

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛООБМЕННИКА-ГАЗИФИКАТОРА КРИОГЕННОГО ТОПЛИВА

Шахматов Е.В., Бирюк В.В., Горячкин А.А.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самар

Одним из сложных агрегатов системы топливопитания авиационного газотурбинного двигателя на криогенном топливе с точки зрения построения математической модели является теплообменник-газификатор. Эта сложность связана с многообразием теплофизических процессов, протекающих в теплообменнике и недостаточной изученностью теплообмена криогенной жидкости при ее фазовом переходе.

В литературе приводится достаточно много методик расчета теплообмена и гидродинамики кипящей криогенной жидкости. Однако все эти расчетные методики имеют ограниченную область применения и невысокую точность. Ситуация во многом осложняется отсутствием достоверных данных о теплофизическом состоянии веществ (особенно водорода) в околокритическом состоянии.

В связи с необходимостью использования математической модели динамики теплообменника в составе общей модели САР, она должна отличаться относительной простотой и точностью.

Для теплообменника-газификатора можно выделить два основных теплофизических процесса: теплообмен между наружной поверхностью теплообменника и высокотемпературным потоком продуктов сгорания (внешний контур) и теплообмен между внутренней поверхностью теплообменника и криогенной жидкостью, которая в процессе теплообмена нагревается и газифицируется (внутренний контур). При анализе процессов во внутреннем контуре следует учитывать, что здесь возможна реализация как докритических режимов, когда криогенное топливо поступает в теплообменник с давлением ниже критического, так и сверхкритических режимов. При докритическом режиме в теплообменнике происходит нагрев криогенного топлива в жидком состоянии, его вскипание, газификация и нагрев газа, а при сверхкритическом режиме кипение как таковое отсутствует.

В качестве исходных уравнений, описывающих процесс передачи тепла в теплообменнике, могут быть использованы уравнения теплоотдачи во внутреннем и внешнем контурах теплообменника и уравнение теплового баланса с учетом накопления тепла в конструкции теплообменника.

Скорость изменения усредненной температуры стенки теплообменника  $T_{ст}^{cp}$  будет пропорциональна разности притока и отвода тепла, то

есть:

$$c_{pM} m_{mp} \frac{dT_{cm}^{cp}}{dt} = Q_{nc} - Q_m, \quad (1)$$

где  $c_{pM}$  — удельная теплоемкость материала трубок теплообменника;  $m_{mp}$  — масса трубок теплообменника;  $Q_{nc}$  — тепловая мощность, подводимая с продуктами сгорания;  $Q_m$  — тепловая мощность, отводимая с криогенным топливом.

Для теплопередачи со стороны продуктов сгорания принимаем допущение о неизменности температуры потока  $T_{nc}$  в процессе теплообмена:

$$Q_{nc} = \alpha_{nc} S_{mo}^{нар} (T_{nc} - T_{cm}^{cp}), \quad (2)$$

где  $\alpha_{nc}$  — коэффициент теплоотдачи со стороны продуктов сгорания;

$S_{mo}^{нар}$  — площадь наружной поверхности теплообменника.

Аналогичным образом может быть записано уравнение теплоотдачи со стороны криогенного топлива:

$$Q_m = \alpha_m S_{mo}^{вн} (T_{cm}^{cp} - T_m^{cp}), \quad (3)$$

где  $\alpha_m$  — коэффициент теплоотдачи со стороны криогенного топлива;

$S_{mo}^{вн}$  — площадь внутренней поверхности теплообменника;

$T_m^{cp} = \frac{T_m^{вх} + T_m^{вых}}{2}$  — средняя температура топлива;

$T_m^{вх}, T_m^{вых}$  — температура топлива на входе и выходе теплообменника соответственно.

Следует отметить, что для докритического режима течения коэффициенты теплоотдачи для участков нагрева жидкой фазы, кипения и нагрева газа будут различными, однако его усреднение возможно благодаря тому, что топливо поступает в теплообменник с околокритическими параметрами и первые два участка занимают небольшую часть теплообменника (на них приходится около 10% от внутренней поверхности теплообмена).

Как известно из теплопередачи, выражение для коэффициента теплоотдачи имеет вид

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{d},$$

а выражения для критериев Нуссельта и Рейнольдса:

$$Nu = b Re^{n_1} Pr^{n_2},$$

$$Re = \frac{\dot{m}d}{\mu S},$$

где  $\dot{m}$  — массовый расход теплоносителя;  $\lambda, \mu$  — коэффициенты теплопроводности и динамической вязкости теплоносителя;  $d, S$  — эквивалентный диаметр и суммарное проходное сечение для каждого из теплоносителей.

Полагая теплофизические свойства теплоносителей в окрестностях точки установившегося режима постоянными, получим, что изменение коэффициентов теплоотдачи во внутреннем и наружном контуре теплообменника в окрестностях точки установившегося режима связано только с изменением массового расхода соответствующего теплоносителя. Температура и давление криогенного топлива на входе в теплообменник также могут быть приняты неизменными вблизи точки установившегося режима.

Решая совместно уравнения (1)–(3) с учетом принятых допущений, получим в малых отклонениях:

$$T_1 \frac{d\Delta T_{cm}^{cp}}{dt} + \Delta T_{cm}^{cp} = k_1 \Delta \dot{m}_{nc} - k_2 \Delta \dot{m}_m + k_3 \Delta T_m^{бых} + k_4 \Delta T_{nc}, \quad (4)$$

$$\text{где } T_1 = \frac{c_{pm} \dot{m}_{mp} (T_{nc} - T_{cm}^{cp}) (T_{cm}^{cp} - T_m^{cp})}{Q_{nc} (T_{nc} - T_m^{cp})}, \quad k_1 = \frac{n_1 (T_{nc} - T_{cm}^{cp}) (T_{cm}^{cp} - T_m^{cp})}{\dot{m}_{nc} (T_{nc} - T_m^{cp})},$$

$$k_2 = \frac{n_2 (T_{nc} - T_{cm}^{cp}) (T_{cm}^{cp} - T_m^{cp})}{\dot{m}_m (T_{nc} - T_m^{cp})}, \quad k_3 = \frac{T_{nc} - T_{cm}^{cp}}{2(T_{nc} - T_m^{cp})}, \quad k_4 = \frac{T_{cm}^{cp} - T_m^{cp}}{T_{nc} - T_m^{cp}}.$$

В качестве исходного уравнения, описывающего гидродинамические процессы во внутреннем контуре теплообменника при сверхкритических параметрах теплоносителя использовано, уравнение баланса расходов на входе и выходе с учетом накопления массы в объеме теплообменника:

$$\frac{dm_{mo}}{dt} = \dot{m}_m - \dot{m}_m^{бых}, \quad (5)$$

где  $m_{mo} = V_{mo} \rho_m$  — масса криогенного топлива, заключенная в объеме теплообменника;  $V_{mo}, \rho_m$  — объем внутренней полости теплообменника и средняя плотность криогенного топлива соответственно.

Примем следующие допущения: потери давления криогенного топлива в теплообменнике пренебрежимо малы и давление во всем объеме теплообменника постоянно; термодинамические параметры криогенного топлива подчиняется уравнению Ван-дер-Ваальса; податливостью трубок теплообменника пренебрегаем.

Расход топлива на выходе из теплообменника описывается уравнением

$$\dot{m}_m^{6blx} = m_m \frac{S_{6blx} p_m}{\sqrt{T_m^{6blx}}} y(\lambda), \quad (6)$$

где  $S_{6blx}$  — площадь выходного сечения теплообменника;  $p_m$  — давление криогенного топлива в теплообменнике.

Решая совместно уравнения (5) и (6) в малых отклонениях, получим:

$$T_2 \frac{d\Delta p_m}{dt} + \Delta p_m = k_5 \Delta \dot{m}_m + k_6 \left( T_3 \frac{d\Delta T_m^{6blx}}{dt} + \Delta T_m^{6blx} \right), \quad (7)$$

$$\text{где } T_2 = \frac{V_{mo} p_m}{\dot{m}_m} \frac{\partial \rho_m}{\partial T_m^{cp}}, T_3 = \frac{V_{mo} T_m^{cp}}{\dot{m}_m} \frac{\partial \rho_m}{\partial p_m},$$

$$k_5 = \frac{p_m}{\dot{m}_m}, k_6 = \frac{p_m}{2T_m^{cp}}.$$

Для получения уравнения, описывающего изменение температуры криогенного топлива на выходе из теплообменника, может быть использовано уравнение баланса энергии:

$$Q_m = \dot{m}_m (i_m^{6blx} - i_m^{6x}) + \dot{m}_m \left( \frac{(W_m^{6blx})^2}{2} - \frac{(W_m^{6x})^2}{2} \right), \quad (8)$$

где  $i_m^{6x}, i_m^{6blx}, W_m^{6x}, W_m^{6blx}$  — энтальпии и скорости криогенного топлива

на входе и выходе теплообменника соответственно.

С учетом принятых выше допущений уравнение (8) в малых отклонениях запишется в виде

$$\Delta T_m^{\text{былх}} = k_7 \Delta T_{cm}^{\text{cp}} - k_8 \Delta \dot{m}_m + k_9 \Delta p_m, \quad (9)$$

где 
$$k_7 = \frac{\frac{Q_m}{T_{cm}^{\text{cp}} - T_m^{\text{cp}}}}{\frac{\partial Q_m}{\partial T_m^{\text{былх}}} + \frac{Q_m}{2(T_{cm}^{\text{cp}} - T_m^{\text{cp}})}}$$
,

$$k_8 = \frac{\frac{\partial Q_m}{\partial \dot{m}_m} - \frac{Q_m n_2}{\dot{m}_m}}{\frac{\partial Q_m}{\partial T_m^{\text{былх}}} + \frac{Q_m}{2(T_{cm}^{\text{cp}} - T_m^{\text{cp}})}}$$
,

$$k_9 = \frac{\frac{\partial Q_m}{\partial p_m}}{\frac{\partial Q_m}{\partial T_m^{\text{былх}}} + \frac{Q_m}{2(T_{cm}^{\text{cp}} - T_m^{\text{cp}})}}$$
.

В случае, если криогенное топливо попадает в теплообменник с докритическими параметрами, то в уравнении гидродинамики (7) необходимо учесть процесс нагрева жидкости и ее фазовый переход. Идеализируя процесс фазового перехода, считаем, что газификация дополнительной порции топлива  $\Delta \dot{m}_m$  происходит мгновенно с задержкой по времени  $\tau_2$ , равной по величине времени нагрева и полной газификации топлива. Таким образом, для данного случая уравнение (7) примет вид

$$T_2 \frac{d\Delta p_m}{dt} + \Delta p_m = k_5 \Delta \dot{m}_m (t - \tau_2) + k_6 \left( T_3 \frac{d\Delta T_m^{\text{былх}}}{dt} + \Delta T_m^{\text{былх}} \right). \quad (10)$$

Полученная модель теплообменника-газификатора предназначена для расчета динамических свойств системы топливопитания авиационного ГТД, работающего на криогенном топливе.