

РАЗРАБОТКА НОВОГО АЛЮМИНИЕВОГО РАДИАТОРА ОТОПЛЕНИЯ ПОВЫШЕННОЙ МОЩНОСТИ

Каграманов Ю.А.¹

¹ФГАОУ ВПО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», Екатеринбург, Россия (620014, г. Екатеринбург, ул. Софьи Ковалевской, 5), e-mail: KagramanovYA@yandex.ru

Проведен анализ работы алюминиевого радиатора отопления. Были разработаны: модель процесса теплообмена и методика расчета существующей конструкции. Основными входными характеристиками являлись геометрические параметры секции и коллектора радиатора, температура воды на входе в радиатор, массовый расход воды, температура окружающего воздуха. Определялась тепловая мощность радиатора и ее зависимость от основных входных характеристик. Для подтверждения теоретических результатов был создан и введен в эксплуатацию лабораторный стенд. Контролируя расход воды и температуру наружного воздуха, определяли температуру воды на выходе из радиатора, и температуры в разных выбранных точках на поверхности радиатора отопления. Модель и методика расчета были подтверждены экспериментами. Методика позволила создать конструкцию радиатора, отличающуюся наибольшей мощностью при минимальной массе. На основе проделанной работы было выпущено техническое задание на дальнейшую разработку изделия.

Ключевые слова: алюминиевый радиатор отопления, оптимизация, теплообмен, моделирование тепловых процессов.

THE NEW HEAT RADIATOR WITH HIGHER POWER LEVEL DEVELOPMENT

Kagramanov Y.A.¹

Ural Federal University, Ekaterinburg, Russia (620014, Ekaterinburg, street Sofia-Kovalevskaya, 5), e-mail: KagramanovYA@yandex.ru

The aluminum heating radiator was analyzed. The heat exchange process model and the solution were developed for existing construction of radiator. The main inlet characteristics were: the radiator section and the collector geometries, the inlet water temperature, the mass water flow level and the ambient temperature. The radiator power and it's relation with main inlet characteristics were found by solutions. The laboratory bench was constructed, and all necessary experiments were run. Experiment data confirmed the heat exchange process model and the solution. The new optimized heat radiator construction with less mass and the higher power level was invented by using developed solution. This work made possible to make a technical task for the further development of the product.

Keywords: aluminum heat radiator, optimization, heat exchange model, heat exchange solution.

Введение

Основные показатели качества алюминиевых радиаторов – это прочность, легкость конструкции и высокий уровень теплообмена. Оптимизация работы алюминиевых радиаторов является актуальной задачей на заводах отечественных производителей.

Данная статья входит в рамки НИОКР, целями которой были разработка методики расчета тепловой мощности радиатора отопления и оптимизация его работы.

Задача была поставлена заводом-изготовителем для получения совершенного изделия, наиболее хорошо адаптированного под нужды потребителя.

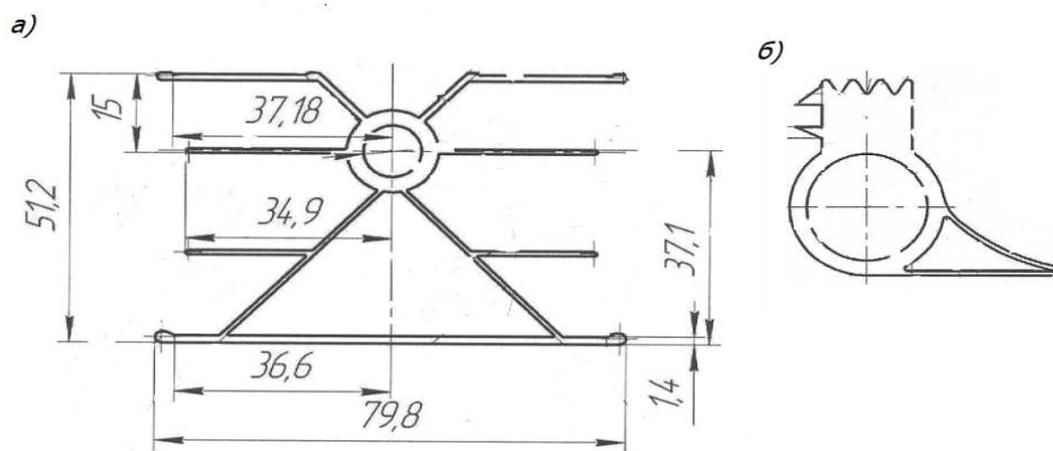


Рис. 1. Чертежи профиля радиатора и коллектора.

На рисунке 1 под буквой а представлен чертеж профиля существующего радиатора отопления, под б – чертеж коллектора. Сборка состоит из пяти секций с известными профилями и двух коллекторов.

Работа по оптимизации радиатора была разбита на несколько этапов.

- Разработка модели теплообмена радиатора.
- Создание методики расчета радиатора.
- Проведение опытов.
- Сравнение теоретических и экспериментальных результатов.
- Использование методики для расчета различных оптимальных конструкций радиатора и выбор лучшей.

Краткое описание модели теплообмена радиатора: горячая вода с температурой 70 °С подается в верхний коллектор, так как поверхность теплообмена ребристая, то необходима оценка коэффициента теплоотдачи от воды к стенке. Для горизонтальной трубы безразмерное число Нуссельта определяется по формуле [1]

$$Nu = 0,021Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (1)$$

Для вертикальных трубок коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле [1]

$$Nu = A Pr^{0,43} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (2)$$

Тепловой поток от лицевой стенки радиатора подчиняется законам сложного теплообмена. Конвективная составляющая определяется как для свободной конвекции в неограниченном объеме. Лучистый теплообмен считается по известной формуле [6]

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{\varepsilon C_0 \left[\left(\frac{T_c}{100} \right)^4 + \left(\frac{T_B}{100} \right)^4 \right]}{T_c - T_B} \quad (3)$$

Теплообмен с задней стенки происходит только за счет конвекции, так как радиатор прислоняется к теплой деревянной стене. Сложный теплообмен происходит также с боков радиатора. В закрытых каналах теплообмен идет за счет вынужденной конвекции в канале, вызванной самотягой [2].

Методика расчета производилась в следующей последовательности.

- Расчет и ввод в программу геометрических характеристик.
- Расчет тепловой мощности при идеальном теплообмене (температура ребер не меняется по длине).
- Оценка коэффициентов теплоотдачи от воды к стенкам труб.
- Уточнение наружной температуры стенок труб.
- Распределение температур вдоль ребер.
- Оценка средней температуры радиатора.
- Расчет закрытых каналов с учетом температуры воздуха в канале и скорости движения воздуха.
- Повторный расчет и сведение невязок.

На основе расчетных данных был построен график зависимости мощности радиатора от температуры наружного воздуха, показанный на рисунке 2.



Рис. 2. Влияние температуры наружного воздуха на мощность радиатора.

Из рисунка 2 видно, что мощность радиатора отопления линейно зависит от температуры наружного воздуха, в заданном диапазоне. Максимальное значение в 800 Вт

достигается при температуре наружного воздуха 10 °С, при 30 °С радиатор выдает мощность не больше 450 Вт. При запрашиваемых заказчиком параметрах: температура воздуха 20 °С и расход греющей воды 0,0883 кг/с, мощность радиатора отопления составляет 685 Вт.

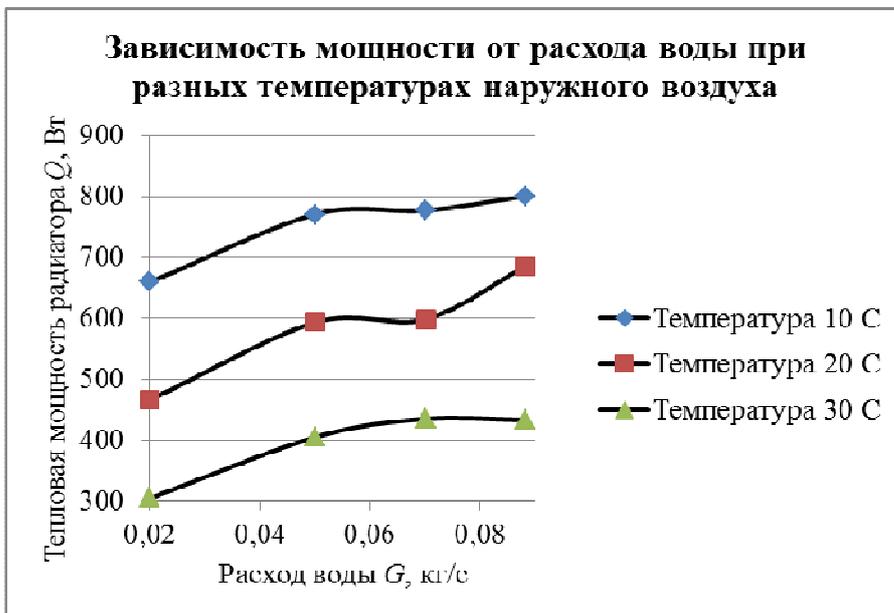


Рис. 3. График зависимости мощности радиатора от расхода жидкости при разных температурах наружного воздуха.

На рисунке 3 верхняя кривая соответствует температуре 10 °С, средняя - 20 °С, низшая - 30 °С.

Результаты расчетов, а также необходимые удельные характеристики показаны в таблице 1.

Таблица 1 – Расчетные величины

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Значение
Мощность радиатора	Q	Вт	685
Масса радиатора	m	Кг	4,10
Площадь поверхности теплообмена	F	м ²	2,16
Удельная массовая мощность	q_m	Вт/кг	167
Удельная мощность	q_F	Вт/м ²	317
Мощность секции	$Q_{\text{СЕК}}$	Вт	98,0

Зная температуру наружной поверхности трубки, можно более точно определить распределение температур по длине ребер. Данная задача решается при помощи следующей формулы

$$\vartheta = \vartheta_1 \frac{\operatorname{ch}(m(l-x)) + \frac{\alpha_l}{m\lambda} \operatorname{sh}(m(l-x))}{\operatorname{ch}(ml) + \frac{\alpha_l}{m\lambda} \operatorname{sh}(ml)},$$

где $\vartheta = t - t_{ж2}$; $\vartheta_1 = t_{ст2} - t_{ж2}$; $u = 2(b+h)$; b – толщина ребра; $f = b \cdot h$, l – длина ребра; x – расстояние от основания ребра до рассматриваемой точки, t – температура в расчетной точке x ;

$m = \sqrt{\frac{\alpha_p \cdot u}{f \cdot \lambda_{ст}}}$; α_l – приведенный коэффициент теплоотдачи; α_p – коэффициент теплоотдачи от ребра к воздуху.

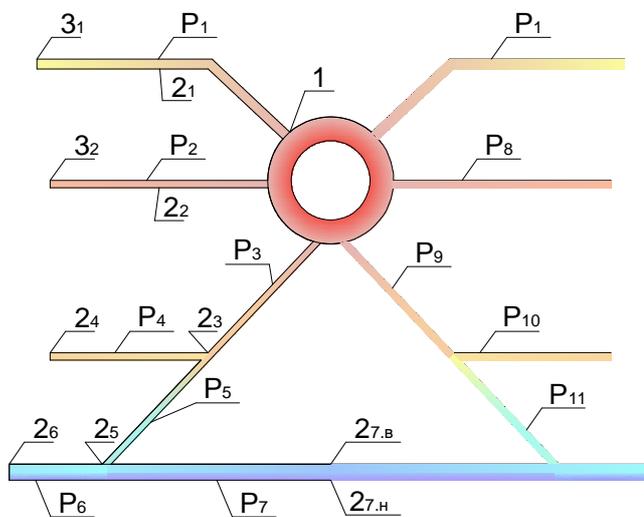


Рис. 4. Распределение температур по ребрам профиля существующего радиатора.

На рис. 4 буквами $P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6, P_7, P_8, P_9, P_{10}, P_{11}$, обозначены ребра 1, 2, 3, 4, 5, 6 и 7 соответственно. Цифры показывают рассматриваемые точки. Красный цвет означает температуры, близкие к 70°C , желтый цвет – ближе к 60°C , синий – к 50°C .

Для расчета температур в точках $2_3, 2_5$ необходимо оценить приведенные коэффициенты теплоотдачи α . Тепловой поток, который входит в точку 2_3 , расходуется на тепловые потери в ребре 4, в ребре 5, а также в ребрах 6 и 7. Значения коэффициентов теплоотдачи от ребер к воздуху в первом приближении будут браться из проделанного выше расчета. После получения распределения температур по длине ребер появится новая усредненная температура ребер, которая станет определяющей температурой стенки в повторном расчете коэффициентов теплоотдачи от ребер к воздуху, после чего будет снова проделан расчет по определению распределения температур по длине ребер. Описанная выше цепочка расчетов будет повторяться. Если температура в предыдущей итерации совпадет с температурой в последующей, то расчет завершится. Для упрощения расчета по данной методике принимается, что распределение температур по длине ребер под номерами

1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 такое же, как в ребрах с номерами 1, 8, 9, 10, 11. Приведенные коэффициенты теплоотдачи для данной геометрии радиатора считаются по следующим формулам.

$$\alpha_l = \frac{Q_{P4} + Q_{P5} + Q_{P6} + Q_{P7}}{f(t_{2,3} - t_{Ж2})} = \frac{l_{P4} h (\alpha_2 (t_{P4} - t_{Ж2}) + \alpha_3 (t_{P4} - t_{Ж2}))}{f(t_{2,3} - t_{Ж2})} +$$

$$+ \frac{(\alpha_3 (t_{P5} - t_{Ж2}) + \alpha_4 (t_{P5} - t_{Ж2})) l_{P5} h + (\alpha_3 (t_{P6} - t_{Ж2}) + \alpha_4 (t_{P6} - t_{Ж2})) l_{P6} h}{f(t_{2,3} - t_{Ж2})} +$$

$$+ \frac{l_{P7} h (\alpha_0 (t_{P7} - t_{Ж2}) + \alpha_4 (t_{P7} - t_{Ж2}))}{f(t_{2,3} - t_{Ж2})} = \frac{0,0196(5,6(67,2 - 20) + 5,6(67,2 - 20))0,45}{0,0008(67,2 - 20)0,45} +$$

$$+ \frac{0,0178(5,6(67,2 - 20) + 7,66(67,2 - 20))0,45 + 0,0115(5,6(67,2 - 20) + 7,66(67,2 - 20))0,45}{0,0008(67,2 - 20)0,45} +$$

$$+ \frac{0,0273(12,6(67,2 - 20) + 7,66(67,2 - 20))0,45}{0,0008(67,2 - 20)0,45} = 836 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

$$\alpha_l = \frac{Q_{P6} + Q_{P7}}{f(t_{2,3} - t_{Ж2})} = \frac{(\alpha_3 (t_{P6} - t_{Ж2}) + \alpha_4 (t_{P6} - t_{Ж2})) l_{P6} h + l_{P7} h (\alpha_0 (t_{P7} - t_{Ж2}) + \alpha_4 (t_{P7} - t_{Ж2}))}{f(t_{2,3} - t_{Ж2})} =$$

$$= \frac{0,0115(5,6(67,2 - 20) + 7,66(67,2 - 20))0,45 + 0,0273(12,6(67,2 - 20) + 7,66(67,2 - 20))0,45}{0,0008(67,2 - 20)0,45} = 539 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Полученные значения тепловой мощности были проверены экспериментально. Опыты проводились на специально собранном стенде, схема которого показана на рисунке 5.

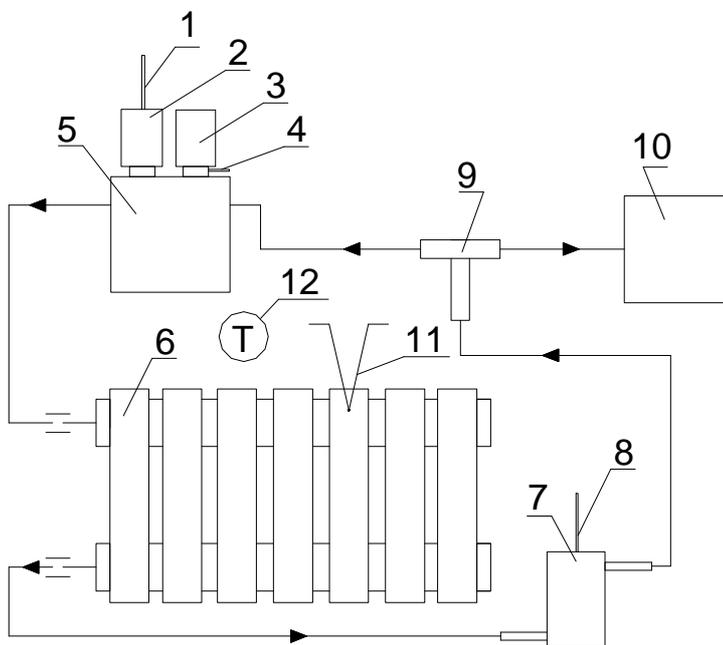


Рис. 5. Упрощенная схема испытательного стенда:

1 – термометр термостата; 2 – встроенный подогреватель термостата с регулятором температуры; 3 – встроенный насос термостата; 4 – регулятор подачи воды из термостата; 5 – корпус термостата; 6 – испытуемый радиатор; 7 – бак-смеситель; 8 – термометр воды на

выходе из радиатора; 9 – трехходовой кран; 10 – мерный бак; 11 – термопара; 12 – термометр.

Стенд позволяет оценить тепловую мощность существующего радиатора. Подача воды осуществляется от верхнего коллектора к нижнему. При помощи подогревателя 2 вода нагревается в термостате 5 до установленной температуры $t_{\text{ВХ}}$, фиксируемой термометром 1. Затем вода насосом 3 подается в испытуемый радиатор 6, где отдает часть тепла окружающему воздуху, температура которого $t_{\text{ВОЗД}}$ поддерживается на уровне 20 °С и измеряется термометром 12. Далее вода поступает в бак-смеситель 7, где термометром 8 измеряется температура воды на выходе $t_{\text{ВЫХ}}$ из радиатора. Замеры расхода воды осуществляются в начале и в конце каждого опыта при достижении системы стационарного режима методом мерного бака (поз. 10). Максимальная температура воды поддерживается не выше 70 °С, а температура воздуха в помещении – на уровне 20 °С. Расход воды G регулировался при помощи регулятора подачи воды из термостата 4. Кроме того, в опытах измерялась температура на лицевой поверхности ребра радиатора ($t_{\text{СТ.Н}}$ – температура наружной поверхности лицевого ребра в пяти сантиметрах от верхней центральной точки 4-й секции по вертикали) при помощи термопары медь-константан 11.

Погрешность определения искомой величины определялась по формуле

$$\frac{\Delta Q}{Q} = 100 \sqrt{\left(\frac{\Delta V}{V}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \tau}{\tau}\right)^2 + \left(\frac{\Delta t_{\text{ВХ}}}{t_{\text{ВХ}} - t_{\text{ВЫХ}}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta t_{\text{ВЫХ}}}{t_{\text{ВХ}} - t_{\text{ВЫХ}}}\right)^2},$$

где $\Delta V = 39$ миллилитров; $\Delta \tau = 2$ с; $\Delta t_{\text{ВХ}} = \Delta t_{\text{ВЫХ}} = 0,1$ °С.

Таким образом, при помощи методики были рассчитаны и проанализированы разные конструкции радиаторов отопления. После сравнения удельных характеристик всех вариантов было выбрано наиболее оптимальное техническое решение по изменению конструкции существующего радиатора отопления. Расчетная мощность нового радиатора превышает мощность образца на 23%.

Список литературы

1. Богословский В.Н. Строительная теплофизика : учеб. для вузов. — 3-е изд. — М. : Высшая школа, 1982.
2. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. - 3-е изд. — М. : Машиностроение, 1992.
3. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача : учеб. для вузов. — 3-е изд. — М. : Энергия, 1975.

4. Королев В.Н. Тепломассообмен : учеб. для вузов. — Екатеринбург : ГОУ ВПО «УГТУ-УПИ», 2006.
5. Михеев М.А. Основы теплопередачи : учеб. для вузов. — М. : Госэнергоиздат, 1956.
6. Михеев М.А. Основы теплопередачи : учеб. для вузов. — М. : Энергия, 1973.

Рецензенты:

Мунц В.А., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Теплоэнергетика и теплотехника», УрФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург.

Сапожников Б.Г., д.т.н., профессор, доцент кафедры «Теплоэнергетика и теплотехника», УрФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург.