

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕНА В ИСПАРИТЕЛЕ КРИОГЕННОГО ТОПЛИВА ДЛЯ АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Рассмотрены особенности расчетов теплообменника-испарителя (газификатора) криогенного топлива, изготовленного из труб, а также теплообмена со стороны криогенного топлива при различных условиях его состояния, т.е. при давлениях больше и меньше критического. Источником тепловой энергии для газификации является горячий поток выхлопных газов турбореактивного двигателя.

E-mail: shevich@power.bmstu.ru

Ключевые слова: криогенное топливо, водород, газификация, сверхкритическое состояние.

Задача по созданию теплообменников-испарителей (ТИ) актуальна для энергетических систем, использующих криогенное топливо (КТ), например сжиженный водород или метан. Жесткие требования к таким аппаратам предъявляются в случае применения КТ в авиации. Источником потока теплоты в этом случае могут быть горячие газы, выходящие из сопла турбореактивного двигателя. Конструктивная проработка показывает, что такие ТИ целесообразно располагать в сопле двигателя, т.е. в струе потока горячих газов, выходящих из камеры сгорания турбо-реактивного двигателя, температура которых достигает 600 К и более.

Схема расположения трубчатой конструкции ТИ в объеме двигателя показана на рис. 1. Особенность теплового расчета такого ТИ заключается в том, что газификация КТ в трубах аппарата может протекать при различных термодинамических состояниях КТ, в частности, на некоторых режимах работы двигателя давление КТ может достигать критического значения и более, когда свойства КТ, например водорода, существенно изменяются, а газификация осуществляется без характерного процесса фазового перехода кипения.

Авторами были выполнены расчеты восьми вариантов трубчатых конструкций ТИ. Четыре варианта конструкций состояли из трех секций, другие четыре имели по две секции. Диаметр трубок составлял $d_{\text{н}} = 10 \dots 31$ мм, а внутренний диаметр $d_{\text{вн}} = 8 \dots 29$ мм. Диаметр навивки испарителя $D < 580$ мм, длина навивки $L < 350$ мм. Навивка имела наружное оребрение в виде 36 сплошных ребер, расположенных вдоль направления течения горячего газового потока. Криогенное топливо подается в испаритель через входной патрубок в первую секцию, состоящую из четырех трубок. Сделав полный оборот по этим трубкам, КТ попадает в коллектор, по которому перетекает во вторую секцию, где также делает полный оборот по четырем трубкам и

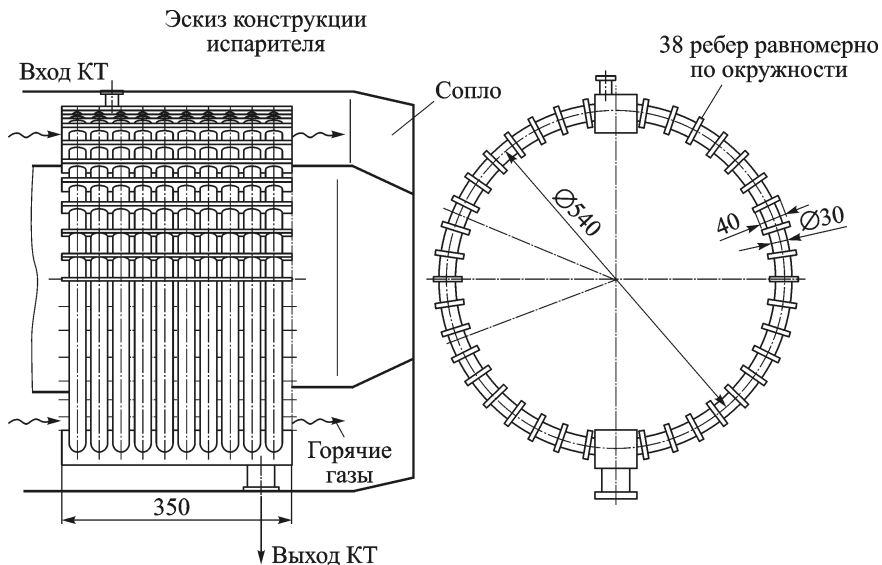


Рис. 1. Эскиз конструкции испарителя, установленного в потоке горячего газа на выходе из сопла авиационного двигателя

попадает в следующий коллектор. Отсюда КТ направляется в третью секцию, где растекается по трубкам в разные стороны от коллектора, делая поворота, и далее собирается в выходном коллекторе, имеющем выходной патрубок.

Значения температуры КТ на входе в ТИ в зависимости от режима работы испарителя регламентировались. Кроме того, условиями функционирования ТИ требовалось отсутствие обмерзания на внешней поверхности трубок испарителя. Это становилось возможным при условии сохранения на внешней поверхности труб температуры выше 273 К, что достигалось варьированием интенсивности теплообмена в трубках аппарата.

Анализ ряда опубликованных исследований [1–10], посвященных теплообмену в каналах при сверхкритическом состоянии теплоносителя и при кипении, показал, что термоакустические колебания, возникающие при теплопередаче, например к жидкому водороду, которые отмечались на начальном участке канала, не повышают интенсивность теплообмена во всем канале. Генерация колебаний связана с взаимодействием жидкого ядра потока и перегретой пленки пара у стенки канала.

Расчет испарителя проводили по участкам методом последовательного приближения, по разработанным методике и программе. Проектный расчет испарителя велся на основном режиме: $p > p_{кр}$, температура КТ на выходе выше входной на 50 К. На остальных режимах расчет выполняли для определения выходной температуры КТ. Изменение температуры КТ на элементарном расчетном участке принима-

лось равным 2 К. Расчет каждого участка начинался с того, что задавались значения температур наружной и внутренней поверхностей стенки трубки, которые в процессе расчета уточнялись. При совпадении расчетных и принятых значений температур с заданной точностью участок испарителя считался рассчитанным, т.е. найдена поверхность теплообмена участка. Суммирование поверхностей всех участков позволяло определить расчетную поверхность теплообмена и сравнить ее с располагаемой.

Расчет испарителя на режимах с давлением КТ ниже критического заканчивался как при совпадении заданных и расчетных температур участка, так и при совпадении паросодержаний x .

При давлении больше критического расчет теплообмена в трубах испарителя проводился по зависимости

$$\text{Nu}_r = 0,021 \text{Re}_r^{0,8} \text{Pr}_r^{0,4} (T_r/T_{\text{CT}})^{0,5}. \quad (1)$$

При расчете испарителя в области кипения применялись следующие зависимости:

$$\text{Nu}_r = 0,023 [\text{Re}_r^{0,8} \text{Pr}_r^{0,4}] (1 + 0,15X) \times \left(\frac{T_r}{T_{\text{CT}}} \right)^{[0,55(1-X)]/(1+0,9X)} \quad \text{при } X < X_{\text{гр}}; \quad (2)$$

$$\text{Nu}_r = 0,063 [\text{Re}_r^{0,8} \text{Pr}_r^{0,4}] (10X)^{[1,59-(1,17-0,055\theta_{\text{CT}})^2]} \quad \text{при } X > X_{\text{гр}},$$

где $X_{\text{гр}} = 0,0796\theta_{\text{CT}}^{0,917}$; $X = (d_{\text{вн}}/x)(dx/dz)$; $\theta_{\text{CT}} = C_p(T_{\text{CT}} - T_r)/r$.

Расчет со стороны высокотемпературного газового потока, омывающего трубки испарителя с внешней стороны, велся по зависимости

$$\text{Nu}_r = 0,021 \text{Re}_r^{0,84} \text{Pr}_r^{0,36} (\text{Pr}_r/\text{Pr}_{\text{CT}})^{0,25}.$$

Расчет испарителя проводили на девяти режимах, пять из которых соответствовали давлению КТ больше критического, и для трех областей: I — область подогрева КТ (зависимость (1)); II — область кипения КТ (зависимость (2)); III — область подогрева газифицированного КТ (зависимость (1)).

В работе [11] приведены результаты экспериментального определения интенсивности теплоотдачи от газового потока к трубкам подобного аппарата (испарителя). Авторами этой работы были получены эмпирические зависимости, например: для навивки девяти труб диаметром 27 мм с относительным шагом навивки $h' = 1,22$ была определена зависимость $\text{Nu}_r = 0,056 \text{Re}_r^{0,727}$, а для навивки шести труб того же диаметра и с тем же шагом — зависимость $\text{Nu}_r = 0,113 \text{Re}_r^{0,695}$. Эти зависимости справедливы для диапазона чисел $\text{Re} = 10\,000 \dots 14\,0000$.

На рис. 2 приведены изменения температур наружной и внутренней стенок трубок, температуры топлива T_r , а также значения коэффициентов теплопередачи K , отнесенные к внутренней поверхности

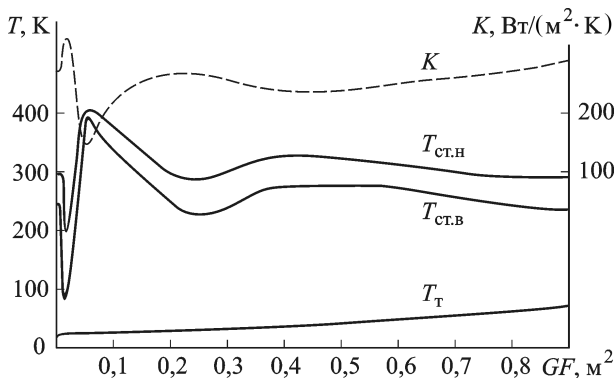


Рис. 2. Характер изменения температур наружной и внутренней стенок трубок по ходу движения КТ в трубках, также его температуры (T_T) и коэффициента теплопередачи (K) на одном из режимов с давлением КТ больше критического

трубок испарителя по ходу движения КТ при $p > p_{кр}$, т.е. на одном из режимов.

Правильность результатов расчетов будет подтверждена экспериментальными исследованиями на модели испарителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Трещев Г. Г., Сухов В. А., Шевченко Г. А. Автоколебания потока в обогреваемом канале при закритических параметрах состояния // IV Всесоюз. конф. по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при движении двухфазного потока в элементах электрических машин и аппаратов. – Л., 1971.
2. Дорфеев Б. М. и др. Звуковые явления при кипении в различных условиях // V Всесоюз. конф. по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при движении двухфазного потока в элементах электрических машин и аппаратов. – Л., 1974.
3. Герлига В. А. Исследование термоакустических колебаний при до- и сверхкритических давлениях // V Всесоюз. конф. по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при движении двухфазного потока в элементах электрических машин и аппаратов. – Л., 1974.
4. Трещев Г. Г., Сухов В. А. Устойчивость потока нагреваемой воды в закритической области // V Всесоюз. конф. по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при движении двухфазного потока в элементах электрических машин и аппаратов. – Л., 1974.
5. Хабенский В. Г. и др. Исследование устойчивости потока в системе параллельных обогреваемых труб // IV Всесоюз. конф. по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при движении двухфазного потока в элементах электрических машин и аппаратов. – Л., 1971.
6. Герлига В. А., Присняков В. Ф. О возникновении высокочастотных акустических пульсаций в парогенераторах // IV Всесоюз. конф. по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при движении двухфазного потока в элементах электрических машин и аппаратов. – Л., 1971.
7. Putman A., Dennis W. A study of burner oscillations of the organ-pipe type // Transactions of the ASME. – 1953. – Vol. 75, No. 1.
8. Clement J., Gaffney J. Thermal oscillations in low-temperature apparatus // Advances in cryogenic engineering. – 1954. – Vol. 1. – P. 1.

9. Truston R. Probing experiments in two-phase and supercritical hydrogen with forced convection heat transfer // *Advances in cryogenic engineering*. – 1965. – Vol. 10.
10. Truston R., Rogers J., Skoglund V. Pressure oscillations induced by forced convections heating of dense hedrogen // *Advances in cryogenic engineering*. – 1967. – Vol. 12.
11. Антонов А. Н., Козьмин Ю. П., Микulin Е. И., Чиванов С. В. К вопросу расчета теплообменников системы подачи криогенного топлива при сверхкритических параметрах // *Криогенная техника и кондиционирование: Тр. МГТУ им. Н.Э. Баумана*, № 554. – М., 1991. – С. 71–78.

Статья поступила в редакцию 27.06.2012