

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ИСПАРИТЕЛЕЙ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ КОНТУРОВ НА НИЗКОКИПАЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ

А.Н. Радченко, аспирант, А.А. Сирота, канд. техн. наук,

Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы, г. Николаев, Украина

1. Анализ проблемы и постановка задачи исследования

При высоком технологическом уровне современных дизельных и газотурбинных двигателей ожидать существенного повышения их КПД без каких-либо принципиально новых, революционных, решений в ближайшие годы не приходится. Поэтому дальнейшее повышение энергетических характеристик дизельных (ДУ) и газотурбинных установок (ГТУ) лежит в плоскости максимального использования теплоты уходящих газов, охлаждающей воды и т.п. Если утилизация высокопотенциальной теплоты осуществляется, как правило, с помощью пароводяных утилизационных котлов, то использование средне- и низкопотенциальной теплоты без применения низкокипящих рабочих тел (НРТ) практически невозможно.

В последние годы появилось множество работ, посвященных применению теплоутилизующих контуров (ТУК) на НРТ для выработки электрической энергии и холода в системах кондиционирования [1 – 3]. Одним из основных элементов таких ТУК являются испарители. В ТУК с турбогенераторами это генератор пара, расширяемого в утилизационной турбине. В случае же применения ТУК для выработки холода это генератор пара в силовом цикле и испаритель-воздухоохладитель системы кондиционирования в холодильном цикле (рисунок). В обоих случаях это, как правило, теплообменники с внутритрубным кипением.

В аппаратах такого типа по мере испарения и капельного уноса происходит уменьшение толщины пристенного слоя жидкости (дисперсно-кольцевое течение) вплоть до полного осушения стенки,

сопровождающегося падением интенсивности теплоотдачи. В дальнейшем имеет место испарение капельной жидкости в потоке перегретого пара (дисперсное течение), а не на поверхности стенки, и интенсивность теплоотдачи соответствует таковой к перегретому пару. При этом коэффициенты теплоотдачи к дисперсной смеси могут оказаться даже меньше, чем соответствующие величины к газу (воздуху), омываемому оребренными трубами, и ограничивать теплопередачу в целом. Поэтому необходимо прежде всего установить границу перехода от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению, соответствующую граничному паросодержанию $x_{гр}$. При этом расчет коэффициента теплоотдачи α к дисперсной смеси (при $x > x_{гр}$) следует вести по зависимости для однофазных паровых потоков

$$\alpha_o = 0,023 \frac{\lambda}{d} Re^{0,8} Pr^{0,4},$$

а в зоне интенсивного испарения жидкости со стенки (при $x \leq x_{гр}$) – по уравнениям для конвективного испарения вида $\alpha = \alpha_o \Phi^n$.

При повышенных температурных напорах Δt между средами в испарителе-воздухоохладителе (из-за недостаточно интенсивной теплопередачи в нерационально спроектированном аппарате) будет иметь место неполный фазовый переход и, как следствие, парожидкостная смесь на всасывании эжектора, что приведет к уменьшению коэффициента эжекции и, в конечном счете, к отклонению температурных режимов в охлаждаемых объектах от требуемых.

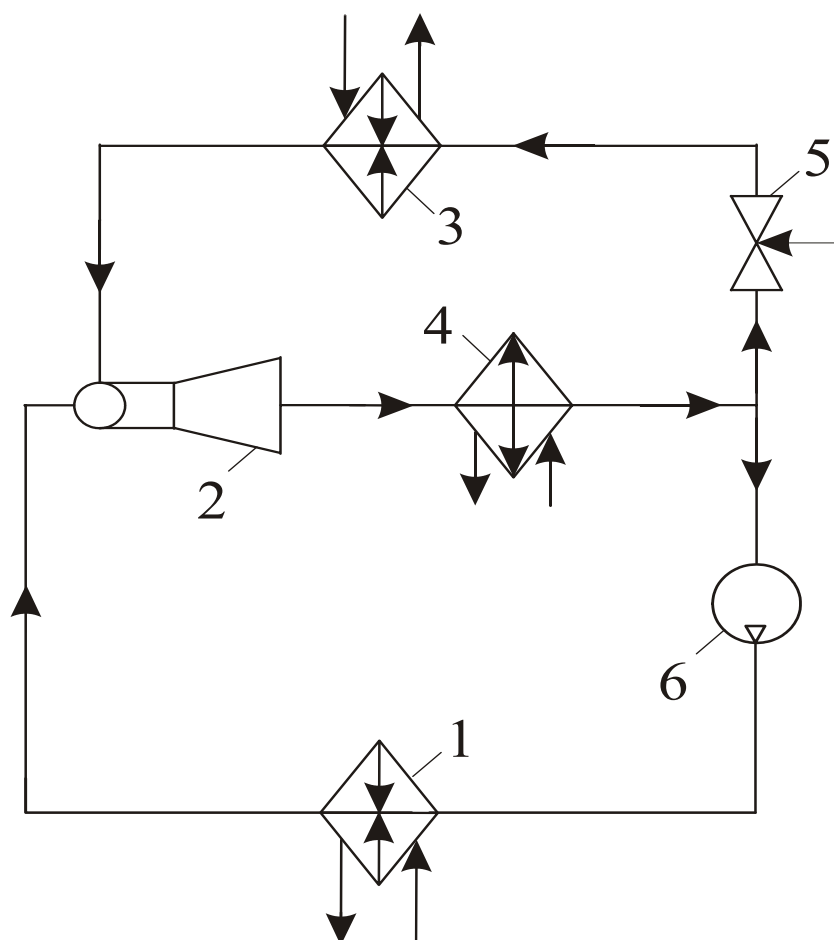


Схема ТУК для выработки холода в системе кондиционирования воздуха:

- | | |
|-----------------------------------|----------------------|
| 1 – генератор пара; | 2 – паровой эжектор; |
| 3 – испаритель-воздухоохладитель; | 4 – конденсатор; |
| 5 – дроссельный клапан; | 6 – насос |

При проектировании генератора особенно важно избежать повышенных аэродинамических сопротивлений, которые могут привести к снижению КПД ГТД, ДВС или другого двигателя, сводящему на нет выигрыш от утилизации теплоты уходящих газов. Очевидно, что в случае наличия избытка теплового потенциала ПГС генератор можно выполнять из гладких трубок как имеющих меньшее по сравнению с ребристыми аэродинамическое сопротивление. При этом более высокие Δt не будут оказывать заметного влияния на энергетические характеристики ТУК.

Вопросы рационального проектирования ТОА и прежде всего точности их тепловых расчетов весьма актуальны еще и потому, что в качестве рабочих тел в ТУК применяются новые озонобезопасные хладагенты, для которых, как правило, отсутствуют

данные по интенсивности теплоотдачи при фазовых переходах. В этих случаях важно подойти к проектированию методологически правильно, т.е. с учетом основных факторов, влияющих на теплопередачу при фазовых переходах.

Существующие методики теплового расчета испарителей (воздухоохладителей и генераторов), базирующиеся на осредненных зависимостях для расчета коэффициента теплоотдачи при кипении, непригодны, поскольку не учитывают резкого снижения интенсивности теплоотдачи на завершающей стадии парообразования – при осушении стенки канала с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению (кризис теплообмена второго рода). К тому же массовые скорости хладагента в каналах и соответствующие им конструктивные параметры

(число ходов хладагента и длина одного хода, количество рядов трубок по глубине и высоте) выбираются либо исходя из практики эксплуатации (по прототипу), либо же на основе эмпирических зависимостей, действительных для весьма ограниченного диапазона рабочих тел и параметров цикла. Для перспективных озонобезопасных хладагентов такие данные, как правило, отсутствуют. Поэтому представляется целесообразным использование для определения массовых скоростей хладагентов фундаментальных законов переноса теплоты и импульса (анalogии Рейнольдса) и Клаузиуса-Клапейрона (последний устанавливает зависимость между падением температуры кипения и гидравлическим сопротивлением), достоверность которых многократно была подтверждена при эксплуатации теплообменных аппаратов на большинстве известных хладагентов.

Целью настоящего исследования была разработка методологии проектирования испарителей, которая учитывала бы различие в интенсивности теплоотдачи при внутритрубном испарении в режимах смоченной и осушенной поверхности стенки, а также позволяла определять оптимальные, обеспечивающие максимальные плотности теплового потока, массовые скорости хладагента и соответствующие им геометрические и конструктивные характеристики аппаратов.

2. Основные положения методологии проектирования испарителей

Проектирование испарителей ТУК включает в себя следующие основные этапы.

1. Определение среды (воздух, ПГС, с одной стороны, или же хладагент), лимитирующей теплопередачу на разных участках поверхности (среды, коэффициент теплоотдачи к которой ниже), для чего необходимо выполнение п. 2 и 3.

2. Установление границы резкого ухудшения теплоотдачи на завершающей стадии внутритрубного испарения (осушение стенки трубки с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению при паросодержании $x_{гр}$).

3. Расчет коэффициента теплоотдачи α к дисперсной смеси (при $x > x_{гр}$) по зависимости для α_0 однофазных паровых потоков, а в зоне интенсивного испарения жидкости со стенки (при $x \leq x_{гр}$) – по уравнениям для конвективного испарения вида $\alpha = \alpha_0 \Phi^n$. При этом следует отметить, что в случае применения испарителей для охлаждения газов (воздуха) точность последнего уравнения уже не оказывает заметного влияния на результаты расчетов, поскольку в зоне интенсивного испарения (при $x \leq x_{гр}$) теплопередача лимитируется более низкой интенсивностью теплоотдачи к газу.

4. Определение оптимальной массовой скорости хладагента $(\rho w)_{opt}$ в трубках испарителя, обеспечивающей максимальные плотности теплового потока q_{max} .

5. Тепловой расчет испарителя с учетом $(\rho w)_{opt}$ и определение его конструктивных характеристик.

Методика определения паросодержания $x_{гр}$, соответствующего резкому ухудшению теплоотдачи на завершающей стадии внутритрубного испарения (при осушении стенки трубки с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению), базируется на методе, разработанном в атомном центре в Харуэлле (Великобритания) и предполагающем отдельный учет влияния уноса и осаждения капель на толщину пристенной пленки жидкости [4].

Расчет оптимальных геометрических характеристик теплообменников рассмотрим на примере испарителя-воздухоохладителя.

Целью расчета является определение массовых скоростей хладагента, обеспечивающих максимальные тепловые потоки. Соответствующие им геометрические характеристики считаются оптимальными.

Для того чтобы параметры холодильного агента в точках цикла, характеризующих работу струйного компрессора – эжектора и конденсатора, оставались неизменными, температуру кипения холодильного агента на выходе из испарителя t_{02} принимали

постоянной, т.е. считали, что удельные холодопроизводительность и тепловая нагрузка конденсатора не зависят от массовой скорости холодильного агента ρ_w . С учетом этого повышение массовой скорости ρ_w сказывается на коэффициенте теплопередачи k и температурном напоре θ , определяющих плотность теплового потока q , противоположным образом: если с увеличением ρ_w коэффициенты теплоотдачи при кипении α_a и теплопередачи k возрастают, то увеличение гидравлического сопротивления ΔP , наоборот, приводит к падению температуры кипения и, как следствие, температурного напора θ . При определенном значении ρ_w функция $q = k\theta$ имеет максимум. Эту массовую скорость $(\rho_w)_{opt}$ считаем оптимальной.

Выражение для плотности теплового потока, отнесенной к внутренней поверхности труб (поверхности на стороне кипящего хладагента), можно записать в виде

$$q = k \theta = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{1}{\alpha_w \cdot \beta} + R_3} \cdot \frac{t_{w1} - t_{w2} - \Delta t_0}{\ln \frac{t_{w1} - t_{02}}{t_{w2} - (t_{02} + \Delta t_0)}},$$

где α_w – коэффициент теплоотдачи к воздуху (газу), отнесенный к внешней ребристой поверхности; t_{w1} и t_{w2} – температура воздуха на входе в испаритель и выходе из него; β – степень оребрения; R_3 – термическое сопротивление загрязнений (материала стенки, всевозможных отложений и т.д.); Δt_0 – падение температуры кипения вследствие гидравлического сопротивления ΔP .

Обозначив величины, независимые от ρ_w и q , через B , получаем

$$q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + B} \cdot \frac{t_{w1} - t_{w2} + \Delta t_0}{\ln \frac{t_{w1} - t_{02}}{t_{w2} - (t_{02} + \Delta t_0)}}.$$

Зависимость между Δt_0 и ΔP определяется уравнением Клаузиуса–Клапейрона, в котором при малых величинах Δt_0 и ΔP можно перейти от дифференциалов к конечным разностям:

$$\frac{dP}{dt_0} = \frac{r}{T_0(v_{п} - v_{ж})} \approx \frac{\Delta P}{\Delta t_0},$$

где T_0 – температура кипения, К;

$v_{п}$ и $v_{ж}$ – удельные объемы пара и жидкости, м³/кг;

r – удельная теплота фазового перехода, Дж/кг.

Гидравлическое сопротивление ΔP рассчитывается по методу Локкарта-Мартинелли, согласно которому потери давления на трение двухфазного потока выражают через аналогичную величину для одной, например, жидкой фазы $(dP/dL)_{ж}$:

$$(dP/dL) = \Phi_{ж}^2 (dP/dL)_{ж},$$

причем $(dP/dL)_{ж} = C_f (\rho_w)^2 (1-x)^2 / (2\rho_{ж})$,

где коэффициент трения для турбулентного течения

$$C_f = 0,3164 Re_{ж}^{-0,25},$$

а критерий Рейнольдса для жидкости

$$Re_{ж} = (\rho_w)(1-x)d/\mu_{ж}.$$

Параметр $\Phi_{ж}$ вычисляют с помощью соотношения

$$\Phi_{ж} = \Phi_{п}/X_{tt} = X_{tt}^{-1} + 2,85 X_{tt}^{-0,48},$$

в котором $\Phi_{п} = 1 + 2,85 X_{tt}^{0,52}$ [5], а параметр Мартинелли-Нельсона X_{tt} определяется по формуле

$$X_{tt} = \frac{\left(\frac{dP}{dL}\right)_{ж}}{\left(\frac{dP}{dL}\right)_{п}} = \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_{п}}\right)^{0,1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_{п}}{\rho_{ж}}\right)^{0,5}.$$

После перехода от дифференциалов к конечным разностям уравнение для нахождения гидравлического сопротивления принимает вид

$$\Delta P = 0,5 \Phi_{ж}^2 \zeta (\rho_w)^2 (1-x)^2 / \rho_{ж} L / d.$$

Длину канала – одного хода хладагента

L – получают из теплового баланса

$$q \pi d_{вн} L = 0,25 \pi d_{вн}^2 (\rho_w) r (x_2 - x_1).$$

Число таких ходов, или же число подводов хладагента, $n = G/(\rho_w)_{opt}$, где G – общий расход хладагента через испаритель. Для заданной тепловой нагрузки (холодопроизводительности) Q_0 оптимальная внутренняя поверхность теплообмена определяется соотношением $F_{opt} = Q_0 / q_{max}$.

В правую часть исходного уравнения для нахождения плотности теплового потока q входит Δt_0 , которое определяется падением давления в канале ΔP , зависящим в свою очередь от длины канала L . Поскольку последняя выражается из приведенного выше теплового баланса через q , то упомянутое уравнение является трансцендентным вида $q = f(q)$ и решается итерационным способом. Максимальному из значений q , вычисленных для ряда величин rw , соответствует оптимальная массовая скорость $(rw)_{opt}$.

Оптимальные массовые скорости в воздухоохладителе для R-142B и н-бутана оказались меньшими, чем рекомендуются для R-22 при одинаковых геометрических характеристиках ребристых теплообменных поверхностей, а оптимальные массовые скорости хладагента $(rw)_{opt}$ в гладких трубках генератора – меньше, чем для оребренных трубок.

3. Выводы и перспективы дальнейшего использования результатов

Разработанная методология проектирования испарителей внутритрубного кипения включает в себя расчет граничного паросодержания $x_{гр}$, соответствующего резкому ухудшению теплоотдачи на завершающей стадии испарения (при осушении стенки трубки с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению), и оптимальных, обеспечивающих максимальные плотности теплового потока, массовых скоростей хладагента и соответствующих им геометрических и конструктивных характеристик аппаратов.

Результаты расчетов показали, что оптимальные массовые скорости в воздухоохладителе для R-142B и н-бутана меньше, чем рекомендуются для R-22 при одинаковых геометрических характеристиках ребристых теплообменных поверхностей, а оптимальные массовые скорости хладагента $(rw)_{opt}$ в гладких трубках генератора – меньше, чем для оребренных трубок.

Литература

1. Комплексне використання утилізаційних енергоустановок на КС для підвищення ефективності ГПА / Б.Д. Білека, С.П. Васильєв, В.М. Клименко, В.М. Коломєєв, В.І. Избаш, Д.А. Костенко, В.А. Кривуця // Нафтова і газова промисловість.– 2000.– № 4.– С. 40 – 43.
2. Билека Б.Д., Васильев Е.П., Кабков В.Я. Автономное электроснабжение компрессорных станций с газотурбинным приводом ГПА на основе теплоутилизационных энергоустановок на низкокипящих рабочих телах // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 2002.– Вып. 31. Двигатели и энергоустановки.– С. 14 – 16.
3. Радченко Н.И., Сирота А.А. Теплоутилизующие контуры на низкокипящих рабочих телах для ДВС / Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.– Харьков: ХАИ, 2002.– Вып. 31. Двигатели и энергоустановки.– С. 17 – 19.
4. Hewitt G.F., Govan A.H. Phenomenological modelling of non-equilibrium blows with phase change // Int. J. Heat Mass Transfer.– 1990.– Vol. 33.– P. 243-252.
5. Soliman M., Schuster J.R., Berenson P.J. A general heat transfer correlation for annular flow condensation // Trans. ASME: Serie C.– 1968.– Vol.90, № 2.– P. 267 – 276.

Поступила в редакцию 03.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Г.А. Горбенко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; канд. техн. наук, доцент Г.Б. Талда, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков.