

Метод расчёта переменных режимов теплообменников

И.М. Сапрыкин

(ООО ПНТК «Энергетические Технологии», г. Нижний Новгород, инженер)

Введение

Расчёты переменных режимов теплообменных аппаратов (ТА) требуются для решения широкого круга задач. К ним можно отнести: обоснование выбора оборудования трубопроводных систем, включающих ТА; определение величин теплового потока (тепловой мощности) и расходов теплоносителей при отсутствии расходомеров; диагностика состояния поверхностей нагрева ТА; прогнозирование параметров теплоносителей.

На рынке теплообменного оборудования представлен весьма широкий спектр теплообменных аппаратов отечественных и зарубежных производителей.

Различные типы и виды ТА отличаются между собой габаритами, конструктивными особенностями, расчетными тепловыми потоками, диапазонами температур теплоносителей. У каждого производителя теплообменного оборудования имеются свои приёмы интенсификации процессов теплопередачи с целью повышения технико-экономических характеристик ТА. Каждый производитель имеет свои эксклюзивные программы по расчету ТА, учитывающие их индивидуальные особенности.

Имеющиеся в широком пользовании, главным образом нормативные, методики направлены на проектный и конструктивный расчёты ТА. В то же время существующие методики расчетов переменных режимов не всегда учитывают особенности конкретных ТА и теплофизические свойства теплоносителей.

Обращение к производителям ТА с просьбой, о выполнении дополнительных расчетов для работающего ТА, не всегда удобно либо вообще невозможно.

Необходима методика расчёта переменных режимов ТА, которая должна быть достаточно универсальной - независимой от конкретной модели, должна учитывать теплофизические свойства теплоносителей.

Ниже приводится метод расчета переменных режимов водоводяных ТА, который, по мнению автора, отвечает этим требованиям.

Описание метода

Главным и интегральным показателем эффективности теплообмена является коэффициент теплопередачи (КТП), который является мерой термической проводимости ТА. При сравнении ТА разных производителей, имеющих, например, одинаковые расчётные параметры (тепловой поток и 4 температуры теплоносителей на портах), различие между ними в целом сводится к различию их КТП.

Предлагаемый метод [1] расчёта переменных режимов водоводяных противоточных ТА основан на применении критериальных уравнений конвективного теплообмена с учётом теплофизических свойств теплоносителей – воды. К ним относятся: теплоемкость, теплопроводность, температуропроводность, кинематическая вязкость, плотность. В качестве исходной информации используются расчетные (паспортные) характеристики ТА: тепловой поток, температуры греющего и нагреваемого теплоносителей, КТП или площадь поверхности нагрева.

Для описания взаимосвязи между параметрами предлагается следующее уравнение:

$$(1 - K_p \times R_c) \times \frac{\Theta}{\Theta_p} \times q^{1-m} + K_p \times (R_c + R_n) \times q - \frac{\Delta t}{\Delta t_p} = 0 \quad (1),$$

где K_p – расчетный КТП;

R_c – термическое сопротивление стенки;

R_n - термическое сопротивление слоя накипи;

q – относительный тепловой поток $q = Q/Q_p$;

Δt , Δt_p – текущие и расчётные логарифмические разности температур – температурные напоры;

Θ , Θ_p – теплофизические комплексы (ТФК): текущий и расчётный, учитывающие теплофизические свойства воды и геометрические характеристики ТА.

ТФК Θ и Θ_p можно назвать комплексами состояния, а их отношение Θ/Θ_p – комплексом процесса. ТФК состояния Θ и Θ_p имеют вид:

$$\Theta = \left[f_z^m \times \ell_z^{1-m} \times \frac{(t_1 - t_2)^m}{(t_1 + t_2)^u} + f_n^m \times \ell_n^{1-m} \times \frac{(\tau_1 - \tau_2)^m}{(\tau_1 + \tau_2)^u} \right] / (t_1 + t_2 + \tau_1 + \tau_2)^y \quad (2)$$

где t_1 , t_2 – температуры греющего теплоносителя на входе и выходе ТА;

τ_1 , τ_2 – температуры нагреваемого теплоносителя на выходе и входе ТА;

f_z , f_n – площади сечений каналов по греющей и нагреваемой сторонам ТА;

ℓ_z , ℓ_n – характерные размеры каналов по греющей и нагреваемой сторонам теплообменника;

m , u , y – показатели степеней.

Для кожухотрубных ТА площади сечений каналов представляют собой площади сечения межтрубного пространства и суммарной площади трубного пространства. В зависимости от конкретного технологического процесса греющий теплоноситель может направляться в межтрубное пространство либо в трубное пространство.

Площади сечений межтрубного и трубного пространств определяются по формулам

$$f_m = \frac{\pi}{4} \times (D_k^2 - Z_{mp} \times d_n^2); \quad f_m = \frac{\pi}{4} \times Z_{mp} \times d_e^2,$$

где D_k – внутренний диаметр корпуса ТА;

Z_{mp} – число трубок в корпусе;

d_n , d_e – наружный и внутренний диаметры трубки.

Характерными размерами межтрубного и трубного пространств кожухотрубных ТА являются эквивалентные диаметры, которые определяются:

$$\ell_m = d_{эм} = \frac{4 \times f_m}{\pi \times (D_k + Z_{mp} \times d_n)}; \quad \ell_m = d_{эм} = d_e$$

Характерные размеры каналов пластинчатых ТА: $\ell = 2 \times S$, где S – ширина канала.

Для одноходовых пластинчатых ТА можно допустить равенство площадей сечений каналов $f_z = f_n$ и характерных размеров $\ell_z = \ell_n$ для греющего и нагреваемого теплоносителей. Следовательно, так как в уравнении 1 теплофизический комплекс входит как ТФК процесса в виде отношения Θ/Θ_p , то для пластинчатого ТА Θ будет выглядеть следующим образом:

$$\Theta = \left[\frac{(t_1 - t_2)^m}{(t_1 + t_2)^u} + \frac{(\tau_1 - \tau_2)^m}{(\tau_1 + \tau_2)^u} \right] / (t_1 + t_2 + \tau_1 + \tau_2)^y \quad (3)$$

Для Θ_p справедливо то же выражение только с расчётными значениями температур.

Уравнение 1 описывает режимы для одноходовых противоточных кожухотрубных и пластинчатых ТА. Различие между ними заключается в структуре ТФК состояния Θ и Θ_p , определяемых для ТА: кожухотрубных – по формуле 2, пластинчатых – по формуле 3.

Показатель степени « m » принимает значения для ТА: кожухотрубных $m=0.8$; для пластинчатых $m=0.73$ [2]. В [3] приводится зависимость показателя степени « m » от геометрических размеров канала между пластинами: $m = 0.45 \times (L/\ell)^{0.1}$, где L – длина канала.

Показатели степеней $u=0.0572$, $y=0.234$ получены в результате аппроксимации коэффициентов, описывающих теплофизические свойства воды функциями от средних температур теплоносителей в диапазоне $5^\circ\text{C} \dots 200^\circ\text{C}$.

Следует отметить, что в указанном диапазоне температур КТП зависит от теплофизических свойств воды, конкретно от ТФК процесса. При неизменной логарифмической разности температур $\Delta t = \text{const}$, изменение всех 4-х температур на одну и ту же величину вызывает изменение КТП. Например, если для 4-х расчётных температур

$t_1=75^\circ\text{C}$; $t_2=55^\circ\text{C}$; $\tau_2=35^\circ\text{C}$; $\tau_1=65^\circ\text{C}$ ($\Delta t=14,43$) ТФК состояния $\Theta_p=4,47$, то для других 4-х температур с прибавкой $\delta t=25^\circ\text{C}$ $t_1=100^\circ\text{C}$; $t_2=80^\circ\text{C}$; $\tau_2=60^\circ\text{C}$; $\tau_1=90^\circ\text{C}$ ($\Delta t=14,43$) ТФК состояния окажется равным $\Theta=4,02$. ТФК процесса $\Theta/\Theta_p=0,9$.

Зависимость относительного КТП от ТФК процесса при разных расчётных КТП, представлена в таблице 1.

Таблица 1. Зависимость относительного КТП от ТФК процесса.

K_p , Вт/(м ² ×°К)	ТФК процесса Θ/Θ_p				
	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10
2000	1,35	1,16	1,00	0,86	0,75
4000	1,27	1,13	1,00	0,89	0,79
6000	1,22	1,11	1,00	0,91	0,82

Отсюда можно сделать вывод, что в зоне более высоких температур та же теплопередача может быть обеспечена меньшей теплопередающей поверхностью.

Уравнение 1 включает в себе распределение температурного напора $\Delta t/\Delta t_p$ на термических сопротивлениях ТА. Первое слагаемое - падение температурного напора на термических сопротивлениях тепловых переходов (теповосприятие и теплоотдача); второе слагаемое - падение температурного напора на термических сопротивлениях, разделяющей теплоносители стенки и возможного слоя накипи.

Термическое сопротивление, которое является величиной обратной проводимости - КТП, выражается уравнением $R_{ma}=1/K=R_{mn}+R_c+R_n$, где K – текущий КТП, а R_{mn} - суммарное термическое сопротивление тепловых переходов – тепловосприятия и теплоотдачи:

$$R_{mn} = \left(\frac{1}{K_p} - R_c \right) \times \frac{\Theta}{\Theta_p \times q^m} \quad (4)$$

По известному расчетному режиму можно рассчитать параметры для любого другого режима, в том числе определить тепловой поток через ТА по измеренным на портах четырём температурам теплоносителей. Последнее возможно только при условии заранее известной величины термического сопротивление слоя накипи.

Из уравнения 1 может быть определено термическое сопротивление слоя накипи R_n

$$R_n = \frac{\Delta t}{q \times K_p \times \Delta t_p} - R_c - R_{mn} \quad (5)$$

В уравнении 5 термическое сопротивление слоя накипи R_n представлено, как функция расчётных и текущих переменных, из чего следует, что R_n можно определить по измеренным параметрам: тепловом потоке и четырём температурам теплоносителей на портах.

В некоторых практических случаях может потребоваться информация о расчётных параметрах ТА. К ним относятся ситуации, когда для находящегося в эксплуатации ТА начальные параметры неизвестны, например, утеряны, либо ТА подвергался реконструкции путём изменения поверхности нагрева (изменение числа установленных пластин, заглушение негерметичных трубок) либо требуется оттестировать ТА.

Неизвестными первичными параметрами могут быть расчётный тепловой поток, расчётный КТП или одна из четырёх температур теплоносителей при заданных трёх других.

Первичные расчётные параметры могут быть определены по результатам измерений параметров в двух различных режимах работы ТА. Измеряемые параметры: значения четырёх температур теплоносителей; величина теплового потока или значения расходов теплоносителей.

Из уравнения 6 может быть определён комплекс – постоянная ТА (левая часть), содержащий первичные расчётные параметры, в правой части – параметры с присвоенными индексами номеров режимов измерений: «1», «2»

$$\left(\frac{1}{K_p} - R_c \right) / \Theta_p \times Q_p^m = \frac{K_1 - K_2}{K_1 \times K_2} / \left(\frac{\Theta_1}{Q_1^m} - \frac{\Theta_2}{Q_2^m} \right) \quad (6)$$

где Q_p – расчётный тепловой поток, Вт;

K_1, K_2 – КТП, определённые по результатам измерений;

Q_1, Q_2 – тепловые потоки (Вт), определённые по результатам измерений;

Θ_1, Θ_2 – ТФК состояния, определённые по результатам измерений;

Термическое сопротивление слоя накипи на момент проведения измерений

$$R_n = \left(\frac{1}{K_2} - \frac{1}{K_1} \times \frac{\Theta_2 \times Q_1^m}{\Theta_1 \times Q_2^m} \right) / \left(1 - \frac{\Theta_2 \times Q_1^m}{\Theta_1 \times Q_2^m} \right) - R_c \quad (7)$$

Из уравнения 1 также могут быть получены приближённые уравнения. Если принять термическое сопротивление стенки и накипи равными нулю $R_c=0$ $R_n=0$, то получится уравнение 8, не зависящее от расчётного КТП

$$q = \left(\frac{\Delta t}{\Delta t_p} \times \frac{\Theta_p}{\Theta} \right)^{\frac{1}{1-m}} \quad (8)$$

По уравнению 8 результаты расчётов с точностью до 20% могут быть получены для ТО, у которых отношение $(\Delta t/\Delta t_p)/(\Theta/\Theta_p)=0.9 \dots 1.0$.

Если же не учитывать ТФК процесса ($\Theta/\Theta_p=1$), то получится уравнение 9:

$$(1 - K_p \times R_c) \times q^{1-m} + K_p \times (R_c + R_n) \times q - \frac{\Delta t}{\Delta t_p} = 0 \quad (9)$$

По уравнению 9 результаты расчётов с точностью до 20% могут быть получены для ТА, у которых ТФК процесса находится в диапазоне $\Theta/\Theta_p=0.95 \dots 1.05$.

К выбору ТА

Из практики эксплуатации систем теплоснабжения известно, что поверхности нагрева ТА находятся постоянно в той или иной степени загрязнения, в свою очередь увеличивающегося во времени. Загрязнение, образование накипи на теплопередающих поверхностях представляет собой весьма сложный процесс, зависящий от многих факторов [4]. Определённый, пороговый уровень загрязнения приводит к невозможности теплопередачи расчётного теплового потока при заданных параметрах: температурах, давлениях и расходах теплоносителей.

Вследствие этого выбор ТА производится с некоторым коэффициентом запаса, компенсирующим неизбежное образование накипных отложений и снижение его теплопередающей способности. Таким запасом при выборе ТА является «коэффициент загрязнения» β [5]. Для кожухотрубных ТА проектный коэффициент загрязнения должен приниматься $\beta_{np}=0.8$, для пластинчатых ТА $\beta_{np}=0.7 \dots 0.85$.

Следует отметить, что термин – «коэффициент загрязнения» представляется неудачным, так как увеличение загрязнения характеризуется снижением величины коэффициента, а не наоборот. Правильно было бы называть этот коэффициент – степень чистоты. В этом случае снижение величины степени чистоты (увеличение загрязнения) характеризуется снижением величины коэффициента.

Степень чистоты (коэффициент загрязнения) теплопередающих поверхностей есть отношение КТП ТА с накипью к расчётному КТП чистого ТА $\beta=K/K_p$ при расчётном тепловом потоке $q=1$. Для чистого ТА $R_n=0$, а $\beta=1$; для загрязнённого накипью $R_n>0$, а $\beta<1$. Степень загрязнения ТА соответственно будет выражаться как $1-\beta$.

Степень чистоты для теплового потока $q=1$ при известной величине термического сопротивления слоя накипи R_n определится:

$$\beta = \frac{K}{K_p} = \frac{R_{mn} + R_c}{R_{mn} + R_c + R_n}$$

В частном случае при $\Theta \approx \Theta_p$ степень чистоты β зависит только от КТП и термического сопротивления R_n .

$$\beta = \frac{1}{1 + K_p \times R_n} = 1 - K \times R_n \quad (10)$$

Проектная минимальная степень чистоты, например, $\beta_{min}=0.7$, характеризует состояние, при котором запас теплопередающей способности ТА исчерпан и необходима очистка поверхностей нагрева. Таким образом, работа ТА во времени характеризуется цикличностью, определяемой длительностью межпромывочного периода [6].

При выборе ТА, например, пластинчатого теплообменника по степени чистоты должно выполняться условие $K \times R_n = 1 - \beta_{min}$, при $\beta_{min}=0,7$ произведение $K \times R_n = 0.3$.

Применение коэффициента β_{np} при выборе ТА естественно приводит к увеличению площади теплопередающей поверхности и, соответственно, к увеличению длительности межпромывочного периода. Взаимосвязь между β_{min} и увеличением теплопередающей поверхности $\delta f = \Delta F / F$ может быть получена из следующего балансного уравнения

$$Q = K_p \times F \times \Delta t_p = \beta_{np} \times K_p \times (1 + \delta f) \times F \times \Delta t_p, \text{ откуда } \beta_{np} = \frac{1}{1 + \delta f}$$

Длительность межпромывочного периода можно определить, если в уравнении 10 термическое сопротивление слоя накипи R_n заменить выражением $r_z \times z$, где r_z – средняя скорость увеличения термического сопротивления во времени, а z – время. Здесь предполагается, что в начале процесса накипобразования её скорость примерно постоянна.

$$z = \frac{R_n}{r_z} = \frac{1 - \beta}{K \times r_z} = \frac{\delta f}{(1 + \delta f) \times K \times r_z}$$

Увеличение теплопередающей поверхности влечёт за собой увеличение, начальной стоимости ТА и ежегодных издержек. При этом ежегодные издержки на промывку ТА, пропорциональные количеству циклов промывки за год, снижаются.

Можно утверждать, что суммарные годовые издержки, в зависимости от какого-либо параметра, например, δf , β , R_n , должны иметь минимальное значение при некотором оптимальном значении указанного параметра.

Для определения оптимума представим годовые издержки на содержание дополнительной теплопередающей поверхности I_f и годовые издержки в промывку I_{np}

$$I_f = A_f \times F \times i \times \delta f = A_f \times F \times i \times \frac{1 - \beta}{\beta} = A_f \times F \times i \times \frac{K_n \times R_n}{1 - K_n \times R_n}$$

$$I_{np} = A_{np} \times F \times (1 + \delta f) \times \frac{1}{z} = A_{np} \times \frac{F}{\beta} \times \frac{1}{z} = A_{np} \times \frac{F}{1 - K_n \times R_n} \times \frac{1}{z}$$

где A_f - удельная стоимость теплопередающей поверхности, [руб./м²];

i – доля ежегодных издержек от первоначальных капвложений [год⁻¹].

A_{np} - удельная стоимость промывки теплопередающей поверхности, [руб./м²];

$1/z$ – количество циклов промывки за год.

После подстановки z суммарные годовые издержки в зависимости, в частности, от аргумента R_n выразятся

$$\Sigma I = \frac{A_f \times F \times i \times K \times R_n}{(1 - K \times R_n)} + \frac{A_{np} \times F \times r_z}{(1 - K \times R_n) \times R_n}$$

Приравнивание к нулю выражения первой производной $d\Sigma I/d(R_n)=0$ позволяет найти оптимальные значения $R_{n\ onm}$

$$R_{n\ onm} = A_3 \times r_z \times \left(\sqrt{1 + \frac{1}{A_3 \times K \times r_z}} - 1 \right) \quad (11),$$

где A_3 представляет собой «экономический» комплекс $A_3 = A_{np} / (A_f \times i)$.

Выбор ТА, по методике, выполняется итерациями в следующей последовательности.

1. Выбирается ТА с учётом «проектной» накипи (фактора загрязнения), значения которой могут быть приняты в качестве первого приближения: для пластинчатых ТА $R_n = 0.5 \times 10^{-4}$ м²×°К/Вт; для кожухотрубных $R_n = 1.3 \times 10^{-4}$ м²×°К/Вт.

2. По полученному коэффициенту теплопередачи K уточняется R_n подстановкой в 11.

Например, необходимо подобрать пластинчатый ТА, допустим фирмы Alfa Laval, для передачи теплового потока 2200 кВт с температурами теплоносителей: греющего 110/80°C; нагреваемого 95/70°C, $r_z=0.0001 \text{ м}^2 \times \text{°K}/(\text{Вт} \times \text{год})$, $A_f=6000 \text{ руб}/\text{м}^2$, $A_{np}=60 \text{ руб}/\text{м}^2$, $i=0.1 \text{ год}^{-1}$.

С учётом фактора загрязнения $R_n=0.5 \times 10^{-4} \text{ м}^2 \times \text{°K}/\text{Вт}$ выбирается ТА: M10B $K=4868 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{°K})$, $F=32.64 \text{ м}^2$, 154 пластины. По полученному коэффициенту K итерациями по формуле 11 уточняется начальное термосопротивление $R_n=0.335 \times 10^{-4} \text{ м}^2 \times \text{°K}/\text{Вт}$ по которому вновь уточняются параметры: $K=5584 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{°K})$, $F=32.4 \text{ м}^2$, 196 пластин. Для выбранного ТА степень чистоты $\beta_{onm}=0.813$, длительность межпромывочного периода $z_{onm}=0.335 \text{ года}$.

Следует отметить, что этот ТА первоначально чистый ($R_n=0$, $\beta=1$) может обеспечить расчётный тепловой поток меньшим на 10% расходом греющего теплоносителя, температура которого после ТА также будет ниже расчётной и составит 76.8°C вместо 80°C, а $K=6623 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{°K})$ вместо $K=5584 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{°K})$.

На рисунке 1 приведена зависимость относительных суммарных годовых затрат на содержание и на промывку выбранного ТА от начальной степени чистоты.



Рисунок 1.

Уравнение (1) существенно более точно описывает процессы теплопередачи, нежели уравнения, приводимые в [2]. В [2] не учитываются теплофизические свойства греющей и нагреваемой воды, термические сопротивления стенок каналов или трубок и слоя накипи.

С помощью предлагаемого метода можно решать различные встречающиеся в практике задачи, условия которых приведены в таблице 2 (знаком «+» обозначены известные параметры, знаком «?» искомые параметры).

Таблица 2. Условия задач.

Наименование параметра	Обозн.	Номер задачи									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тепловой поток	Q	?	?	?	+	+	+	+	+	+	+
Расход греющего теплоносителя	G_1	?	+	+	?	?	+	+	+	+	+
Температура греющей воды на входе	t_1	+	+	?	?	+	?	+	+	+	+
Температура греющей воды на выходе	t_2	+	?	+	+	?	?	+	+	+	+
Расход нагреваемого теплоносителя	G_2	?	+	+	+	+	+	?	?	+	+
Температура нагреваемой воды на выходе	τ_1	+	?	+	+	+	+	?	+	?	+
Температура нагреваемой воды на входе	τ_2	+	+	?	+	+	+	+	?	?	+
Степень чистоты	β	?	?	?	?	?	?	?	?	?	?
Термическое сопротивление слоя накипи	R_n	+	+	+	+	+	+	+	+	+	?

Следует иметь в виду, что при решении задач 1, 2, 3, величина Q (тепловой поток) весьма сильно зависит от точности измерения 4-х температур на портах ТА.

Примеры расчетов

Пример 1. На центральном тепловом пункте установлен пластинчатый ТА для подключения систем отопления и вентиляции по независимой схеме. Температурный режим по греющему теплоносителю 130/80°C, по нагреваемому теплоносителю 95/70°C, ТА имеет расчётные характеристики: тепловой поток 3000 кВт, расход греющего теплоносителя 51.6

т/ч, расход нагреваемого теплоносителя 103.2 т/ч, поверхность нагрева 22.8 м², расчётный $K_p=6593 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times ^\circ\text{К})$.

В отсутствии расходомеров необходимо определить фактический тепловой поток и расходы теплоносителей.

В одном из режимов эксплуатации измеренные 4 температуры теплоносителей на портах чистого $\beta=1$ ТА составили: греющий теплоноситель на входе 59.1°C, на выходе 44.1°C; нагреваемый теплоноситель на входе 40.2°C, на выходе 47.7°C.

Результаты расчёта (задача №1): тепловой поток $q=0.3$ или $Q=900 \text{ кВт}$; расходы теплоносителей: греющего 51.7 т/ч; нагреваемого 103.2 т/ч; $K_\phi=5627 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times ^\circ\text{К})$.

Пример 2. В тепловых пунктах систем централизованного теплоснабжения ТА, предназначенные для подогрева водопроводной воды на нужды горячего водоснабжения (ГВС), работают в весьма широких пределах изменения температур теплоносителей.

Температура воды ГВС на входе в ТА в течение суток изменяется от 5°C до 50°C (влияние циркуляции при переменном водоразборе). В течение отопительного сезона температура теплоносителя на входе в ТА может изменяться от 70°C до 150°C.

Кроме того, тепловой поток для ГВС, передаваемый ТА в течение суток при отсутствии баков-аккумуляторов горячей воды, может изменяться в 10 и более раз.

В таблице 3 приведены расчеты режимов работы одноходового пластинчатого ТА типа M10B фирмы Alfa Laval с поверхностью нагрева 30.96 м². ТА предназначен для обеспечения максимально-часовой тепловой нагрузки ГВС 2000 кВт и подключен к тепловым сетям по параллельной схеме. Для параллельной схемы включения ТА расчетными температурами для подбора ТА являются:

по греющему теплоносителю (сетевая вода):

- на входе в ТА $t_1=70^\circ\text{C}$; на выходе из ТА $t_2=30^\circ\text{C}$;

по нагреваемому теплоносителю (водопроводная вода):

- на входе в ТА $t_2=5^\circ\text{C}$; на выходе из ТА $t_1=60^\circ\text{C}$.

Режим 1 – расчетный. Степень чистоты ТА принята $\beta_p=1$.

Режим 2- температура греющего теплоносителя составляет $t_1=130^\circ\text{C}$. Необходимо найти расход греющего теплоносителя и его температуру после ТА. Решение - задача №5, степень чистоты ТА принята $\beta_p=1$. Расход теплоносителя G_1 снижается с 43 т/ч до 14.2 т/ч, а температура t_2 падает с 30°C до 8.9°C.

Режим 3 - температура греющего теплоносителя составляет $t_1=70^\circ\text{C}$, измеренная ранее степень чистоты $\beta=0.71$ (на рабочей поверхности предполагается наличие слоя накипи толщиной $S_n=0.1 \text{ мм}$, теплопроводность накипи условно принята $\lambda=1 \text{ Вт}/(\text{м} \times ^\circ\text{К})$). Необходимо найти расход греющего теплоносителя и его температуру после ТА. Решение - задача №5, для обеспечения температуры горячей воды $t_1=60^\circ\text{C}$ расход теплоносителя G_1 по расчету увеличивается с 43.0 т/ч до 65.0 т/ч, а температура t_2 возрастает с 30°C до 43.6°C.

Режим 4 - температура греющего теплоносителя составляет $t_1=70^\circ\text{C}$, измеренная ранее степень чистоты $\beta=0.46$ (на рабочей поверхности предполагается наличие слоя накипи толщиной $S_n=0.3 \text{ мм}$, теплопроводность накипи условно принята $\lambda=1 \text{ Вт}/(\text{м} \times ^\circ\text{К})$). Решение - задача №2, если по греющей стороне отсутствует возможность дальнейшего увеличения расхода теплоносителя свыше $G_1=65.0 \text{ т/ч}$, то передаваемый тепловой поток снижается до 1648 кВт, температура t_2 возрастает с 30°C до 48.2°C, а температура горячей воды t_1 снижается до 50.3°C.

Режимы 5, 6 – циркуляционные, задача №5. В режиме 6 при температуре $t_1=130^\circ\text{C}$ расход G_1 снижается до 2.0 т/ч (более чем в 20 раз по сравнению с режимом 1).

Таблица 3. Результаты расчётов режимов работы ТА.

Наименование	Обозн.	Режимы теплообменника					
		1	2	3	4	5	6
Степень чистоты	β	1.0	1.0	0.71	0.46	1.0	1.0
Толщина накипи, мм с $\lambda=1$ Вт/(м \times °К)	δ_n	0.0	0.0	0.1	0.3	0.0	0.0
Тепловой поток, КВт	Q	2000	2000	2000	1648	190	190
Температура греющей воды на входе, °С	t_1	70	130	70	70	70	130
Температура греющей воды на выходе, °С	t_2	30	8.9	43.6	48.2	50.46	50.01
Температура нагреваемой воды на выходе, °С	τ_1	60	60	60	50.3	60	60
Температура нагреваемой воды на входе, °С	τ_2	5	5	5	5	50	50
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м 2 \times °К)	K	3991	2861	3088	1799	2008	1054
Расход греющего теплоносителя, т/ч	G_1	43.0	14.2	65.0	65.0	8.4	2.0
Расход нагреваемого теплоносителя, т/ч	G_2	31.3	31.3	31.3	31.3	16.3	16.3

Обоснование метода

В основе работы всех ТА лежит физическое явление – конвективный теплообмен между теплоносителями и разделяющей поверхностью.

Известно, что КТП ТА выражается формулой: $K = \left(\frac{1}{\alpha_g} + \frac{1}{\alpha_n} + R_c + R_n \right)^{-1}$,

где α_g и α_n коэффициенты теплоотдачи и тепловосприятия.

Также известно, что теплообмен на поверхности описывается критерием Нуссельта:

$$\alpha = Nu \times \frac{\lambda}{\ell}, \text{ где:}$$

Nu – число Нуссельта;

λ - коэффициент теплопроводности теплоносителя.

Число Нуссельта для ТА представляется следующим образом:

$$Nu = A \times Re^m \times Pr^n \times \left(\frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0.25},$$

где A – постоянная величина; $n=0.43$ - постоянная величина/

Re , Pr , Pr_c – число Рейнольдса, число Прандтля для теплоносителя, число Прандтля для теплоносителя на поверхности разделяющей стенки.

$$Re = w \times \frac{\ell}{\nu}, \quad Pr = \frac{\nu}{a}, \quad Pr_c = \frac{\nu_c}{a_c}$$

где w – скорость теплоносителя;

ν – коэффициент кинематической вязкости теплоносителя.

a – температуропроводность теплоносителя.

ν_{ct} , a_c - коэффициенты кинематической вязкости и температуропроводности теплоносителя при средней температуре стенки.

Коэффициент α , выраженный через теплофизические свойства, скорость теплоносителя и характерный размер, определяется:

$$\alpha = A \times \frac{\lambda}{\ell} \times \left(\frac{w \times \ell}{\nu} \right)^m \times \left(\frac{\nu}{a} \right)^{n+0.25} \times \left(\frac{a_c}{\nu_c} \right)^{0.25}$$

Последнее выражение можно переписать иначе

$$\alpha = A \times \left(\frac{\lambda \times \nu^{n-m+0.25}}{a^{n+0.25}} \right) \times \left(\frac{a_c}{\nu_c} \right)^{0.25} \times \frac{w^m}{\ell^{1-m}}$$

Скорости движения греющего w_2 и нагреваемого w_H теплоносителей в каналах:

$$w_2 = \frac{Q}{c_2 \times \rho_2 \times (t_1 - t_2) \times f_2}; \quad w_H = \frac{Q}{c_H \times \rho_H \times (\tau_1 - \tau_2) \times f_H};$$

где Q – тепловой поток;

c_2, c_H – теплоемкости греющего и нагреваемого теплоносителей;

ρ_2, ρ_H – плотности греющего и нагреваемого теплоносителей.

Коэффициенты α_G, α_H с учетом подстановки скоростей определяются:

$$\alpha_2 = A \times \left(\frac{\lambda_2 \times \nu_2^{n-m+0.25}}{a_2^{n+0.25}} \right) \times \left(\frac{a_c}{\nu_c} \right)^{0.25} \times \frac{Q^m}{[c_2 \times \rho_2 \times (t_1 - t_2) \times f_2]^m \times \ell_2^{1-m}}$$

$$\alpha_H = A \times \left(\frac{\lambda_H \times \nu_H^{n-m+0.25}}{a_H^{n+0.25}} \right) \times \left(\frac{a_c}{\nu_c} \right)^{0.25} \times \frac{Q^m}{[c_H \times \rho_H \times (\tau_1 - \tau_2) \times f_H]^m \times \ell_H^{1-m}}$$

Последние выражения можно переписать иначе

$$\alpha_2 = \left(\frac{\lambda_2 \times \nu_2^{n-m+0.25}}{c_2^m \times \rho_2^m \times a_2^{n+0.25}} \right) \times \left(\frac{a_c}{\nu_c} \right)^{0.25} \times \frac{A \times Q^m}{[(t_1 - t_2) \times f_2]^m \times \ell_2^{1-m}}$$

$$\alpha_H = \left(\frac{\lambda_H \times \nu_H^{n-m+0.25}}{c_H^m \times \rho_H^m \times a_H^{n+0.25}} \right) \times \left(\frac{a_c}{\nu_c} \right)^{0.25} \times \frac{A \times Q^m}{[(\tau_1 - \tau_2) \times f_H]^m \times \ell_H^{1-m}}$$

В первом выражении первый множитель в круглых скобках представляет собой комплекс, описывающий теплофизические свойства греющего теплоносителя. Во втором выражении первый множитель в круглых скобках представляет собой комплекс, описывающий теплофизические свойства нагреваемого теплоносителя. В обоих выражениях второй множитель в круглых скобках представляет собой комплекс, описывающий теплофизические свойства обоих теплоносителей на поверхностях разделяющей стенки.

Упомянутые комплексы, удобно аппроксимировать степенными функциями от средних температур теплоносителей.

$$\left(\frac{\lambda_2 \times \nu_2^{n-m+0.25}}{c_2^m \times \rho_2^m \times a_2^{n+0.25}} \right) = A_1 \times (t_1 + t_2)^u; \quad \left(\frac{\lambda_H \times \nu_H^{n-m+0.25}}{c_H^m \times \rho_H^m \times a_H^{n+0.25}} \right) = A_1 \times (\tau_1 + \tau_2)^u;$$

$$\left(\frac{a_c}{\nu_c} \right)^{0.25} = A_2 \times (t_1 + t_2 + \tau_1 + \tau_2)^y.$$

Коэффициенты α_G и α_H будут выглядеть следующим образом:

$$\alpha_2 = A_3 \times Q^m \times (t_1 + t_2)^u \times \frac{(t_1 + t_2 + \tau_1 + \tau_2)^y}{(t_1 - t_2)^m \times f_2^m \times \ell_2^{1-m}}$$

$$\alpha_H = A_3 \times Q^m \times (\tau_1 + \tau_2)^u \times \frac{(t_1 + t_2 + \tau_1 + \tau_2)^y}{(\tau_1 - \tau_2)^m \times f_H^m \times \ell_H^{1-m}}, \text{ где } A_3 = A \times A_1 \times A_2$$

Из этих выражений можно составить комплекс $\frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_H}$, входящий в уравнение КТП,

который будет выглядеть:

$$\frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_H} = \left[f_2^m \times \ell_2^{1-m} \times \frac{(t_1 - t_2)^m}{(t_1 + t_2)^u} + f_H^m \times \ell_H^{1-m} \times \frac{(\tau_1 - \tau_2)^m}{(\tau_1 + \tau_2)^u} \right] \times \frac{(t_1 + t_2 + \tau_1 + \tau_2)^{-y}}{A_3 \times Q^m} = \frac{\Theta}{A_3 \times Q^m},$$

где

$$\Theta = \left[f_z^m \times \ell_z^{1-m} \times \frac{(t_1 - t_2)^m}{(t_1 + t_2)^u} + f_n^m \times \ell_n^{1-m} \times \frac{(\tau_1 - \tau_2)^m}{(\tau_1 + \tau_2)^u} \right] / (t_1 + t_2 + \tau_1 + \tau_2)^y$$

То же для расчетных значений ТА, обозначенных надстрочным или подстрочным индексом «р»:

$$\frac{1}{\alpha_z^p} + \frac{1}{\alpha_n^p} = \frac{\Theta_p}{A_5 \times Q_p^m}$$

КТП выражается формулой:

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_z} + \frac{1}{\alpha_n} + R_c + R_n \right)^{-1} = \left(\frac{\Theta}{A_5 \times Q^m} + R_c + R_n \right)^{-1}$$

То же, расчетный КТП $K_p = \left(\frac{\Theta_p}{A_5 \times Q_p^m} + R_c \right)^{-1}$

Преобразовав и разделив первое уравнение на второе и заменив $Q/Q_p = q$ получим:

$$\frac{\Theta}{\Theta_p \times q^m} = \frac{\frac{1}{K} - (R_c + R_n)}{\frac{1}{K_p} - R_c} = \frac{\frac{K_p}{K} - K_p \times (R_c + R_n)}{1 - K_p \times R_c}$$

В свою очередь, отношение K_p/K можно получить из формулы: $q = \frac{K}{K_p} \times \frac{\Delta t}{\Delta t_p}$

Таким образом, после преобразований получится формула 1.

Выводы

1. Предлагаемый метод расчетов переменных режимов водоводяных противоточных одноходовых теплообменников распространяется на пластинчатые и кожухотрубные теплообменники и может использоваться при проектировании и эксплуатации трубопроводных систем с теплообменниками, включая диагностику их состояния.

2. Метод позволяет по известному расчетному режиму теплообменника рассчитать параметры теплоносителей для любого другого режима. В частности, по результатам измерения 4-х температур теплоносителей на портах теплообменника при условии известной степени чистоты, определять, величины теплового потока и расходов теплоносителей.

3. Расчёты переменных режимов должны выполняться с учётом теплофизических свойств воды иначе достоверность расчётов окажется весьма низкой.

4. Выбор теплообменников должен производиться с учётом оптимальной «проектной» величины термического сопротивления накипи.

5. Метод можно адаптировать к расчету противоточных одноходовых теплообменников с другими, кроме воды, жидкими средами.

Литература

1. Сапрыкин И.М. О поверочных расчётах теплообменников. «Новости теплоснабжения», №5, 2008. С 45...48.
2. Н.М. Зингер, А.М. Тарадай, Л.С. Бармина. Пластинчатые теплообменники в системах теплоснабжения. Москва, Энергоатомиздат, 1995.
3. В.С. Орбис, М.А. Адамова. К диагностике технического состояния теплообменных аппаратов. Москва, Журнал «Энергосбережение», 2005, №2.
4. Жаднов О.В. Пластинчатые теплообменники - дело тонкое «Новости теплоснабжения», №3,-2005. С 39-53.
5. СП 41-101-95. Тепловые пункты.
6. Н.И. Купленов, С.В. Мотовицкий Определение запаса теплообменной поверхности и продолжительности межпромывочного периода пластинчатого водонагревателя для ГВС. «Новости теплоснабжения», №4, 2007. С 48...49.