

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 η_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 π_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

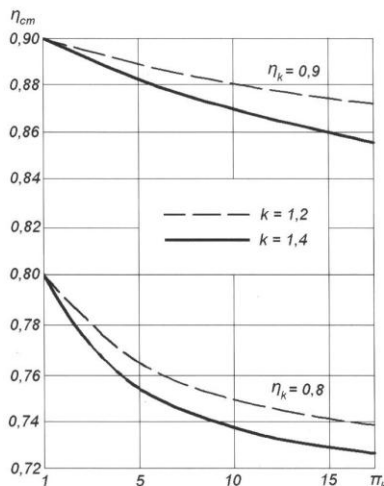


Рис. 1. Зависимость КПД многоступенчатого компрессора от КПД ступени и показателя адиабаты

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 π_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 π_k позволяет увеличить холодильный коэффициент:

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

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

$$Re = wd / \nu,$$

где d — характерный размер;

ν — коэффициент кинематической вязкости.

✓ Число Прандтля

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

где μ — коэффициент динамической вязкости;

λ — 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

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

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

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

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

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

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

Работа компрессора

$$L_k = k / (k - 1) RT_b (\pi_k^{[(k-1)/k]} - 1) / \eta_k = (i_{кад} - i_b) / \eta_k = Hu^2,$$

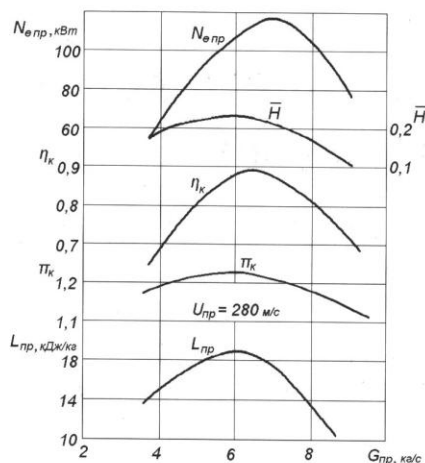


Рис. 2. Экспериментальные характеристики ступени осевого компрессора в зависимости от расхода рабочего тела $G_{пр}$ при работе на воздухе ($G_{пр} = 280$ м/с, $p_e = 0,1013$ МПа, $T_e = 288$ К)

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

$\bar{H} = 0,2...0,25$ — 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 π_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

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

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:

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

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 π_k , η_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 $\Delta T = 13,8^\circ\text{C}$.

В трехступенчатом компрессоре на аммиаке $\pi_k = 1,7$; $\eta_k = 0,89$, прирост температуры $\Delta T = L/c_p = 89,7/2,115 = 42,4^\circ\text{C}$. 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 π_k . Для получения более высокого подогрева в компрессоре при

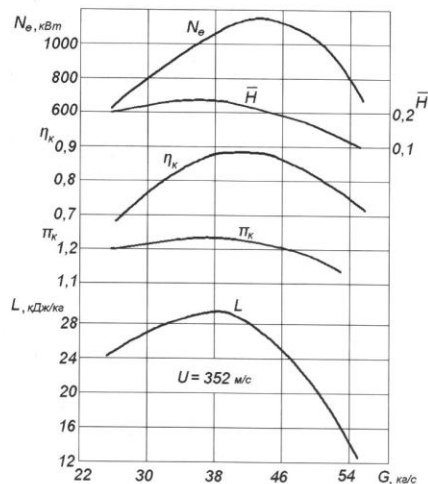


Рис. 3. Зависимость параметров ступени осевого компрессора от расхода рабочего тела при работе на аммиаке ($u = 352$ м/с, $p_e = 0,858$ МПа, $T_e = 288$ К)

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 $R = 80...100$ 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 $\Delta T = 40^\circ\text{C}$ 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 $\pi_k = 15...20$ 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.