

каждого очередного котла на величину расхода через этот котел, что сопровождается ростом гидравлических потерь в системе теплоснабжения. В связи с этим при повышенной стоимости электроэнергии ( $C_{э}=0,4$  грн./( $\text{кВт}\cdot\text{ч}$ )) включение каждого очередного котла по мере роста  $Q$  задерживается по сравнению с вариантом  $C_{э}=0,2$  грн./( $\text{кВт}\cdot\text{ч}$ ) (табл.1, 2).

2. В случае подмешивания теплоносителя на ТРС (вариант В) наблюдается аналогичная картина (табл.3, 4). Однако разница между вариантами с разными ценами на электроэнергию меньше, чем для случая с подмешиванием на котельной (вариант А). Это объясняется тем, что для варианта А по мере включения каждого последующего котла гидравлические потери в трубопроводной системе остаются неизменными.

3. Приведенные табл.1-4 могут служить режимными картами при управлении отопительными котельными в отсутствие компьютерного обеспечения.

1.Федоров А.П. Исследование влияния места подмешивания теплоносителя на экономическую эффективность отопительной системы в целом // Науковий вісник будівництва. Вип.6. – Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ, 1999. – С.154-159.

2.Федоров А.П. Выбор оптимальных величин режимных характеристик магистрального теплопровода // Коммунальное хозяйство городов: Науч.-техн. сб. Вип.18. – К.: Техніка, 1999. – С.133-137.

3.Федоров А.П., Андреев С.Ю. Оптимальное управление отопительной системой независимого типа // Науковий вісник будівництва. Вип.10. – Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ, 2000. – С.120-123.

4.Стоянов Ф.А. Оптимальное автоматизированное проектирование проточных частей осевых турбин. – К.: Наукова думка, 1989. – 176 с.

5.Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. – М.: Мир, 1975. – 536 с.

6.Геминтерн В.Н., Каган Б.Н. Методы оптимального проектирования. – М.: Энергия, 1980. – 158 с.

*Получено 12.11.2004*

УДК 621.444 + 621.577

**В.Ф.ГУБАРЬ, С.А.ГОРОЖАНКИН**, доктора техн. наук

*Донбасская национальная академия строительства и архитектуры, г.Макеевка*

## **АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ УСТАНОВОК С ТЕПЛОВЫМИ НАСОСАМИ, РАБОТАЮЩИМИ ПО ЦИКЛУ СТИРЛИНГА**

Рассматриваются параметры тепловых насосов, работающих по циклу Стирлинга. Исследована их эффективность в зависимости от температур низкопотенциальных источников теплоты, параметров систем отопления с такими термотрансформаторами.

Системы теплоснабжения являются одними из крупных потреби-

телей энергии. Для индивидуальных домов и отдельно расположенных объектов предпочтительны децентрализованные системы с локальными источниками теплоты. При этом в числе главных проблем их развития является увеличение отдачи энергии за счет более рационального ее преобразования.

Эффективным мероприятием по экономии топлива и одновременной защите окружающей среды является использование низкопотенциальных источников теплоты с помощью тепловых насосов, производство которых для систем теплоснабжения интенсивно расширяется за рубежом. В США, Западной Европе, Японии общее их количество составляет более 15 млн., наибольшее распространение получили парокомпрессионные установки. Теоретические исследования эффективности термотрансформаторов показали, что тепловые насосы, работающие по циклу Стирлинга, являются наиболее предпочтительными. Такие преобразователи энергии имеют преимущества перед другими, поскольку их термодинамический цикл приближается к циклу Карно. В США и Германии введены в строй опытные холодильные установки с машинами Стирлинга мощностью до 25 кВт и предполагается довести холодопроизводительность таких машин до 100 кВт. Полагают, что их эффективность примерно на 50% выше, чем парокомпрессионных [1].

Переход к рынку и неуклонное увеличение стоимости топлива неизбежно приведут к необходимости использования низкопотенциальных природных источников энергии с помощью термотрансформаторов, а возрастающие требования комфортности потребуют широкого внедрения комплексных теплонасосных установок, обеспечивающих как нагрев, так и охлаждение объектов. Для обеспечения высокой энергетической эффективности в сочетании с хорошими экологическими свойствами их следует создавать на базе машин Стирлинга. Для Украины тепловая мощность таких установок ориентировочно оценивается от 5 кВт и выше.

Практическую эффективность тепловых насосов определяет коэффициент преобразования (КОП) [2]. Величину КОП ни в коей мере нельзя трактовать как КПД [3]. Совершенство теплового насоса как преобразователя энергии характеризует эффективный КПД, который одновременно позволяет оценить ее основной параметр – КОП. Для природных источников тепловую энергию полагают «даровой» и тогда КОП непосредственно связан с экономичностью теплонасосной установки. Если же в качестве источника используется теплота, связанная с затратами энергии для ее получения и которая может быть применена для других целей, то эффективность установки должна определять-

ся с учетом этих затрат.

Целью исследований, приведенных в статье, является установление энергетической эффективности применения в системах локального теплоснабжения тепловых насосов, работающих по циклу Стирлинга. Работа выполнена согласно проекту Министерства образования и науки Украины.

Исследования показали, что для термотрансформаторов Стирлинга эффективный КПД падает при возрастании КОП. Характерные зависимости для установки с тепловой мощностью 64 кВт и при различных температурах теплоносителя в системе отопления и источника низкопотенциальной теплоты представлены на рис.1. Результаты получены путем вычислений параметров установки на ЭВМ методом замкнутой оптимизации [4, 5].

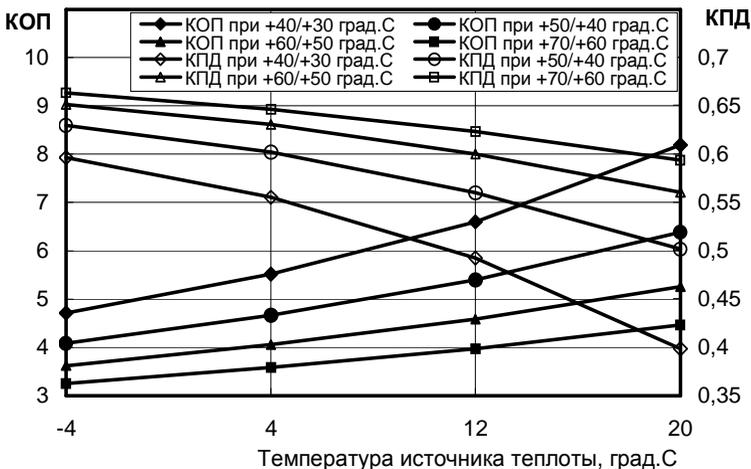


Рис.1 – КОП и эффективный КПД теплонасосной установки при различных температурах в системе отопления и источнике теплоты

Для действительных циклов термотрансформатора КОП приближается к своему максимальному вполне определенному значению, что видно из графика, приведенного на рис.2. Там же указаны значения КОП для парокомпрессионных установок по справочным данным. К сожалению, эти данные, приведенные в [6], являются осредненными для различных типов тепловых насосов, построенных на базе холодильных агрегатов, что не позволяет провести их строгую дифференциацию. Из представленных результатов следует, что установки с термотрансформаторами, работающими по циклу Стирлинга, превосходят

по величинам КОП и КПД приблизительно в 1,5 раза парокompрессионные, т.е. обладают значительно большей энергетической эффективностью.

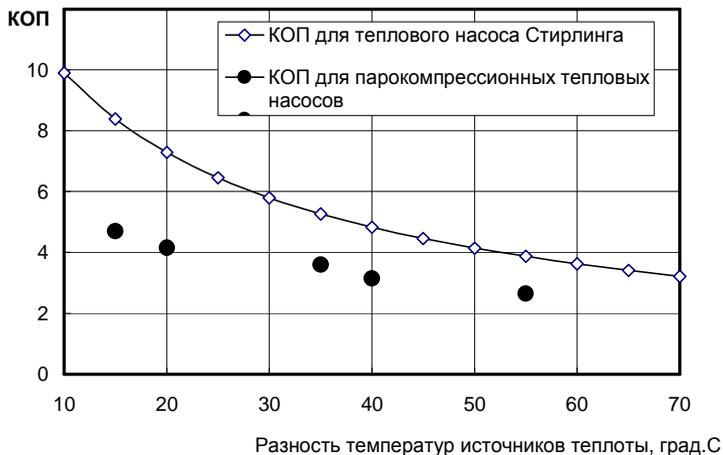


Рис.2 – Коэффициенты преобразования в зависимости от разности температур в системе отопления и источнике теплоты

Из рабочих тел для внутреннего контура теплового насоса Стирлинга наилучшим, благодаря своим теплофизическим характеристикам, является водород, незначительно уступает ему гелий. В двигателях используют тот и другой газ, но применение водорода вызывает охрупчивание металлов и сплавов, из которых изготовлены наиболее теплонапряженные детали «горячей» части.

У термотрансформаторов систем теплоснабжения максимальные температуры рабочего тела не превышают 400 К, поэтому вышеуказанная проблема для них практически снимается и применение водорода вполне оправдано. Следует также учитывать, что стоимость водорода значительно ниже стоимости гелия, а его природные запасы практически безграничны.

Наиболее дешевым и доступным рабочим телом является воздух. Его применение имеет преимущество в том, что пополнение в случае утечек из внутреннего контура может обеспечиваться с помощью собственного компрессора, входящего в состав вспомогательных агрегатов, или из баллонов с запасом воздуха под высоким давлением. При использовании воздуха КПД и КОП оказываются меньше, чем для водорода или гелия, однако это снижение может быть значительно ком-

пенсировано уменьшением эксплуатационных затрат благодаря удешевлению конструкции, а также упрощению обслуживания установки.

Для оценки возможностей использования воздуха в качестве рабочего тела термотрансформаторов проведены сравнительные исследования параметров установок с одинаковой тепловой мощностью, в которых применены водород, гелий и воздух.

Из полученных зависимостей следует, что при замене водорода гелием уменьшение КПД составляет 4-6%, а при замене водорода воздухом – в среднем 29%. Если температура теплоносителя в системе отопления не превышает +50 °С, а в источнике низкопотенциальной теплоты она не ниже 0 °С, то КОП составляет не менее 3 даже для воздуха (см. рис.3). Такое значение приемлемо для практического применения, поэтому воздух может быть использован в качестве рабочего тела, особенно на первых этапах экспериментов, отработки конструкций и внедрения установок для систем теплоснабжения.

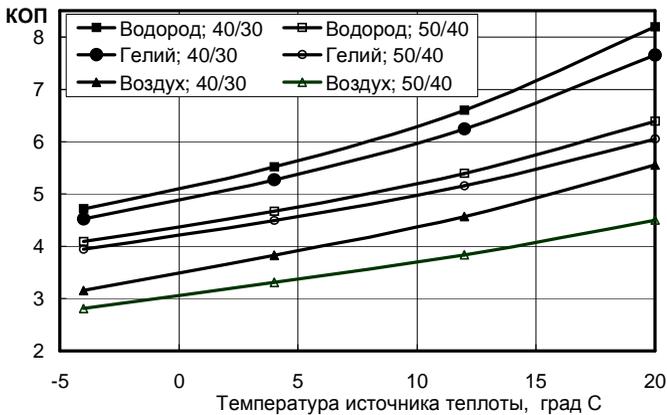


Рис.3 – КОП теплового насоса для различных рабочих тел – воздуха, гелия и водорода

Проведенные исследования, результаты расчетов и оптимизации параметров теплонасосных установок с термотрансформаторами Стирлинга позволяют сделать следующие выводы:

- тепловые насосы, работающие по циклу Стирлинга, эффективнее парокомпрессионных машин, их КПД и коэффициенты преобразования сохраняют приемлемые значения при разности температур потребителя и источника низкопотенциальной теплоты до 70 °С;
- применение водорода в качестве рабочего тела во внутреннем контуре таких термотрансформаторов наиболее эффективно. Допус-

тимо также использование в этих целях воздуха, несмотря на то, что относительное снижение КПД при этом достигает 30%.

Исследования параметров теплонасосных установок с термотрансформаторами, работающими по циклу Стирлинга, проведены в диапазоне тепловой мощности от 10 до 400 кВт и показали, что имеются основания для реализации проектирования и внедрения систем локального теплоснабжения с такими установками.

1. Кириллов Н.Г. Как бороться с холодильниками?

<http://subscribe.ru/archive/media.news.press.epr/200402.09.12.03>.

2. Хайнрих Г., Найорк Х., Нестлер В. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения. – М.: Стройиздат, 1985. – 351с.

3. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа. – М.: Энергия, 1973. – 296с.

4. Горожанкин С.А. Метод замкнутой оптимизации для анализа параметров действительных циклов машин Стирлинга // Вісник Донбаської державної академії будівництва і архітектури. Вип.2000-5(25). – Макіївка: ДонДАБА, 2000. – С.14-18.

5. Горожанкин С.А. Математическое моделирование термотрансформаторов и обратных циклов Стирлинга // Коммунальное хозяйство городов: Науч.-техн. сб. Вып.38. – К.: Техніка, 2002. – С.182-189.

6. Быков А.В., Калынь И.М., Крузе А.С. Холодильные машины и тепловые насосы. – М.: Агропромиздат, 1988. – 288с.

*Получено 05.11.2004*

УДК 628.144 : 628.315

Н.Л.РЯБЧИКОВ, д-р техн. наук, О.А.ШЕВЧЕНКО, канд. техн. наук  
*Українська інженерно-педагогічна академія, г.Харьків*

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ УСТРОЙСТВ ОЧИСТКИ КОММУНАЛЬНЫХ ТРУБ**

На основе моделирования напряженно-деформированного состояния вредных отложений, образующихся в трубах, решена задача теории упругости при воздействии на отложения инструментом, разрушающим их. Определены геометрические параметры инструмента, создающего наибольшие по интенсивности напряжения в отложениях.

Очистка труб от отложений является важной народно-хозяйственной задачей. Эта проблема является как экономической, поскольку вредные отложения, нарастающие на внутренней поверхности труб, снижая проходное сечение, резко повышают затраты на транспортирование жидкости, так и экологической, поскольку эти отложения в ряде случаев являются небезопасными.

Проблемы, возникающие при появлении отложений на стенках труб, описаны в [1]. Некоторые теоретические и практические аспекты проектирования устройств для очистки труб отражены в [2, 3].

В некоторых случаях [4] для очистки труб используется устрой-