

### ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ ЗА СЧЁТ УВЕЛИЧЕНИЯ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА

**Введение.** В настоящее время в энергетике Республики Беларусь используется много устаревшего оборудования, связанного несовершенными тепловыми схемами. Проблема энергосбережения в этом случае сводится как к совершенствованию оборудования, так и тепловых схем с целью уменьшения расхода топлива на производство электроэнергии и теплоты. Особенно эта проблема актуальна для районных котельных, до которых инновации часто не доходят.

**Суть проблемы.** В настоящее время в южной районной котельной г. Бреста в паровой части установлены два паровых котла типа: ДКВР-20/13 и ДЕ-25/14 и два подогревателя сетевой воды типа «Буг» (далее по тексту ПСВ). Рабочее давление в барабанах котлов  $P_{\sigma}=1$  МПа. Температура пара  $t_{пара}=183,2^{\circ}\text{C}$ . ПСВ рассчитаны на внутреннее давление 1,6 МПа. Расход сетевой воды через ПСВ  $G_{с.в.}=250$  т/час. Температура воды на входе в ПСВ равна температуре обратной сетевой воды и в среднем составляет:  $t_{обр.с.в.}=40^{\circ}\text{C}$ .

Пар после парового котла с давлением  $P=1,0$  МПа направляется на мазутонасосную для собственных нужд, другая часть на редукционную установку (далее по тексту РУ), где дросселируется до давления  $P=0,4$  МПа (рис. 1). Пройдя РУ, часть пара с давлением  $P=0,02$  МПа направляется в деаэрактор для удаления агрессивных газов. Остальной пар направляется на ПСВ для нагрева сетевой воды. Недостатком данной схемы является РУ, в которой пар, дросселируясь, теряет свои начальные параметры, что отрицательно сказывается на качестве передаваемого пара и соответственно на снижении количества тепла, передаваемого от пара к воде.

Решить данную проблему можно путём следующей реконструкции: подачу пара на ПСВ необходимо осуществлять непосредственно из парового коллектора с давлением пара  $P=1,0$  МПа. Для этого

необходимо проложить паропровод от парового коллектора до ПСВ. Паропровод от РУ до коллектора ПСВ демонтировать (рис. 2).

Далее приведен тепловой расчёт для двух случаев:

1. Подогрев осуществляется редуцируемым паром после РУ давлением 0,4 МПа, (до реконструкции).
2. Подогрев осуществляется паром давлением 1,0 МПа, (после реконструкции).

**Рассмотрим первый случай:**

Количество теплоты, воспринятое сетевой водой при  $P_{\pi}=0,4$  МПа, (до реконструкции):

$$Q_{\sigma}^{(\partial\sigma)} = C \cdot G_{\sigma} \cdot \delta t^{(\partial\sigma)}, \tag{1}$$

где  $C$  – теплоёмкость воды,  $C = 1$  ккал/кг;

$G_{\sigma}$  – расход сетевой воды через ПСВ, т/час;

$\delta t^{(\partial\sigma)}$  – нагрев сетевой воды в ПСВ (до реконструкции),  $^{\circ}\text{C}$ .

$$\delta t^{(\partial\sigma)} = (t_{\text{воды}}^{\text{выход}(\partial\sigma)} - t_{\text{воды}}^{\text{вход}(\partial\sigma)}), \tag{2}$$

$t_{\text{воды}}^{\text{выход}(\partial\sigma)}$  – температура воды на выходе из ПСВ,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{\text{воды}}^{\text{выход}(\partial\sigma)} = 65^{\circ}\text{C}$ , (по данным SKU — 01).

$t_{\text{воды}}^{\text{вход}(\partial\sigma)}$  – температура воды на входе в ПСВ,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{\text{воды}}^{\text{вход}(\partial\sigma)} = 40^{\circ}\text{C}$ , (по данным SKU — 01).

Количество теплоты, передающееся от пара к сетевой воде, обусловленное температурным напором  $\Delta t$  при  $P_{\pi}=0,4$  МПа (до реконструкции):

$$Q_{\text{ТО}}^{(\partial\sigma)} = K \cdot F \cdot \Delta t, \tag{3}$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;

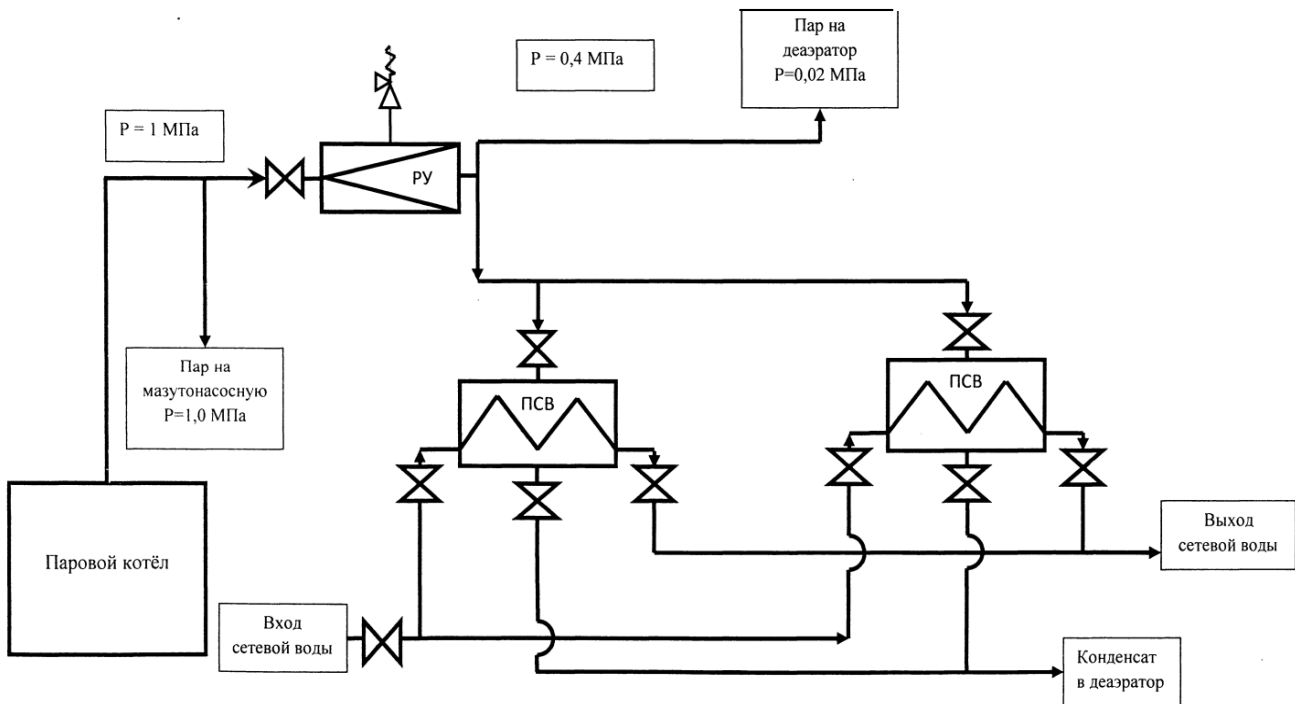


Рис. 1. Существующая схема подачи пара на ПСВ давлением 0,4 МПа

Павленко Сергей Николаевич, аспирант кафедры теплогазоснабжения и вентиляции Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

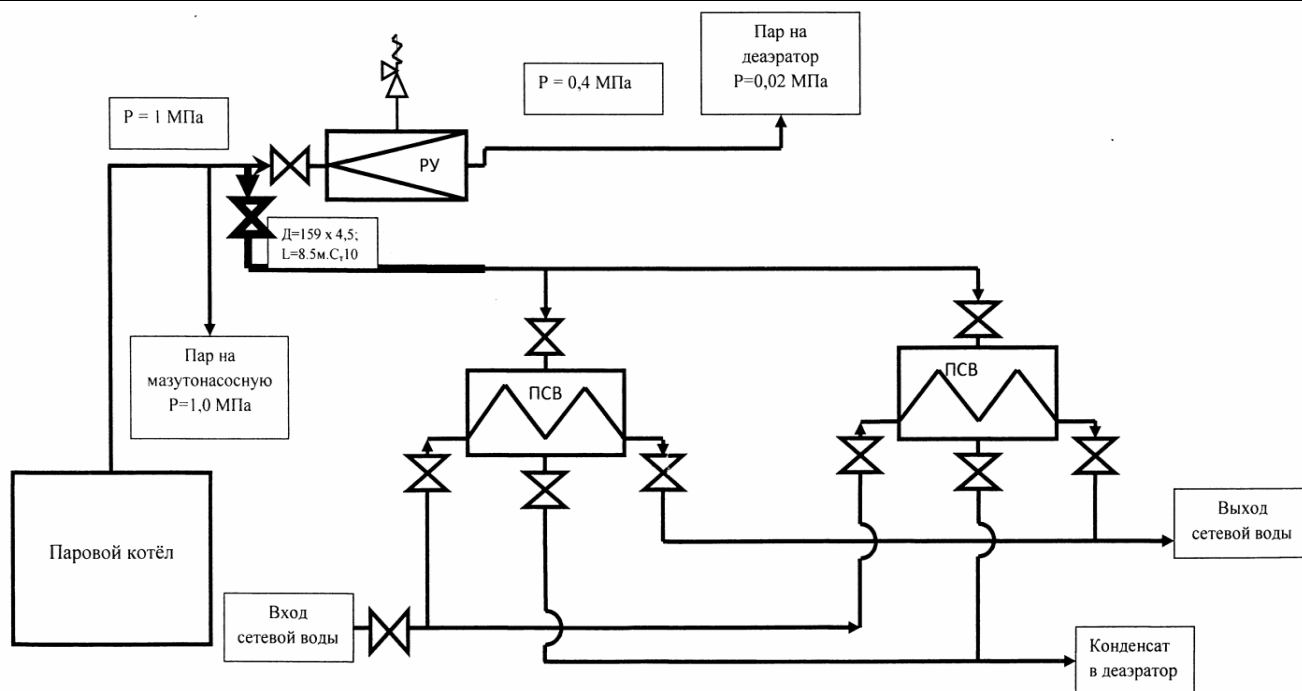


Рис. 2. Предлагаемая схема подачи пара на ПСВ давлением 1,0 МПа

$F$  – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;

$\Delta t$  – температурный напор, разность средних температур между паром и водой, °С;

$$\Delta t = T_{пара}^{ср(до)} - T_{воды}^{ср(до)}, \quad (4)$$

где  $T_{пара}^{ср(до)}$  – средняя температура пара (до реконструкции), °С;

$T_{воды}^{ср(до)}$  – средняя температура воды (до реконструкции), °С;

$$T_{пара}^{ср(до)} = \frac{(t_{пара}^{(до)} + t_{конденсата}^{(до)})}{2}, \quad (5)$$

где  $t_{пара}^{(до)}$  – температура пара на входе в ПСВ, °С.

По  $h-s$  диаграмме при дросселировании с 1 МПа до 0,4 МПа (до реконструкции) найдём температуру пара на входе в ПСВ.  $t_{пара}^{(до)} = 162$  °С;

$t_{конденсата}^{(до)}$  – температура конденсата на выходе из ПСВ, °С.

Разница отметок между ПСВ и головкой деаэратора составляет 4 метра (статическое давление = 0,04 МПа), а давление в деаэраторе 0,02 МПа. Соответственно давление конденсата за ПСВ составит 0,06 МПа. По [1] при  $P_K = 0,06$  МПа температура насыщения ( $t_n$ ) конденсата составит:  $t_{конденсата}^{(до)} = 112,73$  °С.

$$T_{воды}^{ср(до)} = \frac{(t_{воды}^{вход(до)} + t_{воды}^{выход(до)})}{2}, \quad (6)$$

$$\Delta t = \left( \frac{t_{пара}^{(до)} + t_{конденсата}^{(до)}}{2} - \frac{t_{воды}^{вход(до)} + t_{воды}^{выход(до)}}{2} \right). \quad (7)$$

Примем следующие допущения:

- коэффициент теплопередачи при расчёте до и после внедрения в обоих случаях одинаков;
- площадь поверхности теплообмена ПСВ также одинакова.

Т.к.  $K$  и  $F$  постоянны, тогда  $Q_б = Q_{ТО}$

$$C \cdot G_e (t_{воды}^{выход(до)} - t_{воды}^{вход(до)}) = K \cdot F \cdot \left( \frac{t_{пара}^{(до)} + t_{конденсата}^{(до)}}{2} - \frac{t_{воды}^{вход(до)} + t_{воды}^{выход(до)}}{2} \right); \quad (8)$$

$$\frac{K \cdot F}{C \cdot G_e} = \frac{(t_{воды}^{выход(до)} - t_{воды}^{вход(до)})}{\left( \frac{t_{пара}^{(до)} + t_{конденсата}^{(до)}}{2} - \frac{t_{воды}^{вход(до)} + t_{воды}^{выход(до)}}{2} \right)}. \quad (9)$$

Рассмотрим второй случай:

Количество теплоты, воспринятое сетевой водой при  $P_n = 1,0$  МПа (после реконструкции):

$$Q_б^{(после)} = C \cdot G_B \cdot \delta t^{(после)}, \quad (10)$$

где  $C$  – теплоёмкость воды,  $C = 1$  ккал/кг;

$G_B$  – расход сетевой воды через ПСВ, т/час;

$\delta t^{(до)}$  – нагрев сетевой воды в ПСВ (после реконструкции), °С.

$$\delta t^{(после)} = (t_{воды}^{выход(после)} - t_{воды}^{вход(после)}), \quad (11)$$

$t_{воды}^{выход(до)}$  – температура воды на выходе из ПСВ, °С;

$t_{воды}^{выход(до)} = X$  (необходимо найти);

$t_{воды}^{вход(до)}$  – температура воды на входе в ПСВ, °С;

$t_{воды}^{вход(до)} = 40$  °С (по данным SKU-01).

Количество теплоты, передающееся от пара к сетевой воде, обусловленное температурным напором  $\Delta t$  при  $P_n = 1,0$  МПа (после реконструкции):

$$Q_{ТО}^{(после)} = K \cdot F \cdot \Delta t, \quad (12)$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);

$F$  – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;

$\Delta t$  – температурный напор, разность средних температур между паром и водой, °С;

$$\Delta t = T_{пара}^{ср(после)} - T_{воды}^{ср(после)}, \quad (13)$$

где  $T_{пара}^{ср(после)}$  – средняя температура пара (после реконструкции), °С;

$T_{воды}^{ср(после)}$  – средняя температура воды (после реконструкции), °С;

$$T_{пара}^{ср(после)} = \frac{(t_{пара}^{(после)} + t_{конденсата}^{(после)})}{2}, \quad (14)$$

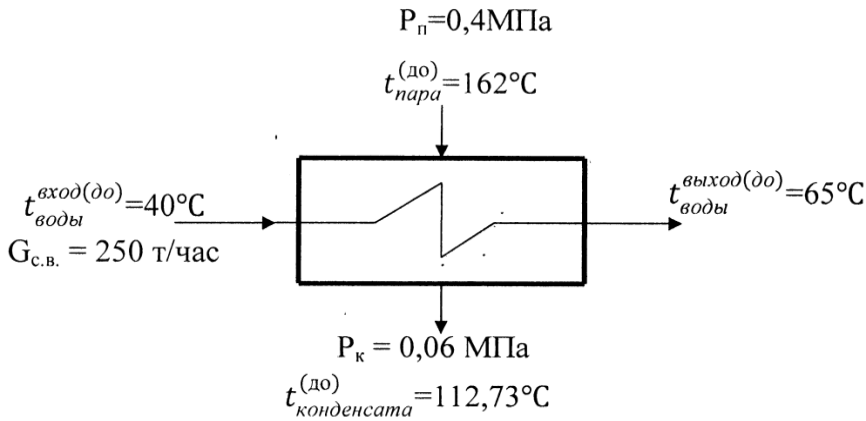


Рис. 3. Тепловые потоки в ПСВ (до реконструкции)

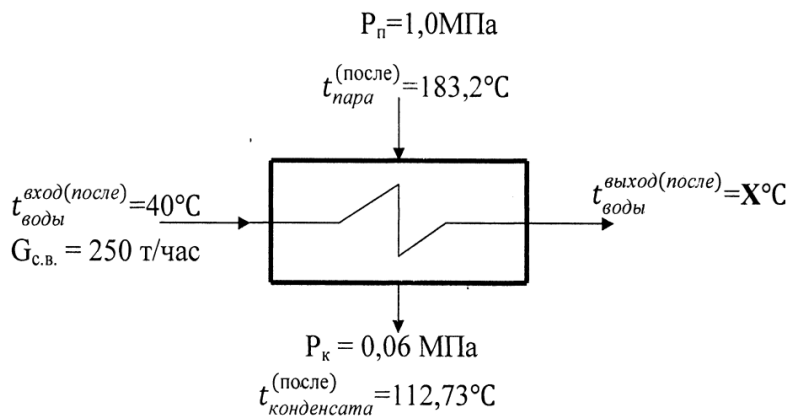


Рис. 4. Тепловые потоки в ПСВ (после реконструкции)

где  $t_{пара}^{(после)}$  – температура пара на входе в ПСВ, °С; равна температуре пара в барабане котла  $t_{пара}^{(после)} = t_{пара} = 183,2^{\circ}\text{C}$

$t_{конд(после)}$  – температура конденсата на выходе из ПСВ, °С;

$$t_{конд(после)} = t_{конд(до)} = 112,73^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ср(после)} = \frac{(t_{вод(после)} + t_{вод(после)})}{2}, \quad (15)$$

$$\Delta t = \left( \frac{t_{пара(после)} + t_{конд(после)}}{2} - \frac{t_{вод(после)} + t_{вод(после)}}{2} \right), \quad (16)$$

$$Q_6^{(после)} = Q_{ТО}^{(после)} \quad (17)$$

$$C \cdot G_в \cdot (t_{вод(после)} - t_{вод(после)}) = K \cdot F \cdot \left( \frac{t_{пара(после)} + t_{конд(после)}}{2} - \frac{t_{вод(после)} + t_{вод(после)}}{2} \right), \quad (18)$$

$$\left( t_{вод(после)} - t_{вод(после)} \right) = \frac{K \cdot F}{C \cdot G_в} = \left( \frac{t_{пара(после)} + t_{конд(после)}}{2} - \frac{t_{вод(после)} + t_{вод(после)}}{2} \right). \quad (19)$$

Подставляя (9) в (19), получим:

$$\left( t_{вод(после)} - t_{вод(после)} \right) = \frac{(t_{вод(до)} - t_{вод(до)})}{\left( \frac{t_{пара(до)} + t_{конд(до)}}{2} - \frac{t_{вод(до)} + t_{вод(до)}}{2} \right)} \times \left( \frac{t_{пара(после)} + t_{конд(после)}}{2} - \frac{t_{вод(после)} + t_{вод(после)}}{2} \right), \quad (20)$$

$$X - 40 = \frac{65 - 40}{\frac{162 + 112,73}{2} - \frac{40 + 65}{2}} \cdot \left( \frac{183,2 + 112,73}{2} - \frac{40 + X}{2} \right)$$

$$X = \frac{77,62}{1,147} = 67,7.$$

Соответственно  $t_{вод(после)} = 67,7^{\circ}\text{C}$ . Подставляя в (9), получим:

$$Q_6^{(после)} = C \cdot G_в \cdot (t_{вод(после)} - t_{вод(после)}) = 1 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot (67,7 - 40) = 6,93 \text{ Гкал/час.}$$

$$Q_6^{(до)} = C \cdot G_в \cdot (t_{вод(до)} - t_{вод(до)}) = 1 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot (65 - 40) = 6,25 \text{ Гкал/час.}$$

Следовательно, добавочно при том же расходе пара воде передается следующее количество тепла  $Q_3$ :

$$Q_3 = Q_6^{(после)} - Q_6^{(до)} = 6,93 - 6,25 = 0,7 \text{ Гкал/час.}$$

**Заключение.** За счёт увеличения начальных параметров пара и при том же расходе пара и сетевой воды производительность ПСВ можно увеличить на 0,7 Гкал/час.

#### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Вукалович, М.П. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Машиностроение, 1967. – 159 с.

Материал поступил в редакцию 01.04.10

## PAVLENKO S.N. Energy saving by increasing of initial parameters of steam

The way of economy of energy increase in parameters of steam – is described in this article. This problem, is very actual for conditions on our thermal power plants.

УДК 631. 354. 2.

**Афанасенко Е.В., Левандовский С.Р., Нестеров М.В.**

## ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

**Введение.** Молочно-товарные фермы (МТФ) сельскохозяйственных предприятий Республики Беларусь в основном оснащены современным холодильным оборудованием, в полной мере обеспечивающим соблюдение режимов первичной переработки молока.

В данном холодильном оборудовании используется термодинамический цикл охлаждения молока, который предусматривает:

- испарение фреона для получения хладагента;
- последующее обязательное охлаждение и конденсацию паров фреона.

В подавляющем большинстве в серийных охладителях молока процесс охлаждения и конденсации фреона осуществляется в конденсаторах воздушного охлаждения.

При этом выделяющееся при охлаждении и конденсации фреона тепло бесполезно выбрасывается в окружающую среду, что приводит к нерациональному использованию вторичных топливно-энергетических ресурсов (ВТЭР) и противоречит основным положениям Директивы №3 «Экономия и бережливость – главные факторы экономической безопасности государства» от 14.06.2007 г., подписанной президентом Республики Беларусь А.Г. Лукашенко.

Кроме того, при работе воздушных конденсаторов в помещениях, где смонтировано холодильное оборудование, резко повышается температура окружающего воздуха. Этот фактор отрицательно сказывается как на технологическом процессе охлаждения молока, так и ведет к резкому снижению коэффициента полезного действия холодильной установки, и как следствие – к сверхнормативным затратам электроэнергии.

Совместные исследования эксплуатационных характеристик фреоновых компрессора ESH743Y, установленного в инфраструктуре молокоохладителя МОР-6000М, были проведены УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия» с ОДО «ЭСАТ» на МТФ поселка Волчья Гора СПК им. Дзержинского Бобруйского района.

Как показали исследования, вследствие резкого повышения температуры окружающего воздуха в молочном блоке МТФ и сопутствующего нарушения условий конденсации фреона, температура конденсации последнего повышается от оптимального значения 40°C до критического, практически аварийного, значения равного 55°C.

На рис.1 приведен график зависимости холодопроизводительности и расхода электроэнергии на привод компрессора от температуры конденсации паров фреона.

Из демонстрационного графика следует, что при таких негативных условиях потребление электроэнергии приводом компрессора возрастает на 27% ( $15,4 - 11,23 = 4,17$  кВт – линия 2) при одновременном падении на 24% его холодопроизводительности ( $33,7 - 25,6 = 8,1$  кВт – линия 1).

В свою очередь, падение холодопроизводительности компрессора неизбежно приводит к увеличению длительности цикла охлаждения молока. При минимальной загрузке молокоохладителя МОР-6000М 3500 л длительность цикла охлаждения молока увеличивает-

ся с 3,0 часов до 3,9 часа, что подтверждается эксплуатационными испытаниями.

Таким образом, при повышенном энергопотреблении компрессора и вынужденном увеличении длительности его работы, нерациональное использование электроэнергии за цикл работы молокоохладителя составляют  $4,17 \cdot 3,9 + 15,4 \cdot 0,9 = 30,2$  кВт·ч / цикл.

Авторы считают, что выходом из сложившейся ситуации может стать применение в комплексе с холодильным оборудованием водогрейного рекуператора. Тепло, выделяющееся при охлаждении и конденсации фреона, используется для нужд отопления (догрев сетевой воды с помощью котла на местных видах топлива) и горячего водоснабжения МТФ для санитарной обработки (мойки) доильного оборудования, кормопроизводства, бытовых нужд персонала и т.п.



**Рис. 1.** Зависимость холодопроизводительности и расхода электроэнергии на привод компрессора от температуры конденсации паров фреона: линия 1 – зависимость холодопроизводительности компрессора от температуры конденсации паров фреона; линия 2 – зависимость расхода электроэнергии на привод компрессора от температуры конденсации паров фреона

Следует отметить, что существующие молокоохладители нового поколения, оснащенные водогрейными рекуператорами тепла, имеют невысокие показатели энергоэффективности, так как их конструкция не позволяет оптимизировать нагрев воды работающими холодильными установками. Это объясняется тем, что в существующих водогрейных рекуператорах тепла используется неэффективная многократная хаотичная рециркуляция нагреваемой воды в системе «водяной конденсатор – циркуляционный насос – накопительная емкость».

Это приводит к поэтапному повышению температуры воды при многократной ее рециркуляции в течение цикла охлаждения молока и к пропорциональному снижению потенциала тепловосприятия воды от конденсируемого фреона. Следует отметить, что постепенное повышение температуры воды в ходе цикла охлаждения молока достаточно быстро приводит к нарушению процесса конденсации фреона, вызывает рост его рабочего давления при конденсации, и в конечном итоге увеличивает реальное энергопотребление компрессора холодильной машины.

В отличие от существующих водогрейных рекуператоров тепла,

**Афанасенко Евгений Викторович**, к.т.н., доцент кафедры гидротехнических сооружений и водоснабжения Белорусской государственной сельскохозяйственной академии.

**Нестеров Михаил Васильевич**, к.т.н., зав. кафедрой гидротехнических сооружений и водоснабжения Белорусской государственной сельскохозяйственной академии.

Беларусь, БГСХА, 213410, Могилевская обл., г. Горки, ул. Мичурина, 5.

**Левандовский Станислав Ричардович**, к.т.н., технический директор ОДО «ЭСАТ».