

## Глава 2. Судовые компрессорные машины

### 2.1. Основные параметры компрессоров

Компрессоры — машины, предназначенные для сжатия газа (воздуха, хладагента), т. е. преобразования механической энергии двигателя в полезную потенциальную и кинетическую энергию газа. По правилам Регистра количество основных компрессоров должно быть не менее двух, один из которых может быть навешенным.

По конструкции компрессоры разделяются на две большие группы: объемные и лопаточные компрессоры. Объемные компрессоры (компрессоры вытеснения) делятся в свою очередь на поршневые, ротационные и винтовые. Лопаточные компрессоры делятся на центробежные и осевые.

В объемных компрессорах тело сжимается под действием поршня (поршневые компрессоры), ротора (ротационные компрессоры), либо винтовых роторов (винтовые компрессоры) и выталкивается в нагнетательный трубопровод.

В лопаточных компрессорах техническая работа вращения ротора сначала превращается в кинетическую энергию потока, а затем в диффузоре кинетическая энергия преобразуется в потенциальную энергию потока (преобразуется в энтальпию с повышением давления).

Основные параметры компрессоров.

а) Массовая или объемная производительность — количество сжатого газа, выходящего в единицу времени через выходное сечение нагнетательного патрубка.

б) Степень повышения давления — отношение конечного давления  $P_{кон}$  к начальному  $P_{нач}$ .

в) Скорость перемещения подвижных частей компрессора. Для поршневого компрессора это средняя скорость линейного перемещения поршня, для других компрессоров это частота вращения ротора.

Требования, предъявляемые к судовым компрессорам:

- надежность работы при всех условиях эксплуатации (крен, дифферент, вибрация, удары);
- быстро воспринимать нагрузки при переходе с одного режима на другой;
- минимальная масса и габариты;
- высокий КПД в заданном диапазоне режимов;
- коррозионная и эрозионная стойкость деталей и узлов;
- простота в обслуживании;
- низкий уровень шума.

## 2.2. Принцип действия компрессоров различных типов

На рис. 12 показана схема **центробежного компрессора** [8] Рабочее колесо 2 представляет собой диск с лопатками и вместе с направляющим аппаратом 3 образует вращающуюся лопаточную систему. Лопаточный аппарат 3 обеспечивает безударный вход потока на лопатки рабочего колеса. Неподвижный входной направляющий аппарат 7 представляет кольцевой венец неподвижных лопаток, где создается предварительная закрутка потока, а промежуточные воронки 11 уменьшают гидравлические потери на входе.

Безлопаточный диффузор 8 представляет собой кольцевое пространство за рабочим колесом. Он служит для частичного преобразования кинетической энергии воздуха в потенциальную.

В лопаточном диффузоре 9 происходит окончательное преобразование кинетической энергии воздуха в потенциальную.

Сборная улитка 10 предназначена для сбора воздуха, выходящего из всех расположенных по окружности каналов диффузора.

Уплотнение 5 предназначено для уменьшения протечек рабочей среды вращающимися и неподвижными частями компрессора. Концевой диффузор 4 служит для выпуска сжатого воздуха в магистраль к потребителю.

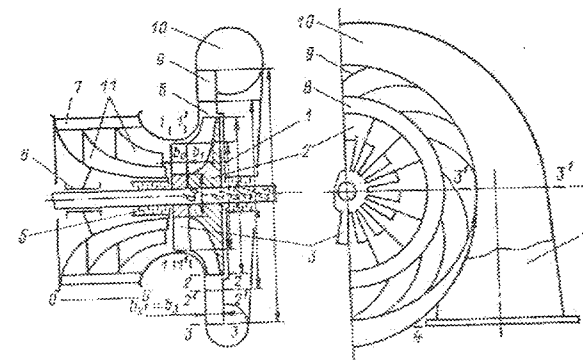


Рис. 12. Схема центробежного компрессора

- 1 — корпус; 2 — рабочее колесо; 3 — вращающийся направляющий аппарат;
- 4 — концевой диффузор; 5 — уплотнение; 6 — подшипник;
- 7 и 11 — входное устройство компрессора; 8 — безлопаточный диффузор;
- 9 — лопаточный диффузор, 10 — сборная улитка

Принцип действия **осевого компрессора** можно видеть из схемы, представленной на рис. 13.

Корпус компрессора 1 неподвижен. Ротор 2 служит для крепления рабочих лопаток 4, закрепленных в пазах ротора.

Входной направляющий аппарат 3 неподвижен. Он служит для придания необходимого направления потоку перед первым рабочим колесом.

Направляющий аппарат 5 — кольцевой ряд неподвижных лопаток, укрепленных в пазах корпуса. Он преобразует кинетическую энергию после рабочего колеса в потенциальную.

6 — неподвижный спрямляющий аппарат, установленный за последней ступенью. Он предназначен для ликвидации остаточной закрутки потока перед выходом его в диффузор.

Воздух входит через входной патрубок 10, а выходит через выходной патрубок 7. Уплотнение 9 лабиринтного типа. Подшипники качения 8 с циркуляционной смазкой.

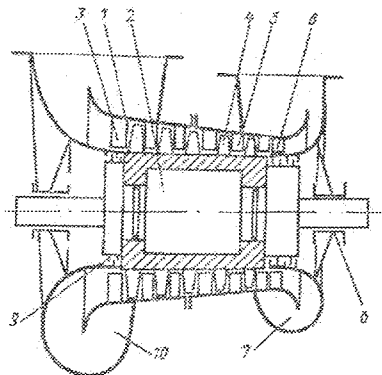


Рис. 13. Схема осевого компрессора

**В Ротационном компрессоре**, рис. 14, роль поршня выполняет ротор 2, который находится в корпусе 4 и насажен с некоторым эксцентриситетом относительно оси корпуса, имеющим всасывающий 1 и нагнетательный патрубки. В роторе находятся пазы, в которых скользят пластины 3. При вращении ротора пластины под действием центробежных сил оказываются прижатыми к стенке корпуса. Воздух, находящийся между соседними двумя пластинками, при вращении ротора по часовой стрелке будет сжиматься, т. к. объем газа уменьшается. Сжатый воздух выталкивается в нагнетательный патрубок.

В компрессоре также имеются трубы, предназначенные для подачи и отвода воды, которая охлаждает корпус ротационного компрессора. В од-

ноступенчатом пластинчатом ротационном компрессоре повышение давления обычно достигает от трех до шести.

Основной принцип действия поршневого и ротационного компрессоров в главном сходны. Существенным признаком их отличия является то, что в поршневом компрессоре процессы всасывания и нагнетания происходит в одной камере, но в разные промежутки времени (из-за чего там предусмотрены клапаны), в ротационных компрессорах эти процессы происходят в одно время, но в разных местах, которые разделяют пластины ротора.

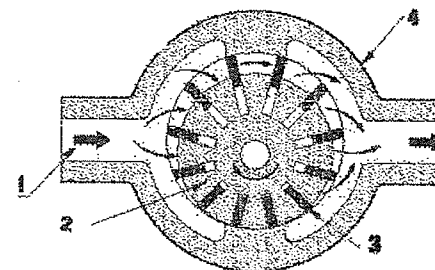


Рис. 14. Схема ротационного компрессора

При работе **поршневого компрессора**, рис. 15, поршень 2 перемещаясь вниз создает разрежение и впускной клапан 3 открывается (через всасывающий патрубок 1 поступает воздуха), а нагнетательный клапан 4 закрывается. Всасывание продолжается от крайнего верхнего до крайнего нижнего положения. После движения поршня вверх клапан 3 автоматически закрывается и в цилиндре начинается процесс сжатия до тех пор пока сжатый воздух своим давлением не откроет нагнетательный клапан 4, в результате чего сжатый воздух выталкивается в нагнетательный патрубок 5.

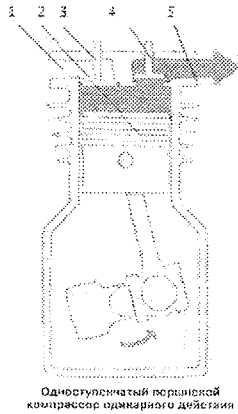


Рис. 15. Схема поршневого компрессора

На судах речного транспорта наибольшее распространение получили компрессоры поршневые, которые могут быть классифицированы по следующим основным признакам.

По принципу действия: простого и двойного.

По расположению оси цилиндра: горизонтальные, вертикальные, V-образные и W-образные.

По числу ступеней сжатия: одно-, двух-, и многоступенчатые.

По давлению: низкого давления (до  $1 \text{ МН/м}^2$ ), среднего (от 1 до  $10 \text{ МН/м}^2$ ) и высокого (более  $10 \text{ МН/м}^2$ ).

По производительности: малой (до  $10 \text{ м}^3/\text{мин}$ ), средней (от 10 до  $100 \text{ м}^3/\text{мин}$ ), и большой (свыше  $100 \text{ м}^3/\text{мин}$ ).

По способу охлаждения: с воздушным и водяным охлаждением.

Компрессоры, обслуживающие холодильные установки дополнительно можно классифицировать:

По номинальной хладопроизводительности на малые до 5 кВт, средние от 5 до 100 кВт и крупные свыше 100 кВт.

По хладагенту — работающие на аммиаке, хладоне-12, хладоне 22, унифицированные.

По направлению движения пара хладагента в цилиндре: непрямоточные и прямоточные.

### 2.3. Индикаторные диаграммы поршневого компрессора

Несмотря на различие в конструкции и кажущееся большое отличие в принципе действия компрессоров объемных и лопаточных в термодинамическом плане описание процессов в объемных (поршневой, ротационный, винтовой) компрессорах по существу ничем не отличается от описания лопаточных компрессоров (центробежные, осевые) и характеризуются теми же термодинамическими соотношениями. Поэтому обычно анализ процессов в компрессорах рассматривают на примере поршневого компрессора.

На рис. 16 показана теоретическая диаграмма идеального поршневого компрессора, принципиальная схема которого приведена выше на рис. 15.

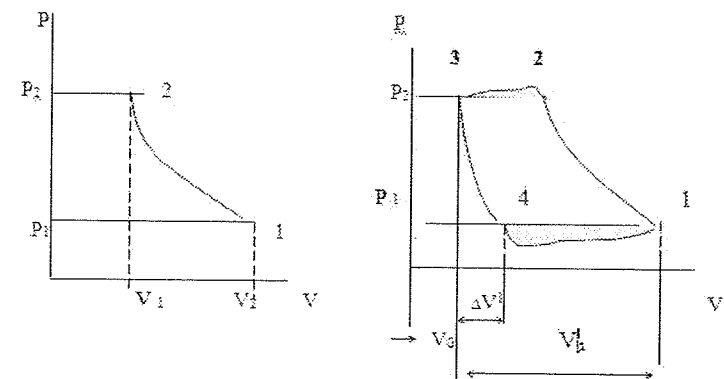


Рис. 16. Теоретическая (а) и индикаторная (б) диаграммы поршневого компрессора

Линия P1 — 1 изображает процесс наполнения цилиндра наружным воздухом (поршень идет вниз). При обратном ходе поршня и закрытых

клапанах происходит процесс сжатия до требуемого давления  $P_2$  (процесс 1–2). При этом давлении выпускной клапан открывается и сжатый газ выталкивается из цилиндра (процесс 2 –  $P_2$ ). Площадь диаграммы  $P_1$ –1–2– $P_2$  выражает работу, расходуемую компрессором за один оборот вала.

Диаграмма, снятая с действительного компрессора и называемая индикаторной, сохраняя форму диаграммы идеального компрессора несколько от нее отличается, рис. 16, б. Это отличие связано:

— с сопротивлением в клапанах, что вызывает появление волнистых линий в процессах всасывания и нагнетания;

— с наличием вредного (мертвого) пространства  $V_0$ , заключенным между днищем поршня в верхней мертвой точке и крышкой цилиндра, и связанного с этим расширением воздуха, оставшегося: во вредном пространстве (линия 3–4). Отношение объема  $V_0$  к объему, описываемому поршнем  $V_h$ , называется *относительным вредным объемом*:  $a = V_0 / V_h$ ;

— из-за сопротивлений во всасывающем и нагнетательном клапанах необходимо затратить дополнительную работу (на диаграмме заштрихованные площади);

— при рассмотрении процесса сжатия в реальном компрессоре принимается, что он происходит по политропе со средним постоянным показателем  $n = 1,2 - 1,4$ , хотя в действительности показатель политропы является переменной величиной (в идеальном компрессоре принимается сжатие по адиабате, изотерме, политропе с постоянным показателем).

#### 2.4. Коэффициент подачи, мощность и к.п.д. поршневого компрессора

Отношение объема всасываемого воздуха при давлении и температуре во всасывающем патрубке  $V_1$  к рабочему объему цилиндра  $V_h$  называется коэффициентом подачи

$$\lambda = V_1 / V_h,$$

где  $V_h = \pi D^2 S / 4$ ;  $S$  — ход поршня, м;  $D$  — диаметр цилиндра, м.

Производительность компрессора, отнесенная к параметрам в конце всасывания в цилиндр

$$V = \lambda V_h n, \text{ м}^3/\text{сек},$$

где  $n$  — частота вращения коленчатого вала компрессора, 1/мин;  $\lambda$  — объемный коэффициент, определяемый по формуле:

$$\lambda = [1 - a(\beta^{1/m} - 1)],$$

$m$  — показатель политропы расширения воздуха из вредного пространства;

$\beta = p_2 / p_1$  — степень повышения давления.

Мощность, затрачиваемая на сжатие воздуха, называется *индикаторной*, которая находится по индикаторной диаграмме, снятой с компрессора

$$N = p_1 \pi D^2 S n / 4 \cdot 10^{-3} \cdot 60 = p_1 F S n / 60 \cdot 10^{-3}, \text{ кВт},$$

где  $F = \pi D^2 / 4$  — площадь поршня, м<sup>2</sup>.

Мощность на валу компрессора  $N_e$  называется *эффективной*. Она отличается от мощности индикаторной на величину механических потерь и учитывается механическим к.п.д.:

$$N_e = N_i / \eta_m,$$

где  $\eta_m$  — механический к.п.д., равный 0,85–0,9.

Степень совершенства компрессора оценивают по относительному термодинамическому к.п.д., характеризующему степень приближения действительного рабочего процесса к идеальному, в качестве которого в охлаждаемых компрессорах используют изотермический процесс.

Отношение мощности, потребляемой идеальным изотермическим компрессором, к индикаторной мощности называют *изотермическим к.п.д.*

$$\eta_{из} = N_{из} / N_i$$

Мощность идеального компрессора при изотермическом сжатии определяют по формуле

$$N = p_1 V \ln(p_2/p_1) / 60 \cdot 10^3.$$

где  $p_1$  — давление всасываемого воздуха, н/м<sup>2</sup>;  $V$  — производительность компрессора, м<sup>3</sup>/мин.

Мощность на валу реального компрессора можно определить по формуле

$$N_e = p_1 V \ln(p_2/p_1) / \eta_{из} \eta_m 60 \cdot 10^3.$$

Изотермический к.п.д.  $\eta_{из}$  лежит в пределах 0,73–0,77 и зависит от степени повышения давления  $\beta$  (при  $\beta = 3$  он достигает наибольшего значения). При использовании ременной передачи общий к.п.д. компрессорной установки

$$\eta_{к.уст.} = \eta_m \eta_{из} \eta_{п.},$$

где  $\eta_{п.}$  — к.п.д. ременной передачи.

К.п.д. компрессорной установки современных компрессорных установок лежит в пределах 0,45–0,65.

## 2.5. Предел сжатия в одной ступени поршневого компрессора.

При увеличении степени повышения давления  $\beta$  возрастает температура воздуха в конце сжатия, которая может достигнуть значений, превышающие допустимые температуры по температуре вспышки смазочного масла компрессора (что недопустимо в противопожарном отношении). Кроме того существует предельная степень повышения давления, зависящая от величины вредного пространства.

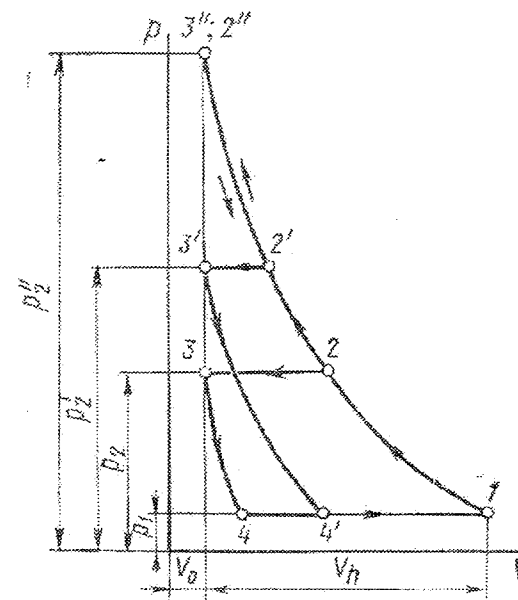


Рис. 17. Предел сжатия в одной ступени поршневого компрессора

На рис. 17 показана индикаторная диаграмма компрессора, на которой давление в конце сжатия  $p_2$  имеет три различных значения. Как видно из рис. 17 с повышением  $p_2$  увеличивается количество воздуха, остающееся во вредном пространстве. При давлении  $p_2^{11}$  линии сжатия и расширения сливаются, подача воздуха в напорную магистраль прекращается, т. е. объемный к.п.д. компрессора становится равным нулю.

В реальных компрессорах температура не должна превышать 160–180 °С. С целью получения таких температур в конце сжатия степень повышения давления обычно не превышает 5.

Для получения сжатого воздуха высокого давления и соблюдения противопожарных требований применяют двух- и многоступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением воздуха между ступенями. При этом достигается две цели: снижается температура смазочного масла цилиндров

компрессора и уменьшается затрата мощности (работы) на привод компрессора.

**Двухступенчатая компрессорная установка** с промежуточным холодильником рис. 18, состоит из следующих основных узлов. Воздушный фильтр 1, воздушного компрессора с двумя цилиндрами 2 и 5, электродвигателя 8, промежуточного холодильника 3, влагомаслоотделителя 4 и ресивера 7.

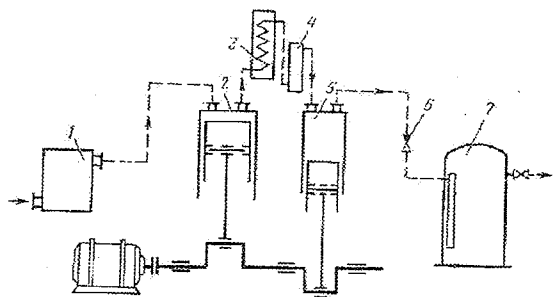


Рис. 18. Двухступенчатая компрессорная установка.

Атмосферный воздух через воздушный фильтр поступает в цилиндр первой ступени, имеющей больший диаметр. В нем воздух сжимается от давления  $P_1$  до давления  $P_2$ . При этом температура воздуха повышается от  $t_1$  до  $t_2$ .

Из цилиндра первой ступени сжатый воздух поступает в промежуточный холодильник, где охлаждается при постоянном давлении до начальной температуры  $t_1$ .

Охлажденный воздух из холодильника подается во влагомаслоотделитель, где он очищается от капелек влаги и масла.

Очищенный и охлажденный воздух направляется в цилиндр второй ступени компрессора, имеющей меньший диаметр. Здесь он сжимается до давления  $P_3$  с повышением температуры до  $t_2$ . Из цилиндра второй ступени воздух через обратный клапан 6 поступает в ресивер для уменьшения ко-

лебания давления воздуха во внешней сети, возникающие в результате периодической подачи воздуха компрессором.

Для очистки воздуха от пыли на его всасывающей трубе устанавливают воздушный масляноинерционный фильтр.

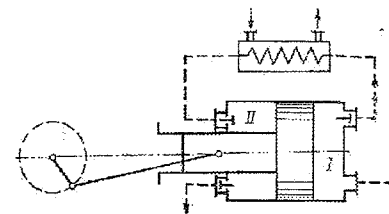


Рис. 19. Схема двухступенчатого компрессора прямого типа с дифференциальным поршнем

В двухступенчатом компрессоре прямого типа с дифференциальным поршнем (рис. 19) ступени сжатия разнесены по обе стороны последнего. При движении поршня влево в I ступени будет происходить сжатие, а во II расширение воздуха, оставшегося во вредном пространстве. По достижении давления во II ступени  $p_2$ , равного давлению в промежуточном холодильнике, откроется всасывающий клапан и поршень, перемещаясь влево, будет всасывать воздух из промежуточного холодильника. После снижения давления в холодильнике открывается нагнетательный клапан I ступени и воздух направляется во II ступень. При движении поршня вправо в I ступени сначала происходит расширение воздуха, оставшегося во вредном пространстве, а затем всасывание свежей порции его из атмосферы. Во II ступени в это время воздух сначала сжимается, а потом подается с давлением  $p_3$  в ресивер.

## 2.6. Регулирование компрессоров

В компрессорах, используемых на установках, требуется поддержка постоянного давления в нагнетательной сети при переменном расходе

воздуха. В некоторых случаях также необходимо поддерживать постоянный расход его при переменном давлении.

Производительность компрессора (в м<sup>3</sup>/мин), определяемую из выражения  $V = W_{\text{н}} i n$ , можно регулировать следующими способами:

1. Изменением частоты вращения вала компрессора.

Как видно из приведенной формулы, производительность компрессора пропорциональна частоте вращения  $n$ .

Такой способ регулирования может быть применен только в том случае, если компрессор приводится от двигателя внутреннего сгорания или электродвигателя постоянного тока. При этом способе регулирования меньше работа механического трения в компрессоре, потери давления в клапанах и т. д. Однако полученная экономия работы в компрессоре при неправильно подобранном ДВС может быть полностью поглощена менее экономичной работой двигателя на долевых режимах или даже оказаться больше нее.

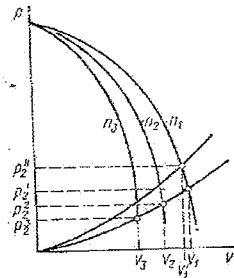


Рис. 20. Регулирование производительности компрессора с помощью изменения частоты вращения

При постоянных значениях  $a$ ,  $\beta$ ,  $Vn$  и переменной частоте вращения теоретические характеристики в диаграмме  $pV$  изображаются прямыми, параллельными оси ординат. Чем больше  $\beta$  при переменной степени повышения давления, тем меньше производительность компрессора. В связи с этим действительная характеристика компрессора при заданной частоте

вращения изображается кривой, отклоняющейся от вертикали (рис. 20). При различной частоте вращения она изображается рядом кривых.

Как видно из рис. 20, при работе поршневого компрессора, имеющего постоянную характеристику сети, с понижением частоты вращения будет изменяться не только производительность, но и степень повышения давления  $\beta$ .

Изменение же противодействия сети при постоянной частоте вращения приводит к снижению производительности компрессора. Однако вследствие крутой характеристики она снижается незначительно, что легко может быть компенсировано увеличением частоты вращения.

2. Воздействием на всасывающие клапаны компрессора. При этом способе регулирования всасывающие клапаны отжимаются, и они остаются открытыми как при ходе всасывания, так и при ходе нагнетания. Клапаны могут быть отжаты полностью на всем ходе поршня, и подача воздуха будет равна нулю, или только на части хода нагнетания. В последнем случае обеспечивается плавное регулирование производительности компрессора. На рис. 21, а приведена индикаторная диаграмма компрессора при полном открытии всасывающего клапана в период хода нагнетания, а на рис. 21, б — при открытии его только на части этого хода.

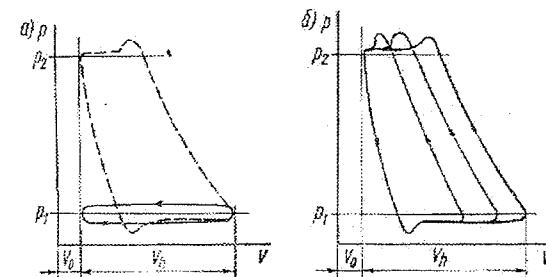


Рис. 21. Регулирование производительности компрессора отжатием клапанов на всем ходу (а) и на части хода (б) поршня



Недостатком рассмотренного способа регулирования производительности являются частые воздействия на всасывающие клапаны, что приводит к снижению долговечности пластин, нарушению плотности их прилегания и к утечкам воздуха.

3. Дросселированием на всасывании. Производительность компрессора можно также регулировать частичным открытием всасывающего клапана, в результате чего будет происходить дросселирование воздуха при всасывании и уменьшение его количества, подаваемого в нагнетательную магистраль.

4. Отключением отдельных цилиндров. Этот способ применяется только в многоцилиндровых компрессорах для ступенчатого регулирования производительности до 50 %.

5. Дополнительным включением камер вредного пространства.

Увеличение вредного пространства камеры приводит к уменьшению объемного к.п.д. компрессора, а следовательно, и его коэффициента подачи  $\lambda$ . Такой способ регулирования применяется в крупных компрессорах.

На практике иногда применяют регулирование производительности компрессоров путем выпуска части сжатого воздуха в атмосферу. Этот способ наиболее простой, но самый неэкономичный. Возможно также регулирование производительности ступенчатым способом путем остановки компрессора. Данный способ хотя и экономичен, но требует частого пуска компрессора, что нежелательно. Кроме того, его можно применять в установках, допускающих колебания давления в напорной магистрали.