

---

---

# ЭНЕРГЕТИКА

УДК 620.97

**Б.Ж. БЕКТИБАЙ, Р.К. МАНАТБАЕВ, Е.К. НУРЫМОВ, А.Н. ФИНАЯТ**

*Казахский национальный университет им. аль-Фараби, г. Алматы, Казахстан*

## **СПОСОБ ИЗВЛЕЧЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ОТ СПРЕССОВАННЫХ БИОЛОГИЧЕСКИХ ОТХОДОВ ЖИВОТНЫХ**

*Несмотря на то, что сельское хозяйство в стране хорошо развито, мы не используем его должным образом в энергетическом секторе. Из-за нехватки тепловой энергии необходимо использовать возобновляемые источники энергии в сельском животноводстве и использовать их эффективно. Одним из способов решения данной проблемы является использование тепловой энергии, выделяемого от спрессованных биологических отходов животных.*

**Ключевые слова:** теплообмен, теплообменник, коэффициент теплоотдачи, число Рейнольдса, критерий Нуссельта, змеевик.

*Елімізде ауыл шаруашылығы жақсы дамығанымен біз энергетикада оны дұрыс қолданбаймыз. Жылу энергиясының жетіспеушілігінен мал ұстайтын елді мекендерде жаңғыртылатын энергия көздерін тиімді пайдалану керек. Осы мәселені шешу жолдарының бірі жылуалмастырғыш жүйесін қолдана отырып мал қалдықтарынан алынған жылу энергиясын қолдану болып табылады.*

**Түйін сөздер:** жылуалмасу, жылуалмастырғыш, жылу беру коэффициенті, Рейнольдс саны, Нуссельт критеріі, иректүтік.

*Although agriculture in the country is well developed, we do not use it properly in the energy sector. Due to the lack of thermal energy, it is necessary to use renewable energy sources in rural livestock farming and to use them efficiently. One way to solve this problem is to use the heat energy released from compressed animal biological waste.*

**Key words:** heat exchange, heat exchanger, heat transfer coefficient, Reynolds number, Nusselt criterion and coil.

**Введение.** Казахстан является одним из мировых лидеров по количеству и разнообразию минеральных ресурсов. Так как нефть, газ, уголь и другие полезные ископаемые являются наиболее важными факторами в развитии государственной экономики, Правительство категорически мало уделяло внимание развитию альтернативных источников энергии. Например, в настоящее время большинство электростанций в Казахстане работают на природном газе, угле и нефтепродуктах. Тем не менее, последний мировой финансовый кризис и осознание необходимости меньше полагаться на традиционные источники энергии подтолкнуло Правительство сосредоточиться

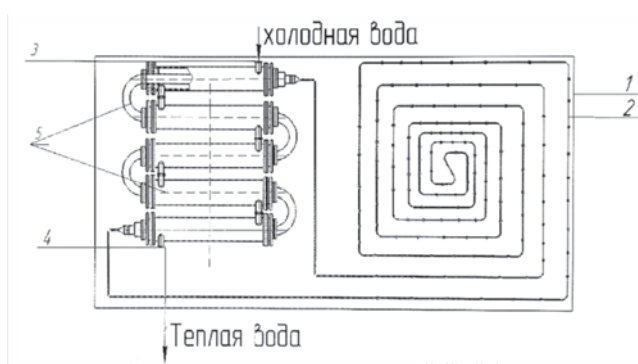
на создании благоприятных условий для использования возобновляемых источников энергии (ВИЭ).

Казахстанская энергетическая система менее эффективна, чем большинство других национальных энергетических систем. Подсистемы электричества и тепла составляют примерно половину разницы между первичным энергоснабжением и конечным потреблением. Это тематическое исследование фокусируется на энергосистеме, которая распространяется на тепло - и отопительные установки.

На сегодняшний день ни у кого не вызывает сомнений, что энергетика в сельском хозяйстве нуждается в частичном переходе на альтернативные источники энергии, что способствует энергосбережению и поможет решить вопросы с перебоями в электропитании, а также экологические проблемы различного характера. Кроме этого, внедрение безотходного производства позволит снизить энергозатраты и топливную зависимость отрасли.

**Основная часть.** В зимнее время в загоне скота при отложении набирается биологический отход. В слоях спрессованного животного отхода в связи с отсутствием воздушной массы в запрессованных слоях происходит процесс самонагревания от разложения биологического отхода. Предлагается использовать тепловую энергию выделяемого от спрессованных биологических отходов животных для подогрева воды, используя теплообменный аппарат, например, «Труба в трубе», в котором теплота от горячего теплоносителя к холодному передается через разделяющую их стенку. Теплообменные аппараты (ТА) типа «Труба в трубе» нашли широкое применение в различных отраслях промышленности при использовании геотермальной энергии, в системах горячего водоснабжения для подогрева воды на групповых и местных тепловых пунктах, в качестве секционных подогревателей [1].

Новизна заключается в том, что извлекать эту тепловую энергию следует устанавливая змеевик, сделанный из гладких круглых труб (см. Рис.1) по всему загону в качестве теплосъемника в запрессованные слои животного отхода. Змеевик заполняется жидкостью- теплоносителем (в нашем случае этиленгликоль), который в свою очередь будет выполнять функцию транспортера тепла в специальный теплообменный аппарат типа «Труба в трубе», соединенный с змеевиком (см. рис.1).



**Рисунок 1** – Схема расположения теплообменника и теплосъемника в загоне.  
 1 – контур загона (стена), 2 – змеевик, 3 – холодная вода (из системы водоснабжения),  
 4 – подогретая вода, 5-горячая вода

Таким образом, получается замкнутый круг, в котором носитель тепла (в нашем случае этиленгликоль) будет циркулировать по контуру, одновременно снимая тепло по всему загону и тем самым будет подогревать холодную воду, пройдя через теплообменник, а холодная вода поступает в межтрубное пространство аппарата из водопроводной сети. То есть горячая жидкость (этиленгликоль) с температурой  $T_1$  на входе в теплообменник движется по внутренней трубе, а другая – противотоком (ее температура на входе  $T_2$ ) в зазоре между трубами (кольцевом канале). Внешняя труба обычно хорошо теплоизолирована, и поэтому теплообменной поверхностью является только поверхность внутренней трубы.

При этом, регулируя температуру на поверхности спрессованного животного отхода, то есть извлекая тепло из запрессованного слоя животного, можно создать оптимальную температуру для вынашивания овцами ягнят. При повышенной температуре запрессованного отхода животных в загоне скота приводит к неправильному развитию ягненка в утробе овцематок, так как место-лежбище будет нагреваться от спрессованного слоя отхода. Толщина запрессованного животного отхода в загоне скота доходит до 15-20 сантиметров, а змеевик будет установлен на 4-8 сантиметров от поверхности земельного слоя. Повседневные отходы скота натаптываются копытами овец, что создает уплотнение поверхности спрессованного слоя, которое не дает доступа воздушной массе в толщу спрессованной массы животного отхода которое при разложении биомассы выделяет тепловую энергию. В ночное время в загоне скота территория покрытия лежбища составляет 80 процента, которая будет создавать дополнительное тепло.

Техническим результатом способа получения тепловой энергии в слоях запрессованного животного отхода с применением теплоприемника «Труба в трубе» является извлечение тепловой энергии из слоев запрессованного животного отхода. Данный способ не имеет аналогов, поэтому является новым этапом конструктивного решения извлечения тепловой энергии.

Теоретически общее количество извлекаемого тепла из запрессованного животного отхода должно удвоиться, если держать скот в загоне (кошарах) в зимнее время круглосуточно. Количество выделяемой теплоты можно стабилизировать, увеличивая толщину запрессованного животного отхода. Как показали результаты эксперимента, с действующего загона скота зависимость температуры нагрева от слоя и нахождения животных в загоне показала в среднем от +30 до +50 градуса.

При проектировании такой системы, предназначенной для подогрева воды, конструкторам-проектировщикам необходимо знать теплофизические параметры теплообменника.

В связи с этим необходимо определить общее количество теплоты, переданное через всю поверхность теплообменника, чтобы определить площадь поверхности нагрева и число секций, коэффициент теплопередачи, температурного напора, количество секций теплообменного аппарата, необходимого для подогрева воды до нужной температуры.

Методика расчета теплотехнических и геометрических характеристик теплообменного аппарата типа «Труба в трубе» описана в решении следующей задачи. Греющая (теплоноситель) вода (этиленгликоль) движется по внутренней стальной трубе с

внутренним диаметром  $d_1$  и внешним  $d_2$  и имеет температуру на входе в теплообменный аппарат  $t_{\omega 11}$ . Массовый расход первичной воды равен  $G_1$  [2].

Нагреваемая (вторичная) вода с массовым расходом  $G_2$  движется противотоком по кольцевому каналу между трубами и нагревается от  $t_{\omega 21}$  до  $t_{\omega 22}$ . Внутренний диаметр внешней трубы  $D_1$ . Длина одной секции теплообменного аппарата  $l_{i1}$ . Потерями теплоты через внешнюю поверхность теплообменного аппарата пренебрегаем вследствие того, что на этом участке трубы имеется тепловая изоляция.

Задача проектировщика состоит в том, чтобы определить площадь поверхности нагрева и число секций теплообменного аппарата типа «Труба в трубе».

Количество полученной теплоты от теплоносителя определяется следующим образом [3-9]

$$Q = c_{\omega 2} G_2 (t_{\omega 22} - t_{\omega 21}), \quad (1)$$

где  $c_{\omega 2}$  – удельная массовая теплоемкость воды.

Температура греющей воды (этиленгликоль) на выходе:

$$t_{\omega 12} = t_{\omega 11} - \frac{Q}{c_{\omega 2} G_2}.$$

Вычисляются среднеарифметические температуры теплоносителей:

$$t_{\omega 12} = 0,5(t_{\omega 11} + t_{\omega 12}); \quad t_{\omega 1} = 0,5(t_{\omega 21} + t_{\omega 22}).$$

Определяются значения физических свойств воды (этиленгликоль) при этих температурах:  $\rho_{\omega 1}, \rho_{\omega 2}, \lambda_{\omega 1}, \vartheta_{\omega 1}, Pr_{\omega 1}$  – плотности, теплопроводности, кинематической вязкости и числа Прандтля.

Рассчитываются скорости движения теплоносителей следующим образом (в нашем случае этиленгликоль):

$$\omega_1 = \frac{4G_1}{\rho_{\omega 1} \pi d_1^2}; \quad \omega_2 = \frac{4G_2}{\rho_{\omega 2} \pi (d_2^2 - d_1^2)}$$

Находятся числа Рейнольдса для потоков греющей и нагреваемой воды.

Если  $Re_{\omega 1} = \omega_1 d_1 / \vartheta_{\omega 1} > 10^4$ , то режим течения турбулентный и применимо критерияльное уравнение расчета плотности теплового потока через стенку трубы используется линейный коэффициент теплопередачи, который определяется по формулам для цилиндрической стенки:

$$k = \left[ \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \left( \frac{d_2}{d_1} \right) + \frac{1}{\alpha_2 d_{ek}} \right]^{-1}; \quad (2)$$

$$q = \pi k (t_{c1} - t_{c2}). \quad (3)$$

Здесь  $\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи от греющей воды к стенке трубы и от нее к нагреваемой воде;  $t_{c1}, t_{c2}$  – средние значения температур воды (теплоноситель), движущейся по внутренней трубе и в кольцевом канале с эквивалентным диаметром  $d_{ek}$ , вычисляемым по формуле:

$$d_{ek} = D_1 - d_2, \quad (4)$$

где,  $D_1$  – внутренний диаметр внешней трубы [5-9].

Температура стенки неизвестна, решение задачи выполняется итерационным методом. В первом приближении принимается:

$$t_{c1} = 0,5(t_{\omega1} + t_{\omega2}).$$

Для этой температуры находится  $Pr_{c1}$ . Тогда число Нуссельта для потока греющей воды  $Nu_{\omega1}$  определяется по формуле [8,10]

$$Nu_{\omega1} = 0,021 \cdot Re_{\omega1}^{0,8} \cdot Pr_{\omega}^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_{\omega1}}{Pr_{c1}} \right)^{0,25},$$

а коэффициент теплоотдачи к стенке трубы найдем:

$$\alpha_{\omega1} = \lambda_{\omega2} \frac{Nu_{\omega1}}{d_1}.$$

При вычислении критериев Рейнольдса и Нуссельта в качестве характерного размера для потока нагреваемой воды является эквивалентный диаметр, определенный в виде (4). Подсчитывается число Рейнольдса [11,12]. Если окажется, что

$$Re_{\omega2} = \frac{\omega_2 d_{ek}}{\vartheta_2} > 10^4,$$

то режим течения нагреваемой воды турбулентный и применимо критериальное уравнение [7]

$$Nu_{\omega} = 0,017 \cdot Re_{\omega1}^{0,8} \cdot \left( \frac{Pr_{\omega1}}{Pr_{c1}} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^{0,18} \quad (5)$$

В первом приближении температуры внутренней и наружной частей стенки трубы считались одинаковыми  $t_{s2} \approx t_{s2'}$ , поэтому числа Прандтля равны между собой.

Тогда число Нуссельта для потока нагреваемой воды по уравнению (5) равно  $Nu_{\omega2}$ , а коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к нагреваемой воде:

$$\alpha_{\omega2} = \lambda_{\omega2} \frac{Nu_{\omega2}}{d_{ek}}.$$

Коэффициент теплоотдачи и плотность теплового потока вычисляем по формулам для плоской стенки (2) и (3).

Если в рассматриваемом примере

$$\frac{(t_{\omega11} - t_{\omega22})}{(t_{\omega12} - t_{\omega21})} < 1,5,$$

то с достаточной точностью можно вести расчет по среднеарифметической разности температур:

$$\Delta t_a = t_{c1} - t_{c2} \quad (6)$$

Площадь поверхности нагрева и число секций [7]

$$F = \frac{Q}{q}; \quad n = \frac{F}{(\pi d_1 l_1)}.$$

**Заключение.** Проведены некоторые расчеты по определению параметров теплообменного аппарата. Тепловой расчет теплообменного аппарата может быть конструкторским, целью которого является определение площади поверхности теплообмена и поверочным, при котором устанавливается режим работы аппарата и определяются конечные температуры теплоносителей.

Приведенная схема расчета хотя и проста, однако применима лишь для ориентировочных расчетов и в случае небольших изменений температур жидкостей. В общем же случае конечная температура зависит от схемы движения рабочих жидкостей.

#### ЛИТЕРАТУРА

- 1 Филиппов В.В. Изучение процесса теплообмена в теплообменнике “труба в трубе”. - С., 2013,- 1 – 23 с.
- 2 Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче. – Е.: Изд\_во АТП, 2015. – 288 с.
- 3 Russel T.W.F., Robinson A.S., Wagner N.J. Mass and heat transfer: analysis of mass contactors and heat exchangers. – New York: Cambridge University Press, 2008. – 404 p.
- 4 Шорин С.Н. Теплопередача. – М.: Высш. шк., 1964. – 490 с.
- 5 Кудинов А.А. Строительная теплофизика. – М.: ИНФРА\_М, 2013. – 262с.
- 6 Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. «Тепломассообмен». – М.: Издательство МЭИ, 2006.– 550 с.
- 7 Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. –М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с
- 8 Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. –М.:Энергия, 1973.-320с.
- 9 Юдаев Б.Н. Техническая термодинамика. Теплопередача. –М.: Высш. шк., 1988. – 479 с
- 10 Голдаев С.В., Радюк К.Н. Методика расчета характеристик теплообменных аппаратов типа «труба в трубе»\ Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2017.Т.328.№8 75-92стр.
- 11 Бухмиров В.В., Ракутина Д.В., Солнышкова Ю.С., Пророкова М.В. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата /– Иваново: Изд-во ИГЭУ, 2013. – 124 с.
- 12 Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. – М.: Машиностроение, 1989. –366 с.