

## **Экспериментальное исследование эффективности методов расчета трубчато-пластинчатых воздухоохладителей при различных режимах образования конденсата**

Кожевникова Е.В., Лопаткина Т.А.

ОАО «ИЭМЗ «Купол», г. Ижевск

E-mail: [cheine@yandex.ru](mailto:cheine@yandex.ru), [trusovsa@gmail.com](mailto:trusovsa@gmail.com)

*Исследованы трубчато-пластинчатые воздухоохладители при слабом образовании конденсата, образовании конденсата на части поверхности и на всей поверхности. Определена погрешность трех известных методов расчета воздухоохладителей в исследованных условиях образования конденсата. Выяснено, что погрешность расчета максимальна для теплообменников с наиболее развитой поверхностью теплообмена, работающих в условиях образования конденсата на части поверхности. Причина погрешности - неудовлетворительный расчет влагосодержания воздуха на выходе из теплообменника. Получены экспериментальные данные для разработки метода расчета воздухоохладителей с учетом переходной зоны, в которой пластины покрыты конденсатом лишь частично.*

**Ключевые слова:** трубчато-пластинчатый теплообменник, полная холодопроизводительность, скрытая холодопроизводительность, влагосодержание воздуха, погрешность расчета.

Трубчато-пластинчатые теплообменные аппараты широко используются для охлаждения воздуха в системах кондиционирования, холодильной и криогенной технике. В некоторых случаях при расчете воздухоохладителей не удается правильно определить количество образующегося конденсата, в результате при заводских или пуско-наладочных испытаниях объектов обнаруживаются отклонения фактических конечных параметров воздуха от требуемых и приходится решать вопрос о доработке объекта или о допустимости отклонений.

В данном исследовании предпринята попытка выявить, в каких случаях снижается достоверность расчета воздухоохладителей с интенсифицированной ребренной поверхностью и что может вызвать ее снижение. Исследования проводились на калориметрическом комплексе ОАО «ИЭМЗ «Купол» (г. Ижевск), описанном в работе [5]. Цель испытаний – проверка точности методик расчета [1, 2, 3], получение исходных данных для разработки алгоритма расчета аппаратов данного типа с более полным учетом условий образования конденсата.

**Конструкция испытанных теплообменников.** Испытания проведены в режимах охлаждения воздуха при различных условиях образования конденсата на теплообменниках с трубками диаметром 9,52 мм и 12,0 мм в и фронтальными размерами ребренной части 300 мм (высота) × 600 мм (ширина).

Теплообменники были изготовлены на ОАО «Воздухотехника» (г. Москва). Конструкция исследованных теплообменников представлена в таблице 1, форма пластин приведена в [4]. В таблице в скобках указаны номера, которыми теплообменники обозначены в работе [4] при испытаниях в режиме нагрева.

Конструкция теплообменников

Таблица 1

№ теплообменника	Шаг пластин, мм	Колич. рядов трубок	Колич. трубок по высоте	Колич. змеевиков × колич. ходов в змеевике	Диаметр трубки, мм
1 (5)	2,2	2	6	3 × 4	12,0
2 (6)	4,0				
3 (8)	2,2	4	6	3 × 8	
4 (9)	4,0				
5	2,2	6	6	(2 × 8) + (2 × 10)	
6	4,0				
7	2,2	8	6	6 × 8	
8	4,0				
9 (13)	1,6	2	12	6 × 4	9,52
10 (14)	2,2				
11 (15)	3,6				
12 (17)	2,2	4	12	6 × 8	
13 (18)	3,6				
14	2,2	6	12	6 × 12	
15	3,6				
16	2,2	8	12	8 × 12	
17	3,6				

**Серии и режимы испытаний.** Выполнены 3 серии испытаний. Номера испытанных теплообменников и скорости сред указаны в таблицах 2, 4 и 5. Температура воздуха на входе в теплообменник назначалась таким образом, чтобы холодопроизводительность не превышала 17,6 кВт – максимальную величину для испытательного оборудования [5]. Вода подводилась к теплообменникам снизу, схема движения воды и воздуха – перекрестно-противоточная.

В первой серии испытаний (см. таблицу 2) задавались условия для слабого образования конденсата, когда скрытая холодопроизводительность составляет менее 5 % от полной. Работа [2] относит такие случаи к сухому охлаждению. На входе в теплообменник поддерживали температуру воды из диапазона (5 – 8) °С, температура воздуха варьировалась от 25°С до 35 °С при относительной влажности от 20 % до 50 %. В этой серии испытаний проверялась возможность использования формул для расчета коэффициента теплоотдачи от воздуха, полученных ранее для калориферов [4], также и для режимов сухого охлаждения воздуха.

Во второй серии испытаний (см. таблицу 4) воспроизводились условия для образования конденсата на части поверхности воздухоохладителя. Этот случай характерен для комфортного кондиционирования воздуха в зданиях и подвижных

объектах, расположенных в районах с умеренным климатом, когда основным источником влаги являются люди. Задавали температуру воздуха на входе в теплообменник 20, 25, 27, 35 °С при относительной влажности от 30 % до 70 %, температуру воды варьировали от 5 °С до 6 °С. Создавали условия для стекания конденсата по пластинам вниз и для его выноса воздушным потоком.

В третьей серии (таблица 5) воспроизводили условия для образования конденсата на всей поверхности ребер. Такие условия встречаются в технологических процессах, в комфортном кондиционировании воздуха в районах с влажным тропическим или тропическим морским климатом. Поддерживали на входе в теплообменник температуру воздуха 20, 23, 26, 27, 30 °С при относительной влажности от 70 % до 80 %, задавали температуру воды из диапазона (5 – 8) °С. В части опытов обеспечивали вынос конденсата с воздухом.

### *Результаты испытаний и расчетов.*

**А.Первая серия - при слабом образовании конденсата.** Холодопроизводительность и рассчитанный для каждого опыта приведенный коэффициент теплоотдачи от воздуха, полученные в этой серии, представлены в таблице 2. Скрытая холодопроизводительность составила не более 4,7 % от полной.

В таблице 2 указаны значения приведенного коэффициента теплоотдачи от воздуха, полученные с использованием формул коэффициента теплоотдачи от воздуха из работы [4] при поверочном расчете теплообменников по двум методам 1 и 2.

Испытания при слабом образовании конденсата

Таблица 2

№ опыта	№ теплообменника (и режима)	v <sub>в</sub> , м/с	v <sub>в</sub> , м/с	Q <sub>полн</sub> , кВт	Q <sub>скр</sub> , кВт	α <sub>пр в</sub> , Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)		
						опыт	расчет по методике 1 [1]	расчет по методике 2 [2]
1	1	1,0 0	1,4 1	2,93	0,14	33 ± 4 (13 %)	38,6	40,5
2	1-1	2,7 9	1,4 2	4,75	0,17	51 ± 5 (10 %)	52,9	–
3	2	2,7 8	1,4 2	4,10	0,11	43 ± 5 (12 %)	46,5	–
4	3	2,7 7	1,4 2	9,71	0,00	44,1 ± 0,9 (2,1 %)	48,9	–
5	3-1	3,8 7	1,4 2	8,03	0,18	56 ± 4 (6 %)	58,3	60,5
6	4	3,8 4	1,4 2	5,99	0,25	56 ± 5 (10 %)	51,5	52,4
7	9	2,7 8	1,3 7	6,77	0,10	71,4 ± 2,1 (3,0 %)	75,8	78,2

№ опыта	№ теплообменника (и режима)	$v_B$ , м/с	$v_w$ , м/с	$Q_{\text{полн}}$ , кВт	$Q_{\text{скр}}$ , кВт	$\alpha_{\text{пр в}}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)		
						опыт	расчет по методике 1 [1]	расчет по методике 2 [2]
8	10	2,7 8	1,3 7	5,92	0,07	75,8 ± 1,2 (1,5 %)	75,5	78,3
9	10-1	4,7 9	1,3 7	7,54	0,28	100,9 ± 0,9 (0,9 %)	96,9	97,0

$v_B$  - скорость воздуха во фронтальном сечении;  $v_w$  - скорость воды;  $Q_{\text{полн}}$  - холодопроизводительность полная;  $Q_{\text{скр}}$  - холодопроизводительность скрытая;  $\alpha_{\text{пр в}}$  - приведенный коэффициент теплоотдачи от воздуха.

Методика 1 описана в литературе [1, с. 56]. Средняя температура поверхности ребер воздухоохладителя находится по *i-d* диаграмме влажного воздуха на пересечении прямой, проходящей через точки начального и конечного состояния воздуха, с кривой, описывающей воздух с относительной влажностью  $\phi=100$  %. Методика 1 [1] позволяет рассчитывать два вида охлаждения воздуха: без образования конденсата (сухое) и с образованием конденсата на всей поверхности ребер. Все представленные в таблице 2 случаи методика 1 относит к сухому охлаждению: средняя температура поверхности ребер выше температуры точки росы воздуха на входе в теплообменник.

Методика 2 приведена в работе [2]. Она позволяет рассчитывать последовательно зону сухого охлаждения (первую по ходу воздуха), и затем вторую зону: охлаждения с образованием конденсата на всей поверхности ребер. Переход ко второй зоне происходит, как только текущая температура поверхности ребер становится равной температуре точки росы воздуха на входе в теплообменник. Для второй зоны средняя температура поверхности ребер вычислена по методике 1 [1], а указанный в таблице 2 приведенный коэффициент теплоотдачи от воздуха осреднен по обеим зонам. Для опытов 2, 3 и 4 из таблицы 2 переход к охлаждению воздуха с выделением конденсата отсутствует.

В расчетах и обработке опытных данных принят коэффициент контакта между воротниками пластин и трубками  $C_k = 0,98$ , как рекомендует [6, с. 72] для контакта с заполнением возможного зазора конденсатом из воздуха. Исключение - опыт № 4 и расчеты к нему: вычисленная температура поверхности трубок оказалась выше температуры точки росы воздуха на входе, таким образом, контакт трубок с пластинами сухой и принят  $C_k = 0,9$ .

Приведенные в таблице 2 коэффициенты теплоотдачи от воздуха, полученные по методике 1 [1] для сухого охлаждения, имеют среднее квадратичное отклонение от данных опытов 4 % для теплообменников с трубками 12,0 мм и 3,0 % для теплообменников с трубками 9,52 мм. Близость расчетных значений к опытным означает, что формулы для коэффициента теплоотдачи от воздуха работы [4] для калориферов можно распространить на режимы охлаждения, а использован-

ное значение коэффициента контакта между воротниками пластин и трубками  $C_k = 0,98$  согласуется с данными опытов.

На рисунке 1 представлена фактическая холодопроизводительность и рассчитанная по методикам 1 [1] и 2 [2] в сопоставлении друг с другом для всех опытов первой серии, а в таблице 3 сведены данные о погрешности расчетов холодопроизводительности.

Вычисленные по методике 2 [2] приведенные коэффициенты теплоотдачи от воздуха и полная холодопроизводительность (таблицы 2, 3 и рисунок 1) хуже согласуются с опытными данными, чем вычисленные по методике 1 [1]. Количество конденсата (таблица 3) и скрытая холодопроизводительность (рисунок 1) не соответствуют фактическим. На наш взгляд, причина несоответствий заключается в неудовлетворительном расчете конечного влагосодержания воздуха по методике 2.

Данные о погрешности расчетов охлаждения воздуха при слабом образовании конденсата

Таблица 3

Отклонение расчетных данных от экспериментальных, %	Расчет 1, по методике [1]		Расчет 2, по методике [2]	
	9,52 мм	12 мм	9,52 мм	12 мм
Среднее квадратичное отклонение полной холодопроизводительности	1,5	2	2	4
Среднее квадратичное отклонение разности температур воздуха	3	6	2,1	6
Среднее квадратичное отклонение количества конденсата	–	–	120	55

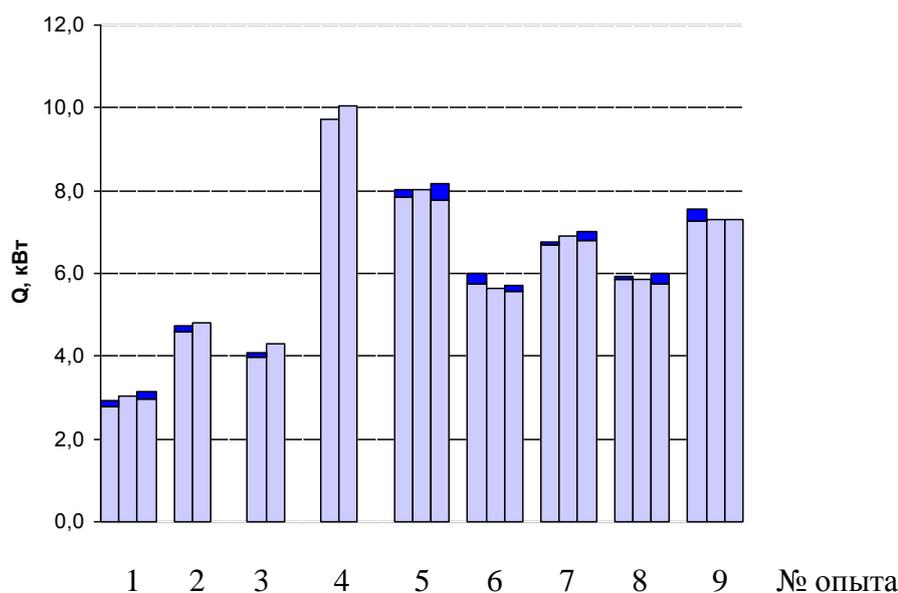


Рис. 1. Диаграмма холодопроизводительности при слабом образовании конденсата.

Q - холодопроизводительность, кВт:  - явная;  - скрытая;

в № опыта первый столбец относится к экспериментальным данным, второй – к данным расчета по методике 1, третий – к данным расчета по методике 2.

Поэтому проектный расчет воздухоохладителей для режимов кондиционирования воздуха, в которых предполагается слабое образование конденсата (скрытая холодопроизводительность составляет менее 5 % от полной), предпочтительно выполнять по методике 1 [1], пренебрегая образованием конденсата и его влиянием на теплопередачу.

**Б. Вторая серия испытаний - при образовании конденсата на части поверхности.** В таблице 4 представлены результаты этой серии испытаний. Скрытая холодопроизводительность составила для теплообменников с трубками 12,0 мм - от 8 % до 12 % от полной холодопроизводительности (для опыта 1 – 36 %), для теплообменников с трубками 9,52 мм - от 6 % до 16 % от полной (кроме опыта 7: 2,4 %).

Для каждого опыта выполнены расчеты по методикам 1 [1] и 2 [2]. Для опытов, в которых расчетом по методике 1 определен режим охлаждения с образованием конденсата на всей поверхности ребер, выполнен еще один поверочный расчет - по методике 3 [3]. Согласно методике 3 воздухоохладитель рассчитывают в условно сухом режиме охлаждения, эквивалентном по холодопроизводительности фактическому режиму охлаждения с образованием конденсата. Метод предложен О. Я. Кокориным [3], широко используется при проектировании кондиционеров и незаменим, если коэффициент теплопередачи представлен в виде зависимости от массовых расходов воздуха и хладоносителя.

Испытания при образовании конденсата на части поверхности Таблица 4

№ опыта	№ теплообменника (и режима)	$v_B$ , м/с	$v_w$ , м/с	$Q_{полн}$ , кВт	$Q_{скр}$ , кВт	$G_B$ , кг/(с · м <sup>2</sup> )	Вынос влаги
1	1	6,78	1,42	5,89	2,13	11,6	Да
2	5	3,83	1,06	10,14	0,97	6,7	Да
3	6	3,85	1,05	7,53	0,60	6,5	Да
4	7	3,78	0,71	11,48	1,40	6,7	Да
5	8	3,85	0,71	8,90	0,92	6,5	Да
6	10	1,01	1,37	3,41	0,20	2,2	Нет
7	10-1	1,69	1,37	4,53	0,11	3,7	Нет
8	11	2,77	1,38	6,42	0,41	5,7	Да
9	12	3,83	1,09	10,03	1,12	8,3	Да
10	14	3,87	1,09	11,94	1,83	8,4	Да

№ опыта	№ теплообменника (и режима)	$v_B$ , м/с	$v_w$ , м/с	$Q_{\text{полн}}$ , кВт	$Q_{\text{скр}}$ , кВт	$G_B$ , кг/(с · м <sup>2</sup> )	Вынос влаги
11	15	3,87	1,09	10,02	1,61	8,0	Да
12	16	3,87	0,82	13,01	1,69	8,6	Да
13	17	3,77	0,82	11,61	1,80	8,1	Да

$G_B$  – массовая скорость воздуха в живом сечении; остальные условные обозначения см. таблицу 1.

В расчете по методике 3 определена холодопроизводительность, при которой используется вся площадь теплообмена в условно сухом режиме охлаждения. Начальные параметры воздуха для условно сухого режима охлаждения вычислены согласно работе [3].

Средняя температура поверхности ребер, конечная температура и влагосодержание воздуха рассчитаны по-прежнему по методике 1 [1]. Использование положений методики 1 в данных расчетах позволяет выделить в чистом виде возможную погрешность методики 3 при переходе от фактического режима охлаждения к условно сухому с помощью линейной аппроксимации кривой насыщения воздуха  $\varphi=100$  %.

Рассчитанные по методикам 1, 2 и 3 значения полной, явной и скрытой холодопроизводительности показаны на рисунке 2. Кроме того, рисунок 2 иллюстрирует соотношение расчетных величин полной, явной и скрытой холодопроизводительности с их фактическими значениями при образовании конденсата на части поверхности.

При массовой скорости воздуха в живом сечении теплообменника более (5 - 6) кг/(с·м<sup>2</sup>) происходит срыв и унос влаги с поверхности пластин [3, с. 102]. Капли конденсата имеют температуру ниже, чем подхвативший их поток воздуха, и следует ожидать дополнительного охлаждения воздуха от капель конденсата. В расчетах по методикам 1, 2, 3 это явление не учитывается, и потому оно могло сказаться на погрешности расчетов (кроме опытов 6, 7).

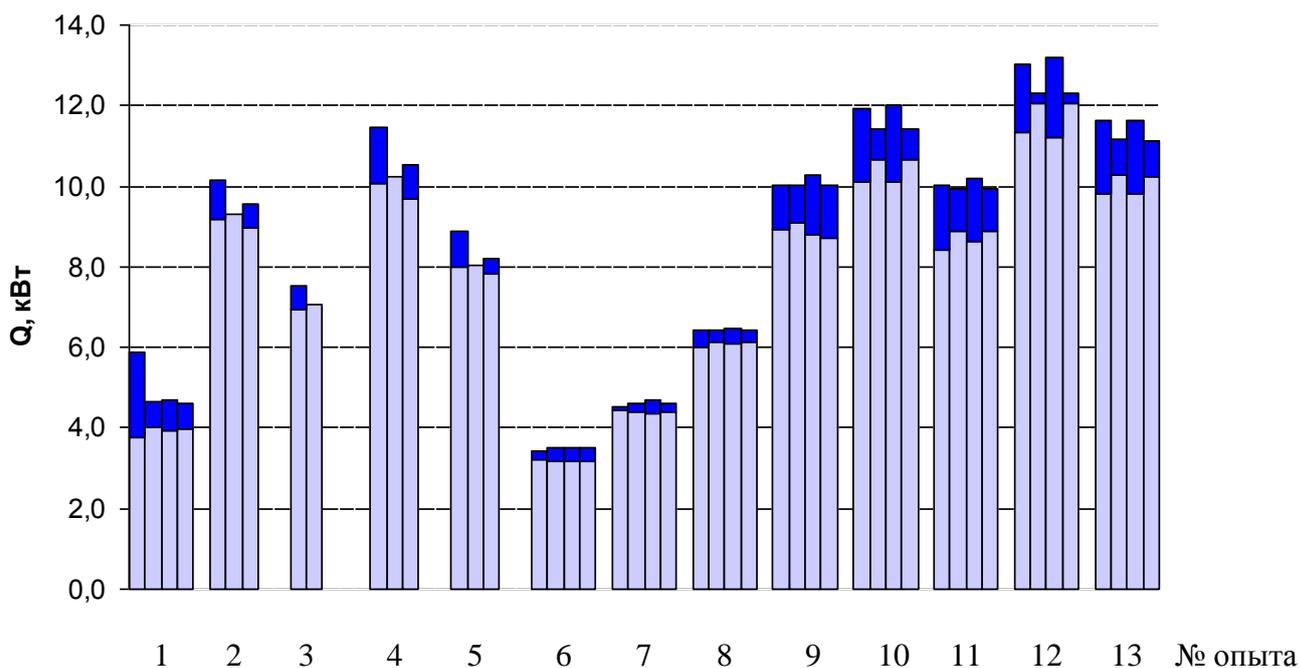


Рис. 2. Холодопроизводительность при образовании конденсата на части поверхности.

Q - холодопроизводительность, кВт:  - явная;  - скрытая  
 в № опыта первый столбец относится к экспериментальным данным, второй – к данным расчета по методике 1, третий – по методике 2, четвертый – по методике 3.

В данной серии испытаний среднее квадратичное отклонение полной холодопроизводительности при расчете по методике 1 [1] составило 8 % и 1,2 % для теплообменников с трубками 12,0 мм и 9,52 мм соответственно; по методике 2 [2] получены более точные данные: 7 % и 0,9 %. Методика 3 [3] для теплообменников с трубками 9,52 мм дала тот же результат, что и методика 1 - 1,2 %. Линейная аппроксимация кривой насыщения воздуха  $\phi = 100$  % не сказалась на погрешности расчетов по методике 3.

Расчетные данные для опыта 1 (таблица 4 и рис. 2) выбиваются из общего ряда. Вычисленная полная холодопроизводительность ниже экспериментальной на 21 %, скрытая - в 2,9 – 3,3 раза при начальной относительной влажности воздуха 74 %. Очевидно, требуется уточнение методики расчета теплообменников с трубками 12,0 мм для случаев большой массовой скорости воздуха в живом сечении при влажности выше 40 %.

При массовой скорости воздуха до  $6,7 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$  для теплообменников с трубками 12,0 мм имеет преимущество расчет по методике 2, но он дает завышение требуемой площади теплообмена приблизительно на 8 %. Погрешность расчета в основном связана с неточностью вычисления скрытой холодопроизводительности (рис. 2, опыты 2 - 5).

Что касается теплообменников с трубками 9,52 мм, то в случае 4 рядов трубок и менее имеет незначительное преимущество расчет по методикам 1 или 3

вплоть до массовой скорости воздуха в живом сечении  $8,3 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$  (рис. 2, опыты 6 - 9). Для 6 и 8 – рядных теплообменников очевидно преимущество расчета по методике 2 (рис. 2, опыты 10 - 13).

**В.Третья серия испытаний - при образовании конденсата на всей поверхности.** Результаты третьей серии приведены в таблице 5 и на рисунке 3. Скрытая холодопроизводительность в испытаниях составила 40 % – 62 % от полной для теплообменников с трубками 12,0 мм и 50 % – 60 % для теплообменников с трубками 9,52 мм. Максимальная относительная влажность воздуха на выходе составила 98 %.

На рисунке 3 показана также холодопроизводительность, рассчитанная для испытаний третьей серии по методикам 1 [1], 3 [3] и 1<sub>98</sub>. В последнюю методику включен расчет части теплообменника, контактирующей с воздухом с установившейся относительной влажностью 98 %.

При расчете по методике 1<sub>98</sub> площадь теплообменника делят на две зоны по ходу воздуха: для первой зоны выполняют расчет по методике 1, причем холодопроизводительность выбирается так, чтобы относительная влажность воздуха на выходе из зоны была 98 %; во второй зоне уклон процесса охлаждения выбирается из условия равенства конечной относительной влажности воздуха также 98 %. Методика 1<sub>98</sub> использовалась, если при расчете по методике 1 относительная влажность воздуха на выходе получалась выше 98 %.

Расчет по методике 2 [2] на рис 3 не представлен, т.к. в опытах третьей серии у воздухоохладителей не было сухой площади теплообмена: на входе воздуха в теплообменник температура поверхности ребер была ниже температуры точки росы воздуха.

Испытания при образовании конденсата на всей поверхности

Таблица 5

№ опыта	№ теплообменника (и режима)	$v_B$ , м/с	$v_w$ , м/с	$Q_{\text{полн}}$ , кВт	$Q_{\text{скр}}$ , кВт	$G_B$ , кг/(с · м <sup>2</sup> )	Вынос влаги
1	1	1,00	1,41	3,01	1,44	1,8	Нет
2	1-1	2,78	1,42	4,33	1,73	4,8	Возможен
3	3	2,79	1,42	11,86	6,37	4,8	Возможен
4	6	2,77	2,03	15,13	9,33	4,6	Нет
5	7	2,80	1,37	17,02	9,41	5,0	Да
6	8	2,77	1,41	14,82	8,44	4,7	Возможен
7	12	4,78	1,37	13,77	6,39	10,3	Да
8	13	4,78	1,36	12,13	5,73	10,0	Да
9	14	2,79	1,37	17,43	10,17	6,0	Да
10	16	3,02	0,82	17,71	10,09	6,6	Да
11	17	2,76	1,37	17,86	10,39	5,9	Да

№ опыта	№ теплообменника (и режима)	$v_B$ , м/с	$v_w$ , м/с	$Q_{полн}$ , кВт	$Q_{скр}$ , кВт	$G_B$ , кг/(с · м <sup>2</sup> )	Вынос влаги
$G_B$ – массовая скорость воздуха в живом сечении; остальные условные обозначения см. таблицу 1.							

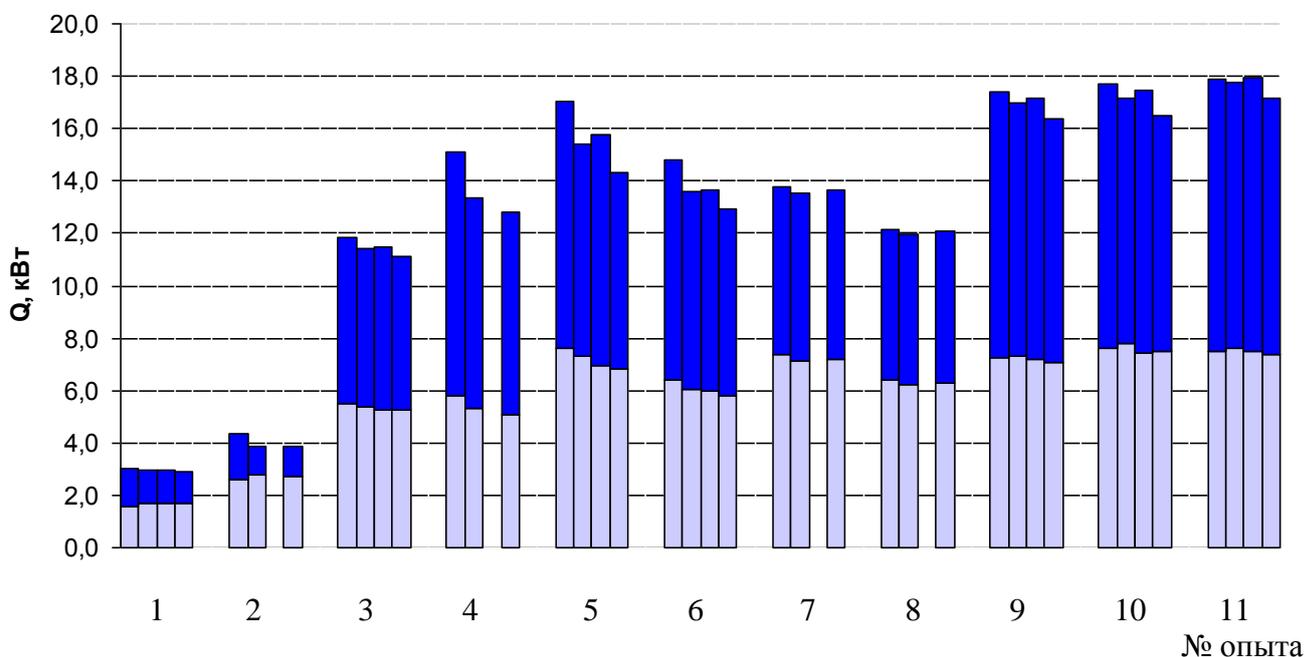


Рис. 3. Холодопроизводительность при образовании конденсата на всей поверхности.

$Q$  - холодопроизводительность, кВт:  - явная;  - скрытая;  
в № опыта первый столбец относится к экспериментальным данным, второй – к данным расчета по методике 1, третий – по методике 1<sub>98</sub>, четвертый – по методике 3.

Среднее квадратичное отклонение полной холодопроизводительности для теплообменников с трубками 12,0 мм и 9,52 мм составило для расчетов по методике 1 - 4 % и 0,8 % соответственно; по методике 1<sub>98</sub> - 3 % и 0,6 %; по методике 3 - 5 % и 2 %.

Выбор наиболее адекватной методики расчета зависит от расчетной относительной влажности воздуха на выходе из теплообменника. Если она ниже 98 %, то при разности влагосодержания воздуха на входе и выходе из теплообменника  $\Delta d$  менее (2,3 – 2,6) г/(кг сухого воздуха) методики 1 и 3 обеспечивают практически одинаковую точность (рис. 3, опыты 2, 7 и 8). При  $\Delta d \geq (2,3 - 2,6)$  г/(кг с.в.) имеет преимущество методика 1 (рис. 3, опыт 4 с  $\Delta d = 5,4$  г/(кг с.в.)). Увеличение погрешности методики 3 с ростом разности влагосодержания воздуха  $\Delta d$  - следствие использования в ней линейной аппроксимации кривой насыщения воздуха  $\phi=100$  %: погрешность аппроксимации растет при увеличении разности парциальных давлений насыщенного водяного пара.

Если расчетная относительная влажность воздуха на выходе из теплообменника, вычисленная по методике 1 или 3, оказалась выше 98 % - то более близкие к реальности результаты дает методика 1<sub>98</sub> (рис. 3, опыты 1, 3, 5, 6, 9 - 11). Зона, где

воздух имеет влажность 98 %, может быть значительной: в расчетах она занимала до 46 % наружной площади теплообмена.

При образовании конденсата на всей поверхности примененные методики расчета довольно точно определяют конечное влагосодержание воздуха: наибольшая погрешность расчета скрытой холодопроизводительности составила 35 % (рис. 3, опыт 2).

Согласно расчетам, наибольшее завышение требуемой площади теплообмена при расчете воздухоохладителя с образованием конденсата на всей поверхности составило для теплообменников с трубками 12,0 мм 12 % (методика 1) и 8 % (методика 1<sub>98</sub>); для теплообменников с трубками 9,52 мм – 3 % (методика 1) и 1,5 % (методика 1<sub>98</sub>).

Следует отметить, что теплообменники с трубками 12,0 мм испытаны в условиях стекания конденсата по поверхности ребер, поскольку вынос его с воздушным потоком или отсутствовал или только начинался (таблица 5). Поэтому погрешность расчетов теплообменников с трубками 12,0 мм в третьей серии испытаний может быть отчасти объяснена тем, что в методиках 1 и 1<sub>98</sub> не учтено турбулизирующее влияние капель и струй конденсата на воздушный поток, из-за чего фактический коэффициент теплоотдачи от воздуха мог возрасти на 5 % – 10 % [1, с. 50].

Теплообменники с трубками 9,52 мм испытаны в условиях выноса конденсата с потоком воздуха (таблица 5). Сопоставление результатов опытов и расчетов (рис. 3, опыты 7 - 11) приводит к заключению, что в этих теплообменниках не возникают условия для существенного теплообмена между каплями конденсата и несущим их воздушным потоком.

**Оценка проверенных методик расчета воздухоохладителей.** В воздухоохладителях практически всегда существует, целиком или частично, переходная зона, в которой конденсат образуется только на наиболее холодной части поверхности ребер. В начале переходной зоны - это воротники ребер, а в конце – вся их поверхность. Методики 1 [1], 2 [2] и 3 [3] не учитывают переходную зону, и потому следует ожидать, что точность расчета будет выше в тех случаях, когда влияние переходной зоны минимально. В нашем случае в опытах первой и третьей серий переходная зона развита слабее, чем во второй серии испытаний.

Расчеты по методике 1, выполненные для всех трех серий испытаний, показывают: среднее квадратичное отклонение полной холодопроизводительности для теплообменников с трубками 12,0 мм в первой и третьей сериях испытаний в 2 – 4 раза меньше, чем во второй серии. Для теплообменников с трубками 9,52 мм среднее квадратичное отклонение полной холодопроизводительности в третьей серии опытов почти в 2 раза меньше, чем во второй.

Отсутствие учета переходной зоны ведет к увеличению погрешности расчетов, прежде всего, воздухоохладителей с наиболее развитой поверхностью ребер, работающих в условиях образования конденсата на части поверхности. Так у теплообменников с трубками 12,0 мм условная высота ребер  $h_p$  составляет 25,0 мм и

для них по наиболее адекватной методике 2 [2] получено во второй серии испытаний среднее квадратичное отклонение полной холодопроизводительности 7 % против 0,9 % для теплообменников с трубками 9,52 мм ( $h_p = 10,8$  мм). В первой и третьей сериях испытаний средние квадратичные отклонения полной холодопроизводительности для теплообменников с трубками 12,0 мм и 9,52 мм различаются менее резко: в первой серии получено 2 % и 1,5 % по методике 1 [1], а в третьей серии по методике 1<sub>98</sub> - 3 % и 0,6 %.

Данную закономерность можно проследить и в случае, когда развитие поверхности достигается уменьшением шага ребер. Погрешность расчета полной холодопроизводительности теплообменников с трубками 9,52 мм при шаге ребер 2,2 мм выше, чем при шаге 3,6 мм (рис. 2, расчет по методике 1, опыты 10 и 11, 12 и 13). В то же время в опытах первой и третьей серий различие погрешностей расчета для теплообменников с разными шагами ребер менее заметно (рис. 1, расчет по методике 1, опыты 7 и 8; рис. 3, расчет по методике 1, опыты 7 и 8, 10 и 11). Возрастание погрешности расчета полной холодопроизводительности в условиях образования конденсата на части поверхности вызвано неудовлетворительным расчетом скрытой холодопроизводительности:

- во второй серии опытов скрытая холодопроизводительность для теплообменников с трубками 12,0 мм занижена расчетом по наиболее адекватной методике 2 [2] в 1,6 – 2,7 раза (рис. 2, опыты 1, 2, 4, 5), а для опыта 3 с фактической скрытой холодопроизводительностью 8 % и вовсе не определена (см. рис. 2, опыт 3). Для теплообменников с трубками 9,52 мм расчет по методике 2 дает значение скрытой холодопроизводительности от близкого к фактическому (рис. 2, опыты 8, 10, 11, 13) до завышенного в 3,2 раза (рис. 2, опыт 7);

- расчеты по методике 1 [1] дают более серьезные отклонения скрытой холодопроизводительности от экспериментальных значений. Для теплообменников с трубками 12,0 мм ( $h_p = 25,0$  мм) методика 1 не позволяет обнаружить скрытую холодопроизводительность, даже в тех случаях, когда она фактически составляет 8 % – 12 % от полной (рис. 2, опыты 2 - 5). Для теплообменников с трубками 9,52 мм ( $h_p = 10,8$  мм) методика 1 дает значение скрытой холодопроизводительности от вдвое большей (рис. 2, опыт 7) до в 6,6 раза меньшей (рис. 2, опыт 12), чем фактическая.

Это значит, что использование средней температуры поверхности ребер для расчета конечного влагосодержания воздуха не является достаточно обоснованным, если в теплообменнике имеется переходная зона с увеличивающейся по ходу воздуха влажной поверхностью.

**Заключение.** Выполненные серии испытаний выявили, что достоверность расчетов воздухоохладителей по известным методикам снижается, если конденсат образуется только на части поверхности теплообмена и если теплообменник имеет развитую наружную поверхность. В результате проведенных испытаний получены исходные данные для разработки алгоритма расчета трубчато-пластинчатых воздухоохладителей с переходной зоной, в начале которой конденсат образуется только на воротниках ребер, а в конце – на всей их поверхности.

## Литература.

1. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин / под ред. А.В. Быкова. М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1984. 248 с.
2. AHRI Standard 410-2001, Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils, 2001, Air-Conditioning, Heating and Refrigeration Institute, 2111 Wilson Blvd, Arlington, VA 22201, U.S.A.
3. Кокорин О.Я. Установки кондиционирования воздуха. Основы расчета и проектирования. М.: Машиностроение, 1978. 264 с.
4. Емельянов А.Л., Кожевникова Е.В. Исследование коэффициентов теплоотдачи в воздушных трубчато-пластинчатых калориферах // . 2010. № . С. - .
5. Кожевникова Е.В., Лопаткина Т.А. Калориметрический комплекс для исследования теплоотдачи в теплообменниках и испытания кондиционеров [Электронный ресурс]: Электронный научный журнал «Холодильная техника и кондиционирование»/ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий.-Электрон.журнал.-Санкт-Петербург: СПбГУНиПТ, 2010.- № 1.- март. 2010.- Режим доступа к журн.: <http://www.open-mechanics.com/journals> свободный (дата обращения: 14.10.2010).
6. Теплообменные аппараты холодильных установок / под общ. ред. Г.Н. Даниловой. Л.: Машиностроение, 1986. 303 с.

# Experimental research of heat transfer in fin-and-coil air coolers

Kozhevnikova E.V., Lopatkina T.A.

Open joint-stock company «IEMZ «Kupol», Izhevsk

E-mail: [cheine@yandex.ru](mailto:cheine@yandex.ru),  
[trusovsa@gmail.com](mailto:trusovsa@gmail.com)

*The fin-and-coil air coolers are investigated in following conditions: at weak formation of a condensate, condensate formation on a part of a surface and on all surface. The error of three known methods of calculation of air coolers in the investigated conditions of formation of a condensate is defined. It is found out that a calculation error is maximum for heat exchangers with the most developed external surface, working in the conditions of condensate formation on a part of a surface. The error reason - unsatisfactory calculation of a humidity ratio of air on an exit from the heat exchanger. Experimental data for working out of a method of calculation of air coolers taking into account a transitive zone, in which plates are covered by a condensate only partially.*

**Key words:** fin-and-coil heat exchanger, total cooling capacity, latent cooling capacity, humidity ratio, calculation error.

Рецензия на рукопись в ЭНЖ СПбГУНиПТ:

УДК\_621.565.9.045 \_\_№специальностиВАК РФ\_01.04.14-теплофизика и теоретическая тепло-техника \_\_\_\_\_

Название статьи «**Экспериментальное исследование эффективности методов расчета трубчато-пластинчатых воздухоохладителей при различных режимах образования конденсата**» \_\_\_\_\_

Ав-

тор(ы):КожевниковаЕ.В.ЛопаткинаТ.А. \_\_\_\_\_

Рецензент (ФИО, уч. звание, уч. степень, э-майл)\_Буравой Семен Ефимович, профессор, доктор технических наук, E-mail: buravoy@mail.ru \_\_\_\_\_

Рецензент заполняет в таблице оценки в столбце 3 в строках 1-4 одной цифрой оценки в каждой строке и при необходимости комментирует оценки в столбце 4 Примечания.

№№ пп	Наименование оценки	Оценка. 0,1,2,3,4,5 (5 – высшая оценка)	Примечания
1	Степень соответствия содержания рукописи тематике ЭНЖ	5	
2	Актуальность	4	
3	Научный уровень	4	
4	Практическая ценность	5	

**Текст рецензии:** В статье приведены результаты экспериментального исследования холодопроизводительности и коэффициентов теплоотдачи трубчато-пластинчатых теплообменников на стороне воздуха при различных условиях образования конденсата на его пластинах. Исследования проведены для большой группы теплообменников двух типов с трубками диаметром 9,52 мм и 12,0 мм, изготовленных по современной технологии и широко используемых в качестве калориферов и воздухоохладителей в холодильной технике и системах кондиционирования. Результаты экспериментов обработаны по трем известным методикам расчета воздухоохладителей в рассмотренных условиях образования конденсата, выявлена причина расхождения расчетных и опытных данных.

Полагаю, что статья содержит новые данные, представленные в наглядной, оригинальной форме. Материал статьи представляет большой интерес для проектировщиков соответствующей аппаратуры в холодильной технике.

Считаю, что статья может быть принята к публикации в электронном журнале.

Рецензент:

Буравой С.Е.