

УДК 621.517:621.59

В.М. Арсеньев, канд. техн. наук, проф.,**С.М. Ванеев**, канд. техн. наук, доц.**М.Г. Прокопов**, науч. сотр., **М.И. Проценко**, аспирант**Ю.С. Мерзляков**, аспирант

Сумский государственный университет

СТРУЙНАЯ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Рассмотрена струйная термотрансформаторная установка для целей теплонасосного теплоснабжения. Приведено описание принципиальной схемы. Изложена концепция моделирования рабочего процесса основного компонента установки. Дана прогнозная оценка энергоэффективности установки.

Ключевые слова: термотрансформатор, жидкостно-паровой струйный компрессор, коэффициент преобразования, эксергетическая эффективность.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Энергосбережение и экологическая чистота теплоснабжения объектов коммунальных и промышленных предприятий являются важнейшими проблемами отечественной экономики.

Основная задача теплоснабжения, например отопления, заключается в компенсации необратимых потерь тепла через изолирующие поверхности в окружающую среду путем подвода необходимого теплового потока с определенной долей эксергии. При создании греющего теплового потока используются различные методы формирования требуемого количества эксергии. Традиционный способ теплоснабжения, связанный с потреблением практически чистых потоков эксергии (например, химической эксергии топлива или электроэнергии) в различного рода теплогенерирующих устройствах характеризуются самыми низкими показателями эффективности энергетических преобразований.

Анализ исследований и публикаций.

Современная оценка энергетической эффективности любого способа теплоснабжения выполняется путем сопоставления необходимого и затрачиваемого количества эксергии, [1, 2].

Для достижения в системах теплоснабжения более высоких значений коэффициента преобразования по полной цепи от первичного энергоресурса, COP_{Σ} , предлагается новое решение при комбиниро-

вании прямого и обратного циклов с реализацией принципа струйной термокомпрессии [3,4]. Данный принцип предполагает инжектирование и сжатие пара низкого давления рабочей паровой струей, формирующейся за счет вскипания подаваемой в активное сопло недогретой до насыщения жидкости.

Постановка задачи.

Целью представления материала данной статьи является:

- описание принципиальной схемы термотрансформатора;
- основные положения модели рабочего процесса;
- расчет прогнозируемых показателей энергоэффективности рассматриваемого термотрансформатора.

Изложение материала и результаты.

Схема установки, в которой совмещается прямой и обратный цикл с реализацией принципа струйной термокомпрессии представлена на рис. 1.

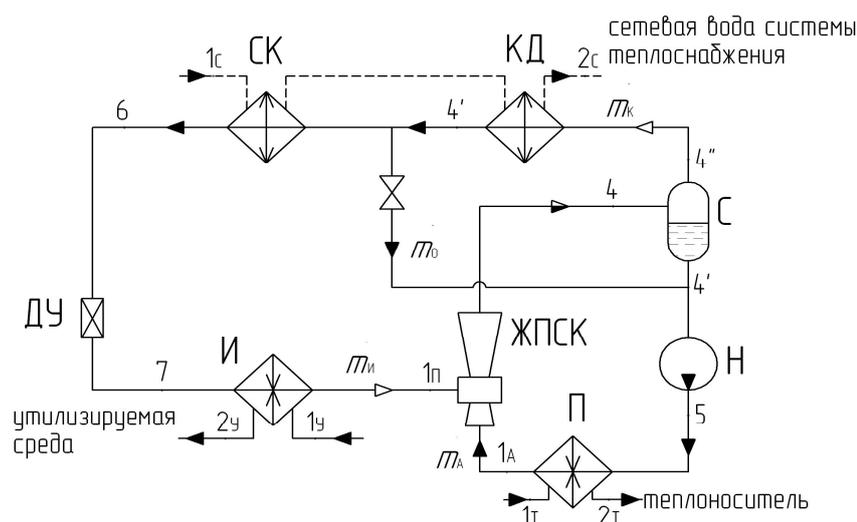


Рис. 1. Принципиальная схема струйной термотрансформаторной установки

Жидкостно-паровой струйный компрессор ЖПСК, сепаратор С, насос Н, подогреватель П объединены в замкнутый по жидкой фазе рабочего вещества циркуляционный контур, реализующий прямой цикл преобразования энергии ($1_A - 4 - 4' - 5 - 1_A$). ЖПСК в данной установке выполняет для прямого цикла функцию парогенератора и расширительной машины, а для обратного цикла ($1_{II} - 4 - 4'' - 6 - 7 - 1_{II}$) – функцию компрессора. В сепараторе поддерживается требуемое давление конденсации, p_K при температуре насыщения $t_K(p_K)$. Насос отбирает жидкость из сепаратора и подает ее при давлении $p_O > p_K$ в подогреватель, откуда с температурой

$T_0 > T_K$ она поступает в активное сопло ЖПСК, обеспечивая откачивание пара из испарителя, подводимого к пассивному соплу компрессора. Паровая фаза рабочего вещества из сепаратора поступает в конденсатор КД, далее образовавшийся конденсат после переохлаждения в субкулере СК дросселируется в дроссельном устройстве ДУ и подается в испаритель, где за счет теплообмена с утилизируемой средой или промежуточным хладоносителем образуется пар низкого давления, формирующий пассивный поток для ЖПСК. За счет перепроизводства пара в ЖПСК часть конденсата с массовым расходом \dot{m}_O необходимо вернуть в сепаратор для поддержания постоянства расхода \dot{m}_A в жидкостном циркуляционном контуре. Указанные выше 4 компонента установки, объединенные по циркуляционному контуру, образуют струйный термокомпрессорный модуль термотрансформатора, СТК-модуль, который функционально аналогичен механическому компрессору в моновалентных пароконпрессорных тепловых насосах.

Модель, рассматривающая движение одномерных потоков через контрольное пространство с учетом всех форм энергообмена с внешней средой и диссипации энергии внутри пространства, базируется на методе исследования реальных процессов в квазиравновесном приближении. При этом необратимость реальных поточных процессов учитывается введением опытных коэффициентов, чаще всего скоростных коэффициентов проточных частей.

В основу моделирования рабочего процесса в ЖПСК приняты следующие положения и допущения:

1. Определяющее влияние на процесс релаксационного парообразования в канале активного потока оказывает температура и начальный недогрев жидкости.
2. Жидкость в канале активного потока в момент начала фазового перехода находится в метастабильном состоянии.
3. Дисперсность дробления (распыливания) жидкой фазы рабочего вещества в сечении инверсии (перехода к парокапельному потоку) обусловлена высокочастотной генерацией из пристенного слоя мелких пузырьков пара. Процесс дробления жидкой фазы продолжается при дальнейшем расширении потока в канале активного сопла.

В основу термодинамической модели рабочего процесса ЖПСК положены следующие уравнения в одномерном приближении:

1. уравнение состояния двухфазной среды, как выражение для удельного объема

$$v = v_{\text{ж}}(t_{\text{ж}}) + x \cdot [v_{\text{п}}(t_{\text{п},p}) - v_{\text{ж}}(t_{\text{ж}})], \quad (1)$$

где $v_{\text{ж}}(t_{\text{ж}})$ – удельный объем жидкости при соответствующей температуре;

$v_{\text{п}}(t_{\text{п},p})$ – удельный объем пара при соответствующей температуре насыщения;

x – массовое паросодержание;

2. уравнение сохранения массы,

$$d \left[\frac{w(z) \cdot F(z)}{v} \right] = 0, \quad (2)$$

где $w(z)$ – линейная скорость по продольной координате z ;

$F(z)$ – площадь сечения по продольной координате;

3. уравнение фазового перехода, характеризующее степень завершенности фазового перехода,

$$dx = \chi(z) \cdot \frac{v}{w(z)} dz, \quad (3)$$

где $\chi(z)$ – коэффициент по продольной координате;

4. уравнение сохранения энергии (полной энтальпии),

$$d \left\{ h_{\text{ж}}(t_{\text{ж}}) + x \cdot [h_{\text{п}}(t_{\text{п},p}) - h_{\text{ж}}(t_{\text{ж}})] + \frac{w^2(z)}{2} \right\} = 0, \quad (4)$$

где $h_{\text{ж}}(t_{\text{ж}})$ – удельная энтальпия жидкости при соответствующей температуре;

$h_{\text{п}}(t_{\text{п},p})$ – удельная энтальпия пара при соответствующей температуре насыщения;

5. уравнение сохранения количества движения (механической энергии)

$$d[\dot{m}_1 \cdot w_1(z) - \dot{m}_2 \cdot w_2(z)] = -F(z) \cdot dp - \tau \cdot \Pi(z) \cdot dz, \quad (5)$$

где \dot{m}_1, \dot{m}_2 – массовые расходы в соответствующих точках;

τ – касательное напряжение;

$\Pi(z)$ – периметр сечения по продольной координате;

6. уравнение производства энтропии.

$$d \{ s_{\text{ж}}(t_{\text{ж}}) + x \cdot [s_{\text{п}}(t_{\text{п},p}) - s_{\text{ж}}(t_{\text{ж}})] \} > 0, \quad (6)$$

где $s_{ж}(t_{ж})$ – удельная энтропия жидкости при соответствующей температуре;

$s_{п}(t_{п,p})$ – удельная энтропия пара при соответствующей температуре насыщения;

Данные уравнения дополняются уравнением кинетики фазового перехода для i -той группы капель, уравнением статического распределения по размерам капель жидкости, зависимостями для расчета скорости звука в двухфазной среде, геометрии канала и касательного напряжения на стенке.

Критериями согласования и достоверности результатов расчета является равенство массовых паросодержаний в моделях сплошной и дискретной жидкой α -сред для каждого j -ого сечения; равенство величин суммарного производства энтропии в потоке и ее приращение, определяемое методом итераций по значению расчетного коэффициента скорости; равенство коэффициентов эжекции, по итерационному процессу расчета энтальпии потока смешения на выходе из ЖПСК.

В отличие от парозежекторных термотрансформаторов, в которых соблюдается равенство расходов конденсата и пара, образующегося в испарителе, в рассматриваемом устройстве имеет место перепроизводство пара за счет вскипания жидкости в активном потоке, т.е. $\dot{m}_к > \dot{m}_и$.

Для оценки энергоэффективности рассматриваемой установки могут быть использованы следующие величины

– коэффициент преобразования (по подводимым энергопотокам)

$$COP_{\Sigma} = u \cdot \psi_4 \cdot \frac{q_{ТН}}{q_{п} \cdot \eta_{q,п}^{-1} + l_{i,н} \cdot \eta_{M,н}^{-1}}, \quad (1)$$

где $q_{ТН} = h_{4''} - h_5$; $q_{п} = h_{1A} - h_5$; $l_{i,н} = h_5 - h_{4'}$ – удельные нагрузки на соответствующее оборудование;

h_{1A} , $h_{4'}$, $h_{4''}$, h_5 – удельные энтальпии в соответствующих точках;

u – коэффициент инжекции;

ψ_4 – коэффициент перепроизводства пара;

$\eta_{q,п}$ – коэффициент теплоиспользования подогревателя, учитывающий потери при передаче энергии первичного топливного ресурса в виде тепла;

$\eta_{M,H}$ – механический к.п.д. насоса;

– эксергетическая эффективность СТК-модуля

$$\varepsilon_{\text{СТК}} = u \cdot \psi_4 \cdot \frac{(e_{4''} - e_{1\Pi})}{q_{\Pi} \cdot \eta_{q,\Pi}^{-1} + l_{i,H} \cdot \eta_{M,H}^{-1}}; \quad (2)$$

– эксергетическая эффективность термотрансформатора

$$\varepsilon_{\text{ТТФ}} = \frac{(e_{4''} - e_6)}{(e_{4''} - e_{1\Pi})} \cdot \varepsilon_{\text{СТК}}; \quad (3)$$

где $e_{1\Pi}$, $e_{4''}$, e_6 – удельные эксергии соответствующих потоков.

На основании данной методики был разработан программный продукт для расчета параметров термотрансформатора с использованием струйной термокомпрессии. Результаты расчетов достижимых характеристик термотрансформатора на хладагентах R142b, R134a, R600 представлены на рис. 2.

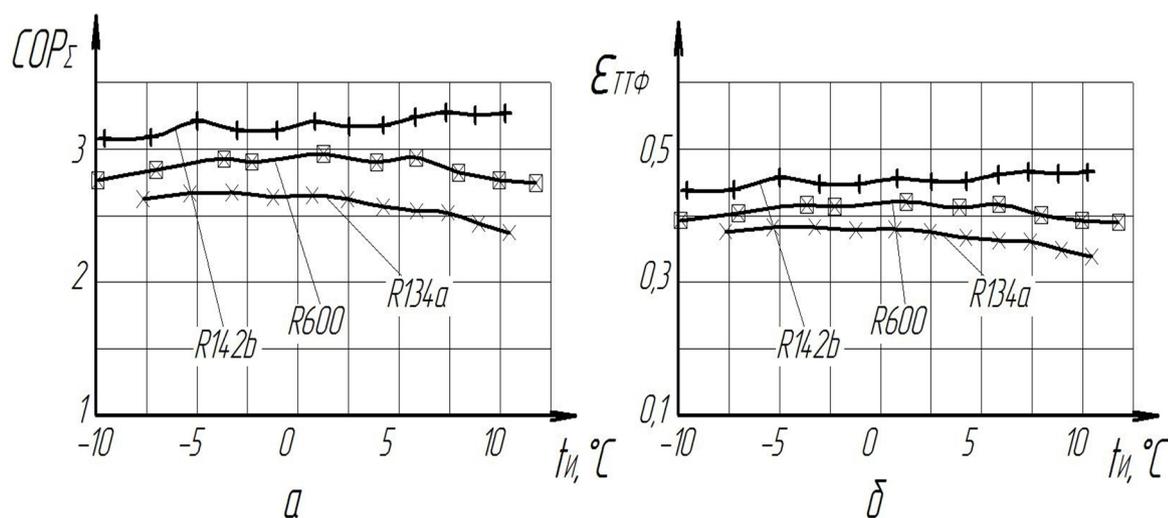


Рис. 2. Зависимость достижимых параметров энергоэффективности термотрансформатора от температуры в испарителе: $t_K=70^\circ\text{C}$, $t_{1A}-t_5=2^\circ\text{C}$, $\eta_{q,\Pi}=0,96$, $\eta_{M,H}=0,9$

Анализ расчетов показал, что коэффициент преобразования по полной цепи от первичного энергоресурса практически не меняется в зависимости от температуры в испарителе и достигает значений равных порядка 2,5–3,5, в частности для парокомпрессорных и абсорбционных тепловых насосов этот показатель лежит в интервале значений 1,5–2. Наилучшие показатели достигаются на хладагенте R142b, но данный хладагент является озоноразрушающим и в таком случае лучше использовать R134a либо R600. Также были рассчитаны пока-

затели энергоэффективности на зеотропных смесях холодильных агентов, но их значения оказались ниже по сравнению с представленной на графике группой холодильных агентов. Что касается эксергетической эффективности данного термотрансформатора на рассматриваемых хладагентах, то лучшие расчетные значения также достигаются для хладагента R142b.

Выводы.

1. Применение термокомпрессии в круговом процессе хладагента позволяет построить новый эффективный цикл преобразования энергии, в котором процессы сжатия рабочего тела и подвода энергии в форме тепла осуществляются в одном блоке – струйном термокомпрессорном модуле, который обеспечивает термотрансформацию низкопотенциального теплового потока для целей теплоснабжения.

2. Разработанный численный метод расчета параметров рабочего процесса в ЖПСК базируется на решении системы уравнений одномерного адиабатного течения двухфазной парокапельной среды с учетом условий предельной инжекции на входе в камеру смешения переменной площади сечения, диссипации энергии и линейного распределения статического давления по длине канала камеры смешения.

3. Анализ расчетных параметров цикла и энергетических характеристик термотрансформатора свидетельствует о перспективности данного способа теплоснабжения – как альтернативы котельному отоплению.

Список литературы

1. Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Тсатсаронис Дж.; под ред. Т.В. Морозюк. – Одесса: Студия «Негоциант», 2002. – 152с.
2. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т.В. Морозюк. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712с.
3. Марченко В.Н. Струйная термокомпрессорная установка: назначение, принцип действия, термодинамическая модель и результаты расчетных исследований рабочего процесса / В.Н. Марченко, Н.А. Жиленко // Вісник Сумського державного університету. – 2004. – №13 (72). – С. 50–60.
4. Парова термотрансформатора установка №28398: деклараційний патент на корисну модель. – Україна, МПК (2006) F25B 1/00. Опубл. 10.12.2007.

Стаття надійшла до редколегії 17.05.2011.

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.П. Кононенко

В.М. Арсеньєв, С.М. Ванєєв, М.Г. Прокопов, М.І. Проценко, Ю.С. Мерзляков. Струменева термотрансформаторна установка для систем теплопостачання. Розглянута струменева термотрансформаторна установка для цілей теплонасосного теплопостачання. Наведено опис принципової схеми. Викладена концепція моделювання робочого процесу основного компонента установки. Дана прогнозна оцінка енергоефективності установки.

Ключові слова: термотрансформатор, рідинно-паровий струминний компресор, коефіцієнт перетворення, ексергетична ефективність.

V.M. Arseniev, S.M. Vanyeyev, M.G. Prokopov, M.I. Protsenko, I.S. Merzlyakov. Stream Thermo-Transformer Device for Heat Supply Systems. We considered a jet thermo-transformer installation for heat pump heating. The description of the concept is provided. The predictive assessment of energy efficiency of the installation is given.

Keywords: thermo-transformer, liquid-steam jet compressor, conversion rate, energy efficiency.

© Арсеньєв В.М., Ванєєв С.М., Прокопов М.Г.,
Проценко М.І., Мерзляков Ю.С., 2011