

## ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ХОЛОДИЛЬНО-НАГРЕВАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

The examination of influence of design parameters of the condenser on an overall performance of installation for cooling milk is conducted. For a numerical analysis the complex computational method was utilized, which one allows to conduct the conjugate analysis of parameters of a cycle and heat exchangers. The experiment has shown, that the overall performance of installation is defined by, as far as the devices of inventory are correctly selected. The dependence of energy parameters of the unit on design parameters of the condenser is exhibited.

**Введение.** Холодильные установки традиционно получили наибольшее распространение в химической, пищевой промышленности, сельском хозяйстве для производства холода в технологических процессах и хранения пищевых продуктов на всех стадиях от первичной заготовки до конечного использования. Эффективность их работы можно повысить, если одновременно они будут утилизировать теплоту, отводимую от охлаждаемых продуктов, т. е. работать в режиме комбинированной холодильно-нагревательной установки.

Основное практическое преимущество совместной выработки тепла и холода заключается в возможности использования одного и того же оборудования, что весьма важно в технико-экономическом отношении. Кроме того, довольно многие отрасли промышленности являются одновременными потребителями тепла и холода. Примером может служить возможность применения холодильно-нагревательных установок на предприятиях пищевой промышленности, где для реализации технологических процессов очень часто требуется использование холодильных машин и вместе с тем существует потребность в горячей воде, которая используется как в самом технологическом процессе, для различных видов очистки оборудования, так и для отопления помещений [1, 2]. Например, на животноводческих фермах парное молоко может служить источником низкопотенциальной тепловой энергии. При охлаждении 1 л молока с 30°C до 4–6°C выделяется 85–100 кДж теплоты. Этого тепла, а также энергии, затраченной на привод компрессора, достаточно для нагрева 1 л воды до температуры 25–35°C. При использовании современных доильных установок в технологическом процессе нужна горячая вода с температурными значениями 30, 40 и 60°C.

Эффективность работы холодильно-нагревательной установки определяется тем, насколько правильно подобраны элементы оборудования – испаритель и конденсатор.

Целью данной работы является исследование влияния конструктивных параметров конденсатора на энергетические параметры паро-

компрессионной комбинированной холодильно-нагревательной установки, работающей в нестационарном режиме.

**Объект и метод исследования.** Вычислительный эксперимент проводился для цикла холодильно-нагревательной установки охлаждения молока с последующим использованием сбросной теплоты для нагрева воды (рис. 1). Установка работает в нестационарном режиме, температура молока постепенно снижается, что сказывается на холодо- и теплопроизводительности. При работе установки должно выполняться требование по времени охлаждения молока. Молоко должно охлаждаться не более трех часов от 35 до 4–5°C.

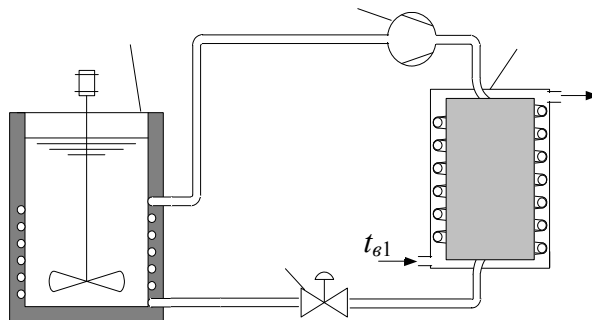


Рис. 1. Схема холодильно-нагревательной установки:  
1 – испаритель; 2 – компрессор;  
3 – конденсатор; 4 – терморегулирующий вентиль

Охлаждаемое парное молоко поступает в непроточный испаритель с мешалкой. В конденсаторе теплота, отводимая от молока, передается нагреваемой воде, которая может накапливаться в баке-аккумуляторе и использоваться по мере надобности на технологические нужды.

В состав установки входит компрессор ХГВ-14, работающий на хладагенте R22.

В ходе исследования температура конденсации поддерживалась постоянной 50°C для обеспечения максимального подогрева воды. Поддержание температуры конденсации на одном уровне осуществляется изменением расхода воды. Перегрев в испарителе составлял 5°C. Первоначально эксперимент проводился, когда в испарителе находилось 1000 л молока с начальной температурой 35°C. Температура воды на входе в

конденсатор 5°C. Принимаем, что испаритель и конденсатор имеют идеальную теплоизоляцию и потери в окружающую среду отсутствуют.

В исследуемой установке базовый конденсатор представляет собой однозаходный змеевиковый теплообменник с вытеснителем, в котором конденсируется перегретый пар (рис. 2). Труба змеевика диаметром 18×1,5 мм изготовлена из стали 12X18H10T. Диаметр змеевика составляет 0,242 м. Число витков равно 40 с относительным шагом 1,1. Схема течения рабочих сред – противоточно-перекрестная, так как требуется максимально возможный подогрев воды. В случае прямоточно-перекрестной схемы температура воды на выходе будет меньше температуры насыщения хладагента при постоянном давлении в конденсаторе, несмотря на то что поступает перегретый пар хладагента.

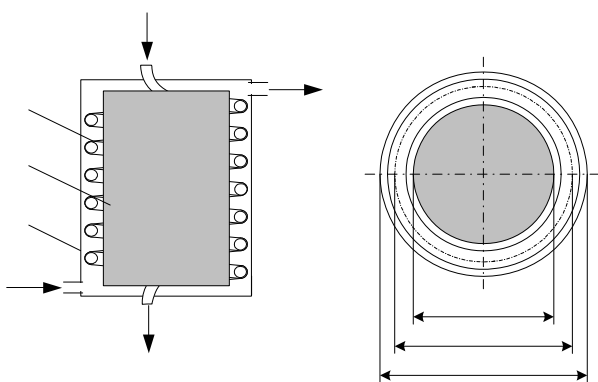


Рис. 2. Схема конструкции конденсатора:  
1 – корпус; 2 – вытеснитель; 3 – змеевик;  
 $d_b$  – диаметр вытеснителя;  $d_z$  – диаметр змеевика;  
 $d_k$  – диаметр корпуса

При работе в нестационарном режиме задача оптимизации усложняется. Здесь могут быть использованы два подхода. В первом случае оценивается количество холода или тепла, вырабатываемых за весь период установки, и в зависимости от поставленных требований находится один из удельных показателей оптимальности. Во втором случае необходимо определить такую реперную точку в одном из квазистационарных режимов работы, принадлежащую временному интервалу работы установки, которая позволит выбрать наилучшую конструкцию в соответствии с заданными требованиями. С помощью первого подхода могут быть получены адекватные результаты с большой точностью. Однако требуются расчеты в широком диапазоне изменения режимных и конструктивных параметров. Во втором случае неизвестно, какой из квазистационарных режимов будет соответствовать оптимальной конструкции установки во всем диапазоне параметров ее работы.

В настоящей работе анализ проводился с помощью метода расчета компрессионной мо-

локоохладительной установки с непроточным испарителем, работающей в нестационарном режиме [3]. Данный метод исследования включает в себя совместный расчет параметров цикла и теплообменных аппаратов контура. Комплексный метод анализа реализован в виде пакета прикладных программ на языке Фортран.

**Результаты вычислительного эксперимента.** Основными показателями, характеризующими энергетическую эффективность, являются тепло- и холодопроизводительность, а также холодильный коэффициент и коэффициент преобразования. Рассмотрим, каким образом наружный диаметр трубы змеевика конденсатора при постоянной толщине стенки влияет на энергетические параметры установки. В проведенном исследовании диаметр трубы принимался 16, 18 и 20 мм.

На рис. 3 представлены данные, из которых видно, что вначале цикла охлаждения для каждого значения диаметра холодопроизводительность имеет свое максимальное значение. При охлаждении молока температура его понижается, в результате чего снижается холодопроизводительность установки (рис. 3).

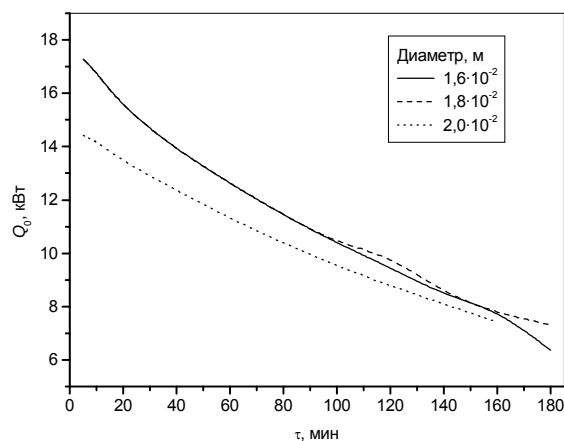


Рис. 3. Изменение холодопроизводительности при изменении диаметра трубы змеевика конденсатора

С уменьшением диаметра от 20 до 16 мм холодопроизводительность возрастает на 6,4 % через 5 мин работы установки и 5,8 % через 160 мин. Это связано с увеличением скорости потока хладагента, а соответственно, и интенсивности теплообмена.

При диаметре 16 и 18 мм данные практически не отличаются, что обусловлено компенсацией роста интенсивности теплопереноса со стороны хладагента повышением температурного напора в результате увеличения потерь давления.

Изменение теплопроизводительности имеет ту же тенденцию (рис. 4).

При уменьшении диаметра с 20 до 16 мм теплопроизводительность установки возрастает на 16,4 % через 5 мин работы и на 4,7 % через 160 мин.

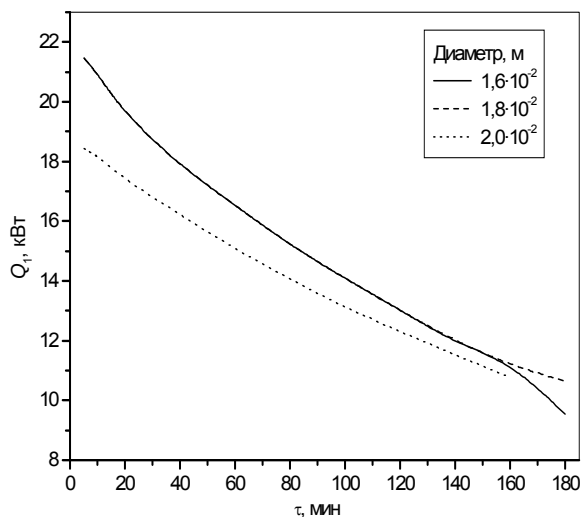


Рис. 4. Изменение теплопроизводительности при изменении диаметра трубы змеевика конденсатора

С изменением холодо- и теплопроизводительности соответственно изменяются значения коэффициента преобразования и холодильного коэффициента.

При уменьшении диаметра с 20 до 16 мм значение холодильного коэффициента в начале цикла охлаждения увеличивается на 12,7 %, а в конце – на 3,3 %. Значение коэффициента преобразования увеличивается соответственно на 10,2 и 2,3 %.

Увеличение тепло- и холодопроизводительности с уменьшением диаметра трубы змеевика приводит к росту темпа охлаждения молока (рис. 5). Это связано с одновременным уменьшением температуры кипения хладагента и температурного напора в испарителе.

Это приводит к увеличению сжатия в компрессоре, а следовательно, к уменьшению холодопроизводительности в течение цикла охлаждения (рис. 3).

При уменьшении диаметра от 20 до 16 мм конечная температура молока снижается до более низкого значения. Температура молока на выходе составила 4,3, 3,88 и 6,9 °C соответственно для диаметров 16, 18 и 20 мм (рис. 5).

Вторая задача, выполняемая с помощью установки, это нагрев технологической воды. Из графиков, представленных на рис. 6 видно, что вода нагревается постепенно, температура ее увеличивается и в конце цикла охлаждения достигает максимального значения. Температура конденсации хладагента поддерживается постоянной за счет снижения расхода воды в конденсаторе. Это способствует большему подогреву воды.

Кроме влияния диаметра трубы змеевика рассматривалось влияние таких конструктивных параметров как зазор между змеевиком и корпусом и зазор между змеевиком и вытеснителем (рис. 7).

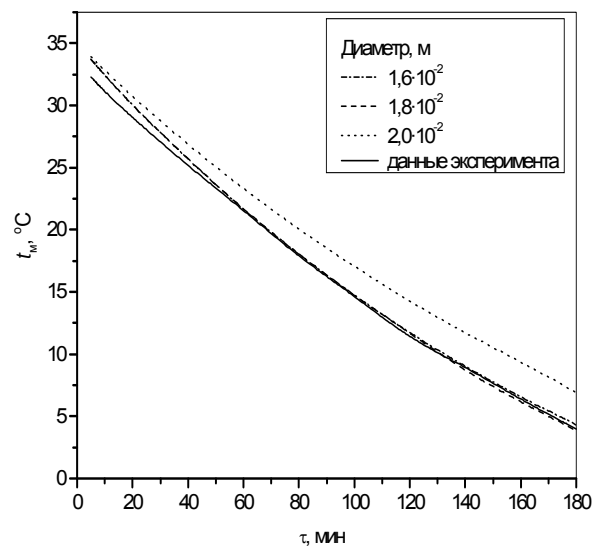


Рис. 5. Изменение температуры молока в установке

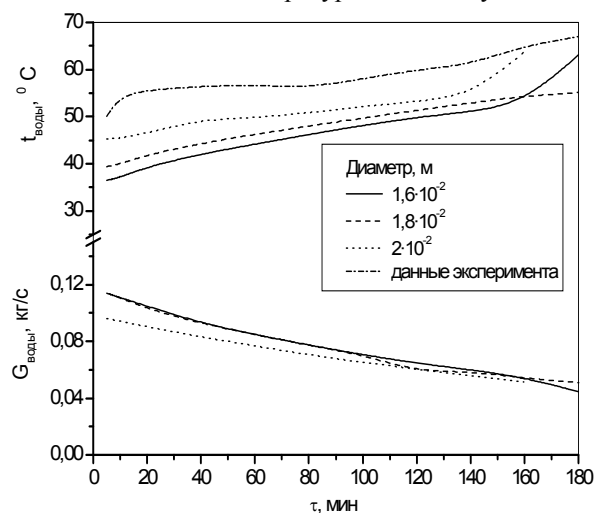


Рис. 6. Изменение температуры и расхода воды при изменении диаметра трубы змеевика

Полученные данные свидетельствуют о том, что на энергетическую эффективность данные параметры не влияют. В отношении температуры подогреваемой воды наблюдается зависимость, аналогичная зависимости, представленной на рис. 6.

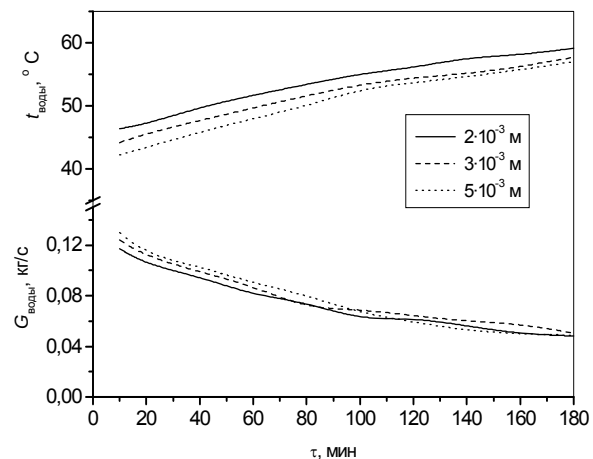


Рис. 7. Изменение температуры и расхода воды при изменении зазора между змеевиком и корпусом

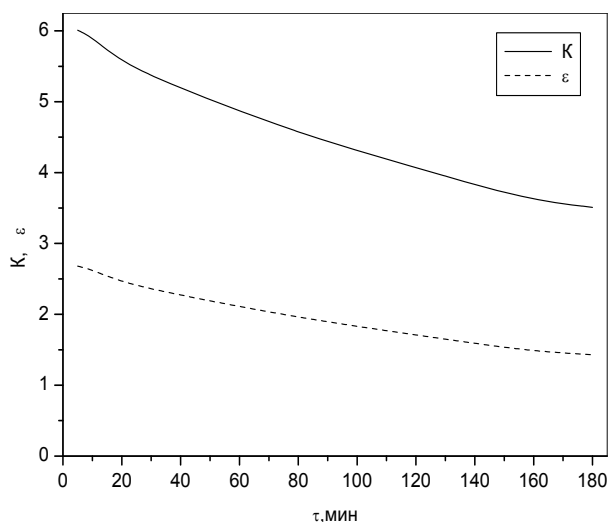


Рис. 8. Изменение энергетических показателей холодильно-нагревательной установки

Энергетическая эффективность работы холодильно-нагревательной установки оценивается коэффициентом, который представляет собой сумму коэффициента преобразования и холодильного коэффициента. Его значения лежат в пределах от 6,01 до 3,51. Это свидетельствует об энергетической эффективности установки.

Если бы установка работала только в режиме охлаждения, т. е. теплота охлаждаемого молока не утилизировалась, то ее эффективность оценивалась бы только холодильным коэффициентом (рис. 8).

**Заключение.** Проведен вычислительный эксперимент с использованием комплексного метода расчета компрессионной молокоохладительной

установки, работающей в нестационарном режиме. Полученные данные свидетельствуют о том, что энергетическая эффективность работы зависит от конструктивных особенностей теплообменного оборудования, входящего в состав контура, в частности от конденсатора. Таким образом, при проектировании установок следует принимать во внимание конструктивные особенности теплообменников.

Кроме того, показано, что использование теплоты охлаждаемого молока повышает энергетическую эффективность холодильно-нагревательной установки приблизительно в два раза.

## Литература

1. Волков, В. В. Применение ТН на предприятиях пищевой промышленности / В. В. Волков // Энергия и менеджмент. — 2005. — № 1. — С. 18–20.
2. Морозов, М. Использование тепловых насосов в пищевой промышленности / М. Морозов // Аэроконд [Электронный ресурс]. — 2006. — Режим доступа: <http://www.aerocond.ru/statxi/ispolzovanie/index.khtml>. — Дата доступа: 10.02.2008.
3. Володин, 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.