

ТЕПЛО- ЭНЕРГЕТИКА

В номере:

- *Влияние подвода вторичного воздуха на аэродинамику циклонного топочного реактора*
- *Переход к низкотемпературному сжиганию топлива на котлах ТЭЦ г. Бишкека*
- *Проблемы локальной эрозии-коррозии сварных соединений трубопроводов энергоблоков АЭС*

8

2012

ООО МАИК «НАУКА/
ИНТЕРПЕРИОДИКА»

УДК 538.248.2

Особенности расчета конденсатора с наклонными трубками

© 2012 г. Романова Л.В.¹, Гогонин И.И.²Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров¹ – Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН²

Рассмотрены вопросы расчета тепломассообмена при конденсации пара из парогазовых смесей в конденсаторе с наклонными трубками, применяемом для рекуперации тепла и химикатов в сульфатцеллюлозном производстве.

Процесс выработки целлюлозы сопровождается выбросами сернистых соединений, загрязняющих атмосферный воздух. Одним из основных источников таких выбросов являются содорега-нерационный котлоагрегат (СРК) и его технологический узел – бак-растворитель плава (РП). Парогазовые выбросы из растворителя плава СРК при нормальных условиях имеют следующий состав: водяные пары (1.87 кг/м^3), пылевые частицы плава (19 г/м^3), сероводород (0.25 г/м^3), сернистый ангидрид (0.18 г/м^3) и воздух (от 5 до 25% по объему). Пылевые частицы состоят из карбоната, сульфида и сульфата натрия и нерастворимых вкраплений. Температура парогазовых выбросов находится в пределах $85\text{--}125^\circ\text{C}$. В среднем количество парогазовых выбросов из растворителя плава на 1 т вырабатываемой целлюлозы составляет 226 м^3 .

Для предотвращения выбросов вредных веществ в атмосферу на практике используются разнообразные методы: одноступенчатые схемы для утилизации тепла или для очистки от пылевых частиц плава и серосодержащих газов, двухступенчатые схемы, где первая ступень служит для утилизации тепла, а вторая – для очистки от загрязняющих веществ. Обе схемы не полностью охватывают спектр задач, подлежащих решению при очистке выбросов из растворителя плава СРК; кроме того, двухступенчатые схемы в процессе длительной эксплуатации показали невысокую эффективность и надежность [1].

Для бака – растворителя плава СРК эффективным методом очистки высоковлажных запыленных выбросов является разработанный авторами статьи и внедренный на ряде производств конденсационный метод, описание которого приведено в [2, 3]. Конденсатор, состоящий из наклонного пучка трубок, расположенных под уг-

лом к горизонту $15^\circ\text{--}30^\circ$, установлен перед вытяжной трубой и выполняет несколько функций:

- конденсирует пар из парогазового потока и существенно снижает его скорость в вытяжной трубе;
- снижает температуру парогазового потока;
- улавливает пылевые частицы;

- абсорбирует серосодержащие примеси сконденсированной жидкостью;

- утилизует энергию, выделяемую в процессе конденсации пара.

Применение конденсационного метода позволяет решать природоохранные задачи без введения в технологический процесс дополнительных химических реагентов и увеличения затрат энергоресурсов, без нарушения технологического режима основного процесса и с возвращением уловленных из парогазовой смеси химикатов в бак-растворитель плава. Охлаждающая конденсатор вода, проходя по его трубкам, может нагреваться до температуры, достаточной для использования в дальнейшем технологическом процессе.

Расчет газоочистного конденсатора заключается в определении площади поверхности охлаждения, необходимой для снижения скорости парогазового потока, эффективного пылеулавливания и абсорбции серосодержащих примесей пленкой конденсата. Существует несколько методов расчета тепломассообмена при конденсации пара из парогазовой смеси [4]. Методики расчета пылеулавливания и абсорбции при конденсации пара из парогазовой смеси авторам не известны.

Конденсация пара в присутствии неконденсирующихся примесей

При разработке и конструировании конденсационного устройства, предназначенного для очистки парогазовых смесей, были учтены следующие особенности:

- парогазовый поток поступает в межтрубное пространство конденсатора снизу и выходит далее в вытяжную трубу;

- пучок трубок располагается под углом $15^\circ\text{--}30^\circ$ к горизонту; образующийся конденсат под дей-

¹ 198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, д. 4. СПб ГТУ РП.

² 630090, г. Новосибирск, просп. Академика Лаврентьева, д. 1. ИТ СО РАН.

ствием силы тяжести стекает по каждой трубке пучка до трубной решетки и практически не взаимодействует с потоком конденсата трубок, расположенных выше.

Благодаря конденсации пара скорость парогазового потока и парциальное давление пара по высоте аппарата снижаются, а парциальное давление воздуха растет. Температурный напор (разность температур насыщения при данном парциальном давлении и стенки) $\Delta t = t_s - t_c$ и, следовательно, тепловой поток существенно уменьшаются по высоте пучка. При расчете площади поверхности конденсатора нумерация трубок в пучке осуществляется снизу вверх.

Расположение трубок под углом к горизонту исключает режимы "захлебывания" в конденсаторе, которые наблюдаются при горизонтальном расположении трубок. При снижении скорости парогазового потока отсутствуют неблагоприятные режимы в вытяжной трубе [5].

При проектировании конденсатора заданными параметрами являются: расход парогазового потока, поступающего из бака плава в вытяжную трубу; температура парогазового потока t_{∞} ; начальные концентрации водяного пара и воздуха в парогазовой смеси; среднестатистические характеристики пылевых частиц серосодержащих газов; геометрические параметры трубок (длина, толщина стенки, наружный диаметр) и теплопроводность материала стенки; начальная температура охлаждающей воды и ее скорость в трубках пучка; количество ходов охлаждающей воды в теплообменнике.

Газоочистной конденсатор имеет форму прямоугольного параллелепипеда и состоит из двух трубных досок, в которых закреплены трубки, соединяющие две водяные камеры. Охлаждающая вода движется внутри трубок, а конденсация происходит на их наружной поверхности. При проведении расчетов предполагается, что на каждой трубке одного ряда тепловой поток и скорость парогазового потока в межтрубном пространстве одинаковы. Это позволяет проводить расчеты только для одного ряда трубок по высоте конденсатора, где переменными являются парциальное давление пара и скорость парогазового потока. Оценить термические сопротивления, создаваемые оксидными пленками внутри и снаружи трубок, и рассчитать конвективный теплообмен внутри трубок можно по зависимостям, рекомендованным в [6].

Экспериментальные исследования показали, что скорость парогазового потока в межтрубном пространстве конденсатора может изменяться почти от нуля до 8 м/с. Такой широкий диапазон скоростей связан с неравномерностью техно-

логического процесса: при контакте плава с жидкостью в баке—растворителе плава СРК происходят микро- и макротепловые взрывы с мгновенным выделением паров вскипания. В ходе обработки экспериментальных данных установлено, что для противотока пар—жидкость скорость парогазового потока в межтрубном пространстве конденсатора $U_{п.в}$ не должна превышать значения, определенного из соотношения

$$U_{п.в} \leq 0.110 \sqrt{2\sigma/(\rho_{п.в}\delta)}, \quad (1)$$

где σ — поверхностное натяжение, Н/м; $\rho_{п.в}$ — плотность парогазовой смеси, кг/м³; δ — средняя толщина пленки конденсата, м.

Максимальная скорость парогазового потока определяется закономерностями взаимодействия парогазового потока и пленки конденсата, движущихся почти навстречу друг другу, на границе раздела фаз пар—пленка. Для эффективной работы конденсатора необходимо обеспечить условия, исключающие срыв пленки парогазовым потоком и унос капель в парогазовый поток.

При ламинарном режиме течения пленки ее толщина может быть определена по соотношению Хасана—Якоба [7], учитывающему наклон трубного пучка.

Параметры охлаждающей воды внутри трубок конденсатора должны быть следующими:

температура охлаждающей воды внутри трубки должна соответствовать такому значению, при котором можно вести процесс конденсации на всех трубках пучка по высоте аппарата; при этом эффективность пылеулавливания и абсорбция серосодержащих компонентов должны быть максимальными;

температура и скорость охлаждающей воды (удельный расход) должны обеспечивать получение на выходе из конденсатора воды с параметрами, позволяющими использовать ее в технологическом цикле предприятия (60–70°C).

Конденсация движущегося чистого пара на одиночном горизонтальном цилиндре

В основу методики расчета конденсатора с наклонными трубками заложена модель расчета теплоотдачи при конденсации движущегося пара на одиночном горизонтальном цилиндре при его поперечном обтекании, предложенная в [8]:

$$\frac{Nu}{\sqrt{Re'}} = \chi \left(1 + 0.276 \frac{Pr K}{\chi^4 Fr} \right)^{0.25}, \quad (2)$$

где $Nu = \alpha d / \lambda$ — число Нуссельта; α — коэффициент теплоотдачи при конденсации движущегося пара; d — диаметр цилиндра; λ — коэффициент теплопроводности жидкости (конденсата); $Re' =$

$= U''d/\nu'$ – модифицированное число Рейнольдса потока пара; U'' – скорость потока пара; ν' – кинематический коэффициент вязкости жидкости; $\chi = 0.9 \left[1 + \frac{\text{Pr}K}{R} \right]^{1/3}$ – безразмерный комплекс; $K = \frac{r}{c_p \Delta t}$ – критерий Кутателадзе; r – скрытая теплота парообразования; c_p – удельная теплоемкость жидкости; $R = \left(\frac{\rho' \mu'}{\rho'' \mu''} \right)^{1/2}$ – безразмерный комплекс; ρ' , ρ'' – плотности жидкости и пара; μ' , μ'' – динамические коэффициенты вязкости жидкости и пара; $\text{Pr} = \nu'/a$ – число Прандтля; a – коэффициент температуропроводности жидкости; $\text{Fr} = \frac{(U'')^2}{gd}$ – число Фруда; g – ускорение свободного падения.

Для сравнения расчетных и экспериментальных данных зависимость (2) можно привести к виду

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = \left(1 + 3.62 \frac{\chi^4 \text{Fr}}{\text{Pr}K} \right)^{1/4} \quad \text{для } \Delta t = \text{idem}; \quad (3)$$

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = \left(1 + 3.62 \frac{\chi^4 \text{Fr}}{\text{Pr}K} \right)^{1/3} \quad \text{для } q = \text{idem}, \quad (4)$$

где α_0 – коэффициент теплоотдачи неподвижного пара; q – удельный тепловой поток.

Относительное увеличение коэффициента теплоотдачи является функцией одного критериального комплекса $M = \chi^4 \text{Fr}/(\text{Pr}K)$.

В [9] показано, что зависимость (2) удовлетворительно согласуется с экспериментальными данными.

Тепломассообмен при конденсации пара из движущейся парогазовой смеси на одиночном горизонтальном цилиндре

Известно, что присутствие в смеси неконденсирующихся газов существенно изменяет механизм тепло- и массопереноса при конденсации.

Задача о конденсации пара из парогазовой смеси решена в [4] при следующих допущениях:

режим течения парогазовой смеси в пограничном слое вблизи поверхности раздела предполагается ламинарным;

физические свойства смеси (кинематический коэффициент вязкости ν , плотность ρ , коэффициент диффузии D) не зависят от координаты, перпендикулярной границе раздела.

Решением уравнений движения газовой фазы и диффузии в приближении пограничного слоя [4] получена аппроксимирующая зависимость

$$\text{Sh} \text{Re}^{-1/2} = 0.57 \text{Sc}^{1/3} [(1 + \beta \text{Sc}) + \beta \text{Sc}], \quad (5)$$

где $\text{Sh} = \frac{m_D}{w_\infty - w_s} \frac{x}{D\rho_{\text{п.в}}}$ – число Шервуда; m_D – диффузионная часть потока массы; w_∞ и w_s – массовые содержания пара в смеси и на границе раздела пар–жидкость; x – координата, отсчитываемая от стенки трубки; $\text{Sc} = \nu/D$ – число Шмидта; $\beta = \frac{m}{\rho U''} \text{Re}^{1/2}$ – безразмерный комплекс; $m = q/r$ – массовый поток пара; $\text{Re} = \frac{qd}{r\rho''\nu}$ – число Рейнольдса пленки.

Зависимость, определяющая изменение концентрации пара по толщине диффузионного слоя, представленная в [4], имеет вид

$$\omega = \frac{w_\infty}{w_s} = \frac{1}{1 + 1.75\beta \text{Sc}^{2/3} (1 + \beta \text{Sc})}. \quad (6)$$

Температура поверхности раздела фаз заранее неизвестна и определяется итерационным методом Ньютона. При заданных температуре парогазового потока на бесконечности t_∞ и массовом содержании пара w_∞ давление в смеси равно:

$$p = p_s(t_\infty) + p_b(t_\infty),$$

где p_s и p_b – парциальное давление пара и давление воздуха;

$$\frac{p_s}{p} = \frac{1 - w_\infty}{1 - w_\infty (1 - M_{\text{п}}/M_{\text{в}})}, \quad (7)$$

где $M_{\text{п}}$ и $M_{\text{в}}$ – молярные массы пара и воздуха.

Соотношение (7) получено в предположении, что для пара и воздуха можно использовать уравнение идеального газа.

Задаваясь значением температуры на границе раздела пар–жидкость $t_s^{(i)}$ (верхний индекс указывает номер итерации), по формуле (2) можно найти коэффициент теплоотдачи при условии $\Delta t = t_s^{(i)} - t_c$. Из (6) определяется значение $w_s^{(i)}$. Поскольку на границе раздела фаз температура пара равна t_s , то

$$w_s^{(i)} = \frac{1 - p_s/p}{1 - (p_s/p)(1 - M_{\text{п}}/M_{\text{в}})}.$$

Итерационный процесс по температуре $t_s^{(i)}$ считается законченным, если достигается условие

$$|w_s^{*(i)} - w_s^{(i)}| < 10^{-5},$$

где значение $w_s^{*(i)}$ соответствует последней итерации.

Для расчета коэффициента диффузии, входящего в число Шмидта, использовалась формула, рекомендованная в [10]:

$$D = 10^{-7} T_\infty^{1.75} \sqrt{\frac{1}{M_{\text{п}}} + \frac{1}{M_{\text{в}}}} \frac{1}{p(V_{\text{п}}^{1/3} + V_{\text{в}}^{1/3})^2}. \quad (8)$$

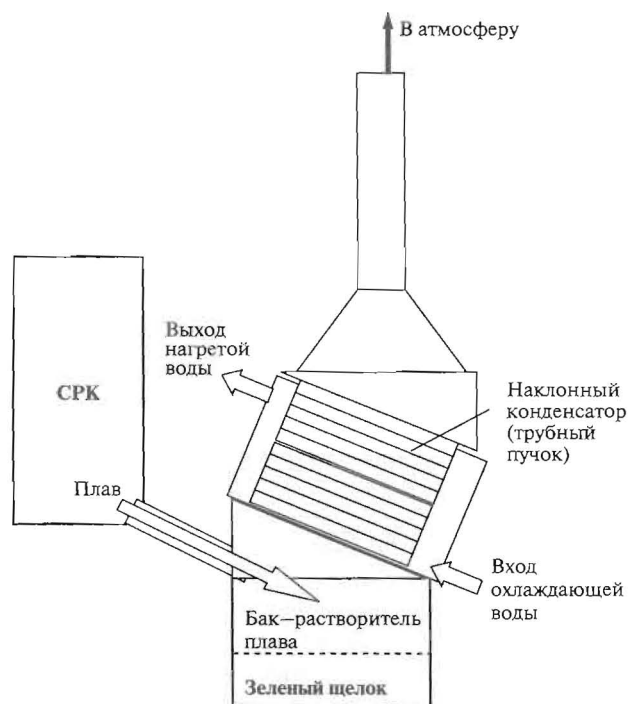


Рис. 1. Принципиальная схема содорегенерационного котлоагрегата

В этой формуле температура парогазовой смеси выражена в кельвинах, молярные массы пара и воздуха — в граммах на моль, давление парогазовой смеси — в мегапаскалях; диффузионные объемы водяного пара V_p и воздуха V_v — в кубических сантиметрах на моль. Табличные значения этих параметров приведены в [6].

Динамический коэффициент вязкости смеси определялся при заданной мольной доле воздуха в смеси M_v и $t = (t_\infty + t_s)/2$. Значения физических величин в (2) для пленки конденсата вычислялись по $t = t_c + (t_s - t_c)/3$, теплота фазового перехода — при $t = t_s$ [11]. Зависимости физических свойств конденсата, пара и воздуха от температуры аппроксимировались полиномами четвертой степени по табличным значениям [11, 12].

На рис. 1 представлена принципиальная схема СРК и бака-растворителя плава, на рис. 2 приводятся сопоставление результатов расчета (линии) и эксперимента (точки) [13]. Как видно из рис. 2, совпадение расчетных и экспериментальных данных вполне удовлетворительное.

На рис. 3 приведены результаты расчета изменения относительного теплового потока q/q_0 (q_0 — тепловой поток при конденсации чистого пара), а на рис. 4 — массового содержания пара на границе раздела фаз в зависимости от числа $Re_{п.в}$ при низкой исходной концентрации воздуха в парогазовой смеси $w_v \approx 1\%$. Расчеты выполнены для двух значений температурного напора Δt . При $Re_{п.в} = 100$

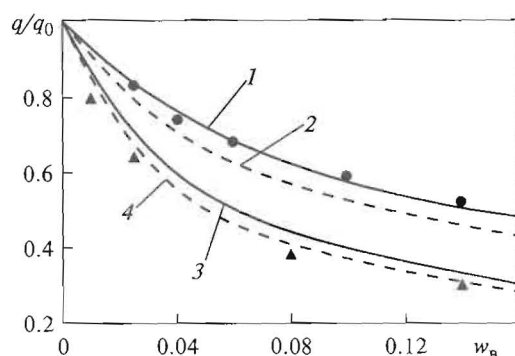


Рис. 2. Изменение относительного теплового потока от исходной концентрации воздуха в парогазовой смеси при $t_\infty = 93.3^\circ\text{C}$.

$\rho_{п.в} U_{п.в}$, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$: 1, 2 — 2.0; 3, 4 — 0.3; Δt , $^\circ\text{C}$: 1, 3 — 10; 2, 4 — 20; $\bullet$ — $\rho_{п.в} U_{п.в} = 2.0 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, $\Delta t = 10^\circ\text{C}$; $\blacktriangle$ — $\rho_{п.в} U_{п.в} = 0.3 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, $\Delta t = 10^\circ\text{C}$

процесс конденсации соответствует случаю практически неподвижной парогазовой смеси.

На рис. 5 и 6 представлены результаты расчета q/q_0 и w_s при высокой концентрации воздуха в смеси ($w_v = 50\%$). Как показали эксперименты, описанные в [2], подобные режимы наблюдаются при конденсации парогазовой смеси на верхних трубках рассматриваемого конденсатора.

Необходимо отметить, что для паровоздушного потока при числах $Re_{п.в} \geq 10^3$ значения относительного теплового потока и концентрации воздуха на границе раздела фаз становятся практически постоянными. Снижение теплового потока достаточно слабо зависит от температуры смеси на входе, но существенно — от скорости потока парогазовой смеси и исходной концентрации воздуха в смеси.

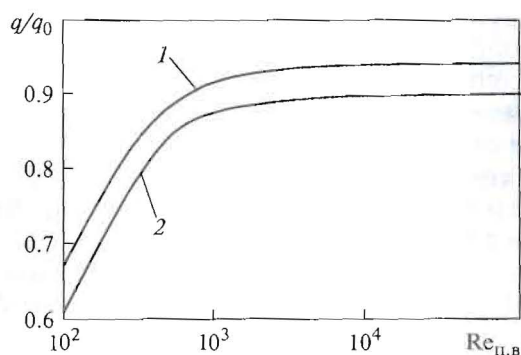


Рис. 3. Изменение относительного теплового потока в зависимости от числа Re парогазовой смеси; $w_v = 1\%$, температура парогазовой смеси на входе в конденсатор $t_{п.в} = 100^\circ\text{C}$.

Δt , $^\circ\text{C}$: 1 — 10; 2 — 5

Следует отметить, что при высоких концентрациях воздуха в смеси его концентрация на границе раздела фаз практически не зависит от скорости парогазового потока (см. рис. 6). Это объясняется низким парциальным давлением пара на границе раздела фаз.

При конденсации пара из парогазовой смеси на пакете трубок происходят следующие изменения параметров по высоте конденсатора:

- уменьшается скорость парогазового потока;
- снижается температурный напор Δt , а следовательно, тепловой поток и коэффициент теплоотдачи;

- увеличивается концентрация неконденсируемого газа;

- падает парциальное давление пара и уменьшается температура насыщения на границе раздела пар–пленка жидкости.

При расчете тепломассообмена на каждой трубке исходными данными являются температура парогазового потока, его скорость и концентрация воздуха в паре. Эти величины необходимо рассчитывать при переходе от одного ряда трубок к другому по высоте трубного пучка. Формулы для вычисления падения давления при переходе от одного ряда к другому можно получить из соотношений баланса массы и импульса.

Для коэффициента сопротивления C_D (входящего в уравнение импульсов) при шахматной компоновке трубного пучка можно записать следующие формулы [6]:

$$C_D = 1.42(s/d - 1)^{-1/3} Re_{п.в}^{-0.15} \quad \text{при } 600 < Re_{п.в} < 7000; \quad (9)$$

$$C_D = 5.2(s/d - 1)^{-1/3} Re_{п.в}^{-0.29} \quad \text{при } Re_{п.в} > 7000,$$

где s – расстояние между трубками в пучке.

Аппроксимирующие зависимости (9) получены для случая обтекания пучков трубок водяным паром без его конденсации. Как показано в [14], при конденсации коэффициент трения может снизиться на 25%. Из баланса массы можно получить зависимость для пересчета скорости парогазового потока по высоте аппарата:

$$U_{п.в(n+1)} = \frac{(s-d)\rho_{п.в(n)}U_{п.в(n)} - \pi dq_{п.в}/r}{(s-d)\rho_{п.в(n+1)}}, \quad (10)$$

где n – номер трубки по высоте трубного пучка.

Массовое содержание пара в парогазовой смеси для n -й по высоте конденсатора трубки пакета определяется по соотношению

$$w_n = \frac{(s-d)\rho_{п.в(n)}U_{п.в(n)}w_0}{(s-d)\rho_{п.в(n-1)}U_{п.в(n-1)} - \pi dq_{п.в(n-1)}/r}. \quad (11)$$

При работе конденсатора с наклонными трубками в режиме интенсивной конденсации пара на последних по ходу движения парогазовой смеси пучках трубок возможно увеличение содержания

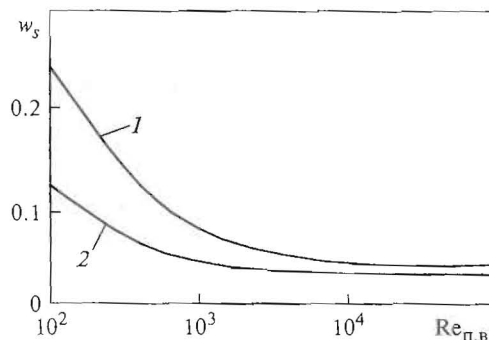


Рис. 4. Изменение массового содержания пара на границе раздела фаз при конденсации парогазовой смеси; $w_0 = 1\%$, $t_{п.в} = 100^\circ\text{C}$. Обозначения см. рис. 3

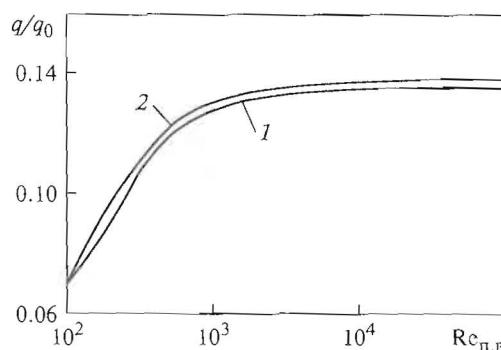


Рис. 5. Изменение относительного теплового потока в зависимости от числа Re парогазовой смеси; $w_0 = 50\%$, $t_{п.в} = 60^\circ\text{C}$. Δt , $^\circ\text{C}$: 1 – 20; 2 – 10

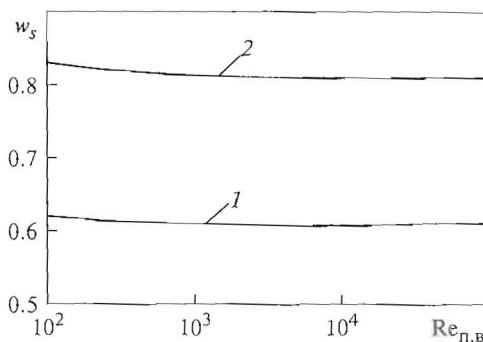


Рис. 6. Изменение массового содержания пара на границе раздела фаз от числа Re парогазовой смеси; $w_0 = 50\%$, $t_{п.в} = 60^\circ\text{C}$. Обозначения см. рис. 5

воздуха в смеси до 80% и более, что приводит к возникновению режима вынужденной конвекции парогазового потока (почти воздуха). При этом процесс конденсации пара и, следовательно, образования пленки жидкости на поверхно-

сти трубок исчезает. Данный процесс является крайне нежелательным в работе конденсатора, поскольку в этом случае перестают выполняться основные функции аппарата: пылеулавливание и абсорбция газообразных примесей пленкой конденсата.

Для эффективной работы конденсатора с наклонными трубками выбираются такие режимы, при которых процесс конденсации пара хотя и является малоинтенсивным, но происходит по всей высоте аппарата.

Таким образом, предложенная методика расчета позволяет определять необходимые характеристики тепломассообмена и трения при конденсации пара в присутствии неконденсирующихся примесей на каждой трубке наклонного конденсатора. Полученные результаты дают возможность проанализировать влияние каждой характеристики парогазового потока на эффективность процесса теплопередачи, определить количество трубок в аппарате и, следовательно, площадь его теплообменной поверхности. Предложенная методика позволяет рассчитывать процессы конденсации пара с высоким содержанием неконденсирующихся компонентов в промышленных установках.

Список литературы

1. Очистка и рекуперация промышленных выбросов: Сб. / под ред. В.Ф. Максимова, И.В. Вольфа. М.: Лесная пром-сть, 1989.
2. Романова Л.В., Гогонин И.И. Очистка выбросов с помощью конденсатора // Теплоэнергетика. 1997. № 7. С. 57–61.
3. Пат. 2190714 R4 C1, D21 C11/06. Устройство для регенерации тепла и химикатов из парогазовых выбросов растворителя плава содорегенерационного агрегата сульфатцеллюлозного производства / Л.В. Романова, В.А. Суслов, И.В. Якимова, И.И. Гогонин. Российское агентство по патентам и товарным знакам. Изобретение 10/X 2002 г.
4. Rose J.W. Approximate equations for forced convection condensation in the presence of a noncondensing gas on a flat plate and horizontal tube // Intern. J. Heat & Mass Transfer. 1980. V. 23. P. 539–546.
5. Гогонин И.И., Романова Л.В. Анализ режимов двухфазного потока вытяжной парогазовой трубы // Теплофизика и аэромеханика. 1999. Т. 6. № 4. С. 555–562.
6. Справочник по теплообменникам: пер. с англ. / под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. М.: Энергоатомиздат, 1987. Т. 2.
7. Hassan K.E., Jakob M. Laminar film condensation of pure saturated vapors on inclined circular cylinders // Trans. of the ASME. 1958. V. 8. № 4. P. 887–894.
8. Fujii T., Uehara H., Kurata Ch. Laminar filmwise condensation of flowing vapors on horizontal cylinder // Intern. J. Heat & Mass Transfer. 1972. V. 15. № 2. P. 235–246.
9. Гогонин И.И., Лазарев С.И. Экспериментальное исследование теплообмена и гидродинамики при конденсации движущегося пара на поверхности горизонтального цилиндра // ИФЖ. 1990. Т. 58. № 2. С. 181–188.
10. Шервуд Т., Пикфорд Р., Уилки Ч. Массопередача. М.: Химия, 1982.
11. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972.
12. Вукалович М.П., Ривкин С.А., Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. М.: Изд-во стандартов, 1969.
13. Берман Л.Д., Фукс С.Н. Влияние примеси воздуха на теплоотдачу при конденсации движущегося пара // Изв. ВТИ. 1952. № 11. С. 11–18.
14. Heat transfer and flow resistance in condensation of low pressure steam flowing through tube banks / T. Fujii, U. Uehara, H. Echura et al. // Intern. J. Heat & Mass Transfer. 1972. V. 15. P. 247–260.