

УДК 621.565

Барышева О.Б. – кандидат технических наук, доцентE-mail: obbars@mail.ru**Галимзянова Л.Г.** – магистрE-mail: lutik.lutsiya@mail.ru**Казанский государственный архитектурно-строительный университет****МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ И РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА
КАЛОРИФЕРА, ИСПОЛЬЗУЕМОГО В КАЧЕСТВЕ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРА****АННОТАЦИЯ**

Разработан теплообменник «газ-жидкость». Позволяет использование вторичных отходов (продуктов сгорания двигателя КАМАЗ-740.51-320). Рассматривается продольное и поперечное обтекание трубного пучка. Производится сравнение выходных параметров и проводится оптимизация расхода по тепловой мощности теплообменника и температуре воды на выходе. Используется для коммунально-бытовых нужд и в нефтяном хозяйстве для промывки скважин от парафинов.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: теплообменник, калорифер, расход, оребрение, тепловой поток.**Barysheva O.B.** – candidate of engineering sciences, associate professor**Galimzyanova L.G.** – magistrate**Kazan State University of Architecture and Engineering****MODELING OF PROCESSES AND DEVELOPMENT OF CALCULATION'S METHOD
OF FAN HEATER, IN-USE AS EXCHANGER****ABSTRACT**

Exchanger is developed «gas-liquid». Allows utilization of the second wastes (products of combustion of engine of KAMAZ-740.51-320). The longitudinal and transversal flowing around of pipe bunch is examined. Comparison of data-outs is produced and optimization of expense is conducted on thermal power of exchanger and temperature of water on an output. Used for communal and domestic needs and in an oil economy for washing of mining holes from paraffin's.

KEYWORDS: exchanger, fan heater, expense, ribs, heat stream.

Калорифер кожухотрубный четырехходовой с коробчатым кожухом. Обтекание пучка труб – поперечное. Основные геометрические размеры трубного пучка приведены на рис. 1. Поверочный расчет, проведенный для установления возможности применения калорифера КСк 4-6 в качестве теплообменника, предназначенного для утилизации тепла, уносимого с выпускными газами двигателя КАМАЗ-740.51-320, показал, что данный теплообменник может быть использован в коммунальном хозяйстве, в нефтяной области для промывки скважин от парафинов и др. Отличается универсальностью, прост в эксплуатации. Не требует больших денежных вложений.

Характеристики калорифера: биметаллический, спирально-накатный предназначен для нагрева воздуха в системах кондиционирования, вентиляции и отопления, с температурой теплоносителя не более 190 °С и давлением не более 1,2 МПа. Калорифер изготавливается из углеродистой стали обыкновенного качества, теплоотдающие элементы выполнены из стальной трубы ($d_n = 21,3 \times 2,8$ – для теплоносителя «вода») с навивным оребрением номинальным диаметром по вершинам ребер $d_p = 40$ мм. Толщина оребрения $\delta_p = 0,5$ мм, шаг навивки $s = 3,7$ мм. В калорифере применен модернизированный теплоотдающий элемент с подгибкой ребер по ходу воздуха. Использование данного теплоотдающего элемента позволяет снизить аэродинамическое сопротивление на 20 %, гидравлическое сопротивление на 25 %, а фактические показатели теплотехнических характеристик увеличить более чем на 4 %, по сравнению с элементом без подгибки.

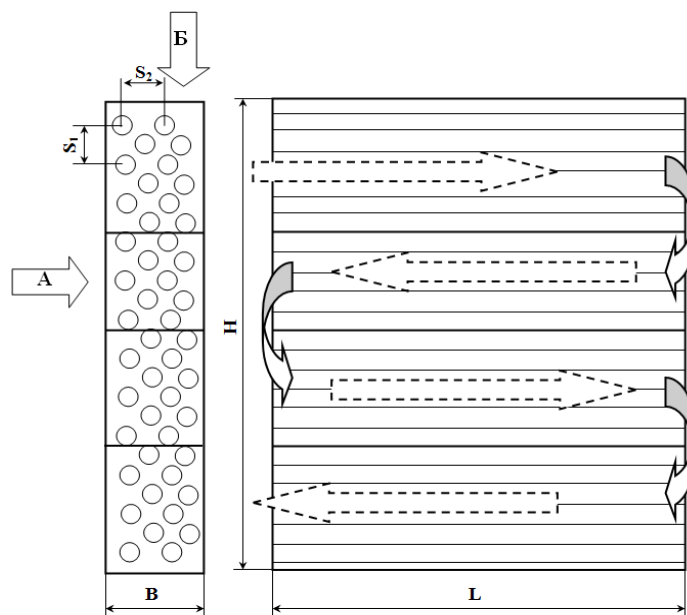


Рис. 1. Основные геометрические размеры трубного пучка калорифера КСк 4-6:

- L – длина матрицы теплообменника, м (0,530),
- H – высота матрицы теплообменника, м (0,503),
- B – глубина матрицы теплообменника, м (0,18),
- S₁, S₂ – шаги между трубами в пучке, м (0,0375 и 0,09).

Таблица 1

Теплотехнические характеристики калорифера:	
Тепловая мощность Q, кВт	59,1
Температура воздуха на входе t' ₂ , °С	-20
Температура воды на входе t' ₁ , °С	150
Температура воды на выходе t'' ₁ , °С	70
Расход воздуха G ₂ , кг/с	0,833
Площадь поверхности теплообмена, м ²	17,36
Параметры системы отопления потребителя:	
Температура теплоносителя на входе в радиаторы жилых и общественных зданий по санитарно-гигиеническим условиям	не более 95 °С
Температура на выходе из сети потребителя	не менее 70°С
Давление в радиаторах местных систем отопления	не более 0,6 МПа
Тепловая мощность	не менее 100 кВт
Параметры двигателя КАМАЗ-740.51-320:	
Расход продуктов сгорания, кг/с	0,276
Температура выпускных газов, °С	510
Расход воздуха, кг/с	0,267
Максимальное противодавление после турбокомпрессора, кПа	10

Методика поверочного расчета теплообменника с коробчатым кожухом:

1. Исходные данные: первый теплоноситель движется в трубе (вода) и обозначен индексом «1», второй в межтрубном пространстве (продукты сгорания) и обозначен индексом «2»; индексом «'» обозначены параметры на входе, «''» – выходные параметры; схема движения теплоносителей – перекрестный ток; задаются геометрические характеристики: компоновка труб в пучке; задаются габаритные размеры матрицы теплообменника;
2. Задается количество рядов труб z и количество труб в ряду m.
3. Количество труб в пучке n = mz.

4. Площадь теплопередающей поверхности теплообменника (по среднему диаметру труб) равна:

$$F_{cp} = \pi(d_n + d_b) L n_p / 2,$$

где d_b – внутренний диаметр трубы, n_p – количество ребер на одной трубе

$$n_p = L / (\delta_p + \delta_m)$$

δ_p , δ_m – толщина ребра и межреберных участков, соответственно.

5. Площадь оребренной – наружной поверхности

$$F_n = (F_p + F_m) n_p,$$

где F_p – площадь поверхности собственно ребер

$$F_p = \pi n_p f_p \left\{ (d_p^2 - d_n^2) / 2 + d_p \delta_p \right\},$$

$f_p > 1,36$ – коэффициент, учитывающий увеличение площади за счет подгибки ребер, F_m – площадь поверхности межреберных участков трубы

$$F_m = \pi d_n \delta_m (n_p - 1).$$

6. Скорость теплоносителя в трубах

$$W_1 = G_1 / (\rho_1 F_1),$$

где G_1 – массовый расход, кг/с, ρ_1 – плотность, кг/м³.

Площадь поперечного сечения трубы

$$F_1 = \pi d_b^2 n_p / 4.$$

7. Рассчитываются числа Рейнольдса Re_1 и Прандтля Pr_1 . Свойства теплоносителя в первом приближении выбираются по температуре и давлению t'_1 и p'_1 . В последующих приближениях – по средней температуре $t_{1cp} = (t'_1 + t''_1) / 2$.

Здесь и далее свойства теплоносителей рассчитывались по аппроксимационным формулам, полученным на основе табличных данных, представленных в [1, 2].

8. Коэффициент теплоотдачи при движении теплоносителя в трубах

$$\alpha_1 = Nu_1 \lambda_1 / d_b,$$

где Nu_1 определяется по следующим формулам:

– для ламинарного режима ($Re_1 < 2300$)

$$Nu_1 = 0,15 Re_1^{0,33} Pr_1^{0,43} Gr_1^{0,1} (Pr_1 / Pr_{1w})^{0,25} \varepsilon_L,$$

– для переходного режима

$$Nu_1 = 0,62 (Re_1 Pr_1 d / L)^{1,3} (1 + 0,015 Gr_1^{0,33}),$$

– для турбулентного режима ($Re_1 > 10000$)

$$Nu_1 = 0,021 Re_1^{0,8} Pr_1^{0,43} (Pr_1 / Pr_{1w})^{0,25} \varepsilon_L,$$

где $\varepsilon_L = 1,04$ – поправка на начальный участок канала [3], Gr – число Грансгофа.

9. Скорость движения теплоносителя в межтрубном пространстве

$$W_2 = G_2 / (\rho_2 (B - m(d_n + (d_p - d_n) \delta_p n_p)) L).$$

10. Рассчитываются числа Рейнольдса Re_2 (в качестве определяющего размера выбирается наружный диаметр трубы d_n) и Прандтля Pr_2 . Свойства теплоносителя в первом приближении выбираются по t'_2 и p'_2 . В последующих приближениях – по $t_{2cp} = (t'_2 + t''_2) / 2$.

11. Коэффициент теплоотдачи при движении теплоносителя в межтрубном пространстве

$$\alpha_2 = Nu_2 \lambda_2 / d_n,$$

где Nu_2 определяется по формулам оребренных шахматных пучков труб [4]:

$$Nu_2 = A (Pr_2 / Pr_{2w})^{0,25} (S_1 / S_2)^{0,2} (\delta_m / d_n)^{0,18} [(d_p - d_n) / (2d_n)]^{-0,14} \varepsilon_z,$$

где $A = 0,192 Re_2^{0,65} Pr_2^{0,36}$ – при $100 < Re_2 \leq 20000$, $A = 0,0502 Re_2^{0,8} Pr_2^{0,36}$ – при $20000 < Re_2 \leq 200000$, ε_z – поправка.

12. Коэффициент теплопередачи k , отнесенный к поверхности среднего цилиндрического сечения труб,

$$k = [1/\alpha_1 + \delta_w/\lambda_w + 1/\alpha_2 F_{cp} / (F_m + \eta_p F_p)]^{-1},$$

где коэффициент теплопроводности стенки $\lambda_w = 16$ Вт/(м·К) (нержавеющая сталь), коэффициент эффективности ребра η_p определяется из уравнения

$$\eta_p = \kappa_{кр} \kappa_{fp} \text{th}(ml_{эф}) / (ml_{эф}),$$

где $\kappa_{fp} = 1,5$ – коэффициент, учитывающий увеличение теплоотдачи за счет подгибки ребер (значение коэффициента κ_{fp} определено на основе тестовых расчетов), $\kappa_{кр} = 0,6$ – коэффициент, учитывающий ухудшение теплоотдачи вследствие неидеального контакта ребер и стенки трубы [2].

$$\text{Эффективная длина ребра } l_{эф} = (d_p - d_n + \delta_p) / 2.$$

Параметр ребра

$$m = \sqrt{2\alpha_2 / (\lambda_p \delta_p)},$$

где $\lambda_p = 200$ Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности материала ребра.

13. Передаваемый тепловой поток

$$Q = k (t_{1cp} - t_{2cp}) F_{cp} k_n,$$

где $k_n = 0,95$ – коэффициент, учитывающий утечки тепла [2, 3], в первом приближении $t_{1cp} = t'_1$, $t_{2cp} = t'_2$.

14. Концевые температуры теплоносителей

$$t''_1 = t'_1 - Q / (G_1 C_{p1}), \quad t''_2 = t'_2 + Q / (G_2 C_{p2}).$$

15. Средние температуры теплоносителей

$$t_{1cp} = (t'_1 + t''_1) / 2, \quad t_{2cp} = (t'_2 + t''_2) / 2.$$

16. Потери давления в трактах обоих теплоносителей

$$\Delta p = \xi \rho_2 W_2^2 / 2.$$

В межтрубном пространстве при шахматном расположении труб в пучке коэффициент местного сопротивления рассчитывается по формулам ($Re_2 < 6000$): $\xi = (4 + 6,6z) Re_2^{-0,28}$ – при $S_1 \leq S_2$, $\xi = (5,4 + 3,4z) Re_2^{-0,28}$ – при $S_1 > S_2$.

16. Проводится сравнение температур t_{1cp} и t_{2cp} со значениями, полученными в предыдущем приближении. Если разница между ними превышает 1 %, то проводится следующее приближение. В противном случае расчет заканчивается.

Так как калорифер четырехходовой, то расчет проводится отдельно для каждой их четырех секций. Выходные параметры каждой секции являются входными для следующей.

Тестовый расчет проведен для проверки работоспособности представленной выше методики поверочного расчета. В качестве исходных данных для расчета взяты паспортные данные калорифера (таблица 1).

Обтекание пучка труб – поперечное в направлении А (рис. 1). Общее количество труб – 46 (в трех секциях по 12, в одной – 10).

На основе имеющихся данных расход воды в калорифере

$$G_1 = Q / \{ C_{p1} (t'_1 - t''_1) \} = 0,176 \text{ кг/с},$$

где C_{p1} – изобарная массовая теплоемкость, Дж/(кг·°С), температура воздуха на выходе $t''_2 = t'_2 + Q / (G_2 C_{p2}) = 51$ °С.

Результаты тестового расчета по представленной методике представлены в таблице 2.

Таблица 2

Наименование параметра	1-ый теплоноситель	2-ой теплоноситель
Тепловой поток Q , кВт	56,5	
Температура на выходе t'' , °С	68,2	51,2
Средняя температура теплоносителя t_{cp} , °С	109,1	15,6
Средняя температура стенки t_w , °С	108,4	95,9
Скорость теплоносителя W , м/с	0,085	5,4
Число Рейнольдса Re	6500	8647
Коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м ² ·К);	9178	49,5
Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·К);	445	
Площадь теплопередающей поверхности F_{cp} , м ²	1,41	
Площадь межреберных участков трубы F_m , м ²	1,41	
Площадь поверхности ребер F_p , м ²	16,0	
Площадь оребренной поверхности F_n , м ²	17,41	
Коэффициент эффективности ребер η_p	0,82	
Количество сделанных в расчете приближений	9	

По данным таблицы 2 видно, что результаты поверочного расчета по представленной методике (величины Q , t'' , F_n) отличаются от параметров калорифера, заявленных предприятием-производителем, не более чем на 10 %, остальные параметры также находятся в допустимых пределах.

Далее проведен поверочный расчет калорифера КСк 4-6. Исходные данные для расчета взяты из таблицы 1.

Первый теплоноситель – вода (движется в трубе), второй теплоноситель – продукты сгорания (движутся в межтрубном пространстве). Необходимо обеспечить: $Q \geq 100$ кВт, t_1'' не более 95 °С, $\Delta p_2 < 10000$ Па.

Величину требуемого расхода воды G_1 определим из уравнения теплового баланса

$$Q = G_1 C_{p1} (t_1'' - t_1') = G_2 C_{p2} (t_2' - t_2'').$$

Принимая $t_2'' \approx t_1'' = 95^\circ\text{C}$, получим $Q \approx 120$ кВт и $G_1 \approx 1,2$ кг/с.

Поперечное обтекание пучка трубок возможно в двух направлениях (рис. 1): а) в направлении «А» (как это принято в промышленном варианте); б) в направлении «Б» (обтекание по второму варианту позволяет существенно уменьшить фронтальную площадь и увеличить скорость газового потока). В связи с этим проведено два сравнительных расчета с обтеканием в направлении «А» и направлении «Б». Результаты расчета при классической схеме обтекания трубного пучка в направлении «А» приведены в таблице 3.

Таблица 3

Наименование параметра	1-ый теплоноситель	2-ой теплоноситель
Тепловой поток Q , кВт	102,8	
Температура на выходе t'' , °С	90,7	180,1
Потери давления Δp , Па	–	54
Скорость теплоносителя W , м/с	0,56	3,8
Число Рейнольдса Re	26461	1745
Коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м ² ·К);	4628	33,3
Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·К);	304	
Количество сделанных в расчете приближений	20	

Результаты расчета при поперечном обтекании трубного пучка в направлении «Б» приведены в таблице 4.

Таблица 4

Наименование параметра	1-ый теплоноситель	2-ой теплоноситель
Тепловой поток Q , кВт	113,4	
Температура на выходе t'' , °С	92,8	146
Потери давления Δp , Па	–	180
Скорость теплоносителя на входе W , м/с	0,56	5,4
Число Рейнольдса Re	24170	2002
Коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м ² ·К);	4815	58,5
Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·К);	487	
Количество сделанных в расчете приближений	7	

Распределение параметров по отдельным ступеням калорифера при поперечном обтекании трубного пучка в направлении «Б» приведено в таблице 5.

Таблица 5

Наименование параметра	Ступень			
	I	II	III	IV
Тепловой поток Q , кВт	55,5	30,97	17,15	9,89
Температура t_1'' , °С	81,2	87,4	90,9	92,8
Температура t_2'' , °С	335,5	235,4	179	146
Средний перепад температуры по толщине стенки трубок t_w , °С	108÷158	102÷128	99÷114	97÷106

Сравнительный анализ полученных данных показывает, что поперечное обтекание по схеме «Б» позволяет увеличить тепловой поток на 10 кВт, температуру воды на 2 °С за счет увеличения скорости газа. При этом потери давления при обтекании газами трубного пучка не превышают допустимые.

Но обтекание по обеим схемам не позволило нагреть воду до 95 °С при заданном расходе. Поэтому были проведены дополнительные расчеты при обтекании по схеме «Б» при различных расходах воды; результаты расчета представлены на рис. 2.

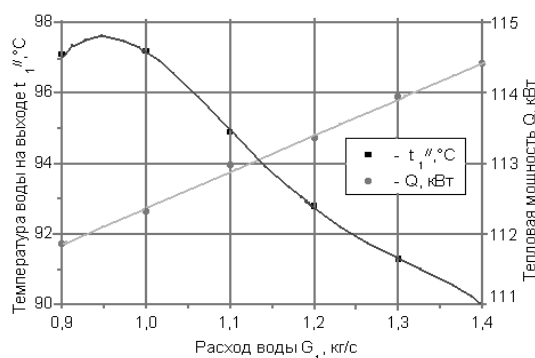


Рис. 2. Зависимость температуры воды на выходе из теплообменника и его тепловой мощности от расхода воды

Из рис. 2 видно, что для обеспечения температуры воды $t_1'' = 95$ °С необходимо обеспечить расход воды $G_1 \approx 1,1$ кг/с.

Вывод:

По результатам поверочного расчета калорифера КСк 4-6 отмечено следующее:

1. При заданных режимных и конструктивных параметрах теплообменник обеспечивает заданную тепловую мощность (более 100 кВт);

2. Поперечное обтекание трубного пучка в направлении «Б» позволяет увеличить тепловую мощность теплообменника на 10 %, по сравнению с классической схемой обтекания в направлении «А».

3. Кроме того, обтекание в направлении «Б» в рамках решаемой задачи позволяет существенно уменьшить фронтальную площадь, вследствие чего повышается скорость газов и улучшается их распределение по сечению межтрубного пространства.

4. Требуемая температура воды на выходе из теплообменника $t_1'' = 95$ °С обеспечивается при максимальном расходе воды $G_1 \approx 1,1$ кг/с.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. – 720 с.
2. Бажан П.И. и др. Справочник по теплообменным аппаратам. – М.: Машиностроение, 1989. – 366 с.
3. Ройзен Л.И., Дулькин И.М. Тепловой расчет ребренных поверхностей. – М.: Энергия, 1977. – 256 с.
4. Справочник по теплообменникам. В 2 т. / Пер. с англ.; под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987.

REFERENCES

1. Vargaftick N.B. Reference book on thermophysical properties of gases and liquids. – М.: Science, 1972. – 720 p.
2. Bajan P.I. and other Reference book on heat-exchange vehicles. – М.: Engineer, 1989. – 366 p.
3. Royzen L.I., Dulkin I.M. The thermal calculation of ribs surfaces. – М.: Energy, 1977. – 256 p.
4. Reference book on exchangers. In v.2. / Under the editorship of B.S. Petukhov, V.K. Shikova. – М.: Energoatomizdat, 1987.