

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ СЖАТОГО ВОЗДУХА В КОМПРЕССОРАХ

В. Ф. КУЦЕПАЛЕНКО, А. Н. КАБАКОВ, Б. А. ТИХОНОВ

(Представлена научным семинаром кафедры охраны труда)

Сжатый воздух, как источник энергии, находит широкое применение в промышленности. Для производства пневматической энергии в СССР по состоянию на 1964 г. находилось в эксплуатации около 250 тыс. компрессоров с суммарной мощностью привода около 13 млн. квт.

В области пневматики до настоящего времени остается актуальной задача повышения эффективности процессов получения сжатого воздуха в компрессорах. Одним из путей решения этой задачи является совершенствование способа охлаждения сжатого воздуха.

В компрессорных установках охлаждение воздуха (промежуточное и конечное) осуществляется, как правило, аппаратами кожухо-трубно-го типа (рис. 1, а). Названные аппараты имеют ряд неустраиваемых недо-

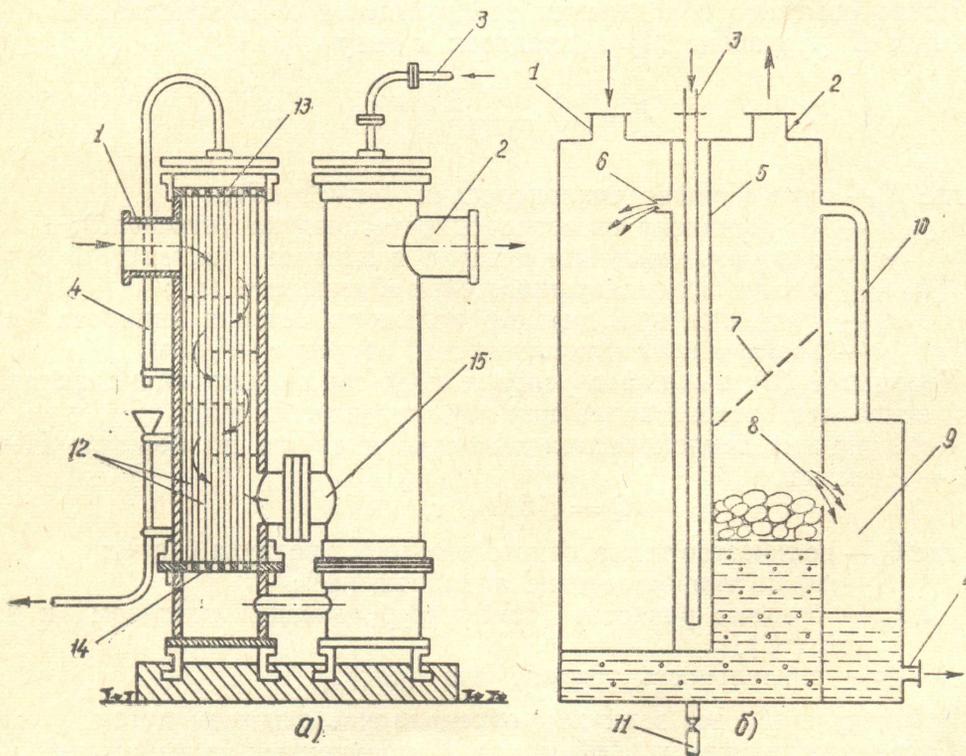


Рис. 1. Конструктивные схемы аппаратов для охлаждения сжатого воздуха в компрессорах

статков, наиболее существенными из которых являются следующие: образование отложений на рабочих поверхностях аппаратов, недостаточное охлаждение сжатого воздуха и повышенное содержание в нем паров влаги и масла. Эти недостатки отрицательно влияют на качество и повышают опасность использования пневматической энергии (возможность гидравлических ударов и внутреннего обмерзания в пневматических сетях, возможность взрывов и пожаров).

В результате поисков улучшения способа охлаждения сжатого воздуха у нас был разработан аппарат барботажно-распылительного типа [1, 2]. В данном аппарате (рис. 1, б) охлаждение осуществляется на новом принципе — на непосредственном контакте горячего сжатого воздуха и охлаждающей воды.

Изготовленный в кафедральной мастерской образец аппарата подвергался исследованиям в лаборатории, а в 1968 г. — и в полупромышленных условиях (на Томском электромеханическом заводе). Целью исследования являлось изучение процесса теплообмена и определение основных характеристик охлаждающего аппарата — коэффициента теплопередачи, степени охлаждения, гидравлического сопротивления прохождению сжатого воздуха, расхода охлаждающей воды и других показателей.

Процесс охлаждения в названном аппарате, как и в любом теплообменнике, зависит от ряда переменных физических величин, характеризующих взаимодействующие компоненты (воздух — вода) и параметры аппарата (эффективное сечение, высота водовоздушного слоя). Анализ размерностей этих величин позволил получить расчетное критерияльное уравнение для коэффициента теплопередачи, а именно:

$$\frac{Kd_3}{\lambda} = A \left(\frac{\omega d_3}{\nu} \right)^B \cdot \left(\frac{h_{b-b}}{d_3} \right)^C. \quad (1)$$

После опытного определения коэффициента A и показателей степени B и C уравнение (1) приводится к виду

$$K = 2,6 \frac{\lambda \omega^{0,93} h_{b-b}^{0,07}}{d_3^{0,14} \nu^{0,93}}, \quad (2)$$

где K — коэффициент теплопередачи ($вт/м^2град$);
 λ — коэффициент теплопроводности воздуха ($вт/мград$);
 ω — скорость движения воздуха в аппарате ($м/сек$);
 h_{b-b} — высота водовоздушного слоя в аппарате ($м$);
 d_3 — эквивалентный диаметр полезного сечения аппарата ($м$);
 ν — коэффициент кинематической вязкости ($м^2/сек$).

Уравнение (2) выражает условия подобия охлаждающих аппаратов и позволяет построить для них параметрический ряд.

Коэффициент теплопередачи вычислялся также по формуле Ньютона — Рихмана

$$Q = KS\Delta t_{cp} \tau, \quad (3)$$

где Q — количество тепла, отнятого водой от воздуха ($вт \cdot ч$);
 S — эффективное сечение аппарата ($м^2$);
 Δt_{cp} — средняя разность температур между воздухом и водой ($^{\circ}C$);
 τ — длительность теплообмена ($час$).

В формуле (3) все величины определялись опытным путем.

Сравнение величин коэффициента K , полученных из выражений (2) и (3), показало, что максимальное отклонение опытных данных от расчетных не превышает 10%.

Исследование работы аппарата барботажно-распылительного типа проводилось в виде нескольких групп опытов, для каждой из которых устанавливались и поддерживались неизменными параметры сжатого воздуха и охлаждающей воды (скорость, давление, температура и влажность воздуха, весовой расход воды и ее температура на входе), а также высота водовоздушного слоя в аппарате. Измерения необходимых величин производились через 8—10 мин после начала опытов, в течение которых в аппарате стабилизировался режим теплообмена.

После обработки опытных данных были построены графические зависимости, показанные на рис. 2, 3 и 4. В приведенной ниже таблице даны некоторые характеристики испытанного образца аппарата, а также результаты, полученные путем расчетов на основании уравнения теплового баланса и с использованием данных опыта.

Таблица

Исходные (заданные) величины		Величины, полученные расчетом и опытами	
наименование	значение	наименование	значение
Производительность компрессора	1 кг/сек	Удельный расход охлаждающей воды	7 л/м ³
Абсолютное давление воздуха на входе в компрессор	9 бар	Температура охлажденного воздуха	24,5°С
Температура воздуха на входе в компрессор	25°С	Температура охлаждающей воды на выходе из аппарата	19,5°С
Температура охлаждающей воды на входе в аппарат	16°С	Потери давления воздуха в аппарате	0,1 бар
Показатель степени политропы	1,3	Коэффициент теплопередачи	1920 $\frac{вт}{м^2 град}$
Теплоемкость воздуха при постоянном объеме	720 $\frac{кдж}{кг. град}$	Высота водовоздушного слоя в аппарате	0,4 м
То же при постоянном давлении	1005 „—“	Эквивалентный диаметр аппарата	0,568 м
Температура воздуха на входе в аппарат	110°С	Площадь сечения конструкции аппарата	0,942 м ²
		Вес аппарата	820 кг

В опытах, поставленных на компрессорной установке Томского электромеханического завода, аппарат использовался в качестве промежуточного холодильника компрессора типа 160В-20/8 при следующих начальных условиях:

температура воздуха на входе в компрессор 17°С;
 то же на входе в аппарат 100 — 125°С;
 температура охлаждающей воды на входе в аппарат 2 — 6°С
 количество воздуха, охлаждаемого в аппарате до 180 м³/час

После охлаждения в аппарате температура воздуха понижалась до 6—12°С, а температура воды составляла 5—7°С. При этом разность температур между водой и воздухом на выходе аппарата находилась в пределах 1—5°С, тогда как в кожухотрубном холодильнике, которым оснащен указанный компрессор, она была 20—25°С.

Глубину охлаждения воздуха в аппарате можно оценить следующим соотношением:

$$\eta_0 = \frac{t_1 - t_2}{t_1}, \quad (4)$$

где t_1, t_2 — температура воздуха на входе и выходе из аппарата.

Величина η_0 в физическом отношении представляет степень охлаждения воздуха и находится в пределах $0 \leq \eta_0 \leq 1$. Экстремальные значения степени соответствуют случаям полного отсутствия охлаждения ($t_2 = t_1$) или полного охлаждения ($t_2 = 0$).

Степень охлаждения является важной характеристикой теплообменного аппарата. Она отражает уровень его совершенства как в отношении способа охлаждения, так и конструкции.

Используя результаты опытов, находим, что в аппарате барботажно-распылительного типа степень охлаждения составляет около 0,8.

Разность $1 - \eta_0$ будет определять величину недоохлаждения воздуха. Эту величину можно характеризовать также разностью выходных температур воздуха и воды. Идеальному случаю будет соответствовать равенство данных температур, т. е. когда тепловые потенциалы контактирующих сред выравниваются.

Величина недоохлаждения, а следовательно, и степень охлаждения зависят в основном от скорости движения воздуха и высоты водовоздушного слоя. Как видно из рис. 2, при $h_{в-в} = 400$ мм величина

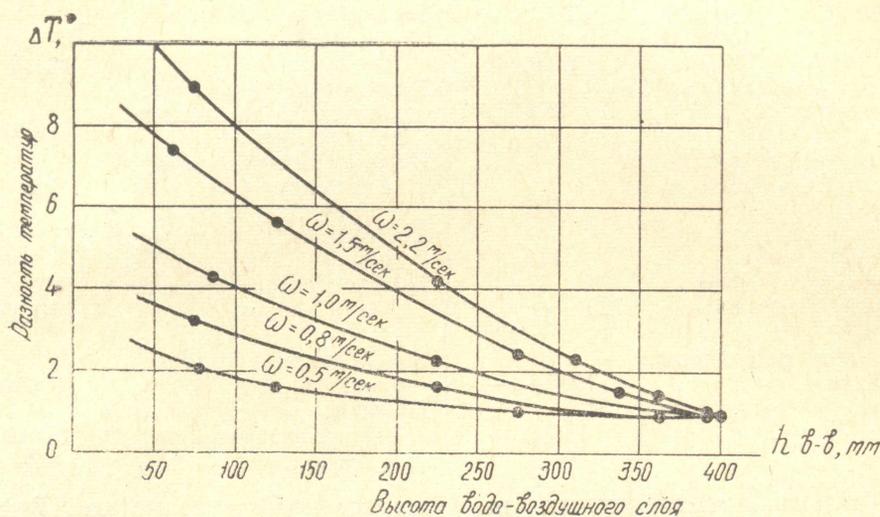


Рис. 2. Зависимость разности температур воздуха и воды на выходе из аппарата от высоты водовоздушного слоя

недоохлаждения для данной конструкции аппарата будет одинаковой для любой скорости движения воздуха.

Рассматривая график на рис. 3, устанавливаем, что по условиям гидравлического сопротивления высота водовоздушного слоя в 400 мм представляет его верхний допустимый предел. С превышением этого предела область работы аппарата не является рациональной, так как невозможно осуществить движение воздуха с достаточной скоростью и при приемлемых значениях гидравлического сопротивления. И хотя увеличение скорости вызывает благоприятное изменение коэффициента теплопередачи (рис. 4), однако верхнее значение скорости следует все же принимать с учетом влияния ее на величину гидравлического сопротивления аппарата и на брызгоунос при барботаже в нем воздуха.

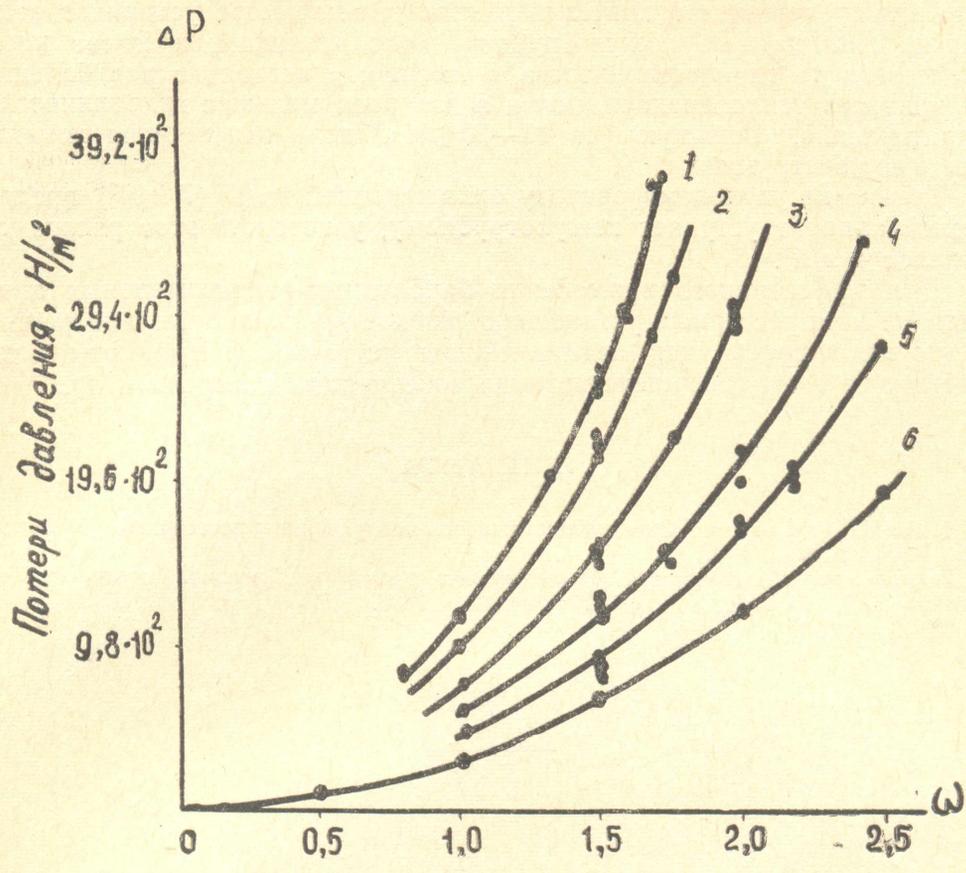


Рис. 3. Зависимость потерь давления сжатого воздуха от его скорости в аппарате

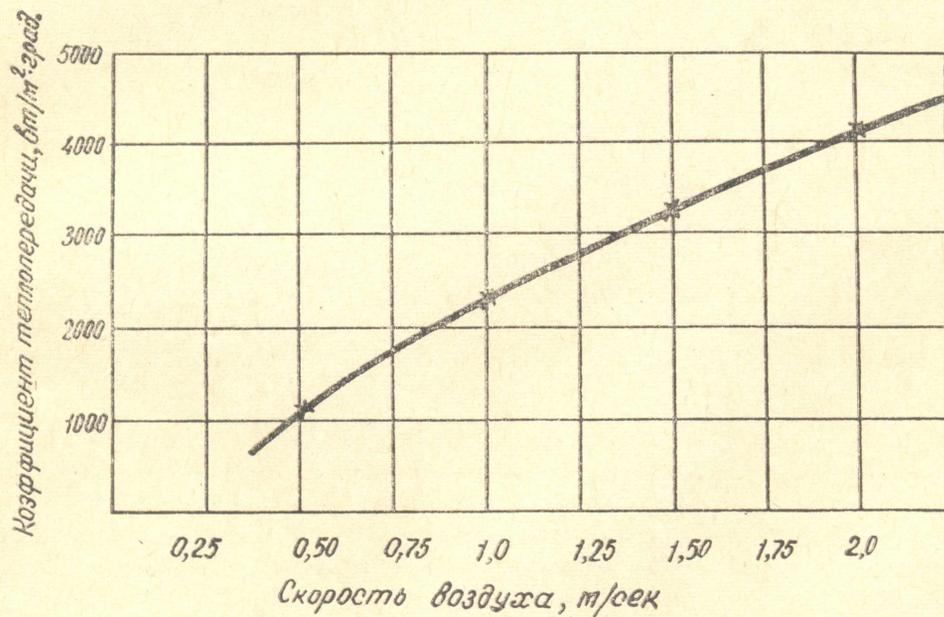


Рис. 4. Влияние скорости воздуха в аппарате на коэффициент теплопередачи от воздуха к воде

В заключение отметим, что охлаждение сжатого воздуха на принципе непосредственного контакта в значительной мере устраняет недостатки, свойственные кожухотрубным холодильникам, и имеет перед последними другие преимущества, а именно: в несколько раз больший коэффициент теплопередачи, почти в два раза меньшее гидравлическое сопротивление, большую (на 15—20%) степень охлаждения воздуха, проще по конструкции.

Только по удельному расходу охлаждающей воды (7 л/м^3) предлагаемый аппарат уступает кожухотрубному, у которого этот расход составляет 4 л/м^3 .

Для эффективного применения барботажно-распылительных аппаратов на компрессорных установках необходимо дополнительно решить некоторые вопросы, как автоматизация регулирования высоты водовоздушного слоя, совершенствование конструкции аппарата и др.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. Н. Кабаков. Охлаждение сжатого воздуха в компрессорных установках. Изв. ТПИ, т. 162, 1967.
 2. Официальный бюллетень Комитета по делам изобретений и открытий при Совмине СССР, № 36, стр. 31, «Теплообменник», 1968.
-