

УДК 677.816:66.045

## КОНСТРУКЦИЯ И АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОХЛАДИТЕЛЯ СУШИЛЬНОГО АППАРАТА СКД

В. М. КАРАВАЙКОВ, Ю. В. СОЛОДОВ

(Костромской государственной технологической университет)

Ранее [1] обоснована целесообразность применения контактного теплообменника в качестве охладителя влажного воздуха в сушильных аппаратах типа СКД. При разработке нового охладителя ставилась задача совмещения в одной конструкции охладителя и сепаратора.

Проведенные исследования позволяют установить, что обработка влажного воздуха в устройствах типа газожидкостных эжекторов более эффективна, чем в форсуночных оросительных камерах с низкими скоростями движения газа.

Рекомендуемый газожидкостный контактный охладитель (рис. 1) содержит теплообменный канал 1, являющийся одновременно частью воздухопроводного контура сушильного аппарата. На оси канала концентрично расположена водоподводящая труба 3, имеющая по своей длине несколько вихревых форсунок 2 специальной конструкции. Теплообменный канал на одном конце с помощью тройника присоединяется к сушильному котлу, а другой его конец с отводом помещен в цилиндрическую емкость 4, частично заполненную рабочей жидкостью. Наличие тройника необходимо для удобства эксплуатации вихревых форсунок, связанной с периодическим извлечением форсунок из теплообменного канала. В верхней части емкости 4 размещается сепарационное устройство 5 радиального типа со специальным отводом внутри емкости 4 для перемещения осушенного воздуха от сепаратора к воздухонагнетателю. Сепарационными элементами могут служить как элиминаторы с каплеуловителями, так и перфорированные поверхности.

Схема трубопроводов на рис. 1 позволяет осуществлять подачу воды в форсунки по замкнутой системе, что экономит приблизительно 30 % воды в сравнении с разомкнутой системой. Здесь предусматривается установка насоса 8 типа КМ-45/30, фильтра 7 и смесителя типа водоструйного эжектора.

При работе контактного охладителя влажный воздух из сушильного котла поступает внутрь теплообменного канала, где последова-

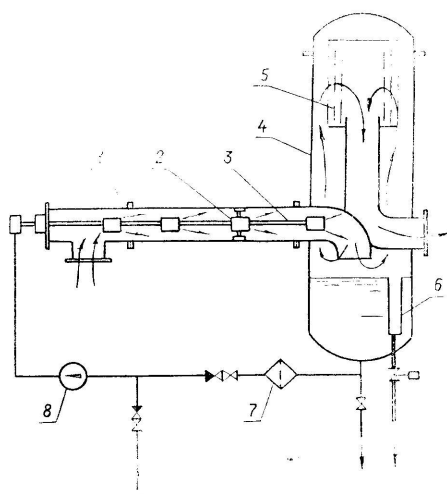


Рис. 1.

тельно контактирует с несколькими факелами мелкораспыленной охлаждающей жидкости. Охлажденный и насыщенный влагой воздух выбрасывается через отвод в емкость, частично заполненную жидкостью. При этом происходит удар газожидкостной смеси о поверхность, в результате которого не менее 90 % распыленной жидкости остается в объеме жидкого теплоносителя. Оставшаяся часть распыленной влаги улавливается сепарационным устройством в верхней части емкости. Расстояние от поверхности теплоносителя до кромки отвода теплообменного канала должно равняться 200...300 мм. Сам уровень жидкости в емкости не должен иметь больших колебаний по высоте во время работы аппарата. Поэтому предусматривается система регулирования уровня, включающая перелив  $\delta$  (рис. 1) и систему автоматического вывода из емкости жидкости, ушедшей через этот перелив. Применение последнего позволяет удалить в дренаж с поверхности теплоносителя наиболее нагретые и загрязненные слои отработанной жидкости вместе с образующейся пеной.

Одной из основных характеристик предлагаемой конструкции охладителя является его аэродинамическое сопротивление перемещению теплоносителя.

За исходные данные для аэродинамического расчета приняты: средняя температура паровоздушной смеси  $t_{cp}=70^{\circ}\text{C}$ ; давление  $p=5,4 \cdot 10^5$  Па; влагосодержание  $d=24$  г/кг сухого воздуха; коэффициент кинематической вязкости смеси  $\nu=19,94 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с; эквивалентная абсолютная шероховатость трубопровода  $K_s=0,15$  мм; газовая постоянная паровоздушной смеси  $R_{cm}=291$  Дж/кг·К; плотность смеси  $\rho_{cm}=5,4$  кг/м<sup>3</sup>.

Нами определяется зависимость общего аэродинамического сопротивления от объемного расхода теплоносителя как сумма потерь давления по длине трубопровода и потерь давления в местных сопротивлениях.

Потери давления по длине трубопровода [2]:

$$\Delta p_l = \lambda(l/d) \rho_{cm} \cdot 0,5W^2, \quad (1)$$

где  $\lambda$ — коэффициент гидравлического сопротивления;

$l$ — длина трубопровода;

$d$ — диаметр трубопровода;

$\rho_{cm}$ — плотность паровоздушной смеси;

$W$ — скорость движения паровоздушной смеси.

Коэффициент гидравлического сопротивления [2]:

$$\lambda = 0,11 (K_s/d)^{0,25}.$$

Определяя  $\Delta p_l$  при различных значениях  $W$  и учитывая, что  $V=WF$ , где  $V$ — объемный расход паровоздушной смеси и  $F$ — площадь сечения трубопровода, получаем

$$\Delta p_l = 2,54 \cdot 10^{-6} V^2. \quad (2)$$

Потери в местных сопротивлениях согласно [2]:

$$\Delta p_m = \xi \rho_{cm} \cdot 0,5W^2, \quad (3)$$

где  $\xi$ — коэффициент местного сопротивления, зависящий от формы сопротивления.

На пути прохождения потока паровоздушной смеси имеются мест-

ные сопротивления: боковое ответвление потока, пространственное обтекание цилиндрических форсунок в трубе, плавный поворот на  $90^\circ$ , пространственный поворот на  $180^\circ$  и плавный поворот на  $90^\circ$ .

Коэффициент местного сопротивления при боковом ответвлении потока зависит от отношения расходов в ответвлении  $V_6$  и на прямом участке  $V_{II}$ . При  $V_6/V_{II}=1$  и  $\xi=0,9$  [2]  $\Delta p_6=20,26 \cdot 10^{-6} V^2$ .

При пространственном обтекании форсунок  $\Delta p_\phi=4\xi_\phi \rho_{cm} \cdot 0,5 W^2$  и коэффициент сопротивления в этом случае [2]:

$$\xi_\phi=1,15 C_x S_\phi / F / (1-\tau S_\phi / F)^3,$$

где  $C_x=0,91$ — коэффициент лобового сопротивления тела по диаграммам [2];

$S_\phi$ — мидилева площадь форсунки;

$\tau$ — поправочный коэффициент, учитывающий влияние формы тела, при  $S_\phi/F=0,816$   $\tau=0,75$  [2],  $\xi_\phi=0,103$  и  $\Delta p_\phi=9,3 \cdot 10^{-6} V^2$ .

При плавном повороте на  $90^\circ$ , когда  $R/d=1$   $\xi_{п1}=0,52$  [2] и  $\Delta p_{п1}=11,7 \cdot 10^{-6} V^2$ .

В процессе пространственного поворота на  $180^\circ$  коэффициент сопротивления определяется в зависимости от относительной длины прямого входного участка  $h/d$ , относительного радиуса закругления  $r/d$ , отношения площадей входа и выхода по таблицам из [2]: при нагнетании  $\xi_{п2}=0,72$  и  $\Delta p_{п2}=16,2 \cdot 10^{-6} V^2$ ; при всасывании  $\xi_{п3}=0,7$  [2] и  $\Delta p_{п3}=15,8 \cdot 10^{-6} V^2$ .

При осуществлении плавного поворота на  $90^\circ$ , когда  $R/d=1$   $\xi_{п4}=0,52$  [2] и  $\Delta p_{п4}=11,7 \cdot 10^{-6} V^2$ .

Суммарные потери на местные сопротивления  $\Delta p_M=84,96 \cdot 10^{-6} V^2$ , а общее аэродинамическое сопротивление  $\Delta p=87,5 \cdot 10^{-6} V^2$ .

## ВЫВОДЫ

1. Разработана конструкция охладителя на базе теплообменника контактного типа для осушения влажного воздуха после сушки в аппаратах типа СКД.

2. Проведен аэродинамический расчет новой конструкции охладителя, на основании которого определена зависимость аэродинамического сопротивления от расхода теплоносителя в теплообменном аппарате.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Каравайков В. М., Солодов Ю. В. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. — 1995, № 5. С. 115. . 118.
2. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Машиностроение, 1975.

Рекомендована кафедрой теплотехники и гидравлики. Поступила 08.07.96.