

Л и т е р а т у р а

1. Тринг М.В. Наука о пламенах и печах. М., 1958.
2. Глишков М.А. Основы общей теории печей. М., 1962.
3. По-варов В.С., Козлов А.И., Калинин Э.С. Оптимальные ре-жимы нагрева стальных заготовок под штамповку в камерных рециркуляционных печах. -- В сб.: Прогрессивная технология и оборудование для нагрева под ковку и штамповку. М., 1976.
4. Ключников А.Д. Теплотехническая оптимизация топливных печей. М., 1974.
5. Касенков М.А. Нагревательные устройст-ва кузнечного производства. М., 1962.

В.Ф. Степанчук, А.М. Брушков

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ВЛАЖНОГО ВОДЯНОГО ПАРА НА ВЕРТИКАЛЬНОЙ ТРУБЕ

Величина влажности конденсирующегося водяного пара существенно влияет на интенсивность теплообмена, так как на поверхности конденсации одновременно с конденсатом выпадает и свободная влага, содержащаяся во влажном паре. Выпадение влаги является причиной раннего развития турбулентности пленки конденсата уже при небольших температурных напорах. Это обуславливает отличие характера изменения коэффициента теплоотдачи по сравнению со случаем конденсации сухого насыщенного пара.

Для исследования теплообмена при конденсации влажного водяного пара на вертикальной трубе в Белорусском филиале ЭНИНа им. Г.М. Кржижановского создана экспериментальная установка. Схема установки представлена на рис. 1.

Установка работает следующим образом. Насыщенный пар из магистрали давлением 0,589 МПа дросселируется до нужного давления и через наружный патрубок пароводяной форсунки подается в охлаждающую камеру. Одновременно в паровой объем камеры насадком, установленным на внутреннем патрубке форсунки, распыливается охлаждающая вода. Расход воды регулируется вентилем. Влажный насыщенный пар после охлаждающей камеры направляется параллельно в электрокалориметр и в вертикальный теплообменник типа "труба в трубе".

Основным элементом теплообменника является латунная трубка, на поверхности которой происходит конденсация пара.

Наружный диаметр трубки 25 мм, высота по внутреннему объему теплообменника 1 м. Температура поверхности трубки измеряется шестью хромелькопелевыми термопарами. Температура насыщения пара определяется по давлению в теплообменнике. Влажность пара определяется электрокалориметрированием и калориметрированием по методу теплового баланса.

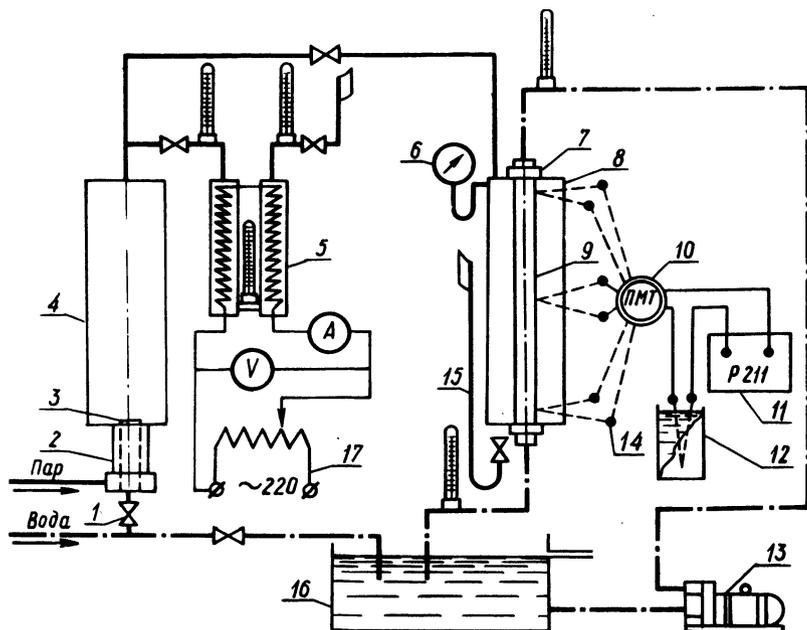


Рис. 1. Схема опытной установки: 1 — вентиль регулирования расхода воды; 2 — наружный патрубок форсунки; 3 — насадок; 4 — охлаждающая камера; 5 — электрокалориметр; 6 — манометр; 7 — сальниковое уплотнение; 8 — кожух теплообменника; 9 — латунная трубка; 10 — переключатель спаев; 11 — потенциометр; 12 — термостат для холодных спаев; 13 — водяной насос; 14 — термопара; 15 — выхлоп пара; 16 — водяной бак; 17 — лабораторный автотрансформатор.

Отвод тепла от поверхности конденсации обеспечивается охлаждающей водой, циркулирующей по контуру охлаждения. Температуры воды на входе и выходе теплообменника, а также ее расход замеряются. Расчет значений коэффициента теплоотдачи производится на основании уравнения теплового баланса теплообменника:

$$2 \pi d_{\text{нар}} h (t_{\text{н}} - t_{\text{ст}}) = c_p G (t_2 - t_1),$$

где $\bar{\alpha}$ — средний по высоте трубы коэффициент теплоотдачи, Вт/м²°С; $d_{\text{нар}}$ — наружный диаметр трубы, м; h — высота, м; $t_{\text{н}}$ — температура насыщения, °С; $t_{\text{ст}}$ — температура стенки; c_p — удельная теплоемкость воды, Дж/кг°С; G — расход охлаждающей воды, кг/с; t_1, t_2 — соответственно температура охлаждающей воды на входе и на выходе.

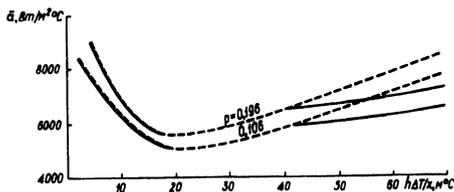


Рис. 2. Изменение коэффициента теплоотдачи при конденсации влажного пара на вертикальной трубе в зависимости от изменения температурного напора и влажности пара.

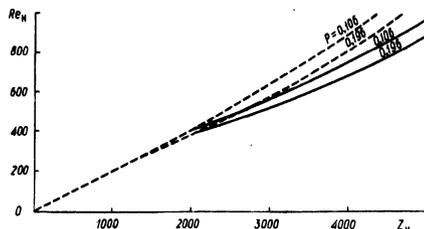


Рис. 3. Зависимость $Re = f(Z)$ при конденсации влажного пара на вертикальной трубе.

Для проверки работоспособности установки была проведена серия экспериментов на сухом насыщенном паре. Результаты опытов проверялись на основании их сопоставления с классической формулой конденсации Нуссельта для случаев с заведомо ламинарным режимом движения пленки конденсата. Расхождение опытных данных с теоретическими расчетами не превышало 10%.

Опыты с влажным паром проводились при двух значениях давления: 0,106 МПа и 0,196 МПа. Степень сухости пара менялась в интервале от $x = 0,15$ до $x = 1$. Значения температурного напора устанавливались в пределах 2 – 20°С.

На рис. 2 и 3 представлены результаты обработки опытных данных (пунктирные линии), выполненных в системах координат $\bar{\alpha} = f\left(\frac{h \Delta t}{x}\right)$ и $Re = f(Z)$. Численные значения Re и Z в расчетах конденсации определяются по следующим зависимостям:

$$Re = \frac{\bar{\alpha} \Delta t h}{r x \mu_{\text{ж}}} ; \quad Z = \frac{\lambda_{\text{ж}} \Delta t}{r x \mu_{\text{ж}}} \left(\frac{g h^3}{\nu_{\text{ж}}^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Здесь Δt — средний температурный напор, $^{\circ}\text{C}$; r — удельная теплота парообразования, Дж/кг; x — степень сухости пара; $\mu_{ж}$ — динамическая вязкость, Па·с; λ — коэффициент теплопроводности, Вт/м $^{\circ}\text{C}$; ν — кинематическая вязкость, м 2 /с. Индекс "ж" указывает на то, что физические параметры выбираются по средней температуре пленки конденсатора. Для сухого пара степень сухости принималась равной 1.

Сплошные линии на графиках отражают изменения среднего коэффициента теплоотдачи и критерия Рейнольдса для пленки конденсата как функции температурного напора и влажности пара, полученные расчетным путем.

В случае чисто ламинарного режима результаты опытов сопоставлялись с формулой Нуссельта [1]. Для расчета теплоотдачи при смешанном (ламинарно-турбулентном) режиме движения пленки конденсата использовалась известная формула, предложенная Д.А. Лабунцовым [2].

Из анализа опытных данных, полученных для влажного насыщенного пара и их сопоставления с расчетами для сухого пара по наиболее известным теоретическим и эмпирическим методикам, можно сделать следующие выводы, касающиеся конденсации влажного пара на вертикальной трубе.

При ламинарном режиме движения пленки конденсата расчет среднего по высоте коэффициента теплоотдачи с достаточной точностью может производиться по классической формуле Нуссельта, но с учетом степени сухости пара x

$$\bar{\alpha} = 0,943 \sqrt[4]{\frac{rx \rho_{ж}^2 g \lambda_{ж}^3}{\mu_{ж} \Delta t h}} . \quad (1)$$

Как следует из графиков (рис. 2,3), установлено развитие турбулентности в пленке конденсата при $Re_{кр} = 200$. Это находится в соответствии со многими известными публикациями [3].

Интенсивность роста среднего коэффициента теплоотдачи при конденсации влажного пара в зависимости от температурного напора выше, чем при конденсации сухого насыщенного пара. Это является следствием увеличения турбулентности пленки стекающего конденсата по сравнению с сухим паром. Нарастание турбулентности в этом случае, кроме прочих факторов, определяется еще и количеством выпадающей свободной влаги, содержащейся во влажном паре.

Обработка опытных данных, полученных для влажного пара, позволила определить новые коэффициенты в эмпирической формуле Д.А. Лабунцова.

Уравнение для расчета теплообмена при конденсации влажного пара на вертикальной трубе имеет вид

$$Re_H = \left[53 + 0,03(P_{r_H} / P_{r_{ст}})^{0,25} P_{r_H}^{0,5} (Z - 1250) \right]^{\frac{4}{3}} \quad (2)$$

В знаменателе комплексов Z и Re при этом обязательно вводится степень сухости пара.

Уравнение (2) аппроксимирует опытные данные в интервале чисел Re от 200 до 1000. Не исключена возможность, что данное уравнение может быть пригодно для расчетов теплоотдачи и при более высоких значениях критерия Рейнольдса, однако это требует подтверждения соответствующими опытными данными.

Л и т е р а т у р а

1. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М., 1973. 2. Лабунцов Д.А. Теплоотдача при пленочной конденсации чистых паров на вертикальных поверхностях и горизонтальных трубах. — "Теплоэнергетика", 1957, № 7. 3. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. Новосибирск, 1970.

В.А. Седнин

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ СОРБЦИОННЫХ СИЛ НА ДВИЖЕНИЕ ТОНКОДИСПЕРСНОГО АДСОРБЕНТА

В различных отраслях промышленности широкое применение находят тонкодисперсные адсорбционные материалы. Учет влияния сорбционных сил является важным при определении характеристик гидромеханики и теплообмена потоков адсорбента.

Взаимодействие сорбционных сил проследим на примере нагрева в одномерном тепловом поле вертикального прямоточного потока "газ—твердые частицы" (рис. 1).

Рассмотрим взаимодействие частицы адсорбента с молекулами газа. Скорость адсорбции может быть выражена [1]