

УДК 536.242

О. С. Цаканян, канд. техн. наук

С. В. Кошель, канд. техн. наук

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, e-mail: tsakoleg@rambler.ru)

ТЕПЛООТДАЧА МНОГОКАНАЛЬНЫХ ВОДЯНЫХ КОНВЕКТОРОВ В УСЛОВИЯХ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ

Проведены экспериментальные исследования теплоотдачи многоканальных конвекторов различного конструктивного исполнения в условиях свободного движения воздуха. Полученные результаты позволили установить зависимости тепловой производительности отопительного прибора от числа каналов конвектора по вертикали, числа рядов труб в горизонтальной плоскости, а также высоты задней стенки. Полученные характеристики являются базой для проектирования многоканальных водяных конвекторов.

Проведено експериментальні дослідження тепловіддачі багатоканальних конвекторів різного конструктивного виконання в умовах вільного руху повітря. Отримані результати дозволили встановити залежності теплової продуктивності опалювального приладу від числа каналів конвектора по вертикалі, числа рядів труб в горизонтальній площині, а також висоти задньої стінки. Отримані характеристики є базою для проектування багатоканальних водяних конвекторів.

Введение

В работе* изучено влияние на теплоотдачу способов размещения теплообменных элементов (ТЭ) в канале конвектора, а также теплового следа между рядами ТЭ для многорядных конструкций конвекторов. Результаты исследований указали направление дальнейшего исследования теплоотдачи в многоканальных водяных отопительных приборах конвективного действия (здесь, пожалуй, впервые появился термин многоканальный конвектор, один из вариантов которого представлен на рис. 1). Поскольку с помощью использования многоканальных конвекторов удастся существенно увеличить теплопроизводительность, то появилась необходимость в более тщательной проверке различных конструкторских решений, способствующих увеличению теплоотдачи ТЭ.

Для уменьшения тепловых потерь от отопительного прибора через стену на улицу его рекомендуют устанавливать согласно ДСТУ на расстоянии 30–40 мм от наружной стены. Саму поверхность стены, находящуюся за прибором, следует покрывать теплоизоляторами в виде вспененного полиэтилена или полиуретана, покрытого алюминиевой фольгой, которая служит для отражения теплового потока, излучаемого корпусом прибора. Реальная глубина встраивания будет состоять из величины зазора, глубины прибора и толщины листа, закрывающего конвектор. Зазор между стеной и корпусом можно использовать в качестве вытяжного канала с целью увеличения теплопроизводительности конвектора.

Представляет интерес создание конструкции отопительного конвектора, обладающего повышенной тепловой мощностью и использующего воздушное пространство, образованное зазором.

* Цаканян О. С. Увеличение теплопроизводительности конвекторов с помощью размещения теплообменных элементов в вертикальном вытяжном канале / О. С. Цаканян, С. В. Кошель, С. О. Цаканян // Пробл. машиностроения. – 2010. – Т. 13, № 5. – С. 25–31.

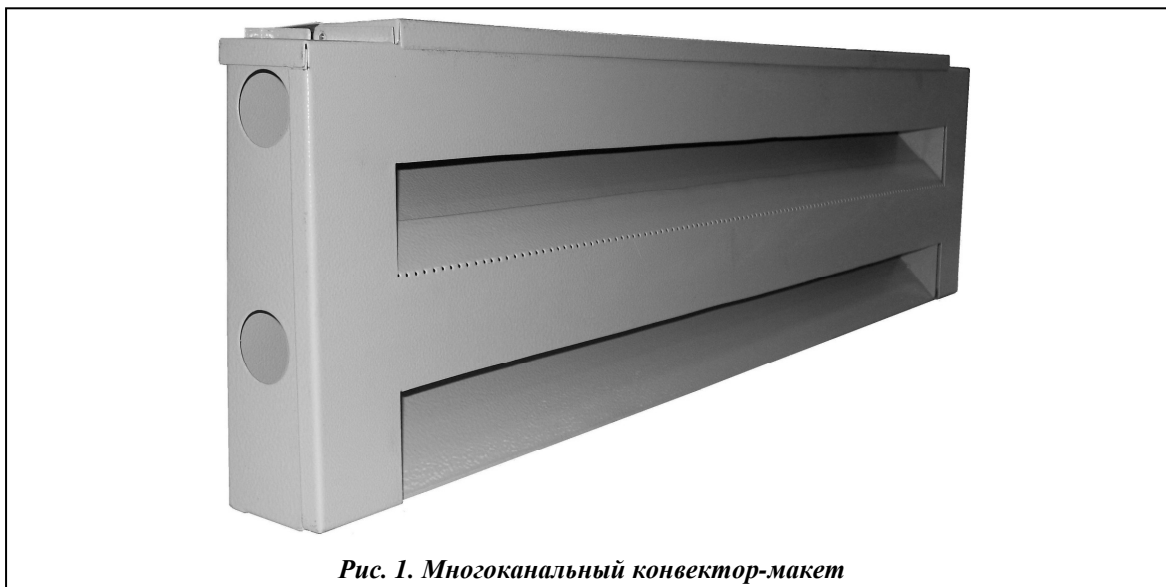


Рис. 1. Многоканальный конвектор-макет

Чтобы добиться максимальной тепловой мощности прибора, необходимо было провести исследования по изучению влияния на его теплопроизводительность следующих конструктивных параметров: величина зазора, шаг размещения ТЭ и количество каналов.

Влияние конструктивных параметров многоканальных конвекторов на теплопередачу

Тепловая мощность, тепловая производительность, теплоотдача и тепловой поток по своей сути являются эквивалентными понятиями и имеют одну и ту же единицу измерения Ватт (Вт). Принципы увеличения теплоотдачи с поверхности нагретого тела следуют из закона

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta T.$$

Из данного выражения ясно, что теплоотдачу можно повысить тремя способами за счет увеличения: коэффициента теплоотдачи α ; площади F поверхности, омываемой воздухом; температурного напора ΔT между нагретой поверхностью теплообмена и температурой воздуха на входе в прибор.

Повысить тепловые и геометрические параметры возможно изменением следующих факторов:

1. Коэффициент теплоотдачи зависит от двух величин скорости и полупериметра поверхности в направлении обтекания. Величина полупериметра поверхности устанавливается при создании теплообменного элемента, т.е. выбором формы ребер и их размещения на поверхности трубы. Величина скорости обтекания поверхности зависит от температуры теплоносителя и высоты вытяжного канала, а также аэродинамического сопротивления канала, заполненного ТЭ.

2. Обеспечение максимального температурного напора между поверхностью ТЭ и окружающим ее неперегретым воздухом происходит путем его непосредственного доступа к каждой части поверхности каждого ТЭ.

3. Увеличение площади поверхности теплообмена происходит двумя способами: увеличение коэффициента оребрения ТЭ и увеличение длины ТЭ или их количества.

При однорядном размещении ТЭ в горизонтальном сечении вытяжного канала достигается максимальная теплопроизводительность конвектора за счет минимального аэродинамического сопротивления и максимального температурного напора. В вертикальных компоновках ТЭ в вытяжном канале необходимо стремиться к созданию похожих условий, как при горизонтальном размещении ТЭ.

Скорость подъема воздуха в вытяжном канале конвектора, величины аэродинамических сопротивлений теплообменных элементов, местных сопротивлений и самого канала определить прямыми измерениями не удастся ввиду их малой величины, сопоставимой с

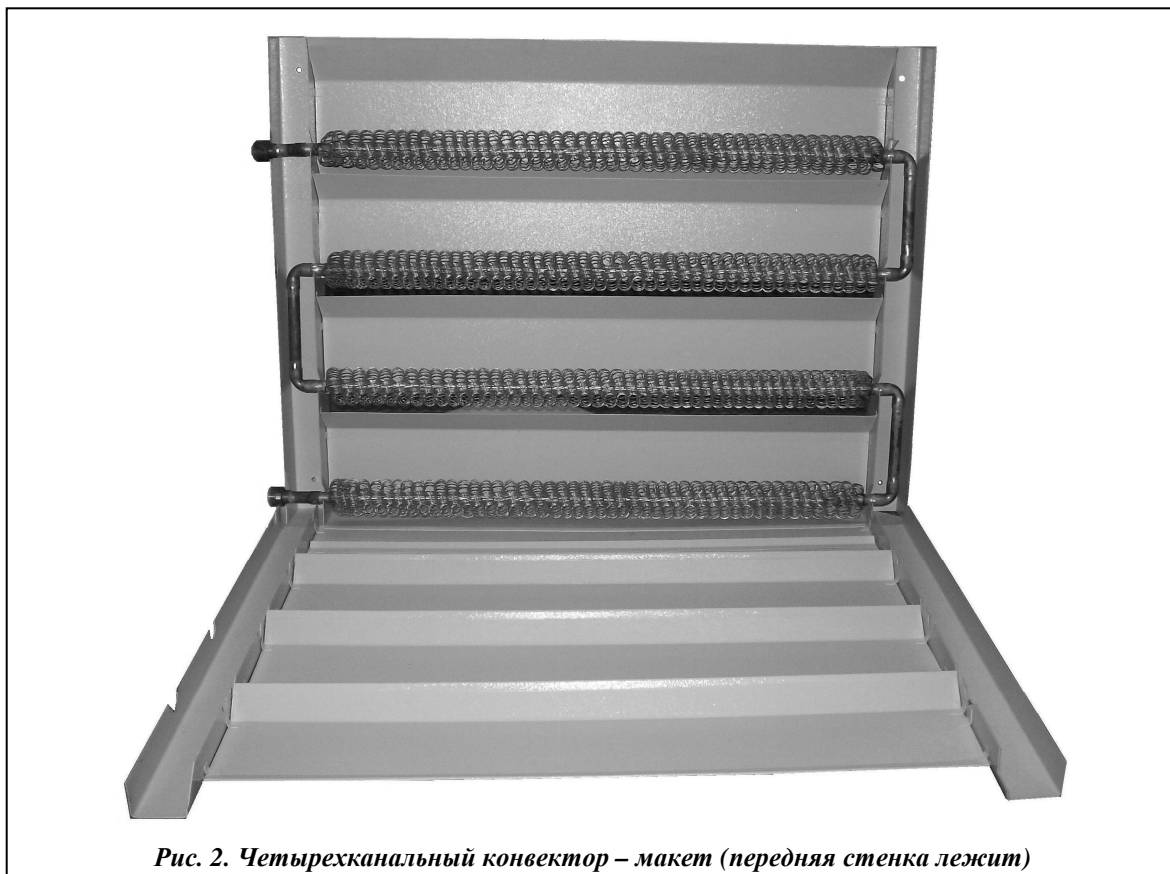


Рис. 2. Четырехканальный конвектор – макет (передняя стенка лежит)

погрешностью измерения. Поэтому оценивание таких величин проводится косвенным путем, а именно, сравнением тепловых мощностей различных вариантов конструкций конвекторов, имеющих одинаковые габаритные размеры при одинаковых температурных напорах и расходе теплоносителя. Сравнение осуществляется по относительным величинам тепловых мощностей, определенных относительно тепловой мощности Q_0 одиночного ТЭ, установленного в вертикальном прямоточном канале высотой 600 и глубиной 50 мм.

На рис. 2 представлен конвектор, корпус которого является формирователем автономных каналов.

Количество каналов может изменяться от 1 до 4. Сам формирователь спроектирован таким образом, что выполняются условия равенства высот автономных каналов, притока в них свежего воздуха и размещения в каналах по одному ТЭ. Поскольку минимальная величина сопротивления автономного канала будет наблюдаться при размещении в нем одного ТЭ, то количество каналов должно соответствовать числу ТЭ при их вертикальном однорядном расположении. В этом случае все входы каналов находятся на лицевой стенке конвектора и нижнем торце прибора. Входной коллектор прибора не ограничен ничем и получает воздух из всего помещения, в то время как выходной коллектор ограничен задней стенкой корпуса, в которой имеются окна для выхода теплого воздуха из автономных каналов, величиной зазора между корпусом и стеной по всей высоте прибора, а с обоих боков – кронштейнами, на которых висит прибор. Автономные каналы имеют разную высоту, уменьшающуюся с увеличением высоты корпуса прибора. Нижний и верхний каналы обладают наименьшими местными сопротивлениями, поскольку имеют по одному повороту на 90° в отличие от двух, наблюдаемых в остальных каналах.

Для подробного изучения закономерностей теплопередачи, происходящей в описанной конструкции конвектора, проведены измерения для различных вариантов конвекторов с одним, двумя, тремя и четырьмя элементами.

На рис. 3 изображены вертикальные сечения конвекторов, по которым можно судить о геометрии каналов и движении по ним воздуха, а их теплопроизводительности представлены в таблице. Каждая конструкция конвектора имеет свой цифровой код.

Одноканальные конструкции с одним ТЭ обозначены номерами 0, 1, ..., 7, с двумя ТЭ – 0.1, 8, 9 и 10; двухканальные – двумя числами 1.2; 1.3; 1.9; 8.10; трехканальные – 1.2.3. и 1.2.10; четырехканальные – 1.2.5.6 и 1.2.5.7. Индекс 0 в величине теплопроизводительности конвектора обозначает теплопроизводительность, которая является мерой сравнения для различных вариантов конструкций конвекторов. Абсолютные величины теплопроизводительностей различных вариантов размещения ТЭ в корпусе конвектора в зависимости от количества ТЭ и автономных каналов представлены в таблице. Относительная теплопроизводительность конвектора Q_k вычисляется как $Q_k = Q_k/Q_0$. На рис. 4 изображено шесть зависимостей, из которых 1 и 6 характеризуют границы изменения относительной теплопроизводительности Q_k конвектора.

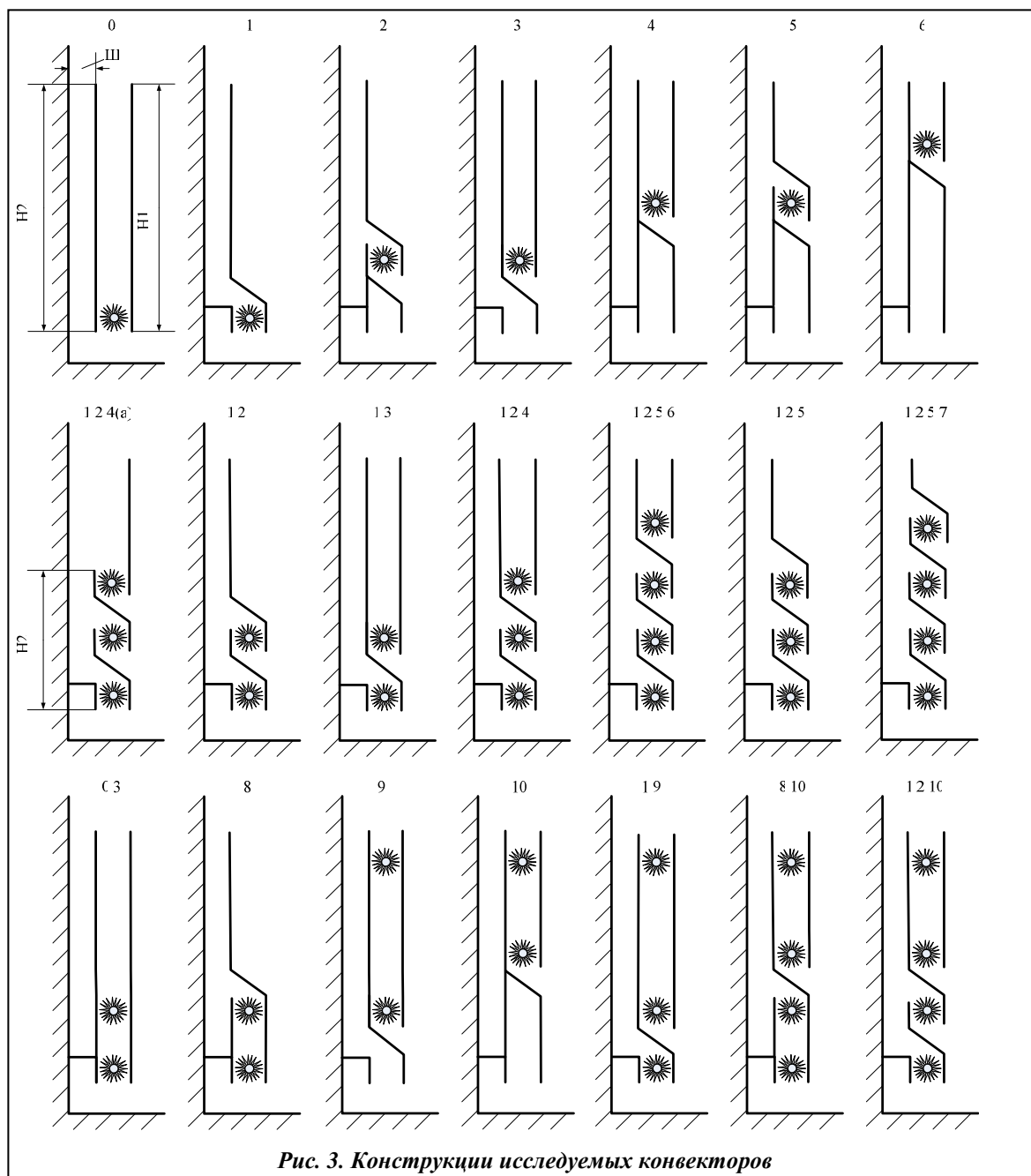


Рис. 3. Конструкции исследуемых конвекторов

Зависимость 1 является максимально достижимой Q_k . Зависимость 2 представляет случай, когда количество автономных каналов равно 3; зависимость 3 – количество каналов равно 4; зависимость 4 – количество каналов равно 2; зависимость 5 – количество каналов равно 1 при шаге между ТЭ больше их диаметра. Зависимость 6 – количество каналов равно 1, а шаг между ТЭ равен их диаметру (плотно упакованный теплообменник). Все измерения теплопроизводительностей выполнены при зазоре, равном 30 мм.

Поскольку величина зазора является не чем иным, как гидравлическим диаметром выходного коллектора, то она будет оказывать влияние на аэродинамическое сопротивление вертикального канала, а следовательно, и на величину теплопроизводительности конвектора. Влиянию будут подвержены теплопроизводительности ТЭ, каналы которых имеют выход в коллектор. Для установления этого влияния измерены теплопроизводительности при зазорах 20, 30 и 40 мм. В четырехэлементном конвекторе 8.10 величина зазора влияет на

Теплопроизводительность конвекторов различных конструкций при различном зазоре от стены

Конструкция конвектора	Н1/Н2	Теплопроизводительность, Вт		
		$\delta = 20$ мм	$\delta = 30$ мм	$\delta = 40$ мм
0	600/600		513	
1	600/50		425	
2	600/150		420	
3	(600-100)/(600-100)		494	
4	(600-200)/(600-200)		453	
5	(600-200)/250		400	
6	(600-300)/600		350	
1.2	600/150		825	
1.3	600/600		1010	
1.2.4	260/600		1370	
1.2.4	600/600		1300	1351
1.2.5	600/250		1000	
1.2.5.6	600/600		1464	
1.2.5.7	600/400		1180	
8	600/150		680	
9	(600-100)/(600-100)		808	
10	(600-200)/(600-200)		720	
1.9	600/600	1174	1246	
8.10	600/600	1346	1420	1494
1.2.10	600/600		1536	1581
2.3	200/400		2160	2167
2.3	200/600		2460	2528
2.3	350/400		2188	
1.3	150/150		718	
1.3	150/300		889	
1.3	150/400		953	
1.2.4	260/260		979	
1.2.4	260/600		1370	
1.2.10	400/400		1314	1431
1.2.5.6	400/400		1281	1386
1.2.10	400/600		1536	1615
1.2.5.6	400/600		1454	1587
2.2	200/600		1836	1981
2.2	200/200		1356	1450
2.2	200/400		1742	1877

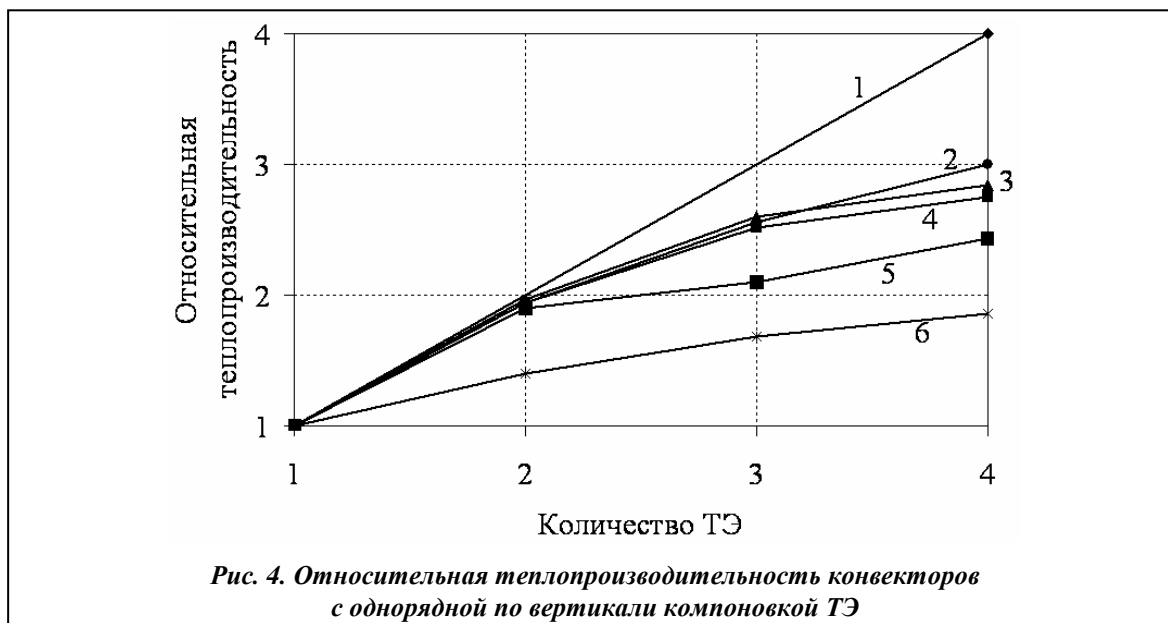


Рис. 4. Относительная теплопроизводительность конвекторов с однорядной по вертикали компоновкой ТЭ

теплопроизводительность двухэлементной составляющей конвектора Q_8 (см. рис. 3), которая уменьшается на 22% при изменении зазора от 30 до 20 мм. В трехэлементном конвекторе 1.9 с выходным коллектором соединен только один канал, в котором находится только один элемент. В результате теплопроизводительность при зазоре 20 мм уменьшилась на 17% относительно показаний при зазоре 30 мм. В варианте 1.2.10 увеличение зазора с 30 до 40 мм позволило повысить теплопроизводительность $Q_{1.2}$ на 5%. Увеличение зазора на величину больше 40 мм практически не оказывает существенного воздействия на теплопроизводительность. В приведенных выше случаях, по-видимому, главной причиной уменьшения теплопроизводительности при уменьшении величины зазора является увеличение аэродинамического сопротивления вертикального коллектора. Второй причиной является уменьшение тяги в коллекторе и канале. За счет появления на каждом входе в коллектор локальной циркуляции в результате происходит охлаждение теплого воздуха о внешнюю стену, что уменьшает подъемную силу. Конструктивно уменьшение влияния локальной циркуляции устраняется установкой направляющей плоскости, перекрывающей зазор на уровне нижней кромки сопряжения нижнего канала с коллектором. Это конструктивное решение помогает повысить тягу, и в результате теплопроизводительность увеличивается на 20%.

Представленные результаты исследования (см. рис. 4) подтвердили предположения о том, что наибольшая теплопроизводительность наблюдается при равенстве количества ТЭ с количеством автономных каналов, а величины высот каналов имеют максимальные значения, что выполнимо при шаге расположения ТЭ, равном двум диаметрам ТЭ для рассмотренных конструкций, представленных на рис. 3. Полученные результаты теплопроизводительностей различных вариантов конвекторов можно использовать для изучения доли вклада каждого канала в общую теплопроизводительность конвектора. Это позволит осмыслить процесс теплопередачи на уровне системы, состоящей из нескольких ТЭ. Сравнивая $Q_{1.3}$ двухэлементного варианта 1.3 с суммой одноэлементных вариантов Q_1 и Q_3 , получим $Q_{1.3}/(Q_1 + Q_3) = 1,1$. Трехэлементные варианты 1.2.4 и 1.9 дают следующие результаты: $Q_{1.2.4}/(Q_{1.2} + Q_4) = 1,02$ и $Q_{1.9}/(Q_1 + Q_9) = 1,06$. Четырехэлементные варианты 8.10, 1.2.10 и 1.2.5.6 – $Q_{8.10}/(Q_8 + Q_{10}) = 1,068$, $Q_{1.2.10}/(Q_{1.2} + Q_{10}) = 0,955$ и $Q_{1.2.5.6}/(Q_{1.2.5} + Q_6) = 1,04$. Увеличение выходного сечения, через которое теплый воздух следует из конвектора (ширина зазора плюс глубина конвектора), повышает общую теплопроизводительность до 10% относительно суммы теплопроизводительностей отдельных элементов.

Влияние вертикального коллектора на теплопроизводительность

Анализируя результаты теплопроизводительностей, представленных в таблице, приходим к выводу, что с увеличением количества каналов, имеющих выход в коллектор, эффективность ТЭ снижается (см. конструкции 1, 1.2, 1.2.5 и 1.2.5.7 на рис. 3 и соответствующие им теплопроизводительности в табл. 1: 425, 825, 1000 и 1180 Вт. Первый канал имеет высоту 600 мм и $Q_1 = 425$ Вт, второй – высоту 500 мм и $Q_2 = 420$ Вт, третий – высоту 400 мм и $Q_5 = 390$ Вт, четвертый – высоту 300 мм и $Q_7 = 370$ Вт. Если рассмотреть теплопроизводительность каждого из каналов в отдельности и их просуммировать, то суммарная теплопроизводительность явно будет превосходить значения, полученные путем измерения этих конструкций:

$$Q_1 + Q_2 - Q_{1.2} = 20 \text{ Вт} - \text{меньше на } 2,4\%;$$

$$Q_1 + Q_2 + Q_5 - Q_{1.2.5} = 235 \text{ Вт} - \text{меньше на } 23,5\%;$$

$$Q_1 + Q_2 + Q_5 + Q_7 - Q_{1.2.5.7} = 425 \text{ Вт} - \text{меньше на } 36\%.$$

На рис. 5 представлены результаты измерений теплопроизводительностей конвекторов. Кривые Q1 и Q3 получены с помощью суммирования теплопроизводительностей конструкций одиночных ТЭ, в то время как кривые Q2, Q2a, Q4 представляют результаты измерения теплопроизводительности всех ТЭ, установленных в конвекторе. Кривые Q3 и Q4 характеризуют вариант, когда все автономные каналы имеют выход в вертикальный коллектор. Кривая Q1, Q2 и Q2a соответствует, когда в верхнем канале размещен один ТЭ и он не имеет выхода в коллектор. Все измерения проведены при величине зазора 30 мм за исключением измерений, относящихся к кривой Q2a (для зазора 40 мм).

Кривая Q4 характеризует случай, когда количество каналов меньше, чем ТЭ и в верхнем канале установлено два ТЭ, а сам канал не имеет выхода в коллектор. Анализ зависимостей, изображенных на рис. 5, показывает, что целесообразно к коллектору подсоединять не более двух каналов (см. зависимости Q2 и Q4 рис. 5), поскольку потери теплопроизводительности составляют 30 и 23,7% соответственно для трех и четырех каналов. Кроме того, зависимость 3 (см. конвектор 1.2.10 на рис. 3, имеющий суммарную высоту трех каналов 1,9 м) демонстрирует относительно зависимости 4 большую теплопроизводительность (см. конвектор 1.2.5.6, у которого суммарная высота каналов 1,8 м). Увеличение аэродинамического сопротивления конвектора с ростом количества автономных каналов, соединенных с коллектором, объясняется двумя факторами, проявляющимися при движении теплого воздуха на естественной тяге.

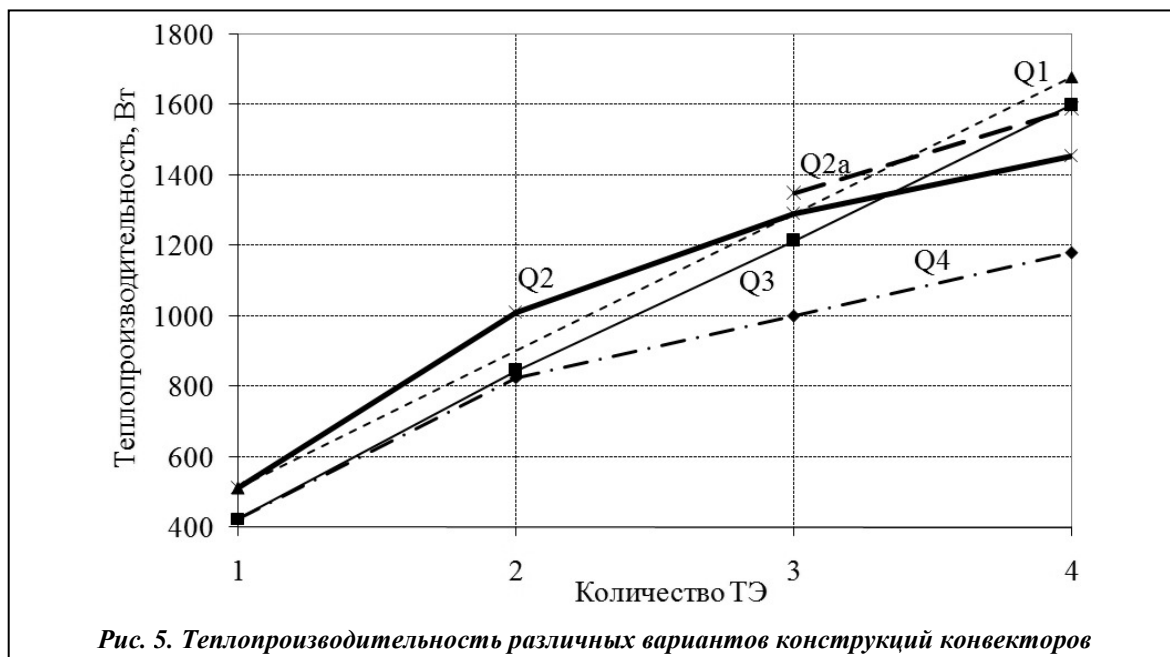


Рис. 5. Теплопроизводительность различных вариантов конструкций конвекторов

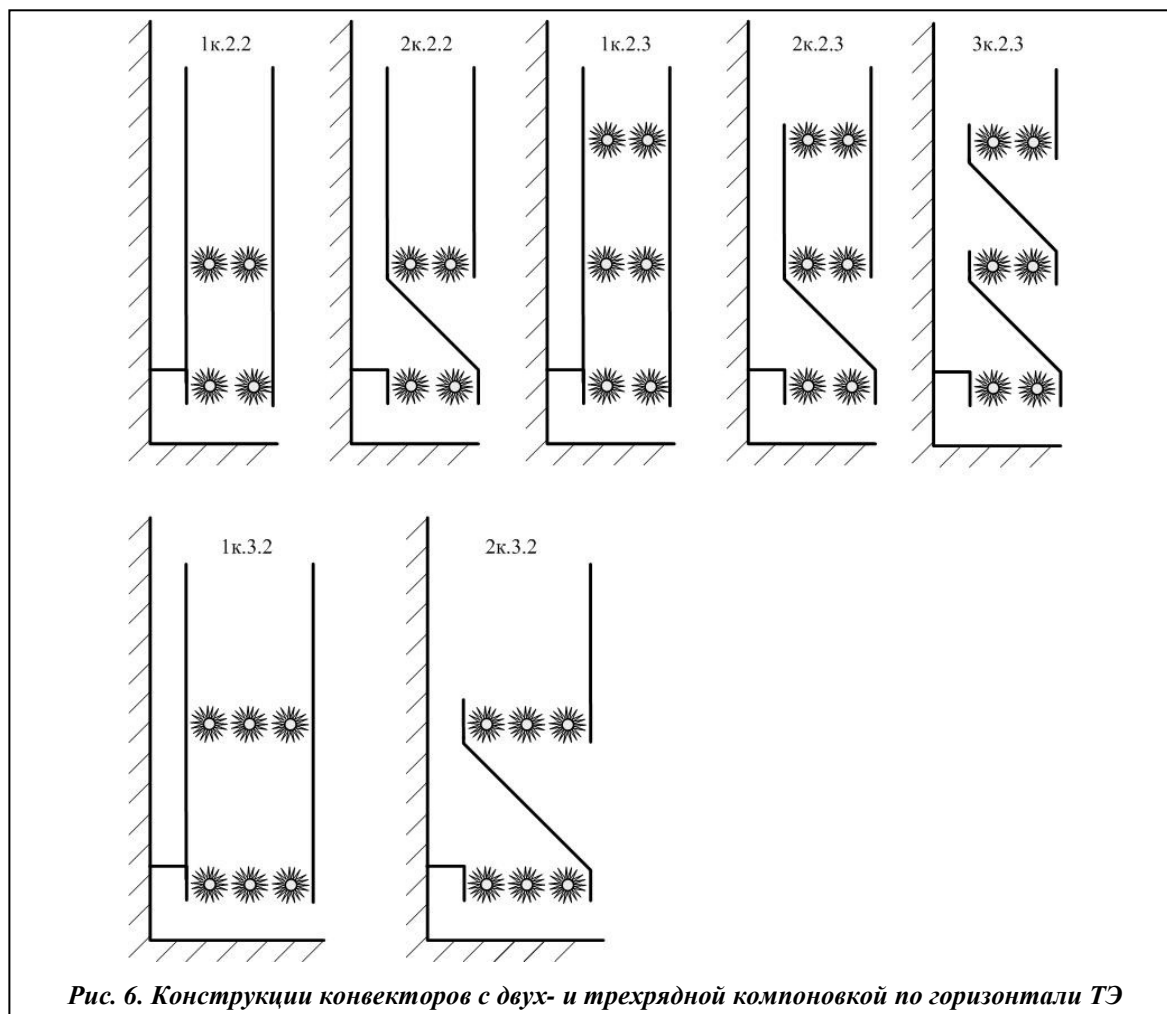


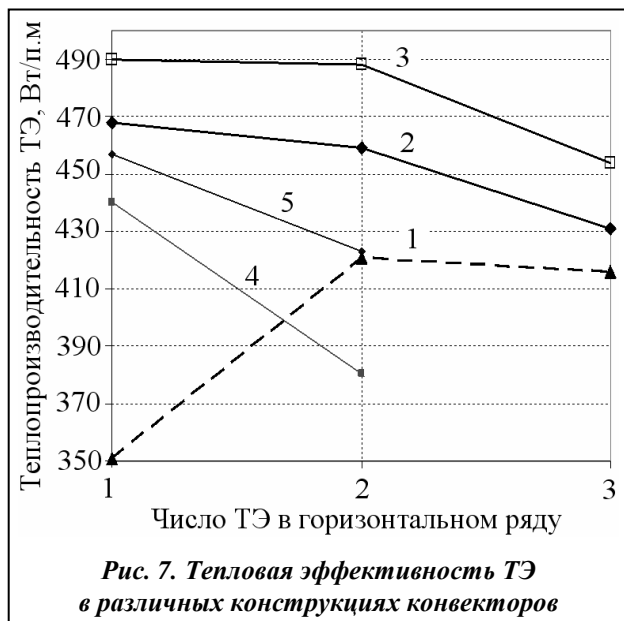
Рис. 6. Конструкции конвекторов с двух- и трехрядной компоновкой по горизонтали ТЭ

1. В районах входов каналов в коллектор образуются локальные циркуляционные области по причине наличия градиентов температуры между поднимающимся по коллектору воздухом и вновь поступившим из каналов, более прогретым. Локальные циркуляции оказывают тормозящее действие на движение воздуха, что приводит к уменьшению естественной тяги.

2. Воздушный поток, формируемый нижним каналом, имеет большую тягу, чем потоки, формируемые последующими каналами, на входе которых создаются разрежения разной величины, определяемой высотой и разностью температур теплого и окружающего воздуха. Поэтому воздушный поток, следующий по вертикальному коллектору снизу, прижимает потоки воздуха, поступающие в коллектор из верхних каналов и замедляют его движение в каналах. Этот фактор проверяется с помощью проведения опыта с увеличенным зазором, позволяющим ослабить силу прижатия воздуха. Влияние ширины зазора на общую теплопроизводительность составляет не более 5% на 10 мм изменения величины зазора, а потери теплопроизводительности относительно зависимости Q_2 (см. рис. 5) составляют 23,5 и 36%. Отсюда следует, что локальные циркуляции оказывают основное тормозящее воздействие на скорость движения воздуха по всем каналам, соединенным с коллектором.

Влияние на теплопроизводительность конвектора высоты задней стенки

Геометрические параметры вертикального коллектора (высота и глубина) влияют на его аэродинамическое сопротивление. Уменьшить это сопротивление можно с помощью уменьшения высоты задней стенки, которая выполняет функцию защиты от попадания теплого воздуха на верхние ТЭ. В этом случае, начиная с окончания верхнего ТЭ, образуется общий вертикальный канал, который имеет глубину, равную сумме глубины прибора и ве-



производительности и геометрическими расчетами, удалось установить область эффективной работы ТЭ в конвекторах, изображенных на рис. 6. Так, у двухрядной по вертикали компоновки ТЭ можно использовать три автономных канала, а у трехрядной – два канала для приборов высотой 600 мм, установленных на расстоянии 30 мм от стены. Дальнейшее увеличение количества ТЭ неэффективно при данных ограничениях по высоте прибора и расстоянию его от стены. На рис. 7 в виде кривых изображены максимальные теплопроизводительности четырех и шести элементных конструкций теплообменников в зависимости от высоты и количества каналов. Каждая кривая обозначена кодом: первая цифра – количество каналов в конвекторе, вторая – количество вертикальных рядов в теплообменнике, третья – количество ТЭ по горизонтальному ряду, четвертая надпись характеризует среднюю теплопроизводительность ТЭ, имеющего длину оребрения один метр. По этому показателю наиболее удачным конвектором является 2.2.2 с теплопроизводительностью 460 Вт.

Кривая 1 отображает зависимость удельной теплопроизводительности двухрядных по вертикали компоновок ТЭ в одноканальных конвекторах от числа ТЭ в горизонтальном ряду. Кривые 2 и 3 демонстрируют подобные предыдущей зависимости для двухканальных конвекторов при величине зазоров соответственно 30 и 50 мм. Кривые 4 и 5 демонстрируют подобные предыдущим зависимости для трехрядных трехканальных конвекторов при величине зазоров соответственно 30 и 50 мм. Тепловая эффективность, представленная как удельная теплопроизводительность погонного метра ТЭ, с увеличением числа каналов, рядностей как по вертикали, так и по горизонтали понижается, а с увеличением зазора увеличивается. В рамках ограничения высоты конвектора 600 мм существенным фактором снижения эффективности является уменьшение высот автономных каналов (снижение тяги), зависящих как от рядности по вертикали, так и по горизонтали. Именно снижение тяги превалирует над уменьшением влияния теплового следа и увеличением ширины канала.

Выводы

Таким образом, наибольшей тепловой эффективностью из исследованных вариантов конструкций многоканальных конвекторов при ограниченной высоте конвектора, равной 600 мм, обладают приборы с однорядной по горизонтали компоновкой ТЭ – приборы с минимальной глубиной встройки.

Поступила в редакцию
20.06.13