

Перспективы создания типоразмерных рядов холодильных машин и тепловых насосов на базе унифицированных осевых компрессоров

A possibility of development of a unified family of compressors with various refrigeration capacities and pressure ratios on the basis of one baseline full-size axial compressor having maximum number of stages is shown. This makes it possible to implement a refrigeration cycle with one compressor and much simpler vapor supply to intermediate stages than with the use of centrifugal compressors.

Осевые компрессоры, отличающиеся от центробежных значительно более высокой энергетической эффективностью и практически вытеснившие их из авиадвигательного и энергетических силовых газотурбинных установок, крайне редко применяют в холодильной технике, а также в воздушных и газовых компрессорных установках, используемых в промышленности. Это связано с тем, что при производстве осевых компрессоров требуется более высокая технологическая культура. Кроме того, значительная доля затрат приходится на изготовление лопаточного аппарата. Действительно, осевые компрессоры в отличие от центробежных имеют в 2–3 раза большее число ступеней, каждая из которых, в свою очередь, снабжена значительным числом сложных в технологическом отношении лопаток рабочих колес и направляющих аппаратов.

Подобные трудности давно преодолены в авиационной промышленности, а для производства лопаточного аппарата общепромышленных осевых машин созданы специализированные производства, обладающие необходимой технологической культурой и оснащенные высокопроизводительным оборудованием. Одно из таких предприятий – Санкт-Петербургский завод турбинных лопаток. Кроме того, отработанные проточные части осевых компрессоров, выпускаемых предприятиями авиадвигательного и другими машиностроительными предприятиями, вполне могут быть использованы для создания на их основе холодильных и газовых компрессоров, имеющих намного более высокую эффективность, чем выпускаемые в настоящее время центробежные.

Наличие большого числа ступеней у осевых компрессоров открывает возможность создания на основе одного базового полноразмерного компрессора, имеющего наибольшее отношение давлений (и, значит, максимальное число

ступеней), унифицированного семейства компрессоров с различными производительностями и отношениями давлений.

В предлагаемой работе приводятся результаты численного анализа, показывающего возможности такого подхода к унификации осевых компрессоров.

В качестве базового компрессора принят 12-ступенчатый осевой компрессор, спроектированный для работы на аммиаке в простом одноступенчатом холодильном цикле. Проектирование проводили с помощью программного комплекса, разработанного в Санкт-Петербургском государственном университете низкотемпературных и пищевых технологий (СПбГУНИПТ). В основу программного комплекса положены инженерный метод расчета многоступенчатого осевого компрессора по среднему диаметру ступеней и по обобщенным характеристикам плоских решеток (метод ЦИАМ [4, 6]), вычислительная система для расчета термических и калорических параметров реальных рабочих веществ холодильных машин и метод условных температур, разработанные в СПбГУНИПТ [1, 5].

Параметры исходного цикла холодильной машины, на которые рассчитывали базовый компрессор, следующие:

температура кипения $t_0 = -10^\circ\text{C}$;
температура конденсации $t_k = 30^\circ\text{C}$;
давление при входе в компрессор (начальное) $p_n = 2,909 \cdot 10^5 \text{ Па}$;
давление при выходе из компрессора (конечное) $p_k = 11,65 \cdot 10^5 \text{ Па}$;
холодопроизводительность $Q_0 = 11 \text{ МВт}$.

Представляем основные параметры спроектированного базового компрессора:

Число ступеней	12
Отношение давлений π_k^*	4,017
Окружная скорость на среднем диаметре $u_{\text{ср}}$, м/с	193
Число Маха на диаметре первой ступени: среднее	
$M_{\text{ср}(1)}$	0,478
$M_{\text{вср}(1)}$	0,48
$M_{\text{свср}(1)}$	0,50
наружном $M_{\text{вн}(1)}$	0,7
Безразмерная расходная составляющая скорости на входе в первую ступень $\Phi_{1\text{в}(1)}$	0,777
Массовый расход рабочего вещества, кг/с	10
Коэффициент реактивности: первой ступени $\Omega_{1-2(1)}$	0,475
остальных ступеней $\Omega_{1-2(i)}$	0,51...0,53
Политропный КПД компрессора по параметрам торможения (расчетный) $\eta_{\text{пол}}^*$	0,87

Проточная часть компрессора в меридианном сечении была спроектирована с постоянным наружным диаметром, как это принято в подавляющем большинстве известных конструкций. Поэтому средний диаметр при входе на лопатки колес от входа к выходу увеличивается. Площадь кольцевого сечения при входе в колесо уменьшается от ступени к ступени вследствие необходимости увеличения плотности сжимаемого пара (рис. 1). Соответственно от ступени к ступени падает и объемная производительность

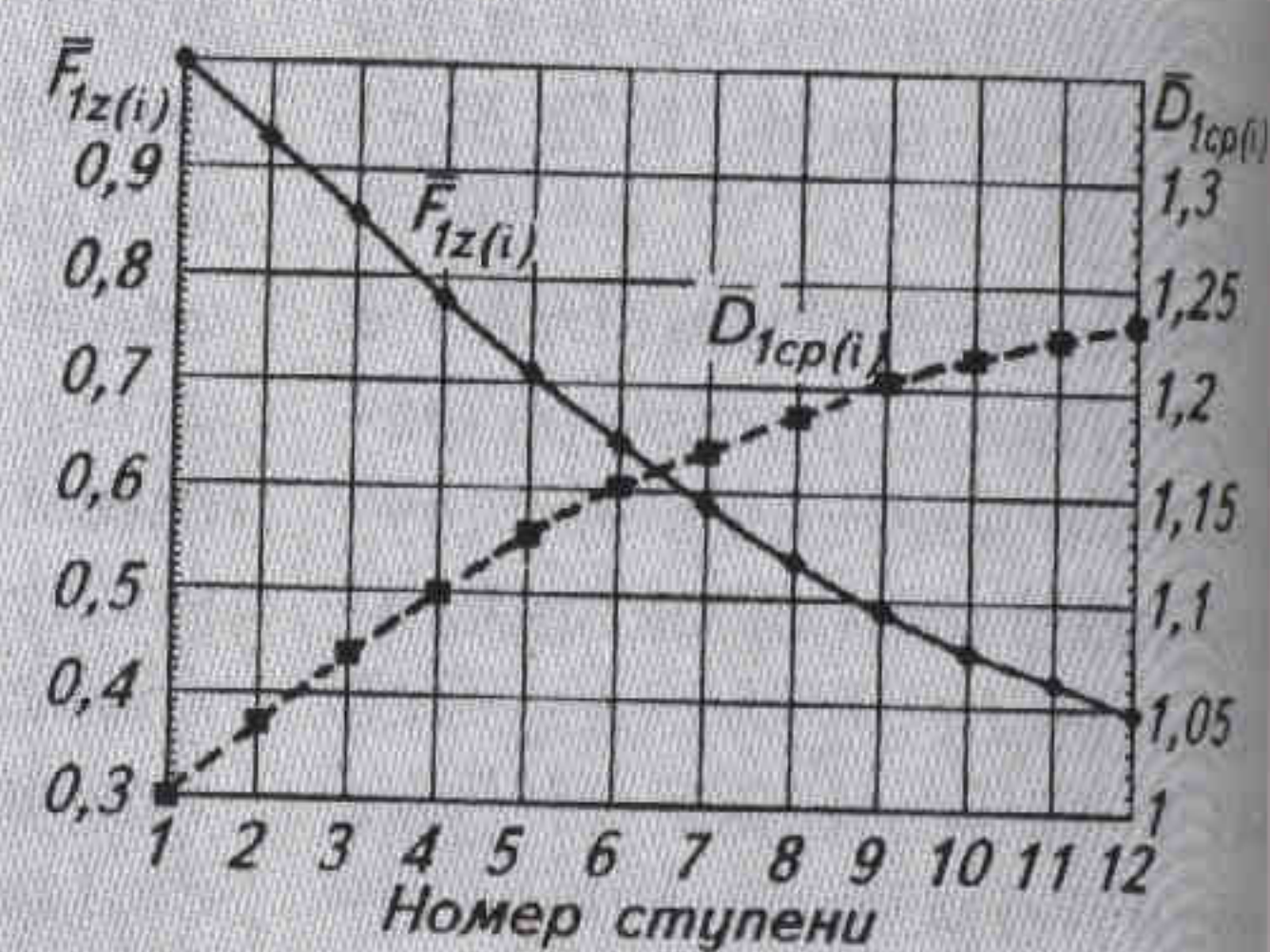


Рис. 1. Изменение безразмерных площади кольцевого сечения проточной части $F_{12(i)}$ и среднего диаметра $D_{1ср(i)}$ при входе в колеса ступеней полноразмерного компрессора

Поэтому снятие первых ступеней компрессора при сохранении термогазодинамического подобия режимов работы остальных ступеней одновременно с уменьшением отношения давлений должно привести также и к снижению массового расхода. Снятие последних ступеней также вызовет уменьшение отношения давлений, но массовый расход при условии соблюдения термогазодинамического подобия режимов работы должен остаться практически неизменным.

При работе в режиме паровой холодильной машины, когда давление конденсации, определяемое тепловым состоянием окружающей среды, постоянно, уменьшение отношения давлений приведет к повышению давления всасывания и температуры кипения рабочего вещества для всех вариантов изменения инструкции компрессора (рис. 2).

Это открывает пути для получения на базе одного компрессора нескольких, имеющих разные параметры работы, но высокую степень унификации.

С целью определения возможности получения на базе этого компрессора широкого спектра унифицированных компрессоров разной холодопроизводительности, работающих при различных температурах кипения, рассматривали несколько вариантов, когда с полноразмерного 12-ступенчатого компрессора последовательно снимали вначале последние ступени, а затем первые.

В каждом случае находили параметры рабочего режима, соответствующие расчетным числу $M_{ul(i)}$ и коэффициенту расхода $\varphi_{l(i)}$ [5]:

$$M_{ul(i)} = u_{lcp(i)} / a_n^*; \quad (1)$$

$$\varphi_{l(i)} = c_{l(i)} / u_{lcp(i)}, \quad (2)$$

где i — индекс ступени, которая в рассматриваемом варианте оказывалась первой (при снятии последних ступеней $i = 1$, а при снятии первых ступеней последовательно $i = 2, 3, 4$);

$M_{ul(i)}$ — условное число Маха по окружной скорости на среднем диаметре при входе в колесо i -й ступени, ставшей пер-

вой в рассматриваемом варианте.

Чтобы обеспечить наглядность в оценке изменения расхода рабочего вещества после снятия первых ступеней, при построении характеристик в качестве параметра расхода использовали условное число Маха по осевой составляющей абсолютной скорости при входе в компрессор

$$M_{clzy} = \frac{c_{lzy}}{a_n^*} = \frac{G}{\rho_n^* F_1 \sqrt{k_y p_n^* / \rho_n^*}},$$

где G — массовый расход рабочего вещества, кг/с;

F_1 — площадь при входе в колесо первой ступени полноразмерного (12-ступенчатого) компрессора, используемая в качестве характерной для всех вариантов унификации компрессора, m^2 ;

$p_n^*, \rho_n^*; a_n^*$ — давление, плотность и скорость звука в заторможенном потоке при входе в компрессор.

Результаты расчетов представлены на рис. 3.

При последовательном снятии ступеней компрессора газодинамическое подобие режимов работы обеспечивали путем сохранения значений чисел $M_{ul(i)}$ и $\varphi_{l(i)}$ при входе в колесо первой ступени. В том случае, когда снимали первые ступени, у той (i -й) ступени, которая становилась первой, сохраняли значения $M_{ul(i)}$ и $\varphi_{l(i)}$, при которых эта же ступень работала в составе полноразмерного компрессора.

Кроме того, для каждого варианта унифицированного компрессора рассматривали характеристики при нескольких значениях чисел M_{ul} , близких к расчетному.

При снятии последних ступеней (рис. 3, а) приведенный расход на всех режимах работы, как и ожидалось, остается таким же, как и у полноразмерного компрессора. Уменьшается лишь отношение давлений, и в результате вся характеристика смещается вниз. При снятии четырех последних ступеней отношение давлений снижается практически вдвое — с $\pi_k^* = 6,8$ до 3,6.

Снятие первых ступеней (рис. 3, б) вызывает падение как отношения давлений, так и приведенного расхода вследствие сокращения площади входного сечения ступеней, расположенных внутри проточной части. При снятии четырех

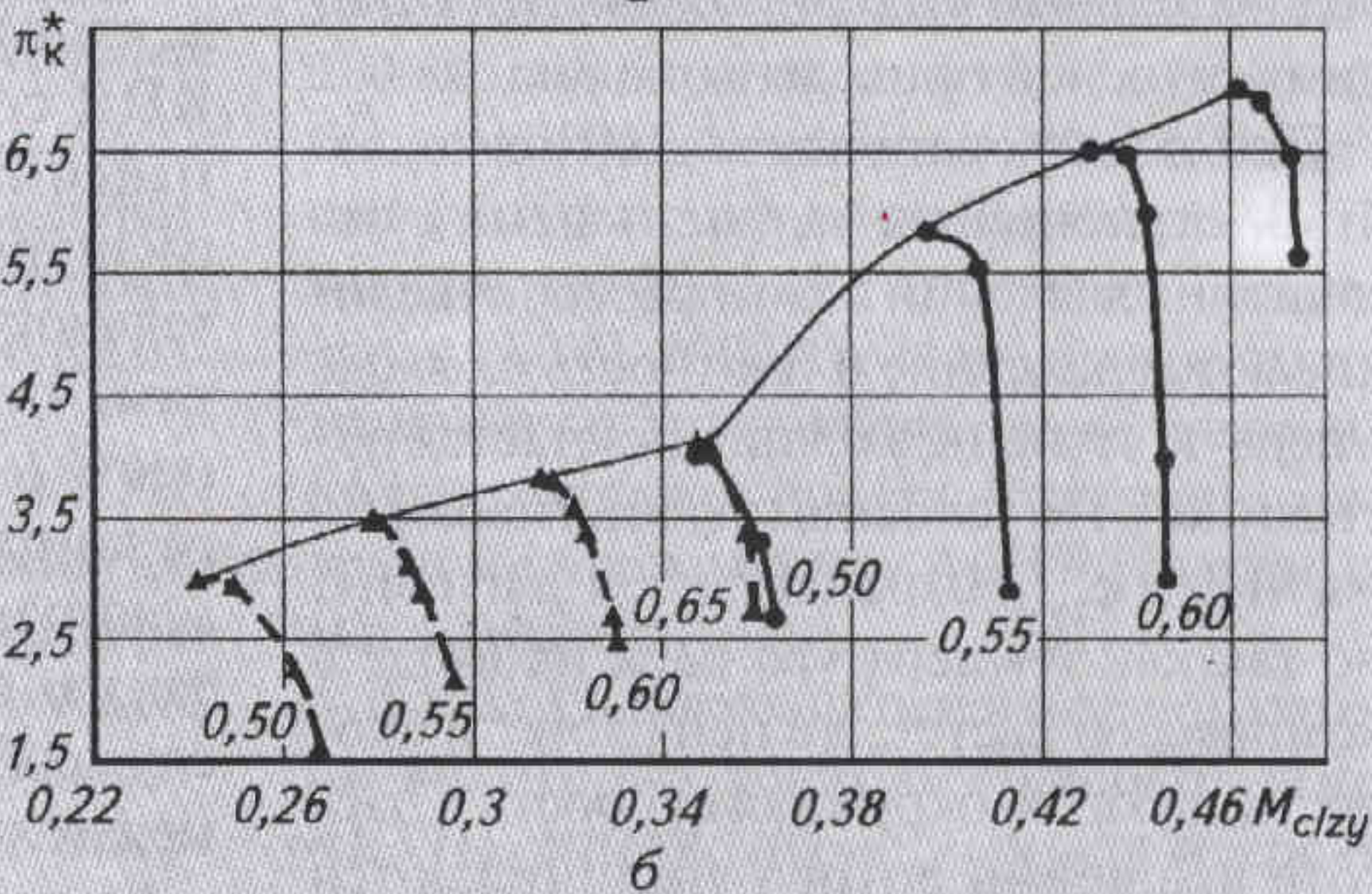
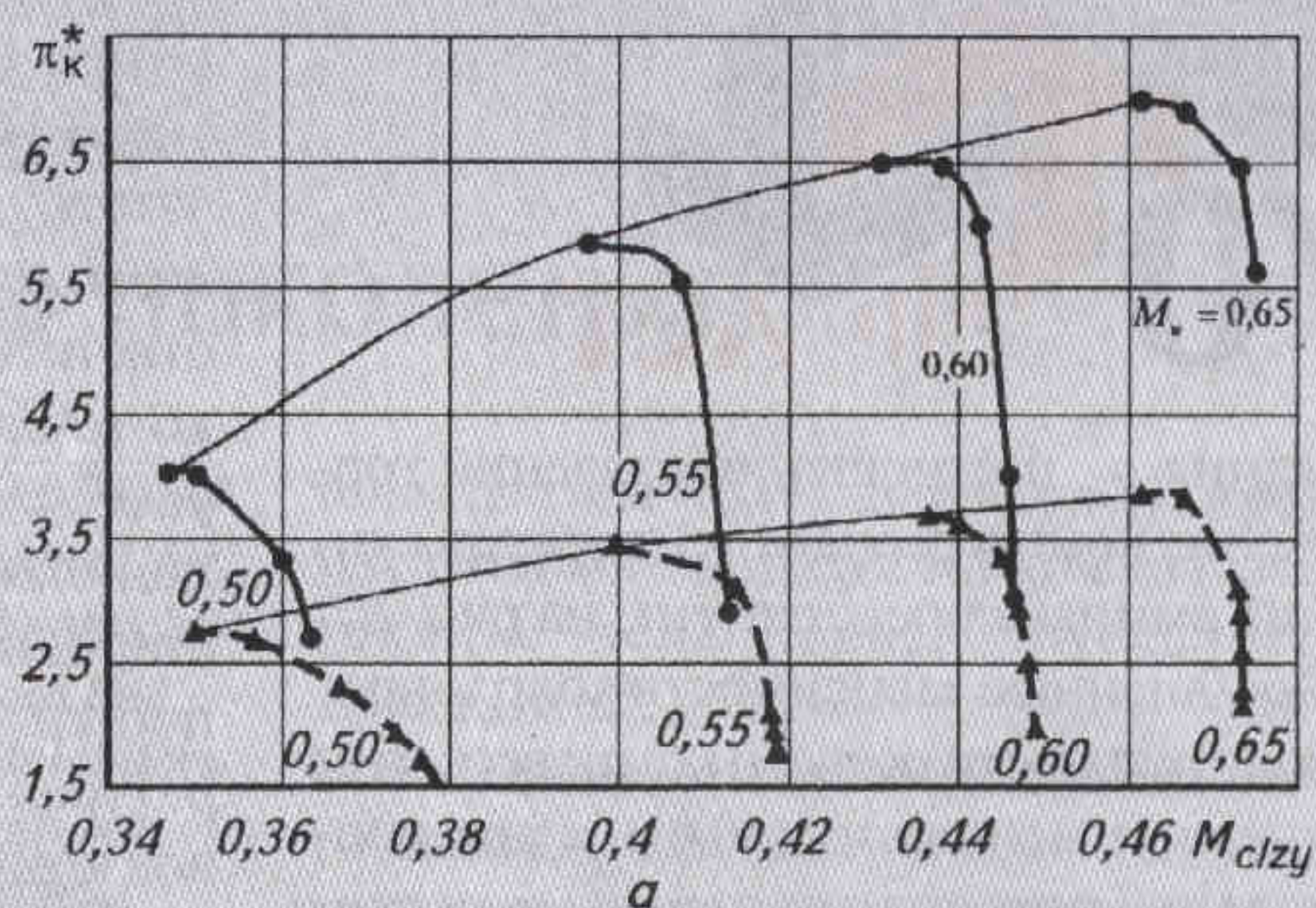


Рис. 3. Сравнение характеристик полноразмерного осевого компрессора с характеристиками при снятии последних (а) и первых (б) ступеней:
— — — характеристики полноразмерного компрессора;
— — — характеристики компрессора без четырех последних (а) и четырех первых (б) ступеней

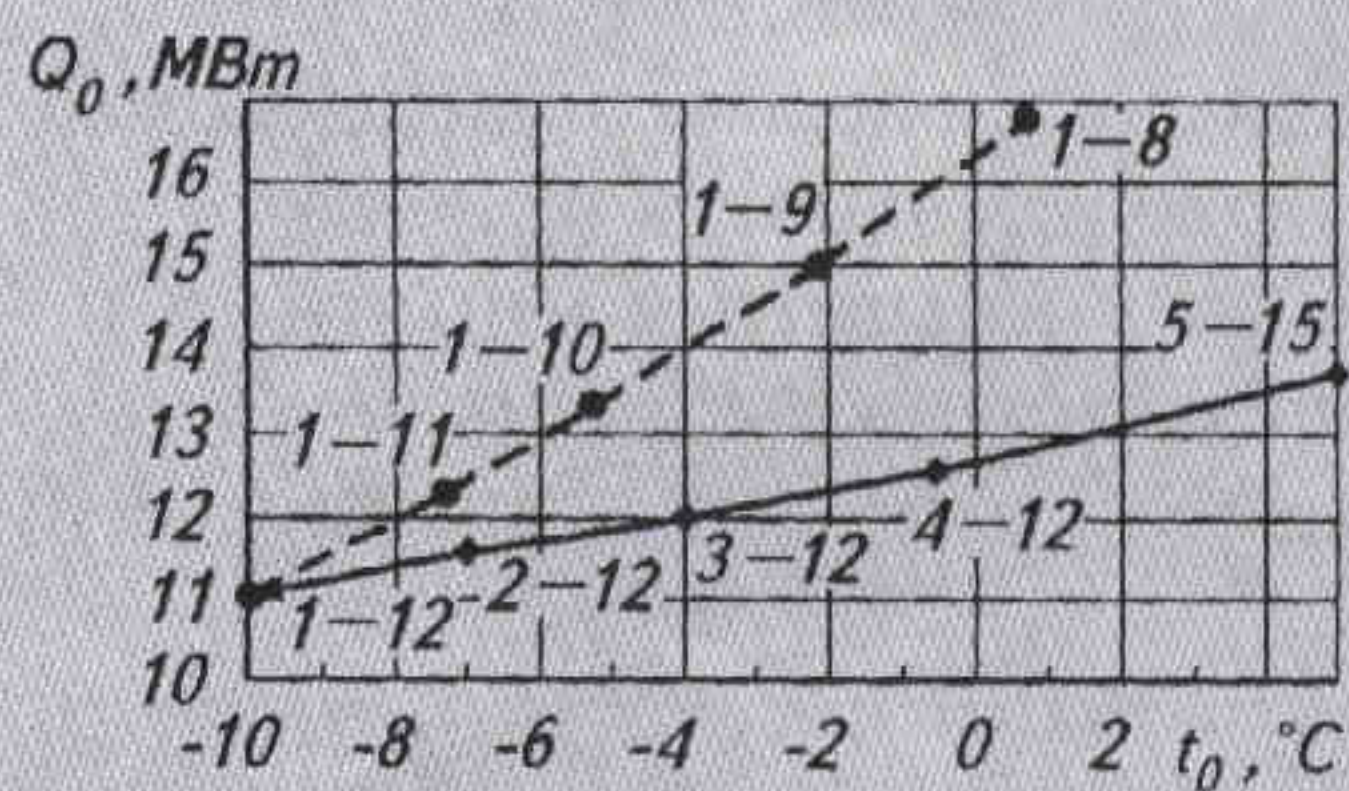


Рис. 4. Зависимость холодопроизводительности от температуры кипения аммиака при снятии первых (—) и последних (---) ступеней. Цифры при точках обозначают число работающих ступеней

первых ступеней приведенный расход уменьшается на 24,5 %, а отношение давлений снижается практически так же, как и в первом случае.

Температуру конденсации во всех рассмотренных вариантах сохраняли неизменной ($t_k = 30^\circ C$), что означало постоянство давления нагнетания ($p_n = 11,65 \cdot 10^5$ Па) независимо от числа ступеней и режима работы компрессора. Температура пара на всасывании в компрессор определялась температурой кипения с учетом небольшого перегрева, характерного для холодильных компрессоров динамического принципа действия [5]. Зависимости давления всасывания

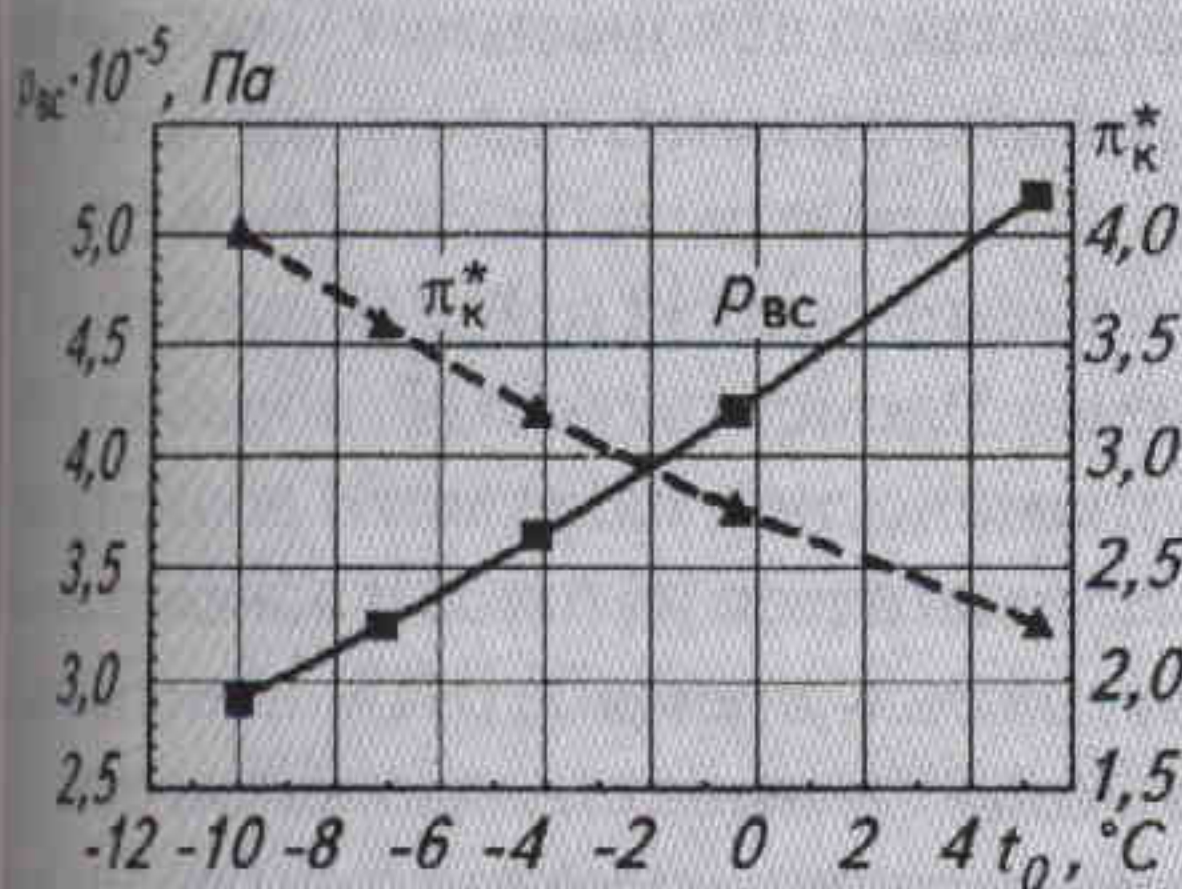


Рис. 2. Зависимость давления всасывания $p_{вс}$ и отношения давлений π_k^* от температуры кипения t_0 при давлении нагнетания $11,65 \cdot 10^5$ Па, соответствующем температуре конденсации $30^\circ C$

сывания $p_{вс}$ и отношения давлений торможения компрессора от температуры кипения аммиака представлены на рис. 2.

Обобщенные зависимости холодопроизводительности осевого компрессора от температуры кипения аммиака при последовательном снятии первых и последних ступеней приведены на рис. 4.

При последовательном снятии последних ступеней из-за уменьшения отношения давлений в компрессоре увеличиваются давление и плотность на входе в первую ступень, а площадь остается постоянной. По условию подобия параметры $M_{u(1)}$ и $\phi_{1z(1)}$ сохраняют свои значения, но так как температура пара на входе в компрессор растет, а с ней растет и скорость звука, то окружная скорость и частота вращения ротора увеличиваются (штриховая линия на рис. 5). С ними возрастает и расходная составляющая скорости на входе в первую ступень.

В итоге массовый расход, а следовательно, и холодопроизводительность по мере снятия последних ступеней значительно увеличиваются (штриховая линия на рис. 4).

При снятии первых ступеней холодопроизводительность возрастает значительно меньше, чем при снятии последних, что вызвано двумя причинами. Во-первых, и это главное, уменьшается площадь кольцевого сечения при входе в ступени, что приводит к падению расхода. Во-вторых, температура, а значит, и скорость звука в паре, поступающем в промежуточные ступени полноразмерного компрессора, выше аналогичных параметров у компрессоров, с которых сняты первые ступени. Поэтому, чтобы сохранить значение параметров подобия $M_{u(1)}$ и $\phi_{1z(1)}$, необходимо уменьшать

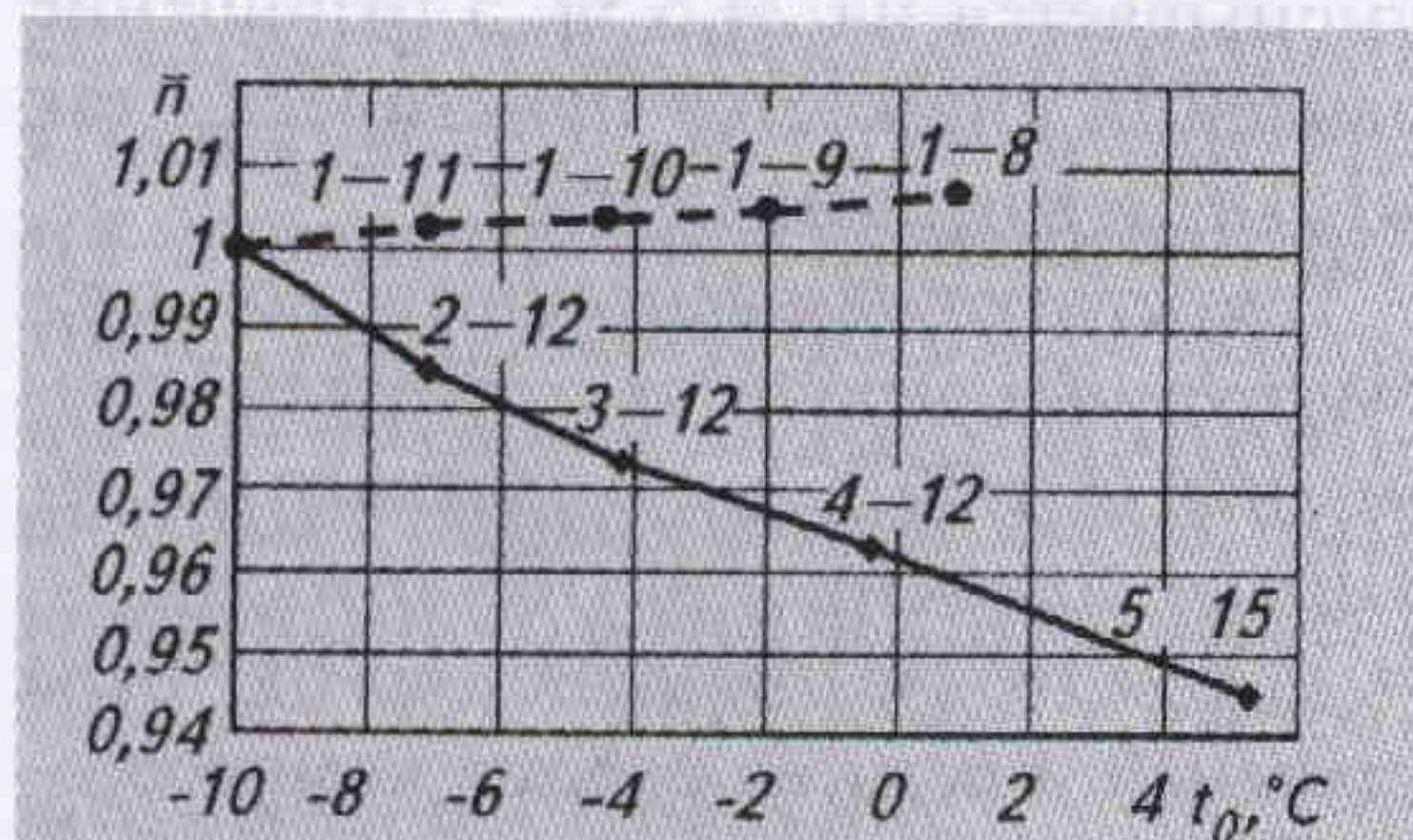


Рис. 5. Изменение приведенной частоты вращения ротора компрессора при снятии первых (—) и последних (---) ступеней. Цифры при точках обозначают число работающих ступеней

окружную скорость и частоту вращения ротора (сплошная линия на рис. 5).

Выполненный на примере 12-ступенчатого осевого компрессора анализ показывает, что даже в режиме работы, соответствующем по существу одной только точке на одной расчетной ветви характеристики компрессора, путем изменения числа ступеней можно получить широкий спектр холодопроизводительностей — от 10 до 16,8 МВт при температурах кипения от -10 до $+5$ °С. Перевод компрессора на те (отличные от расчетной) ветви характеристик, где его КПД сохраняет значения, близкие к максимальным, позволит еще больше расширить диапазон холодопроизводительностей и температур кипения. Заметим, что нами не рассмотрены возможности модификации унифицированного компрессора путем снятия одновременно и первых, и последних ступеней, так как очевидно, что получаемые в этих случаях параметры будут занимать поле между линиями, показанными на рис. 5.

Большое число ступеней, характерное для осевых компрессоров, дает возможность реализовать холодильный цикл с одним компрессором и подводами пара к промежуточным ступеням конструктивно намного проще, чем это делается в центробежных холодильных компрессорах. На этой основе легко могут быть созданы многоизотермные пароконденсационные холодильные машины, вырабатывающие холод на нескольких температурных уровнях в одном агрегате.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бухарин Н.Н. Моделирование характеристик центробежных компрессоров. — Л.: Машиностроение, 1988.
2. Курылев Е.С., Герасимов Н.А. Примеры, расчеты и лабораторные работы по холодильным установкам. — Л.: Машиностроение, 1971.
3. Создание и отработка на модели осевого компрессора для энергетической газотурбинной установки мощностью 150–200 МВт/А.П.Тарабрин, В.Ф.Нарышкин, Ф.Ш.Гельмедов, Г.А.Комиссаров//Компрессорная техника и пневматика. Вып. 1–2 (14–15). 1997.
4. Теория и расчет турбокомпрессоров/К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, С.А.Анисимов и др.; Под ред. К.П. Селезнева. — Л.: Машиностроение, 1986.
5. Холодильные машины: Учебник/А.В.Бараненко, Н.Н. Бухарин, В.И.Пекарев и др.; Под ред. Л.С.Тимофеевского. — СПб: Политехника, 1997.
6. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. — М.: Машиностроение, 1970.

Д-р техн. наук, проф. **А.В.БАРАНЕНКО**
канд. техн. наук **А.В.ПОПОВ**
д-р техн. наук, проф.
Л.С.ТИМОФЕЕВСКИЙ
канд. техн. наук **О.В.ВОЛКОВА**

Абсорбционные преобразователи теплоты (АПТ) представляют собой термодинамическую систему, осуществляющую трансформацию теплоты с высокотемпературного уровня на низкотемпературный (понижающий АПТ) и, наоборот, с низкотемпературного уровня на более высокий (повышающий АПТ) с помощью совмещенных прямого и обратного циклов.

Среди различных типов АПТ наибольшее распространение получили понижающие абсорбционные бромистолитиевые преобразователи теплоты (АБПТ), предназначенные для работы в режимах:

- холодильной машины;
- теплового насоса;
- комбинированной холодильной машины и теплового насоса.

подавляющее большинство выпускаемых зарубежными фирмами (США, Японии и Китая) АБПТ предназначено только для охлаждения воды, используемой в комфортном и технологическом кондиционировании. Объем производства таких машин за рубежом значителен. Например, только Япония в 90-е годы производила ежегодно 2200–2400 крупных машин холодопроизводительностью более 300 кВт.

Широкое распространение АБПТ объясняется их высокой эффективностью, экологической чистотой, бесшумностью, простотой в обслуживании, длительным сроком службы и др. АБПТ менее энергоемки, чем пароконденсационные холодильные машины и тепловые насосы, но для их работы необходим источник теплоты. В качестве такого источника могут быть использованы пар или горячая вода с температурой 80...160 °С или непосредственно продукты сгорания газообразного или жидкого топлива. Можно использовать теплоту, получаемую при утилизации вторичных энергоресурсов (ВЭР) [2]. Рабочим веществом в АБПТ служит вода, а абсорбентом — водный раствор соли бромистого лития. Этот раствор пожаровзрывобезопасен и безвреден, а все процессы в АБПТ протекают в вакууме. Элементы АБПТ не испытывают динамических нагрузок и поэтому могут располагаться на любом этаже здания. В настоящее время АБПТ используют преимущественно для выработки холода на температурном уровне 5...10 °С.

В последние годы широкое распространение в мире получили АБПТ с топкой на газовом или жидком топливе. Их доля в общем объеме продукции некоторых фирм достигает 70 %. Это объясняется вы-