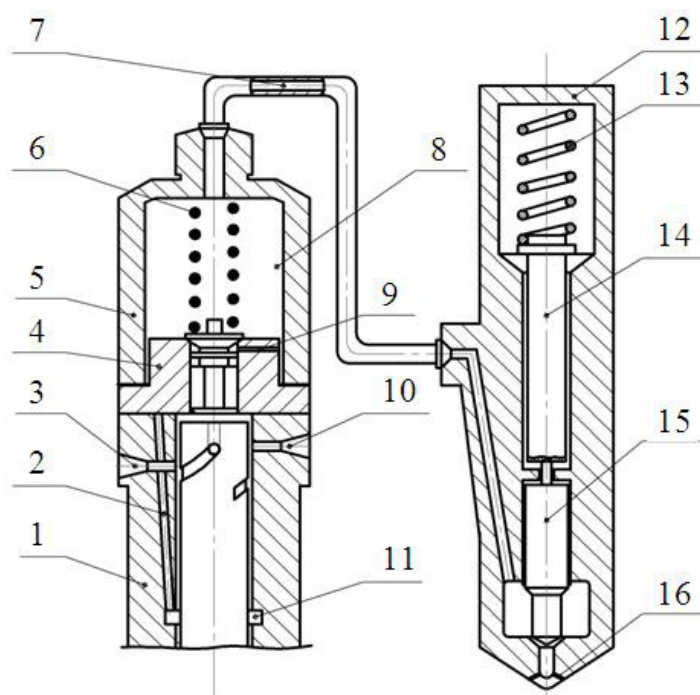


Рис. 1. Секция ТНВД и форсунка дизеля с рециркуляцией утечек топлива:

- 1 – втулка плунжерной пары; 2 – дренажное отверстие; 3 – отсечное отверстие;  
 4 – корпус нагнетательного клапана; 5 – штуцер; 6 – пружина; 7 – топливопровод;  
 8 – нагнетательный клапан грибовидного типа; 9 – отверстие предохранительное;  
 10 – впускное отверстие; 11 – канавка для сбора утечек; 12 – корпус форсунки; 13 – пружина;  
 14 – штанга; 15 – игла форсунки; 16 – распылитель

Как показывают расчёты, в момент отсечки топлива плунжерной парой в отверстии 3 втулки 1 (см. рис.1) скорость топлива достигает 20 м/с. Давление топлива в отсечном отверстии 3 снижается примерно до 0,1 МПа, и утечки топлива из канавки 11, под действием перепада давления, перемещаются по дренажному отверстию 2 в головку насоса. Очевидно, что возврат утечек топлива в линию низкого давления зависит от высоты расположения канавки 11 относительно нижнего торца втулки плунжера и диаметра дренажного отверстия. Конкретные данные на этот счет неизвестны, но следует учитывать необходимость достаточной смазки плунжерной пары топливом.

Учитывая, что нецелесообразно полностью устранять утечки топлива исходя из условия обеспечения достаточной смазки плунжерной пары топливом, необходимы дальнейшие исследования. Для оптимизации геометрических параметров канавки сбора утечек и дренажного отверстия в ТНВД.

Экспериментальные исследования утечек из прецизионной пары "игла-корпус распылителя" форсунок проводились в

лаборатории «Топливная аппаратура» кафедры «Тепловые двигатели и автотракторное электрооборудование» СибАДИ. Решалась задача определения зависимости утечек топлива от диаметрального зазора в прецизионной паре «игла – корпус распылителя» форсунки.

В дизелях с механической системой подачи, топливо подается в камеру сгорания под давлением 60 МПа и более. Для обеспечения подвижности иглы между иглой и корпусом распылителя форсунки изначально предусмотрен диаметральный зазор (2 – 4 мкм), через который часть топлива (до 1%) перетекает в надыгольную область форсунки и при помощи дренажной системы отводится в бак. В процессе эксплуатации из-за износа деталей зазор в данном сопряжении на практике может увеличиваться в несколько раз!

Для исследования величины утечек через изношенную прецизионную пару были проведены испытания форсунок двигателя Д-440 (4ЧН 13/14) с диаметральными зазорами в парах «игла – корпус распылителя» от 2 до 20 мкм. Исследовалось изменение утечек топлива  $V_y$  через диаметральный зазор в

прецизионной паре «игла – корпус распылителя» форсунки на режиме номинальной мощности двигателя (частота вращения вала ТНВД 875 мин<sup>-1</sup>, цикловая подача 103 мм<sup>3</sup>). Учитывая, что температура топлива в каналах форсунки, на работающем двигателе, достигает 80 °С, испытания проводились при данной температуре. Кинематическая вязкость дизельного топлива равнялась 2 сСт. На рисунке 2 показана

зависимость утечки топлива от диаметального зазора в прецизионной паре «игла – корпус распылителя», полученная по результатам испытаний. При диаметральном зазоре в 12 мкм утечки топлива из системы высокого давления составили 160 см<sup>3</sup>/ч. Расчёты показывают, что уже на данном режиме утечки топлива снижают цикловую подачу и соответственно мощность двигателя на 3 – 5 %.

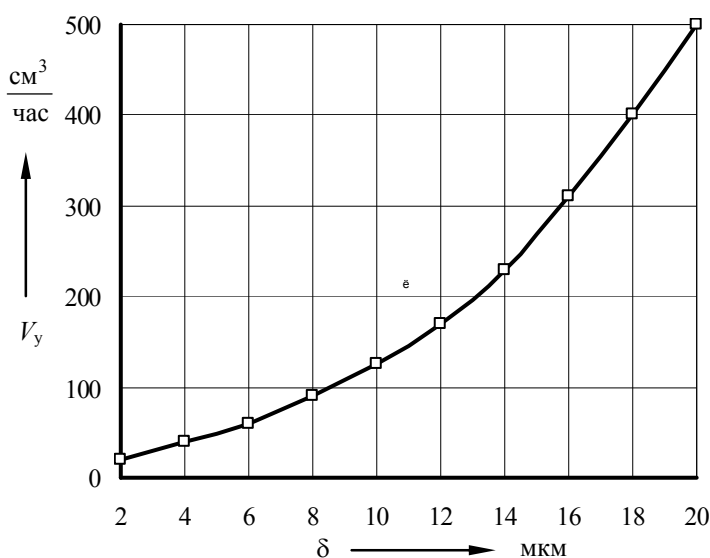


Рис. 2. Утечки топлива в зависимости от диаметального зазора в прецизионной паре «игла – корпус распылителя» форсунки дизеля Д-440 4ЧН 13/14.

Проведение экспериментальных исследований утечек топлива из форсунок является сложным и дорогостоящим процессом, т.к. производство распылителей с различными по величине зазорами достаточно сложно. С необходимой для практики точностью утечки топлива из форсунок можно определить расчетным путем. Исследования показали, что погрешность расчета утечек топлива по сравнению с результатами эксперимента не превышает 5 – 7 %.

При высоких остаточных давлениях в топливопроводе (до 10 МПа) топливо вытекает из полости форсунки в течение всего цикла и достигает значений в несколько раз больше, чем в системах с малым остаточным давлением. В системах без остаточного давления топливо движется по зазору в паре «игла – корпус распылителя» в течение времени  $t$ , соответствующему определенному углу поворота вала ТНВД. Для различных конструкций форсунок утечки топлива  $V_y$  можно определить расчетным путем по формулам [2]:

$$V_y = \frac{\pi \cdot d \cdot \delta^3 \cdot \beta}{12 \cdot l \cdot \mu} \cdot \int_{t_1}^{t_2} P_\phi \cdot dt, \quad (1)$$

$$V_y = \frac{\pi \cdot d \cdot \delta^3 \cdot \beta}{12 \cdot l \cdot \mu} \cdot P_o \cdot \Delta t, \quad (2)$$

где  $V_y$  – утечки топлива, м<sup>3</sup>;  $d$  – диаметр иглы, м;  $\delta$  – радиальный зазор, м;  $\beta$  – коэффициент, учитывающий эксцентричное расположение иглы в направляющей (1,1 – 1,15);  $l$  – длина направляющей части иглы, м;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости, Н·с/м<sup>2</sup>;  $P_\phi$  – переменное по величине давление в канале форсунки в период подачи топлива, Н/м<sup>2</sup>;  $t$  – время, соответствующему определенному углу топливоподачи ТНВД;  $P_o$  – остаточное давление в линии нагнетания, Н/м<sup>2</sup>.

По формуле (1) определяются утечки в системах подачи топлива без остаточного давления. Время утечек (от  $t_1$  до  $t_2$ ) зависит от продолжительности процесса изменения давления в форсунке (30 – 40 градусов поворота вала насоса). По формуле (2)

дополнительно определяются утечки в системах подачи топлива с учетом остаточного давления (давления между впрысками). Топливо вытекает через зазор между иглой и корпусом распылителя за период между впрысками (320 – 330 градусов). Формулу (1) можно также использовать для определения утечек топлива через зазор между плунжером и втулкой насоса, только необходимо учитывать давление над плунжером и размеры плунжерной пары.

В результате утечек через зазор в данной паре топливо попадает в надыгольную полость форсунки, откуда осуществляется его отвод через дренажную систему в бак.

Как показывают исследования [3,4,5,6], возможно не только уйти от проблемы утечки топлива, но и улучшить показатели топливной аппаратуры и дизеля в целом, путём использования бездренажных форсунок с замкнутым надыгольным объемом. Эффективность и работоспособность опытной топливной системы с бездренажными форсунками была проверена путём стендовых испытаний на моторной установке и в дорожных условиях. При работе двигателя с бездренажными форсунками отмечается снижение удельного расхода топлива на 2–3 г/(кВт·ч) и дымность отработавших газов на 20 % по сравнению с серийной аппаратурой [7].

Как известно [3,5,6,8,9,10,11] процесс сгорания топлива, экономические и экологические показатели дизеля определяются характеристиками системы топливоподачи. Дымность отработавших газов дизеля в значительной мере зависит от интенсивности впрыска (давления впрыскиваемого топлива), качества (мелкости) распыливания топлива. Учитывая, что замкнутый объем у форсунки представляет собой гидравлическую пружину (аккумулятор), становится понятна причина интенсификация впрыска и повышения стабильности подачи топлива с опытными форсунками. Применение форсунок с замкнутым объемом над иглой увеличивают давление впрыска топлива и тем самым повышает качество процесса сгорания, в том числе уменьшают образование сажи (дымности).

На кафедре «Тепловые двигатели и автотракторное электрооборудование» СибАДИ продолжены экспериментальные и теоретические исследования процесса топливоподачи.

Проведены экспериментальные исследования модернизированных форсунок дизеля КамАЗ-740. Модернизированная форсунка конструктивно отличается от серийной наличием замкнутого объема над иглой распылителя 14 (рисунок 3). В ней отсутствует сливной канал в "обратку", вместо сливной магистрали установлен колпак 7 с дополнительным объемом 1 см<sup>3</sup> [5].

Замкнутый объем форсунки представляет собой аккумулятор с гидравлической пружиной жесткостью  $C_T$ , вычисляемой по формуле [5]:

$$C_T = \frac{f_u^2}{\alpha_m \cdot V_3}, \quad (3)$$

где  $f_u$  – площадь поперечного сечения иглы, м<sup>2</sup>;  $V_3$  – замкнутый объем в корпусе форсунки над иглой, м<sup>3</sup>;  $\alpha_m$  – коэффициент сжимаемости топлива, м<sup>2</sup>/Н (принят равным  $9 \cdot 10^{-10}$  м<sup>2</sup>/Н).

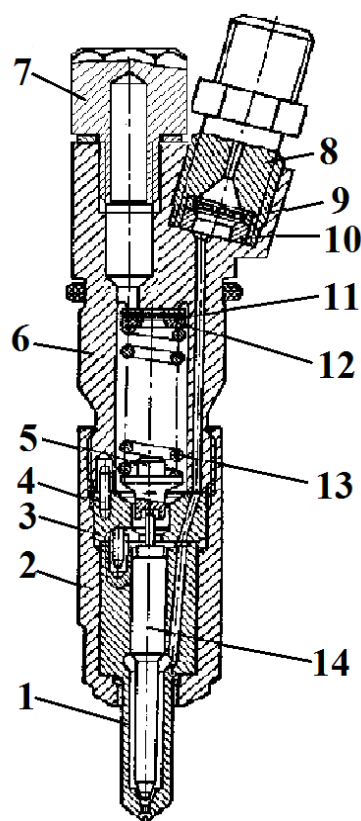


Рис. 3. Форсунка дизеля КамАЗ-740 с замкнутым надыгольным объемом: 1 – корпус распылителя; 2 – гайка распылителя; 3 – проставка; 4 – установочный штифт; 5 – штанга; 6 – корпус форсунки; 7 – колпак с дополнительным объемом; 8 – штуцер; 9 – фильтр; 10 – прокладка; 11 и 12 – регулировочные шайбы; 13 – пружина; 14 – игла распылителя

Жесткость гидравлической пружины при неизменном диаметре иглы (например, 6 мм) зависит от величины  $V_3$ . С учетом жесткости механической пружины и гидравлической общая оптимальная жесткость должна составлять 250 – 350 Н/мм. Так для форсунки двигателя КамАЗ, при  $V_3 = 6 \text{ см}^3$  жесткость гидравлической пружины составляет 150 Н/мм. Увеличение жесткости механической пружины базовой форсунки со 180 Н/мм до 330 Н/мм привело к интенсификации процесса впрыска топлива (увеличилось давление впрыска), что снизило расход топлива и токсичность отработавших газов.

Остаточное давление в колпаке форсунки ( $P_{КО}$ ) зависит от остаточного давления в линии высокого давления ( $P_0$ ), частоты вращения вала насоса  $n_H$ , диаметального зазора в распылителе  $\delta_M$  и может быть определено по формуле :

$$P_{КО} = \left( P_0 + \frac{n_H}{1000} + \frac{5}{(\delta_M + 5)} \right). \quad (4)$$

В процессе подъема иглы давление в колпаке форсунки увеличивается и определяется выражением

$$P_K = P_{КО} + \left( \frac{f_H \cdot y}{\alpha_m \cdot V_3} \right), \quad (5)$$

где  $y$  – ход иглы.

Изменение давления в полости форсунки зависит от хода иглы и определяется выражением

$$P_u = V_u / (\alpha_m \cdot V_3), \quad (6)$$

где  $P_u$  – давление, создаваемое насосным ходом иглы в замкнутом объеме форсунки  $V_3$ ;  $V_u$  – объем топлива, вытесняемый при движении иглы.

Величина  $V_u$  вычисляется по формуле

$$V_u = \pi \cdot d_u^2 \cdot y / 4, \quad (7)$$

где  $d_u$  – диаметр иглы распылителя.

Утечки топлива из форсунки не покидают систему питания, а возвращаются обратно в период между впрысками через зазор в распылителе в линию высокого давления. Отмечается улучшение показателей топливной аппаратуры дизелей с

аккумуляцией утечек топлива в надыголочном объеме форсунок. [4,6,8]. Форсунки с замкнутым надыголочным объемом способствуют повышению интенсификации впрыска, повышению давления закрытия иглы относительно начала впрыска, стабилизирует протекание процесса впрыска, улучшает распыливание, снижает расход топлива. Однако при работе топливной аппаратуры с бездренажными форсунками к нагнетательному клапану ТНВД предъявляется дополнительное требование – не допускать возможное «гидравлическое заклинивание» иглы. Под «гидравлическим заклиниванием» иглы понимается потеря ее подвижности в результате значительного повышения давления топлива в замкнутом надыголочном объеме. Работа топливной аппаратуры с бездренажными форсунками при гидравлическом заклинивании может привести к аварийной ситуации [4, 6].

С целью устранения гидравлического заклинивания было предложено техническое решение, защищенное а.с. № 1002650 [12]. На рисунке 4 а приведен эскиз серийного нагнетательного клапана дизеля КамАЗ-740, состоящего из седла 1 в форме «бочки» и трубчатого запорного клапана 2. На режимах с пропуском подачи серийный клапан приводит к резкому повышению давления в колпаке форсунки (см. рис. 3) и выходу ее из строя. Для устранения гидравлического заклинивания были разработаны два варианта клапанов. В первом варианте в седле выполнено вертикальное отверстие 3 и проточка 4 (рис. 4 б). Высота  $h$  рекомендуется от 3 до 4 мм. Во втором варианте седло 1 не изменяется, а изменяется конструкция клапана 2. Канал 5 соединяется только с отверстием 6, а дополнительный канал 8, диаметром 2 мм, соединяется с корректирующим отверстием 7 (рис. 4 в). Разгерметизация клапана не должна изменять скоростную характеристику насоса. Линия высокого давления соединяется с линией низкого давления через зазор между клапаном и корпусом. Проход в зазор обеспечивается через отверстия 3 или 8.

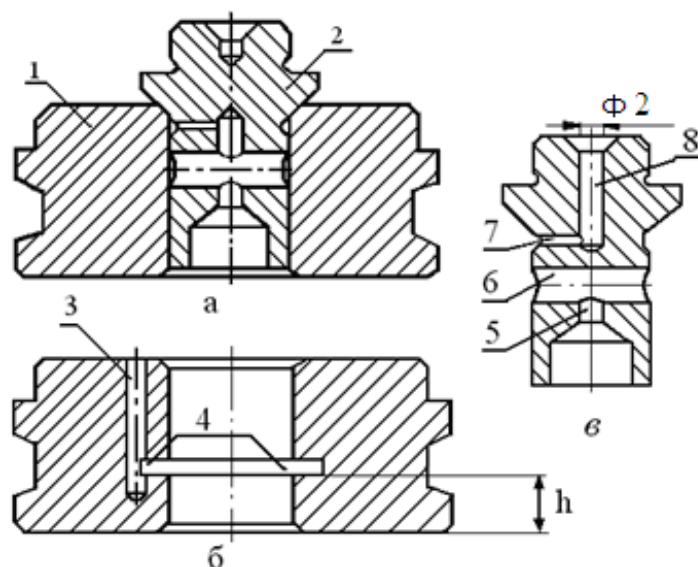


Рис. 4. Различные конструктивные решения нагнетательного клапана

Экспериментальные исследования форсунок с замкнутой надыголочной полостью в составе топливной системы с ТНВД, оснащенной экспериментальным нагнетательным клапаном (рис.1), проведены в лаборатории «Топливная аппаратура» кафедры «Тепловые двигатели и автотракторное электрооборудование» СибАДИ.

Установлено, что на частотах 400 и 1500 мин<sup>-1</sup> вращения вала ТНВД, когда прекращается подача топлива, в замкнутой полости форсунки (в случае, когда не

происходит открытие отверстия распылителя) может происходить рост давления, приводящий к «гидравлическому заклиниванию» иглы распылителя и аварийному выходу системы питания из строя (рис. 5). При работе насоса с опытными клапанами на аварийных режимах давление в полости форсунки не превышает рабочих значений (1,4 МПа). Внешние скоростные характеристики насоса при работе с серийными клапанами и клапанами с отверстием (см. рис. 4 в) не изменились (см. рис.5).

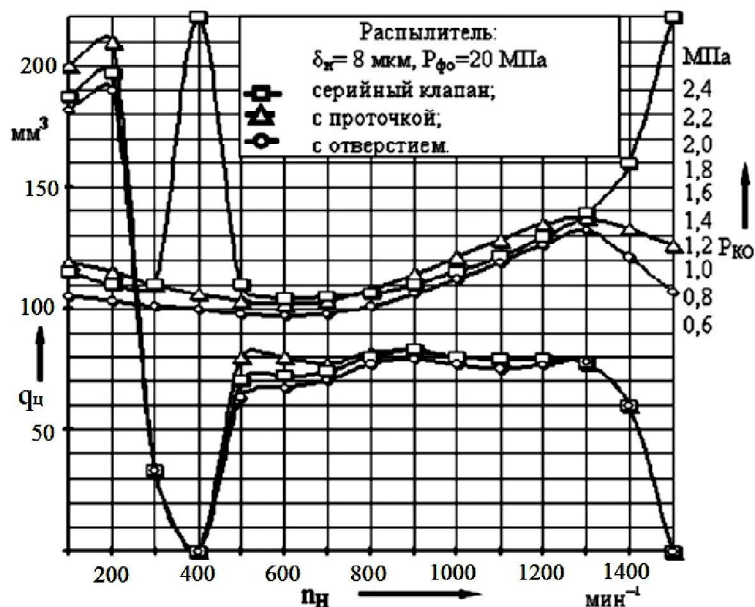


Рис. 5. Изменение цикловой подачи топлива ( $q_{ц}$ ), остаточного давления в колпаке форсунки ( $P_{кю}$ ) в зависимости от частоты вращения вала насоса ( $n_{н}$ ) при работе насоса с нагнетательными клапанами различной конструкции

Исследования утечек топлива через зазор в распылителе проведены на режиме пуска (при частоте вращения вала ТНВД  $100 \text{ мин}^{-1}$ ), когда утечки имеют максимальное значение. На рисунке 6 показано изменение цикловой подачи топлива ( $q_{ц}$ ) на режиме пуска (при частоте вращения вала ТНВД  $100 \text{ мин}^{-1}$ ).

Испытывались комплекты форсунок с диаметральной зазором в распылителе от 5

до 30 мкм. С увеличением зазоров в серийных форсунках наблюдалось значительное снижение цикловой подачи  $q_{ц}$  из-за утечек топлива. Значение  $q_{ц}$  снизилось от 150 до 110  $\text{мм}^3$  за цикл (снижение  $q_{ц}$  около 30 %). При испытании с экспериментальными бездренажными форсунками значение  $q_{ц}$  существенно не изменилось (около 3%).

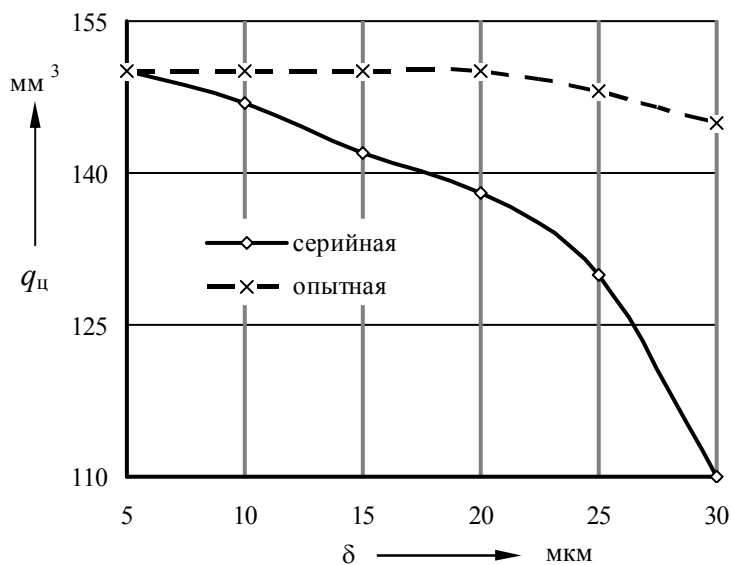


Рис. 6. Изменение цикловой подачи топлива на режиме пуска в зависимости от диаметра зазора между иглой и корпусом распылителя

Из анализа рисунка 6 следует, что форсунки с замкнутым объемом над иглой обладают саморегулированием цикловой подачи топлива. Меньшая «чувствительность» к росту зазора опытных форсунок позволит повысить начальный зазор в распылителе до 4 – 6 мкм (вместо 2 – 4 мкм), что увеличит подвижность иглы, уменьшит число отказов в результате ее заклинивания.

Таким образом, установлена целесообразность и возможность модернизации топливной аппаратуры дизеля с плунжерным топливным насосом высокого давления (ТНВД) путём рециркуляции утечек топлива из плунжерных пар и форсунок обратно в линию низкого и высокого давления. Необходимо проведение дополнительных теоретических и экспериментальных исследований для определения максимально-допустимого ресурса топливного насоса и форсунок по износу плунжерных пар и распылителей.

**Выводы и предложения:**

1. В результате теоретических и экспериментальных исследований подтверждена возможность использования

топливной аппаратуры дизеля с рециркуляцией утечек топлива из форсунок, а также проведения исследования расчетным путем.

2. Экспериментальными исследованиями подтверждена эффективность применения модернизированного нагнетательного клапана ТНВД, конструкция которого способна устранять возможное «гидравлическое заклинивание» иглы, приводящее к отказу в работе топливной аппаратуры.

3. Испытания показали стабильность подачи топлива форсунками с замкнутым надигольным объемом при увеличении диаметра зазора в распылителях до 20 мкм.

4. Требуются дальнейшие исследования для определения геометрических параметров дренажных каналов секции ТНВД, исходя из условия оптимизации утечек для сохранения достаточной смазки плунжерной пары топливом.

5. Необходимы дополнительные исследования для определения максимального ресурса топливного насоса и форсунок по износу плунжерных пар и распылителей.

**Библиографический список**

1. Файнлейб, Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: справочник / Б.Н. Файнлейб. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1990. – 352 с.

2. Макушев, Ю.П. Диагностирование форсунок дизелей по величине утечек топлива из дренажной магистрали / Ю.П. Макушев, Л.Ю. Михайлова, А.В. Филатов // Архитектура. Строительство. Транспорт. Технологии. Инновации: Материалы Международного конгресса ФГБОУ ВПО "СибАДИ". 67-я научно-практическая конференция "Теория, методы проектирования машин и процессов в строительстве. – Омск: СибАДИ, 2013. – С. 168 – 177.

3. Грехов, Л.В. Улучшение показателей топливной аппаратуры дизелей аккумулярованием утечек в надыгольном объеме форсунок / Л.В. Грехов // Рабочие процессы дизелей: сб. / Под ред. В.А. Вагнера, Н.А. Иващенко, Д.Д. Матиевского. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 1995. – С. 47 – 56.

4. Кулешов, А.С. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания / А.С. Кулешов, Л.В. Грехов. – М.: МГТУ, 2000. – 64 с.

5. Макушев, Ю.П. Системы питания быстроходных дизелей: учебное пособие / Ю.П. Макушев. – Омск: СибАДИ, 2004. – 181 с.

6. Грехов, Л.В. Результаты исследования экологических и экономических показателей дизеля при использовании топливной аппаратуры с аккумулярованием утечек в надыгольном объеме // А.Л. Грехов, А.Г. Коротнев // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1997. – № 10–12. – С. 10 – 15.

7. Повышение эффективности работы дизелей семейства КамАЗ: отчет о НИР Инв. № 01.88.0052212/ Павлодарский индустриальный институт; Науч. рук. Ю.П. Макушев. – Павлодар, 1990. – 90 с.

8. Грехов, Л.В. Улучшение экологических и экономических показателей дизеля при аккумуляровании топлива в надыгольной полости форсунки / Л.В. Грехов, А.Г. Коротнев, А.Р. Кульчицкий, В. И. Ивин // Решение экологических проблем в автотракторном комплексе: Тез. докл. 3-ей межд. науч.-техн. конф. – М., 1999. – С. 177.

9. Грехов, Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В. А. Марков. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.

10. Лашко, В.А. Концепция образования выбросов отработавших газов и возможность управления процессом сгорания в поршневом двигателе / В.А. Лашко, И.Ю. Привальцев // Актуальные проблемы создания, проектирования и эксплуатации современных двигателей внутреннего сгорания. - Вып. 5. - Хабаровск, 2012. – С. 49 – 65.

11. Коньков, А.Ю. Диагностирование дизеля на основе идентификации рабочих процессов / А.Ю. Коньков, В.А. Лашко. – Владивосток: Дальнаука, 2014. – 365 с.

12. А.с. СССР № 1002650. М.Кл<sup>3</sup> F 02 M 59/44 Макушев Ю.П. Нагнетательный клапан / Ю.П. Макушев, В.А. Комаров, В.П. Василевский. Павлодарский индустриальный институт. – № 3371797; Заявл. 28.12.1981; Оpubл. 9.11.1982. – 2 с.

**IMPROVEMENT ECOLOGICAL AND EFFECTIVE INDICATORS OF DIESEL IN OPERATION BY RECIRCULATION LEAKS IN THE FUEL EQUIPMENT**

Y.P. Makushev, A.L. Ivanov,  
V.A. Kania, S.S. Voytenkov

**Abstract.** Theoretical and experimental investigation of diesel power system with recirculating fuel leaks have been held. Method of calculating fuel leaks depending on the wear of spray nozzles is shown. The ability to preserve the stability of diesel fuel equipment parameters during continuous operation has been proved. The test results of the fuel equipment with nozzles having a closed volume above the needle are given. The authors noted an increase stability of the experimental fuel equipment parameters, reducing specific fuel consumption and smoke exhaust gas.

**Keywords:** fuel equipment, delivery valve, fuel leaks, cyclic pitch, specific fuel consumption, smoke.

**References**

1. Fajtlejb B.N. *Toplivnaja apparatura avtotraktornyh dizelej: spravocnik* [Fuel equipment of autotractor diesels: reference book]. L.: Mashinostroenie, 1990. 352 p.

2. Makushev Ju.P., Mihajlova L.Ju., Filatov A.V. Diagnostirovanie forsunok dizelej po velichine utechek topliva iz drenazhnoj magistrali [Diagnosing of nozzles of diesels in size of leak of fuel from the drainage highway]. *Arhitektura. Stroitel'stvo. Transport. Tehnologii. Innovacii: Materialy Mezhdunarodnogo kongressa FGBOU VPO "SibADI". 67-ja nauchno-prakticheskaja konferencija "Teorija, metody proektirovanija mashin i processov v stroitel'stve*, Omsk: SibADI, 2013. pp. 168 – 177.

3. Grehov L.V. *Uluchshenie pokazatelej toplivnoj apparatury dizelej akkumulirovaniem utechek v nadygolochnom ob'eme forsunok* [Improvement of indicators of the fuel equipment of diesels by accumulation of leaks in the nadygolochny volume of nozzles]. Pod red. V.A. Vagnera, N.A. Ivashhenko, D.D. Matievskogo. Barnaul: Izd-vo AltGTU, 1995. pp. 47 – 56.

4. Kuleshov A.S., L.V. Grehov *Matematicheskoe modelirovanie i komp'juternaja optimizacija toplivopodachi i rabochih processov dvigatelej vnutrennego sgoranija* [Mathematical modeling and computer optimization of fuel feeding and working processes of internal combustion engines]. Moscow, MGTU, 2000. 64 p.

5. Makushev Ju.P. *Sistemy pitaniya bystrohodnyh dizelej* [Power supply systems of high-speed diesels: manual]. Omsk: SibADI, 2004. 181 p.

6. Grehov L.V., Korotnev A.G. Rezul'taty issledovanija jekologicheskikh i jekonomicheskikh



pokazatelej dizelja pri ispol'zovanii toplivnoj apparatury s akumulirovaniem utechek v nadygol'nom ob'eme [Results of research of ecological and economic indicators of the diesel when using the fuel equipment with accumulation of leaks in nadygolny volume]. *Izvestija VUZov. Mashinostroenie*, 1997, no 10–12. pp. 10 – 15.

7. *Povyshenie jeffektivnosti raboty dizelej semejstva KamAZ: otchet o NIR Inv. № 01.88.0052212/ Pavlodarskij industrial'nyj institut*; Nauch. ruk. Ju.P. Makushev [Increase of overall performance of diesels of the KAMAZ family: report on NIR of Inv. No. 01.88.0052212]. Pavlodar, 1990. 90 p.

8. Grehov L.V., Korotnev A. G., Kul'chickij A.R., Ivin V.I. Uluchshenie jekologicheskikh i jekonomicheskikh pokazatelej dizelja pri akumulirovanii topliva v nadygol'noj polosti forsunki [Improvement of ecological and economic indicators of the diesel at accumulation of fuel in a nadygolny cavity of a nozzle]. *Reshenie jekologicheskikh problem v avtotraktornom komplekse: Tez. dokl. 3-ej mezhd. nauch.-tehn. konf. Moscow*, 1999. p. 177.

9. Grehov L.V., Ivashhenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaja apparatura i sistemy upravlenija dizelej: uchebnik dlja vuzov* [Fuel equipment and control systems of diesels: the textbook for higher education institutions]. Moscow, Legion-Avtodata, 2004. 344 p.

10. Lashko, V.A., Prival'cev I.Ju. *Koncepcija obrazovanija vybrosov otrabotavshih gazov i vozmozhnost' upravlenija processom sgoranija v porshnevom dvigatele* [The concept of formation of emissions of the fulfilled gases and a possibility of management of process of combustion in the piston engine]. *Aktual'nye problemy sozdaniya, proektirovanija i jekspluatacii sovremennyh dvigatelej vnutrennego sgoranija*, Vyp. 5. Habarovsk, 2012. pp. 49 – 65.

11. Kon'kov A.Ju. Lashko V.A. *Diagnostirovanie dizelja na osnove identifikacii rabochih processov* [Diagnosing of the diesel on the basis of identification of working processes]. Vladivostok: Dal'nauka, 2014. 365 p.

12. Makushev Ju.P., Komarov V.A., Vasilevskij V.P. A.s. SSSR № 1002650. M.KI3 F 02 M 59/44 *Nagnetatel'nyj klapav [Ampere-second. USSR No. 1002650. M of KI3 of F 02 M 59/44 Makushev Yu.P. Delivery valve]*. Pavlodarskij industrial'nyj institut. – № 3371797; Zajavl. 28.12.1981; Opubl. 9.11.1982. 2 p.

*Макушев Юрий Петрович (Россия, г. Омск) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Тепловые двигатели и автотракторное оборудование» ФГБОУ ВО «СибАДИ» (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, e-mail:makushev321@mail.ru).*

*Иванов Александр Леонидович (Россия, г. Омск) – кандидат технических наук, доцент, зав. кафедрой «Тепловые двигатели и автотракторное оборудование» ФГБОУ ВО «СибАДИ» (644080, г. Омск, пр. Мира, 5).*

*Каня Валерий Анатольевич (Россия, г. Омск) – доцент кафедры «Тепловые двигатели и автотракторное оборудование» ФГБОУ ВО «СибАДИ» (644080, г. Омск, пр. Мира, 5).*

*Войтенков Сергей Сергеевич (Россия, г. Омск) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Организация перевозок и управление на транспорте» ФГБОУ ВО «СибАДИ» (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, e-mail:kaf\_oput@sibadi.org).*

*Makushev Yury Petrovich (Russian Federation, Omsk) – candidate of technical sciences, the associate professor «Heat engines and the auto tractor equipment» The Siberian State Automobile and Highway Academy (644080, Omsk, Mira Ave., 5, e-mail:makushev321@mail.ru).*

*Ivanov Alexander Leonidovich (Russian Federation, Omsk) – candidate of technical sciences, the associate professor, the department chair «Heat engines and the auto tractor equipment» The Siberian State Automobile and Highway Academy (644080, Omsk, Mira Ave., 5).*

*Kania Valery Anatolyevich (Russian Federation, Omsk) – associate professor «Heat engines and the auto tractor equipment» The Siberian State Automobile and Highway Academy (644080, Omsk, Mira Ave., 5).*

*Voytenkov Sergey Sergeevich (Russian Federation, Omsk) – candidate of technical sciences, the associate professor «The organization of transportations and management on transport» The Siberian State Automobile and Highway Academy. (644080, Omsk, Mira Ave., 5, e-mail:kaf\_oput@sibadi.org).*

УДК 656.025.2

## АНАЛИЗ МУЛЬТИМОДАЛЬНОГО КОРИДОРА ЧЕРЕЗ КЫРГЫЗСТАН

Б. Советбеков

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Кыргызско-Российский Славянский университет» (ГОУВПО, КРСУ) им. первого Президента Российской Федерации Б.Н.Ельцина, г. Бишкек, Кыргызстан.

**Аннотация.** В статье приведен анализ конкурентоспособности мультимодального коридора. Используя формальную и прогнозную экстраполяции, с помощью множественной регрессионной модели зависимости объема импорта и реэкспорта определены прогнозные данные грузопотока на 2009-2020 годы по