

О. В. Замыцкий, канд. техн. наук

(Украина, Кривой Рог, Криворожский технический университет)

ВЛИЯНИЕ ЗАГРЯЗНЕНИЯ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ РУДНИЧНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Состояние промежуточных воздухоохладителей существенно влияет на характеристики рудничных турбокомпрессоров и их энергопотребление. При эксплуатации в условиях подземной добычи руды происходит постоянное загрязнение теплообменных поверхностей трубного пучка воздухоохладителя, приводящее к ухудшению эффективности охлаждения воздуха и увеличению его температуры. При этом возрастают объемные расходы воздуха на входе в неохлаждаемые секции турбокомпрессора, падает степень повышения давления ступени, увеличиваются удельные затраты электроэнергии и гидравлическое сопротивление аппаратов по воздуху и воде. Первое – ухудшает газодинамическую характеристику турбокомпрессора из-за возрастания падения давления на воздухоохладителе, второе – приводит к снижению расхода охлаждающей воды и соответственно к ухудшению эффективности охлаждения воздуха.

В работах [1, 2] получены характеристики турбокомпрессоров в зависимости от температуры после промежуточных воздухоохладителей. К сожалению, отсутствуют количественные данные о влиянии толщины слоя загрязнения теплообменных поверхностей воздухоохладителей на характеристику турбокомпрессора и его энергопотребление. Существующие зависимости для расчета воздухоохладителей не учитывают влияние загрязнения на распределение температуры по высоте ребер труб, а также сложный характер движения воздуха в межтрубном пространстве (перекрестно–противоточный) [3].

Цель данных исследований – получение зависимостей для расчета эффективности воздухоохладителей с учетом загрязнения теплообменных поверхностей и проведение численных экспериментов для определения влияния данного фактора на характеристику турбокомпрессора и его энергопотребление.

Для моделирования характеристик воздухоохладителей с учетом указанных выше факторов получены следующие зависимости:

- коэффициент эффективности воздухоохладителя

$$\eta_s = 1 - \left(\frac{1 - e^{-\varepsilon(1+0,212W)}}{1 + 0,606W - 0,394W \cdot e^{-\varepsilon(1+0,212W)}} - 1 \right)^2,$$

где ε – число единиц переноса тепла; W – относительный тепловой эквивалент.

- линейный коэффициент теплопередачи с учетом загрязнения теплообменных поверхностей

$$k_l = \left(\frac{1}{\alpha_1 d_2 k_p} + \frac{1}{\frac{\lambda_1}{\delta_1} (1 + E_k (k_p - 1)) d_2} + \frac{1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_2}{d_3} + \frac{1}{2\lambda_4} \ln \frac{d_3}{d_4} + \frac{1}{\alpha_2 d_4} \right)^{-1}, \text{ Вт/(м·К)},$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, Вт/(м²·К); d_2 – наружный диаметр трубы, м; E_k – коэффициент эффективности круглого ребра; k_p – коэффициент оребрения; λ_1 – коэффициент теплопроводности загрязнения, Вт/(м·К); δ_1 – толщина слоя загрязнения со стороны воздуха, м; λ_3 – коэффициент теплопроводности стенки трубы, Вт/(м·К); d_3 – внутренний диаметр трубы, м; λ_4 – коэффициент теплопроводности накипных отложений Вт/(м·К); d_4 – внутренний диаметр накипных отложений, м; α_2 – коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности к охлаждающей воде, Вт/(м²·К);

– параметр ребра с учетом загрязнения оребрения

$$m = \sqrt{\frac{2}{\lambda_2 \delta_2 \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} \right)}}, \text{ м}^{-1};$$

– температура воздуха на выходе из воздухоохладителя

$$T_k = T_n - \eta_{\text{э}} \cdot (T_n - T_w), \text{ К},$$

где T_n – начальная температура воздуха, К; T_w – начальная температура воды, К;

– фактический расход воды с учетом уменьшения проходного сечения труб из-за загрязнения

$$G_w = \rho_w f_{mp} \sqrt{\frac{2d_4 \Delta p_w}{x_w l \rho_w \lambda}}, \text{ кг/с},$$

где ρ_w – плотность воды, кг/м³; f_{mp} – фактическая площадь для прохода воды с учетом отложений, м; Δp_w – перепад давления при отсутствии загрязнения поверхности при паспортном расходе воды, Па; x_w – число ходов по воде; l – длина труб, м; λ – коэффициент гидравлического сопротивления.

Получены также зависимости для гидравлического сопротивления воздухоохладителей по воздуху и воде с учетом загрязнения теплообменных поверхностей.

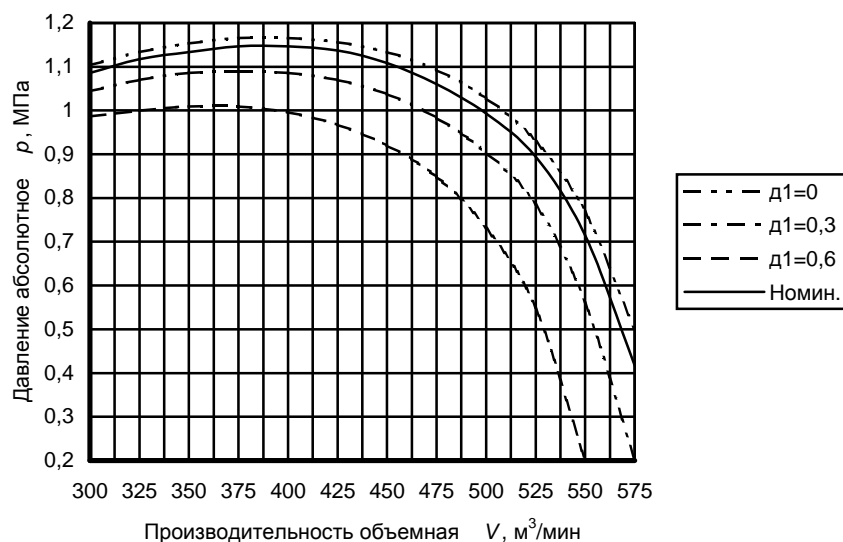
На основании полученных зависимостей разработана компьютерная модель промежуточного воздухоохладителя турбокомпрессора К500-61-1 типа О806К включенная в виде подпрограммы в компьютерную модель рудничного турбокомпрессора [4, 5]. Воздухоохладитель первой секции турбокомпрессора состоит из двух аппаратов этого типа включенных по воздуху параллельно,

второй – из одного.

Объемная производительность турбокомпрессора V_6 , приведенная к нормальным условиям, варьировалась в пределах от 6,33 до 10,0 м³/с с шагом 0,25 м³/с. Расход воды при отсутствии загрязнения внутренней поверхности трубного пучка для первой и второй секции составил 27,8 кг/с на воздухоохладитель. Коэффициенты теплопроводности загрязнений приняты следующие: со стороны воздуха – $\lambda_1=0,2$ Вт/(м·К), воды (накипь) – $\lambda_4=1,75$ Вт/(м·К). Характеристики трубных пучков соответствуют заводским данным. Результаты компьютерного моделирования газодинамических характеристик турбокомпрессора приведены на рис. 1 и 2, а сведения о влиянии загрязнения теплообменных поверхностей на показатели работы рудничного турбокомпрессора, %, по отношению к показателям при отсутствии загрязнения – в таблице.

Влияние загрязнения теплообменных поверхностей на показатели работы турбокомпрессора K500-61-1

Толщина слоя загрязнения, мм	Изменение параметров турбокомпрессора			
	Производительность объемная, м ³ /мин	Давление абсолютное, %	Мощность потребляемая, %	КПД изотермический, %
$\delta_1=\delta_4=0$	525	-	-	-
$\delta_1=0,3; \delta_4=0$		-15,48	-4,23	-2,105
$\delta_1=0,6; \delta_4=0$		-40,95	-6,71	-6,71
$\delta_1=0; \delta_4=1,0$		-27,88	-4,92	-6,05
$\delta_1=0; \delta_4=2,0$		-53,69	-10,53	-16,05



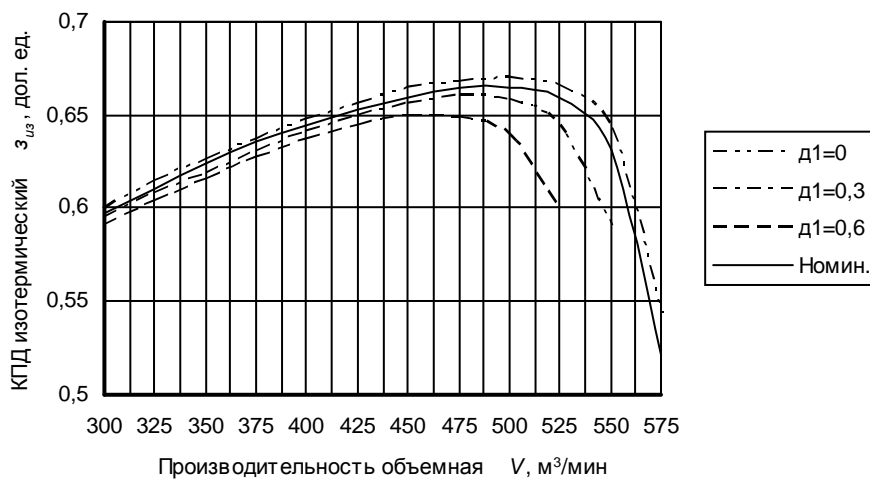
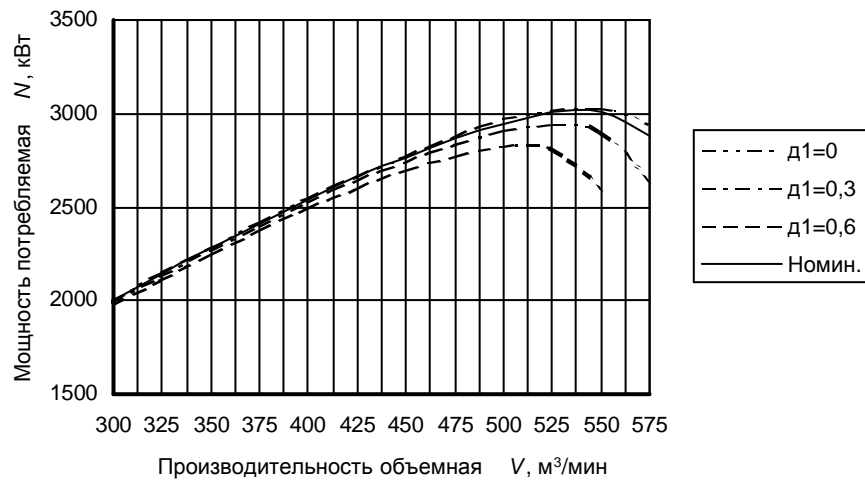
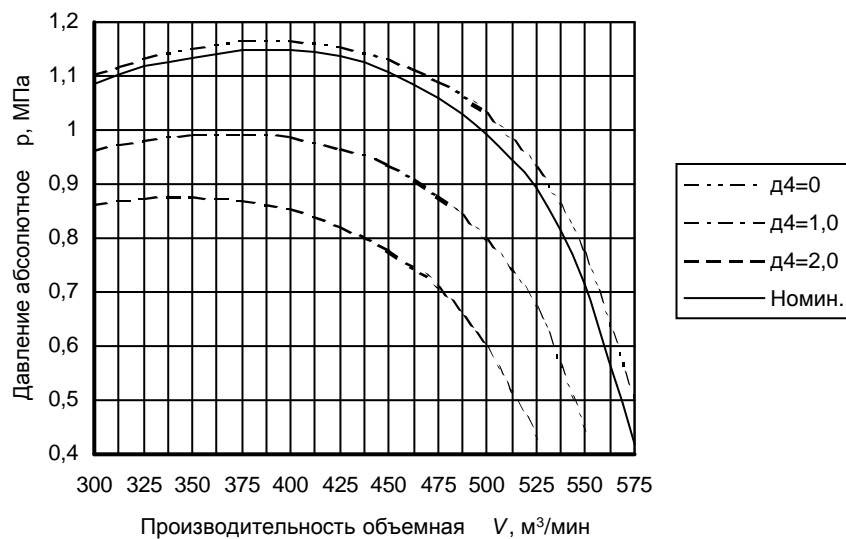


Рис. 1. Характеристики турбокомпрессора К500-61-1 при различной толщине слоя загрязнения воздухоохладителей со стороны воздуха



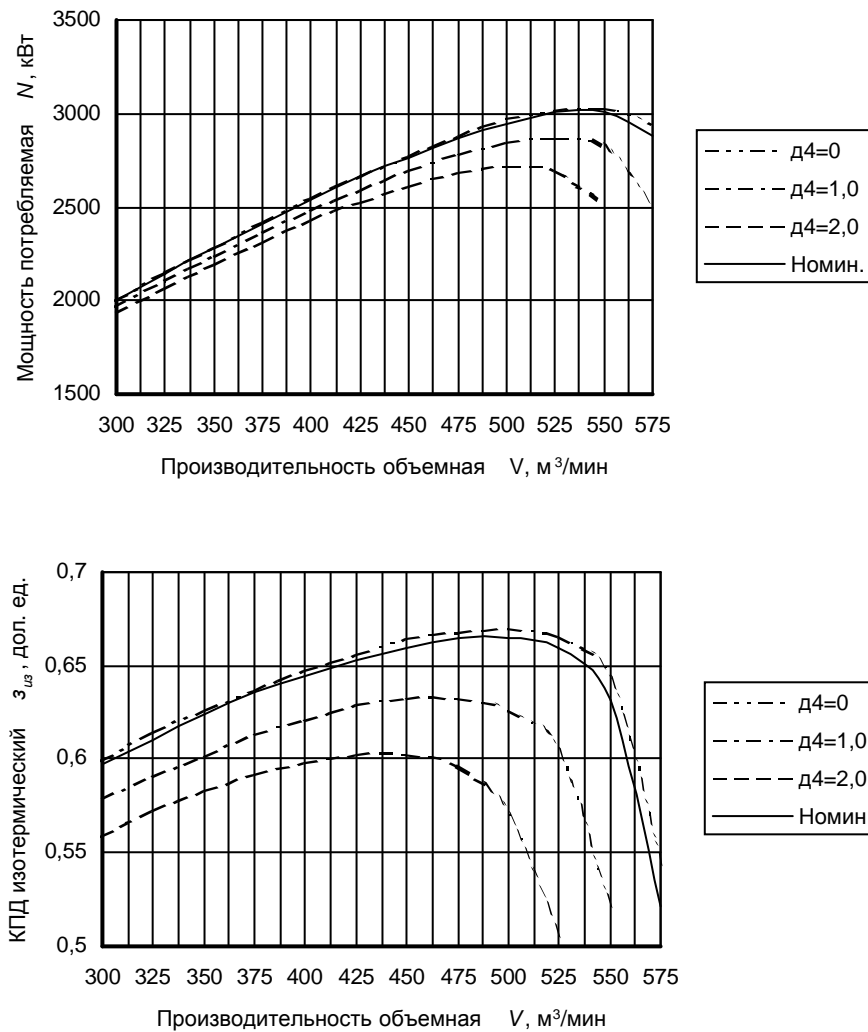


Рис. 2. Характеристики турбокомпрессора К500-61-1 при различной толщине слоя загрязнения воздухоохлаждателей со стороны воды

Причем, как видно из таблицы, на каждый 0,1 мм увеличения толщины слоя загрязнения со стороны воздуха абсолютное давление воздуха на выходе из компрессора уменьшается, примерно, на 6%, а со стороны воды – на 2,7% , потребляемая мощность при этом снижается на 1,2 и 0,5%, соответственно. Это приводит к возрастанию удельных затрат электроэнергии (рис. 3 и 4).

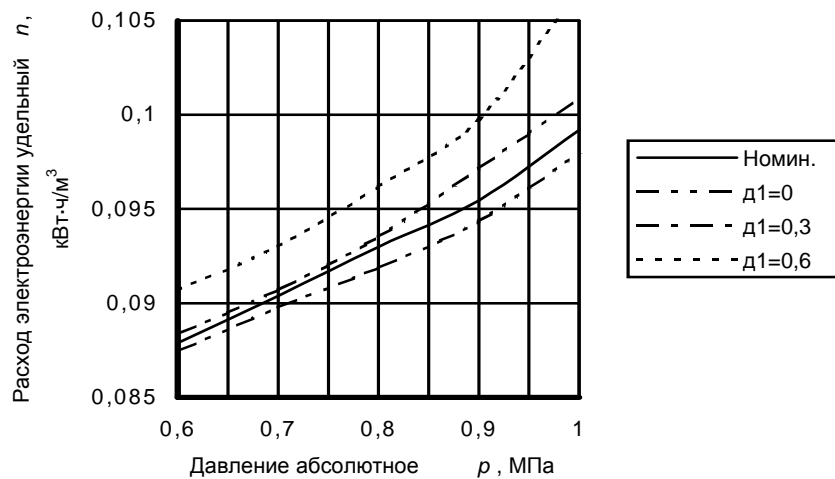


Рис. 3. Зависимость удельного расхода электроэнергии турбокомпрессора K500-61-1 от толщины слоя загрязнения воздухоохладителей со стороны воздуха

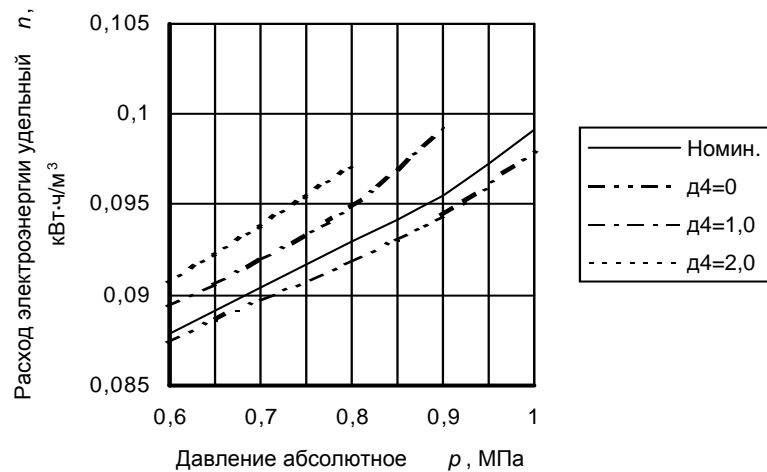


Рис. 4. Зависимость удельного расхода электроэнергии турбокомпрессора K500-61-1 от толщины слоя загрязнения воздухоохладителей со стороны воды

Таким образом, в диапазоне абсолютных давлений 0,7...0,8 МПа, поддерживаемых шахтными компрессорными станциями при увеличении толщины слоя загрязнения на каждый 0,1 мм со стороны воздуха удельные затраты электроэнергии возрастают в среднем на 0,53% и на 0,2% – со стороны воды. Перерасход электроэнергии при толщине слоя загрязнения со стороны воздуха 0,3 мм при этом составляет около 1000 кВт·ч в сутки, при толщине слоя загрязнения со стороны воды 1 мм – 2000 кВт·ч в сутки.

В дальнейшем планируются исследования характеристик рудничных турбокомпрессоров, оборудованных контактными воздухоохладителями.

Список литературы

1. Архангельский Л. Н., Каплун А. А., Носов Ю. П. Влияние промежуточного охлажде-

- ния на характеристики центробежных компрессоров// Сб. науч. тр. “Создание и совершенствование шахтных стационарных установок. Шахтные турбомашины”. – Донецк: ИГММК им. Федорова. – 1976. – № 40. – С. 53–57.
2. Замыцкий О. В. Влияние промежуточного охлаждения на показатели работы турбокомпрессоров//Горн. информ. - аналит. бюл. – 2002. – № 1. – С. 81–82.
 3. Цейтлин Ю. А., Мурзин В. А. Пневматические установки шахт. – М.: Недра, 1985.– 352 с.
 4. Замыцкий О. В. Компьютерное моделирование режимов многоступенчатых турбокомпрессоров //Горн. информ.- аналит. бюл. – 2001.– №11. – С. 58-59.
 5. Замыцкий О. В. Моделирование характеристик центробежных турбомашин // Сб. науч. тр. Национальной горной академии Украины. – Дніпропетровськ: Вид-тво “Навчальна книга”. – 2002. – №13, т.3. – С. 33–36