

*Секция «Новые материалы и перспективные технологии обработки материалов»*

поверхностного слоя, поверхностных пленок и инородных включений, а также тщательная очистка поверхности от всех видов загрязнений.

Для выбора оптимального способа предварительной подготовки поверхности основы под нанесение вакуумно-плазменных электродуговых покрытий были проведены сравнительные испытания способов предварительной подготовки поверхности: механического, химического, электрохимического и электроимпульсного. Эксперименты проводились с использованием образцов из стали 12X18H10T, которые предварительно обрабатывались шлифованием до  $Ra = 0,5$  мкм. Требовалось получить шероховатость поверхности образцов перед нанесением покрытия не выше  $Ra = 0,1 \dots 0,15$  мкм.

Таблица 1 – Способы подготовки поверхности и качественные характеристики покрытий

Способ подготовки поверхности	Общее время подготовки поверхности, мин	Количество переходов подготовки	Использование агрессивных и вредных веществ	Характеристики TiN-покрытия		
				Адгезия, Н/м <sup>2</sup>	Пористость, см <sup>2</sup>	Шероховатость Ra, мкм
Механический	59	6	Есть	2,0	4,8	0,15
Химический	23	7	Есть	3,2	3,3	0,13
Электрохимический	20	7	Есть	3,8	2,7	0,12
Электроимпульсный	14	3	Нет	4,1	2,3	0,12

Анализ результатов показывает, что наилучшим по всем показателям является электроимпульсный способ подготовки поверхности.

УДК 621.5.041

Чернокал Д.В.

## **ТРАДИЦИОННЫЙ ПОДХОД К ТЕОРИИ И РАСЧЕТУ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ**

*Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь*

*Научный руководитель: ст. преподаватель Шахрай Л. И.*

В различных отраслях промышленности, особенно в химической, используют сжатие газа до очень высоких давлений. Так, при синтезе аммиака требуется сжатие газа до 32-70 МПа, а при производстве

полиэтилена - до 350 МПа. Для сжатия газов до таких высоких давлений применяются многоступенчатые поршневые компрессоры. В поршневых компрессорах воздух сжимается в замкнутом пространстве цилиндра в результате возвратно-поступательного движения поршня. Сжатие газа совершается последовательно в нескольких одноступенчатых компрессорах, которые являются ступенями сжатия компрессора. При переходе из одной ступени сжатия в другую газ охлаждается.

Целью работы является теоретическое и практическое обоснование выбора компрессора в зависимости от условий работы (производительности, давления всасывания, давления нагнетания). Задачами исследования является: определение числа ступеней и межступенчатых давлений, расчет температуры газов, выбор секундных рабочих объемов и определение потребляемой мощности.

При выборе числа ступеней сжатия следует учитывать:

1. С увеличением числа ступеней сжатия имеет место последовательный выигрыш в суммарной работе сжатия и перемещения газа во всех ступенях, и этот выигрыш при последовательном увеличении числа ступеней будет последовательно уменьшаться.

2. С увеличением ступеней сжатия возрастают потери энергии на преодоление сил трения в механизме движения в цилиндропоршневых группах.

Из вышеизложенного следует, что необходимо выбирать оптимальное с экономической точки зрения число ступеней сжатия. Определение числа ступеней сжатия производится по формуле

$$z = \lg \varepsilon_k / \lg(\varepsilon_{\text{до}} / K_p), \quad (1)$$

где  $\varepsilon_k$  – относительное повышение давления компрессора,  $\varepsilon_k = p_n / p_{\text{вс}}$ ;

$\varepsilon_{\text{ст}}$  – относительное повышение давления в ступенях;

$K_p$  – коэффициент, равный 1,1...1,2.

Оптимальные межступенчатые давления определяются исходя из номограммы [1, с.104], предполагая, что сжатие осуществляется, начиная с давления 0,1 МПа, а потери давления между ступенями определяются уравнением

$$\delta_i = \frac{A}{p_{\text{дн}(i+1)}^q}, \quad (2)$$

где  $A$  и  $q$  – коэффициенты, значение которых зависит от газодинамического совершенства клапанов, а также от совершенства межступенчатой аппаратуры и коммуникаций.

Для определения температуры газов  $T_{\text{ни}}$  принимается, что температуры конца сжатия одинаковы и затраты во всех ступенях тоже одинаковы. Воспользуемся формулой

$$T_{\text{ни}} = T_{\text{дн}} \varepsilon_i^{\frac{n-1}{n}}, \quad (3)$$

где  $\varepsilon_i$  – относительное повышение давления в  $i$ -ой ступени;

Секция «Новые материалы и перспективные технологии обработки материалов»

$n$  – показатель политропы сжатия.

Секундные рабочие объемы ступеней сжатия рассматриваются, исходя из необходимости обеспечить в каждой ступени определенную объемную производительность при условиях всасывания в эту ступень, т.е. из необходимости обеспечить заданные межступенчатые давления.

Индикаторная мощность многоступенчатого компрессора равна сумме индикаторных мощностей отдельных ступеней сжатия

$$N_{\text{иа.э.}} = \sum N_{\text{иа.э.}} \quad (4)$$

Мощность на валу многоступенчатого компрессора можно представить как сумму:

$$N_{\dot{a}} = N_{\text{иа.э.}} + N_{\text{об.}} \quad (5)$$

$N_{\text{тр}}$  – суммарная мощность трения и вспомогательных механизмов.

Мощность на валу многоступенчатого компрессора можно также выразить через механический КПД:

$$N_{\dot{a}} = N_{\text{иа.э.}} / \eta_{\text{мех.}} \quad (6)$$

Рассмотрим пример расчета поршневого компрессора 2ВМ10-50/8. В качестве исходных данных примем: давление всасывания  $p_{\text{вс}}=0,1$  МПа, давление нагнетания  $p_{\text{н}}=0,8$  МПа, температура всасываемого газа  $T_{\text{вс}}=298$  К, температура охлаждающей воды  $T_{\text{в}}=293$  К, производительность компрессора  $V=50$  м<sup>3</sup>/мин.

По формуле (1) выбираем число ступеней сжатия  $z=\lg 8/\lg(3/1,1)=2$ .

Оптимальные межступенчатые давления определим исходя из номограммы [1, с.104]:  $p_{\text{м1}}=p_{\text{вс11}}=0,28$  МПа.

Относительные потери давления по формуле (2) составят: на всасывании 1 ступени

$$\delta_{\text{вс1}} = 0,3 \frac{2,66}{(0,1 * 10^6)^{0,25}} = 0,045,$$

на всасывающих клапанах 2 ступени

$$\delta_{\text{вс11}} = 0,3 \frac{2,66}{(0,28 * 10^6)^{0,25}} = 0,035,$$

на нагнетании 1 ступени

$$\delta_{\text{н1}} = 0,7 \frac{2,66}{(0,28 * 10^6)^{0,25}} = 0,081,$$

на нагнетании 2 ступени

$$\delta_{n11} = 0,3 \frac{2,66}{(0,8 * 10^6)^{0,25}} = 0,0267$$

Усредненные давления [1, с.103]  $p_{11}=0,095$  МПа,  $p_{21}=0,303$  МПа,  $p_{12}=0,27$  МПа,  $p_{22}=0,82$  МПа.

Далее определим температуру газа по формуле (3):  
температура нагнетания в 1 ступени

$$T_{i1} = 298 * 3,19^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 414 \text{ } \hat{E} ,$$

температура нагнетания во 2 ступени

$$T_{i1} = 308 * 3,14^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 423 \text{ } \hat{E} .$$

Секундные рабочие объемы [1, с/109]:

объем, описываемый поршнем 1 ступени

$$V_{n1} = 833 / 0,865 = 963,4 \text{ } \hat{e} / \hat{n} = 0,963 \text{ } \hat{i}^3 / \hat{n} ,$$

объем, описываемый поршнем 2 ступени

$$V_{n1} = 833 / 0,811 = 1027,5 \text{ } \hat{e} / \hat{n} = 1,027 \text{ } \hat{i}^3 / \hat{n} ,$$

Потребляемая мощность определяется по формуле (4):

$$N_{\text{э.д.}} = N_{\text{э.д.1}} + N_{\text{э.д.2}} .$$

индикаторная мощность 1 ступени

$$N_{\text{э.д.1}} = 10,9 \hat{e} \hat{\Delta} \hat{o} ,$$

индикаторная мощность 2 ступени

$$N_{\text{э.д.1}} = 31,9 \hat{e} \hat{\Delta} \hat{o} ,$$

$$\text{тогда } N_{\text{инд.к.}} = 10,9 + 31,9 = 42,8 \text{ кВт}$$

Эффективная мощность по формуле (6):  $N_e = \frac{N_{\text{инд.к.}}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{42,8}{0,85} = 50,3 \text{ кВт}.$

Таким образом, в результате расчета были определены основные характеристики поршневого компрессора в зависимости от условий работы. А на основании рассчитанной эффективной мощности подбирается необходимое электрооборудование.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Пластинин, П.И. Поршневые компрессоры. / П.И. Пластинин. // Т. 1. Теория и расчет. – М.: Колос, 2006. – 285 с.
2. Френкель, М.И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования / М.И. Френкель. – Минск: Машиностроение, 1969. – 309 с.