

## Энергетика

УДК 536. 2(075)

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МОЩНОСТИ ГАЗОВОДЯНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ\*

**И.В. Кудинов<sup>1</sup>, А.В. Еремин<sup>1</sup>, Г.В. Сичинава<sup>2</sup>, А.Н. Бранфилева<sup>1</sup>,  
В.К. Ткачев<sup>1</sup>, О.Ю. Курганова<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Самарский государственный технический университет  
Россия, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

<sup>2</sup>ООО Научно-производственная компания «ИнфраИндустрия»  
Россия, 123317, г. Москва, Пресненская наб., 6, стр. 2, офис 4526/1

*Выполнены исследования трех типов (№ 1, № 2, № 3) газовойданных теплообменников на специально созданной для этих целей экспериментальной установке. Первый теплообменник состоит из четырех последовательно соединенных неоробренных труб диаметром 0,057 м, второй – из четырех труб такого же диаметра, оробренных с внешней (газовой) стороны (высота ребер 0,017 м, толщина 0,002 м, шаг между ребрами 0,005 м), третий представляет систему четырех соединенных последовательно блоков труб, в каждом из которых применены по четыре параллельно установленные трубы диаметром 0,027 м. Эти три теплообменника отличаются между собой по габаритам не более чем на 5 %, но по металлоемкости второй теплообменник за счет ребер в два раза превосходит первый и третий.*

*По результатам эксперимента, проведенного в условиях естественной конвекции, мощность третьего теплообменника оказалась наибольшей – 750 Вт, второго – 650 Вт, первого – 450 Вт. В случае вынужденной конвекции со скоростью движения воздуха 1,5 м/с мощности всех трех теплообменников увеличились примерно одинаково: в 1,4 раза у второго теплообменника с ребрами (900 Вт), в 1,3 раза у первого и третьего теплообменников (соответственно 600 и 950 Вт). Отметим, что коэффициенты теплоотдачи для неоробренных теплообменников (№ 1 и № 3) при свободной и вынужденной конвекции изменялись от 10 до 15 Вт/(м<sup>2</sup>К), а для оробренного (№ 2) – от 2,5 до 3,5 Вт/(м<sup>2</sup>К).*

*Проведенные исследования могут быть использованы при проектировании теплообменников для парогенераторов и водогрейных котлов.*

---

\* Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 16-38-00059 мол\_а.

*Игорь Васильевич Кудинов (к.т.н.), доцент кафедры «Теоретические основы теплотехники и гидромеханики».*

*Антон Владимирович Еремин (к.т.н.), доцент кафедры «Теоретические основы теплотехники и гидромеханики».*

*Григорий Владимирович Сичинава, председатель совета директоров.*

*Анастасия Николаевна Бранфилева, ассистент кафедры «Теоретические основы теплотехники и гидромеханики».*

*Василий Константинович Ткачев, ассистент кафедры «Теоретические основы теплотехники и гидромеханики».*

*Ольга Юрьевна Курганова, аспирант.*

**Ключевые слова:** мощность теплообменников, экспериментальная установка, оребренные и неоребренные теплообменники, естественная и вынужденная конвекция, коэффициенты теплоотдачи.

Коэффициент полезного действия установок, предназначенных для нагрева жидкостей и газов, в наибольшей степени зависит от эффективности применяемых в них теплообменников. Сложность их расчета связана с неопределенностью граничных условий теплообмена, и особенно в случае газовой теплообменников. Такие теплообменники, как правило, выполняют оребренными (или ошпиганными) с газовой стороны с целью повышения коэффициентов теплоотдачи.

Однако их определение связано со значительными трудностями ввиду неопределенности скоростей течения в пространстве между ребрами. Теоретические методы их определения с достаточной для инженерных приложений точностью в настоящее время практически отсутствуют. В связи с этим наиболее надежным способом определения средних коэффициентов теплоотдачи является натурный эксперимент, позволяющий определять мощность теплообменников при различных скоростях течения газа и теплоносителя. По известной мощности и заданным поверхностям теплообмена могут быть найдены средние коэффициенты теплоотдачи [1–4].

В настоящей работе для проведения такого вида исследований была создана экспериментальная установка (рис. 1) [5, 6].

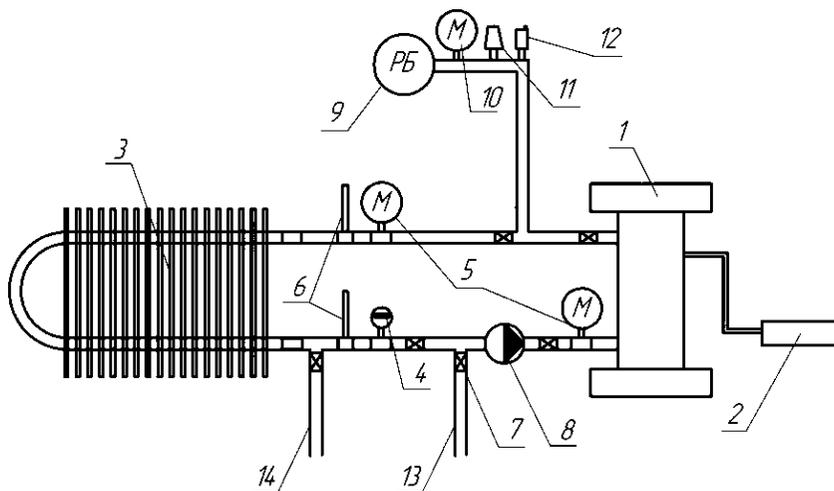


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:

- 1 – электроотопительный котел (мощность 7500 Вт); 2 – блок автоматического регулирования температуры нагрева воды ( $t_{\max} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ); 3 – отопительный прибор, мощность которого подлежит определению; 4 – расходомер; 5 – манометры; 6 – термометры; 7 – задвижка; 8 – насос; 9 – экспанзомат (расширительный бак); 10 – манометр для измерения давления в экспанзомате; 11 – предохранительный клапан; 12 – воздушник; 13 – трубопровод для подачи воды; 14 – трубопровод слива воды

Установка работает следующим образом. Нагретая в котле 1 вода насосом 8 прокачивается через испытуемый теплообменник 3, мощность которого требуется определить. С помощью блока автоматического регулирования нагрева 2 задается требуемая температура нагрева, которая затем автоматически поддерживается на заданном уровне. Расход воды, ее давление и температура на входе и вы-

ходе из теплообменника определяются соответствующими измерительными приборами 4, 5, 6. Для предотвращения повышения давления сверх допустимых величин при нагреве жидкости в замкнутом пространстве применен экспанзомат, представляющий собой металлический бак с мембраной внутри, которая разделяет нагреваемую жидкость и сжатый воздух. При превышении давления в системе более 3 атм срабатывает предохранительный аварийный клапан 11. Для удаления воздуха из системы при ее заполнении водой предусмотрен воздушный клапан 12.

Тепловая мощность отопительного прибора определяется по формуле

$$Q = G\Delta i, \quad (1)$$

где  $Q$  – тепловая мощность, Вт;

$G$  – массовый расход жидкости, кг/с;

$\Delta i$  – разность энтальпий на входе и выходе из отопительного прибора, Дж/кг.

Энтальпия воды определяется по таблицам ее термодинамических свойств при давлении в системе или по формуле

$$\Delta i = i' - i'' = C_{pm}(t' - t''), \quad (2)$$

где  $C_{pm}$  – средняя изобарная теплоемкость воды в диапазоне температур от  $t'$  до  $t''$  Дж/(кг К);

$t'$ ,  $t''$  – температуры воды на входе и выходе из отопительного прибора соответственно, К.

Массовый расход находится по формуле  $G = \rho V$ , где  $\rho$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $V$  – объемный расход, м<sup>3</sup>/с (определяется расходомером).

Средний коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности теплообмена находится из формулы закона Ньютона – Рихмана для теплового потока

$$\alpha = \frac{Q}{F \cdot (t_w - t_a)}, \quad (3)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи;

$F$  – площадь поверхности теплообмена;

$t_w$  – температура стенки теплообменника;

$t_a$  – температура воздуха в лаборатории, где проводится эксперимент.

Проверка работоспособности установки была выполнена путем определения фактической мощности стандартной чугунной радиаторной батареи отопления, заявленная мощность которой составляет 1120 Вт. Исследования на установке показали ее мощность 1160 Вт, то есть погрешность прибора находится в пределах 6 %.

Экспериментальные исследования выполнялись для трех типов теплообменников (№ 1, № 2, № 3), из которых первые два имели одинаковые размеры и отличались лишь тем, что один из них оребренный (теплообменник № 2) (рис. 2, 3). Поперечные ребра высотой 17 мм и толщиной 2 мм приварены к корпусу трубы с шагом 5 мм. Основная цель исследования заключалась в оценке влияния ореб-

рения на изменение мощности по сравнению с аналогичным по размерам неоребрённым теплообменником.

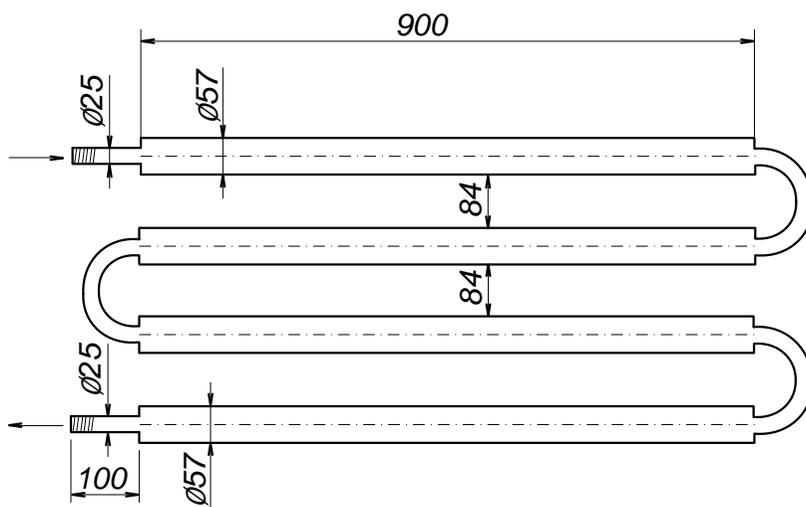


Рис. 2. Теплообменник из неоребрённых труб (теплообменник № 1)

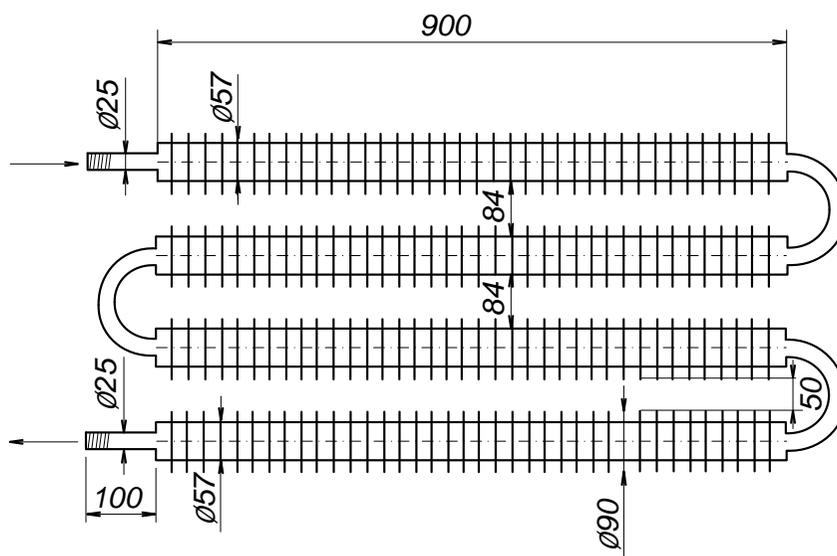


Рис. 3. Теплообменник из оребренных труб (теплообменник № 2)

Третий тип теплообменника представляет последовательно соединенные секции 1, 2, 3, 4, каждая из которых содержит четыре параллельно соединенные трубы малого диаметра ( $\varnothing 0,025$  м) (рис. 4).

Рассмотрим последовательность проведения эксперимента и определения тепловой мощности неоребрированного теплообменника (теплообменник № 1, см. рис. 2) при естественной конвекции. Средняя изобарная теплоемкость воды в диапазоне температур от  $t'$  до  $t''$  во всех опытах принималась равной  $C_{pm} = 4187$  Дж/(кг К). Площадь поверхности теплообмена  $F = 0,7$  м<sup>2</sup>.

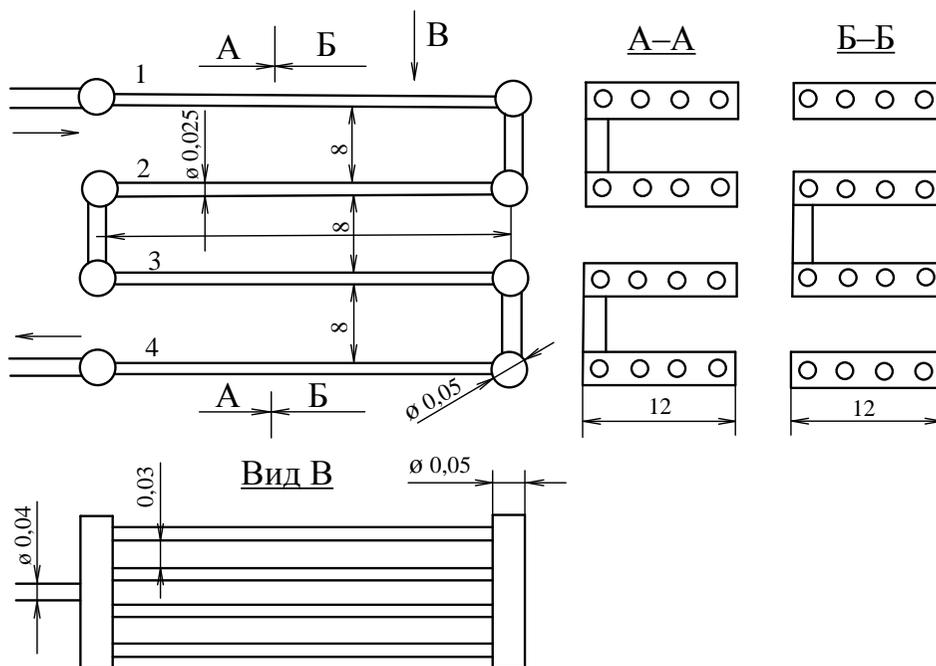


Рис. 4. Теплообменник из параллельно-последовательно соединенных труб малого диаметра (теплообменник № 3)

В результате эксперимента были найдены: массовый расход теплоносителя  $G = 0,012$  кг/с; температура жидкости на входе в теплообменник  $t' = 85$  °С; температура жидкости на выходе из теплообменника  $t'' = 76$  °С; средняя температура поверхности стенки теплообменника  $t_w = 80,5$  °С; температура воздуха в лаборатории  $t_a = 25$  °С (принималась одинаковой во всех выполненных экспериментах).

Тепловая мощность прибора определялась по формуле (1):

$$Q = 0,012 \cdot 4187 \cdot (85 - 76) = 452 \text{ Вт.}$$

Коэффициент теплоотдачи от поверхности теплообменника к воздуху находился по формуле (3):

$$\alpha = \frac{452}{0,7 \cdot (80,5 - 25)} = 11,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}).$$

Применительно к оребренному теплообменнику (теплообменник № 2, см. рис. 3) при естественной конвекции в результате эксперимента были найдены: массовый расход теплоносителя  $G = 0,0112$  кг/с; температура жидкости на входе в теплообменник  $t' = 85$  °С; температура жидкости на выходе из теплообменника  $t'' = 72$  °С; средняя температура поверхности стенки теплообменника  $t_w = 78,5$  °С. Площадь поверхности теплообмена с учетом ребер  $F = 4,94$  м<sup>2</sup>. Тепловая мощность прибора, определяемая по формуле (1),  $Q = 653$  Вт. Коэффициент теплоотдачи согласно формуле (3) равен  $\alpha = 2,5$  Вт/(м<sup>2</sup> К).

Применительно к теплообменнику из параллельно-последовательно соединенных труб (теплообменник № 3, см. рис. 4) при естественной конвекции в результате эксперимента были найдены: массовый расход воды  $G = 0,01$  кг/с; температура жидкости на входе в теплообменник  $t' = 87$  °С; температура жидкости на выходе из теплообменника  $t'' = 69$  °С; средняя температура поверхности стенки теплообменника  $t_w = 78$  °С. Площадь поверхности теплообмена  $F = 1,44$  м<sup>2</sup>. Тепловая мощность прибора согласно формуле (1) равна  $Q = 754$  Вт. Коэффициент теплоотдачи от поверхности теплообменника к воздуху  $\alpha = 10$  Вт/(м<sup>2</sup> К).

Найдем тепловую мощность и коэффициент теплоотдачи теплообменника № 1 (см. рис. 2) при его обдуве потоком воздуха со скоростью 1,5 м/с (теплообмен при вынужденной конвекции). В результате эксперимента были получены: массовый расход теплоносителя  $G = 0,0112$  кг/с; температура жидкости на входе в теплообменник  $t' = 87$  °С; температура жидкости на выходе из теплообменника  $t'' = 75$  °С; средняя температура поверхности стенки теплообменника  $t_w = 81$  °С. Найденная из расчета тепловая мощность прибора оказалась равной  $Q = 603$  Вт. Коэффициент теплоотдачи  $\alpha = 15$  Вт/(м<sup>2</sup> К).

Применительно к теплообменнику № 2 (см. рис. 3) при его обдуве потоком воздуха со скоростью 1,5 м/с в результате эксперимента были получены: массовый расход теплоносителя  $G = 0,0112$  кг/с; температура жидкости на входе в теплообменник  $t' = 85$  °С; температура жидкости на выходе из теплообменника  $t'' = 67$  °С; средняя температура поверхности стенки теплообменника  $t_w = 76$  °С. Тепловая мощность прибора и коэффициент теплоотдачи в данном случае составляют  $Q = 904$  Вт и  $\alpha = 3,6$  Вт/(м<sup>2</sup> К).

Для теплообменника № 3 (см. рис. 4) при его обдуве потоком воздуха со скоростью 1,5 м/с в результате эксперимента были получены: массовый расход теплоносителя  $G = 0,0112$  кг/с; температура жидкости на входе в теплообменник  $t' = 90$  °С; температура жидкости на выходе из теплообменника  $t'' = 52$  °С; средняя температура поверхности стенки теплообменника  $t_w = 71$  °С. Тепловая мощность прибора и коэффициент теплоотдачи применительно к данному опыту оказались равными  $Q = 940$  Вт и  $\alpha = 14$  Вт/(м<sup>2</sup> К).

## Выводы

1. Полученные результаты позволяют сделать вывод, что семикратное превышение поверхности оребренного теплообменника № 2 по сравнению с неоребранным № 1 приводит к возрастанию мощности всего лишь в 1,5 раза. Этот факт указывает на низкую интенсивность теплообмена с поверхности ребер при естественной конвекции, что связано с образованием застойных зон в межреберном пространстве, резко снижающих интенсивность теплообмена. В самом деле, средний коэффициент теплоотдачи с поверхности ребер  $\alpha = 2,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$  почти в пять раз меньше его значения для гладких труб.

2. При естественной конвекции мощность прибора с параллельно-последовательным соединением труб (№ 3) оказалась больше мощности оребренного теплообменника (№ 2) на 100 Вт, несмотря на то, что поверхность теплообменника № 3 в 3,6 раза меньше, чем у теплообменника № 2. Данный факт следует объяснить тем, что благодаря большому расстоянию между соседними трубами (3–4 см) происходит интенсификация естественной конвекции. К тому же отметим, что габаритные и весовые характеристики теплообменника с параллельно-последовательным соединением труб примерно в два раза ниже, чем оребренного теплообменника.

3. В случае вынужденной конвекции при скорости воздуха 1,5 м/с мощность теплообменника № 2 возрастает в 1,4 раза и достигает 904 Вт. Коэффициент теплоотдачи при этом увеличивается в 1,44 раза и достигает 3,6 Вт/(м<sup>2</sup> К). Мощность теплообменника № 3 при такой же скорости течения воздуха возрастает в 1,3 раза и достигает 940 Вт, а коэффициент теплоотдачи, увеличиваясь в 1,4 раза, достигает 14 Вт/(м<sup>2</sup> К). Отсюда следует вывод, что теплообменники № 2 и № 3 имеют примерно одинаковые тепловые мощности, однако весовые и габаритные характеристики теплообменника № 3 в два раза меньше.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Кудинов В.А., Карташов Э.М., Стефанюк Е.В.* Техническая термодинамика и теплопередача: Учебник для бакалавров. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Юрайт, 2016. – 566 с.
2. *Вытчиков Ю.С., Кудинов И.В.* Расчет и проектирование водонагревателей. – Самара: Самарский государственный архитектурно-строительный университет, 2011. – 88 с.
3. *Михеев М.А., Михеева И.М.* Основы теплопередачи. Изд. 2-е. – М.: Энергия, 1977.
4. *Нащокин В.В.* Техническая термодинамика и теплопередача. – М.: Высшая школа, 1980.
5. ГОСТ Р 53583–2009. Национальный стандарт Российской Федерации. Приборы отопительные. Методы испытаний. – Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии.
6. *Кунахович А.И.* Методика определения номинального теплового потока отопительных приборов при теплоносителе воде. – НИИ сантехники, 1984. – 26 с.

*Статья поступила в редакцию 1 февраля 2017 г.*

## EXPERIMENTAL RESEARCH OF POWER GAS-WATER HEAT EXCHANGERS

*I.V. Kudinov<sup>1</sup>, A.V. Eremin<sup>1</sup>, G.V. Sichinava<sup>2</sup>, A.N. Branfileva<sup>1</sup>, V.K. Tkachev<sup>1</sup>, O.Yu. Kurganova<sup>1</sup>*

<sup>1</sup> Samara State Technical University  
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russian Federation

<sup>2</sup> Research-and-Production Company "InfraIndustriya"  
6, p. 2, office 4526/1, Presnenskaya nab., Moscow, 123317, Russian Federation

*It was performed studies of three types gas-water heat exchangers on a specially designed experimental setup. The first gas-water heat exchanger consists of 4 series-connected perebranny pipes and it's diameter 0,057 m; the 2<sup>nd</sup> gas-water heat exchanger consists of the same 4 series-connected pipes and it's diameter 0,057 m, in that casepipes were finned with external (gas) side (the height of the ribs is 0.017 m, a thickness of 0,002 m and the pitch between ribs 0.005 m); the 3<sup>rd</sup> one was system of 4 series connection units of the tubes, each of those units applied four parallel mounted pipe with a diameter of 0,027 m. Those 3 heat exchanger differ in dimensions by no more than 5 %, but the 2<sup>nd</sup> heat exchanger metal consumption metal consumption due to the rib superior to the 1<sup>st</sup> and 3<sup>rd</sup> two times.*

*According to the results of an experiment conducted under conditions of natural convection, the capacity of the 3<sup>rd</sup> heat exchanger had the greatest (750 W); the capacity of the 2<sup>nd</sup> heat exchanger – 650 W; the capacity of the 1<sup>st</sup> one – only 450 W. According to the results of an experiment conducted under conditions of forced convection with air speed of 1.5 m/s power of all three heat exchangers was increased about the same: the power of the 2<sup>nd</sup> heat exchanger with fins increased 1.4 times (up to 900 W); the powers of the 1<sup>st</sup> and 3<sup>rd</sup> heat exchanger increased 1.3 times (respectively up to 600 W and 950 W). Notice, that the heat transfer coefficients for of the 1<sup>st</sup> and 3<sup>rd</sup> heat exchangers perebranny under free and forced convection was changed from 10 to 15 W/(m<sup>2</sup>K); the heat transfer coefficients for of the 2<sup>nd</sup> finned heat exchanger changed from 2,5 to 3,5 W/(m<sup>2</sup>K).*

*The conducted research could be used in the design of heat exchangers for steam generators and hot water boilers.*

**Keywords:** *heat exchangers power, experimental setup, perebranny and finned heat exchangers, natural and forced convection, heat transfer coefficients.*

---

*Igor V. Kudinov (Ph.D. (Techn.)), Associate Professor.  
Anton V. Eremin (Ph.D. (Techn.)), Associate Professor.  
Grigory V. Sichinava, Chairman of the board of directors.  
Anastasiya N. Branfileva, Assistant.  
Vasily K. Tkachev, Assistant.  
Olga Yu. Kurganova, Postgraduate Student.*

УДК 536. 2 (075)

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ В ЗДАНИЯХ С ЦЕЛЬЮ  
РАЗРАБОТКИ РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЮ*****Е.В. Стефанюк, Л.Д. Халикова, Е.А. Куклова, Р.М. Клеблеев,  
Е.М. Демкова***Самарский государственный технический университет  
Россия, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

*Разработана методика выполнения энергетического аудита применительно к зданию спортивного комплекса Самарского государственного технического университета. На основе выполненных расчетов проведены детальные исследования потерь теплоты через ограждающие конструкции (стены окна, полы, потолки и проч.) здания. Их анализ позволяет заключить, что установленная мощность систем отопления составляет 208 кВт. Таким образом, 63 кВт мощности являются избыточными и, следовательно, эквивалентное число отопительных приборов необходимо исключить. Исследования потерь теплоты через подводящие теплоноситель неизолированные трубопроводы позволили заключить, что наложение тепловой изоляции на них приведет к экономии 11,5 кВт потребляемой мощности. Было также показано, что для поддержания температуры воздуха в спортзале здания, равной 20 °С (согласно СНиП), рекомендуется исключить один из двух калориферов, служащих для вентиляционного подогрева воздуха. Экономия теплоты при этом составит 33 кВт (93 Гкал/год).*

**Ключевые слова:** *энергоаудит, энергосбережение, потери теплоты, ограждающие конструкции, отопительные приборы, трубопроводы, калориферы.*

В настоящей работе приведена последовательность выполнения энергоаудита и результаты энергетического обследования спорткомплекса СамГТУ (г. Самара, ул. Лукачева, 27) с целью определения потерь теплоты через ограждающие конструкции (стены, окна, полы, потолки и проч.). Полученные расчетные результаты сравнивались с проектными данными.

На основе расчетов потерь теплоты, выполненных для каждого отдельного помещения, рассчитаны требуемые мощности приборов для их отопления, а также выполнена оценка мощности всех приборов, установленных в помещениях. По результатам расчетов даны рекомендации по корректировке (уменьшению или увеличению) их мощности. Выполнена оценка мощности калориферов приточной вентиляции, необходимой для поддержания температуры воздуха в спортзале здания равной 20 °С [1–3].

*Описание конструктивных элементов здания.* Фундаменты: монолитные железобетонные столбы под колоннами и сборные железобетонные – под кирпичными стенами; наружные стены – из полнотелого керамического кирпича с утеплением из базальтовой минеральной ваты; наружная и внутренняя отделка

---

*Екатерина Васильевна Стефанюк (д.т.н.), профессор кафедры «Теоретические основы теплотехники и гидромеханики».*

*Лилия Дамировна Халикова, магистрант.*

*Екатерина Александровна Куклова, магистрант.*

*Руслан Мухтарович Клеблеев, магистрант.*

*Елизавета Михайловна Демкова, студент.*

стен – декоративная штукатурка, керамическая плитка; перекрытия – сборные железобетонные плиты с круглыми пустотами; покрытия – профнастил по металлическим фермам с комбинированным утеплением, плиты; окна – пластиковые двухкамерные в одинарных переплетах.

Общая площадь ограждающих конструкций здания, включая стены, окна, полы и крыши, составляет  $6277 \text{ м}^2$ . Из них стены (с дверями) –  $1750 \text{ м}^2$ ; окна –  $470 \text{ м}^2$ ; полы –  $2165 \text{ м}^2$ ; крыши –  $1892 \text{ м}^2$ . Исходные данные по размерам ограждающих конструкций были взяты из технических паспортов зданий, а также получены путем непосредственного измерения геометрических характеристик с помощью ультразвукового дальномера.

Система отопления спорткомплекса – однотрубная (П-образная) с нижней разводкой при последовательном соединении отопительных приборов. Температура теплоносителя на входе в систему отопления составляет  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. 1). Источник теплоснабжения – блок-модульная котельная.

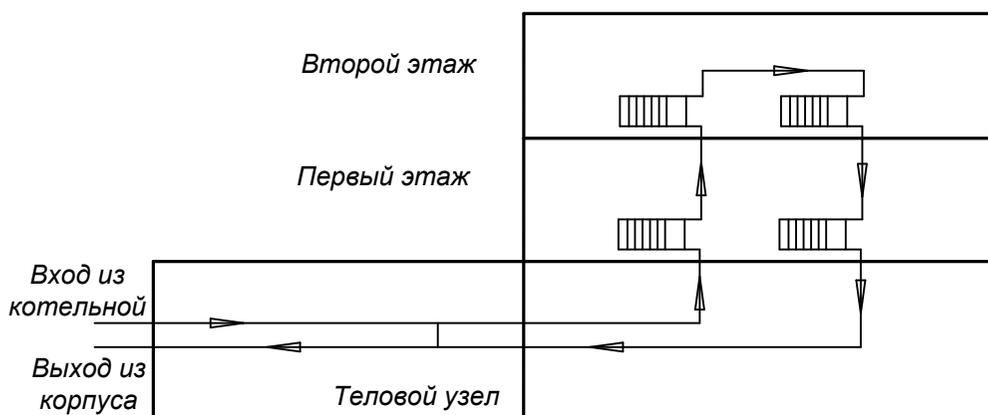


Рис. 1. Принципиальная схема системы отопления спорткомплекса СамГТУ

В расчетах были использованы следующие характеристики процесса теплообмена, принятые согласно СНиП (строительные нормы и правила) 23-02-2003 [4]:  $\alpha_1 = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  – коэффициент теплоотдачи внутри помещений;  $\alpha_2 = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  – коэффициент теплоотдачи от стен здания в окружающую среду. Температура воздуха внутри помещений ( $T_{\text{вн}} = 293 \text{ К}$ ) принималась по ГОСТ 30494-96. Средняя температура наружного воздуха ( $T_{\text{ср}}, \text{ К}$ ) по месяцам определялась по СНиП 23-01-99 [5]. Коэффициенты теплопроводности материалов ограждающих конструкций были следующие:  $\lambda = 1,92 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – коэффициент теплопроводности железобетонных ребристых плит;  $\lambda = 0,58 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – цементной стяжки;  $\lambda = 0,17 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – рубероида;  $\lambda = 0,042 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – утеплителя Rockwool;  $\lambda = 0,76 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – силикатного кирпича;  $\lambda = 0,8 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – штукатурки;  $\lambda = 0,061 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – минераловатного утеплителя.

Сопротивление теплопередаче оконных конструкций определялось по своду правил СП 23-101-2004:  $R = 0,51 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$  – термическое сопротивление двухкамерного стеклопакета в одинарном переплете с межстекольным расстоянием

8 мм. Воздухопроницаемость оконных конструкций принималась в соответствии со СНиП 23-02-2003 [4]:  $G = 5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \text{ час})$  – воздухопроницаемость окон в пластмассовом переплете.

Теплопотери через многослойные стены и крышу определялись по формуле

$$Q = \left( \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \right) F_c (T_{\text{вн}} - T_{\text{ср}}), \quad (1)$$

где  $F_c$  – площадь поверхности стены (крыши);

$\delta_i$  ( $i = \overline{1, n}$ ) – толщины слоев стены (крыши);

$\lambda_i$  – коэффициенты теплопроводности слоев стены (крыши);

$n$  – число слоев.

Для расчета сопротивления теплопередаче конструкций, расположенных на грунте, применена упрощенная методика, согласно которой поверхность пола и стен (при этом пол рассматривается как продолжение стены) по грунту разделялась на зоны – полосы шириной 2 м, параллельные стыку наружной стены и поверхности земли (рис. 2). Пол или стена, не содержащие в своем составе утепляющих слоев из материалов с коэффициентом теплопроводности  $\lambda < 1,2 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ , называются неутепленными. Для каждой зоны неутепленного пола предусмотрены нормативные значения сопротивления теплопередаче (рис. 2): зона 1 –  $R_1 = 2,1 (\text{м}^2\cdot\text{К})/\text{Вт}$ ; зона 2 –  $R_2 = 4,3 (\text{м}^2\cdot\text{К})/\text{Вт}$ ; зона 3 –  $R_3 = 8,6 (\text{м}^2\cdot\text{К})/\text{Вт}$ ; зона 4 –  $R_4 = 14,2 (\text{м}^2\cdot\text{К})/\text{Вт}$ .

Если в конструкции пола, расположенного на грунте, имеются утепляющие слои, его называют утепленным, а его сопротивление теплопередаче  $R_y$  определяется по формуле

$$R_y = R_{Hy} + \sum \frac{\delta_y}{\lambda_y}, \quad (2)$$

где  $R_{Hy}$  – сопротивление теплопередаче рассматриваемой зоны неутепленного пола,  $(\text{м}^2\cdot\text{К})/\text{Вт}$ ;

$\delta_y$  – толщина утепляющего слоя, м;

$\lambda_y$  – коэффициент теплопроводности материала утепляющего слоя,  $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ .

Теплопотери через окна находились по следующей формуле:

$$Q = \left( \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R + \frac{1}{\alpha_2}} \right) F_0 (T_{\text{вн}} - T_{\text{ср}}) + Q_{in}, \quad (3)$$

где  $Q_{in} = \frac{G \cdot F_0 (T_{\text{вн}} - T_{\text{ср}}) \cdot c}{3600}$  – теплопотери, связанные с инфильтрацией холодного воздуха;

$c$  – теплоемкость воздуха;

$T_{\text{ср}}$  – температура окружающей среды;

$F_0$  – площадь поверхности.

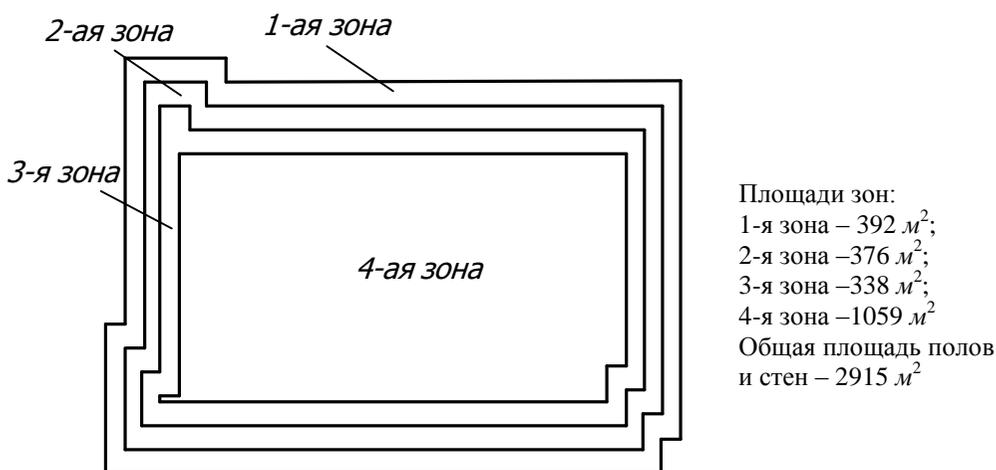


Рис. 2. Разбивка пола по зонам

Теплопотери, рассчитанные по приведенным выше формулам, называются основными. Они оказываются меньше действительных, так как в формулах не отображены факторы, вызывающие добавочные теплопотери, которые подразделяются на несколько видов:

1. Добавка на ориентацию ограждения по сторонам света – принимается следующей для всех наружных вертикальных ограждений: для северной, северо-восточной, северо-западной и восточной ориентации – 10 % от основных потерь теплоты; для юго-восточной и западной – 5 %; для южной и юго-западной – 0 %.

2. Добавка на угловое помещение, имеющее две наружные стены и более, равная 5 %, учитывает, что в этом помещении температура ниже, чем в рядовом.

3. Добавка на поступление холодного воздуха через наружные двери при их кратковременном открывании – для двойных дверей с тамбуром вычисляется по формуле  $\beta = 0,27 H$ , где  $H$  – высота здания.

4. Добавка на обдуваемость ограждений ветром – для Самары принималась равной 5 %.

Общие результаты расчетов тепловых потерь через ограждающие конструкции сведены в таблицу.

#### Результаты расчетов тепловых потерь через ограждающие конструкции

Ограждение	Площадь ограждения, м <sup>2</sup>	Теплопотери $Q$ , кВт	Теплопотери $Q$ , Гкал/час
Пол	2165	17,4	0,015
Стены с дверями	1750	40,8	0,035
Окна	470	67,0	0,058
Крыши	1892	19,9	0,017
Все ограждения	6277	145,1	0,125

Сравнение расчетных значений теплотерь и количества тепла, заложенного в проекте на отопление спорткомплекса, показало, что установленная мощность системы отопления (208 кВт) превышает расчетные значения теплотерь (145,1 кВт) на 62,9 кВт.

С целью снижения потерь теплоты рекомендуется наложение тепловой изоляции Rockwool на трубопроводы отопления и горячего водоснабжения. Коэффициент теплопроводности тепловой изоляции должен быть не менее 0,05 Вт/(м·К), толщина – не менее 5 см.

Площадь поверхности трубопроводов отопления, находящихся в тепловой камере, составляет 14 м<sup>2</sup>; трубопроводов, подводящих теплоноситель к зданию, – 15 м<sup>2</sup>. Потери теплоты от трубопроводов, находящихся в тепловой камере, определяются по формуле

$$Q = \alpha_B F (T_{c2} - T_B) = 6090 \text{ Вт}.$$

Количество теплоты, теряемой в окружающую среду от трубопроводов, находящихся на открытом воздухе, составляет

$$Q = \alpha_B F (T_{c2} - T_{cp}) = 7280 \text{ Вт},$$

где  $\alpha_B$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности трубы к воздуху;

$F$  – площадь поверхности теплообмена;

$T_{c2}$  – средняя температура поверхности трубы;

$T_B = 293 \text{ К}$  – температура воздуха в помещении;

$T_{cp} = 277,2 \text{ К}$  – средняя температура окружающей среды.

Для уменьшения тепловых потерь необходимо наложить тепловую изоляцию на трубопроводы. Тогда уравнение, описывающее теплообмен в утепляющем слое, будет

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} F (T_{c2} - T_{c3}), \quad (4)$$

где  $\lambda = 0,05 \text{ Вт/(м·К)}$  – коэффициент теплопроводности утепляющего материала (минеральная вата);

$\delta = 0,05 \text{ м}$  – толщина материала;

$F$  – площадь поверхности теплообмена;

$T_{c3}$  – температура поверхности утепляющего слоя.

Количество теплоты, передаваемой от утепленной поверхности трубопровода в окружающую среду, находится по формуле

$$Q = \alpha_B F (T_{c3} - T_B). \quad (5)$$

Находим решение системы, состоящей из двух линейных алгебраических уравнений (4) и (5), где неизвестными являются  $Q$  и  $T_{c3}$ . После наложения тепловой изоляции температура на ее поверхности будет равна  $T_{c3} = 298 \text{ К}$ , а потери теплоты станут равными  $Q = 627 \text{ Вт}$  – для трубопроводов, находящихся в тепловой камере, и  $Q = 700 \text{ Вт}$  – для трубопроводов, находящихся на открытом воздухе. Таким образом, потери теплоты в обоих случаях уменьшаются практически в 10 раз.

## Выводы

1. Выполнены расчеты суммарных потерь теплоты через ограждающие конструкции (стены, окна, полы, потолки и проч.), анализ которых позволяет заключить, что расчетные потери, найденные по текущему состоянию ограждающих конструкций, на 43 % меньше, чем установленная мощность приборов системы отопления. Следовательно, необходимо уменьшить тепловую мощность приборов системы отопления, равную по факту  $208 \text{ кВт}$ , до расчетных значений потерь теплоты через ограждающие конструкции спорткомплекса, составляющих  $145,1 \text{ кВт}$ .

2. В результате энергетического обследования дана оценка мощности установленных в каждом помещении отопительных приборов, а также выполнены расчеты потребной мощности в соответствии с текущими тепловыми потерями помещений. Согласно результатам обследования даны рекомендации по приведению мощности отопительных приборов в соответствие с потерями теплоты в каждом отдельном помещении.

3. Использование экранов для декоративного оформления отопительных приборов ведет к увеличению температурного градиента по толщине стены, что приводит к существенному (до 20 %) увеличению потерь теплоты через ограждающие конструкции. Рекомендуется произвести демонтаж существующих декоративных конструкций во всех помещениях корпуса.

4. Рекомендуется наложить тепловую изоляцию на трубопроводы, подводящие теплоноситель. Толщину изоляции принять равной  $\delta = 0,05 \text{ м}$ , а ее коэффициент теплопроводности  $\lambda = 0,05 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ . Показано, что экономия мощности от использования тепловой изоляции составит  $11,5 \text{ кВт}$  ( $73 \text{ Гкал/год}$ ).

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Щекин Р.В., Березовский В.А., Потапов В.А. Расчет систем централизованного отопления. – Киев: Вища школа, 1975. – 216 с.
2. Манюк В.И., Каплинский Я.И., Хиже Э.Б., Манюк А.И., Ильин В.К. Наладка и эксплуатация водяных тепловых систем: Справочник. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1988. – 432 с.
3. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учеб. пособие для вузов. – М.–Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 360 с.
4. СНИП № 23–02–2003. Тепловая защита зданий.
5. СНИП № 23–01–99. Строительная климатология.

*Статья поступила в редакцию 20 февраля 2017 г.*

## BUILDING' HEAT LEAKAGE INVESTIGATION AIMED AT DEVELOPMENT OF ENERGY SAVING GUIDELINES

***E.V. Stefaniuk, L.D. Khalikova, E.A. Kuklova, R.M. Klebleev, E.M. Demkova***

Samara State Technical University  
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russian Federation

*In the framework of this paper, there was developed a method of energy audit applied to the building of sports centre of Samara State Technical University. On the basis of calculations performed there were conducted detailed surveys of heat leakage through building envelope structures (walls, windows, floors, ceilings, etc.). Their analysis enables us to make a conclusion that the design heat leakages of all building's rooms are by 43% less than the capacity of heating systems installed, the total capacity of which amounts to 240 kW. Thus, 62,9 kW of capacity is excessive and therefore the equivalent number of heating units are to be excluded. The surveys on heat leakage through uncovered pipelines supplying heat-transfer agent enabled us to make a conclusion that the provision of heat insulation for them will save 11,5 kW of power consumption. It was also demonstrated that in order to maintain air temperature in the sports hall of the building equal to 20°C (according to SNIIP – Construction Rules and Regulations), it is recommended to exclude one of two calorifers used for ventilation air heating. Heat saving will amount to 33 kW (93 Gcal per year).*

***Keywords:*** energy audit, energy saving, heat leakage, building envelope, heating units, pipelines, calorifers.

---

*Ekaterina V. Stefaniuk (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.  
Lidia D. Khalikova, Postgraduate Student.  
Ekaterina A. Kuklova, Postgraduate Student.  
Ruslan M. Klebleev, Postgraduate Student.  
Elisasveta M. Demkova, Student.*