

# Применение осевых компрессоров В ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИНАХ И ТЕПЛОВЫХ НАСОСАХ

Канд. техн. наук Ю.А. АНТИПОВ,  
канд. техн. наук И.А. БАРСКИЙ, Д.В. ТЕРЕХОВ,  
канд. техн. наук И.К. ШАТАЛОВ  
Российский университет дружбы народов

**Application of axial compressors for compression of different working fluids increases compression efficiency on 10 – 18 % and coefficient of performance of heat pumps on 9 – 11 %.**

В компрессионных холодильных машинах (ХМ) и тепловых насосах (ТН) применяются как объемные (поршневые и винтовые), так и центробежные компрессоры. Преимущества последних – отсутствие масла в рабочем теле, компактность, уравновешенность, недостаток – сравнительно низкий адиабатический КПД  $\eta_k$ .

КПД многоступенчатых центробежных компрессоров не превосходит 0,75 – 0,8, а степень повышения давления в ступени  $\pi_{ст} = p_k/p_v$ , где  $p_v$  и  $p_k$  – давления на ее входе и выходе, не превосходит 1,5 – 2. В последнее время в энергетических ГТУ стали широко применяться осевые многоступенчатые компрессоры с поворотными спрямляющими лопатками, что позволило повысить степень повышения давления в компрессоре  $\pi_k$  с 6 – 7 до 18 – 20. Это существенно расширяет область применения таких компрессоров в ХМ и ТН. КПД осевых компрессоров достигает 0,85 – 0,88, что выше, чем в других компрессорах [1, 2].

Осевые компрессоры разрабатывались для сжатия воздуха, поэтому для сжатия рабочих тел с показателями адиабаты  $k = c_p/c_v$  и газовой постоянной  $R$ , существенно отличающимися от этих величин для воздуха [ $k = 1,4$ ;  $R = 287$  Дж/(кг·К)], необходим пересчет характеристик.

В дозвуковых компрессорах авиационных ГТД и стационарных ГТУ  $\pi_{ст}$  составляет 1,15...1,25, адиабатический КПД ступени  $\eta_{ст} = 0,9...0,92$ , повышение температуры

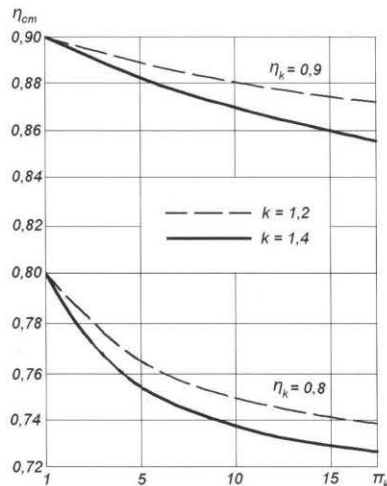


Рис. 1. Зависимость КПД многоступенчатого компрессора от КПД ступени и показателя адиабаты

воздуха в ступени  $\Delta T = T_2 - T_0$  составляет 15...25 °С. Степень повышения давления в компрессоре  $\pi_k = \pi_{ст1} \pi_{ст2} \dots \pi_{стZ} \approx \pi_{ст}^Z$ , где  $Z$  – число ступеней, достигающее 8 – 15. При отсутствии поворотных спрямляющих лопаток  $\pi_k < 6 \dots 8$ , а в осевых компрессорах с поворотными лопатками  $\pi_k \leq 18 \dots 20$  [1, 2]. У компрессоров любого типа с увеличением  $\pi_k$  адиабатический КПД снижается при постоянном политропическом КПД  $\eta_{пол}$  процесса сжатия. Как видно из рис. 1, при КПД ступени  $\eta_{ст} = \eta_{пол} = 0,9$  и  $\pi_k = 15$  величина  $\eta_k = 0,86$ . В то же время при  $\eta_{ст} = 0,8$  (обычном для центробежной ступени), при том же  $\pi_k = 15$  величина  $\eta_k = 0,73$ . Поэтому применение осевого компрессора вместо центробежного в холодильных машинах с высокими  $\pi_k$  позволяет увеличить холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = Q_0/L_k = Q_0 \eta_k / L_{кад},$$

где  $L_k$  и  $L_{кад}$  – работа компрессора и адиабатическая работа компрессора;

$Q_0$  – холодопроизводительность, Дж/кг.

В тепловых насосах коэффициент преобразования

$$\mu_{тн} = 1 + Q_0/L_k = 1 + Q_0 \eta_k / L_{кад} = k_t T_1 / \Delta T = k_t T_1 / (T_1 - T_2), \quad (1)$$

где  $Q_0$  – теплопроизводительность, Дж/кг.

$T_1$  и  $T_2$  – температуры источников высокопотенциального и низкопотенциального тепла, К;

$k_t = 0,45 - 0,55$  – опытный коэффициент.

Экономически оправдан  $\mu_{тн} > 3,5 \dots 4,5$ . Из (1) следует, что при температуре горячей воды на выходе из ТН, равной  $T_1 = 318$  К (45 °С) и  $\mu_{тн} = 4$ , величина  $\Delta T = T_1 - T_2$  равна 40 К (40 °С).

Для такого повышения температуры при работе компрессора на рабочем теле с показателем адиабаты  $k = c_p/c_v = 1,4$  (воздух, азот и другие двухатомные газы) нужно иметь  $\pi_k = 1,25 \dots 1,3$ , а для этого необходим двухступенчатый осевой компрессор с окружной скоростью лопаток на периферии  $u_k = 270 \dots 280$  м/с (применение одной ступени нерационально из-за значительного повышения  $u_k$  и нагрузки ступени, что приводит к снижению ее КПД).

Для пересчета характеристик компрессора, работающего на воздухе, на иное рабочее тело используют безразмерные критерии.

✓ Число Маха по окружной скорости

$$M_u = u / \sqrt{kRT_B},$$

где  $u$  – окружная скорость лопатки;

$R = 8314/M$  – газовая постоянная;

$M$  – молекулярная масса;

$T_B$  – температура на входе в компрессор.

✓ Число Маха по относительной скорости

$$M_w = w / \sqrt{kRT_B} \text{ или } \pi_k = p_k/p_B,$$

где  $w$  – относительная скорость лопаток.

✓ Число Рейнольдса

$$Re = wd/v,$$

где  $d$  – характерный размер;

$v$  – коэффициент кинематической вязкости.

✓ Число Прандтля

$$Pr = \mu c_p / \lambda = v/a,$$

где  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности газа;

$c_p$  – теплоемкость при постоянном давлении.

✓ Показатель адиабаты

$$k = c_p/c_v,$$

где  $c_v$  – теплоемкость при постоянном объеме.

Число Прандтля зависит от числа атомов в молекуле газа и составляет 0,72 для двухатомного и 0,8 и 1 для трех- и многоатомных газов. Влиянием  $Pr$  на характеристики обычно пренебрегают. Число  $Re$  влияет на потери лишь при  $Re < 10^6$ , а так как осевые компрессоры при работе на любых рабочих телах имеют  $Re \geq (1 - 3) \cdot 10^6$ , то его влиянием также пренебрегают.

На основе безразмерных критериев получены формулы, позволяющие пересчитывать характеристики компрессора, работающего на воздухе [ $k = 1,4$ ;  $R = 287$  Дж/(кг·К);  $T_B = 288$  К], на другие рабочие тела (аммиак  $NH_3$ ,  $CO_2$ , фреоны и т.д.).

Следует иметь в виду, что эти рабочие тела имеют не только другие  $k$  и  $R$ , но и другие величины  $p_B$ . Это объясняется тем, что большинство рабочих тел при температуре  $T_B = 288$  К и  $p_B = 0,1013$  МПа (параметры на входе воздушного компрессора) находятся в жидком состоянии. Так, при  $T_B = 288$  К газообразному состоянию аммиака соответствует  $p_B = 0,858$  МПа, фреонов  $p_B = 0,5 \dots 0,8$  МПа.

Получены следующие величины, приведенные к параметрам воздушного компрессора, имеющего  $T_B = 288$  К,  $p_B = 0,1013$  МПа.

Приведенный расход рабочего тела

$$G_{пр} = G \sqrt{RT_B} \cdot 0,1013 / (p_B \sqrt{k} \sqrt{287 \cdot 288}) = 0,417 \cdot 10^3 \sqrt{RT_B} / (p_B \sqrt{k}) \text{ кг/с.}$$

$$\text{Приведенная работа } L_{пр} = 287 \cdot 288 \cdot 1,4 / (kRT_B) L = 115718 / (kRT_B) L \text{ Дж/кг.}$$

$$\text{Приведенная частота вращения } n_{пр} = n \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 288 / (kRT_B)} L = 340 n / \sqrt{kRT_B} \text{ мин}^{-1}.$$

$$\text{Приведенная мощность } N_{пр} = 0,1013 \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 288} / (p_B \sqrt{kRT_B}) N_e = 34,46 / (p_B \sqrt{kRT_B}) N_e, \text{ кВт.}$$

$$\text{Приведенная окружная скорость } u_{пр} = u \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 288} / (p_B \sqrt{kRT_B}) = 340 u / (p_B \sqrt{kRT_B}) \text{ м/с.}$$

Величины КПД, степени повышения давления, коэффициентов напора не нуждаются в приведении, так как они безразмерны.

Работа компрессора

$$L_k = k / (k - 1) RT_B (\pi_k^{(k-1)/k} - 1) / \eta_k = (i_{кад} - i_B) / \eta_k = Hu^2,$$

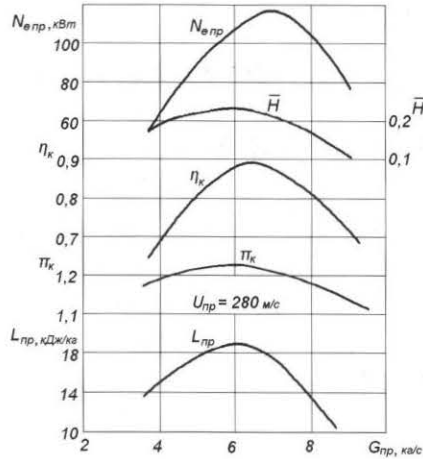


Рис. 2. Экспериментальные характеристики ступени осевого компрессора в зависимости от расхода рабочего тела  $G_{пр}$  при работе на воздухе ( $G_{пр} = 280$  м/с,  $p_e = 0,1013$  МПа,  $T_e = 288$  К)

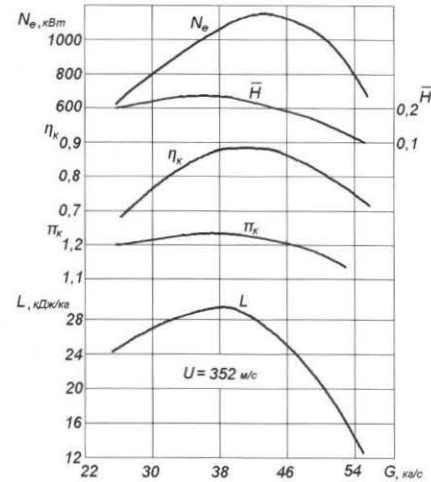


Рис. 3. Зависимость параметров ступени осевого компрессора от расхода рабочего тела при работе на аммиаке ( $u = 352$  м/с,  $p_e = 0,858$  МПа,  $T_e = 288$  К)

где  $i_b$  и  $i_{кад}$  – энтальпия рабочего тела на входе и выходе при адиабатическом сжатии;

$\bar{H} = 0,2 \dots 0,25$  – коэффициент напора.

На рис. 2 приведены экспериментальные характеристики ступени [1] при работе на воздухе при стандартных условиях ( $T_b = 288$  К,  $p_b = 0,1013$  МПа). При  $u_{пр} = 280$  м/с и  $G_{пр} = 6$  кг/с величина  $\pi_k$  достигает 1,245 и  $\eta_k = 0,89$ , работа  $L_{пр} = 18,9$  кДж/кг, мощность 115 кВт. Если на базе этой ступени создать двухступенчатый компрессор, то его мощность составит 230 кВт,  $\pi_k = 1,55$ ,  $L_{пр} = 37,8$  кДж/кг. Повышение температуры в таком компрессоре будет

$$\Delta T_k = L_{пр}/c_p = L_{пр}/1,005 = 37,8 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где приведенная работа компрессора [т.е. работа на воздухе при  $k = 1,4$ ;  $R = 287$  кДж/(кг·К)]

$$L_{пр} = 1005 T_b (\pi_k^{0,286} - 1) / \eta_k = \bar{H} u^2.$$

Мощность компрессора и приведенная мощность равны:

$$N_e = G L; N_{eпр} = G_{пр} L_{пр}.$$

По приведенным выше формулам были пересчитаны характеристики, представленные на рис. 3. Если ступень будет работать на аммиаке при условиях газодинамического подобия при  $T_b = 288$  К и учитывая, что у аммиака  $k = 1,3$ ;  $R = 288$  кДж/(кг·К);  $p_b = 0,858$  МПа, окружная скорость повысится с 280 до 352 м/с, а величины  $\pi_k$ ,  $\eta_k$  и  $\bar{H}$  сохранятся теми же, что и при работе на воздухе. Расход рабочего тела увеличится в 6,25 раза, а мощность – в 9,9 раза (главным образом из-за роста давления на входе в компрессор в 8,6 раза) при  $\Delta T = 13,8$  °С.

В трехступенчатом компрессоре на аммиаке  $\pi_k = 1,7$ ;  $\eta_k = 0,89$ , прирост температуры  $\Delta T = L/c_p = 89,7/2,115 = 42,4$  °С. Заметим, что при определении работы компрессора на аммиаке и других рабочих телах более точные результаты получаются, если  $L$  вычисляется через разность энтальпий. Однако для сравнительного анализа вполне достаточно вычислить работу через  $c_p$  и  $\pi_k$ . Для получения более высокого подогрева в компрессоре при

работе на рабочих телах с малыми показателями адиабаты ( $k < 1,4$ ) необходимо применять компрессоры с большим числом ступеней, чем при работе на воздухе.

При использовании в ТН фреонов с  $k = 1,15$  и  $R = 80 \dots 100$  Дж/(кг·К), при условиях подобия окружная скорость снизится с 280 м/с (на воздухе) до 140 м/с, работа ступени с 18,9 до 3,6 Дж/(кг·К), а подогрев в ступени – с 18,9 до 5,9 °С при  $\pi_{ст} = 1,15$ . Для получения требуемого в ТН подогрева фреона  $\Delta T = 40$  °С необходим осевой 7-ступенчатый компрессор с  $\pi_k = 2,66$ , а его КПД при  $\eta_{ст} = 0,9$  составит (см. рис. 1)  $\eta_k = 0,89$ . Расход фреона будет в 11 раз больше, чем на воздухе, работа – в 1,36 раза меньше, чем у 2-ступенчатого осевого компрессора. Это означает, что мощность фреонового компрессора при неизменных размерах будет в 8,1 раза больше, чем на воздухе.

#### Выводы

✓ Пересчет экспериментальных характеристик осевой ступени, работающей на воздухе, позволяет найти ее параметры на разных рабочих телах.

✓ Применение в тепловых насосах осевых компрессоров (имеющих на 10 – 12 % более высокий КПД, чем центробежных) увеличивает коэффициент преобразования теплового насоса на 9 – 11 %.

✓ Использование осевых спрямляющих аппаратов с поворотными лопатками позволяет создать осевой компрессор для холодильных машин с  $\pi_k = 15 \dots 20$  и КПД, равным 0,86, что в 1,16...1,18 раза больше, чем у центробежного компрессора.

#### Список литературы

1. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1970.
2. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: Учебное пособие для вузов/Под ред. С.В. Цанева. – М.: Изд-во МЭИ, 2002.