

ЛИТЕРАТУРА

1. Дячек, П. И. Моделирование микроклимата отапливаемых помещений / П. И. Дячек, А. Э. Захаревич // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2009. – № 2. – С. 34–47.
2. Разработка программного продукта и численное исследование распределения параметров микроклимата в отапливаемых помещениях в условиях естественной конвекции [Электронный ресурс]: отчет о НИР (заключ.) / БНТУ; рук. П. И. Дячек; исполн. А. Э. Захаревич. – Минск, 2008. – 80 с. – № ГР 20080666.
3. Табунщиков, Ю. А. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий / Ю. А. Табунщиков, М. М. Бродач. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2002. – 194 с.
4. Сотников, А. Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции / А. Г. Сотников // Теория, техника и проектирование на рубеже столетий: в 2 т. – СПб: АТ-Publishing, 2007. – Т. 2, ч. 2. – 512 с.
5. З д а н и я жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях: ГОСТ 30494–96. – Минск: Минстройархитектуры Респ. Беларусь, 1999. – 20 с.
6. Богословский, В. Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха): учеб. для вузов / В. Н. Богословский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1982. – 415 с.
7. Банхиди, Л. Тепловой микроклимат помещений: расчет комфортных параметров по теплоощущениям человека / Л. Банхиди; пер. с венг. В. М. Беляева; под ред. В. И. Прохорова и А. Л. Наумова. – М.: Стройиздат, 1981. – 248 с.
8. Nilsson, H. O. Comfort climate evaluation with thermal manikin methods and computer simulation models / H. O. Nilsson, I. Holmer // Indoor Air. – 2003. – Vol. 13. – P. 28–37.

Представлена кафедрой
теплогазоснабжения и вентиляции

Поступила 25.05.2009

УДК 621.561

ПАКЕТ ПРИКЛАДНЫХ ПРОГРАММ ДЛЯ КОМПЛЕКСНОГО АНАЛИЗА КОМПРЕССИОННЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Инж. ЗДИТОВЕЦКАЯ С. В., докт. техн. наук, проф. ВОЛОДИН В. И.

Белорусский государственный технологический университет

Перспективным направлением в области энергосбережения является использование в системах теплоснабжения низкопотенциальной теплоты с температурой до 50 °С с помощью компрессионных тепловых насосов. Для прогнозирования их работы и проектирования новых систем требуется инструмент, позволяющий проводить совместный анализ параметров цикла, теплообменников контура и элементов обвязки данных устройств с учетом необратимых потерь, в том числе при нестационарном режиме работы. Предлагаемые методы анализа не отвечают этому требованию [1–3]. В отличие от них в данной работе поставленная задача решается на основе разработанных сопряженной модели и пакета прикладных программ для анализа компрессионных тепловых насосов.

Метод анализа основан на усовершенствованной математической модели [1], включающей совместное рассмотрение термодинамических и теплогидравлических процессов в контуре одно- и двухступенчатого теплового насоса с основным рекуперативным теплообменным оборудованием и вспомогательными элементами обвязки, представленной в виде системы нелинейных уравнений с замыкающими соотношениями и процедурой оптимизации теплообменников. При решении сопряженной задачи нестационарные процессы в теплообменниках принимаются как квазистационарные на временном интервале dt . Модель реализована численно в виде пакета прикладных программ HEATTR.

Численная реализация сопряженной модели включает в себя вложенные итерационные процессы при расчете цикла и теплообменников, что требует разработки устойчивой расчетной схемы. Задача обеспечения сходимости была решена на основании комбинации итерационных методов простой и модифицированной простой итерации, метода Вегстейна, а также метода оптимизации золотого сечения.

Программный код для расчета теплового насоса с теплообменниками написан на алгоритмическом языке Фортран. Пакет прикладных программ HEATTR является замкнутым и использует собственные коды и встроенные функции Фортрана. Он включает в себя разработанные программы для расчета параметров цикла и теплообменников, которые взаимосвязаны между собой, что позволяет осуществлять сопряженный расчет тепловых насосов. Пакет содержит также вспомогательные подпрограммы для расчета коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления, физических свойств хладагентов и технологических сред: воды, воздуха, этиленгликоля и других. Сформирована база данных с параметрами компрессоров, которая может расширяться.

Блок-схема пакета HEATTR представлена на рис. 1. Расчетная схема теплового насоса в соответствии с блок-схемой состоит из четырех уровней. Первый уровень (ICIC = 1) позволяет рассчитывать параметры цикла при идеальном или реальном сжатии в компрессоре. Для определения температуры после идеального и реального сжатия в компрессоре используется метод золотого сечения. На втором уровне (ICIC = 2) рассчитываются параметры цикла совместно с проектным оптимизационным расчетом теплообменников. Расчет включает внешние и внутренние итерации. В качестве внутренней переменной выступает поверхность теплообмена, а в качестве внешней – потери давления со стороны хладагента, влияющие на подачу компрессора. Третий уровень (ICIC = 3) предполагает поверочный расчет теплового насоса, а также анализ его работы в нерасчетных условиях при изменении внутренних и внешних условий. Расчет проводится методом вложенных итераций. В первом приближении задаются температуры кипения и конденсации, значение которых в процессе расчета уточняется. На четвертом уровне (ICIC = 4) проводится индивидуальный проектный или поверочный расчет теплообменников контура теплового насоса и технологических контуров, связанных с источником и потребителем теплоты.

Достоверность рассмотренного метода анализа подтверждена сравнением с опытными данными в процессе проведения вычислительного эксперимента [4].

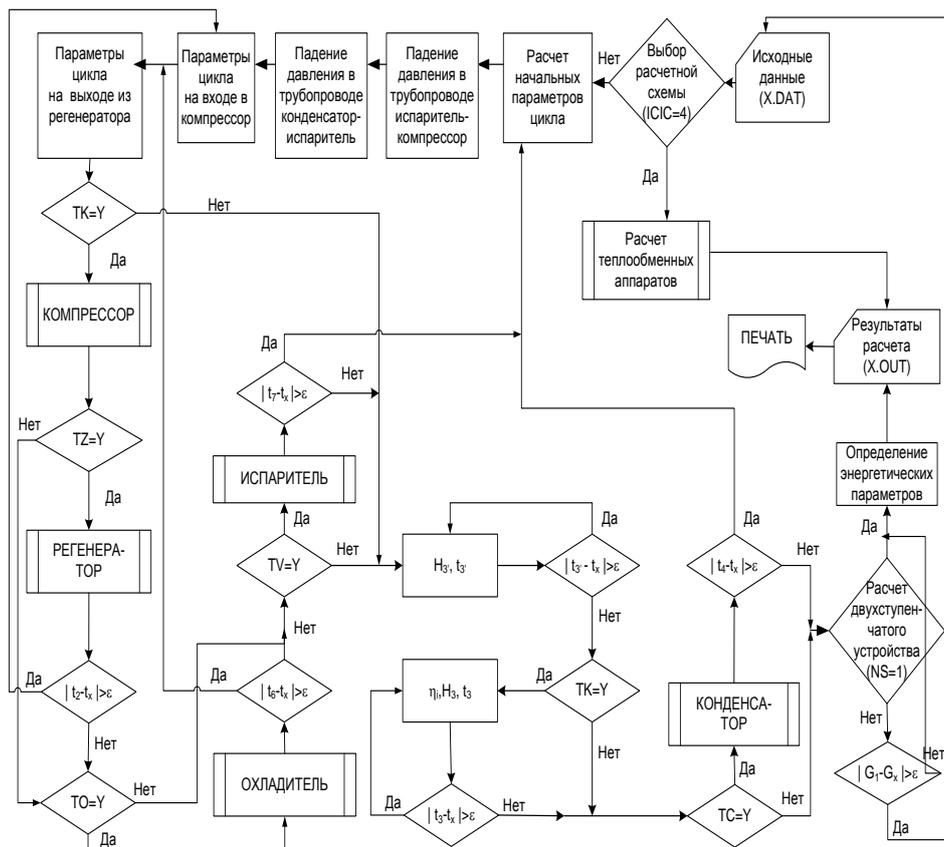


Рис. 1. Блок-схема пакета прикладных программ HEATTR

Для проведения расчетов с использованием пакета и в соответствии с выбранным уровнем формируются файлы исходных данных. В простейшем случае расчета цикла теплового насоса задаются температуры кипения и конденсации соответственно на входе испарителя и конденсатора, максимально допустимые потери давления, параметры или марка компрессора и используемый хладагент, а также пределы изменения режимных температурных параметров во вспомогательном оборудовании – регенераторе и охладителе. При проведении сопряженного проектного или поверочного расчета совместно с теплообменниками дополнительно задаются параметры, отражающие их конструктивные особенности и особенности технологических сред. А при оптимизационных расчетах задается область определения оптимизируемых режимных и конструктивных параметров, включая явные и неявные ограничения. После завершения расчета его результаты записываются в файлы в виде таблиц, которые могут использоваться в виде приложений в отчетах и пояснительных записках. В результате расчета определяются давление и температура хладагента в характерных точках цикла, теплопроизводительность (холодопроизводительность), коэффициент преобразования (холодильный коэффициент), мощность, потребляемая компрессором, насосами и вентиляторами теплообменников, масса и габариты аппаратов, стоимость генерируемой теплоты. При расчете двухступен-

чатого устройства результаты расчета записываются в соответствующие файлы, относящиеся ко второй ступени.

Для иллюстрации возможностей пакета HEATTR рассмотрим результаты вычислительного эксперимента. Исследовался одноступенчатый компрессионный тепловой насос для утилизации теплоты вытяжного воздуха приточно-вытяжной вентиляции производственного помещения в холодное время года. Конденсатор и испаритель устанавливаются в воздуховодах. Анализ свидетельствует о том, что данный вопрос недостаточно проработан и реальные технические решения не нашли отражения в специальной литературе. Можно назвать лишь упоминания в [3, 5] о данном направлении без учета особенностей работы теплового насоса. В настоящем исследовании проведен анализ возможности использования теплового насоса в системе вентиляции. Особенностью является тот факт, что источник низкопотенциальной теплоты имеет более высокую температуру, чем потребитель. Поверхности теплообмена воздушных испарителя и конденсатора выполнены из биметаллических ребристых труб. Диаметр стальной несущей трубы в испарителе 14×1 мм, спиральные алюминиевые ребра имеют высоту 8 мм, толщину 0,5 мм, шаг оребрения 6,3 мм. Число рядов труб по ходу воздуха – 10. В конденсаторе диаметр трубы составляет 12×1 мм, высота ребра – 7 мм, толщина – 0,3 мм, шаг оребрения – 0,3 мм, число рядов труб по ходу воздуха – 6. В состав установки входит компрессор ХГВ-14, работающий на хладагенте R22. Источник теплоты – вытяжной воздух с температурой 24 °С. Нагреваемая среда – приточный воздух с переменной температурой от -10 до 6 °С, которая соответствует усредненным климатическим условиям г. Минска. Расход воздуха поддерживается постоянным согласно санитарно-гигиеническим требованиям.

Из данных рис. 2 видно, что приточный воздух с температурой t_{n1} , поступающий в конденсатор, нагревается до температуры t_{n2} . Температура нагретого воздуха t_{n2} растет приблизительно линейно при изменении температуры наружного воздуха от -10 до 6 °С. Подогрев в конденсаторе в среднем соответствует $8,9$ °С. В связи с тем, что температура подогретого приточного воздуха должна составлять $t_n = 18$ °С, требуется его дополнительный подогрев в калорифере.

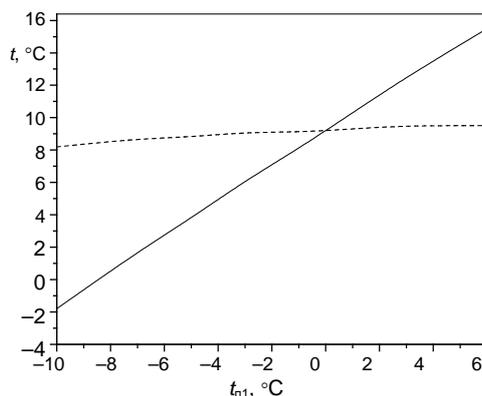


Рис. 2. Изменение температуры нагретого воздуха и подогрева приточного воздуха в конденсаторе: — — температура нагретого воздуха t_{n2} ; - - - - подогрев приточного воздуха в конденсаторе ($t_{n2} - t_{n1}$)

Доля снижения потребления теплоты калорифером при использовании теплового насоса определяется по формуле

$$\varepsilon_Q = \frac{Q - Q_{\text{тр}}}{Q_{\text{тр}}}, \quad (1)$$

где Q – теплопроизводительность теплового насоса, кВт; $Q_{\text{тр}}$ – требуемый тепловой поток конденсатора, кВт.

Возможны три случая:

- $\varepsilon_Q < 0$ – теплопроизводительности теплового насоса недостаточно;
- $\varepsilon_Q = 0$ – теплопроизводительность соответствует требуемой величине;
- $\varepsilon_Q > 0$ – теплопроизводительность является избыточной.

Из рис. 3 следует, что теплопроизводительности теплового насоса недостаточно для подогрева приточного воздуха. С ростом температуры приточного воздуха от -10 до 6 °С теплосъем в конденсаторе увеличивается с 13,67 до 16,06 кВт. При этом перепад давления в конденсаторе со стороны хладагента при -10 °С составляет 19 кПа, а при 6 °С – 17,3 кПа. Необратимые потери снижают теплопроизводительность на 8 %. С учетом результатов вычислительного эксперимента, представленных на рис. 2 и 3, для граничных значений $t_{\text{п1}}$, равных -10 и 6 °С, показатель ε_Q соответственно равен $-0,71$ и $-0,22$.

Пакет прикладных программ может также использоваться для прогнозирования работы холодильно-нагревательных и холодильных машин, которые от тепловых насосов отличаются областью режимных параметров.

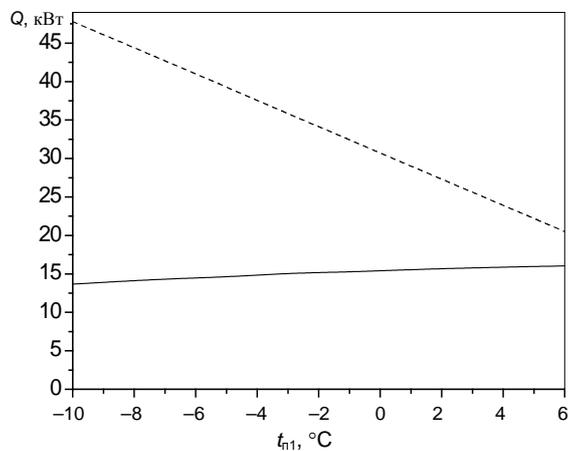


Рис. 3. Изменение теплопроизводительности теплового насоса и теплового потока: — — теплопроизводительность теплового насоса; - - - - требуемый тепловой поток

ВЫВОДЫ

1. Разработанный пакет прикладных программ позволяет проводить совместный анализ параметров цикла, теплообменников контура и элементов

обвязки тепловых насосов с учетом необратимых потерь, в том числе и при нестационарном режиме работы, и может использоваться для проектирования новых систем и прогнозирования их работы в нерасчетных условиях.

2. Проведено исследование работы теплового насоса в системе приточно-вытяжной вентиляции для снижения потребления теплоты калорифером в холодное время года. При изменении температуры приточного воздуха от -10 до 6 °С коэффициент преобразования соответственно равен 6,04 и 4,22, что уменьшает потребление теплоты калорифером на 29–78 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. В о л о д и н, В. И. Комплексный подход к расчету параметров компрессионной холодильной машины / В. И. Володин // Холодильная техника. – 1998. – № 2. – С. 8–10.
2. Б ы к о в, А. В. Холодильные машины и тепловые насосы / А. В. Быков, И. М. Калинин, А. С. Крузе. – М.: Агропромиздат, 1988. – 286 с.
3. Б у б я л и с, Э. Процессы энергопереноса в тепловых насосах / Э. Бубялис, В. Макарявичус; под ред. А. Жукаускаса. – Вильнюс: Мокслас, 1990. – 186 с.
4. В о л о д и н, В. И. Тепловой расчет молокоохладительной установки при нестационарном режиме работы / В. И. Володин, С. В. Здитовецкая // Heat and Mass Transfer: Proc. of V Int. Forum, Minsk, 24–28 May 2004, Vol. 10 [Электронный ресурс]. – Минск, 2004. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM): зв., цв. – 6 с.
5. Ж и д о в и ч, И. С. Применение тепловых насосов для теплоснабжения объектов жилищно-коммунального хозяйства / И. С. Жидович // Энергоэффективность. – 1998. – № 11. – С. 16–18.

Представлена кафедрой энергосбережения,
гидравлики и теплотехники

Поступила 07.07.2009