

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС НАПРАВЛЯЮЩЕГО ПРЕЦИЗИОННОГО СОПРЯЖЕНИЯ РАСПЫЛИТЕЛЯ ТОПЛИВА

В.Е. Лазарев, к.т.н., доцент

Южно-Уральский государственный технический университет

В целях оценки ресурса рассмотрен тепловой баланс направляющего прецизионного сопряжения распылителя топлива в дизеле. Установлены основные составляющие теплового баланса в контактном слое элементов сопряжения распылителя и их изменение в зависимости от нагрузки дизеля. Изложены методические подходы к определению граничных условий для конечно-элементного анализа температурного состояния прецизионного сопряжения распылителя.

Оценка ресурса прецизионных сопряжений распылителя топлива в дизеле базируется на анализе триботехнических параметров контактного слоя [1]. Целью анализа триботехнических параметров является выявление объема контактного слоя, воспринимающего тепловую и механическую нагрузку при трении. Для оценки температур на поверхности и в объеме контактного слоя выполняется преобразование уравнения теплопроводности Фурье в уравнение Лапласа, которое для трехмерного теплового потока записано:

$$\frac{\partial^2 T_{1,2}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{1,2}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_{1,2}}{\partial z^2} = 0, \quad (1)$$

где dx , dy , dz — изменение координат полупространства элементов сопряжения; $T_{1,2}$ — температура контактной поверхности корпуса и иглы распылителя.

Учет теплофизических и механических свойств элементов сопряжения при этом выполняется для конкретного режима трения, характеризующегося распределением температур по поверхности и в объеме контактного слоя. Распределение температур на поверхности и в объеме элементов сопряжения при наличии дискретных и перемещающихся источников генерации теплоты в виде пятен фактического контакта и теплообмена с окружающей средой выполняют при допущениях:

➤ тепловой поток трения W_{Σ} равен сумме тепловых потоков, направленных в контактирующие элементы сопряжения и смазочную среду: $W_{\Sigma} = W_1 + W_2 + W_3$;



- на пятнах фактического контакта выполняется равенство температур элементов: $T_1 = T_2$;
- теплообмен на границах элементов сопряжения с окружающей средой оценивается с использованием закона Ньютона по выражению

$$\lambda_{1,2} \cdot \frac{\partial T_{1,2}}{\partial n} = \alpha \cdot \Delta T_{1,2}.$$

Для оценки теплового состояния в контактной зоне сопряжения игла—корпус распылителя топливной форсунки дизеля рассмотрен тепловой баланс трибосистемы (рис. 1). Процесс генерации теплоты вследствие трения осуществляется в условиях интенсивного внешнего подвода теплоты от рабочих газов в цилиндре дизеля, что следует учесть при оценке тепловой нагруженности контакта.

Распределение тепловых потоков по поверхности и в объеме элементов сопряжения при внешнем (от рабочих газов) и внутреннем (от трения) подводах теплоты рассматривается с использованием следующих допущений для полупространства модели:

- нестационарный процесс подвода теплоты со стороны камеры сгорания дизеля $Q_{\text{вн}}$ рассматривается как квазистационарный конвективный теплообмен с постоянными коэффициентом теплоотдачи и результирующей температуры;
- нестационарное выделение теплоты вследствие трения $Q_{\text{тр}}$ рассматривается как квазистационарное с постоянным положением места генерации теплоты (пятен фактического контакта);
- изменение температуры по поверхности и в объеме элементов сопряжения приводит к

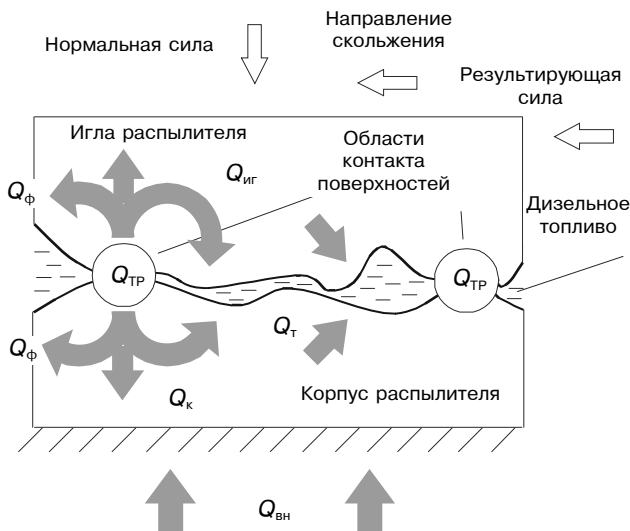


Рис. 1. Составляющие теплового баланса в трибосистеме игла–корпус распылителя:

$Q_{вн}$ — теплота, воспринимаемая распылителем от рабочих газов; $Q_{тр}$ — теплота трения; Q_t — теплота, отводимая дизельным топливом; Q_k — доля теплоты трения, воспринимаемая корпусом; $Q_{иг}$ — доля теплоты трения, воспринимаемая иглой; $Q_ф$ — теплота, отводимая корпусом форсунки

изменению объема контактного слоя, воспринимающего тепловую нагрузку при трении;

➤ глубина расположения (от поверхности трения) точки стабилизации градиента температур определяет толщину контактного слоя, воспринимающего тепловую нагрузку при трении.

Уравнение теплового баланса для модели трибосопряжения следующие:

$$Q_{вн} + Q_{тр} = Q_k + Q_{иг} + Q_t + Q_ф. \quad (2)$$

При работе дизеля теплота, подведенная к распылителю со стороны камеры сгорания, и теплота трения рассеиваются в элементах сопряжения и расходуются на повышение температуры смазочного материала. Тепловой поток трения в контактирующие элементы неодинаков и является функцией микрорельефа шероховатости контактной поверхности, теплофизических свойств материалов, режимов нагружения трибосистемы и т. д.

Для выявления доли теплового потока в каждом из элементов сопряжения используется коэффициент распределения r теплоты по модифицированному уравнению Ф. Шаррона [2], позволяющему учесть теплофизические свойства материалов иглы и корпуса распылителя:

$$r_i = \frac{\sqrt{\rho_i \cdot c_i \cdot \lambda_i}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{\rho_i \cdot c_i \cdot \lambda_i}}, \quad (3)$$

где ρ — плотность, кг/м³; λ — коэффициент теплопроводности, Вт/м·°C; c — удельная теплоемкость, Дж/кг·°C.

Для оценки плотности теплового потока $q_{тр}$ в иглу, корпус и дизельное топливо использовано основное уравнение тепловыделения при трении [3–5]:

$$q_{тр} = r f p_a \frac{A_a}{A_r} v, \quad (4)$$

где f — коэффициент трения; p_a — номинальное давление, Па; A_a и A_r — номинальная и фактическая площади контакта, м²; v — скорость скольжения, м/с.

Определение температуры поверхности иглы выполнено расчетно-экспериментальным способом. Результирующая температура иглы оценивалась на контрольной глубине 1 мм от цилиндрической поверхности трибосопряжения методом математического моделирования (рис. 2).

Контроль адекватности результирующей температуры конечно-элементной модели и рабочей температуры распылителя выполнен в реперных точках с помощью стандартной терморегистрирующей аппаратуры на различных режимах нагружения дизеля.

Определенное опытным путем значение результирующей температуры (рис. 2) использовано при оценке конвективных граничных условий на днище модели иглы и корпуса распылителя. Для оценки коэффициента теплоотдачи выполнено совместное решение уравнений теплопроводности и конвективного теплообмена:

— уравнение конвективного теплообмена [6, 7]

$$q_{тр} = \alpha (T - T_0), \quad (5)$$

где T — контактная температура, °C; T_0 — температура окружающей среды, °C; α — коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·°C;

— уравнение теплопроводности [6]

$$q_{тр} = \frac{\lambda}{L} (T - T_R), \quad (6)$$

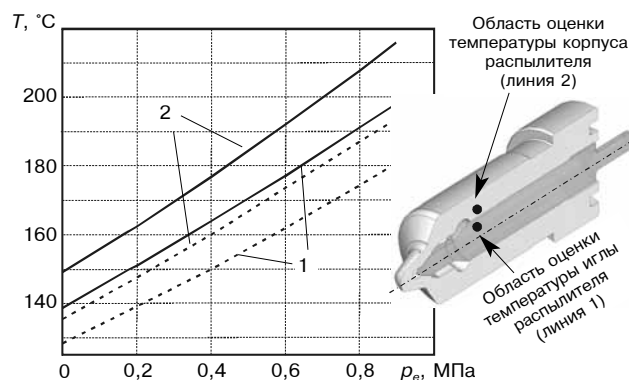


Рис. 2. Результирующие температуры иглы и корпуса распылителя:

— штатный распылитель;
 - - - - распылитель с тепловой защитой (дизель 4ЧН15/20,5; $n = 1250$ об/мин)

где T_R — результирующая температура, °С; L — глубина реперной точки от поверхности, м.

Таким образом, коэффициент теплоотдачи квазиконвективного теплообмена α определен в виде коэффициента пропорциональности между теплопроводностью λ и глубиной измерения температуры L при условии равенства измеренной температуры и температуры окружающей среды. Причем под температурой окружающей среды в данном случае следует понимать температуру контактирующих элементов на глубине расположения реперной точки [6]:

$$\alpha = \frac{\lambda}{L}. \quad (7)$$

Количество теплоты, подведенное к распылителю со стороны рабочих газов в цилиндре дизеля $Q_{вн}$, определено как:

$$Q_{вн} = c \cdot m \cdot \Delta T, \quad (8)$$

где c — удельная теплоемкость материала, Дж/кг·°С; m — масса корпуса распылителя, кг; T — изменение температуры корпуса распылителя, °С.

Изменение температуры ΔT корпуса распылителя совместно с градиентом температуры по нормали к поверхности контакта dT/dz является величиной, характеризующей тепловую нагруженность трибосопряжения. Схема приложения граничных условий контактного теплообмена (рис. 3) отражает реальную ситуацию в сложном процессе передачи теплоты от рабочих газов в цилиндре дизеля и теплоты, выделившейся вследствие трения в цилиндрическом сопряжении, в элементы распылителя.

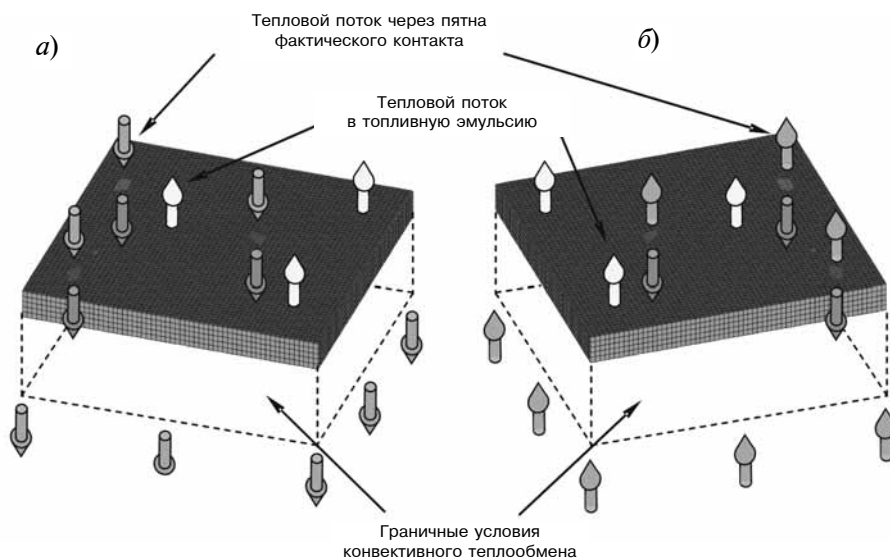


Рис. 3. Приложение граничных условий контактного теплообмена сопряжения игла–корпус:

a и *б* — модели иглы и корпуса

Применительно к тепловой модели размером 80×80 мкм и глубиной около 50 мкм изменение температуры ΔT корпуса и иглы распылителя от поверхности контакта до дна модели определено методом последовательных приближений с использованием значений разности температур, соответствующих линейной зависимости на первом шаге приближения.

При оценке результирующей температуры опытным путем теплота трения как теплота, возвращенная в элементы сопряжения, учитывается измерением температуры. Для выявления теплоты, воспринятой распылителем только от рабочих газов в цилиндре дизеля, следует учесть разность между внешней теплотой $Q_{вн}$ и теплотой трения $Q_{тр}$. Для оценки суммарной теплоты, воспринятой корпусом распылителя, согласно вышеизложенным рассуждениям, должно быть учтено только внешнее количество теплоты (8).

Результаты оценки тепловых показателей в трибосистеме игла–корпус двух типов распылителей топливной форсунки представлены в зависимости от среднего эффективного давления дизеля 4ЧН15/20,5 (рис. 4).

Для выявления тепловых потоков в элементы распылителя вследствие трения и от рабочих газов в цилиндре следует учесть время процесса трения и время воздействия газовой среды на корпус распылителя, определяемое режимом работы дизеля. При определении времени трения t использованы результаты экспериментальной оценки перемещения иглы распылителя при различных режимах нагружения дизеля 4ЧН15/20,5. Результирующее время воздействия рабочих газов на корпус распылителя определено

с использованием зависимости $720/6 \cdot n$ для 4-тактных дизелей, что при номинальной частоте вращения коленчатого вала 1250 об/мин составляет 0,096 с.

Количество теплоты, воспринимаемое элементами распылителя, представлено практически линейно возрастающими (при повышении среднего эффективного давления) внешним количеством теплоты $Q_{вн}$ и количеством теплоты трения $Q_{тр}$, увеличение которого обусловлено ростом нормальной силы в сопряжении с повышением нагрузки дизеля. Доля теплоты трения δ_t в суммарном количестве теплоты, воспринимаемом элементами сопряжения, максимальна при минимальной нагрузке дизеля,

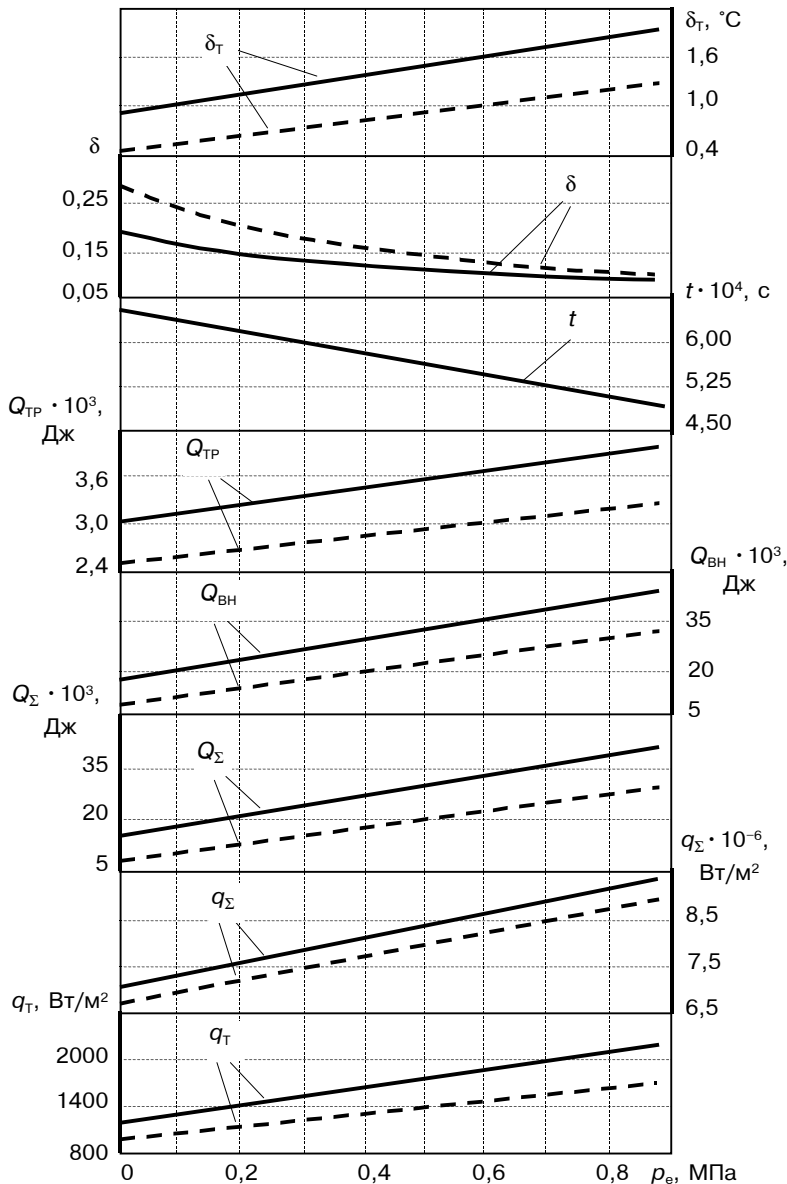


Рис. 4. Тепловые показатели контактного сопряжения распылителя и их изменение в зависимости от среднего эффективного давления: — штатный распылитель; ---- распылитель с тепловой защитой (дизель 4ЧН15/20,5; $n = 1250$ об/мин)

что можно объяснить малым тепловыделением при сгорании топлива на режиме холостого хода. С увеличением среднего эффективного давления дизеля интенсивность изменения внешнего количества теплоты несколько опережает интенсивность изменения теплоты трения, что приводит к снижению его доли δ в суммарном количестве теплоты.

Распределение тепловых потоков и величины их плотностей использованы в качестве граничных условий контактного теплообмена при оценке температурного состояния трибосопряжения игла–корпус распылителя топливной форсунки дизеля. Тепловой поток в корпус распылителя направлен с двух сторон: извне — со стороны рабочих газов в цилиндре дизеля и изнутри — со

стороны поверхности трения. Тепловой поток, направленный в иглу распылителя, является суммарным, т. е. включающим в себя как внешнее количество теплоты, так и теплоту трения, и проходящим только через пятна фактического контакта иглы с корпусом распылителя. Тепловой поток в топливную эмульсию, которая омывает поверхности контактирования, определен как доля суммарного количества теплоты, отнесенная к площади поверхности омываемой топливной эмульсией для иглы и корпуса распылителя с учетом коэффициента распределения теплоты r , который составляет для корпуса — 0,488, для иглы — 0,486 и для топливной эмульсии — 0,026.

При определении теплофизических свойств топливной эмульсии влияние отдельных составляющих (дизельного топлива и паров воды) на результирующие значения теплофизических показателей принято пропорциональным их массовому содержанию в топливной эмульсии. Условное среднестатистическое содержание воды в дизельном топливе принято равным 0,2 %. Массовая доля паров воды в топливной эмульсии определена:

$$m_b = \frac{1}{1 + \frac{\rho_T}{\rho_B} \cdot \left(\frac{1}{\gamma} - 1 \right)}, \quad (9)$$

где ρ_B — плотность воды, кг/м^3 ; ρ_T — плотность дизельного топлива, кг/м^3 ; γ — объемная доля паров воды в топливной эмульсии.

Массовая доля топлива m_t в топливной эмульсии в этом случае определена как: $1 - m_b$, а при оценке теплофизических характеристик топливной эмульсии использована следующая зависимость:

$$\alpha_\Sigma = \alpha_T m_t + \alpha_B m_b, \quad (10)$$

где α_Σ — результирующая теплофизическая характеристика; α_T — теплофизическая характеристика дизельного топлива; α_B — теплофизическая характеристика паров воды.

Теплофизические свойства материалов иглы и корпуса распылителя, а также топливной эмульсии, использованы при оценке коэффициента распределения теплоты между элементами, участвующими в процессе контактного теплообмена. Удельная теплоемкость и коэффициент теплопроводности для материалов элементов

распылителя, а также топливной эмульсии откорректирован в зависимости от температуры контактирующих элементов.

Решение тепловой задачи формируется совокупностью граничных условий теплообмена при контактировании элементов распылителя, включающей теплофизические свойства материалов, плотности тепловых потоков, эквивалентные коэффициенты теплоотдачи и результирующие температуры среды. Оценка плотностей тепловых потоков в распылителе при различных режимах нагружения дизеля (см. рис. 4) представлена в виде суммарных значений плотностей тепловых потоков, направленных в корпус и иглу распылителя q_2 и в топливную эмульсию q_t , для модели поверхности контакта 80×80 мкм и с учетом соотношения между номинальной и фактической площадью контактирования.

Суммарные значения плотностей тепловых потоков в контактирующие элементы сопряжения и топливную эмульсию имеют линейный характер изменения в функции от нагрузки дизеля. Значения суммарных плотностей тепловых потоков для распылителя, не имеющего тепловой защиты, выше, чем для распылителя с тепловой защитой. Это можно объяснить превышением интенсивности снижения внешнего количества теплоты и теплоты трения в элементы распылителя по сравнению с интенсивностью снижения площади фактического контактирования иглы и корпуса при использовании тепловой защиты распылителя.

Оценку распределения температур по поверхности и в объеме контактного слоя сопряжения игла–корпус распылителя целесообразно проводить методом конечных элементов, позволяющим использовать в качестве граничных условий плотности тепловых потоков в узлах конечно-элементной сетки трибосопряжения и квазиконвективные условия теплообмена на днище модели. Для адекватности микрорельефа шероховатости поверхности модели реальному микрорельефу линейные размеры элементов целесообразно выбирать таким образом, чтобы исключить их влияние на топографию поверхности контактного слоя.

Значения параметров квазиконвективного теплообмена на днище модели иглы и корпуса распылителя, выбранные в соответствии с теплофизическими свойствами материалов и глубиной оценки результирующей температуры, составляют результирующий коэффициент теплоотдачи для иглы — $18\,500 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$, для корпуса — $19\,000 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$. Выбор результирующих температур осуществляют на основании результатов моделирования их распределения в облас-

ти контактного сопряжения с использованием экспериментальных значений в реперных точках. Граничные условия контактного теплообмена: суммарные плотности тепловых потоков в элементы распылителя и топливную эмульсию, а также результирующие температуры и коэффициенты квазиконвективного теплообмена могут быть использованы при проведении анализа теплового состояния контактного слоя трибосопряжения распылителя методом конечно-элементного моделирования.

Результаты анализа теплового баланса прецизионного трибосопряжения игла–корпус распылителя топливной форсунки дизеля позволяют утверждать, что:

- классические уравнения контактного теплообмена, теплопроводности и конвективного теплообмена могут быть использованы при оценке граничных условий теплообмена для оценки температур на пятнах фактического контакта и распределения температур на поверхности и в объеме иглы и корпуса распылителя. При этом должны быть учтены теплофизические и механические свойства материалов контактирующих элементов и топливного слоя, а также рассмотрен тепловой баланс трибосистемы;

- при моделировании контакт поверхностей трения может быть представлен в виде контакта поверхностей с реальным рельефом шероховатости, что подтверждается хорошей корреляцией результатов расчетной оценки температур и результатов термометрирования;

- температурное состояние иглы и корпуса в области фактического контакта поверхностей при условии совместного подвода внешней теплоты и теплоты трения может быть определено методом конечно-элементного моделирования.

Литература

1. Лазарев В.Е., Малоземов А.А., Бондарь Б.Н. Метод оценки интенсивности изнашивания и ресурса прецизионного сопряжения распылителя топлива в дизеле // Двигателестроение. — 2007. — № 3. — С. 26–29.
2. Charron F. Partage de la chaleur entre deux frotants // Publ. scient. et techn. Ministere air, 1943.
3. Bhushan B. Principles and applications of tribology / A Wiley-Interscience Publication, 1999. — 1020 p.
4. Johnson K.L. Contact mechanics / Cambridge University press, 1992. — 452 p.
5. Основы трибологии: учебник для ВУЗов / Под ред. А.В. Чичинадзе. — М. : Наука и техника, 1995. — 778 с.
6. Мухеев М.А. Основы теплопередачи. — М. : Энергия, 1977. — 344 с.
7. Юдаев Б.Н. Техническая термодинамика. Теплопередача. — М. : Высшая школа, 1988. — 479 с.