

**РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ТОПЛИВА
НА ПРОЦЕССЫ ПРОИСХОДЯЩИЕ В СИСТЕМЕ ТОПЛИВОПОДАЧИ
ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ В-92С2**

**ESTIMATED ESTIMATION OF THE INFLUENCE OF FUEL TEMPERATURE
ON THE PROCESSES OCCURRING IN THE FUEL SUPPLY SYSTEM
OF THE DIESEL ENGINE В-92С2**

Ю.В. Мамчур, д-р техн. наук Д.В. Шабалин

Yu. V. Mamchur, D.Sc. D.V. Shabalin

Филиал ВА МТО им. А.В. Хрулева (г. Омск)

В статье представлены результаты расчетно-теоретического исследования по установлению закономерностей влияния температуры топлива, на процессы происходящие в системе топливоподачи танковой силовой установки с дизельным двигателем В-92С2. В результате проведенного исследования выявлены закономерности влияния температуры топлива на показатели процессов в топливоподающей системе дизельного двигателя. Установлено, что при снижении температуры топлива с 60 °С до 0 °С максимальное давление его впрыска в камеру сгорания может быть повышено со 100 МПа до 118 МПа, а продолжительность впрыскивания сокращена на 0,3 мс, что может благоприятно отразиться на качестве рабочего процесса. Для снижения нагрузок на детали топливного насоса высокого давления и его привода предложено увеличение внутреннего диаметра топливопроводов высокого давления.

Ключевые слова: силовая установка, дизельный двигатель, период задержки воспламенения, температура топлива, индикаторная мощность, цикловая подача, камера сгорания.

The article presents the results of a computational and theoretical study to establish the regularities of the influence of fuel temperature on the processes occurring in the fuel supply system of a tank power plant with a В-92С2 diesel engine. As a result of the conducted research, the regularities of the influence of fuel temperature on the indicators of processes in the fuel supply system of a diesel engine were revealed. It is revealed that when the fuel temperature decreases from 60 °С to 0 °С, the maximum injection pressure into the combustion chamber can be increased from 100 MPa is up to 118 MPa, and the injection duration is reduced by 0,3 ms, which can favorably affect the quality of the workflow. To reduce the loads on the parts of the high-pressure fuel pump and its drive, an increase in the internal diameter of the high-pressure fuel lines is proposed.

Keywords: power plant, diesel engine, ignition delay period, fuel temperature, indicator power, cyclic feed, combustion chamber.

Усиление обороноспособности Вооруженных Сил Российской Федерации, неразрывно связано с совершенствованием тактико-технических показателей военной техники [1]. Изменение взглядов на характер войн и вооруженных

конфликтов, а также способов и приемов ведения боевых действий обуславливают существенное повышение требований к уровню боевой эффективности вновь разрабатываемых танков. В этой связи в концептуальных требованиях к образцам

значительно ужесточаются требования к одному из основных свойств бронетанкового вооружения (БТВ) — подвижности, которая в значительной степени зависит от мощности и топливной экономичности силовой установки.

Значительные и мало изученные резервы улучшения мощностных и топливно-экономических характеристик поршневых двигателей заключаются в терморегулировании поступающего в цилиндры топлива [2].

Для установления зависимостей влияния температуры топлива на показатели рабочего цикла двигателя авторами приводится расчетная оценка влияния температуры топлива на процессы, происходящие в системе топливоподачи дизельного двигателя В-92С2.

Расчетная оценка влияния температуры топлива на его массовый расход через распыливающие отверстия форсунки с применением имитационной модели подтверждает, что с уменьшением t_f , при прочих равных условиях, расход увеличивается, рис. 1. На рис. 1 и далее n_p — частота вращения кулачкового вала топливного насоса высокого давления (ТНВД), которая в 2 раза меньше, чем частота вращения коленчатого вала двига-

теля. В исследуемом диапазоне температур $t_f = -20...120$ °С разброс максимальных значений скорости истечения составил около 20 %.

Аналогична динамика объемного расхода топлива, рис. 2.

На рис. 3 показано изменение плотности топлива перед распыливающими отверстиями, иллюстрирующее тот факт, что ρ_f впрыскиваемого топлива не является величиной постоянной и это необходимо учитывать при моделировании процессов в камере сгорания (КС) двигателя [3].

Максимальное давление впрыска изменяется в диапазоне от 86 МПа до 118 МПа (100 ± 15 МПа), рис. 4.

Рассмотрим более подробно интегральную характеристику впрыска, рис. 5, которая в контексте статьи имеет важное значение. При постоянной величине угла поворота плунжера снижение температуры и увеличение плотности топлива влечет увеличение массовой цикловой подачи $m_{f,max}$. Номинальная величина $m_{f,max}$ для режима максимальной мощности двигателя В-92С2 составляет 0,304 г [4].

Уменьшение t_f на каждые 20 °С влечет увеличение цикловой подачи в среднем на 0,01 г или 3,3 %.

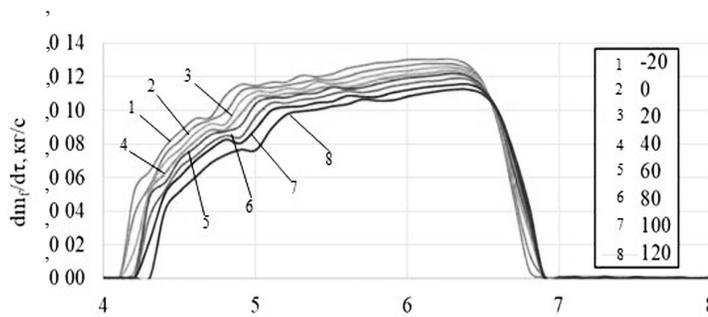


Рис. 1. Массовый расход топлива через распыливающие отверстия форсунки при $t_f = -20...120$ °С ($n_p = 1000$ мин⁻¹)

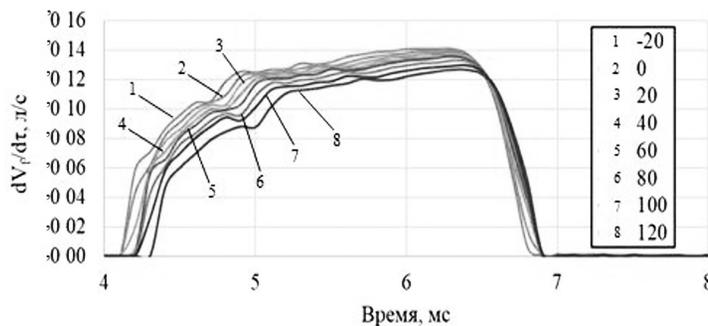


Рис. 2. Объемный расход топлива через распыливающие отверстия форсунки при $t_f = -20...120$ °С ($n_p = 1000$ мин⁻¹)

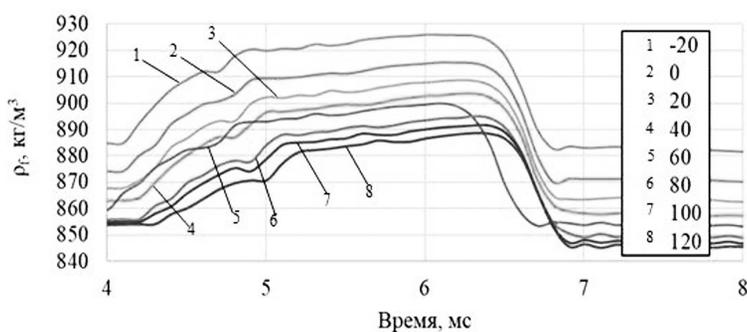


Рис. 3. Плотность топлива перед распыливающими отверстиями форсунки при $t_f = -20 \dots 120$ °С ($n_p = 1000$ мин⁻¹)

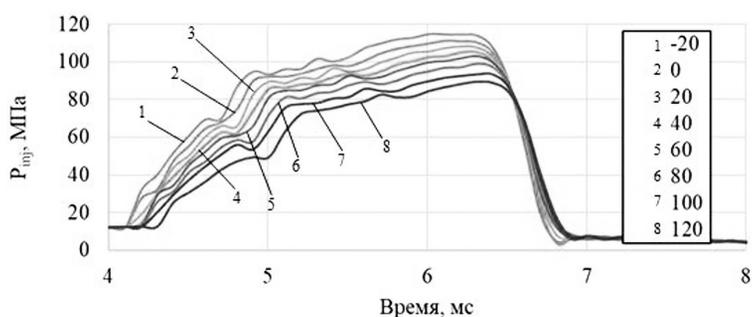


Рис. 4. Давление топлива перед распыливающими отверстиями форсунки при $t_f = -20 \dots 120$ °С ($n_p = 1000$ мин⁻¹)

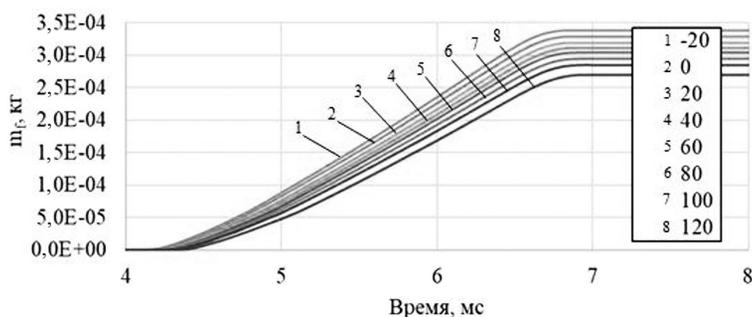


Рис. 5. Масса топлива, впрыснутого через распыливающие отверстия форсунки при $t_f = -20 \dots 120$ °С ($n_p = 1000$ мин⁻¹)

Величина периода задержки начала впрыска топлива при снижении t_f уменьшается примерно на 0,2 мс на каждые 20 °С, рис. 6, а. Окончание впрыска номинальной цикловой подачи $m_{f\max} = 0,304$ г смещается в сторону более раннего примерно на 0,1 мс на каждые 20 °С, рис. 6, б. Таким образом, для сохранения номинальной цикловой подачи необходимо уменьшать продолжительность впрыска на 0,1 мс на каждые 20 °С снижения температуры топлива:

$$\Delta\tau_{inj} = 0,005 \cdot \Delta T_f, \text{ мс.}$$

На рис. 7 показаны зависимости цикловой подачи и максимального давления впрыска от температуры топлива. Они могут быть представлены в виде соответствующих линейных уравнений ($R^2 = 0,99$):

$$m_f = 0,329 - 4,65 \cdot 10^{-4} \cdot t_f, \text{ г}$$

$$P_{inj} = 114 - 0,176 \cdot t_f, \text{ МПа.}$$

На рис. 8 приведены зависимости утечек в секции ТНВД и форсунке, при работе двигателя на режиме максимальной мощности, от температу-

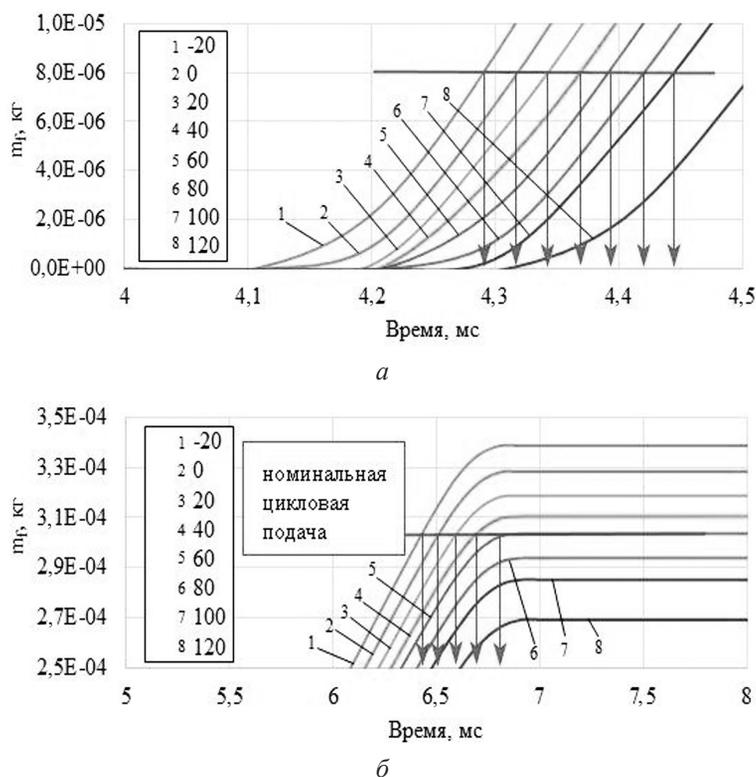


Рис. 6. Время начала (а) и окончания (б) впрыска номинальной цикловой подачи топлива (0,304) г при $t_f = -20 \dots 120 \text{ } ^\circ\text{C}$ ($n_p = 1000 \text{ мин}^{-1}$)

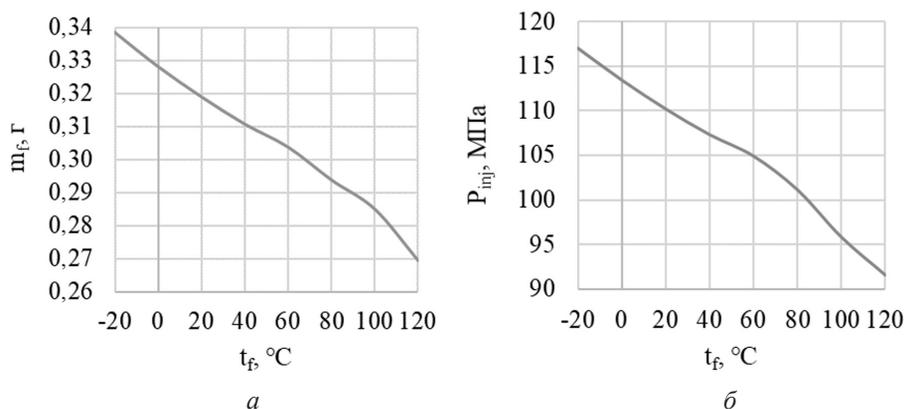


Рис. 7. Зависимость цикловой подачи (а) и максимального давления перед распыливающими отверстиями форсунки (б) от температуры топлива ($n_p = 1000 \text{ мин}^{-1}$)

ры топлива. Несмотря на повышение вязкости топлива при снижении t_f , величины утечек растут [5].

Это может быть объяснено преобладающим значением увеличения давления топлива. Суммарная средняя интегральная величина утечек в секции ТНВД и форсунке за один рабочий цикл двигателя составляет 0,28 мг, или 0,1 % от цикловой подачи топлива. Увеличением утечек, при снижении температуры топлива с 60 °С до 0 °С, на 2,3 % (рис. 8), или на 0,0023 %, от цикловой

подачи можно пренебречь. «Загибы» графиков (рис. 7, а и рис. 8, а) при $t_f > 100 \text{ } ^\circ\text{C}$ можно объяснить резким ростом выделения газа из топлива, рис. 9, а. Поэтому объемный расход топлива снижается линейно, а массовый (в том числе в виде утечек) более интенсивно [6].

Увеличение гидродинамического сопротивления трубопроводов при снижении температуры топлива (рис. 9, б) очевидно является следствием повышения его вязкости, рис. 10, б.

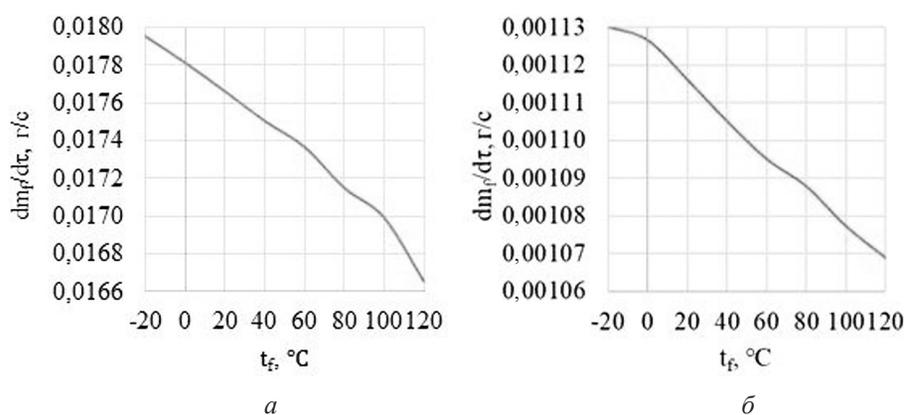


Рис. 8. Зависимость утечек топлива в секции ТНВД (а) и форсунке (б) от температуры топлива ($n_p = 1000 \text{ мин}^{-1}$)

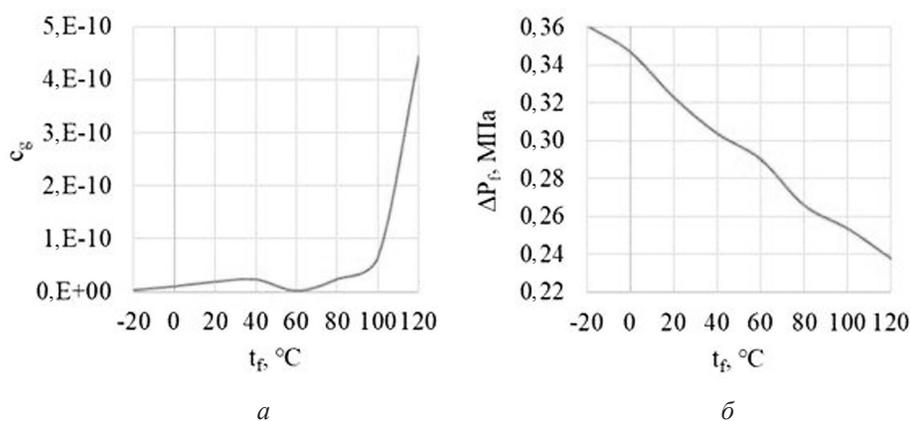


Рис. 9. Зависимость массовой концентрации газа (а) и падения давления (б) в трубопроводе высокого давления от температуры топлива ($n_p = 1000 \text{ мин}^{-1}$)

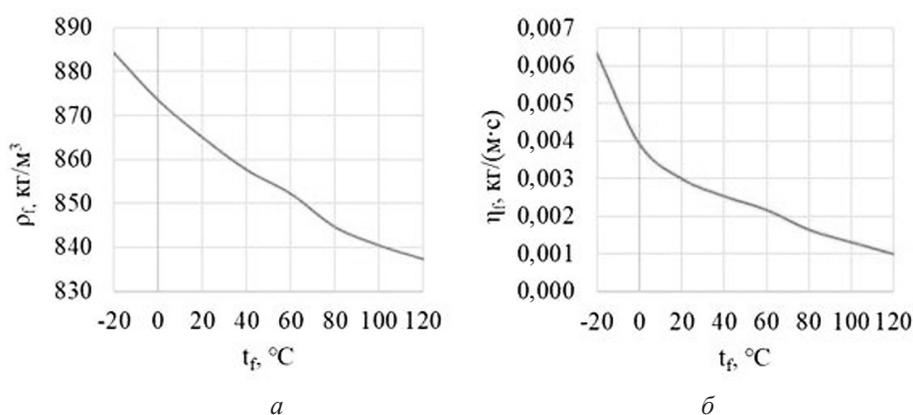


Рис. 10. Зависимость средних, по длине трубопровода высокого давления, величин плотности (а) и динамической вязкости топлива (б) от его температуры ($n_p = 1000 \text{ мин}^{-1}$)

При модернизации топливной аппаратуры необходимо учитывать нагрузки, действующие в механических сопряжениях [7]. На рис. 11, а показано, что при снижении температуры топлива

с 60 °С до 0 °С силы в пятне контакта и момент на кулачковом валу ТНВД увеличиваются на 5 % и 10 %, соответственно из-за роста давления топлива в надплунжерном пространстве. Следова-

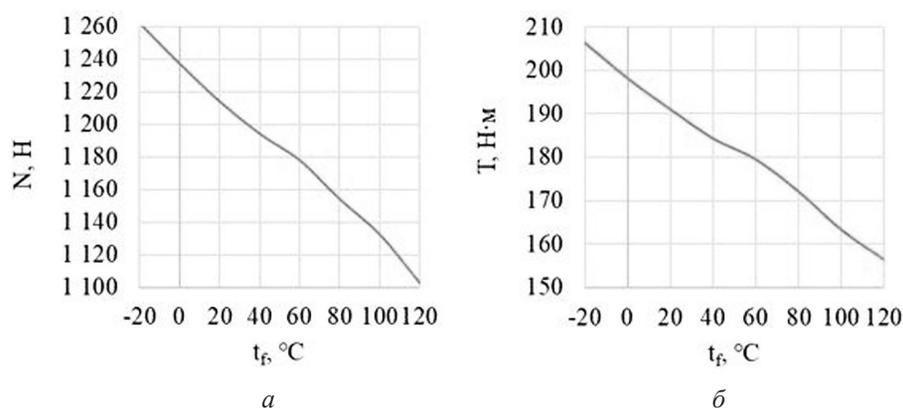


Рис. 11. Зависимость сил в пятне контакта (а) и момента на кулачковом валу ТНВД (б) от температуры топлива ($n_p = 1000 \text{ мин}^{-1}$)

тельно, растет динамика изнашивания поверхностей кулачков вала ТНВД, на 10 % увеличиваются моменты в приводе ТНВД.

Чтобы избежать негативного влияния снижения температуры топлива на показатели механической нагруженности кулачкового вала ТНВД и его привода, в качестве простейшего конструктивного решения может быть предложено увеличение внутреннего диаметра трубок высокого давления [8, 9].

Расчетная зависимость падения давления в трубопроводе высокого давления и сил в пятне контакта кулачка и плунжера от d_p показана на рис. 12. Учитывая конструктивные особенности и характеристику топливоподачи дизеля В-92С2, а не только результаты настоящего исследования, рекомендуемая величина внутреннего диаметра трубопровода высокого давления должна быть не менее 2 мм.

При моделировании рабочих процессов в КС необходимо учитывать изменение температуры топлива при его течении по системе топливоподачи.

На рис. 13 показана температура топлива в характерных точках системы при температуре стенок элементов системы равной 60 °С.

Из рисунка видно, что на выходе из трубопровода высокого давления температура топлива, при $t_f = -20$ °С, на 40 °С выше, чем на входе в систему из-за его подогрева от стенок системы, при $t_f = 120$ °С — на 45 °С ниже, чем на входе в систему из-за теплотерь. Если температура топлива равна температуре стенок, то его подогрев не превышает 1 °С, что является следствием сжатия. Столь малую величину нагрева при расчете процессов в КС можно не учитывать. Так как теплообмен со стенками пропорционален разнице температур, можно предположить, что

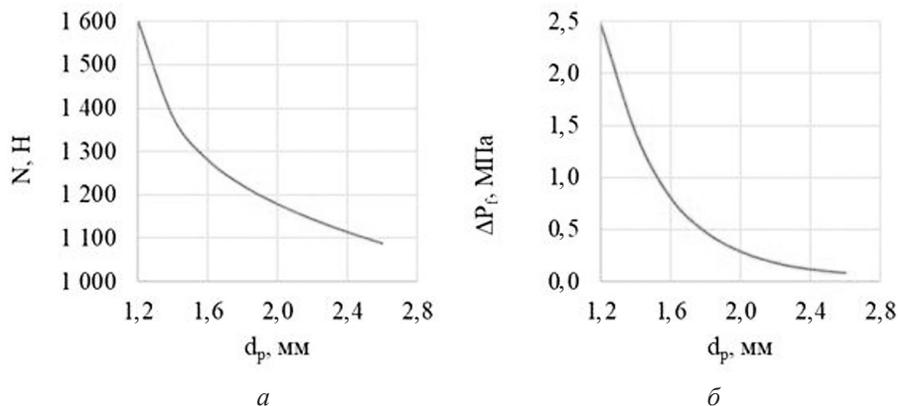


Рис. 12. Зависимость падения давления в трубопроводе высокого давления (а) и сил в пятне контакта кулачка и плунжера (б) от диаметра трубопровода ($t_f = 60$ °С, $n_p = 1000 \text{ мин}^{-1}$)

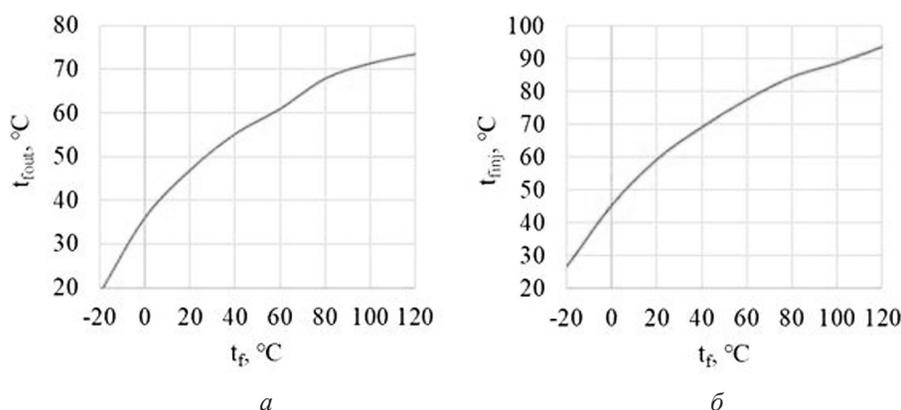


Рис. 13. Зависимость средней температуры топлива в элементах системы топливоподдачи от температуры на входе: а) на выходе из трубопровода высокого давления; б) перед распыливающими отверстиями форсунки ($n_p = 1000 \text{ мин}^{-1}$)

при других температурах стенки величина подогрева/охлаждения топлива изменится также пропорционально [10].

Средняя температура топлива в момент впрыска примерно на 20 °С выше, чем на выходе из трубопровода высокого давления. При расчете не учитывался подогрев распылителя газами в КС. Как показали пробные расчеты, такое допущение влечет увеличение погрешности определения температуры топлива на 0,4 К, поэтому подогревом можно пренебречь.

Выводы

Таким образом, в результате расчетного моделирования процессов в системе топливоподдачи дизельного двигателя с регулированием температуры топлива был установлено следующее:

- выявлены закономерности влияния температуры топлива на показатели процессов в топливоподающей системе дизельного двигателя;

- установлено, что при снижении температуры топлива с 60 °С до 0 °С максимальное давление его впрыска в КС может быть повышено со 100 МПа до 118 МПа, а продолжительность впрыскивания сокращена на 0,3 мс, что может благоприятно отразиться на качестве рабочего процесса;

- предложено выражение для определения требуемой корректировки угла начала подачи топлива в зависимости от температуры топлива;

- показано, что величина утечек топлива, при снижении его температуры, остается в допустимых пределах;

- установлены величины изменения показателей механической нагруженности деталей ТНВД, которые должны быть учтены при внедрении топливоподающей системы с регулированием температуры топлива. Для снижения нагрузок на детали ТНВД и его привода предложено увеличить внутренний диаметр топливопроводов высокого давления до 2 мм.

Литература

1. Военная доктрина Российской Федерации (утв. Президентом РФ 25.12.2014 № Пр-2976) [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://static.kremlin.ru/media/events/files/41d527556bec8deb3530.pdf> (дата обращения: 27.11.2021).
2. Славуцкий В.М. Расчет рабочего цикла дизелей: учеб. пособ. / В.М. Славуцкий, А.В. Куропин, О.Д. Косов, Е.А. Салыкин / ВолГТУ. — Волгоград: РПК «Политехник», 2006. 99 с.
3. Астахов И.В. Подача и распыливание топлива в дизелях / И.В. Астахов, В.И. Трусов, А.С. Хачиян. — М: Машиностроение. 1971. 359 с.
4. Астахов И.В. Гидравлический расчет и выбор основных параметров топливных систем двигателей с воспламенением от сжатия // Исследование рабочего процесса и подачи топлива в быстроходных дизелях. — М: Машгиз, 1985. С. 97–103.
5. Годунов С.К. Разностный метод численного расчета разрывных решений уравнений гидродинамики // Матем. сб., № 47 (89):3. 1959. С. 271–306.

6. Вырубов Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др., под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. — М: Машиностроение, 1983. 372 с.

7. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизации процесса сгорания в дизелях. — Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980. 169 с.

8. Малозёмов А.А. Разработка программного обеспечения для расчета и оптимизации рабочих процессов дизелей и топливоподачи // Сборник научно-технических и информационных материалов АО НПК «Уралвагонзавод» за 2016 год. № 14. — Нижний Тагил: АО НПК «Уралвагонзавод», 2017. С. 206–213.

9. Грехов Л.В. Расчет и исследование динамики механического привода топливного насоса высокого давления // Автомобильные и тракторные двигатели: Межвуз. сб. науч. тр. МАМИ. Вып. XV. 1999. С. 63–69.

10. Гришин Ю.А. Методы расчета разветвленных систем газообмена ДВС / Ю.А. Гришин, А.В. Гусев, М.Г. Круглов // Двигателестроение. № 1. 1981. С. 10–12.

References

1. Military doctrine of the Russian Federation (approved by the President of the Russian Federation on 25.12.2014 № Pr-2976) [Electronic resource]. Access mode: <http://static.kremlin.ru/media/events/files/41d527556bec8deb3530.pdf> (date of application: 11/27/2021).

2. Slavutsky V.M. Calculation of the working cycle of diesel engines: textbook. manual / V.M. Slavutsky, A.V. Kurapin, O.D. Kosov, E.A. Salykin / VolgSTU. — Volgograd: ПКК «Polytechnic», 2006. 99 p.

3. Astakhov I.V. Fuel supply and atomization in diesels / I.V. Astakhov, V.I. Trusov, A.S. Khachiyan. — М: Mechanical engineering, 1971. 359 p.

4. Astakhov I.V. Hydraulic calculation and selection of the main parameters of fuel systems of engines with compression ignition // Investigation of the working process and fuel supply in high-speed diesels. — М.: Mashgiz, 1985. P. 97–103.

5. Godunov S.K. Difference method of numerical calculation of discontinuous solutions of hydrodynamic equations // Matem. sb., № 47 (89):3. 1959. P. 271–306.

6. Vyubov D.N. Internal combustion engines: Theory of piston and combined engines / D.N. Vyubov, N.A. Ivashchenko, V.I. Ivin et al., edited by A.S. Orlina, M.G. Kruglova. — М.: Mashinostroenie, 1983. 372 p.

7. Razleitsev N.F. Modeling and optimization of the combustion process in diesels. — Kharkiv: Vischa school. Publishing house at Kharkiv. un-te, 1980. 169 p.

8. Malozemov A.A. Development of software for calculation and optimization of working processes of diesel engines and fuel supply // Collection of scientific, technical and informational materials of JSC NPK Uralvagonzavod for 2016. № 14. — Nizhny Tagil: JSC NPK «Uralvagonzavod», 2017. P. 206–213.

9. Grekhov L.V. Calculation and investigation of the dynamics of the mechanical drive of a high-pressure fuel pump // Automobile and tractor engines: Mezhvuz. sb. sci. tr. MAMI. Issue XV. 1999. P. 63–69.

10. Grishin Yu.A. Methods of calculation of branched gas exchange systems of internal combustion engines / Yu.A. Grishin, A.V. Gusev, M.G. Kruglov // Engine building. № 1. 1981. P. 10–12.